

工作機械主軸高速化のための アンギュラ玉軸受転動体の三次元運動把握

Three-Dimensional Ball Motion in Angular Contact Ball Bearing
for High-Speed Machine Tool Spindle

技 術 本 部 吉 田 孝 文^{*1} 東 崎 康 嘉^{*2}
重 川 英 文^{*3}
工作機械事業部 濱 中 憲 二^{*4}
佐 賀 大 学 中 島 晃^{*5}

工作機械の信頼性及び生産性向上のためには高速主軸用アンギュラ玉軸受の焼付き評価が必要であり、これを行うには玉と軌道輪間の転がり－滑り現象，すなわち玉の三次元運動把握が不可欠である．そこで本報では，玉の三次元運動計測法を開発すると共に，それを定量的に評価できる玉軸受挙動解析手法を開発した．その結果，軸受の焼付き評価が可能となり，高速軸受の成立性を検討できるようになった．また，本手法を用いて軸受内部諸元を試設計し，試運転した結果，オイルミスト潤滑で軸径 70 mm，回転数 30 000 rpm の高速アンギュラ玉軸受の開発に成功した．

High-speed machine tool spindles are being rapidly developed to improve machined product productivity. High-speed, however, raises machine temperatures, causing seizing in angular contact ball bearings in spindles. To clarify the cause of seizure and heat generation in bearings, we measured the 3-dimensional ball motion of bearings using Hall elements arranged on fixed oblique coordinates. Results agreed well with analytical calculations, enabling us to design high-speed ball bearings with a bore of 70mm and an outer diameter of 110mm, enabling us to operate bearings at 30 000rpm with oil-mist lubrication.

1. ま え が き

近年，航空機，自動車産業界におけるアルミ系部品の多用化と小型化に伴う小径工具の使用により，高効率を目的とした工作機械主軸の高速化が著しく進んでいる．

工作機械の高速主軸には，切削力によるアキシアル荷重とラジアル荷重を同時に支持でき，かつ高速性に最も優れたアンギュラ玉軸受が使用される．主軸の高速化が進むと，その軸受の内部における発熱の増大によって，玉と軌道輪の接触部での焼付きが問題となる．このような状況において工作機械の更なる高速化を図るためには，アンギュラ玉軸受の焼付き評価が必要であり，これを行うには玉と軌道輪間の転がり－滑り現象，すなわち玉の三次元運動把握が不可欠となる．

そこで本報では，実機計測への適用性を視野に入ると共に計測の簡易化を図るために，静止側からアンギュラ玉軸受の玉の三次元運動を計測する方法を新たに開発した．本手法と従来の回転側からの計測結果を比較し計測法の妥当性を確認すると共に，玉の三次元運動を定量的に評価できるアンギュラ玉軸受挙動解析手法を開発した．そして，本手法を用いて高速アンギュラ玉軸受を試設計し，その軸受を試運転した結果について紹介する．

2. ホール素子による玉の三次元運動計測

2.1 静止斜交座標系での玉の運動検出

ホール素子とは，磁場の強さに比例した電圧を出力する半導体素子である．この特性を利用して，図 1 に示すように，

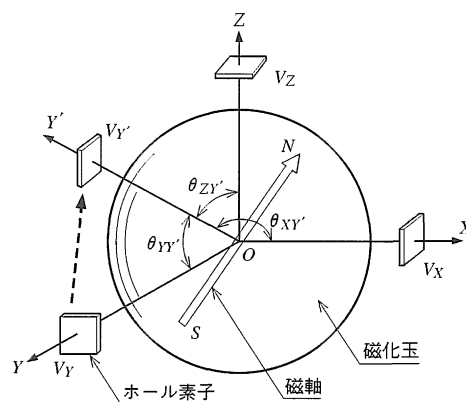


図 1 直交座標軸と斜交座標軸に配置されたホール素子 直交座標 X, Y, Z 軸と斜交座標 X', Y', Z' 軸に配置されたホール素子を示す。
Hall elements arranged on orthogonal coordinate axis and oblique coordinate axis

磁化した玉（以下，磁化玉と称す）の中心が原点となる直交座標 X, Y, Z 軸上にホール素子を配置すれば，ホール素子の検出電圧は各素子に対する磁化玉の磁軸ベクトルの方向余弦に比例した値となる．よって，検出電圧より各軸に対する方向余弦が求められ，磁軸ベクトルの方向が定まる．玉が自転しているとき，それらの検出電圧は磁軸ベクトルの変動に対して変化するので，玉の運動はそれらの検出電圧から三次元的に得られる．

ここで，図に示すような斜交座標 X', Y', Z' 軸上にホール

*1 長崎研究所トライボロジー研究室 工博

*2 長崎研究所トライボロジー研究室 工博

*3 広島研究所工作機械研究室

*4 技術部要素技術開発課

*5 理工学部機械システム工学科教授 工博

素子を配置したとする。すると、検出電圧は磁軸ベクトルの共変成分に比例した値となるから⁽¹⁾、斜交座標系で得られた検出電圧を直交座標系に変換すれば、ホール素子を斜交座標軸上に配置した場合でも直交座標軸上に配置した場合と同様に玉の三次元運動検出が可能となる。すなわち、直交座標系および斜交座標系での検出電圧をそれぞれ V 、 V' とし、その成分を、

$$V = \begin{bmatrix} V_x \\ V_y \\ V_z \end{bmatrix}, \quad V' = \begin{bmatrix} V_{x'} \\ V_{y'} \\ V_{z'} \end{bmatrix} \quad (1)$$

で表わせば、

$$V = A^{-1} V' \quad (2)$$

となる。式(2)の A は変換マトリクスであり、

$$A = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ \cos \theta_{x'y'} & \cos \theta_{y'y'} & \cos \theta_{z'y'} \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3)$$

で与えられる。ここに $\theta_{x'y'}$ 、 $\theta_{y'y'}$ 、 $\theta_{z'y'}$ はそれぞれ Y' 軸が X 、 Y 、 Z 軸となす角度である。

図2に静止斜交座標系での測定におけるホール素子の配置を示す。座標軸は、玉の中心を原点としてアキシャル方向に X 軸、ラジアル方向に Z 軸をとり、 Y' 軸は図に示す方向にとる。ここで、 Y 軸は玉の公転方向であり、ここに静止側からホール素子を配置することができないので、 Y' 軸に配置する（従来法では保持器にホール素子を埋め込み、回転中の保持器から信号を取り出す）。 X 軸ホール素子は、図に示すように、軸受側面に配置した硬質プラスチック製リングの端面において、玉ピッチ円に相当する円周上に 9° 間隔で3個貼付した。 Y' 、 Z 軸の素子は円周方向に 9° 間隔でそれぞれ3個、合計6個貼付した。試験軸受は、アンギュラ玉軸受 7209 A（内径 45 mm、外径 85 mm、幅 19 mm、玉数 13 個、呼び接触角 30° 、精度 JIS 5 級）であり、保持器は高力黄銅製のもみ抜き保持器である。

この静止斜交座標系での計測においては、磁束密度 $B \approx 3.3$ mT の磁化玉2個を、お互い最も離れたおよそ 166° （または 194° ）の位置に配置した（玉数が奇数のため 180° にはできない）。磁化玉の運動は、 9° 間隔に配置された X 、 Y' 、 Z 軸上のそれぞれの素子によるホール電圧として検出される。ホール電圧から角速度を計算する手法についてはいくつか報告され

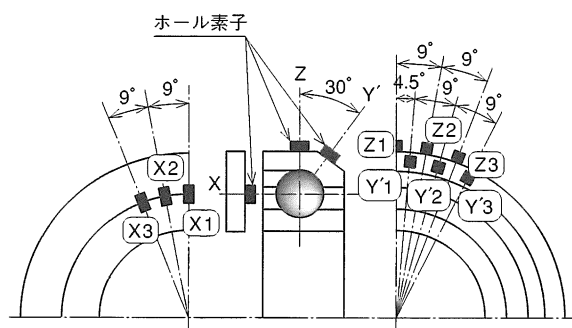


図2 ホール素子の位置 直交座標軸と斜交座標軸に配置したホール素子の位置を示す。
Arrangement of hall elements

ているが、本報では面積速度法⁽¹⁾により計算した。

2.2 試験方法

従来法の回転直交座標系の計測⁽¹⁾においては、試験軸受の保持器内に埋め込まれたホール素子の検出電圧を外部に取り出すためにスリップリングを使用した。荷重は外輪を固定するハウジングをアキシャル方向に圧縮コイルばねで押すことで負荷することができる。今回の試験では、回転数は 1 794、3 580、10 135 rpm の3条件、アキシャル荷重は 98、490、980 N の3条件とした。

使用した潤滑油は極圧添加剤無添加のパラフィン系鉱油であり、油温を 40°C 一定に保ち、ノズルにより $7.5 \text{ cm}^3/\text{s}$ の割合で試験軸受に強制給油した。

2.3 試験結果

図3は、主軸回転数 10 135 rpm、アキシャル荷重 980 N のときの斜交座標 $X3$ 、 $Y'3$ 、 $Z3$ 軸上に配置したホール素子の検出電圧の変化を示す。波形のピークの位置は、磁化玉が各座標軸のホール素子に最も接近した状態にあることを示している。また、試験軸受には磁化玉が2個組み込まれているので、あるピークから2つ先のピークまでの時間間隔が保持器の1回転（玉の公転周期）となる。図の波形を面積速度法により処理すれば玉の自転回転数がわかる。また、ピークの間隔より玉の公転回転数もわかる。

図4は、静止斜交座標系および回転直交座標系の両測定において求められた玉の自転回転数と公転回転数の例を示す。図中には、後述する理論による計算値も示してある。両座標系での計測結果は、ほぼ一致していることがわかる。

このように、静止斜交座標系と回転直交座標系での計測結果が、同一ロットの軸受ではあるが同時計測でないにもかかわらずかなりよく一致しており、今回提案の計測法の妥当性が確認された。

3. アンギュラ玉軸受挙動解析

3.1 理論展開

玉の運動に関する理論的研究としては、Jones⁽²⁾⁽³⁾が任意の

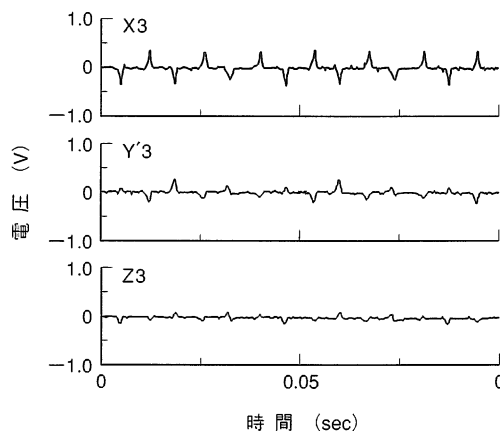


図3 検出電圧の変化（回転数 10 135 rpm、アキシャル荷重 980 N） 玉の自転による検出電圧の変化を示す。
Changes in hall voltage (rotational speed 10 135rpm, axial load 980 N)

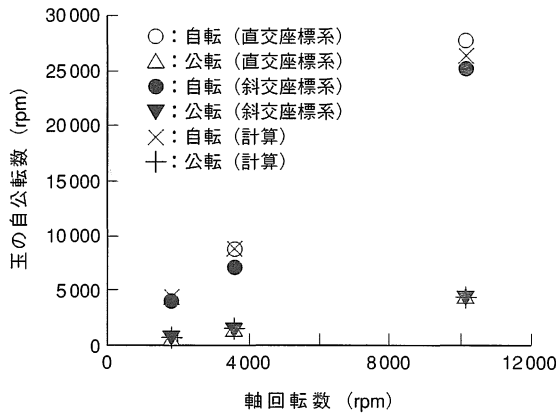


図4 玉の自転回転数と公転回転数 (アキシアル荷重 980 N) 直交座標系および斜交座標系における玉の自公転数の実験値と理論値の比較を示す。
Ball speed about its own axis and ball orbital speed (Axial load 980 N)

荷重, 回転数条件下で, 玉と軌道輪間の弾性変形を考慮して玉のスピン運動解析手法を展開した。本手法が玉軸受設計の際の基本論文として広く採用されている。ただし, 本手法は, 潤滑の問題と保持器に関しては考慮しておらず, ドライ接触下での弾性変形と機構学を組合わせて玉の運動を評価したものである。

これに対し, 平野⁽⁴⁾, 山本⁽⁵⁾はスラスト荷重, 高速回転数条件下では, 玉に作用するジャイロモーメントを無視できないことを明らかにし, 玉軸受に潤滑の問題を取り入れ, 玉のジャイロ運動解析手法を展開を行った。ただし, 保持器に関しては考慮していない。本報では, 従来の手法^{(2)~(5)}に, 更に玉と保持器間の力の釣合い, 保持器案内面に作用する力を考慮して理論展開する。

図5に回転中の玉軸受の各玉に作用する力とモーメントを示す。図において,

F_{b-c} : 玉と保持器間に作用する力 (N)

F_c : 玉に作用する遠心力 (N)

F_{drag} : 玉に作用するドラッグ力 (N)

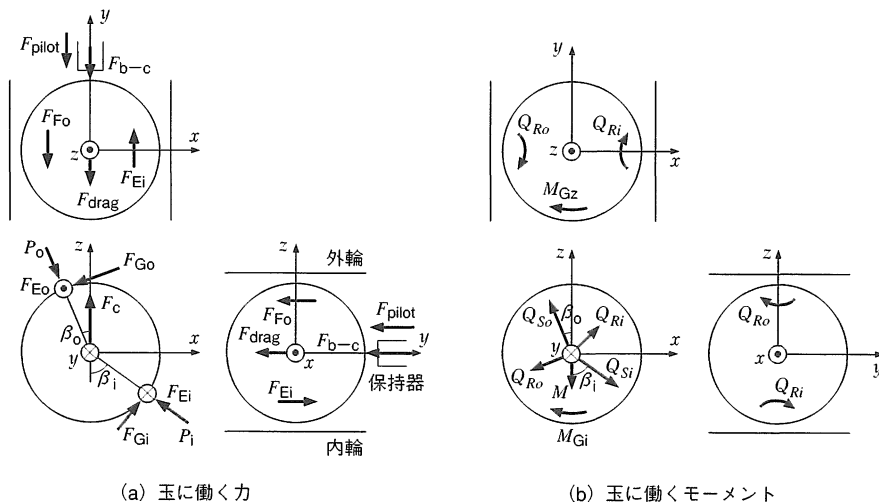


図5 玉に働く力とモーメント 玉一個に作用する力とモーメントを示す。
Forces and moments acting on a ball

F_G, F_E : 玉と軌道輪間のすべり摩擦力 (N)

F_{pilot} : 保持器案内面に作用するすべり摩擦力 (N)

M_{Gy}, M_{Gz} : 玉に作用するジャイロモーメント (Nm)

P : 玉と軌道輪間の垂直力 (N)

Q_S : 玉のスピン摩擦モーメント (Nm)

Q_R : 玉の転がり摩擦モーメント (Nm)

β : 玉と軌道輪間の接触角 (deg)

である。なお, 添字を

i: 内輪

o: 外輪

q: 番目の玉

とし,

D : 玉径 (m)

D_{pilot} : 保持器案内面の直径 (m)

d_m : ピッチ円径 (m)

NZ : 玉数

としたときに, 各図において, 次式の釣合い式が成立する。

((a) の xz 平面での力の釣合い)

$$P_{oq}\sin\beta_{oq} - P_{iq}\sin\beta_{iq} - F_{Goq}\cos\beta_{oq} + F_{Gi}\cos\beta_{iq} = 0 \quad (4)$$

$$-P_{oq}\cos\beta_{oq} + P_{iq}\cos\beta_{iq} - F_{Goq}\sin\beta_{oq} + F_{Gi}\sin\beta_{iq} + F_c = 0 \quad (5)$$

((a) の yz 平面での力の釣合い)

$$F_{Eiq} - F_{Eoq} - F_{drag} - F_{(b-c)q} = 0 \quad (6)$$

((a) の x 軸まわりでのモーメントの釣合い)

$$F_{Eiq}\cos\beta_{iq} + F_{Eoq}\cos\beta_{oq} = 0 \quad (7)$$

((a) の y 軸まわりでのモーメントの釣合い)

$$\frac{D}{2}F_{Eiq} + \frac{D}{2}F_{Eoq} - M_{Gyq} = 0 \quad (8)$$

((a) の z 軸まわりでのモーメントの釣合い)

$$\frac{D}{2}F_{Eiq}\sin\beta_{iq} + \frac{D}{2}F_{Eoq}\sin\beta_{oq} - M_{Gzq} = 0 \quad (9)$$

((b) の xz 平面でのモーメントの釣合い)

$$-Q_{Soq}\sin\beta_{oq} + Q_{Si}\sin\beta_{iq} - Q_{Roq}\cos\beta_{oq} + Q_{Ri}\cos\beta_{iq} = 0 \quad (10)$$

$$Q_{Soq}\cos\beta_{oq} - Q_{Si}\cos\beta_{iq} - Q_{Roq}\sin\beta_{oq} + Q_{Ri}\sin\beta_{iq} - M_{Gzq} = 0 \quad (11)$$

((a) の yz 平面での力の釣合い)

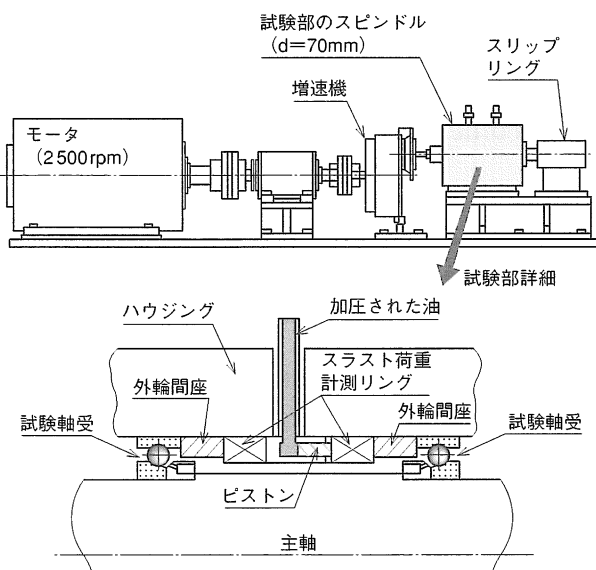


図6 高速アンギュラ玉軸受試験装置の概略 高速アンギュラ玉軸受を試験するための装置の概略を示す。
Schematic view of high speed angular contact ball bearing test rig

$$NZ \cdot \frac{d_m}{2} F_{(b-c)q} - \frac{D_{pilot}}{2} F_{pilot} = 0 \quad (12)$$

以上の式と、各玉の変位の適合条件、外力と軸受反力の釣り合い式、軸受全体での変位の適合条件を同時に解けば、各玉の三次元運動（スピン運動、ジャイロ運動）、玉と軌道輪間の滑り速度、玉と軌道輪間の面圧分布、玉荷重分布等が得られる。

上述の手法により、玉と軌道輪間の滑り速度 V 、接触面圧 P を評価し、さらに玉と軌道輪間の摩擦係数 μ を評価⁽⁶⁾できれば、 μPV 値は玉と軌道輪の接触部での単位面積・単位時間当たりの発熱量を表すので、焼付き検討⁽⁷⁾が可能となる。

3.2 実験値と計算値の比較

図4に前述の理論による計算値を示す。図より、実験値と計算値は、ほぼ一致していることがわかる。よって、本解析手法の妥当性が確認された。

4. 高速アンギュラ玉軸受試験

3.1節の手法により試設計した高速アンギュラ玉軸受の試運転を行った。図6に転がり軸受高速回転試験装置の概略図を示す。本試験装置では、モータの回転数2500rpmを増速機で増速することにより、試験部の主軸は最高62500rpmまでの回転が可能である。試験軸受に与えるスラスト荷重は、加圧された油でピストンを押すことにより、スラスト荷重計測リング、外輪間座を通り軸受に作用する。潤滑は、ISO VG 32 相当油のオイルミスト潤滑である。試験軸受は、内径70mm、外径110mmのセラミック (Si_3N_4) 製の玉を持つアンギュラ玉軸受である。

試験では30000rpmの回転に成功し、そのときの実測軸受温度を図7に示す。図より、軸受温度は非常に低く、今回の手法による軸受内部諸元の最適化の効果がうかがえる。

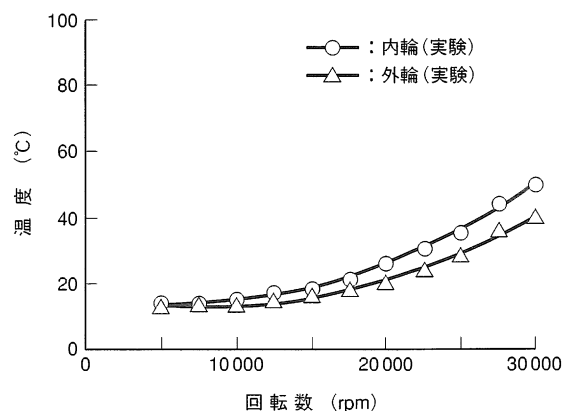


図7 軸受温度 回転試験で測定した軸受内輪と外輪の温度を示す。
Bearing temperature

5. む す び

以上の実験結果および解析検討から、本報では次のような結論を得た。

- (1) アンギュラ玉軸受を使用する製品への適用を視野に入れると共に計測の簡易化を図るために、静止側（外輪側における斜交座標系）からアンギュラ玉軸受の玉の三次元運動を計測する方法を新たに開発した。本手法は、従来の回転直交座標系での計測結果とほぼ一致し、その妥当性が裏付けられた。
- (2) アンギュラ玉軸受の玉の三次元運動および焼付き評価が可能な解析手法を開発した。本手法による玉の自公転数は、実験結果とほぼ一致し、本解析手法の妥当性が確認された。
- (3) 以上の手法により試設計した高速アンギュラ玉軸受を試運転した結果、オイルミスト潤滑で軸径70mm、回転数30000rpmの運転に成功した。

参 考 文 献

- (1) 今戸ほか、ホール素子による玉軸受の玉の運動計測法に関する一考察、日本機械学会論文集、63-612 C (1997) p.2826
- (2) Jones, A. B., Ball Motion and Sliding Friction in Ball Bearings, Trans. ASME, J. Basic Eng., 81-3 (1959) p.1
- (3) 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., 82-1 (1960) p.309
- (4) 平野、アンギュラ玉軸受の玉の運動について、日本機械学会論文集、30-211 (1964) p.427
- (5) 山本、高速玉軸受の運動学的研究、潤滑、13-9 (1968) p.505
- (6) 吉田ほか、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、三菱重工技報、Vol.37 No.4 (2000) p.206
- (7) 日本トライボロジー学会編、トライボロジー辞典、養賢堂、(1995) p.208