

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

Development of a Database on Thermohydrodynamic Lubrication Performance of Cylindrical Journal Bearing with Two Axial Grooves

九工大・情工（学）*内田 溪太郎 九工大・情工（正）畠中 清史

Keitaro Uchida*, Kiyoshi Hatakenaka*

*Kyushu Institute of Technology

1. 緒言

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、軸受とジャーナルの間に形成される軸受すきま内に十分な厚さの流体潤滑油膜を形成し、油膜内で動圧（油膜圧力）を発生させる。その分布は軸受中心とジャーナル中心との相対的な位置関係に依存する。ジャーナルの偏心率と偏心角は、軸受荷重や回転速度などに応じて決まる。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的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るため、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、軸受面の損傷（溶融や表面流動）が最小油膜厚さ位置の付近で生じる危険性が高まる。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。ただし、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）を達成しうる軸受諸元を設計解として得ようにはなっていない。制約条件を満たす適切な仕様の軸受を容易には決定できないため、最終的な設計解に短時間で到達できる設計法に THL モデルを応用することは難しい。

これに対し、軸受性能を予測するモデル式（予測式）を利用する設計法が提案されている¹⁾。この予測式は、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、軸受設計変数の広範な組合せに対する THL 解析結果をもとに構築したデータベースに保存してある軸受性能を 10%以内の精度で近似する。また、予測式により算出した軸受最高温度の予測値は実験値よりも高い値となる。設計解を探索する過程ではこの高温側に得られる予測値を許容値と比較するため、軸受面の損傷に対して裕度のある設計となる。安全側の軸受設計を行うことができる点で、高温側の予測値と安全側の予測値とは同義となる。なお、予測値と実験値との差は 10 °C を上回ることなく、実用上、許容可能な範囲に収まる。

真円軸受の性能は、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、鉛直上方に給油溝をもつ真円軸受の性能予測¹⁾に適用した簡易 THL モデルが 2 溝付き真円軸受 (Fig. 1) の性能予測には不适当であることを示したうえで、簡易 THL モデルの修正を行った。本報ではこの修正簡易 THL モデルによる解析結果をもとにデータベースの構築を行った。また、予測された軸受性能のうち、温度に焦点を絞り、その特徴を調べた。

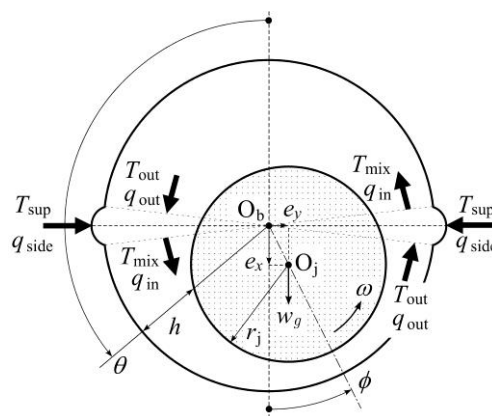


Fig. 1 Cylindrical journal bearing with two axial grooves

2. 理論

前報²⁾で導出した修正 ISOADI THL モデルを適用して 2 溝付き真円軸受の性能予測を行う。軸受油膜は流体潤滑状態にあるとする。本簡易モデルは、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 ）を入力値とし、一般化レイノルズ方程式と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算出式、軸受静荷重と油膜反力との釣り合い式と連立させて解き、ジャーナル表面には等温条件を軸受面には断熱条件をそれぞれ課した場合の軸受性能（最小油膜厚さ、最大油膜圧力、軸受最高温度、損失、側方漏れ流量、軸受最高温度、油膜平均温度）を無次元量として求める。

本報では、Table 1 に示す軸受設計変数の値に対して THL 解析を行う。その組合せ数は 10 935 ($= 15 \times 9 \times 9 \times 9$) である。これらの組に対する軸受性能の予測結果を保存してデータベースを構築する。ただし、その中には偏心率の算出値が 1 に近いケースも含まれる。このように大きな偏心率では流体潤滑状態での運転にはならない。本研究では 0.97 をしきい値とし、これを上回る偏心率となる場合はその予測結果をデータベースから除外することにした。

Table 1 Values of S , A , Pe and Kh used for THL calculation of dimensionless performances of cylindrical bearing

S	0.02, 0.03, 0.05, 0.1, 0.2, 0.3, 0.5, 1, 2, 3, 4, 6, 8, 12, 20
A	0.25, 0.375, 0.5, 0.625, 0.75, 1, 1.25, 1.5, 2
Pe	1, 2, 4, 8, 16, 32, 64, 128, 256
Kh	0.001, 0.002, 0.004, 0.008, 0.016, 0.032, 0.064, 0.128, 0.256

3. 結果および考察

構築したデータベース (Fig. 2) に予測値として保存した軸受性能の特徴を把握するために、一例として、軸受設計変数と軸受最高温度との関係を等高線により調べた。まず、ゾンマーフェルト数 S と軸受幅径比 A を座標軸とする軸受最高温度の等高線を $Pe = 2$, $Kh = 0.256$ に対して Fig. 3 に示す。また、ペクレ数 Pe とコンサリ数 Kh を座標軸とする軸受最高温度の等高線を $S = 12$, $A = 0.25$ に対して Fig. 4 に示す。前報²⁾と同様、軸受最高温度は、こう配に緩急はあるものの、いずれの軸受設計変数に対してもなめらかに変化している。鉛直上方に給油溝をもつ真円軸受の場合²⁾に比べると、軸受最高温度はそれぞれの軸受設計変数が大きいケースで低くなる傾向にあることが分かった。

次は、油膜平均温度を有効温度の目安とみなして、有効温度に対する軸受最高温度 (温度差) をペクレ数 Pe とコンサリ数 Kh を座標軸とする等高線として $S = 12$, $A = 1.5$ に対して Fig. 5 に示す。 Pe と Kh が小さい場合 (ジャーナル回転速度や潤滑油の温度粘度指数が小さい場合、潤滑油の熱伝導率が大きい場合) は温度差が小さくなっている。このような場合は等粘度流体潤滑モデルを適用して有効温度を算出すれば、その値で軸受最高温度を代用できる。Figure 5 の温度差は、等粘度流体潤滑モデルと THL モデルのいずれによる予測値をもとに軸受設計を行うのが適当であるのかの指標 (目安) になる。軸受最高温度が相当程度に高くなると予想されても、Fig. 5 で読み取った温度差が小さいのであれば、等粘度流体潤滑モデルにより容易に得た性能予測値をもとに設計を行えばよい。温度差が大きければ、THL モデルによる性能予測値をもとに設計するのが望ましい。

4. 結論

本報では、修正 ISOADI THL モデル²⁾による 2 溝付き真円軸受の性能予測を 4 つの軸受設計変数のさまざまな組合せに対して実施した。このモデルは流体潤滑状態にある油膜を適用対象とする。偏心率のしきい値を 0.97 として、この値以下となるケースの予測結果のみをもとにして、性能予測値に関するデータベースを構築した。軸受最高温度を例に取り性能予測値の特徴について調べ、軸受設計変数の変化に対してなめらかに変化する傾向に変わりはないことを明らかにした。鉛直上方に給油溝をもつ真円軸受の場合²⁾と比べて、それぞれの軸受設計変数が大きいケースで温度が低くなる傾向にあることも分かった。さらに、等粘度流体潤滑モデルと THL モデルのいずれによる軸受設計が適当であるのかを判断する目安として、油膜平均温度に対する軸受最高温度 (温度差) について調べた。ペクレ数、コンサリ数が大きい場合は温度差が大きくなるので THL 予測結果によるのが望ましい。

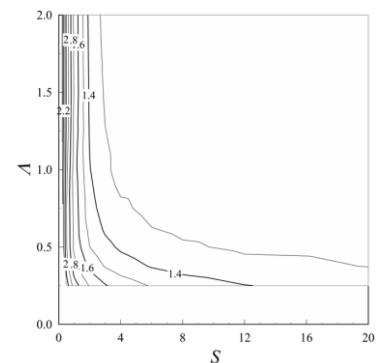
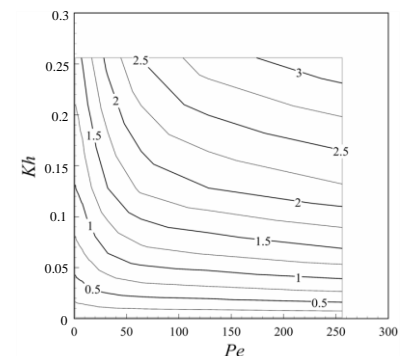
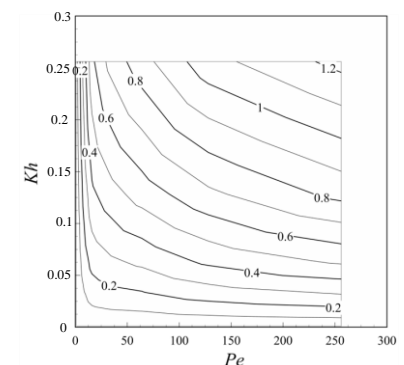
今後は、構築したデータベースに保存してある軸受諸性能を簡便に算出する予測式の導出に取り組む予定である。

文献

- 1) 畠中・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) 360.
- 2) 畠中・内田: 2 溝付き真円軸受の設計用データベースの構築に向けた簡易熱流体潤滑モデルの修正, トライボロジー会議 (2022 春 東京) 予稿集, F19.
- 3) ISO 7902-1: Hydrodynamic Plain Journal Bearings under Steady-State Conditions – Circular Cylindrical Bearings – Part 1: Calculation Procedure, (2020).

S	L/D	Pe	Kh	EPS	PHI(deg)	EX	EY	LoadFx	LoadFy	Tmax
1	0.5	256	0.001	0.730545	37.3938	0.580575	0.44365	1.0000	0.0000	0.070741
1	0.5	128	0.001	0.729971	37.28301	0.580977	0.442054	1.0000	0.0000	0.061862
1	0.5	64	0.001	0.729174	37.14502	0.581379	0.440144	1.0000	0.0000	0.046291
1	0.5	32	0.001	0.728551	37.03061	0.581741	0.43864	1.0000	0.0000	0.034961
1	0.5	16	0.001	0.728426	36.94627	0.582284	0.437715	1.0000	0.0000	0.027679
1	0.5	8	0.001	0.728689	36.87925	0.582995	0.437235	1.0000	0.0000	0.025794
1	0.5	4	0.001	0.728956	36.83857	0.583478	0.436997	1.0000	0.0000	0.02583
1	0.5	2	0.001	0.728962	36.83268	0.583526	0.43694	1.0000	0.0000	0.02511
1	0.5	1	0.001	0.728806	36.84388	0.583315	0.436962	1.0000	0.0000	0.023752
1	0.5	256	0.002	0.735609	37.65938	0.58235	0.449446	1.0000	0.0000	0.138998
1	0.5	128	0.002	0.734485	37.44292	0.583364	0.446477	1.0000	0.0000	0.121512
1	0.5	64	0.002	0.73293	37.17592	0.584178	0.44427	1.0000	0.0000	0.094707
1	0.5	32	0.002	0.731764	36.9505	0.584881	0.439788	1.0000	0.0000	0.06889
1	0.5	16	0.002	0.731493	36.79515	0.585901	0.438067	1.0000	0.0000	0.054377
1	0.5	8	0.002	0.731993	36.66746	0.587282	0.437044	1.0000	0.0000	0.050579
1	0.5	4	0.002	0.732497	36.59087	0.588202	0.436564	1.0000	0.0000	0.050521
1	0.5	2	0.002	0.73251	36.57939	0.588298	0.436452	1.0000	0.0000	0.049122
1	0.5	1	0.002	0.732216	36.60022	0.587902	0.436492	1.0000	0.0000	0.046514

Fig. 2 Database constructed for THL performances of the bearing

Fig. 3 Isotherms of maximum bearing temperature ($Pe = 2$ and $Kh = 0.256$)Fig. 4 Isotherms of maximum bearing temperature ($S = 12$ and $A = 0.25$)Fig. 5 Isotherms of maximum bearing temperature relative to effective oil film temperature ($S = 12$ and $A = 1.5$)