

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

A New Design Method of Cylindrical Bearings Based on a Simplified Thermohydrodynamic Lubrication Model

九工大・情工（正）*畠中 清史 九工大・情工（非）本田 あおい

Kiyoshi Hatakenaka*, Aoi Honda*

*Kyushu Institute of Technology

1. 緒言

産業用の回転機械を支えるジャーナル軸受は、軸受すきま内に形成される十分な厚さの流体潤滑油膜の中で油膜圧力が発生する。これがジャーナルと軸受が直接接触することを防いでいる。両者の相対速度に起因するせん断熱は最小油膜厚さ位置の付近で特に高くなり、油膜と軸受の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用される低融点材料である軟質金属のホワイトメタルは、この高温により損傷する危険性が高まる。そのため、高速回転機械用のジャーナル軸受の設計では、運転中の軸受最高温度が許容値（上限値）に収まることを確認する必要がある。

ジャーナル軸受の性能解析には、熱流体潤滑（THL）モデルが使用される。このモデルは油膜内の三次元的な温度と粘度の分布を考慮し、与えられた軸受仕様と運転条件に対して軸受性能を予測する。しかし、軸受到課された制約（例えば、軸受最高温度の上限値）を満たす適切な仕様の軸受を THL モデルにより容易に決定することはできない。このため、最終的な設計解に短時間で到達でき、簡便で、迅速な、しかも直感的な設計法に THL モデルを応用することは難しい。

Khonsari ら¹⁾は、ISOADI THL モデル（簡易 THL モデルの 1 種）により軸受性能を予測し、その予測結果にもとづいて作成した設計図を利用する設計法を提案した。この方法による性能予測値は、実験結果^{2,3)}と妥当な精度で一致する。しかし、この設計法は、軸受最高温度を除く軸受性能を得るために、等粘度流体潤滑（IVHL）モデルを併用する。また、運転条件から直ちには定まらない偏心率をもとに 2 枚 3 組の設計図を使い分ける必要もあり、さらに、設計図から値を読み取る際に誤差が生じうるという問題もある。Yang and Khonsari は続報⁴⁾で軸受性能を予測するためのモデル式を提示し、実験結果^{2,3)}と良好に一致する軸受性能を得ている。IVHL モデルの併用および読み取り誤差の問題は解消できたものの、偏心率に応じたモデル式の使い分けが依然として必要であり、使い勝手に改善の余地がある。

本論文では、Yang and Khonsari の方法⁴⁾に改善を加え、真円軸受（Fig. 1）の設計をさらに簡便に、速やかに、かつ直感的に行うことのできる方法を新たに提示することを目的とする。

2. ジャーナル軸受の新たな設計法

2.1 従来のモデル式の改良

新しいモデル式の導出に際し、次の基本方針を採用する。(1) 偏心率には無関係とする。(2) 4 つの軸受設計変数（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 ）を明示的に含む形とする。(3) 各軸受性能に対して式は 1 つのみとする。(4) 修正 ISOADI THL モデルによる軸受性能予測値を利用する。

2.2 真円軸受の ISOADI THL 性能

真円軸受の実験^{2,3)}で用いられた軸受諸元と運転条件を Table 1(a)に、これに対応する軸受設計変数を Table 1(b)に示す。これにもとづいて、0.5~16 の範囲で 15 個の S を、0.25~2.0 の範囲で 8 つの A を、5~160 の範囲で 6 つの Pe を、0.005~0.08 の範囲で 5 つの Kh をそれぞれ選択し、各組合せ計 3600 (=15×8×6×5) ケースに対して真円軸受の軸受性能を無次元量として求めた。偏心率の最大値と最小値はそれぞれ 0.95 と 0.034 であり、解析対象が広範に及ぶことが確認された。

次に、軸受設計変数に対する性能予測値の変化の様子を調べる。例として、軸受最高温度 θ_{\max} に関する等高線を Fig. 2 に示す。他の軸受性能と同様、軸受設計変数に対する不連続性は確認できなかった。

3. 真円軸受の軸受性能に関するモデル式

3.1 モデル式の基本形

軸受最高温度 θ_{\max} を例に取る。4 つの軸受設計変数に対して連続的に変化する

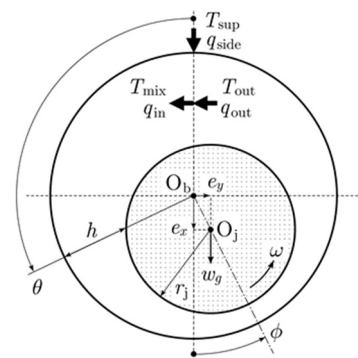


Fig. 1 Cylindrical bearing

Table 1 Specifications and operating condition in the experiments^{2,3)} and corresponding values of dimensionless variables S , A , Pe and Kh

(a) Specifications and operating condition			(b) Dimensionless variables	
	Case 1 ²⁾	Case 2 ³⁾		
n , rpm	1500	4000	S	2.12 1.84
w_g , kN	11	6	A	0.75 0.80
r_j , mm	50.8	50.0	Pe	8.38 116.5
l_j , mm	76.2	80.0	Kh	0.0726 0.0273
c , μm	63.5	145		
T_{sup} , °C	36.8	40		
μ_{sup} , mPa·s	30	27.7		
$\mu_{100^\circ\text{C}}$, mPa·s	2.192	3.602		
ρ , kg/cm ³	859.8	860		
c_p , kJ/(kg·K)	2	2		
λ , W/(m·K)	0.13	0.13		

軸受最高温度 θ_{\max} が5階までのマクローラン級数に展開できる(ただし, 剰余項 R_5 は無視)と仮定する. そして, 常用対数関数による前処理変換を行った後の θ_{\max} , S , Λ , Pe , Kh をそれぞれ Y , Z_1 , Z_2 , Z_3 , Z_4 として, そのモデル式が, 70 項からなる多項式,

$$\hat{Y} = \sum_{a=0}^4 \sum_{b=0}^4 \sum_{c=0}^4 \sum_{d=0}^4 \alpha_{abcd} Z_1^a Z_2^b Z_3^c Z_4^d \quad (a+b+c+d \leq 4) \quad (1)$$

として表されるとする. ここで, $\hat{}$ は予測値を表す. 定数係数 α_{abcd} は, 重回帰分析を応用して, 偏回帰係数として推定する. モデル式(1)の自由度調整済み決定係数 \bar{R}^2 (当てはまりの良さを表す指標)は0.9995であった.

3.2 モデル式の最適化

式(1)は項数が多いため, これを軸受設計に利用した場合, 設計工程が煩雑となる. 本研究では, 個々の偏回帰係数に t 検定を行い, Y の予測値 \hat{Y} への寄与度がもっとも小さい項を, $\bar{R}^2 > 0.992$ ⁴⁾が満たされる間, 減少法を用いて順次削除する. 最終的に, 項数を11項にまで削減できたモデル式(式(2))が導出された.

$$\begin{aligned} \hat{Y} = & 0.48278 + 0.55215 Z_4 + 0.088281 Z_3^2 - 0.26153 Z_1 Z_2 Z_4 \\ & - 0.052592 Z_1 Z_3^2 + 0.029517 Z_1 Z_4^2 - 0.10220 Z_1^2 Z_4 \\ & - 0.076873 Z_2 Z_3^2 + 0.088008 Z_2 Z_4^2 + 0.029091 Z_4^3 \\ & + 0.11316 Z_2^2 Z_4^2 \end{aligned} \quad (2)$$

3.3 最適モデル式の予測精度

モデル式による予測値 $\hat{\theta}_{\max}$ と ISOADI THL 予測値 θ_{\max} との相対誤差 $\varepsilon_{\theta_{\max}}$ を3600ケースのそれぞれに対して求め, モデル式の予測精度を調べた. 70項のモデル式は相対誤差 $\varepsilon_{\theta_{\max}}$ が最大で10%であった. これに対し, 最適モデル式(3)は相対誤差 $\varepsilon_{\theta_{\max}}$ が最大で42%であったため, 2.2に記した軸受設計変数の全範囲にわたる適用は推奨できない. しかし, その適用範囲を S は1~16, Λ は0.5~1.5, Pe は5~160, Kh は0.01~0.08に限定すれば, 予測精度は10%程度に収まる. この場合, 偏心率の最大値と最小値はそれぞれ0.81と0.034である.

他の軸受性能のモデル式と最適モデル式も同様に求めた.

3.4 最適モデル式を取り入れた軸受設計

最適モデル式を取り入れた, 簡便で迅速なしかも直感的な設計手順は次の通りである. [1] 設計対象となる真円軸受の仕様および運転条件の値(有次元量)を用いて, 4つの軸受設計変数 S , Λ , Pe , Kh の値を計算する. [2] 最適モデル式を用いて軸受性能の予測値を無次元量として算出する. [3] 軸受性能(有次元量)に換算する. [4] 軸受性能が設計要件を満たさない場合は, 軸受の仕様と運転条件の値を修正し, 軸受性能の再計算を行う. この過程を望ましい軸受性能が得られるまで繰り返す. [5] 必要があれば, 高精度 THL モデルを用いて, 設計解の妥当性を確認する.

3.5 新しい軸受設計法の予測精度

新たに提示した軸受設計法による予測値を従来の軸受設計法⁴⁾による予測値および実験値^{2,3)}と比較する(Table 2). いずれのケースでも実用的な精度で予測できている.

4. 結論

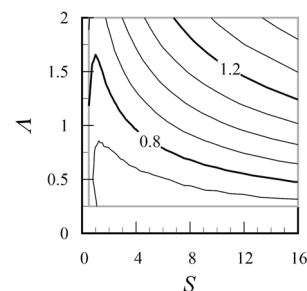
新しい軸受設計法は, 簡便で迅速かつ直感的な軸受設計に応用できる実用的で信頼性の高い設計ツールである. この設計法は, 他の種類のジャーナル軸受の設計にも拡張可能である.

文献

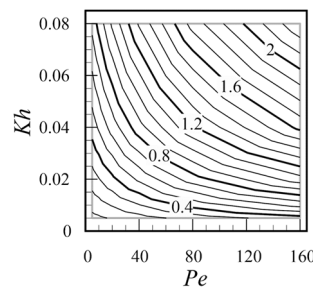
- 1) M. M. Khonsari, et al., ASME J. Tribology, 118, 3 (1996) 571.
- 2) D. Dowson, et al., IMechE J. Engineering Tribology, 181, 3B (1966-1967) 70.
- 3) J. Ferron, et al., ASME J. Lubrication Technology, 105, 3 (1983) 422.
- 4) Y. Yang & M. M. Khonsari, IMechE J. Engineering Tribology, 218, Special Issue Paper (2004) 355.

Table 2 Comparison of the measurements^{2,3)} with the predictions of the conventional method⁴⁾ and the new method

	Case 1			Case 2		
	Measurement ²⁾	Conventional ⁴⁾	New	Measurement ³⁾	Conventional ⁴⁾	New
ε	—	0.559	0.539	—	0.532	0.510
ϕ , °	57	—	53.8	—	—	59.2
T_{\max} , °C	51.5	55.7	55.1	58	61.6	61.2
p_{\max} , MPa	3.25	3.72	3.43	1.9	1.81	1.74
h_{\min} , μm	—	28.0	25.8	—	67.9	68.8
f , —	0.00586	0.00588	0.00552	—	0.0135	0.0137
q_{side} , cm^3/s	26.2	18.7	16.9	130.6	109.9	101.7
μ_{avg} , mPa·s	—	16.7	18.5	—	18.5	21.8



(a) $Pe = 5$, $Kh = 0.08$



(b) $S = 0.75$, $\Lambda = 0.25$
Fig. 2 Isotherms of maximum bearing temperature