

熱回路網法を用いた玉軸受のグリース温度予測

Prediction of Grease Temperature of Ball Bearings by Thermal Network Method

日本精工 (正) *眞鍋 佳資 (正) 前田 成志 (正) 丸山 泰右 協同油脂 (正) 野木 高

東工大 (正) 桃園 聰 名工大 (正) 前川 覚 (正) 糸魚川 文広

Keisuke Manabe*, Masayuki Maeda*, Taisuke Maruyama*, Takashi Nogi**,

Satoshi Momozono***, Satoru Maegawa****, Fumihiro Itoigawa****

*NSK Ltd., **Kyodo Yushi Co., Ltd, ***Tokyo Institute of Technology, ****Nagoya Institute of Technology

1. はじめに

近年、持続可能な開発目標(SDGs, sustainable development goals)の達成のため、機械のしゅう動部に用いられる転がり軸受にはより一層の低トルク化が要求されている。低トルク化は軸受に用いられる潤滑剤の低粘度化および低油量化により実現し得るが、EHD (elastohydrodynamic) 接触域に形成される油膜の破断が懸念される。低トルク化と長寿命化の両立には接触域の潤滑状態の把握が必須である。丸山ら¹⁾は、光干渉法と同等な精度で点接触における油膜厚さと油膜破断率を同時に測定可能な電気インピーダンス法(EIM, electrical impedance method)の開発を報告している。また、深溝玉軸受への適用について報告²⁾がなされており、油膜測定精度の確認のため、Hamrock-Dowson の式³⁾を用いた理論油膜厚さと比較している。容易に測定可能な外輪温度を用いて理論油膜厚さを算出しているが、実際はEHD 接触域入口部における潤滑剤温度を用いて理論油膜厚さを計算し、比較するべきである。しかし、運転中の軸受の潤滑剤温度を測定することは容易ではない。そこで、簡易的な熱解析手法である熱回路網法⁴⁾を用い、運転中の軸受内における潤滑剤温度を推定し、EHD 接触域における理論油膜厚さを計算した。本報では、この理論油膜厚さと EIM で計測される油膜厚さを比較した結果について報告する。

2. 理論

本報で潤滑剤温度の推定に用いた熱回路網法とは、熱の流れと電気の流れの類似性に着目し、伝熱経路を熱抵抗および熱容量で構成される熱回路に置き換えて温度を算出する手法である。対象物に対し節点配置（モデル作成）を行い、各節点における熱収支の式を立てる。次に各節点間の熱抵抗および各節点における熱容量を求める、立式した熱収支の微分方程式系を解くことで、各節点における温度を求めることができる。この際、熱回路への入力は軸受トルクによる発熱とし、基準温度を室温として解を求めた。

3. 試験方法および計算方法

本研究に用いた軸受試験機の概略図を Fig.1 に示す。試験軸受に深溝玉軸受(6305)を 2 個使用し、EIM を用いて油膜厚さ h [m]と油膜破断率 α [-]を同時測定した。また、軸受トルク M [N·m]および軸受の外輪温度 T [°C]も併せて測定した。なお、トルクの計測は 2 つの軸受の合計トルクを測定し、その半分の値を各軸受トルクとした。試験条件を Table1 に示す。試験は室温で開始し、アキシャル荷重 1kN を負荷し、回転数は 500 min^{-1} から 13000 min^{-1} まで 40 分ごとにステップで増速して行った。潤滑剤には Table 2 に示すグリースを用い、軸受の転走面に 3.4g 封入した。軸受トルク M [N·m]、および回転数 N [min⁻¹]より発熱量を算出し、熱回路網への入力として計算を行った。また、熱回路網の計算時には空気の温度を一定とし、試験開始時の室温を空気の温度として用いた。計算によって得られた外輪温度および潤滑剤温度（すなわち、グリース温度）を用いて理論油膜厚さの計算を行い、EIM を用いて測定した油膜厚さと比較した。また、計算によって得られた外輪温度と測定した外輪温度の比較も行った。

4. 結果と考察

温度測定に関する試験結果を Fig. 2 右上に示す。実際の外輪温度 $T_{\text{outer_test}}$ (Fig. 2 右上中の黒プロット) と熱回路網法を用いて求めた外輪温度 T_{outer} (Fig. 2 右上中の青線) がおおよそ一致することを確認した。また、回転数が大きいほど、熱回路網法を用いて求められるグリース温度 T_{grease} (Fig. 2 右上中の赤線) と外輪温度との乖離が大きくなることが読み取れる。油膜厚さに関する試験結果を Fig. 2 右下に示す。計測した外輪温度を EHD 接触域入口温度として算出した理論油膜厚さ h_{outer} (Fig. 2 右下中の青線) は EIM で測定した油膜厚さ (Fig. 2 右下中の黒プロット) と大きく乖離した。一方で、熱回路網法を用いて求められるグリース温度を EHD 接触域入口温度として算出した理論油膜厚さ h_{grease} (Fig. 2 右下中の赤線) は EIM で測定した油膜厚さとおおよそ一致した。

5. まとめ

本研究では熱回路網法を用いて軸受トルクからグリース温度を推定し、グリース温度をEHD接触域入口部の温度として理論油膜厚さを算出した。この理論油膜厚さとEIMで測定した油膜厚さを比較した結果、両者はおおよそ一致した。また、算出された外輪温度と測定した外輪温度もおおよそ一致した。つまり、測定困難な軸受内の潤滑剤温度予測に熱回路網法が有用であることが示された。

文献

- 1) T. Maruyama and K. Nakano: In Situ Quantification of Oil Film Formation and Breakdown in EHD Contacts, *Tribology Transactions*, 61, 6 (2018) 1057.
- 2) T. Maruyama, M. Maeda and K. Nakano: Lubrication Condition Monitoring of Practical Ball Bearings by Electrical Impedance Method, *Tribology Online*, 14, 5 (2019) 327.
- 3) B. J. Hamrock, and D. Dowson: Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts: Part III—Fully Flooded Results, *ASME Journal of lubrication technology*, 99, 2 (1977) 264.
- 4) J. Takabi and M. M. Khonsari: Experimental testing and thermal analysis of ball bearings, *Tribology International*, 60, (2013) 93.

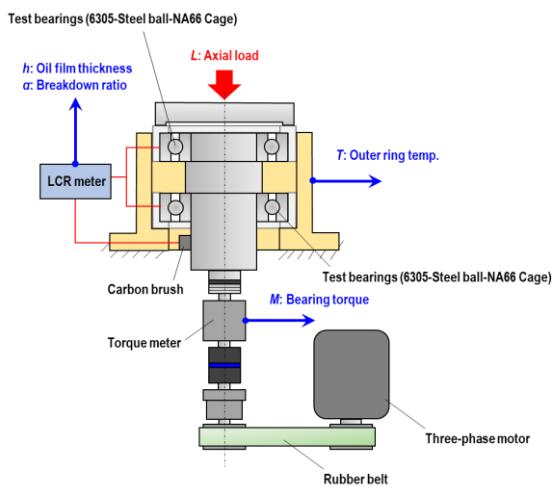


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

Table 1 Test conditions

Test bearing	6305
Temperature, °C	25
Rotational speed, min ⁻¹	500-13000
Axial load, N	1000
Radial load, N	0
Maximum contact pressure, GPa	1.45
Alternating voltage, V	0.2
AC frequency, MHz	1

Table 2 Grease properties

Base oil	PAO
Thickener	Urea
Kinematic viscosity, mm ² /s at 40 °C	46
Worked penetration	243

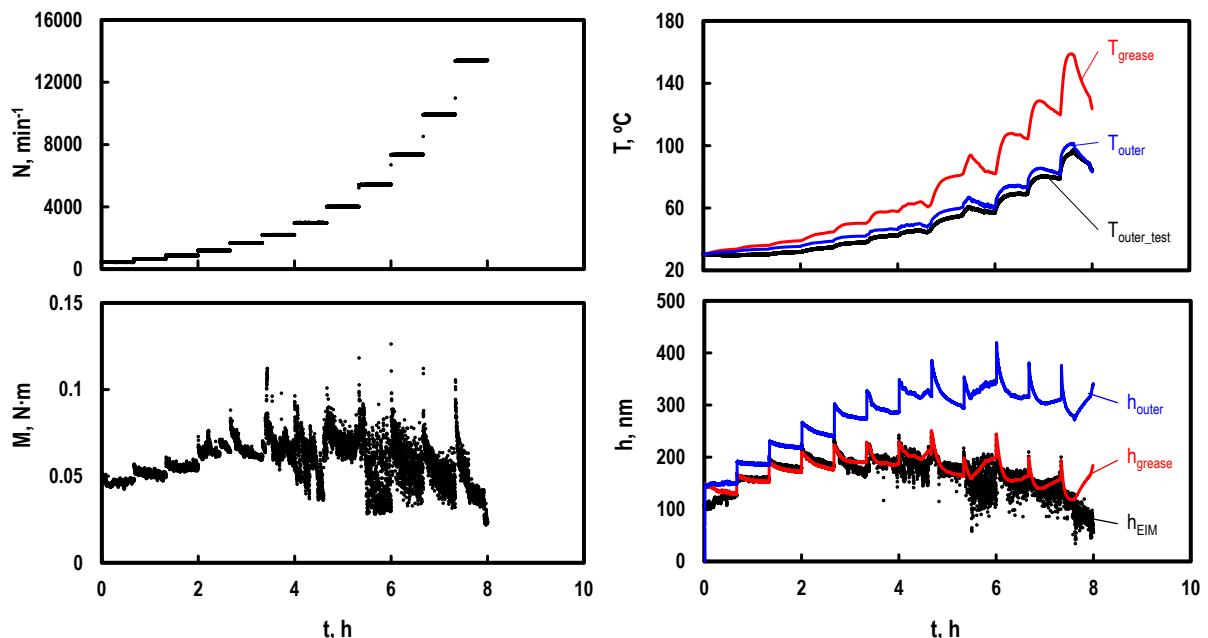


Fig. 2 Time evolutions of rotational speed of bearings N (top left), bearing torque M (bottom left), temperature T (top right), and oil film thickness h (bottom right); black plots in graphs: measured values; blue and red lines in graphs: theoretical values.