

## 二相流モデルの解析手法を考慮して求めた真円軸受の性能予測

Predicted Performance Characteristics of Cylindrical Journal Bearings  
with a Numerical Method for Two-Phase Flow Model being Considered

九州大・情工（学）\*尾花 良一郎 九州大・情工（正）畠中 清史

Ryoichiro Obana\* and Kiyoshi Hatakenaka\*

\*Kyushu Institute of Technology

### 1. はじめに

近年の産業用回転機械はエネルギーを有効利用する観点から高効率化が求められている。高速化はその有効な手段であるが、振動を抑制したロータの設計が必要となる。ジャーナル軸受はその主要な構成要素の1つであり、減衰能の高い潤滑油膜の動圧で荷重を支える。流体潤滑理論にもとづく設計法<sup>1)</sup>により適正な設計解を探索する際には、静特性に加え、油膜係数（ばね係数・減衰係数）を動特性として繰り返し求める。自励振動（オイルホイップやオイルホール）が発生する危険性は高速化とともに増すので、油膜係数の予測精度は特に重要である。従来の理論モデルは解析に先立ち油膜破断境界条件を仮定して安定限界速度を精度良く予測する<sup>2)</sup>が、その仮定が不要であれば理論モデルの有用性はいっそう高まる。本報では気体性キャビテーションを考慮した流体潤滑モデルを用いて真円軸受(Fig.1)の性能予測を行うことを目的とする。解析は無次元量を用いて行う。

### 2. 理論解析

本報で用いる流体潤滑モデルを以下に記す。まず、油膜圧力  $P$ （ゲージ圧）の分布は、油膜内の密度  $R$  と粘度  $M$  の3次元的な分布を考慮した修正レイノルズ方程式

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left[ H^3 G_0(\theta, 1, Z) \frac{\partial P}{\partial \theta} \right] + \frac{1}{4A^2} \frac{\partial}{\partial Z} \left[ H^3 G_0(\theta, 1, Z) \frac{\partial P}{\partial Z} \right] = \Omega \frac{\partial}{\partial \theta} [H G_1(\theta, 1, Z)] - \frac{R Q_{\text{sup}}}{\beta_g L_g} \quad (1)$$

を解いて求める。 $\theta$ ,  $Z$  はそれぞれ円周方向、軸方向の座標、 $A$  は軸受幅径比、 $\Omega$  はジャーナル回転速度、 $Q_{\text{sup}}$  は給油量を表す。 $Q_{\text{sup}}$  は給油溝でのみ値を与える。 $\beta_g$ ,  $L_g$  はそれぞれ給油溝の中心角と幅、 $H$  は油膜厚さであり、 $G_0$ ,  $G_1$  は油膜充てん率  $\gamma$  から算出する油膜の密度  $R$  と粘度  $M$  の関数である。油膜充てん率  $\gamma$  は、空気を单一の理想気体とみなして、ヘンリーの法則に従って潤滑油中の溶解空気が一定温度の油膜内に放出されて均一に分散するとして、

$$\gamma = \frac{1}{1 - \frac{\alpha_B P}{P + P_{\text{at}}}} \quad (2)$$

から算出する。 $P_{\text{at}}$  は大気圧である。ブンセンの吸着係数  $\alpha_B$  は 0.09 とした<sup>3)</sup>。軸受荷重  $F$  と油膜反力との釣合い式は、

$$-\frac{1}{2} \int_{-\frac{1}{2}}^{\frac{1}{2}} \int_0^{2\pi} P \cos \theta d\theta dZ = F, \quad -\frac{1}{2} \int_{-\frac{1}{2}}^{\frac{1}{2}} \int_0^{2\pi} P \sin \theta d\theta dZ = 0 \quad (3)$$

### 3. 結果および考察

本報では、軸受幅径比を  $A = 0.7$ 、反負荷側に設けた給油溝の中心角と幅をそれぞれ  $\beta_g = 10^\circ$ ,  $L_g = 0.86$  とする真円軸受を性能予測の対象とした。ジャーナル回転速度を  $\Omega = 10.9$ 、偏心率と偏心角をそれぞれ  $\varepsilon = 0.5$ ,  $\phi = 60^\circ$  とした場合の軸受幅中央における油膜圧力  $P$  の分布を Fig. 2 に、油膜充てん率  $\gamma$  の分布を Fig. 3 にそれぞれ示す。図中、赤、青、緑の実線はそれぞれ給油量  $Q_{\text{sup}}$  が 0.17, 0.43, 0.87 の場合の結果である。

給油量  $Q_{\text{sup}}$  が大きいほど給油溝における圧力は高くなっている。給油圧力は給油量  $Q_{\text{sup}}$  に対してほとんど線形に変化する。ただし、給油圧力（静圧）のために給油溝前後の油膜圧力分布は大きく変化するが、その影響は限られた範囲にしか及ばない。最大油膜厚さ位置 ( $\theta = 60^\circ$ ) における油膜の形成に必要な流量を上回る量の潤滑油が供給されても、給油溝からこの位置までの間に軸方向に生じる圧力流れのために余剰分は軸受端から外部に流出する。この結果、どの給油量  $Q_{\text{sup}}$  の場合も最大油膜圧力  $P_{\max}$  はほとんど同じ値になった。

給油量が  $Q_{\text{sup}} = 0.43, 0.87$  の場合は、給油溝から最大油膜厚さ位置までの間で油膜充てん率  $\gamma$  が 1 であり、余剰な量の給油が行われている。一方、 $Q_{\text{sup}} = 0.17$  の場合は給油溝内の圧力が負となり、油膜充てん率  $\gamma$  は 1 を下回っている。これは、給油溝に仮想的に配置した厚さの油膜内を潤滑油で満たすことができないので、油膜入口（給油溝出口）において油膜形成に必要な最低限の給油量を確保できず、気泡を混在した油が給油溝を素通りすることを意味する。しかも、この給油量の場合は最大油膜厚さ位置に至っても軸受すきま内を潤滑油で満たすことはできず、さらに回転

方向に $\theta = 50^\circ$ 以上進まなければ潤滑油で完全に満たされる油膜は形成されない。このように給油量不足の状態になると、必要な量が給油される場合とはジャーナル中心の静的釣合い位置が異なることが予想される。

これに対し、最小油膜厚さ位置 ( $\theta = 240^\circ$ ) の下流側に形成される先広がりすきま部では、どの給油量でも油膜圧力が $\theta = 265^\circ$ 付近で負圧になって以降、油膜充てん率 $\gamma$ は徐々に低下〔油膜中の気泡の比率 $(1 - \gamma)$ は増加〕する。これにより、油膜圧力 $P$ は、減少が抑制され、ほとんど一定を保つが、給油溝に近づき静圧(給油圧力)の影響が現れ始めると、徐々に増加を始める。

なお、油膜圧力 $P$ が負圧から正圧に向けて増加を始める直前までの間で、油膜の圧力 $P$ と充てん率 $\gamma$ はいずれも数値振動を生じている。今後は、振動抑制のために何らかの対策を取り入れなければならない。

次は、ジャーナル中心の静的釣合い位置を連ねて描いた軸心軌跡をFig. 4に示す。軸受荷重は $\Gamma = 5.5$ とした。図中、赤、青、緑の実線はそれぞれ給油量 $Q_{\text{sup}}$ が0.17, 0.43, 0.87の場合の結果である。偏心率 $\varepsilon$ が大きい場合(本報では0.7以上), 給油量 $Q_{\text{sup}}$ は軸心軌跡に影響しない。しかし、偏心率 $\varepsilon$ が小さいと必要な量の給油が行われる場合の軸心軌跡からの離脱が生じている。流量不足による油膜圧力分布の変化にともない、水平方向の油膜反力を変化する。この影響は、偏心率 $\varepsilon$ が小さいほど給油量 $Q_{\text{sup}}$ による影響を受けやすい。そのため、給油量 $Q_{\text{sup}}$ が小さいほど大きな(0.7寄りの)偏心率 $\varepsilon$ から軸心軌跡が離脱することになる。給油量不足(ステップ潤滑)の場合、偏心角が小さい向きに離脱は起こる<sup>4)</sup>。軸を振れ回らせる励振力が小さくなるので軸・軸受系の安定性向上の観点からは好ましい。

一方、必要量以上の給油を行っても、軸心軌跡の変化はほとんど起こらない。

#### 4. おわりに

本報では、ジャーナル軸受の先広がりすきま部において気体性キャビテーションが生じるとする流体潤滑モデルを用いて、真円軸受の性能予測を行った。給油量が不足する場合は、気泡を混在した油が給油溝を通り抜けることでその前後における油膜圧力分布に顕著な影響が現れ、必要量以上の給油を行う場合に比べて軸心軌跡を鉛直線寄りに逸らす効果があることが分かった。今後は数値振動問題の解消に取り組む。

#### 文献

- 1) ISO 7902-1:2020 Hydrodynamic plain journal bearings under steady-state conditions — Circular cylindrical bearing — Part 1: Calculation procedure, (2020).
- 2) 尾花・畠中：ジャーナル軸受の線形油膜係数に及ぼす算出法の影響、日本機械学会 2024 年度年次大会講演論文集, J113p-01.
- 3) H. Nguyen-Schäfer: Aero and Vibroacoustics of Automotive Turbochargers, Chapter 5, Springer (2013) 73.
- 4) 落合・谷田貝・橋本：ステップ潤滑および設置角度の変更を利用した給油溝付き小口径ジャーナル軸受の安定性の向上—実験的検討—、トライボロジスト, 52, 4 (2007) 293.

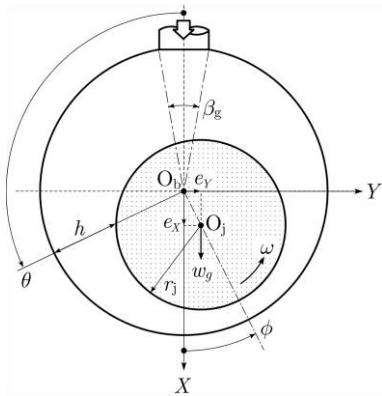


Fig. 1 Cylindrical journal bearing

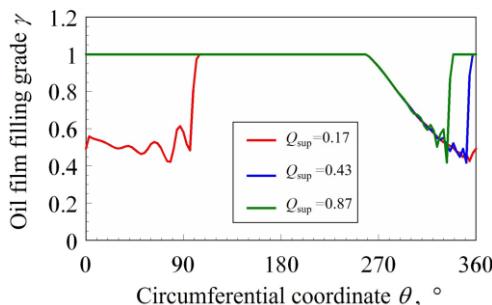


Fig. 3 Distribution of oil film filling grade in the midplane of bearing width for  $\Omega = 10.9$ ,  $\varepsilon = 0.5$  and  $\phi = 60^\circ$  (Effect of supplied oil flow rate)

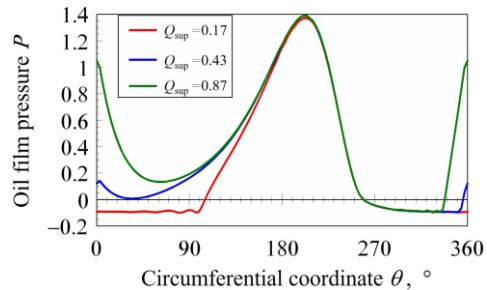


Fig. 2 Distribution of oil film pressure in the midplane of bearing width for  $\Omega = 10.9$ ,  $\varepsilon = 0.5$  and  $\phi = 60^\circ$  (Effect of supplied oil flow rate)

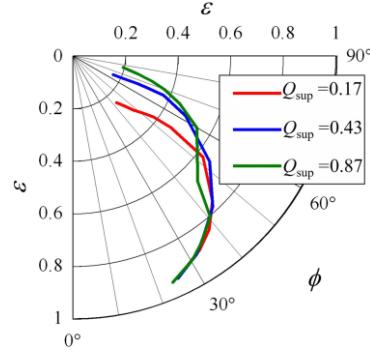


Fig. 4 Loci of bearing center at steady-state equilibrium position for  $\Gamma = 5.5$  (Effect of supplied oil flow rate)