

2 溝付き真円軸受の軸受最高温度に及ぼす軸受設計変数の影響

Effect of Bearing Design Variables on Maximum Bearing Temperature of Cylindrical Journal Bearing with Two Axial Oil Grooves

九州大・情工（学）*内田 溪太郎 九州大・情工（正）畠中 清史

Keitaro Uchida*, Kiyoshi Hatakenaka*

*Kyushu Institute of Technology

1. はじめに

産業用の回転機械は近年、大型化、高速化の傾向が進んでおり、それを支えるジャーナル軸受の運転条件は過酷さを増している。この軸受は、軸受すきま内に十分な厚さの流体潤滑油膜を形成する。油膜温度は、ジャーナルと軸受の相対速度に起因するせん断熱の作用により上昇する。発熱は最小油膜厚さ位置の付近で特に大きくなり、油膜に接する軸受面の温度（軸受温度）はその付近で最大となる。ジャーナル軸受の潤滑面に広く使われる軟質金属のホワイトメタルは低融点材料であるため、高速回転時に軸受最高温度が高くなると、最小油膜厚さ位置の付近で軸受面が損傷する危険性が高まる。このため、高速回転機械用のジャーナル軸受を設計する際には、運転中の軸受最高温度が許容値（上限値）を下回ることを確認する必要がある。

このような背景のもと、油膜内の3次元的な温度と粘度の分布を考慮する熱流体潤滑（THL）モデルを適用したジャーナル軸受の性能解析が行われている。この理論モデルは軸受諸元や運転条件を与えて軸受性能を得るようになっているが、軸受に要求される性能（例えば、軸受最高温度が上限値を下回ること）を達成しうる軸受諸元を設計解として得るようになっていない。制約条件を満たす適切な仕様の軸受を容易に決定することができないため、最終的な設計解に短時間で到達できる設計法にTHLモデルをそのまま応用することは難しい。

これに対し、軸受性能に関するモデル式を利用する設計法が提案されている¹⁾。このモデル式は、反負荷側（鉛直上方）に給油溝をもつ真円軸受を対象として導出されており、THL予測値から構築されたデータベース内の軸受性能を10%程度の精度で予測する。また、モデル式により算出した軸受最高温度の予測値は実験値に比べて高くなる。ただし、その差は10°Cを上回ることはなく、実用上許容可能な範囲に収まる。設計解を探索する過程ではこのような予測値を許容値と比較するので、安全への裕度がほどほどに高い設計が可能となる。

従来のモデル式¹⁾は、マクローリング級数展開と重回帰分析を応用した多項式として求めている。4つの無次元軸受設計変数の値を指定するだけでTHL予測値を精度良く算出できるが、70項からなる多項式であるため使い勝手はやや悪い。そこで、*t*検定を応用してモデル式の項数を11にまで低減した。しかし、この式の予測精度を元のモデル式と同等に保つためには適用範囲を限定する必要がある。

ジャーナル軸受の性能は給油部の形状、設置位置、個数に応じて大きく異なる。前報²⁾では解析対象を2溝付き真円軸受（Fig. 1）に変更し、この軸受の性能に関するデータベースを軸受設計変数の広範な組合せに対するTHL予測値をもとにして新たに構築した。本報では、このデータベース値の中で、特に、軸受最高温度に着目し、その全体に適合するモデル式の導出に向け、ゾンマーフェルト数およびコンサリ数との関係を調べた。

2. 理論

2溝付き真円軸受の軸受性能データベースは、修正ISOADI THLモデル³⁾による予測値をもとに構築されている。このモデルは、4つの無次元軸受設計変数（ゾンマーフェルト数 *S*、軸受幅径比 *A*、ペクレ数 *Pe*、コンサリ数 *Kh*）を与えて、一般化レイノルズ方程式および油膜のエネルギー方程式を、油膜厚さ式、潤滑油の温度粘度関係式、ジャーナル表面温度と混合油温度の各算出式、軸受静荷重と油膜反力との釣合い式を連立させて解き、軸受最高温度 $\Theta_{\text{b max}}$ などの軸受性能を無次元量として得る。データベースには、実用上有用な範囲 (*S*: 0.02~20, *A*: 0.25~2, *Pe*: 1~256, *Kh*: 0.001~0.256) で選定した15個の *S*, 9つの *A*, 9つの *Pe*, 9つの *Kh* の組合せ計 10 935 (=15 × 9 × 9 × 9) ケースに対する THL 予測値のうち、流体潤滑状態での運転が想定され（偏心率が 0.97 以下であり）、しかも、軸受高温限界や油酸化限界を超える危険な運転状態⁴⁾になる THL 予測値を除外した ($\Theta_{\text{b max}}$ の上限値を下回る), 8 332 ケースの軸受性能が保存されている²⁾。本研究では、 $\Theta_{\text{b max}}$ の上限値は 4 とした。

3. 結果および考察

まず、軸受設計変数と軸受最高温度 $\Theta_{\text{b max}}$ との関係をグラフに描いて、両者の関係性について調べた。一例としてゾンマーフェルト数 *S* と軸受最高温度 $\Theta_{\text{b max}}$ との関係を Fig. 2 に示す。図中、■は *A* = 0.25, *Pe* = 1, *Kh* = 0.001 (ケース 1), ●は *A* = 2, *Pe* = 256, *Kh* = 0.256 (ケース 2), ▲は *A* = 0.75, *Pe* = 32, *Kh* = 0.032 (ケース 3), ◆は *A* = 1.25, *Pe* = 8, *Kh* = 0.064 (ケース 4) のそれぞれのデータベース値をもとに打点してある。各ケースのデータベース値を結ぶ点線

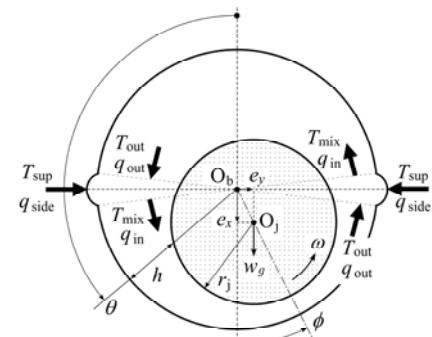


Fig. 1 Cylindrical journal bearing with two axial oil grooves

は、従来のモデル式¹⁾に倣い、4次の多項式関数による近似曲線である。近似曲線の決定係数はケース1～4のそれぞれで0.876, 1.00, 0.956, 0.924である。従来のモデル式は決定係数の目安を0.992として導出している¹⁾。決定係数が0.992を下回る3つのケースにおいて決定係数を上げるには近似曲線の次数をさらに増やす必要がある。この多項式関数を採用した場合、新しいモデル式は従来のモデル式¹⁾を上回る項数となり、使い勝手は悪化する。したがって、本報が対象とする2溝付き真円軸受においても、従来¹⁾と同様に、軸受設計変数と軸受最高温度の双方に前処理を施し、その値に対するモデル式の導出を行うこととする。前処理を行った結果、少ない次数の多項式で近似できれば、最終的なモデル式の項数を少なくできる目処が立つ。

この方針のもと、初等関数を組み合わせた関数による前処理を軸受設計変数および $\theta_{b\max}$ に対して行った。試行錯誤の末、 $\log_{10} S$ を横軸に、 $\log_{10}(-\log_{10}(\theta_{b\max}/(10Pe+5)))$ を縦軸とするグラフに打点すると、Fig. 3に示すようにケース1～4のすべてで $\theta_{b\max}$ のデータベース値が規則的に並ぶことが分かった。各ケースの点列を一次関数で近似した場合の決定係数はケース1～4のそれぞれで0.970, 0.995, 0.977, 0.832であった。これに対し、図中の点線で示したように、二次関数で近似した場合は、決定係数はケース1～4のそれぞれで1.00, 0.999, 0.997, 0.993となり、近似曲線の当てはまりはいっそう良好になった。次に、二次関数による近似曲線式と前処理関数式をもとに算出した $\theta_{b\max}$ の近似値とそのデータベース値との誤差を求めた。絶対誤差は最大値がケース1, ケース2, ケース3, ケース4のそれぞれで 5.22×10^{-4} , 2.02×10^{-2} , 1.78×10^{-2} , 4.66×10^{-2} であり、相対誤差は最大値がケース1, ケース2, ケース3, ケース4のそれぞれで1.0%, 0.90%, 2.7%, 4.2%であった。いずれのケースでも5%を下回る精度でデータベース値を予測できている。

次に、コンサリ数Khと軸受最高温度 $\theta_{b\max}$ との関係について調査した。その際、Fig. 3と同様、縦軸は $\log_{10}(-\log_{10}(\theta_{b\max}/(10Pe+5)))$ とした。横軸は、試行錯誤の末、 $\log_{10} Kh$ としてグラフに打点すれば、Fig. 4のように前処理後の $\theta_{b\max}$ が規則的に並ぶことが分かった。図中、■は $S=0.2$, $A=0.25$, $Pe=1$ (ケース5), ●は $S=2$, $A=2$, $Pe=256$ (ケース6), ▲は $S=0.5$, $A=0.75$, $Pe=16$ (ケース7), ♦は $S=20$, $A=1$, $Pe=4$ (ケース8)のデータベース値に対応する。各ケースの点列を一次関数で近似した場合の決定係数はケース5～8のそれぞれで0.998, 0.999, 0.999, 0.999であり、近似曲線の当てはまりは良好となる。図中の点線で示したように、二次関数で近似した場合も近似曲線の当てはまりは良好であり、ケース5～8のそれぞれで 4.70×10^{-3} , 8.44×10^{-2} , 7.02×10^{-2} , 3.26×10^{-2} であり、相対誤差は最大値がケース5, ケース6, ケース7, ケース8のそれぞれで1.2%, 4.9%, 5.6%, 5.4%であった。いずれのケースでも5%程度の精度でデータベース値を予測できている。

なお、Figs. 3と4のいずれにおいても、近似曲線の次数を高めた場合は、決定係数は大きく、誤差は小さくなつた。

以上より、モデル式を導出する際には、 $\log_{10}(-\log_{10}(\theta_{b\max}/(10Pe+5)))$ による前処理を施した $\theta_{b\max}$ のデータ点列が、それぞれ $\log_{10} S$, $\log_{10} Kh$ による前処理を行った S と Kh に対して放物線状に並ぶとみなすことにする。この方針によれば、THL予測値を精度良く予測し、しかも項数の少ないモデル式が導出できると期待される。

4. 結言

本報では、2溝付き真円軸受の軸受最高温度に関するモデル式の導出へ向け、軸受性能データベースに保存されているTHL予測値を利用してゾンマーフェルト数およびコンサリ数との関係について調べ、これら2つの軸受設計変数と軸受最高温度に前処理を施せば、データベース値が放物線状に並ぶことを明らかにした。今後は、軸受最高温度のTHL予測値を精度良く予測でき、しかも項数が少なく使い勝手の良いモデル式の導出を目指す。

文献

- 1) 島中・本田：簡易熱流体潤滑モデルにもとづく真円軸受の新しい設計法、トライボロジスト, 66, 7(2021), 548.
- 2) 島中・内田：2溝付き真円軸受の熱流体潤滑性能に関するデータベースの構築、トライボロジーカンファレンス(2022秋福井)予稿集, D2.
- 3) 島中・内田：2溝付き真円軸受の設計への応用を見据えた簡易熱流体潤滑モデル、日本機械学会論文集, 88, 915(2022).
- 4) N. J. Neale: Tribology Handbook, second edition, Butterworth Heinemann Ltd., (1995) A9.2.

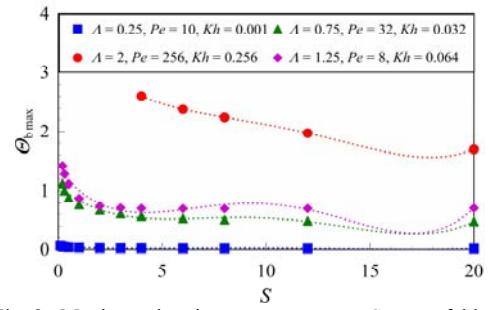


Fig. 2 Maximum bearing temperature vs. Sommerfeld number (Without preprocessing)

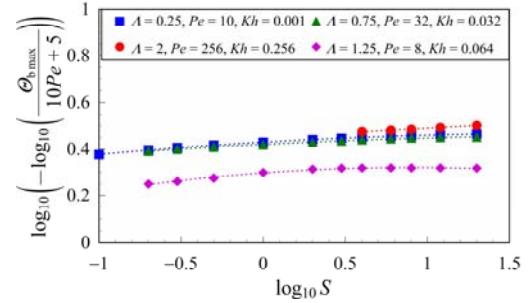


Fig. 3 Maximum bearing temperature vs. Sommerfeld number (After preprocessing)

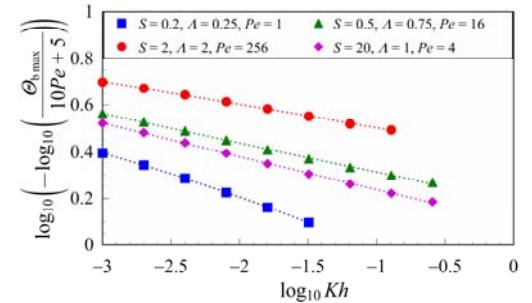


Fig. 4 Maximum bearing temperature vs. Peclet number (After preprocessing)