

工作機械高速主軸用転がり軸受の スピン運動を考慮した潤滑状態の評価法

Analytical Evaluation for Lubricating Condition Considering Spin
on Angular Contact Ball Bearings for High-Speed Machine Tool Spindles

技 術 本 部 吉 田 孝 文^{*1} 東 崎 康 嘉^{*1}
松 本 将^{*2} 重 川 英 文^{*3}

工作機械の高速主軸の支持には通常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玉はスピン運動を行う。本報では、このスピン運動が接触部の潤滑油膜に及ぼす影響を実験的に明らかにするために光干渉じま試験を行い、スピン運動が大きくなると油膜厚さが薄くなることを見いだした。また、それを定量的に評価できる熱弾性流体潤滑解析手法を開発した。これにより、転がり軸受の潤滑状態の評価が可能となり、高速転がり軸受の成立性を検討できることを述べる。

Spin on the contact surfaces between two elements occurs in such diverse machine elements as angular contact ball bearings. We experimentally and analytically studied the effect of spin on lubricating oil film thickness on angular contact ball bearings for high-speed machine tool spindles. Oil film thickness was measured under different spin angular velocities for constant rolling velocity and different contact loads using optical interference. We clarified the effect of spin on minimum and central thickness of oil film and film shape and analyzed thermoelastohydrodynamic lubrication (TEHL) considering spin under experimental conditions. Analytical and experimental results agreed well.

1. ま え が き

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。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。

そこで本報では、光干渉じま試験により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、スピン運動を考慮した熱弾性流体潤滑解析手法を開発し、実験結果との比較検証を行った。また、工作機械高速主軸用アンギュラ玉軸受の潤滑状態の評価についても述べる。

2. 光干渉じま試験

2.1 実験方法

図1に光干渉じま油膜観察装置の概略を示す。ガラス円板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おもり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 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

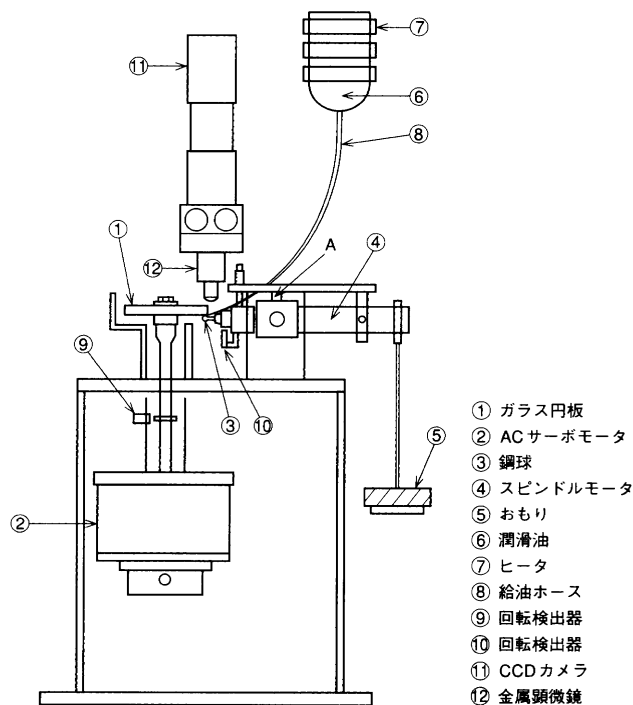


図1 試験装置の概略 玉とガラス円板の接触部における油膜厚さを計測するための光干渉じま試験装置の概略を示す。
Schematic view of experimental apparatus

水平線から最大 60° 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、給油温度及び油膜厚さ（光干渉じま）の4項目である。円板の回転数は図1

*1 長崎研究所トライボロジー研究室 工博

*2 長崎研究所主幹 工博

*3 広島研究所工作機械研究室

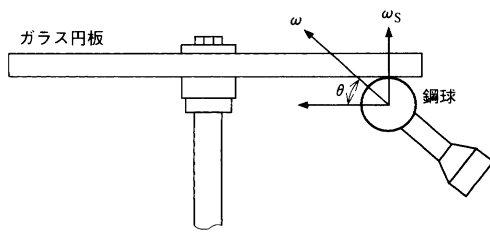


図2 玉のスピン角速度 玉にスピン角速度を与える方法を示す。
Spin angular velocity of steel ball

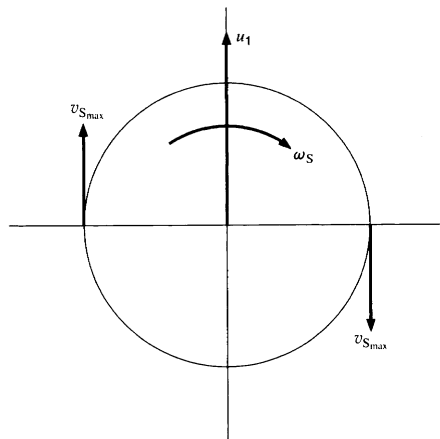


図3 潤滑油の流入速度と最大スピン速度 玉とガラス円板の接触部へ潤滑油が流入する速度と最大スピン速度を示す。
Entraining velocity of lubricant and maximum spin velocity

のACサーボモータの軸に取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じまは、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込んだ干渉じまと、実験前に校正した干渉じまの色順と油膜厚さの関係から決定した。

2.3 実験条件

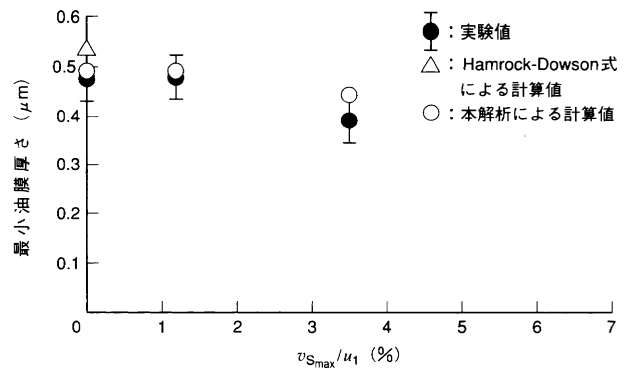
表1に実験条件を示す。実験に用いた球は玉軸受用の半径4 mmの鋼球であり、その表面仕上げは0.01 μmRa であった。実験に使用した潤滑油はパラフィン系の鉱油 (ISO VG 100 相当油) であり、動粘度は40°Cで100 cStである。

2.4 実験結果

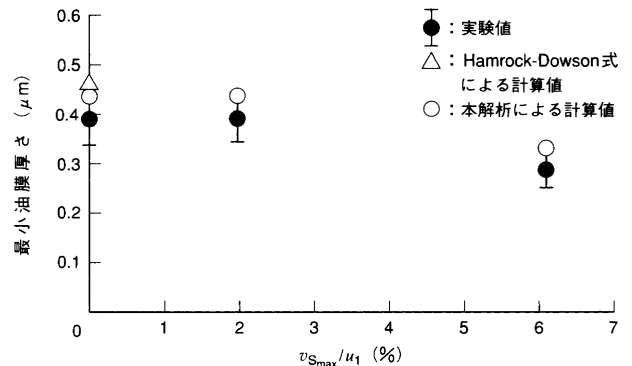
図4に(最大スピン速度 $v_{smax}/$ 接触部への油の流入速度 u_1)と最小油膜厚さの関係を示す。図4(a)は最大面圧が0.7 GPaの場合、

表1 試験条件
Experimental conditions

円板	ガラス円板 ($\phi 100 \times t 8.5 \text{ mm}$)
おもり	9.8~49 N (1~5 kgf) (最大面圧: 0.7~1.3 GPa)
玉	鋼球 (半径=4 mm)
潤滑油の流入速度	2.1 m/s
最大スピン速度 潤滑油の流入速度	0~6 %
潤滑油の温度	30°C



(a) 最大面圧0.7 GPaの場合



(b) 最大面圧1.3 GPaの場合

図4 最小油膜厚さに及ぼすスピン速度の影響 スピン速度の増加により最小油膜厚さが薄くなることを示す。
Effect of spin velocity on minimum oil film thickness

(b)は1.3 GPaの場合である。また、図4には後述する解析結果も示してある。ここで、光干渉じまの色の変化に対して油膜厚さは段階的に変化するので実験にはこの幅が含まれている。

本実験結果では油膜厚さの変化が光干渉じま1本分の変化であったが、図4の実験結果よりいずれの面圧の場合でも v_{smax}/u_1 が増加すると最小油膜厚さは薄くなることが分かる。

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5は最大面圧が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ない場合、(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5には後述する解析結果も示してある。

図5(a)より、油膜形状はスピン運動がない場合にはHertzの接触円の中心に関して左右対称になっていることが分かる。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5(b)の左側] で薄くなっている。

3. スピン運動を考慮した熱弾性流体潤滑解析手法

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を開発し、前述の実験結果に検討を加える。

3.1 解析手法の展開

接触領域内の任意の点におけるスピン速度は接触領域の中心からその点までの距離とスピン角速度の積で与えられる。したがって、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、それぞれの方向の速度は次式(1)、(2)で表される。

$$v = v_s \sin \theta \quad (1)$$

$$u = u_1 + (u_2 + v_s \cos \theta) \quad (2)$$

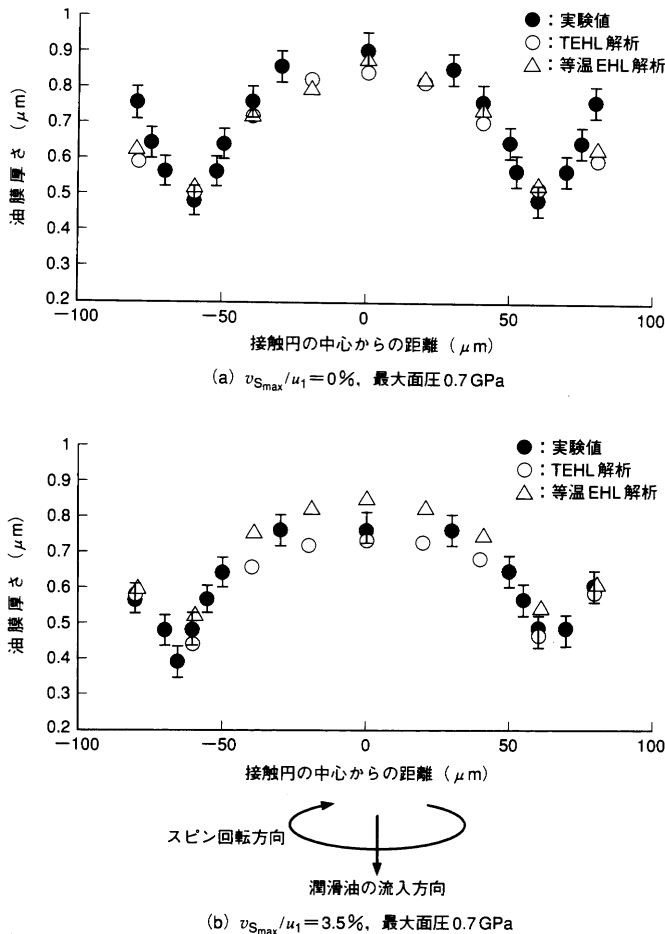


図5 油膜形状に及ぼすスピン速度の影響 スピン速度の増加により油膜形状が左右非対称になることを示す。
Effect of spin velocity on oil film shape

次に、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、流体圧力と流体膜の関係を表す Reynolds 方程式は式(3)になる。

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

この式がスピン運動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で検証済みの Eyring のモデル⁽¹⁾を x 方向と y 方向に用いる。

$$\frac{\partial v}{\partial z} = \frac{\tau_0}{\eta} \sinh \left[\frac{\tau_x}{\tau_0} \right] \quad (4)$$

$$\frac{\partial u}{\partial z} = \frac{\tau_0}{\eta} \sinh \left[\frac{\tau_y}{\tau_0} \right] \quad (5)$$

ここで、 τ_0 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_0 が小さいほど小さな応力で非ニュートン性が現れる。 $\tau \ll \tau_0$ 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_0 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⁽²⁾ の式(6)を用いた。

$$\eta = \eta_0 \exp(\alpha p) \quad (6)$$

接触物体に比べて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、弾性変形量は式(7)で表される。

$$w(x, y) = \frac{2}{\pi E'} \iint_A \frac{p(\bar{x}, \bar{y})}{\sqrt{(x-\bar{x})^2 + (y-\bar{y})^2}} d\bar{x} d\bar{y} \quad (7)$$

式(7)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_0 とすれば式(8)になる。

$$h(x, y) = h_0 + \frac{x^2}{2R_x} + \frac{y^2}{2R_y} + w(x, y) \quad (8)$$

また、油膜負荷能力は式(9)に示すように油膜圧力を積分することと求められる。

$$W = \iint p(x, y) dx dy \quad (9)$$

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・単位面積当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式(10)で表される。

$$q = \tau_x \frac{\partial v}{\partial z} + \tau_y \frac{\partial u}{\partial z} \quad (10)$$

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式(11)のようになる。

$$\lambda_f \frac{\partial^2 T_f}{\partial z^2} + q = 0 \quad (11)$$

また、鋼球及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式(12)のようになる。

$$\rho_b c_b u \frac{\partial T_b}{\partial y} = \lambda_b \frac{\partial^2 T_b}{\partial z^2} \quad (12)$$

上述の Reynolds 方程式、弾性変形の式、エネルギー方程式及び熱伝導方程式を同時に解くことにより、油膜厚さ分布及び圧力分布が得られる。

3.2 実験結果との比較

図4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、光干渉基試験装置による実験値と計算値の比較を示す。また、図中には Hamrock-Dowson の式⁽³⁾による計算結果も示してある。この式による計算値は、スピン運動がない場合に最小油膜厚さを精度良く評価できることが知られている。図4より、本報の計算値は Hamrock-Dowson の式による計算値及び実験値とほぼ一致しており、本解析手法により v_{Smax}/u_1 の増加による油膜厚さの減少を評価できることが分かる。

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の実験値と計算値を示す。また、同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 解析による結果も示してある。図5(a)より、実験値と計算値の両方共油膜形状はスピン運動がない場合には 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5(b)の左側] で薄くなっている。これは、図5(b)の左側では速度が(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、左右で速度分布を生じるためであると考えられる。また、図5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ない場合に比べ全体的に薄くなっている。これは、図5(b)の TEHL (Thermoelastohydrodynamic Lubrication) 解析と等温 HEL 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

表2 解析対象の工作機械の仕様
Machine tool specification for calculation

項目	形式	M-H 4 B
テーブル	作業面積 (mm)	400×400
	割出し (mm)	1°ごと×360 位置
各軸移動量	X 軸 (mm)	650
	Y 軸 (mm)	560
	Z 軸 (mm)	650
早送り速度 Y, Y, Z 軸 (mm/min)		40 000
主軸回転速度 (min ⁻¹)		200~20 000
主軸電動機出力 (30 分定格) (kW)		25
主軸テーパ		No.40 : プルスタッド MAS-1 型
ATC	工具本数 (本)	40
	工具交換時間 (s)	1.3
機械質量 (kg)		10 500

油の粘度が低下したことが原因であると考えられる。
以上より、本報で展開した解析手法によりスピン運動がある場合の潤滑状態を定量的に評価できることが分かる。

4. 工作機械主軸用アンギュラ玉軸受の潤滑状態解析

今回の解析対象となる工作機械の仕様を表2に示す。主軸は、軸径 $d=80\text{ mm}$ 、最高回転数 $N=20\,000\text{ min}^{-1}$ の dN 値 160 万の主軸である。
実際の解析では、当社で開発した転がり軸受解析プログラム⁽⁴⁾に回転数、軸受荷重、潤滑条件、軸受詳細内部諸元を入力し、玉荷重分布及び玉の運動を計算する。これにより、玉に作用する荷重、玉のスピン回転数、自転回転数が得られるので、第3章で開発した解析手法により $20\,000\text{ min}^{-1}$ 時の玉と軌道輪間の最小油膜厚さを評価した。その結果を表3に示す。表3の Λ 値は潤滑状態を表すパラメータで、次式(13)で定義される。

$$\Lambda = \frac{h_{\min}}{\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}} \tag{13}$$

ここで、
 $h_{\min}$: 最小油膜厚さ
 σ : 接触物体の表面粗さ (rms 値)

この Λ 値が3より大きいと流体潤滑 (接触物体が油膜により完全に分離されている) 状態である。表3より、今回の Λ 値は3より大きな値となっているので、玉と軌道輪間は流体潤滑を確保していることが分かる。

5. む す び

以上の実験結果及び解析検討から、本研究では次のような結論を得た。
(1) 玉のスピン運動を考慮した上で、接触物体間の潤滑状態を定

表3 最小油膜厚さと Λ 値
Minimum oil film thickness and Λ value

最小油膜厚さ (μm)	0.82
Λ 値	7

- 量的に評価できる熱弾性流体潤滑解析手法を開発した。
(2) 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、光干渉じま試験装置から得られた実験油膜厚さは精度良く一致する。
(3) 本解析手法により、転がり軸受の潤滑状態を評価できるので、高速転がり軸受の成立性を検討できる。

記号説明

- c_b : 接触物体の比熱 [J/(kg・K)]
- E' : 接触物体の等価ヤング率 (N/m²)
- h : 油膜厚さ (m)
- p : 油膜圧力 (Pa)
- q : 熱流束 (W/m³)
- R_x, R_y : 接触物体の等価半径 (m)
- T_b : 接触物体の温度 (K)
- T_t : 潤滑油の温度 (K)
- u_1, u_2 : 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 (m²/N)
- η : 潤滑油粘度 (Pa・s)
- η_0 : 大気圧における潤滑油粘度 (Pa・s)
- η_x^*, η_y^* : 非ニュートン流体の相当粘度 (Pa・s)
- λ_b : 接触物体の熱伝導率 [W/(m・K)]
- λ_t : 潤滑油の熱伝導率 [W/(m・K)]
- ρ_b : 接触物体の密度 (kg/m³)
- τ_0 : 特性応力 (Pa)
- τ_x, τ_y : セン断応力 (Pa)
- ω_s : スピン角速度 (rad/s)

参 考 文 献

(1) Eyring, H., J. Chem. Phys., Vol. 4 (1936) p.283
(2) Barus, C., Am. J. Sci., Vol.45 (1893) p.87
(3) Hamrock, B. J. et al., Proc. 5th Leeds-Lyon Symp. Trib. (1979) p.25
(4) 吉田ほか, 工作機械主軸用高速転がり軸受の温度解析手法, 三菱重工技報 Vol.35 No.5 (1998) p.358