

十分潤滑下の玉軸受の転がり粘性抵抗式

Rolling Resistance Equation for Ball Bearings under Fully Flooded Lubrication

NTN (株) (正) *江川 航平 (正) 坂口 智也

Kohei Egawa*, Tomoya Sakaguchi**

*NTN corporation, **NTN Next Generation Research Alliance Laboratories, Osaka University

1. はじめに

玉軸受内で生じる転がり粘性抵抗は軸受のトルクの主要因の一つで、軸受の低トルク化に対して重要な特性である。玉軸受用の転がり粘性抵抗式はいくつか提案されているが^{1)~3)}、同一の計算条件であっても計算値が 50%以上異なることがある。各種提案式は、転がり粘性抵抗値を EHL 解析で求める際の解析領域および積分範囲が異なっており^{1)~3)}、これが差異を生じる大きな要因と考える。また、玉軸受のトルク計算に転がり粘性抵抗式を適用するのであれば、軸方向の解析領域および積分範囲は軌道面幅とするべきであるが、既存の提案式では対応できない。

そこで、等温 EHL 解析を用いて種々の軌道面幅に適用可能な玉軸受用の転がり粘性抵抗式を構築した。なお、本報で報告する転がり粘性抵抗式は十分潤滑を仮定した場合の式である。

2. 転がり粘性抵抗の計算方法

解析領域内の圧力、油膜厚さ、転がり粘性抵抗を等温 EHL 解析によって求めた。数値計算アルゴリズムにはマルチレベル法⁴⁾、EHL の支配方程式には Venner らと同様の式を用いた⁴⁾。解析領域を Fig. 1 に示す。転がり方向 x は藤原¹⁾と同様に $-30b \sim 2b$ とし、軸方向 y は任意の長さ $-l_{\text{left}} \sim l_{\text{right}}$ とした。ここで、 b はヘルツ接触の短軸半径である。また、転がり粘性抵抗は式(1)~(3)の様に接触部の転がり粘性抵抗 $f_{r,c}$ (Fig. 1 の橙色) と非接触部の転がり粘性抵抗 $f_{r,nc}$ (Fig. 1 の青色) の 2 種類で整理した。なお、回帰式を作る過程では $l_{\text{left}} = l_{\text{right}}$ としたため、 $f_{r,nl} = f_{r,nr}$ となり、これらを共通の変数 $f_{r,nc}$ で代表させた。

$$f_{r,c} = \frac{1}{2} \int_{-a}^a \int_{-30b}^{2b} h(x,y) \frac{\partial p}{\partial x} dx dy \quad (1)$$

$$f_{r,nl} = f_{r,nc} = \frac{1}{2} \int_{-l_{\text{left}}}^{-a} \int_{-30b}^{2b} h(x,y) \frac{\partial p}{\partial x} dx dy \quad (2)$$

$$f_{r,nr} = f_{r,nc} = \frac{1}{2} \int_a^{l_{\text{right}}} \int_{-30b}^{2b} h(x,y) \frac{\partial p}{\partial x} dx dy \quad (3)$$

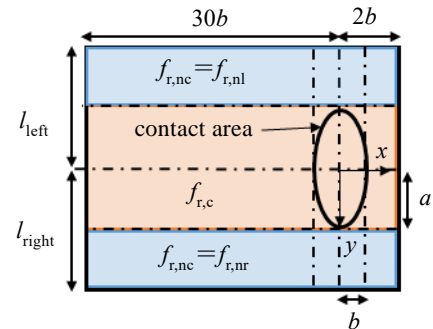


Fig. 1 The area of EHL analysis on a bearing raceway

3. 転がり粘性抵抗に対する各種無次元数の影響

3.1 解析条件と無次元数

深溝玉軸受の玉と内輪の接触を想定して、Table 1 の条件の範囲で転がり粘性抵抗を計算した。計算条件の総数は 415 である。接触部の転がり粘性抵抗式には藤原¹⁾と同様の無次元数を用いた。また、式(4)~(6)の無次元数を新たに定義し、非接触部の転がり粘性抵抗式に用いた。

$$F_{r,nc} = \frac{f_{r,nc} \alpha}{R_y^2} \quad (4)$$

$$U' = \frac{\eta_0 u \alpha}{R_x} \quad (5)$$

$$L = \frac{R_x \sqrt{R_x(l-a)}}{R_y^2} \quad (6)$$

a : 接触楕円の y 方向半径, m

F_r : 無次元転がり粘性抵抗

f : 転がり粘性抵抗, N

l : 接触楕円中心から解析領域までの y 方向の距離, m

R_x : x 方向の等価半径, m

R_y : y 方向の等価半径, m

u : 平均速度, m/s

α : 粘度-圧力係数, Pa⁻¹

η_0 : 潤滑油の常圧粘度, Pa·s

Table 1 Calculation conditions

Ball diameter, mm	3.175~18.25
Pitch diameter, mm	15.75~78.75
Groove curvature ratio	1.01~ ∞
Ball material	Steel
Raceway material	Steel
Half width of raceway, mm	1.5~18
Inner rotation speed, min ⁻¹	500 ~ 20 000
Contact load, N	100 ~ 14 000
Lubricant	ISO VG22~68
Oil temperature, °C	10~40
Viscosity-pressure coefficient, Pa ⁻¹	5.0×10^{-9} ~ 5.0×10^{-8}

3.2 転がり粘性抵抗の回帰式

Figure 2 に接触部の無次元転がり粘性抵抗 $F_{r,c}$ と各種無次元数 U , W の関係の一例を示す。これらの解析結果を基に回帰式を求めた。接触部の転がり粘性抵抗式を式(7)に示す。

$$F_{r,c} = \frac{f_{r,c}\alpha}{R_x^2} = 3.44U^{0.696}G^{1.07}W^{0.442}k^{0.578} \quad (7)$$

Figure 3 に非接触部の無次元転がり粘性抵抗 $F_{r,nc}$ と式(5), (6)で表される種無次元数の関係を示す。これらの解析結果を基に回帰式を求めた。非接触部の転がり粘性抵抗式を式(8)に示す。

$$F_{r,nc} = \frac{f_{r,nc}\alpha}{R_y^2} = 2.88U'^{0.892} \left\{ 1 - \exp(-1.01L^{0.764}) \right\} \quad (8)$$

式(8)の辺々に (R_y^2/R_x^2) を乗じて、式(7)との和とすれば、任意の軸方向の解析領域に対する無次元転がり粘性抵抗式として、式(9)が得られる。式(9)は $l_{\text{left}} \neq l_{\text{right}}$ の場合も計算できるため、アンギュラ玉軸受を含めて種々の玉軸受に適用できる。

$$F_{r,w} = \frac{(f_{r,c} + f_{r,nl} + f_{r,nr})\alpha}{R_x^2} = 3.44U^{0.696}G^{1.07}W^{0.442}k^{0.578} + 2.88U'^{0.892} \left(R_y/R_x \right)^2 \left\{ 2 - \exp(-1.01L_{\text{left}}^{0.764}) - \exp(-1.01L_{\text{right}}^{0.764}) \right\} \quad (9)$$

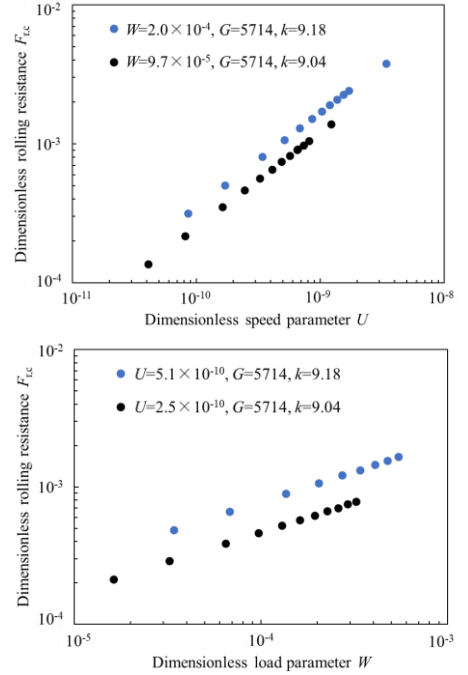


Fig. 2 Relations between the dimensionless rolling resistance $F_{r,c}$ and various dimensionless parameters

3.3 従来の計算式との比較

Figure 4 に式(7)および y 方向の積分範囲が $\pm 4.69a$ の場合の式(9)の計算結果を、従来の計算式¹⁾⁻³⁾とともに示す。ここでは一例として、無次元数 U の変化を示す。なお、本条件では、それぞれの式¹⁾⁻³⁾において解析領域および積分範囲は変化しない。式(7)は y 方向の積分範囲が等しい Biboulet-Houpert の式²⁾より、わずかに大きい。これは式(7)の x 方向の解析領域および積分範囲が広いためであると考えられる。また、Nogi の式³⁾はその他の式と比較して大きい。これは比較した式の中で積分範囲が最も広いためであると考えられる。藤原の式¹⁾は y 方向の積分範囲が $\pm 2a$ であるため、本計算条件では、本式(9)よりは小さく、本式(7)よりは大きい。

以上の結果より、転がり粘性抵抗式の計算値は解析領域および積分範囲によって変化すること、また式(9)の転がり粘性抵抗式は過去の計算式と矛盾のない計算値を算出できることがわかる。本式を用いれば、ヘルツ接触が軌道輪の端に偏るような運転条件下の玉軸受に対しても、精度の高いトルク計算が可能と考えられる。

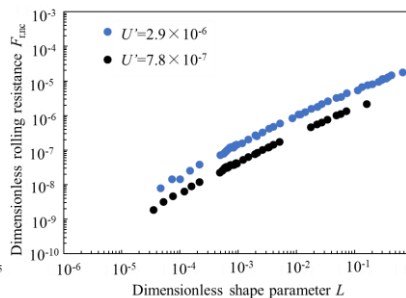
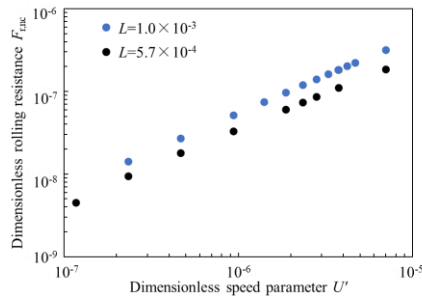


Fig. 3 Relations between the dimensionless rolling resistance $F_{r,nc}$ and various dimensionless parameters

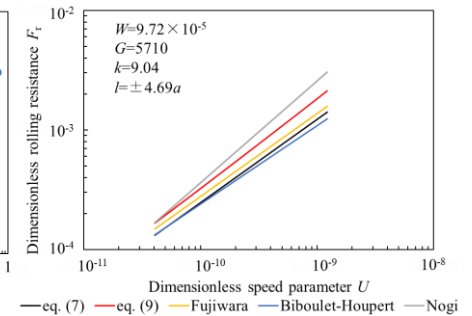


Fig. 4 Comparison of calculation equations

4. まとめ

等温 EHL 解析により任意の軌道面幅を考慮した転がり粘性抵抗を求め、パラメータスタディの結果から玉軸受に適用可能な十分潤滑下の転がり粘性抵抗式を構築した。今後、深溝玉軸受のトルク計算に式(9)を採用し、トルク計算値と実測値を比較する。

参考文献

- 1) 藤原, 点接触 EHL の転がり粘性抵抗, トライボロジー会議 2009 春東京 予稿集(2009)B27.
- 2) N. Biboulet and L. Houpert, Hydrodynamic force and moment in pure rolling lubricated contacts. Part 1: point contact, J. Eng. Tribol., 224,8(2010), 777-788
- 3) T. Nogi, H. Shiomi and N. Matsuoka, Starved Elastohydrodynamic Lubrication With Reflow in Elliptical Contacts, J. Tribol., 140,1(2018), 11501
- 4) C. H. Venner and A. A. Lubrecht, Tribology Series, 37 Multilevel Methods in Lubrication,(2000), Elsevier Science B. V.