

ALE 法を応用した熱流体潤滑モデルとジャーナル軸受への適用

Thermohydrodynamic Lubrication Model Applying ALE Method and Its Application to Journal Bearings

九州大・情工（正）*畠中 清史

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厳しさを増している。この軸受の潤滑面には軟質金属のホワイトメタルが広く使われている。ホワイトメタルは低融点材料であるので、高速回転時に流体潤滑油膜に接する軸受の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度が高まる。このため、運転中の軸受最高温度が許容値以下になることを設計段階で確認する必要がある。

その際には、油膜内の三次元的な温度と粘度の分布を考慮した熱流体潤滑（Thermohydrodynamic Lubrication, 以下 THL）理論を適用する。この理論モデルは、軸受諸元や運転条件が指定された軸受の性能を精度良く予測するためのモデル（高精度モデル）と軸受設計への応用を見据えて簡略化したモデル（簡易モデル）に大別される。高精度モデル¹⁾は、定常運転時の軸受とジャーナル表面の温度を高い精度で予測できるが、軸受性能予測値を速やかには得にくい、あるいは、数値収束解への到達が困難な場合がある²⁾という問題を有する。このため、軸受設計の序盤においてすべての解候補に対する設計要件の達成度を計るためにではなく、複数の候補にまで絞込みを終えた終盤において各々の達成度確認に利用するのが実用的である。序盤であれば、簡易モデル^{2,3)}あるいはこのモデルにより構築したデータセットから導出した軸受性能予測式^{3,4)}の利用が現実的である。

著者は、前報²⁾において、移動境界流れの解析に広く用いられる ALE (Arbitrary Lagrangian-Eulerian) 法⁵⁾と既存の簡易モデル³⁾とを組み合わせた簡易モデルを提示し、このモデルによる 2 溝付き真円軸受の軸受最高温度およびジャーナル表面温度の予測値が実験値とほどよい精度で一致することを示した。数値収束性の問題は、完全には解消していない⁶⁾が、既存の高精度モデル¹⁾に比べれば、大幅に改善した。

本報では、Fig. 1 に示すティルティングパッドジャーナル軸受（以下、TPJB）を解析対象とする。この軸受は、軸の大径化により高周速化が進むと、油膜内の流れが層流から乱流に遷移することが知られている。

Ng and Pan⁷⁾および青木・原田⁸⁾は乱流等温油膜における渦粘性係数を Prandtl の混合距離理論にもとづいて与えるモデルをそれぞれ独自に提示した。Safar and Szeri⁹⁾および Taniguchi ら¹⁰⁾は Ng and Pan⁷⁾のモデルを、Tanaka and Hatakenaka¹¹⁾は青木・原田⁸⁾のモデルを、それぞれ乱流 THL モデルに拡張した。ただし、これらの基礎となる混合距離の式はもともと圧力勾配の小さな場合の実験で得られた経験式であり、ジャーナル軸受のように圧力勾配の大きな流れには本来は適さないという性質を内蔵している¹²⁾。この指摘を踏まえ、加藤・堀は乱流等温油膜における渦粘性係数を乱流エネルギーと乱流散逸率の輸送方程式で与えるモデルを提示し¹²⁾、著者はこれを乱流 THL モデルへと拡張した¹³⁾。

本報では、既存の高精度モデル¹⁾と ALE 法とを組み合わせ、さらには乱流油膜の場合にも対応可能な新しい高精度モデルを提示する。なお、乱流モデルを取り入れた定式化を行う際には、文献¹³⁾と同様、壁面付近における乱流諸量の漸近挙動を満たす安倍らの低レイノルズ数型 $k-\epsilon$ モデル¹⁴⁾を採用することにする。

2. 理論解析

TPJB の乱流 THL 性能は、5 つの偏微分方程式（乱流レイノルズ方程式、油膜のエネルギー方程式、軸受パッドの熱伝導方程式、油膜の乱流エネルギーの輸送方程式、油膜の乱流散逸率の輸送方程式）に加え、9 つの代数式（油膜厚さ、油膜速度、乱流レイノルズ数、渦粘性係数、混合油温度、ジャーナル表面温度の各算出式、油膜温度と粘度の関係式、ピボットまわりのモーメントの釣合い式、軸受荷重と油膜反力の釣合い式）を連立して解いて求める。本報では、TPJB が軸受幅中央に関して対称であるとし、無次元量を用いた定式化を行う。

油膜圧力 P の分布は、乱流レイノルズ方程式

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left[H^3 G_0(\theta, 1, Z) \frac{\partial P}{\partial \theta} \right] + \frac{1}{4A^2} \frac{\partial}{\partial Z} \left[H^3 G_0(\theta, 1, Z) \frac{\partial P}{\partial Z} \right] = \frac{\partial}{\partial \theta} [HG_1(\theta, 1, Z)] \quad (1)$$

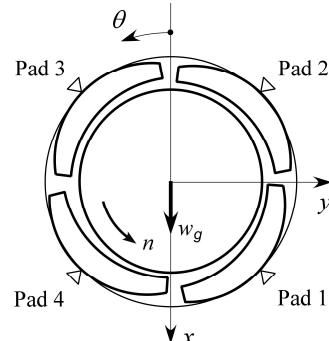


Fig. 1 Tilting pad journal bearing

を解いて求める。式(1)は、レイノルズ応力項に対するブジネスク近似の適用ならびに軸受近似による簡略化を行った乱流油膜の運動量方程式から求めた油膜速度の式を連続の式に代入して導出する。ここで、 θ , Z はそれぞれ円周方向、軸方向の座標、 A は軸受幅径比、 H は油膜厚さを表す。 G_0 と G_1 は油膜粘度 M および渦粘性係数 M_t の関数であり、

$$E_i(\theta, \eta, Z) = \int_0^\eta \frac{\eta^i}{M + M_t} d\eta \quad (i = 0, 1, 2) \quad (2)$$

として、

$$G_0(\theta, \eta, Z) = E_2(\theta, \eta, Z) - \frac{E_1(\theta, 1, Z)}{E_0(\theta, 1, Z)} E_1(\theta, \eta, Z) \quad (3)$$

$$G_1(\theta, \eta, Z) = 1 - \frac{E_1(\theta, \eta, Z)}{E_0(\theta, 1, Z)} \quad (4)$$

ただし、 η は油膜厚さ方向座標を表す。油膜は $P = \partial P / \partial \theta = 0$ となる位置 $\theta = \theta_{\text{rup}}$ で破断し、その下流側の先広がりすきま部においてすじ状流れとなり、その幅は下流側に進むにつれて狭まるとする。すじ状流れの縮流比 α は、油膜厚さ方向には幅が変化しないとし、流量保存則から導出した、

$$\alpha = \frac{H_{\text{rup}} G_1(\theta_{\text{rup}}, 1, Z)}{H G_1(\theta, 1, Z)} \quad (5)$$

を用いて算出する。すじ状流れ内の油膜粘度 M と渦粘性係数 M_t は、軸方向には一定であるが、円周方向には変化するとする。油膜速度の円周方向成分 U と軸方向成分 W の式は、それぞれ、

$$U = H^2 \left[E_1(\theta, \eta, Z) - \frac{E_1(\theta, 1, Z)}{E_0(\theta, 1, Z)} E_0(\theta, \eta, Z) \right] \frac{\partial P}{\partial \theta} + \frac{E_0(\theta, \eta, Z)}{E_0(\theta, 1, Z)} \quad (6)$$

$$W = \frac{H^2}{4A^2} \left[E_1(\theta, \eta, Z) - \frac{E_1(\theta, 1, Z)}{E_0(\theta, 1, Z)} E_0(\theta, \eta, Z) \right] \frac{\partial P}{\partial Z} \quad (7)$$

軸受パッドの傾斜角は、揺動可能な軸受パッドが釣合いをとる角、つまり、油膜圧力 P によるピボットまわりのモーメントが0になるときの角として求める。

偏心率 ε_X , ε_Y は、油膜圧力 P による反力が軸受荷重と釣り合うように求める。

油膜粘度 M は、無次元化したWalther-ASTMの式に従い、油膜温度 Θ_0 に対して変化するとする。

油膜温度 Θ_0 の分布は、ALE法により表記した乱流油膜のエネルギー方程式

$$(U - \hat{U}) \frac{\partial \Theta_0}{\partial \theta} + \frac{1}{H} \left[(V - \hat{V}) - \eta \frac{\partial H}{\partial \theta} (U - \hat{U}) \right] \frac{\partial \Theta_0}{\partial \eta} + (W - \hat{W}) \frac{\partial \Theta_0}{\partial Z} \\ = \frac{\partial}{\partial \eta} \left[\frac{1}{PeH^2} \left(1 + \frac{Pr}{Pr_t} M_t \right) \frac{\partial \Theta_0}{\partial \eta} \right] + \frac{KhM}{H^2} \left[\left(\frac{\partial U}{\partial \eta} \right)^2 + 4A^2 \left(\frac{\partial W}{\partial \eta} \right)^2 \right] + Re^* Kh E_t \quad (8)$$

を解いて求める。式(8)中、右辺第1項(熱伝導項)は乱流熱流束項が油膜温度の勾配に比例するとして補正しており、右辺第3項(乱流散逸項)は油膜速度のレイノルズ平均からの変動分に起因する乱流散逸率 E_t を用いた粘性散逸の補正項である²⁾。ここで、 Re^* , Pe , Pr , Pr_t , Kh はそれぞれ軸受レイノルズ数、ペクレ数、プラントル数($= Pe / Re^*$)、乱流プラントル数($= 0.9$)、コンサリ数を表す。計算格子点に対する基準面の速度 \hat{U} , \hat{V} , \hat{W} は、

$$\hat{U} = \frac{1}{1 + \exp[-a(U - 0.5)]} \quad (9)$$

$$\hat{V} = \frac{\frac{\partial H}{\partial \theta}}{1 + \exp[-a(U - 0.5)]} \quad (10)$$

$$\hat{W} = 0 \quad (11)$$

により、油膜厚さ方向の油膜速度成分 V は

$$V = \frac{\partial}{\partial \theta} \left\{ H^3 [G_0(\theta, \eta, Z) - G_0^*(\theta, \eta, Z)] \frac{\partial P}{\partial \theta} \right\} - \frac{\partial}{\partial \theta} \left\{ H [G_1(\theta, \eta, Z) - G_1^*(\theta, \eta, Z) - 1] \right\} \\ + \frac{\partial H}{\partial \theta} \left[H^2 G_0^*(\theta, \eta, Z) \frac{\partial P}{\partial \theta} - G_1^*(\theta, \eta, Z) \right] + \frac{1}{4A^2} \frac{\partial}{\partial Z} \left\{ H^3 [G_0(\theta, \eta, Z) - G_0^*(\theta, \eta, Z)] \frac{\partial P}{\partial Z} \right\} \quad (12)$$

により、それぞれ算出する。ただし、

$$G_0^*(\theta, \eta, Z) = \eta \left[E_1(\theta, \eta, Z) - \frac{E_1(\theta, 1, Z)}{E_0(\theta, 1, Z)} E_0(\theta, \eta, Z) \right] \quad (13)$$

$$G_1^*(\theta, \eta, Z) = \eta \left[1 - \frac{E_0(\theta, \eta, Z)}{E_0(\theta, 1, Z)} \right] \quad (14)$$

であり、式(9)および式(10)中のシグモイド関数のゲイン a は、前報²⁾と同様、 $a = 40$ とした。

油膜とジャーナルとの界面では、油膜温度は一様なジャーナル表面温度 Θ_j に等しいとする。ジャーナル表面温度 Θ_j は、ゼロネットヒートフロー モデル¹⁵⁾を適用し、油膜からジャーナルに流入する熱流量、軸受パッド間領域からジャーナルに流入する熱流量およびジャーナルから回転軸を伝い軸方向に流出する熱流量の総計が 0 となる定数として算出する¹³⁾。

軸受パッド間における潤滑油の温度は、低温の供給油と高温の再循環油が混合して得られる油温（混合油温度 Θ_{mix} ）に支配されるとする。混合油温度 Θ_{mix} は、軸受パッド間に流れ込む再循環油の流量全体のうち χ (<1) の割合だけが供給油と均一に混合すると仮定して算出する¹⁶⁾。

油膜と軸受パッドの界面では、油膜と軸受パッドは温度が等しく、また、界面を通過する熱流量が油膜側と軸受パッド側とで連続するとする。

軸受パッドの温度 Θ_p の分布は、熱伝導方程式

$$\frac{\partial^2 \Theta_p}{\partial R^2} + \frac{1}{R} \frac{\partial \Theta_p}{\partial R} + \frac{1}{R^2} \frac{\partial^2 \Theta_p}{\partial \theta^2} + \frac{1}{4A^2} \frac{\partial^2 \Theta_p}{\partial Z^2} = 0 \quad (15)$$

を解いて求める。ここで、 R は半径方向座標を表す。軸受パッドの前縁と後縁では、軸受パッドと混合油との間で熱伝達が行われるとする。軸受パッドの側面と背面では、軸受パッドと環境との間で熱伝達が行われるとする。

渦粘性係数 M_t は、低レイノルズ数型 $k-\varepsilon$ モデル¹⁷⁾を用いて求める。このモデルにおける油膜の乱流エネルギー K_t および乱流散逸率 E_t の各輸送方程式は、軸受近似を適用して簡略化すると、それぞれ、

$$(U - \hat{U}) \frac{\partial K_t}{\partial \theta} + \frac{1}{H} \left[(V - \hat{V}) - \eta \frac{\partial H}{\partial \theta} (U - \hat{U}) \right] \frac{\partial K_t}{\partial \eta} + (W - \hat{W}) \frac{\partial K_t}{\partial Z} \\ = \frac{\partial}{\partial \eta} \left[\frac{1}{Re^* H^2} \left(M + \frac{M_t}{\sigma_K} \right) \frac{\partial K_t}{\partial \eta} \right] + \frac{M_t}{Re^* H^2} \left[\left(\frac{\partial U}{\partial \eta} \right)^2 + 4A^2 \left(\frac{\partial W}{\partial \eta} \right)^2 \right] - E_t \quad (16)$$

$$(U - \hat{U}) \frac{\partial E_t}{\partial \theta} + \frac{1}{H} \left[(V - \hat{V}) - \eta \frac{\partial H}{\partial \theta} (U - \hat{U}) \right] \frac{\partial E_t}{\partial \eta} + (W - \hat{W}) \frac{\partial E_t}{\partial Z} \\ = \frac{\partial}{\partial \eta} \left[\frac{1}{Re^* H^2} \left(M + \frac{M_t}{\sigma_E} \right) \frac{\partial E_t}{\partial \eta} \right] + \left[\frac{C_{E1} M_t}{Re^* H^2} \left\{ \left(\frac{\partial U}{\partial \eta} \right)^2 + 4A^2 \left(\frac{\partial W}{\partial \eta} \right)^2 \right\} - C_{E2} f_E E_t \right] \frac{E_t}{K_t} \quad (17)$$

渦粘性係数 M_t は、

$$M_t = C_M f_M M Re_t \quad (18)$$

から求める。ここで、乱流レイノルズ数 Re_t は、

$$Re_t = \frac{Re^* K_t^2}{\psi^2 M E_t} \quad (19)$$

により算出する。式(16)から式(19)までの定数とモデル関数は、安倍らの低レイノルズ数型 $k-\varepsilon$ モデル¹⁴⁾では、

$$C_M = 0.09, \quad C_{E1} = 1.5, \quad C_{E2} = 1.9, \quad \sigma_K = 1.4, \quad \sigma_E = 1.4 \quad (20)$$

$$f_E = \left[1 - \exp\left(-\frac{Y^*}{3.1}\right) \right]^2 \left\{ 1 - 0.3 \exp\left[-\left(\frac{Re_t}{6.5}\right)^2\right] \right\} \quad (21)$$

$$f_M = \left[1 - \exp\left(-\frac{Y^*}{14}\right) \right]^2 \left\{ 1 + \frac{5}{Re_t^{0.75}} \exp\left[-\left(\frac{Re_t}{200}\right)^2\right] \right\} \quad (22)$$

式(21)と式(22)における壁関数 Y^* は、2 壁面（ジャーナルおよび軸受パッド）間の狭いすきま内に形成される油膜では、

$$Y^* = H \left(\frac{Re_t^{*3} E_t}{\psi^2 M^3} \right)^{1/4} [\eta(1-\hat{U}) + (1-\eta)\hat{U}] \quad (23)$$

3. 結果および考察

3.1 層流油膜の場合

まずは、前章で記した諸式において乱流諸量のすべてを無視した層流 THL モデルによる TPJB の性能解析を行い、その予測値を Tanaka の実験値¹⁸⁾と比較する。軸受の仕様と運転条件を Table 1 に、ジャーナル回転速度が 8 krpm の場合の軸受幅中央におけるパッド表面温度の分布を Fig. 2 に示す。図中、赤色の実線は本モデルによる予測結果を、**×**は実験結果¹⁸⁾を表す。本モデルのパッド表面温度は、負荷側、反負荷側とともに実験値¹⁸⁾と良好に一致することが分かった。

本モデルは円周方向の油膜速度 U が 0.5 の近くで連続的に変化する関数を \hat{U} （式(9)）、 \hat{V} （式(10)）に採用して既存の高精度モデル¹⁾における数値収束性の悪さを改善している²⁾。既存の高精度モデル¹⁾は、軸受面寄りの油膜内では $\hat{U} = 0$ 、 $\hat{V} = 0$ （軸受面の速度）、ジャーナル表面寄りの油膜内では $\hat{U} = 1$ 、 $\hat{V} = \partial H / \partial \theta$ （ジャーナル表面の速度）とするので、シグモイド関数のゲイン a が ∞ の場合に相当する。ゲインを $a = 4000$ とした場合、 ∞ としたときのように $U = 0.5$ を境として \hat{U} も \hat{V} も階段状に変化するので、この場合の結果を既存の高精度モデル¹⁾によるパッド表面温度の予測結果として同図中の青色の点線で示す。双方の予測結果は、負荷側パッドで差異が見られる。本モデルで採用した $a = 40$ は、 $a = 4000$ に比べると、2 枝小さい。このため、油膜厚さの中央付近に位置する複数の計算格子点において \hat{U} と \hat{V} は両壁面速度の中間値となる。この影響が回転方向に進むにつれて累積し、特に負荷側パッドの出口付近で油膜と軸受パッド表面の温度差になつて現れたと考えられる。軸受幅中央における油膜の温度と粘度を両ゲインの場合で比較すると、油膜厚さの中央付近で分布がわずかに異なることを確認できる。

基準面速度 \hat{U} 、 \hat{V} にシグモイド関数を採用した影響は他のジャーナル回転速度のときにも見られる。ジャーナル回転速度とパッド最高温度との関係を Fig. 3 に示す。図中、赤色の実線は本モデルによる予測値を、青色の点線は $a = 4000$ とした場合の予測値を、**×**は実験値¹⁸⁾を表す。実験値¹⁸⁾は軸受幅中央のパッド表面下 1 mm に埋め込んだ複数の熱電対による測定値の最大である。熱電対を設置した円周方向位置の深さ位置における最大温度を理論モデルの予測結果から線形補間により算出すると、予測値と実験値との一致度はさらに良好になる。

ジャーナル回転速度とジャーナル表面温度との関係は Fig. 4 のようになる。図中、赤色の実線は本モデルによる予測値を、青色の点線は $a = 4000$ とした場合の予測値を、**×**は実験値¹⁸⁾を

Table 1 Specification and operating condition of laminar-oil film tilting pad journal bearing¹⁸⁾

Journal diameter	100 mm
Bearing width	50 mm
Number of pads	5
Angular extent of bearing pad	60 °
Assembled mean radial clearance	75 μm
Preload factor	0.2
Pad thickness	20 mm
Load direction	LBP
Journal rotational speed	4 ~ 8 krpm
Bearing specific load	1.13 MPa
Flow rate of supplied oil	0.267 L/s
Temperature of supplied oil	40 °C
Kinematic viscosity of supplied oil	57.5 mm ² /s
Kinematic viscosity of oil at 100 °C	8.0 mm ² /s
Oil density	869 kg/m ³
Specific heat of lubricant	2 kJ/(kg °C)
Thermal conductivity of oil film	0.155 W/(m°C)
Mixing coefficient	0.2
Thermal conductivity of bearing pad	50 W/(m°C)

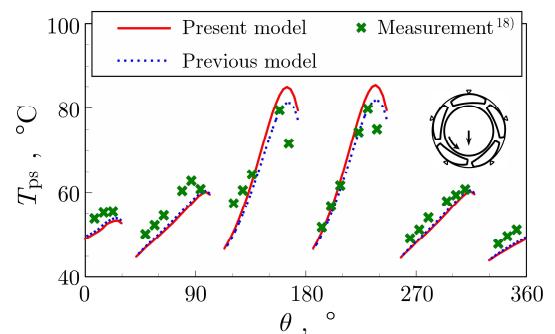


Fig. 2 Distribution of pad surface temperature in the midplane of bearing width for 8 krpm

表す。 $a=4000$ とした場合の予測値との差は、基準面速度 \hat{U} , \hat{V} にシグモイド関数を採用した影響による。一様温度として算出した本モデルによるジャーナル表面温度の予測値は実験値¹⁸⁾と良好に一致することが分かった。

3.2 乱流油膜の場合

次は、乱流 THL モデルによる TPJB の性能解析を行い、その予測値を Taniguchi らの実験値¹⁰⁾と比較する。軸受の仕様と運転条件を Table 2 に示す。

ジャーナル回転速度が 3 krpm の場合の負荷側 4 番パッド ($\theta=95 \sim 175^\circ$) の軸受幅中央におけるパッド表面温度の分布は Fig. 5 のようになる。図中、赤色の実線は乱流 THL モデルによる予測結果を、青色の点線は層流 THL モデルによる予測結果を、 \times は実験結果¹⁰⁾を表す。本乱流 THL モデルによれば、実験値¹⁰⁾と良好に一致するパッド表面温度を予測できる。乱流 THL モデルの場合、負荷側パッドでは、油膜厚さの大きな入口側から乱流化が始まると油膜粘度の均一化が進む。層流 THL モデルの場合に比べて、油膜圧力の大きな領域が狭くなる一方で、その発生範囲は広くなり、パッド傾斜角は小さく、油膜厚さは大きくなる。油膜温度の上昇率は、ピボット位置の上流側では大きく、下流側では小さくなる。これらの要因によりパッド表面の最高温度が低下することになる。

ジャーナル回転速度とパッド最高温度との関係は Fig. 6 のようになる。図中、赤色の実線は本乱流 THL モデルによる予測値を、青色の点線は層流 THL モデルによる予測値を、 \times は実験値¹⁰⁾を表す。本乱流 THL モデルの予測値は、ジャーナル回転速度が小さいうちは層流 THL モデルの予測値と一致する。パッド最高温度は、ジャーナル回転速度が 1.5 krpm から増加率を低下させ、1.7 krpm でわずかに低下した後、層流 THL モデルの場合に比べて緩やかに上昇する。実験的に観察される温度の腰折れ現象が再現できている。予測値は実験値¹⁰⁾と良好に一致することが分かった。

ジャーナル回転速度と最小油膜厚さとの関係は Fig. 7 のようになる。図中、赤色の実線は本乱流 THL モデルによる予測値を、青色の点線は層流 THL モデルによる予測値を、 \times は実験値¹⁰⁾を表す。本乱流 THL モデルによる予測値は、Fig. 6 における温度の腰折れに対応して 1.5 krpm のジャーナル回転速度で増加の度合いがいったん強まるが、それ以上のジャーナル回転速度では増加傾向は徐々に緩やかになる。予測値と実験値¹⁰⁾との一致度は良好である。

ジャーナル回転速度としゅう動損失との関係は Fig. 8 のようになる。図中、赤色の実線は本乱流 THL モデルによる予測値を、青色の点線は層流 THL モデルによる予測値を、 \times は実験値¹⁰⁾を表す。層流 THL モデルによる予測値がジャーナル回転速度に対して緩やかに増加するのに対して、本乱流 THL モデルではジャーナル回転速度に対する増加の度合いは徐々に大きくなる。ただし、実験値¹⁰⁾との間には明瞭な差がある。排油温度と流量から算出した実験値には、パッド間領域を満たす潤滑油のかくはんによる損失とエンドシールにおける損失が含まれる¹⁰⁾。一方、本乱流 THL モデルによる予測値は、ジャーナル表面における油膜せん断応力を積分して求めたに過ぎない。その際、反負荷側パッドで油膜圧力の発生がない場合は油膜の縮流が生じるとしている。実験値¹⁰⁾との差の原因是、かくはん損失とシール損失を考慮していないことに加え、縮流にともなう積分領域の縮小を考慮するモデルを採用したからである。

4. おわりに

本報では、既存の高精度モデル¹⁾と ALE 法とを組み合わせ、乱流油膜の場合にも対応可能な新しい高精度熱流体潤

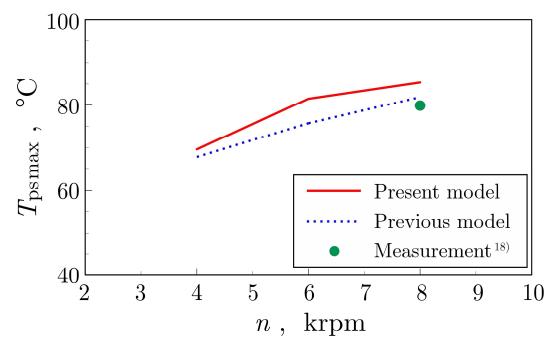


Fig. 3 Variation of maximum pad surface temperature with journal rotational speed

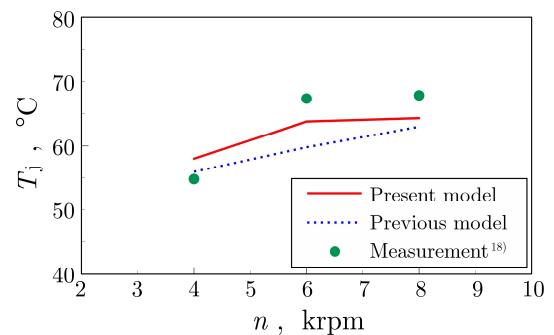


Fig. 4 Variation of journal surface temperature with journal rotational speed

Table 2 Specification and operating condition of turbulent-oil film tilting pad journal bearing¹⁰⁾

Journal diameter	479 mm
Bearing width	300 mm
Number of pads	4
Angular extent of bearing pad	80 °
Assembled mean radial clearance	612 μm
Preload factor	0.0
Pad thickness	121 mm
Load direction	LBP
Journal rotational speed	1 ~ 4 krpm
Bearing specific load	1.18 MPa
Flow rate of supplied oil	6.67 L/s
Temperature of supplied oil	40 °C
Kinematic viscosity of supplied oil	32 mm ² /s
Kinematic viscosity of oil at 100 °C	3.8 mm ² /s
Oil density	852 kg/m ³
Specific heat of lubricant	2.26 kJ/(kg °C)
Thermal conductivity of oil film	0.121 W/(m °C)
Mixing coefficient	0.8
Thermal conductivity of bearing pad	50 W/(m °C)

滑モデルを提示した。乱流モデルには、安倍らの低レイノルズ数型 k - ε モデル¹⁴⁾を採用している。本モデルは次の特徴を有する。

- ・層流油膜の場合、既存の高精度モデル¹⁾と同等の性能予測値が得られる。

- ・乱流 THL モデルであっても、ジャーナル回転速度が小さいときは、層流油膜の場合に一致する予測結果が得られる。
- ・ジャーナル回転速度が上昇し、層流油膜から乱流油膜への遷移が進むと、乱流化の影響が顕在化した予測値になる。
- ・大型高速ティルティングパッドジャーナル軸受の実機で見られる温度の腰折れ現象およびしゅう動損失の急増を再現し、実験値と良好に一致する最小油膜厚さを予測できる。

本モデルにもとづく数値解析プログラムによれば、軸受性能予測値を安定的に得ることができる。軸受油膜の乱流化をともなう大型高速ティルティングパッドジャーナル軸受の設計には、この新しいモデルの適用が相応しいと結論する。

文献

- 1) 畠中・馬場・亀山：ジャーナル表面温度の予測精度を高める新たな熱流体潤滑モデル、トライボロジスト, 63, 5 (2018) 360.
- 2) 畠中・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、機論, 88, 915 (2022) 22-00234.
- 3) 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) 548.
- 4) 畠中・内田：深層学習を応用した2溝付き真円軸受の軸受最高温度に関する簡易設計用モデル式、トライボロジスト, 69, 10 (2024) 690.
- 5) 数値流体力学編集委員会編：移動境界流れ解析（数値流体力学シリーズ4），東京大学出版会 (1995) 46.
- 6) 畠中・内田：2溝付き真円軸受の設計への応用を見据えた熱流体潤滑性能データベース、トライボロジスト, 69, 5 (2024) 373.
- 7) C. W. Ng and C. H. Pan: A Linearized Turbulent Lubrication Theory, ASME J. Basic Engineering, 87, 1 (1965) 675.
- 8) 青木・原田：乱流域におけるジャーナル軸受の流体潤滑理論、潤滑, 16, 5 (1971) 348.
- 9) Z. Safar and A. Z. Szeri: Thermohydrodynamic Lubrication in Laminar and Turbulent Regimes, ASME J. Lubrication Technology, 96, 1 (1974) 48.
- 10) S. Taniguchi, T. Makino, K. Takeshita and T. Ichimura: A Thermohydrodynamic Analysis of Large Tilting-Pad Journal Bearing in Laminar and Turbulent Flow Regimes with Mixing, ASME J. Tribology, 112, 3 (1990) 542.
- 11) M. Tanaka and K. Hatakenaka: Turbulent Thermohydrodynamic Lubrication Models Compared with Measurements, IMechE J. Engineering Tribology, 218, 5 (2004) 391.
- 12) 加藤・堀： k - ε モデルを用いたジャーナル軸受の乱流潤滑理論、潤滑, 28, 12 (1983) 907.
- 13) 畠中： k - ε モデルに基づくティルティングパッドジャーナル軸受の乱流熱流体潤滑性能解析および実測値との比較、機論, 81, 829 (2015) 15-00253.
- 14) 阿倍・長野・近藤：はく離・再付着を伴う乱流場への適用を考慮した k - ε モデル、機論(B), 58, 554 (1992) 3003.
- 15) O. Pinkus: Thermal Aspects of Fluid Film Tribology, ASME Press (1990) 207.
- 16) 田中・畠中：すべり軸受の熱流体潤滑モデル、トライボロジスト, 49, 9 (2004) 714.
- 17) 数値流体力学編集委員会編：乱流解析（数値流体力学シリーズ3），東京大学出版会 (1995) 21.
- 18) M. Tanaka: Thermohydrodynamic Performance of a Tilting Pad Journal Bearing with Spot Lubrication, ASME J. Tribology, 113, 3 (1991) 615.

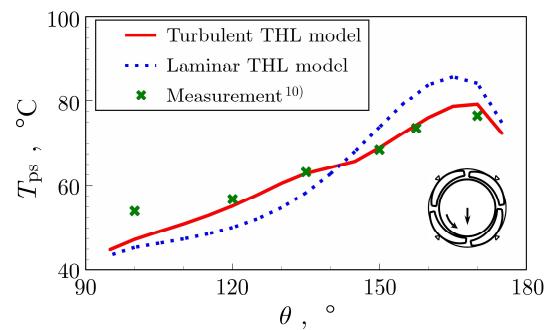


Fig. 5 Distribution of pad surface temperature in the midplane of bearing width for 3 krpm

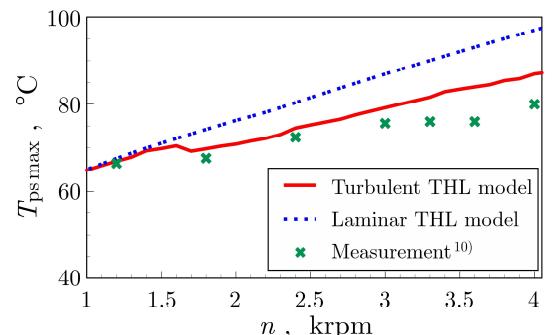


Fig. 6 Variation of maximum pad surface temperature with journal rotational speed

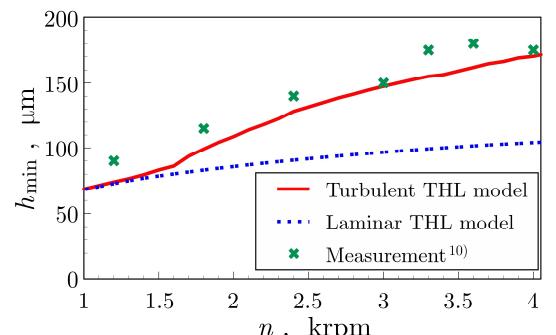


Fig. 7 Variation of minimum oil film thickness with journal rotational speed

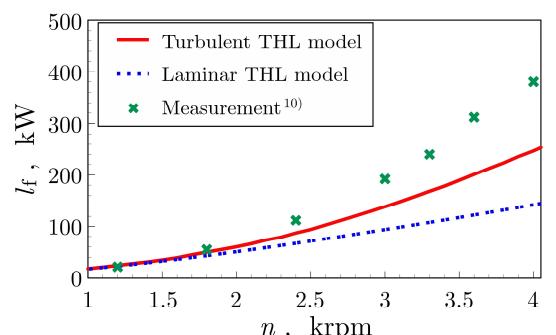


Fig. 8 Variation of bearing frictional loss with journal rotational speed