

工作機械主軸用高速転がり軸受の温度解析手法

Heat Conduction Analysis of Angular Contact Ball Bearing for High Speed Machine Tool Spindles

技術本部 吉田孝文*1 東崎康嘉*2
 松本將*3 重川英文*4
 広島工機工場 浜中憲二*5

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速度が高いほど高能率に加工できる。このため、工作機械主軸の高速化が著しい。高速工作機械の信頼性及び性能向上のためには、これに用いられるアンギュラ玉軸受の耐焼付き性評価と最適軸受設計手法の確立が必要である。そこで本報では、特に高速時に問題となる軸受の玉に作用する動的な力（遠心力とジャイロモーメント）を考慮して、玉と軌道輪間の接触面圧、玉の運動、軸受温度まで一貫して求める手法を開発した。これにより、当社独自の高速転がり軸受を設計することが可能になった。

High speed machine tool spindles are being rapidly developed to achieve improvements in machined product productivity. However, high speed spindles result in higher temperature operation of the machines and decrease in work accuracy. Also, high speed spindles tend to seize the angular contact ball bearings used in the spindles. For these reasons a heat conduction analysis of the bearings and spindles comes out. This analysis includes the rolling element load distribution, ball motion, traction coefficient between the ball and bearing ring, and on FEM heat analysis of the bearing. The calculation results of the analysis showed good agreement with the measurements of the bearing temperature. Therefore, this analysis makes it possible to design new high speed ball bearings.

1. ま え が き

転がり軸受は滑り軸受と比べ、取扱い・保守が容易という経済性の面で優れ、高速時の動力損失が小さく、使用条件の変化に対して強い耐久性を有する利点がある。このため、当社では工作機械高速主軸用の軸受に転がり軸受を用いている。

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速度が高いほど高能率に加工できる。このため、工作機械主軸の高速化がますます進んでいる。転がり軸受は低コストの一機械要素であるが、いったん焼付きあるいは疲労破壊等のトラブルが発生すると回転機械を停止させるなど多大な損害を招く。したがって、工作機械の信頼性向上のためには、製品設計段階において軸受の焼付き限界の定量的な評価及び最適軸受設計手法を構築しておく必要がある。

そこで本報では、特に高速時に問題となる軸受の玉に作用する動的な力（遠心力とジャイロモーメント）を考慮して、軸受の焼付きと直接関係する玉と軌道輪（内輪、外輪）間の接触面圧、玉の運動（滑り）、軸受温度まで一貫して求める手法を開発することを目的とした。

2. アンギュラ玉軸受の温度解析手法

2.1 計算のフローチャート

図1に計算のフローチャートを示す。本解析の特徴は、まず玉に作用する遠心力及びジャイロモーメントを考慮した転動体荷重分布、玉のスピン運動及び接触部の摩擦係数を求める。次にその結果より、軸受発熱及び潤滑方法（オイルミスト、ジェット潤滑）

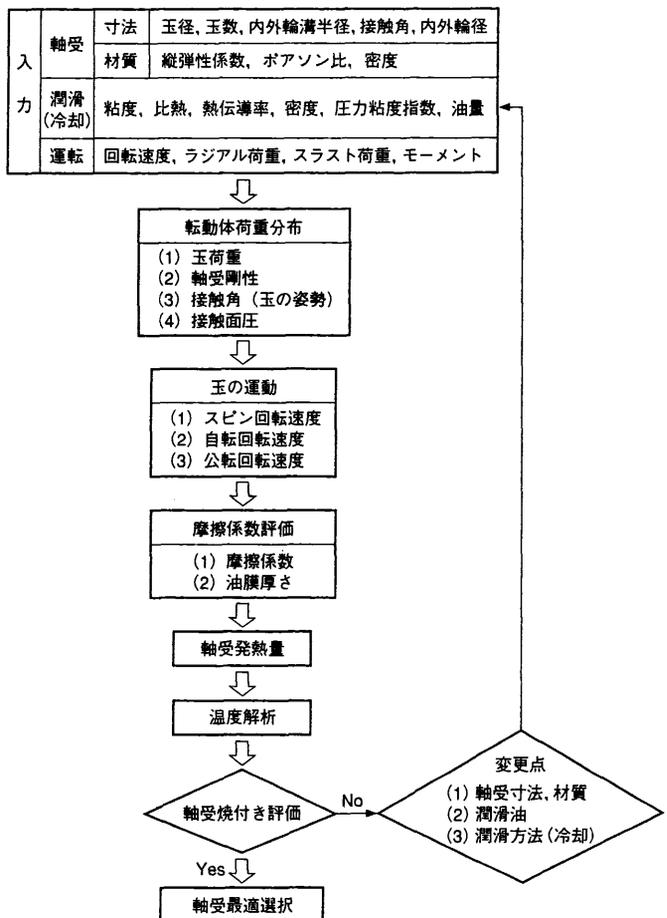


図1 計算のフローチャート 軸受内部諸元及び運転条件を考慮した軸受温度解析のフローチャートを示す。
Flowchart of computational scheme

*1 長崎研究所トライボロジー研究室 工博 *4 広島研究所工作機械研究推進室
 *2 長崎研究所トライボロジー研究室 *5 技術部汎用工作機械設計課
 *3 長崎研究所主管 工博

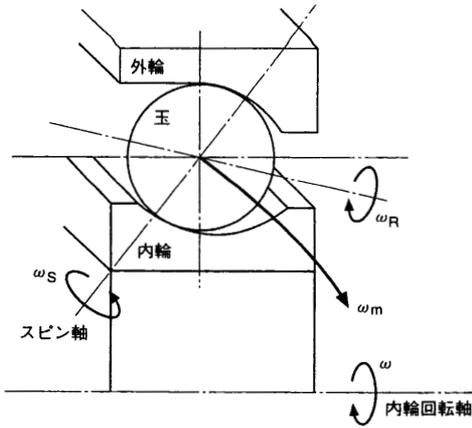


図5 玉の運動 玉と軌道輪の弾性接触を考慮した玉の運動を示す。
Ball motion

表1 玉の公転角速度
Orbital angular velocity of ball

	外輪コントロール	内輪コントロール
内輪回転	$\frac{1-\gamma\cos\beta_1}{1+\cos(\beta_1-\beta_2)}\omega$	$\frac{\cos(\beta_1-\beta_2)-\gamma\cos\beta_2}{1+\cos(\beta_1-\beta_2)}\omega$
外輪回転	$\frac{\cos(\beta_1-\beta_2)+\gamma\cos\beta_1}{1+\cos(\beta_1-\beta_2)}\omega$	$\frac{1+\gamma\cos\beta_2}{1+\cos(\beta_1-\beta_2)}\omega$

2.4 摩擦係数評価

2.2及び2.3節より、玉に加わる荷重と玉の回転速度が得られた。これにより接触部での弾性変形、潤滑油の高圧粘度と、油膜のせん断発熱による潤滑油の粘度低下を考慮した熱弾性流体潤滑 (Thermo-Elastohydrodynamic Lubrication : TEHL) 理論を用いて、玉と軌道輪間の摩擦係数 (トラクション係数) を評価する。

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 (玉の転がり方向と直角方向) の速度を v 、 y 方向 (玉の転がり方向) の速度を u とすれば、それぞれの方向の速度は式 (11)、(12) で表される。

$$v = -v_s \sin\theta \tag{11}$$

$$u = u_1 + (u_2 + v_s \cos\theta) \tag{12}$$

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 (13) となる。

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3 \partial p}{\eta^* \partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h^3 \partial p}{\eta^* \partial y} \right) = 6 \left(v \frac{\partial h}{\partial x} + u \frac{\partial h}{\partial y} \right) \tag{13}$$

この式が玉の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粘性モデルとして、Eyring のモデル³⁾を用いた。

$$\frac{\partial v}{\partial z} = \frac{\tau_0}{\eta} \sinh \left(\frac{\tau_x}{\tau_0} \right) \tag{14}$$

$$\frac{\partial u}{\partial z} = \frac{\tau_0}{\eta} \sinh \left(\frac{\tau_y}{\tau_0} \right) \tag{15}$$

また、本解析では潤滑油の粘度と圧力の関係式に Barus⁴⁾の式を用いた。

$$\eta = \eta_0 \exp(\alpha' p) \tag{16}$$

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 $w(x, y)$ は式 (17) で表され

る。

$$w(x, y) = \frac{2}{\pi E'} \iint_A \frac{p(\bar{x}, \bar{y})}{\sqrt{(x-\bar{x})^2 + (y-\bar{y})^2}} d\bar{x}d\bar{y} \tag{17}$$

式 (17) を用いると、接触部の弾性変形を考慮したときの油膜厚さ $h(x, y)$ は最小すきまを h_0 とすれば式 (18) となる。

$$h(x, y) = h_0 + \frac{x^2}{2R_x} + \frac{y^2}{2R_y} + w(x, y) \tag{18}$$

また、油膜負荷能力 W は油膜圧力を積分することで求められる。

$$W = \iint p(x, y) dx dy \tag{19}$$

油膜内では x 方向と y 方向に滑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 q は式 (20) で表される。

$$q = \tau_x \frac{\partial v}{\partial z} + \tau_y \frac{\partial u}{\partial z} \tag{20}$$

そして、油膜内でのエネルギー方程式と接触物体内での熱伝導方程式は、それぞれ式 (21)、(22) となる。

$$\lambda_r \frac{\partial^2 T_r}{\partial z^2} + q = 0 \tag{21}$$

$$\rho_b c_b u \frac{\partial T_b}{\partial y} = \lambda_b \frac{\partial^2 T_b}{\partial z^2} \tag{22}$$

上述の Reynolds 方程式、油膜厚さの式、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、玉と軌道輪間の摩擦係数 (トラクション係数) 及び油膜厚さ分布が得られる。

2.5 軸受温度解析

以上の解析で得られる玉に作用する荷重、玉の速度、摩擦係数と軸受の潤滑方法を考慮して下記の軸受発熱量を評価する。

- (1) 玉と軌道輪間の発熱
- (2) 玉の攪拌発熱
- (3) 保持器と軌道輪案内面間の発熱
- (4) 保持器ポケットと玉間の発熱

上記 (1) の発熱は、玉に作用する荷重、玉の滑り速度及び玉と軌道輪間の摩擦係数の積として評価する。(2) は、内外輪間の潤滑油と空気の混合流体中を玉が公転するときの攪拌発熱として評価する。(3) は、保持器と軌道輪案内面間の流体せん断発熱、(4) は、保持器ポケットと玉間の流体せん断発熱として評価する。

軸受内部の熱伝達率モデルとしては、内筒回転・外筒静止の同心二重円筒間熱伝達モデルを使用する。

そして、得られた軸受発熱量と熱伝達率を用いて有限要素法 (FEM) 解析により軸受温度解析を行う。

3. 工作機械主軸用軸受の温度解析と実機軸受温度との比較

今回の温度解析の対象となる工作機械の仕様を表 2 に示す。主軸は、半径 $d=80$ mm、最高回転速度 $N=20\,000$ min⁻¹ の dN 値 160 万の主軸である。

第 2 章の解析手法を用いて、実機工作機械の軸受発熱量、軸受内部の熱伝達率を計算し、図 6 に示す FEM モデルにより軸受温度を求めた。モデルでは、軸、軸受及びハウジングを軸対称体として取扱い、円周 (360°) を玉数で割った分に相当する範囲のモデルを作成した。ここで、モデルの軸方向の長さについては隣の軸受までの軸方向距離の半分の長さとした。

上述の解析手法による軸受温度と、実測軸受温度を比較した結

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

項目	形式	M-H4B
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 X, 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 min 定格)	(kW)	25
主軸ターボ		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

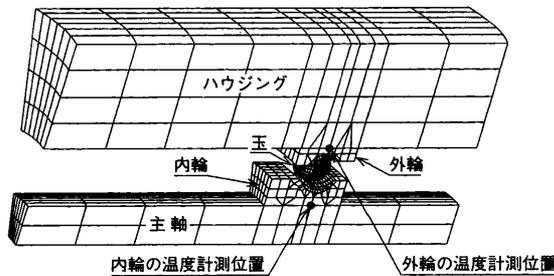


図6 FEMモデル 軸受、主軸及びハウジングの温度解析を行うための有限要素法 (FEM) モデルを示す。 FEM model for heat conduction analysis

果を図7に示す。実機試験では軸回転速度 23 000 min⁻¹までの試験を行った。図7の縦軸は(実測温度-計算温度)を示す。なお、温度計測用スリップリングの都合上、軸回転速度 20 000 min⁻¹以上の内輪温度は記載されていない。図7から、計算温度は実測温度と±10℃の精度(±20%の精度に相当)で一致していることが分かる。

4. む す び

前述の理論解析及び実測軸受温度との比較から、次の結論を得た。

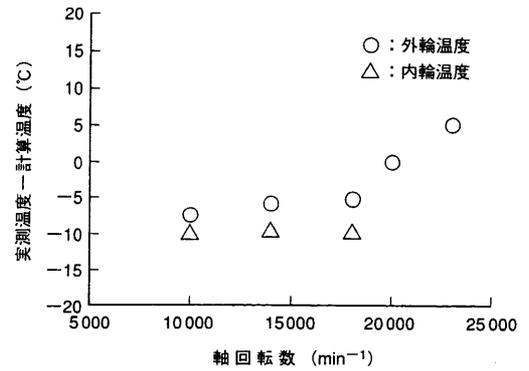


図7 計算軸受温度と実測軸受温度の比較 本解析による計算軸受温度と実機工作機械の実測軸受温度の比較を示す。 Comparison of calculated results and measured results

- (1) 高速回転中の軸受の玉に作用する動的な力(遠心力とジャイロモーメント)を考慮して、玉と軌道輪間の接触面圧、玉の運動(滑り)、玉と軌道輪間の摩擦係数及び軸受温度を定量的に評価できる解析手法を開発した。
- (2) 本解析を用いて、工作機械高速主軸用アンギュラ玉軸受の温度を計算した結果、実測軸受温度と±10℃の精度で一致することが分かった。
- (3) 本解析手法を用いて、当社独自の高速転がり軸受の設計が可能となった。

参 考 文 献

- (1) JONES, A. B., A General Theory for Elastically Constrained Ball and Radial roller Bearings under Arbitrary Load and Speed Conditions, Trans. ASME, J. Basic Eng., Vol.82 No.1 (1960) p.309
- (2) JONES, A. B., Ball Motion and Sliding Friction in Ball Bearings, Trans. ASME, J. Basic Eng., Vol.81 No.1 (1959) p.1
- (3) EYRING, H., Viscosity, Plasticity, and Diffusion as Examples of Absolute Reaction Rates., J. Chem. Phys., Vol.28 (1936) p.283
- (4) BARUS, C., Isotherms, Isopiestic, and Isometrics Relative to Viscosity., Am. J. Sci., Vol.45 (1893) p.87

記号説明

c : 比熱 (J/kg/K)
d : 玉径 (m)
d_m : ピッチ円の直径 (m)
E' : 物体の等価ヤング率 (N/m²)
F_c : 玉に作用する遠心力 (N)
h : 油膜厚さ (m)
K : 軌道輪と玉の接触剛性 (N・m^{-3/2})
M_G : 玉に作用するジャイロモーメント (N・m)
p : 油膜圧力 (Pa)
P : 軌道輪と玉の弾性接触によって生ずる力 (N)
q : 油膜内の単位時間・単位面積当りのせん断発熱量 (W/m²)
r : 軌道溝曲率半径 (m)
R : 物体の等価半径 (m)
T : 温度 (°C)
u : 物体の転がり方向速度 (m/s)
u₁ : 玉の転がり速度 (m/s)
u₂ : 内輪あるいは外輪の表面速度 (m/s)
v : 玉の転がり方向と直角方向の表面速度 (m/s)
v_s : 玉のスピン速度 (m/s)
x : 玉の転がり方向と直角の方向
y : 玉の転がり方向
W : 油膜負荷能力 (N)

α : 自転軸角 (°)
α' : 圧力粘度指数 (m²/N)
β : 軌道輪と玉の接触角 (°)
γ' : d/d_m
δ : 軌道輪と玉の弾性接近量 (m)
η : 潤滑油の粘度 (Pa・s)
η₀ : 大気圧における潤滑油の粘度 (Pa・s)
η* : 非ニュートン流体の相当粘度 (Pa・s)
λ : 熱伝導率 (W/m/K)
ρ : 密度 (kg/m³)
ω : 軸、内輪角速度 (rad/s)
ω_m : 玉の公転角速度 (rad/s)
ω_R : 玉の自転角速度 (rad/s)
ω_s : 玉のスピン角速度 (rad/s)
τ₀ : 特性応力 (Pa)
τ : せん断応力 (Pa)
L : 軌道輪溝曲率中心から玉の中心までの距離 (m)

添字

b : 油膜内
f : 物体内
i : 内輪
o : 外輪