

## 円すいころ軸受の高速化に向けた動解析技術の開発

Development of Dynamic Analysis Technology for High-Speed Tapered Roller Bearings

NSK (正) \*竹島 一帆 NSK (非) 包 翠 NSK (正) 西澤 英雄 NSK (非) 佐藤 佳宏朗

Kazuho Takeshima, Rui Bau, Hideo Nishizawa, Yoshihiro Sato

NSK Ltd.

### 1. はじめに

近年、転がり軸受の使用環境では、省スペース化や軽量化の要求が高まっている。特に、高剛性が求められる工作機械主軸では、玉軸受や円筒ころ軸受の複列配置が一般的であるが、少数の軸受で十分な剛性を確保できる円すいころ軸受が有利である。しかし、オイルエアやグリースなど、供給油量が限られる潤滑条件下での高速運転時には、大端面の油量不足（スタベーション）による焼付きなどの損傷が発生する場合がある。このスタベーションの影響因子として、転がり速度、潤滑剤粘度、接触幅、液膜厚さ、表面張力が報告されている<sup>1)</sup>。また、大端面においては、ころの姿勢変化（スキー）にともなうすきま分布の変化が、油膜形成に影響を及ぼすことが指摘されている<sup>2)</sup>。したがって、円すいころ軸受の高速性能を評価するには、これらの要因を包括的に考慮する必要がある。本研究では、大端面のスタベーションを考慮した弾性流体潤滑（EHL）解析を実施し、潤滑現象を定式化した。得られた式を熱解析を含む軸受動解析プログラムに組み込み、解析結果の妥当性を軸受試験によって検証した。

### 2. 解析

#### 2.1 大端面の等温 EHL 解析

Colin らの研究<sup>3)</sup>を参考にし、円すいころ軸受の大端面に着目した等温 EHL 解析を実施した。本解析では、ころのスキーを含むすきま分布、2次元流れ、スタベーション、幾何学的な境界条件を考慮し、表面張力の影響は無視した。数値計算にはマルチレベル法を用いた。入力した大端面のすきま分布、転がり速度分布、すべり速度分布の例を Fig. 1 に示す。解析により油膜分布、メニスカス形状、圧力分布、せん断応力分布を求め、それらの結果を基に最小油膜厚さ、メニスカス長さ、転がり粘性抵抗、動圧効果が生むモーメント<sup>2)</sup>、トラクション力を算出した。潤滑剤のレオロジー特性には Eyring モデルを適用した。計算条件を Table 1 に示す。運転条件として 1350 パターンを設定し、得られた結果を基に回帰式を導出した。

#### 2.2 热解析を含む軸受動解析

Gupta の研究<sup>4)</sup>を参考にし、熱解析を含む軸受動解析を実施した。解析対象の円すいころ軸受の運動は、内外輪、ころ、保持器の剛体運動を考慮し、6自由度の運動方程式で記述した。熱解析には熱回路網法を使用し、熱収支方程式に基づき、熱抵抗と発熱量からバルク温度を算出した。発熱量は運動方程式の数値計算によって決定されるが、潤滑膜の温度に依存する。そのため、運動方程式と熱収支方程式を連成させ、常微分方程式の初期値問題として、ルンゲ-クッタ法を用いて数値計算した。潤滑膜の温度は、接触する2物体のバルク温度の平均値で近似した。軸受内部の摩擦モデルとして、軌道面には相原の転がり摩擦の回帰式<sup>5)</sup>を、大端面には 2.1 節の EHL 解析に基づく転がり摩擦とすべり摩擦の回帰式を、保持器ポケット面にはクーロン摩擦モデルを、それぞれ適用した。本解析ではオイルエア潤滑を対象とし、攪拌抵抗は無視した。熱解析の対象には、軸受要素に加えて、軸、ハウジング、周囲雰囲気を含めた。計算条件を Table 2 に示す。全要素の初期温度を 25 °C とした。本稿では、回転数を 200 rpm から 6400 rpm まで段階的に増加させ、各回転数の計算時間を定常状態に到達する 0.4 s とした場合の解析結果を示す。

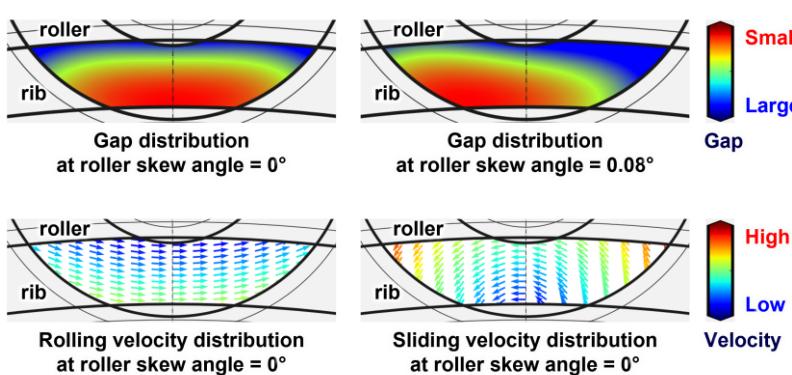


Fig. 1 Examples of gap distribution, rolling velocity distribution, and sliding velocity distribution on the large end face

Table 1 EHL analysis conditions

Bearing number	32014
Roughness	0.224 μm
Lubricant	ISO VG32
Temperature	20 to 100 °C
Oil layer thickness	0.4 to 4 μm
Roller skew angle	-0.08 to 0.08 deg
Flange load	15 to 45 N
Rotation speed	3000 to 12000 rpm

Table 2 Dynamic analysis conditions

Bearing number	32014
Lubricant	ISO VG32
Cage friction coef.	0.1
Axial load	2000 N
Rotation speed	200 to 6400 rpm

### 3. 結果および考察

#### 3.1 大端面の潤滑現象の定式化

1350 条件に対する最小油膜厚さ  $h_{\min}$  の EHL 解析結果（横軸）と、導出した回帰式による推定値（縦軸）の比較を Fig. 2 に示す。本稿では、十分潤滑状態の Hamrock-Dowson の式に対し、回帰的に求めたスタベーション係数を乗じる形で新たな回帰式を導出した。同図のプロットが破線に近いほど、回帰式が EHL 解析結果を高精度に再現していることを示す。本解析条件では、両者の良好な一致が確認された。同様に、大端面の転がり粘性抵抗、動圧効果が生むモーメント、トラクション力の回帰式もそれぞれ導出し、軸受動解析プログラムに実装した。

#### 3.2 軸受動解析による性能評価の妥当性検証

軸受動解析の結果と、別途実施した軸受試験の結果を Fig. 3 に示す。上段から順に、軸受回転数（赤線）およびころのスキー一角（黒線）、大端面における  $\lambda$  値（最小油膜厚さと表面粗さの比）、軸受トルク、内輪軌道面および大端面の温度の時間変化を示す。試験結果（右図）では、 $\lambda$  値の代わりに電気インピーダンス法<sup>6)</sup>で計測した複素インピーダンスの振幅  $|Z|$  と位相差  $\theta$ （印加した交流電圧と電流の位相差）を記載した。位相差  $\theta$  が -90° から 0° 側へ移行すると、油膜破断が発生したことを意味する。解析（左図）では、6400 rpm において意図的に液膜厚さを低下させることで、高速時の油量不足を簡易的に模擬した。この条件下で、ころのスキー一角が負から正へ遷移すると同時に、大端面での油膜破断 ( $\lambda < 3$ ) が生じる傾向が、試験結果と同様に再現された。また、軸受トルクおよび温度の時間変化についても、実験結果と概ね一致した。

#### 4. おわりに

円すいころ軸受の高速化に向けて、大端面の EHL 解析と、その結果を反映した熱解析を含む軸受動解析プログラムを開発した。軸受試験に見られる、ころの運動と潤滑状態の動的変化を、本解析で再現できることを確認した。なお、本稿の軸受動解析では意図的に液膜厚さを変化させたが、再供給を考慮した液膜厚さの予測が今後の課題である。

#### 文献

- 1) P. M. E. Cann et al., The transition between fully flooded and starved regimes in EHL, Tribology International (2004) 859.
- 2) 藤原ら：円すいころ軸受大端面の最適曲率半径、日本機械学会論文集（C編）(2009) 2319.
- 3) F. Colin et al., Starved Elastohydrodynamic Lubrication of the Rib-Roller End Contact in Tapered Roller Bearings : Film Thickness, Traction and Moments, Tribology Series (1998) 253.
- 4) P. K. Gupta, Thermal Interactions in Rolling Bearing Dynamics, U.S. Air Force Report AFRL-PR-WP-TR-2002-2042 (2002).
- 5) S. Aihara, A New Running Torque Formula for Tapered Roller Bearings Under Axial Load, Journal of Tribology (1987) 471.
- 6) T. Maruyama & K. Nakano, In Situ Quantification of Oil Film Formation and Breakdown in EHD Contacts, Tribol. Trans. (2018) 1057.

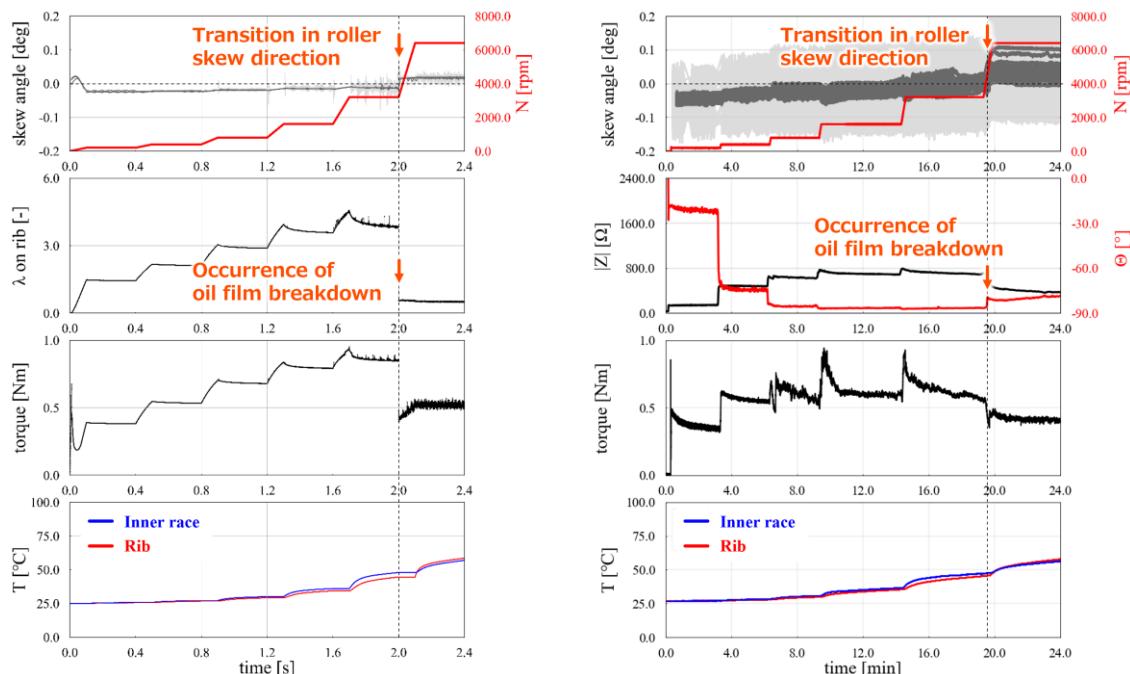


Fig. 3 Results of bearing dynamic analysis including thermal analysis (left) and bearing experiment (right)

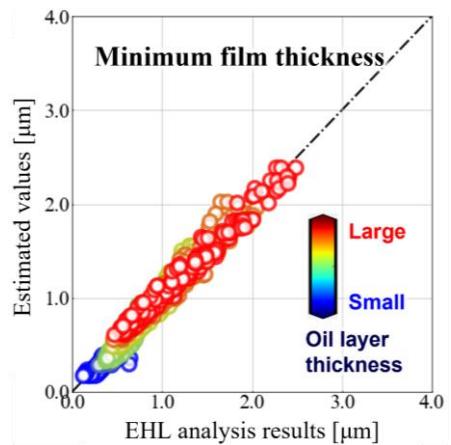


Fig. 2 Comparison between EHL analysis results and estimated values of  $h_{\min}$