

電気インピーダンス法を用いた転がり軸受の動的潤滑状態計測

Dynamic Lubrication Condition Measurements of Rolling Bearings

Using the Electrical Impedance Method

NSK (正) *丸山 泰右 (非) 林 慎一郎 (正) 小杉 大智 (正) 岩瀬 駿介 (正) 前田 成志

Science Tokyo (正) 桃園 聡 横国大 (正) 中野 健

Taisuke Maruyama*, Shinichiro Hayashi, Daich Kosugi*, Shunsuke Iwase*, Masayuki Maeda*,

Satoshi Momozono**, Ken Nakano***

*NSK Ltd., **Science Tokyo, ***Yokohama National University

1. 背景と目的

SDGs (sustainable development goals) を背景に、転がり軸受にはさらなる低トルク化が求められている。よって、転がり軸受に使用される潤滑剤は、さらなる低粘度化や少油量化が求められており、EHD (elastohydrodynamic) 接触域における油膜の破断が懸念されている。ゆえに、転がり軸受の低トルク化と長寿命化を両立する上で潤滑状態を知ることが非常に重要である。著者らは、実際の深溝玉軸受の EHD 接触域における油膜の厚さと破断率を同時に計測できる電気インピーダンス法 (EIM, electrical impedance method) を開発し、アキシアル荷重条件下における潤滑状態を可視化している¹⁾。しかし、負荷圏と非負荷圏が存在する (つまり、転動体荷重が動的に変化する) ラジアル荷重条件下に本手法をそのまま適用することができない。そこで本研究では、ラジアル荷重を受ける深溝玉軸受にも適用可能な汎用性のある EIM を開発したので報告する。さらに、開発した手法を用いてラジアル荷重条件下で急加減速時における動的潤滑状態についても計測したので紹介する。

2. 理論

ラジアル荷重条件下では、アキシアル荷重条件下と比較して、①負荷圏における転動体荷重が転動体ごとに異なる、②非負荷圏が存在することの 2 点について考慮する必要がある。それぞれの考え方や仮定について、以下に示す。

2.1 負荷圏

転がり軸受の負荷圏において、油膜破断が生じている場合を考える。この時、転動体荷重が各々異なるので各接触域の油膜の破断率 α [-] (ただし、 $0 \leq \alpha \leq 1$) も異なると考えられる。しかし、軸受全体の複素インピーダンス Z [Ω] のみ測定可能なので、本研究では負荷圏における α は一定であると仮定した。すなわち、軸受の静止時 (つまり、 $\alpha = 1$) における電気抵抗を R_{10} [Ω] とおくと、油膜が破断している領域における電気抵抗 R_1 [Ω] は下式(1)より求められる。

$$R_1 = \frac{R_{10}}{\alpha} \quad (1)$$

同様に、負荷圏における油膜厚さも各々異なるが、Hamrock-Dowson の式²⁾より荷重依存性が非常に小さいことから、負荷圏の各接触域における油膜厚さ h_1 [m] も一定であると仮定した。また、接触楕円の大きさも各々異なるが、平均の接触面積 \bar{S}_1 [m²] を求めることによって各転動体の EHD 接触域に生じる平均の静電容量 \bar{C}_1 [F] を算出した。ここで、軸受に封入する潤滑剤の誘電率を ε [F/m] とすると、 \bar{C}_1 は下式(2)のように表される。

$$\bar{C}_1 = \frac{\varepsilon(1 - \alpha)\bar{S}_1}{h_1} \quad (2)$$

さらに、接触域周辺に生じる静電容量 C_2 [F] も考慮する必要がある¹⁾。内外輪溝と転動体間が潤滑剤によって満たされていると仮定すると、 C_2 は式(3)より求められる。なお、下式中の $h(x, y)$ [m] は内外輪と転動体間距離、 S [m²] は転動体表面積、 A [m], B [m] は軸受諸元から求められる定数である。

$$C_2 = \varepsilon \oint_S \frac{dS}{h(x, y)} = \varepsilon A \ln \left(\frac{B}{h_1} \right) \quad (3)$$

2.2 非負荷圏

Figure 1 より、非負荷圏における転動体の内、 m 球目のすきま $h(m)$ [m] は、軸受すきま h_{gap} [m] から幾何学的に求める。 m 球目に生じる静電容量 $C_3(m)$ [F] は、上式(3)中の h_1 に $h(m)$ を代入した下式(4)より求められる。

$$C_3(m) = \varepsilon A \ln \left(\frac{B}{h(m)} \right) = \varepsilon A \ln \left(\frac{4B/h_{\text{gap}}}{1 - \cos \left(\frac{2\pi m}{n - n_1 + 1} \right)} \right) \quad (4)$$

ただし、式(4)中の n [-] は軸受全体の転動体数、 n_1 [-] は負荷圏の転動体数であり、自然数 m [-] は $m \leq n - n_1$ を満たす。

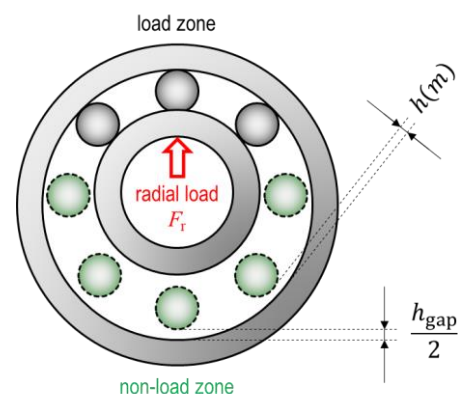


Fig. 1 Radially loaded ball bearing

2.3 複素インピーダンス解析

ラジアル荷重を受ける深溝玉軸受の等価回路モデルについて、Fig. 2 に示す。この等価回路全体の複素インピーダンス $Z[\Omega]$ は、次式(5)のように表される。

$$Z = |Z|\exp(j\theta) \quad (5)$$

ただし、 $j[-]$ は虚数、 $|Z|[\Omega]$ は Z の大きさ、 $\theta[\text{deg}]$ は交流の電圧と電流の位相差である。また、Fig. 2 に示す等価回路全体の Z は、次式(6)より求められる。

$$\frac{2}{Z} = n_1 \left(\frac{1}{R_1} + j\omega(\bar{C}_1 + C_2) \right) + \sum_{m=1}^{n-n_1} C_3(m) \quad (6)$$

よって、式(1)～(6)より h_1 と α が理論的に得られる。なお、EHD 接触域内の一部で油膜の破断が生じている場合、接触域内の平均油膜厚さ $h[\text{m}]$ は下式(7)より求められる。

$$h = (1 - \alpha)h_1 \quad (7)$$

3. 結果と考察

深溝玉軸受 6306 に市販ウレアグリース 3.6 g を封入し、ラジアル荷重条件下の h と α の測定結果（ラジアル荷重 $F_r = 1 \text{ kN}$ 、内輪回転数 $N = 200 \text{ min}^{-1}$ 、室温）について Fig. 3 に示す。ただし、鋼球を 1 球だけ使用しており、他の転動体をセラ玉とした軸受を用いることで動的な潤滑状態を可視化した。なお、図中の破線は EHD 接触域の理論中央油膜厚さ²⁾と軸受すきま $h_{\text{gap}}/2$ の間を行き来する際の理論値であり、横軸の $\varphi[\text{deg}]$ は負荷圏中央からの転動体位置である。Figure 3 より、転動耐荷重が動的に変化するラジアル荷重条件下でも、油膜を精度良く測定できることが示された。

Figure 4 は、市販ウレアグリース 1.5 g を封入した深溝玉軸受 6303 を 5 s 間で内輪回転数 $N = 0 \sim 13800 \text{ min}^{-1}$ まで加速させて、その後 4.5 s 間で $N = 13800 \sim 0 \text{ min}^{-1}$ まで減速させた時の試験結果（ $F_r = 2.6 \text{ kN}$ 、 50°C ）である。ただし、図中の赤線が加速時、青線が減速時の結果である。減速時の油膜厚さが加速時よりも厚いのはスクイズ作用によって油膜が保持されるからと考えられる³⁾。なお、油膜の破断率も油膜測定結果に対応する結果が得られた。

4. まとめ

本研究では、ラジアル荷重条件下における深溝玉軸受に適用可能な電気インピーダンス法を開発し、油膜厚さと油膜の破断率を同時に測定できることを示した。また、急加減速時における動的潤滑状態について計測し、スクイズ作用によって減速時の油膜厚さが厚く、油膜の破断率が小さくなることが示された。

文献

- 1) Maruyama, T., Maeda, M. and Nakano, K.: Lubrication Condition Monitoring of Practical Ball Bearings by Electrical Impedance Method, Tribology Online, **14**, 5 (2019) 327.
- 2) Hamrock, B. J. and Dowson, D.: Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts: Part III—Fully Flooded Results, Transactions of the ASME: Journal of Lubrication Technology, **99** (1977) 264.
- 3) Sugimura, J., Jones, W. R. and Spikes, H. A.: EHD Film Thickness in Non-steady State Contacts, ASME Journal of Tribology, **120** (1998) 442.

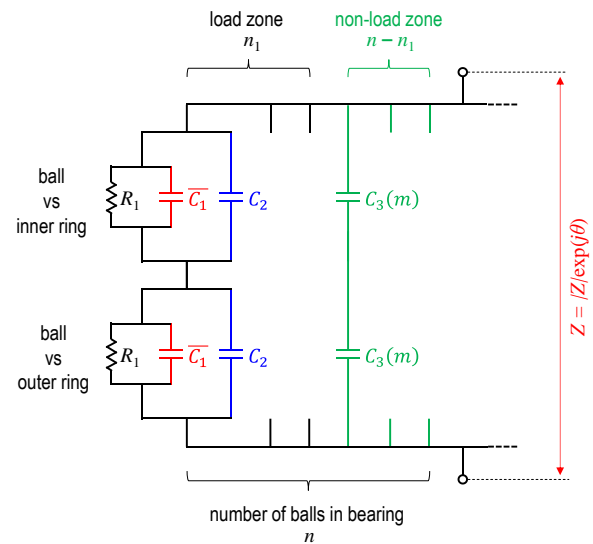


Fig. 2 Electrical model of ball bearing

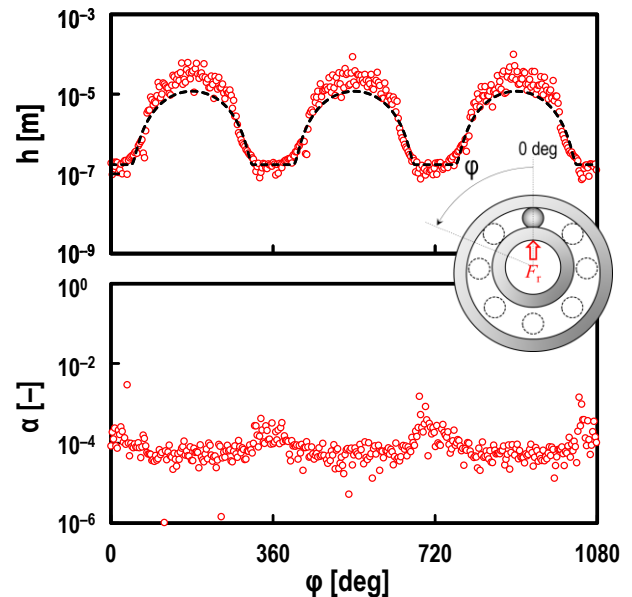


Fig. 3 Transitions between load and non-load zones

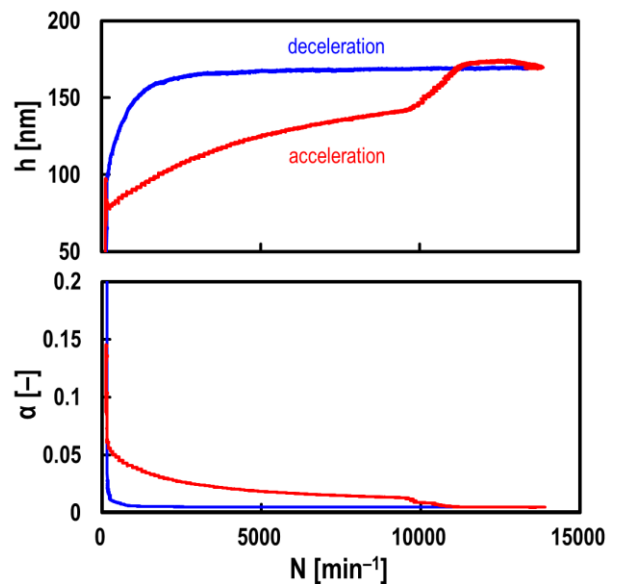


Fig. 4 The experimental results of h - and α -values during rapid acceleration and deceleration