

入口メニスカス距離を考慮した玉軸受の転がり粘性抵抗式

Rolling Viscous Resistance Formula for Ball Bearings Considering Inlet Meniscus Distance

NTN (株) (正) *江川 航平 (正) 坂口 智也

Kouhei Egawa*, Tomoya Sakaguchi*, **

*NTN Corporation, **NTN Next Generation Research Alliance Laboratories, The University of Osaka

1. はじめに

EV-HEVに搭載されるモータや減速機に使用される玉軸受では低トルク化が望まれており、低トルク軸受の開発には高精度なトルク計算技術が求められている。既報¹⁾にて、十分潤滑下における玉軸受のトルク計算値は、軌道面の幅および接触楕円の位置を考慮した転がり粘性抵抗の計算式を導入することで、実測値とよく一致することを報告した。一方、潤滑油量が少ない場合や高速回転時では、潤滑油の不足（スターベーション）による入口側のメニスカス距離の減少により、転がり粘性抵抗が低下^{2),3)}するため、軸受トルクは減少し、上記の計算値とかけ離れるはずである。

従来の研究では、スターベーションの影響を簡易的に考慮するため、入口メニスカス距離を変えたEHL解析が行われ、油膜厚さの修正係数⁴⁾が提案されている。また、入口メニスカス距離の影響を考慮した転がり粘性抵抗式もNogiら²⁾、市村ら³⁾から提案されている。しかしながら、軌道面の幅や接触楕円の位置の考慮はなされておらず、玉軸受に適用する際のトルク計算精度の低下が懸念される。

そこで本報では、任意の軌道面幅および接触楕円の位置に対応できる既報⁵⁾の転がり粘性抵抗式に対して、入口メニスカス距離を導入した修正式を提案する。修正式の導出には等温 EHL 解析を用い、既報⁵⁾と同様に、接触部および非接触部のそれぞれで転がり粘性抵抗式の修正を試みた。

2. 転がり粘性抵抗とスターベーション係数の計算方法

転がり粘性抵抗を計算するための等温 EHL 解析には、Venner らの方法⁶⁾を用いた。Figure 1 に示すように解析領域は、転がり方向で $-x_m \sim 2b$ ($1.5b \leq x_m \leq 30b$ の任意の値)、軸方向で任意の長さ $-l_{\text{left}} \sim l_{\text{right}}$ とした。ここで、 b はヘルツ接触の短軸半径、 x_m は入口メニスカス距離である。また、転がり粘性抵抗は式(1)を用いて、接触部の転がり粘性抵抗 $f_{rs,c}$ (Fig. 1 の橙色)と非接触部の転がり粘性抵抗 $f_{rs,nc}$ (Fig. 1 の青色)の2種類で整理し、領域全体の転がり粘性抵抗を $f_{rs,w} = f_{rs,c} + f_{rs,nc}$ とした。なお、計算式を構築する過程では $l_{\text{left}} = l_{\text{right}}$ としたため、 $f_{rs,nc} = f_{rs,nr}$ となり、これらを共通の変数 $f_{rs,nc}$ で代表させた。

3. 無次元入口メニスカス距離と各領域におけるスターベーション係数の関係

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。Figure 2 に各領域における無次元入口メニスカス距離とスターベーション係数の関係を示す。スターベーション係数の定義を式(2)-(4)とした。各式の分母の f_r は x_m が $30b$ の場合の各領域の転がり粘性抵抗であり⁵⁾、 $f_{r,w}$ は領域全体 (whole part)、 $f_{r,c}$ は接触部 (contact part)、 $f_{r,nc}$ は非接触部 (non-contact part) の転がり粘性抵抗である。領域全体において、 $4b \leq x_m \leq 30b$ では、入口メニスカス距離に対するスターベーション係数の傾きは小さいが、 $1.5b \leq x_m \leq 4b$ での傾きは大きい。これは、接触部での傾きが $1.5b \leq x_m \leq 4b$ の範囲で他の範囲より大きくなるためである。一方、非接触部の傾きは、全範囲において比較的小さな変化に留まる。

Figure 3(a)に各領域でのスターベーション係数と等価半径比 R_y/R_x の関係を示す。接触部では、 R_y/R_x が大きいほどスターベーション係数が低下した。一方、非接触部では接触部と比較して、 R_y/R_x の変化によるスターベーション係数の変化は小さかった。Figure 3(b)に各領域でのスターベーション係数と無次元軌道面長さ $(l-a)/R_x$ の関係を示す。接触部では、 $(l-a)/R_x$ の変化によるスターベーション係数の変化は小さかった。一方、非接触部では $(l-a)/R_x$ が大きいほどスターベーション係数が低下した。

4. 転がり粘性抵抗のスターベーション係数計算式

上記の EHL 解析結果を用い、接触部および非接触部のスターベーション係数 $\phi_{s,c}$ 、 $\phi_{s,nc}$ の簡易計算式をそれぞれ導出する。接触部に関しては、Hamrock-Dowson の式⁴⁾を基に式(5)で定義した無次元パラメータ Φ_c を用いて、式(6)のスターベーション係数 $\phi_{s,c}$ の回

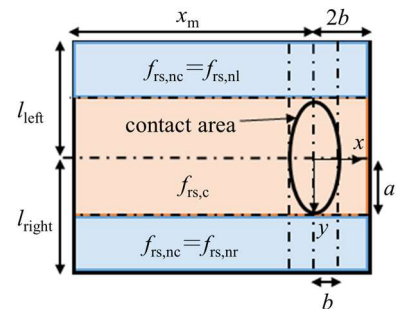


Fig. 1 The area of EHL analysis on a bearing raceway

$$f_{rs,w} = \frac{1}{2} \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} h(x,y) \frac{\partial p}{\partial x} dx dy \quad (1)$$

$$\phi_{s,w} = \frac{f_{rs,w}}{f_{r,w}} \quad (2)$$

$$\phi_{s,c} = \frac{f_{rs,c}}{f_{r,c}} \quad (3)$$

$$\phi_{s,nc} = \frac{f_{rs,nc}}{f_{r,nc}} \quad (4)$$

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} $\sim 5.0 \times 10^{-8}$
Inlet meniscus distance	$1.5b \leq x_m \leq 30b$

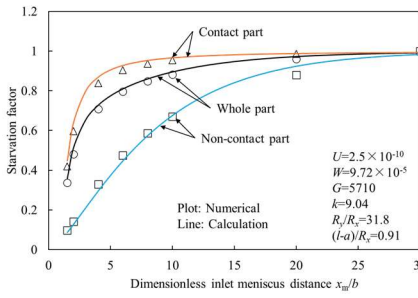
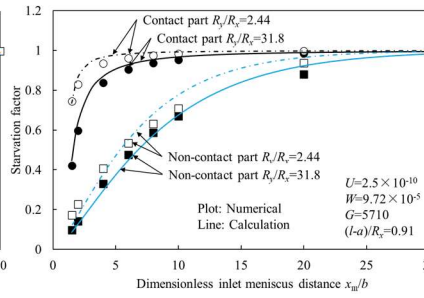
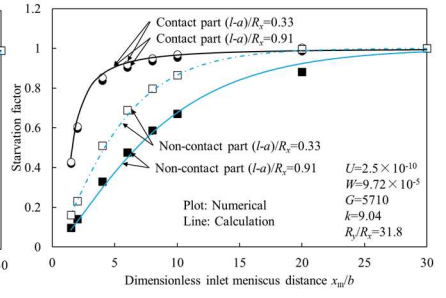


Fig. 2 Relations between the starvation factor and dimensionless inlet meniscus distance in each part



(a)



(b)

Fig. 3 Relations between the starvation factor and contact geometry parameters

$$\Phi_c = \frac{x_m/b - 1}{\left[2 \left(\frac{R_y}{R_x}\right)^2 \frac{h_{ef}}{R_x}\right]^{0.56}} k^{-0.206} \quad (5)$$

$$\phi_{s,c} = 1 - \exp\left(-1.04 \Phi_c^{0.714} \Phi_c^{-0.123}\right) \quad (6)$$

$$\Phi_{nc} = \frac{x_m/R_x}{\left(\frac{R_y}{R_x}\right)^{-0.073} \left(\frac{l-a}{R_x}\right)^{0.472} \left(\frac{\eta_0 u_m \alpha}{R_x}\right)^{0.069}} \quad (7)$$

$$\phi_{s,nc} = 1 - \exp\left(-1.28 \Phi_{nc}^{1.15} \Phi_{nc}^{-0.042}\right) \quad (8)$$

帰式を得た。そして非接触部に関しては、既報の転がり粘性抵抗の回帰式で用いたパラメータを基に、式(7)で定義した無次元パラメータ Φ_{nc} を用いて、式(8)のスターベーション係数 $\phi_{s,nc}$ の回帰式を得た。ここで a および b は y 方向と x 方向の接触楕円半径、 h_{ef} は十分潤滑下の中央油膜厚さ、 l は接触楕円中心から解析領域までの y 方向の距離、 R_x および R_y は x 方向と y 方向の等価半径、 u_m は平均速度、 α は粘度-圧力係数、 η_0 は潤滑油の常圧粘度である。

Figure 4(a)および(b)に式(5)、(7)で定義した無次元パラメータ Φ_c 、 Φ_{nc} に対するスターベーション係数 $\phi_{s,c}$ 、 $\phi_{s,nc}$ の関係をそれぞれ示す。スターベーション係数の回帰式による計算値(Line)は、プロット(Plot)で示したEHL解析値と概ね一致する。また、Figure 2, 3 に示した計算値(Line)とEHL解析値(Plot)も概ね一致する。

既報⁵⁾の十分潤滑下の無次元転がり粘性抵抗式と本報の式(6)および(8)のスターベーション係数を組み合わせると、式(9)となる。式(9)は、任意の軌道面幅および接触楕円位置に加え、任意の入口メニスカス距離を考慮した無次元転がり粘性抵抗を簡易計算できる（無次元数の計算方法は既報⁵⁾を参照）。

$$F_{rs,w} = \frac{(\phi_{s,c} f_{r,c} + \phi_{s,nc} f_{r,nc} + \phi_{s,nr} f_{r,nr}) \alpha}{R_x^2} = 3.44 \phi_{s,c} U^{0.696} G^{1.07} W^{0.442} k^{0.578} + 2.88 U^{0.892} \left(\frac{R_y}{R_x}\right)^2 \left\{ \phi_{s,nc} \left[1 - \exp\left(-1.01 L_{left}^{0.764}\right)\right] + \phi_{s,nr} \left[1 - \exp\left(-1.01 L_{right}^{0.764}\right)\right] \right\} \quad (9)$$

5. まとめ

本報では、等温 EHL 解析を用い、既報で提案した任意の軌道面幅と接触楕円位置を考慮できる転がり粘性抵抗の計算式に対して、任意の入口メニスカス距離を考慮する修正を加え、スターベーションを考慮できる計算式を提案した。ただし、玉軸受のトルク計算で利用するには、入口メニスカス距離自体を推定する必要がある。このため、今後、玉軸受の運転条件と入口メニスカス距離の関係を簡易的に推定する方法を検討したい。

参考文献

- 1) 江川, 坂口, 十分潤滑下の玉軸受のトルク計算方法の実験検証. トライボロジー会議予稿集 名護 2024-10, 115.
- 2) T. Nogi, H. Shiomi, N. Matsuoka, Starved Elastohydrodynamic Lubrication With Reflow in Elliptical Contacts, J. Tribol., 140,1(2018), 11501.
- 3) 市村, 野木, 軸受トルクに及ぼす転がり抵抗の影響 ―無次元入口距離を考慮した軸受トルクの計算―. トライボロジー会議予稿集 名護 2024-10, 557.
- 4) B. J. Hamrock and D. Dowson, Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts-Part IV: Starvation Results, ASME J. Lub. Tech., 99(1977), pp. 15-23.
- 5) 江川, 坂口, 十分潤滑下の玉軸受の転がり粘性抵抗式. トライボロジー会議予稿集 東京 2024-5, 5.
- 6) C. H. Venner and A. A. Lubrecht, Tribology Series, 37 Multilevel Methods in Lubrication,(2000), Elsevier Science B. V