

高速テイルテイングパッドジャーナル軸受の熱流体潤滑特性

Thermohydrodynamic Lubrication Characteristics of High-Speed Tilting Pad Journal Bearings

尾形 秀 樹 技術開発本部基盤技術研究所機械要素研究部 課長
山根 正 明 技術開発本部基盤技術研究所機械要素研究部 主任研究員 Ph.D
茂木 克 敏 技術開発本部基盤技術研究所機械要素研究部

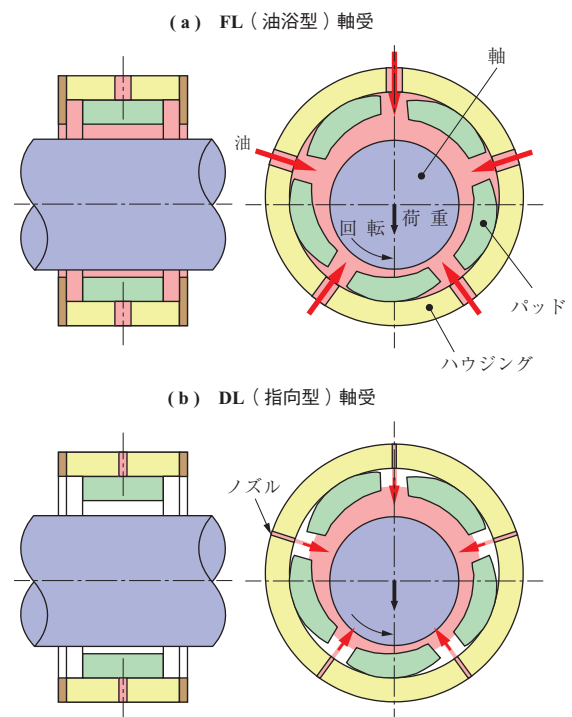
テイルテイングパッドジャーナル軸受は、高速での振動安定性に優れるという長所があり、ターボ圧縮機などの高速回転機械に広く用いられる。しかし高速潤滑下では軸受温度が上昇し焼付きの危険が高まるため、軸受温度を精度良く予測する必要がある。本稿では、軸周速 94 m/s までの高速潤滑下における軸受温度を実測するとともに、熱流体潤滑 (THL) 解析の軸受温度予測精度の検証を行った。THL 解析で重要になる軸受パッド間の潤滑油の混合に関しては、混合率がパッド入口と出口の流量比で決まるという新たな混合モデルを導入し、その妥当性を明らかにした。

Tilting pad journal bearings are widely used for high-speed rotating machinery because they offer high vibration stability. A high rotational speed causes the bearing temperature to increase, which gives rise to serious concerns about seizure problems. Given this, the ability to precisely predict the bearing temperature is important. This report describes the experimental results for measurements of the bearing temperature at sliding speeds of up to 94 m/s. After that, the experimental results are compared to the simulation results obtained using the thermohydrodynamic lubrication (THL) method. In the THL simulation, a new mixing model in which the mixing ratio depends on the oil flow ratio between the pad inlet and outlet is introduced. Based on the comparison with the experimental results, the authors confirm that the present mixing model is reasonable and that it improves the accuracy with which the bearing temperature can be predicted.

1. 緒 言

テイルテイングパッドジャーナル（以下、テイルテイングパッド）軸受は、高速での振動安定性が高いという特長があり、ターボ圧縮機などの高速回転機械に広く用いられる。このような高速軸受の設計においては、油膜厚さや軸受温度などの静特性と、剛性や減衰などの動特性を精度良く見積もることが重要である。本稿では、この静特性のうち特に軸受温度に関して報告する。

テイルテイングパッド軸受には、従来広く使われてきた油浴潤滑 (Flood Lubrication : FL) 軸受に対し、近年は指向潤滑 (Directed Lubrication : DL) 軸受⁽¹⁾が使われることがある。第 1 図にテイルテイングパッド軸受の模式図を示す。FL 軸受はケーシングの両側に取り付けたサイドシールによってケーシング内の潤滑油をある程度保持しつつ、軸受面に潤滑油を供給するものである。ケーシング内の潤滑油は軸の高速回転によって攪拌されるので、機械損失が大きくなることと、それに伴い軸受温度が上昇するという短所がある。一方の DL 軸受は、サイドシールを設けずに潤滑油をパッド間に配置した給油ノズルから軸受面近傍に供給される。FL 軸受のような攪拌損失が少なく温



第 1 図 テイルテイングパッド軸受の模式図

Fig. 1 Schematics of tilting pad bearing

度も下げられる一方、適切な潤滑油の供給が重要となる。一般に軸受の材料にはずす系ホワイトメタルやアルミニ

ウムーす合金などの軟質合金が用いられる。これらの材料は柔らかくて耐焼付き性に優れる一方、高温になると機械強度が大きく低下し塑性流動してしまう欠点がある。例えばすず系ホワイトメタルの場合、実用的な軸受の最高許容温度は 120℃程度とされる。高速回転機械の軸受内部では、軸の回転によって油膜がせん断発熱し温度が上昇するので、軸受の温度を精度良く予測して許容温度以下に抑えることが極めて重要である。

軸受温度は熱流体潤滑 (Thermohydrodynamic Lubrication : THL) 解析^{(2), (3)}による予測が可能であり、設計への適用も進んでいる。THL 解析は油膜の発熱や周囲への放熱などから軸受温度を予測するものであるが、軸受内部の流れが複雑であるため高度なモデル化を必要とする。特に FL 軸受の場合、前のパッドから排出された高温の油の一部が次のパッドに流入するとともに、攪拌によって温められた周囲の油を巻き込む。したがって、これらの油がいかにかに混合するかを適切にモデル化することが軸受温度予測精度を向上させるための重要な課題であるが、今のところ確固たるモデルは確立されていない。

本稿では FL および DL 軸受について、高速軸受試験装置によってパッド温度を計測し、THL 解析による予測結果と比較することで現状の予測精度を確認した。さらに FL 軸受については新たな混合モデルを導入することによって、軸受温度予測精度の向上を実現した。

2. 記号

本稿で使用する記号を以下に示す。

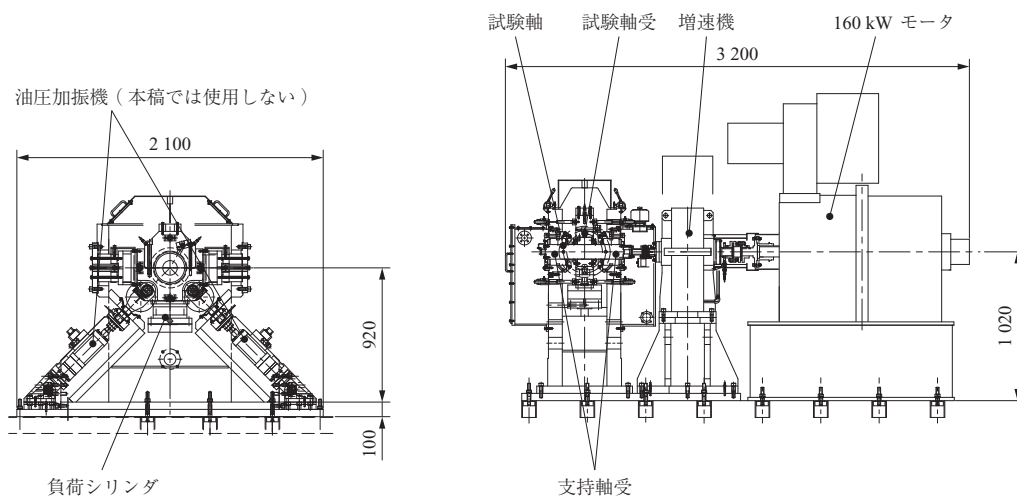
- h : 油膜厚さ
- N : 軸の回転数

- P : 油膜圧力
- r : パッドの半径方向座標
- T : 油膜温度 (潤滑油温度)
- T_B : パッド温度
- U : 軸周速
- u : x 方向の潤滑油の速度
- v : y 方向の潤滑油の速度
- w : z 方向の潤滑油の速度
- x : 回転方向の座標
- y : 油膜厚さ方向の座標
- z : 軸受幅方向の座標
- κ : 潤滑油の比熱
- λ : 潤滑油の熱伝導率
- θ : 円周方向の座標
- μ : 潤滑油の粘度
- ρ : 潤滑油の密度

3. 試験方法

第 2 図に高速ジャーナル軸受試験装置を示す。この試験装置は直径 $\phi 100$ mm の試験軸を最高回転数 25 000 min^{-1} まで回転させることができる。試験軸は二つの支持軸受で支承され、その中間に試験軸受を配置している。試験軸受には下方から負荷シリンダによって静荷重を掛けるとともに、2 軸の油圧加振機によって動荷重を付加することもできる。なお本研究では軸受の静特性に注目するため、動荷重を付加した試験は実施していない。

軸受は 5 パッドのテイルテイングパッド軸受を用いた。試験軸受諸元を第 1 表に示す。軸受は予圧係数 m と隙間比 ψ が異なる 2 種類を用いた。軸受型番 M00P30 は予



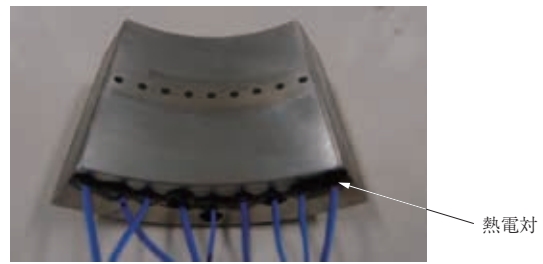
第 2 図 高速ジャーナル軸受試験装置 (単位: mm)
Fig. 2 High-speed journal bearing test rig (unit: mm)

第 1 表 軸受諸元
Table 1 Bearing dimensions

項 目	記 号	単 位	諸 元	元
軸 受 型 番	-	-	M00P30	M03P20
軸 径	D	mm	99.989	99.989
パ ッ ド 幅	L	mm	50	50
組立半径隙間	C_b	mm	0.148	0.099
加工半径隙間	C_p	mm	0.148 5	0.142
予 圧 係 数	$m (= 1 - C_b/C_p)$	-	0.003	0.303
隙 間 比	$\psi (= 2C_b/D)$	-	0.002 96	0.001 98

圧係数 $m = 0.003$ ，隙間比 $\psi = 0.002 96$ であり，軸受型番 M03P20 は $m = 0.303$ ， $\psi = 0.001 98$ である．なお軸受型番の M と P の後の数字は，それぞれ m と ψ の丸めた値を表す．

本研究では，軸受特性としてパッド表面温度を詳細に計測した．熱電対を取り付けた軸受パッドを第 3 図に示す．熱電対は軸受面の穴 ($\phi 1.6 \text{ mm}$) に K 型熱電対を接点の反対側から通し，接点が軸受面と一致する位置でエポキシ樹脂によって固定した．固定された接点が軸受面よりも $10 \mu\text{m}$ 以上凸になっている場合はグラインダで削ること

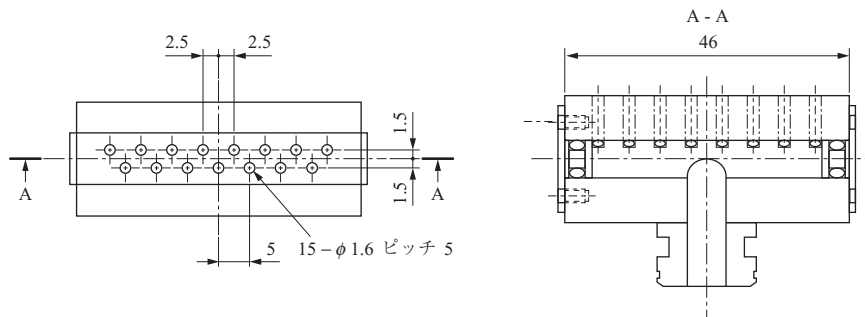


第 3 図 熱電対を取り付けた軸受パッド
Fig. 3 Bearing pad equipped with thermocouples

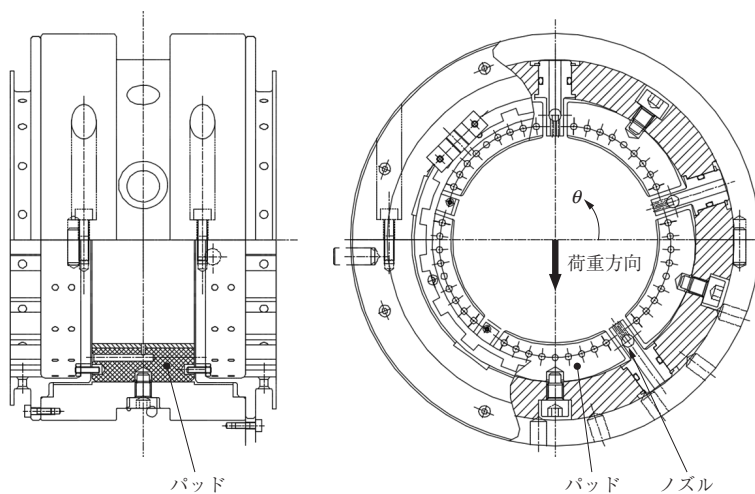
で油膜特性への影響を排除した．計測位置は，軸受幅の中央で円周方向に 9 点とした．軸受 1 個当たりこのようなパッドを 5 個用意し，合計 45 点の温度を計測した．

DL 軸受に使用した給油ノズルを第 4 図に示す．これは 1 パッド当たり 15 個の穴 ($\phi 1.6 \text{ mm}$) から潤滑油を供給するもので，可能な限り直接潤滑として冷たい給油が軸受面に供給されることを狙ったものである．このノズルを取り付けた DL 軸受を第 5 図に示す．

軸の回転数は $N = 15\,000 \text{ min}^{-1}$ (軸周速 $U = 79 \text{ m/s}$) および $N = 18\,000 \text{ min}^{-1}$ ($U = 94 \text{ m/s}$) とした．潤滑油はダフニースーパータービン油 (VG32) を用い，給油温度



第 4 図 DL 軸受用給油ノズル (単位: mm)
Fig. 4 Oil feed nozzle for directed lubrication bearing (unit: mm)



第 5 図 ノズルを取り付けた DL 軸受
Fig. 5 Directed lubrication bearing equipped with nozzle

は $58 \pm 2^\circ\text{C}$ とした。給油量は軸受型番 M00P30 に対しては 78 l/min 、M03P20 に対しては 61 l/min をそれぞれ供給した。

4. THL 解析

4.1 基礎式

THL 解析は、油膜のレイノルズ方程式とエネルギー方程式、およびパッドの熱伝導方程式などを連立して収束計算する^{(2), (3)}。

まず、油膜の圧力分布は (1) 式のレイノルズ方程式によって求める。境界条件はパッドの外周で圧力 $P = 0$ とする。

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(f \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(f \frac{\partial P}{\partial z} \right) = U \frac{\partial g}{\partial x} \dots\dots\dots (1)$$

ここで f と g は粘度の関数

$$\varphi_k(y) = \int_0^y \frac{y^{k-1}}{\mu} dy \quad (k=1, 2, 3) \dots\dots\dots (2)$$

を用いてそれぞれ

$$f = \varphi_3(h) - \frac{\{\varphi_2(h)\}^2}{\varphi_1(h)} \dots\dots\dots (3)$$

$$g = h - \frac{\varphi_2(h)}{\varphi_1(h)} \dots\dots\dots (4)$$

で定義される。油膜とパッドの温度分布は、それぞれ (5) 式のエネルギー方程式と (6) 式の熱伝導方程式によって求める。

$$\rho\kappa \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \lambda \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \mu \left\{ \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 \right\} \dots\dots\dots (5)$$

$$\frac{\partial^2 T_B}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_B}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T_B}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T_B}{\partial z^2} = 0 \dots\dots\dots (6)$$

境界条件としては、油膜とパッドの界面では温度と熱流束が連続とする。それ以外のパッド表面では放熱量が表面温度と雰囲気温度との差に比例するニュートンの冷却の法則による熱伝達を与える。油膜と軸の界面では、(7) 式によって軸と油膜の熱収支がゼロとする。なお (7) 式における面積分はしゅう動面全体とする。

$$\iint \lambda \frac{\partial T}{\partial y} dS = 0 \dots\dots\dots (7)$$

潤滑油の粘度の温度依存性については、(8) 式の指数関数で定義した。ここで μ_0 は温度 T_0 における粘度であり、 β は潤滑油で決まる定数である。

$$\mu = \mu_0 e^{-\beta(T-T_0)} \dots\dots\dots (8)$$

4.2 混合モデル

油膜のエネルギー方程式の (5) 式に対しては、境界条件としてパッド入口の潤滑油温度 (混合温度) を与える必要がある。第 6 図にパッド入口における潤滑油の混合を示す。図に示すように、あるパッド B の入口から軸受面に流入する潤滑油の温度 T_1 は、前のパッド A から排出された高温 (T_2) の油の一部と、周囲から巻き込まれる低温 (T_m) の油が混合した温度となる。このとき、前のパッド A から排出された潤滑油量 Q_2 のうち、ある割合 χ だけが次のパッド B に持ち越されるものとする。この χ を混合率と呼ぶ。

FL 軸受の場合、軸受のケース内で潤滑油が攪拌されているため、周囲から巻き込まれる油の温度 T_m は軸受の発熱によって給油温度 T_{in} よりも高くなっている。軸受全体の発熱量を E とすると、 T_m は軸受全体のエネルギー収支から、

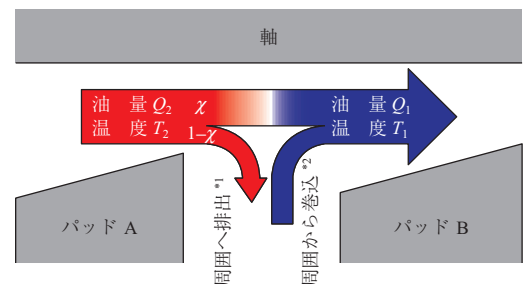
$$E = \rho\kappa Q_{in} (T_m - T_{in}) \dots\dots\dots (9)$$

から求まる。このとき混合温度 T_1 は、

$$T_1 = \{\chi T_2 Q_2 + T_m (Q_1 - \chi Q_2)\} / Q_1 \dots\dots\dots (10)$$

となる。なお DL 軸受の場合は、外部からの冷たい給油 T_{in} が直接軸受面に入るため、 $T_m = T_{in}$ とする。

一般に混合率 χ は $0.7 \sim 0.8$ 程度といわれており、定数として扱われることが多い⁽⁴⁾。しかし当該パッド B の入口の油量と、前のパッド A の出口の油量の大小関係に応じて、 χ の値は変化するものと考えられる。例えば、パッド B 入口の隙間がパッド A 出口の隙間よりも小さく、よってパッド B 入口の油量 Q_1 がパッド A 出口の油量 Q_2 よりも少なければ χ は小さくなるし、逆に Q_2 の方が少なければ χ は大きくなり 1 に近づくと予想される。そこで油量比 $Q_{1/2} = Q_1/Q_2$ を定義し、 $Q_{1/2}$ が大きくなるにつれて χ が大きくなり 1 に近づくと関数



(注) *1: 油量 $(1-\chi)Q_2$, 温度 T_2
*2: 油量 $Q_1-\chi Q_2$, 温度 T_m

第 6 図 パッド入口における潤滑油の混合
Fig. 6 Mixing of oil at pad inlet

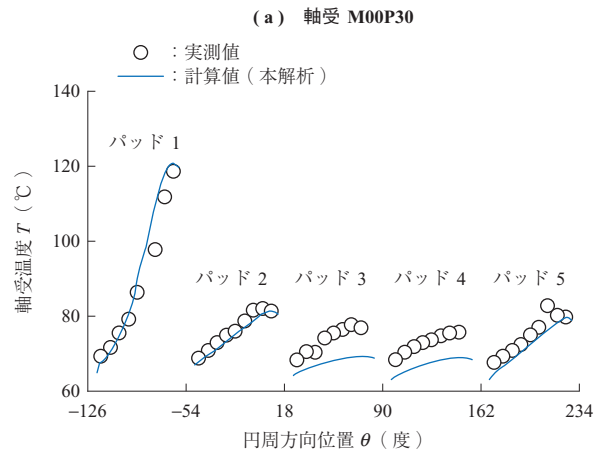
$$\chi = 1 - (1 - \chi_0)^{Q_{1/2}} \dots \dots \dots (11)$$

を定義した。ここでパラメータ χ_0 は $Q_{1/2} = 1$ のときの混合率である。油量比 $Q_{1/2}$ と混合比 χ の関係を第 7 図に示す。本稿では試験結果との合わせ込みの結果から $\chi_0 = 0.8$ とした。

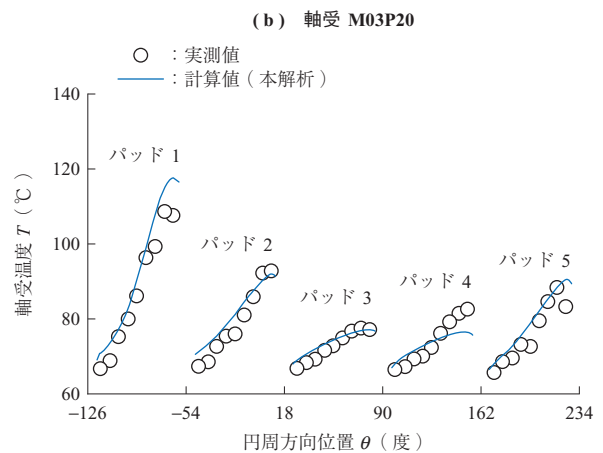
5. 結果および考察

まず軸受型番 M00P30 と M03P20 を DL 軸受として使用した場合について、回転数 $N = 18\,000 \text{ min}^{-1}$ ($U = 94 \text{ m/s}$) のときの軸受温度を第 8 図に示す。荷重方向はパッド 1 の中央 ($\theta = -90^\circ$) に作用させた Load on Pad (LOP) である。荷重を担うパッド 1 で温度が最も高くなっており、給油温度に対して $50 \sim 60^\circ\text{C}$ の温度上昇がみられる。実測値と本解析による計算値は良く一致しており、最高温度の予測誤差は 5°C 程度である。

次に軸受型番 M00P30 を FL 軸受として使用した場合について、回転数 $N = 15\,000 \text{ min}^{-1}$ ($U = 79 \text{ m/s}$)、面圧 1.61 MPa のときの軸受温度を第 9 図に示す。負荷パッド 1 の温度において、実測値と本解析による計算値の間に 10°C 程度の誤差がみられた。なお本図には、4.2 節で述べた混合モデルの妥当性を確認するため、本解析による軸受隙間の計算値と、混合率を $\chi = 0.8$ で一定とした従来解析の結果を合わせて示す。またこのときの各パッド間の流量比と混合率（解析結果）を第 2 表に示す。最も温度が高くなる負荷パッド 1 についてみると、本解析では従



(注) 条件
 ・回転数 : $18\,000 \text{ min}^{-1}$ ・給油温度 : 60.0°C
 ・軸周速 : 94 m/s ・給油量 : 78 l/min
 ・面圧 : 1.63 MPa ・荷重方向 : -90° (LOP)

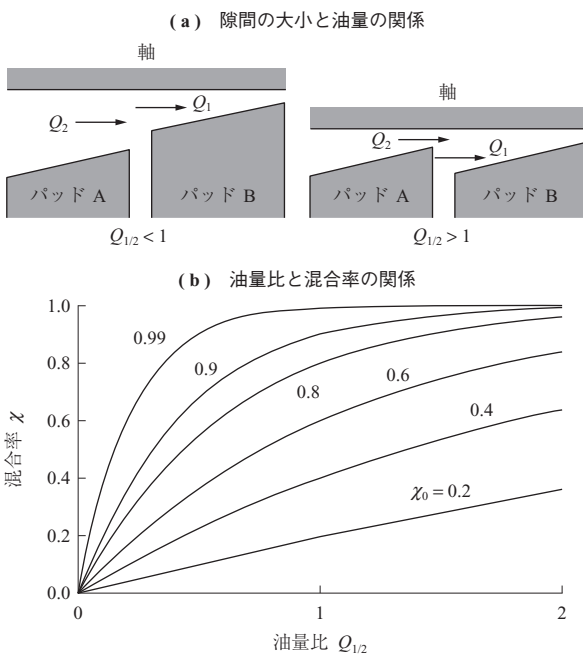


(注) 条件
 ・回転数 : $18\,000 \text{ min}^{-1}$ ・給油温度 : 62.1°C
 ・軸周速 : 94 m/s ・給油量 : 61 l/min
 ・面圧 : 1.53 MPa ・荷重方向 : -90° (LOP)

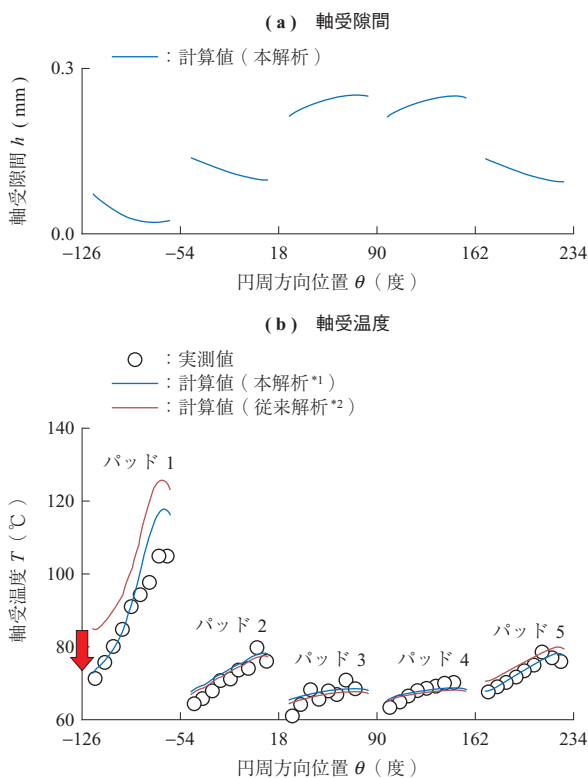
第 8 図 DL 軸受の軸受温度
 Fig. 8 Bearing temperature of directed lubrication bearings

来解析よりもパッド入口温度が低下し、実測値とも良く一致するようになっている。従来解析では前のパッド 5 から排出される油の熱量の 80% ($\chi = 0.8$) が次のパッド 1 に持ち越される。しかし、本解析による油量の計算値を比較すると流量比が $Q_{1/2} = 0.465 < 1$ 、すなわち前のパッド 5 から排出される油量 Q_2 がパッド 1 から流入する油量 Q_1 よりもかなり多いため 80% も持ち越されることはなく、混合率は小さくなる。実際に本解析では $\chi = 0.527$ と見積もっている。一方パッド 2 の入口についてみると、 $Q_{1/2} = 3.92 > 1$ であり、前のパッド 1 から排出された油の熱量のほとんどが次のパッドに持ち越される ($\chi = 0.998$)。

このように、 χ をパッド入口と出口の流量比 $Q_{1/2}$ の関数とした本解析モデルは、幅広い流量比 $Q_{1/2}$ に対して妥当な結果を表現できることが確認された。またこの結果と



第 7 図 油量比 $Q_{1/2}$ と混合率 χ の関係
 Fig. 7 Relationship between flow ratio $Q_{1/2}$ and mixing ratio χ



(注) 条件
 ・回転数 : 15 000 min⁻¹ ・給油量 : 78 l/min
 ・軸周速 : 79 m/s ・荷重方向 : -90° (LOP)
 ・面圧 : 1.61 MPa ・*1 : (11) 式を用いて解析
 ・給油温度 : 58.7°C ・*2 : $\chi_0 = 0.8$ 一定として解析

第 9 図 FL 軸受 M00P30 の軸受温度

Fig. 9 Bearing temperature of flood lubrication bearing M00P30

第 2 表 各パッド間の流量比と混合率 (解析結果)

Table 2 Flow rate ratio and mixing ratio between pads

パッド間の番号	5 と 1	1 と 2	2 と 3	3 と 4	4 と 5	
流量比 $Q_{1/2}$	0.465	3.92	1.97	0.852	0.502	
混合率 χ	THL (本解析)	0.527	0.998	0.958	0.746	0.554
	THL (従来解析)	0.8				

して、軸受最高温度の予測精度も 8°C 改善した。

以上の結果から、軸受温度は高い精度で予測できているといえるが、THL 解析の方が実測値よりも 5 ~ 10°C 程度高く見積もる傾向にあることが分かった。この原因の一つとして、軸受の熱変形の影響が考えられる。パッドの表面温度が上昇すると、背面との温度差によってパッドが開く方向に熱変形する。また、軸受のケース自体も潤滑油の温度上昇に伴い熱膨張する。以上から軸受隙間が拡大し、発熱が抑えられていると推測できる。本解析ではパッドの熱変形はパッド表面の平均温度に基づいて考慮してはいるが、その精度が不十分な可能性がある。この点に関しては運転中の軸受隙間を正しく計測すれば明らかになるので、

今後確認する予定である。そのほかにも、パッド出口における熱伝達や、油膜圧力が急速に解放されることによる断熱膨張の影響などが考えられ、今後解明する必要がある。

6. 結 言

本稿では、軸周速 94 m/s までの高速ティルティングパッド軸受について軸受温度を計測し、THL 解析の結果と比較した。THL による軸受温度の予測精度は 5 ~ 10°C 程度であった。また油浴潤滑軸受の温度予測で重要な混合率について、あるパッド入口の流量と前のパッド出口の流量の比で混合率が決まる新たなモデルを導入した。本モデルを用いることで、混合率を一定とした従来解析に対して軸受最高温度の予測精度は 8°C 改善した。本解析技術を活用し、今後高速回転機械の小型化、高効率化を目指していく。

なお解析技術に関しては、本稿で確認された温度予測誤差をさらに小さくするための改善をしていくとともに、本稿では述べなかった動特性 (油膜のばね・減衰) についても予測精度を確認し、回転機械の安定な運用を実現していく。

参 考 文 献

- (1) 川池和彦, 花橋 実, 日下雅博, 上里元久, Sergei Glavatskih: ターボ機械用ティルティングパッドジャーナル軸受技術の検証と進展 ガスタービン定期講演会講演論文集 第 38 巻 2010 年 10 月 pp. 225 - 230
- (2) 畠中清史, 田中正人: 油膜の逆流を考慮したすべり軸受の熱流体潤滑解析法 トライボロジー会議予稿集 1994 年 10 月 pp. 81 - 84
- (3) C. Bouchoule, M. Fillon and D. Nicolas: Experimental Study of Thermal Effects in Tilting-Pad Journal Bearings at High Operating Speeds Journal of Tribology Vol. 118 Issue 3 (1996. 7) pp. 532 - 538
- (4) M. Tanaka: Recent Thermohydrodynamic Analyses and Designs of Thick-Film Bearings Journal of Engineering Tribology Vol. 214 No. 1 (2000. 1) pp. 107 - 122