

軸受トルクに及ぼす転がり抵抗の影響 —基油およびグリース潤滑における無次元入口距離を考慮した軸受トルク—

Effect of Rolling Resistance on Bearing Torque

-Bearing Torque Considering Dimensionless Inlet Distance in Base Oil and Grease Lubrication-

協同油脂（正）*市村 亮輔 （正）野木 高 （正）董 大明

Ryosuke Ichimura*, Takashi Nogi*, Daming Dong*

*Kyodo Yushi, Co., Ltd.

1. はじめに

近年、カーボンニュートラルの実現に向けてエネルギー消費量の削減が求められており、そのため転がり軸受のトルクの低減は重要な課題の一つである。これまでに著者らは軸受のトルクについて入口距離を考慮した計算式の提案と基油およびグリース潤滑での検証実験について報告^{1,2)}してきた。本報ではトルクの測定と同時に静電容量法による膜厚測定の検証結果について述べる。

2. 転がり抵抗および膜厚の計算式

BIBOULET³⁾は理論解析に基づき点接触における十分潤滑下の転がり抵抗を式(1)、(2)で与えている。これは十分潤滑の式であるため入口距離の影響が含まれない。そこで HAMROCK⁴⁾の枯渇潤滑における点接触 EHL の無次元膜厚の計算式に倣い、無次元入口距離 m を考慮した無次元転がり抵抗 F_r の式(3)、(4)を提案した¹⁾。なお無次元入口距離の関数について転がり抵抗は m_t^* 、油膜厚さは m_h^* と表記する。

$$F_{\text{rff}} = 1.8\beta^{-1/4}(2b/R_x)(2U)^{3/4} \quad (1)$$

$$\beta = \alpha E' / (\pi P_h R_x) \quad (1 \leq \beta \leq 4/\pi) \quad (2)$$

$$m_t^* = 1 + 120(F_{\text{rff}}/W)^{0.52} \quad (3)$$

$$F_r = \begin{cases} F_{\text{rff}}((m-1)/(m^*-1))^{0.61}, & m < m_t^* \\ F_{\text{rff}}, & m \geq m_t^* \end{cases} \quad (4)$$

転がり軸受の油膜厚さの測定方法として静電容量法が WILSON⁵⁾によって報告されている。内外輪の軌道面と玉の間の接触を Fig. 1 に示すように楕円体と平面の接触で近似すると、静電容量は式(5)~(7)で与えられる⁶⁾。式中の ε および ε_0 は潤滑剤または真空の誘電率、 a と b はヘルツ接触の短半径と長半径、 h_1 、 h_2 、 h はそれぞれヘルツ接触部の膜厚、楕円体の中心の高さ、潤滑剤と空気境界における高さを示す。静電容量は C_1 がヘルツ接触部、 C_2 がヘルツ接触部の外側、 C が総和である。本実験においては静電容量 C が測定される。

$$C = C_1 + C_2 \quad (5)$$

$$C_1 = \varepsilon \varepsilon_0 \pi a b / h_1 \quad (6)$$

$$C_2 = 2\pi \varepsilon \varepsilon_0 [h \ln(h/h_1) + h_1 - h] + 2\pi \varepsilon_0 [h_2 \ln(h_2/h) + h - h_2] \quad (7)$$

3. 実験

軸受トルクを測定する装置を Fig. 2 に示す。左側の主軸はモータと直結しており、スプライン軸により右側の主軸に回転を伝達する。右側の主軸には軸端に設置したエアシリンダによりアキシアル荷重を負荷している。浮動ハウジングの内部は外輪の側面と接触するように段

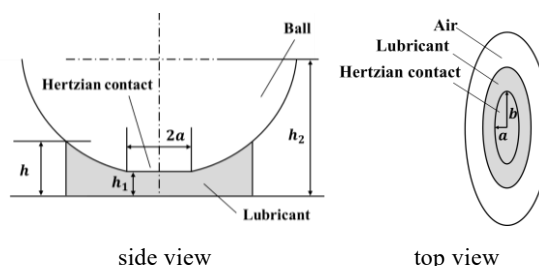


Fig. 1 Geometrical model of ball-race contact

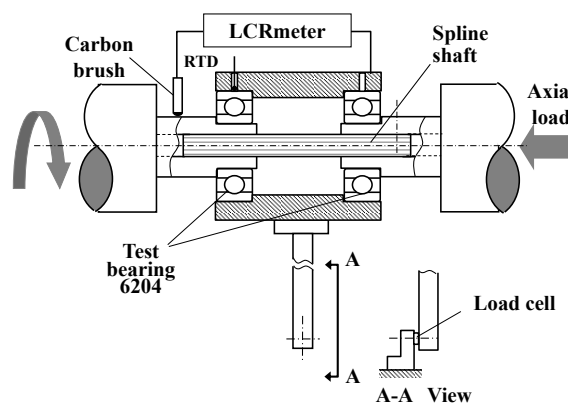


Fig. 2 Bearing test rig.

Table 1 Test conditions

	Oil	Grease
Axial load, N	400	400
Rolling speed, min ⁻¹	10~300	300~6000
Time, min	5	60
Amount, g	1.0	1.0

Table 2 Tested greases

	A	B
Thickener type	Aliphatic Diurea	Aromatic Diurea
Thickener concentration, mass%	10.5	24.2
Base oil type	PAO	PAO
Viscosity of base oil (25°C) mPa s	76.7	75.1
Penetration	255	253

付きにしており、これによって左側の軸受にアキシャル荷重が伝わる。浮動ハウジングに取り付けたバーを装置の架台に固定したロードセルと接触させてトルクを測定した。なお回転軸は2個の軸受で支持されているため、軸受2個分のトルクが測定される。主軸に接触するカーボンブラシとハウジングをLCRメータと接続して静電容量 C を測定した。本実験ではアキシャル荷重のみを負荷しているため、全ての玉においてヘルツ接触面積および膜厚は等しいと仮定した。

実験条件をTable 1に示す。供試軸受は深溝玉軸受6204を用い、アキシャル荷重を400 N 負荷し、封入量は1.0 g とした。速度について油潤滑では 10 min^{-1} から5 min ごとに加速して測定した。グリース潤滑では設定速度ごとに60 min ずつ測定し、条件ごとに新しい軸受と交換した。油潤滑では粘度が352~2464 mPa s のPAOを5種類測定した。供試グリースをTable 2に示す。基油の種類、粘度、ちょう度を合わせて増ちょう剤の種類異なるジウレアグリースを2種類測定した。

4. 結果および考察

油潤滑のトルクの測定結果をFig. 3に示す。カーブは無次元入口距離をパラメータとした式(4)に基づく計算結果であり、トルクが入口距離によって減少しないカーブを $m \geq m_t^*$ とした。油潤滑のトルクはおおむね $m \geq m_t^*$ のカーブと重なった。油潤滑の静電容量の測定結果をFig. 4に示す。十分潤滑を仮定し、式(5)~(7)の膜厚をHAMROCKらの式(以下H-D式)から求めた中央膜厚の計算値としてカーブフィッティングを行い、静電容量と膜厚の関係を求めた。測定結果が1本のカーブで表されることから、横軸の膜厚は妥当と判断している。またトルクと同様に粘度と速度の積を横軸、静電容量から計算した膜厚を縦軸としてFig. 5に示す。カーブはHAMROCKらの無次元入口距離を考慮した式⁴⁾から求めた。膜厚もトルクと同様に $m \geq m_h^*$ のカーブと重なる。

次にグリース潤滑のトルクの測定結果をFig. 6に示す。グリース潤滑では回転初期に攪拌抵抗の影響が考えられることからトルクが比較的安定した10 min以降で5 min ごとの値をプロットした。いずれのグリースでも油潤滑と比べてトルクが低い。グリースAの $300 \sim 3000 \text{ min}^{-1}$ ではおおむね $m = 2$ のカーブと重なっているが 6000 min^{-1} のみ $m = 1.5$ のカーブに近いトルクを示した。グリースBはグリースAよりも高いトルクを示しているが、グリースAと同様に 6000 min^{-1} ではトルクの低下が見られている。いずれのグリースも 6000 min^{-1} では軌道面に再流入する油量が少なくなり、入口距離が短くなったためトルクが低くなったと考えられる。グリース潤滑の膜厚の結果をFig. 7に示す。グリース潤滑の測定結果は油潤滑のカーブとおおむね一致しているが、 300 min^{-1} では時間の経過とともに静電容量が低下した。グリース潤滑では低速条件において増ちょう剤の濃度上昇に伴う高粘度化と厚膜化が報告⁷⁾されており、本実験においても同様に膜厚が計算値よりも高くなったため静電容量が低下したと考えられる。一方で 6000 min^{-1} ではカーブよりも静電容量が若干高い値を示している。粘度と速度の積を横軸にした膜厚の結果をFig. 8に示す。グリースAの 6000 min^{-1} では $m = 1.5$ のカーブに漸近しており、入口距離が短くなったことを示した。この膜厚の結果はトルクから推定した入口距離の妥当性を裏付けている。

5. おわりに

本研究の検討により以下の結論を得た。

- (1) 基油のトルクは $m \geq m_t^*$ のカーブとほぼ同じであり、トルクの主要因は転がり抵抗と考えられる。
- (2) 油潤滑の膜厚は本報の範囲では十分潤滑のH-D式で表される。
- (3) グリースの方が基油よりも低トルクを示した。またグリース潤滑のトルクも油潤滑と同様に転がり抵抗が主要因と仮定すれば、増ちょう剤の種類によるトルクの違いは入口距離の違いであり、グリースのレオロジー特性が影響していると考えられる。

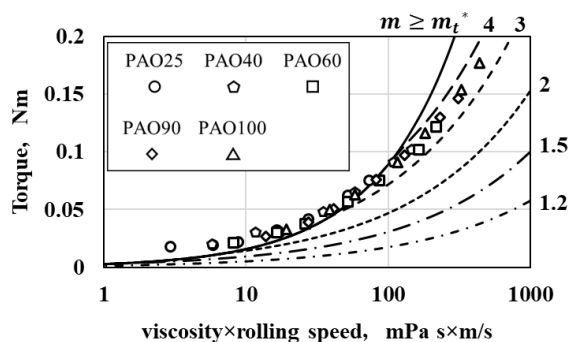


Fig. 3 Torque of oil-lubricated bearing

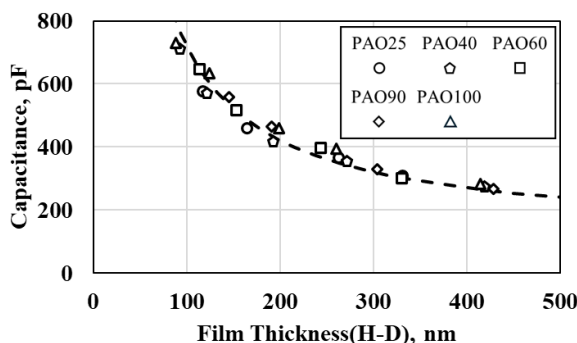


Fig. 4 Capacitance of oil-lubricated bearing

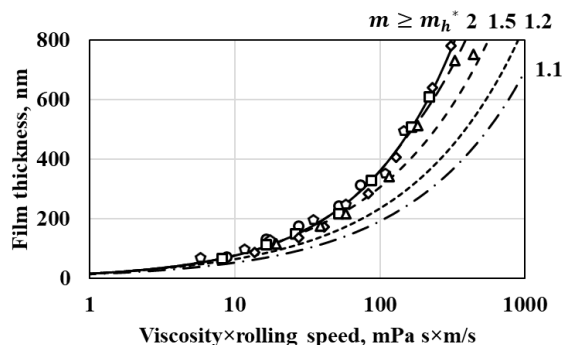


Fig. 5 Film thickness in oil-lubricated bearing

- (4) グリース潤滑の膜厚はおおむね十分潤滑の H-D 式で表されるが、グリース A の 6000 min^{-1} ではわずかに膜厚が低下しており、トルクによる入口距離の推定の結果を裏付けた。

文献

- 1) 市村・野木・董：軸受トルクに及ぼす転がり抵抗の影響—無次元入口を考慮した軸受トルクの計算—，トライボロジー会議 2024 秋 名護 予稿集，557.
- 2) 市村・野木・董：軸受トルクに及ぼす転がり抵抗の影響（第 2 報）—グリース潤滑における入口距離の検証—，トライボロジー会議 2025 春 東京 予稿集，185.
- 3) N. Biboulet & L. Houpert: Hydrodynamic force and moment in pure rolling lubricated contacts. Part 2: point contacts, Proc. Inst. Mech. Eng., Part J, J. Eng. Tribol., 224, 8 (2010) 777.
- 4) B. J. Hamrock & D. Dowson: Isothermal elastohydrodynamic lubrication of point contacts: Part IV-starvation results, ASME J. Lub. Tech., 99, 1 (1977) 15.
- 5) A. R. Wilson: The relative thickness of grease and oil films in rolling bearings, Proc. Instn. Mech. Engrs., 193 (1979) 185.
- 6) T. Maruyama, M. Maeda & K. Nakano: Lubrication condition monitoring of practical ball bearings by electrical impedance method, Tribol. Online, 14, 5 (2019) 327.
- 7) T. Kochi, M. Sakai, T. Nogi, D. Dong & Y. Kimura: Experimental study on the physics of thick EHL film formation with grease at low speeds, Tribol. Lett., 67 (2019) 55.

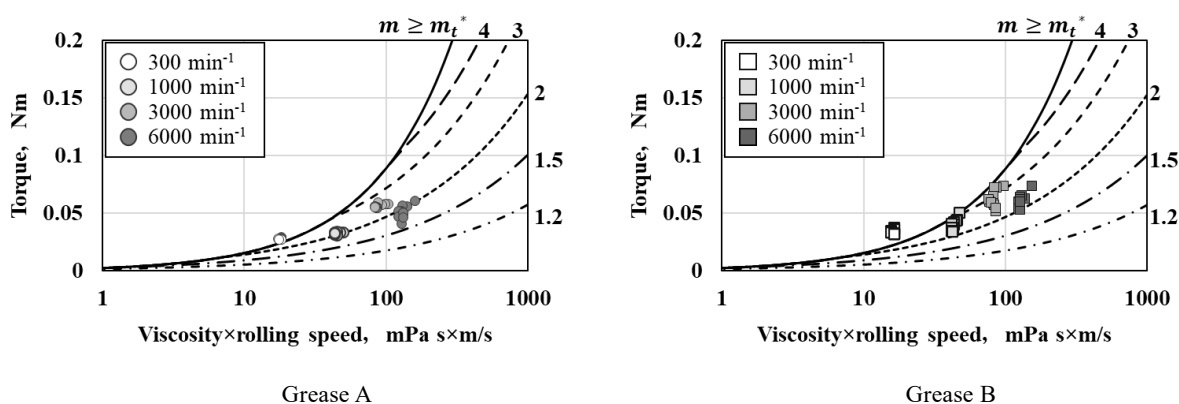


Fig. 6 Torque of grease-lubricated bearings

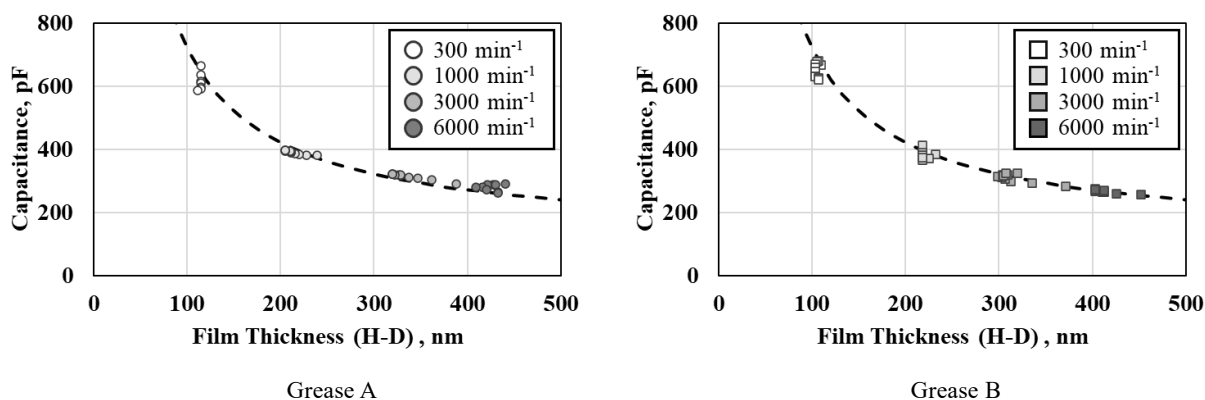


Fig. 7 Capacitance of grease-lubricated bearings

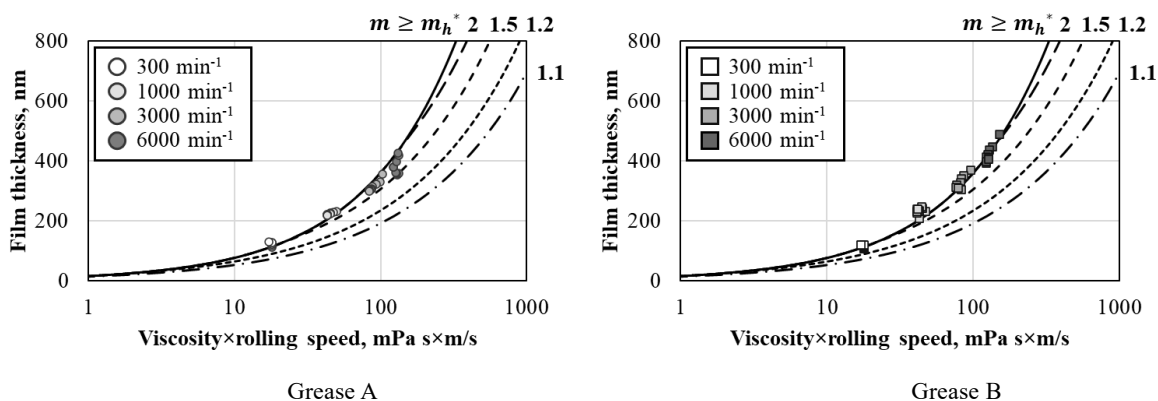


Fig. 8 Film thickness in grease-lubricated bearings