

4 点接触玉軸受の滑りと動力損失の解析

Analysis of Sliding and Power Losses in Four-point Contact Ball Bearing

SMT Japan (正) *富成 敬史 SMT (非) **ペニー チャーリー

Takafumi Tominari*, Charlie Penny**

*SMART MANUFACTURING TECHNOLOGY JAPAN, **SMART MANUFACTURING TECHNOLOGY LTD

1. はじめに

BEV や HEV に搭載される電動パワートレーンでは電費/燃費を高める必要性から高効率化、小型化、軽量化が求められている。これらの電動パワートレーンでは、従来の MT、AT および CVT に比べて構成部品が少なくなり、転がり軸受の損失も影響が大きくなる。そのため、転がり軸受もより小型で低損失な仕様の提案が求められる。その流れから一部のパワートレーンでは 4 点接触玉軸受(単列/複列)を採用するケースが出てきており、深溝玉軸受からの置き換えによる小型化や円すいころ軸受からの置き換えによる低損失化を狙っている。¹⁾

一般的に 4 点接触玉軸受はアキシアル荷重が支配的な条件で使用する(2 点接触の状態)ことを各転がり軸受メーカーのカタログで推奨しているが、電動パワートレーンではラジアル荷重が支配的な条件が多く存在する。しかしながら、そのような条件での滑りや損失予測を示したものはほとんど見られない。本報では、玉に 6 自由度を与えた計算モデルを用いて 4 点接触玉軸受の滑りや損失などを解析で示す。また、2 点接触する一般的な深溝玉軸受との比較についても考察する。

2. 計算手法の概要

一般的に玉軸受の各玉の変位や荷重は平面内変位 x, y の 2 自由度のみを与えて計算する。この場合、玉の変位や剛性を正確に解くことは可能だが、玉の自転速度や公転速度は外輪/内輪コントロールの仮定を用いて計算するため玉と軌道の接触部の状態を把握することが難しくなる。そこで L. Houpert らは玉に Fig. 1 に示す 6 自由度(平面内の玉変位 x, y 、玉の自転軸 α_r 、玉の自転速度 ω_r 、ジャイロ速度 ω_{gyro} 、玉の公転速度 ω_{orb})を与えた玉軸受モデル²⁾を提案している。このモデルでは、玉と外輪/内輪の間に生じる力として、接触楕円部での滑り摩擦、流体による転がり力/圧力、弾性転がり抵抗、遠心力、ジャイロモーメントおよび接触垂直力を考慮する。

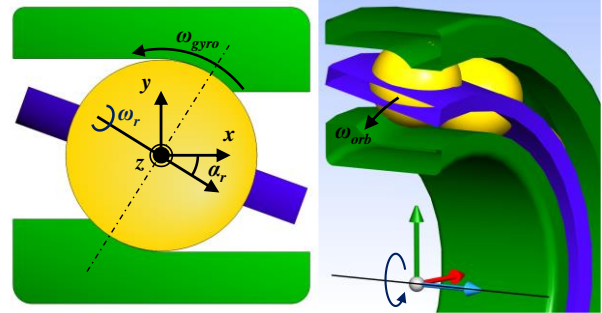


Fig. 1 6 DOFs of Ball

本報では、この玉軸受モデルを用いて 4 点接触玉軸受の動解析を行い、玉と外輪/内輪間の接触楕円上での滑りと動力損失に着目して考察する。(注. L. Houpert らの玉軸受モデルでは保持器も含むが、本報では含めない。)

3. 玉軸受の動力損失計算式

保持器を含めない場合、玉軸受の総動力損失 P^T は内輪-玉/外輪-玉間で生じる成分を合計して式(1)で求める。

$$P^T = \sum(P^S + P^{MER} + P^{FR}) \tag{1}$$

玉の滑りによる損失 P^S は各スライスの玉の滑り速度 Δu_z と力 dF^S を接触楕円 a に沿って積分し、式(2)で求める。

$$P^S = a_i \left(\int_{-1}^1 \Delta u_{z_i} dF_{z_i}^S + \int_{-1}^1 \Delta u_{x_i} dF_{x_i}^S \right) + a_o \left(\int_{-1}^1 \Delta u_{z_o} dF_{z_o}^S + \int_{-1}^1 \Delta u_{x_o} dF_{x_o}^S \right) \tag{2}$$

弾性転がり抵抗 M^{ER} (ヒステリシス)による損失 P^{MER} は式(3)で計算する。(ここに、 $\omega_{x,y}$: 玉自転速度)

$$P^{MER} = (M_{x_i}^{ER} + M_{x_o}^{ER})\omega_x + (M_{y_i}^{ER} + M_{y_o}^{ER})\omega_y \tag{3}$$

流体転がり力 F^R (特に入口部の油膜に起因)による損失 P^{FR} は、式(4)から求める。(ここに、 \bar{u}_z : 平均巻き込み速度)

$$P^{FR} = F_i^R \bar{u}_{z_i} + F_o^R \bar{u}_{z_o} \tag{4}$$

4. 軸受諸元と計算条件

解析軸受の諸元を Table 1 に示す。深溝玉は 6206 とし、4 点接触玉は同寸法且つ同一の玉数/PCD の設計とした。解析を行う荷重と回転数を Table 2 に示し、温度は 60°C(潤滑油動粘度 14.97cSt)とした。Case 1 は純粋なラジアル荷重のみ付与し、Case 2 ではラジアル荷重の 0.25 倍のアキシアル荷重、Case 3 では 0.5 倍のアキシアル荷重、Case 4 では 0.75 倍

Table 1 Internal Geometry of Analysis Bearing

Type	4 Point Contact	Deep Groove (6206)
PCD	46.0mm	
Ball Dia.	3/8 inch (9.5250mm)	
Contact Angle	20°	0°
Raceway Curvature	I.R.	52%
	O.R.	53%
Radial Clearance	12.5 μm	

のアクシアル荷重も付与した。また、外輪/内輪の相対傾きを0とした。なお、計算には L.Houpert らが提案した計算モデルを用いる SMART MANUFACTURING TECHNOLOGY 社製ソフトウェア MASTA を使用している。

5. 動解析による損失計算結果

5.1 総動力損失の結果

Fig.2 に同サイズの深溝玉と4点接触玉の総動力損失の比較を示す。ラジアル荷重が大きな条件(Case 1, 2)で4点接触玉は深溝玉の2倍以上となるが、アクシアル荷重の比率が高くなると損失は小さくなっていき、Case 4 のように完全な2点接触の状態では深溝玉よりも損失が小さくなる。また、4点接触玉では、Case 2 と Case 3 のように転がる中で2点と4点接触が遷移する条件では、Case 1 や Case 4 と比較して損失の変動が大きくなる傾向が確認された。

Table 2 Load and Speed for Analysis

	Radial Load	Axial Load	Speed
Case 1	2000N	0N	2000rpm
Case 2		500N	
Case 3		1000N	
Case 4		1500N	

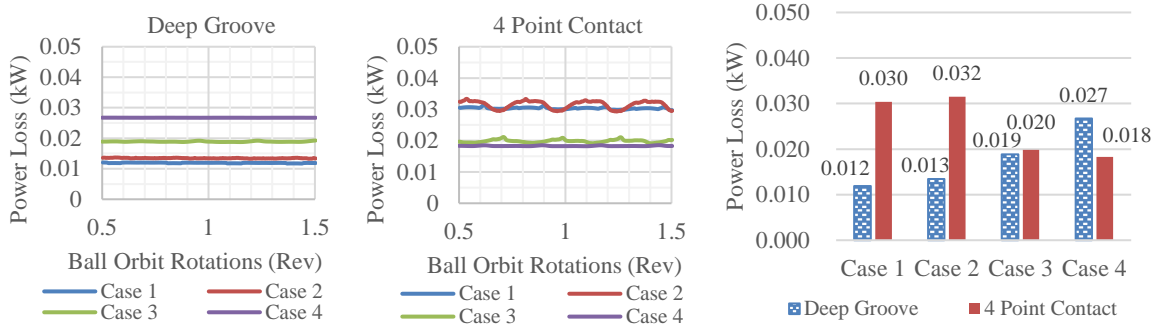


Fig. 2 Power Loss Comparison between DGBB and 4pt Ball

5.2 各損失成分の結果 (玉1個あたり)

4点接触玉の損失が最も大きく、損失の変動も大きい Case 2 に着目して玉1個当たりの最大時の損失成分を Fig 3 に示す。深溝玉、4点接触玉ともに転がり方向の滑りによる損失 P_{fx} が大半を占め、その差がそのまま両者の差になる。Fig. 4 には、玉1公転分の各損失成分の変化を示す。4点接触玉は深溝玉より玉荷重が小さいにも関わらず、 P_{fx} が非常に大きく、接触楕円上の滑り速度が大きいことが原因であることがわかった。また、接触荷重が小さい方の接触では玉突入時の P_{fx} に不安定な挙動が見られた。(ここに、 P_{fx} は P^S の転がり、 P_{fx} は P^S の軸方向の滑りに起因する成分を示す。)

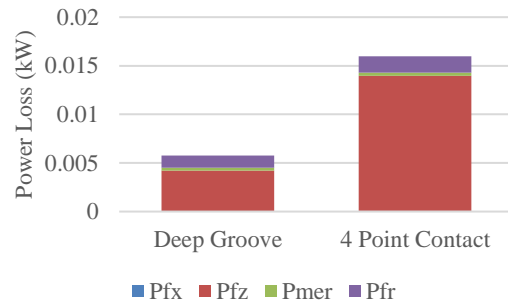


Fig. 3 Comparison of Loss Components at Max (Case 2)

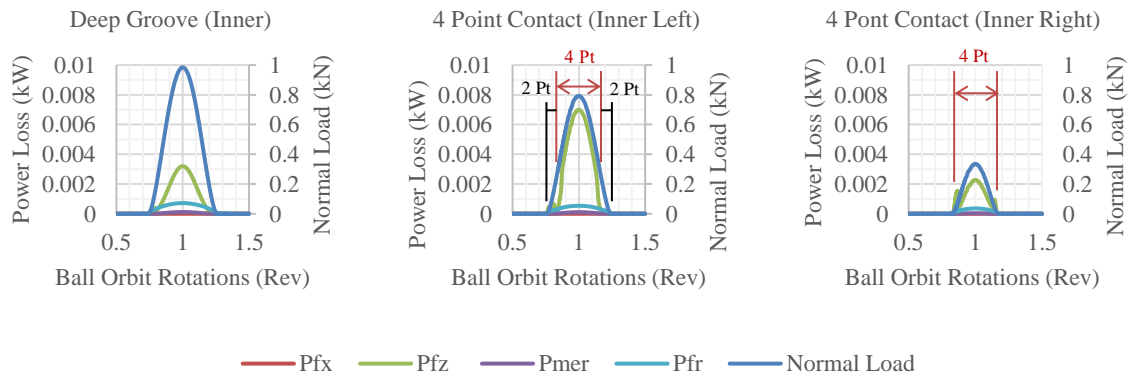


Fig. 4 Variation of Loss Components for 1 Ball Orbital Revolution (Case 2)

6. おわりに

6自由度を持つ玉軸受モデルを用いた動解析を行い、比較的回転速度の低い条件では4点接触玉軸受の動力損失は深溝玉軸受に比べて大きく、接触楕円上の滑り速度が高いことに起因することを回転に伴う変化も含めて示した。実測が難しい事象をこのような解析で捉えて、軸受の適用可否の判断などに活用することが今後重要になると考える。

文献

- 1) 河合：複列4点接触玉軸受, NACHI TECHNICAL REPORT vol.34B4, (2018)
- 2) L. Houpert, J. Clarke & C. Penny : Tribological Models for Advanced Ball Bearing Simulation, Tribology Transactions, (2023), DOI: 10.1080/10402004.2023.2213470