ステップ軸受の熱流体潤滑解析手法

Thermohydrodynamic Lubrication Analysis Method of Step 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

高速回転機械に用いられるすべり軸受の性能を精度良く予測するためには,軸受内部の油膜のせん断発熱とそれ による温度上昇を考慮した熱流体潤滑(THL)解析技術が不可欠である.しかし,従来レイリーステップ軸受のよう なしゅう動面に段差をもつ軸受については,段差部で潤滑油の速度分布が計算上不連続になるため,温度場を求め ることが困難であった.そこで段差部で仮想的なすき間とその空間的勾配を定義することによって速度分布を連続 的に扱い,THL 解析を可能にする手法を開発した.

In recent years, thermohydrodynamic lubrication (THL) analysis technology, which simulates the thermal properties of fluid film bearings, has been necessary to design turbo machinery. However, few studies have ever tried to simulate the THL characteristics of step bearings. It is difficult to obtain the fluid temperature because the discontinuous clearance leads to a discontinuous velocity profile. In this paper, virtual clearance and its derivatives are defined in the discontinuous clearance regions to satisfy the velocity continuity. This method allows THL analysis of the bearings with discontinuous clearance on the sliding surface.

1. 緒 言

回転機械の高効率化に伴い,すべり軸受の作動条件はま すます高速化・高荷重化が進んでいる.このため軸受の動 作温度を精度良く予測することが,回転機械設計のキーテ クノロジーの一つとなっている.軸受温度の予測には熱流 体潤滑(THL)解析^{(1),(2)}が用いられる.THL解析は軸 受内部の油膜の局所的なせん断発熱とそれによる温度上昇 を考慮する解析手法であり,軸受の作動限界を見極めるう えで必要不可欠な技術である.近年はさらなる高速化に対 応するため乱流THL解析手法⁽³⁾も研究され,実用段階に ある.

実用される軸受のなかにはしゅう動面に段差をもつもの がある.例えばレイリーステップ軸受は成型が容易で安価 という長所があり,スラスト軸受としてしばしば用いられ る.またジャーナル軸受においても,軸振動の安定性を向 上させるため軸受面に段差を設けることがある.いずれも 高速回転機械に用いられることが多く,その THL 特性の 把握は重要である.

しかし THL 解析に関する過去の報告を見ると,ジャー ナル軸受では真円軸受,多円弧軸受およびティルティング パッド軸受,スラスト軸受ではティルティングパッド軸受 がほとんどである.筆者の知る限りレイリーステップ軸受 のようなしゅう動面に段差がある軸受に関する THL 解析 の報告例はない.その理由として,しゅう動面に段差があ るとそこでの速度場が計算上不連続になり,従来の手法で は油膜のエネルギー方程式を解くことが困難なことが挙げ られる.そこで当社では段差部がある場合にも適用可能な THL 解析手法を開発した.

2. 解析方法

2.1 主な記号

解析に用いる記号は次のとおりである.

x , y , z	:無限幅軸受の回転方向,油膜厚さ方向
	および軸方向座標
r, θ, у	:スラスト軸受の半径方向,回転方向,お
	よび油膜厚さ方向座標
u , v , w	:方向速度
v_r , v_{θ} , v_y	:r,θ,y 方向
Р	:油膜圧力
T , T_B	:油膜温度,軸受温度
U	: すべり速度
ω	:回転角速度
h	:軸受すき間
μ,ρ,κ,λ	: 潤滑油の粘度 , 密度 , 比熱 , および熱伝

導率

2.2 段差部の取扱い

まず分かりやすくするため,第1図に示す一次元無限幅 のレイリーステップ軸受について段差部の取扱いを示す. 油膜温度は一様とする.このとき油膜圧力は(1)式のレイ ノルズ方程式を解くことによって求まる.

境界条件をx = 0, B でP = 0, x = b で圧力と流量が連続になるとすると(1)式の厳密解は次式となる⁽⁴⁾.

$$P = \begin{cases} \frac{x}{b} P_s & (0 \le x \le b) \\ \frac{x - B}{b - B} P_s & (b \le x \le B) \end{cases} \qquad \dots \dots \dots \dots (2)$$

ただし Ps は段差部の圧力で,

$$P_{s} = 6\mu U \frac{b(B-b)(h_{1}-h_{2})}{(B-b)h_{1}^{3}+bh_{2}^{3}} \quad \dots \dots \dots \dots \dots \dots (3)$$

である.これより x 方向の速度分布 u が次のように求まる.

$$u = \begin{cases} \frac{P_s(y^2 - h_1 y)}{2\mu b} + U \frac{h_1 - y}{h_1} & (0 \le x \le b) \\ \frac{P_s(y^2 - h_2 y)}{2\mu (b - B)} + U \frac{h_2 - y}{h_2} & (b \le x \le B) \\ & \dots \dots \dots \dots (4) \end{cases}$$

この速度分布は段差部分 x = b において不連続であるの で,油膜温度分布を求めるのに必要な次の(5)式のエネル ギー方程式を解くことはできない.

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

この問題を解決するため,以下に示す方法で段差部にお いて仮想的な軸受すき間とその勾配を定義し,段差部の前 後での速度場を近似的に連結させることを試みる.

まず軸受面全体にわたって段差がないものとして,(1)



第1図 一次元無限幅レイリーステップ軸受 Fig. 1 Infinitely wide Rayleigh step bearing

式を次のように展開する.

計算格子の定義を第2図に示す.第2図-(a)に示す連続なすき間に対して等間隔格子を定義し,油膜圧力Pに関して中心差分を用いると次の差分式を得る.この差分式は通常,加速緩和法によって数値的に容易に解くことができる.

一方,軸受面に段差がある場合には第2図-(b)に示す 不連続なすき間となるため,(6)式で使われているすき間 とその勾配が定義できない.そこで,i-1の断面とi+1の 断面を通過する流量の保存則を考える.各流量はそれぞれ,

$$Q_{i\pm 1} = -\frac{h_{i\pm 1}^{3}}{12\mu} \frac{\mathrm{d}P}{\mathrm{d}x}\Big|_{i\pm 1} + \frac{Uh_{i\pm 1}}{2} \quad \dots \dots \dots \dots \dots (8)$$

で表されるが, Pの差分に

$$\frac{dP}{dx}\Big|_{i-1} = \frac{P_i - P_{i-1}}{\Delta x}, \ \frac{dP}{dx}\Big|_{i+1} = \frac{P_{i+1} - P_i}{\Delta x} \quad \dots \dots (9)$$

を適用し, $Q_{i-1} = Q_{i+1}$ として P_i について解けば, 次式が 導かれる.



ここで段差のある格子点 *i* において , その前後の格子点 *i* - 1 , *i* + 1 のすき間 *h*_{*i*-1} , *h*_{*i*+1} を用い , 仮想的なすき間と その勾配を次式で定義する .

これらを(7)式に代入すると(10)式と一致する.した がって,段差部では(11)式および(12)式を用いること によって全計算領域で(7)式の差分方程式が成立し,圧力 分布を求めることができる.このようにして解くと速度場 が段差部でも見掛け上連続になるため,(5)式のエネルギ ー方程式を解くことが可能になる.

この考え方は不等分割格子の場合や二次元問題, すなわち有限幅軸受にも適用することができる.第3図にすき間の連続と不連続のパターンを示す.このとき(11)式および(12)式に対応してそれぞれ,

$$h_{i,j} = \sqrt{\frac{1}{3} \cdot \frac{h_{i+1,j}^{(3)} - h_{i-1,j}^{(3)}}{h_{i+1,j}^{(1)} - h_{i-1,j}^{(1)}}} \qquad \dots \dots \dots \dots \dots (13)$$

$$\frac{\partial h}{\partial x}\Big|_{i,j} = \frac{2}{3}h_{i,j}\frac{h_{i+1,j}^{\langle 3 \rangle} - h_{i-1,j}^{\langle 3 \rangle}}{h_{i+1,j}^{\langle 3 \rangle}\Delta x_i + h_{i-1,j}^{\langle 3 \rangle}\Delta x_{i-1}}$$
$$\frac{\partial h}{\partial z}\Big|_{i,j} = \frac{2}{3}h_{i,j}\frac{h_{i,j+1}^{\langle 3 \rangle} - h_{i,j-1}^{\langle 3 \rangle}}{h_{i,j+1}^{\langle 3 \rangle}\Delta z_i + h_{i,j-1}^{\langle 3 \rangle}\Delta z_{i-1}}$$

..... (14)

とすればよい.ここで *i*, *j* はそれぞれ x, z 方向の格子番号 とし,







(c) *j*に沿って不連続



第3図 すき間の連続と不連続パターン Fig. 3 Patterns of clearance discontinuity

と定義する.ただしn=1または3とする.

2.3 スラスト軸受の THL 解析の基礎式

本節ではスラスト軸受の THL 解析の基礎式とその解法 を簡単に示す.油膜の流れは層流とする.まず圧力に関し てはレイノルズ方程式が成り立つ.

境界条件は外周で大気圧 P = 0, それ以外の境界では給油圧力 $P = P_{in}$ とする.

次に,油膜および軸受の温度に関してはそれぞれ(18) 式のエネルギー方程式および(19)式の熱伝導方程式が成 り立つ.

$$\rho\kappa \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (rv_r T) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} (v_{\theta} T) + \frac{\partial}{\partial y} (v_y T) \right]$$
$$= \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \mu \left[\left(\frac{\partial v_r}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_{\theta}}{\partial y} \right)^2 \right]$$
....(18)

$$\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial_r}\left(r\frac{\partial T_B}{\partial_r}\right) + \frac{1}{r^2}\frac{\partial^2 T_B}{\partial\theta^2} + \frac{\partial^2 T_B}{\partial y^2} = 0 \quad \dots \quad (19)$$

ただし,粘度関数を

$$\varphi_k(y) = \int_0^y \frac{y^{k-1}}{\mu} \, \mathrm{d}y \quad (k = 1, 2) \quad \dots \dots \quad (20)$$

のように定義したとき,速度分布は次式で与えられる.

$$\begin{aligned} v_{\theta} &= \frac{1}{r} \frac{\partial P}{\partial \theta} \bigg[\varphi_{2}(y) - \frac{\varphi_{2}(h)}{\varphi_{1}(h)} \varphi_{1}(y) \bigg] + r\omega \bigg[1 - \frac{\varphi_{1}(y)}{\varphi_{1}(h)} \bigg] \\ v_{r} &= \frac{\partial P}{\partial r} \bigg[\varphi_{2}(y) - \frac{\varphi_{2}(h)}{\varphi_{1}(h)} \varphi_{1}(y) \bigg] \\ v_{y} &= \int_{0}^{y} \bigg[\frac{1}{r} \frac{\partial(rv_{\theta})}{\partial r} + \frac{\partial v_{\theta}}{\partial \theta} \bigg] dy \qquad \dots \dots (21) \end{aligned}$$

温度の境界条件は、

- ・油膜と軸受の境界で温度と熱流速が一致
- ・スラストカラー表面温度は一様
- ・油膜からスラストカラーへの総流入熱量はゼロ
- ・油膜境界以外の軸受面ではフーリエ則により放熱

とした.油溝部での潤滑油の混合に関しては,軸受後縁 から排出された油の熱エネルギーの70%が給油と混合し, 軸受前縁からしゅう動面に再流入すると仮定した.また, 潤滑油の温度と粘度の関係には次式を用いた.

$$\mu = \mu_0 \exp(-\beta I) \qquad (22)$$

ただし μ_0 と β は潤滑油で決まる定数である.

以上を基礎式とし数値的に解くが,レイノルズ方程式と 軸受の熱伝導方程式は中心差分を用い,油膜のエネルギー 方程式はべき乗法⁽²⁾による差分化を行った.

3. 解析結果と考察

3.1 CFD による検証

2.2 節で述べた手法の妥当性を検証するため,第1図の 一次元無限幅レイリーステップ軸受の潤滑油膜について, 汎用 CFD コードによる解析結果と本手法による解析結果 を比較した.

計算条件としては入口すき間 $h_1 = 0.2 \text{ mm}$, $h_1/h_2 = 2$, 軸受長さ B = 50 mm, b/B = 0.8, すべり速度 U = 30 m/sとし, 潤滑油はタービン油 VG32, 給油温度 $T_{in} = 60$ と した.また固体壁面には断熱条件を用いた.

第4 図にレイリーステップ軸受の THL 解析結果を示す. 軸表面油膜圧力(-(a))と軸受表面温度(-(b))とも に, THL による本解析結果と CFD による解析結果は良く 一致しており,本手法が妥当であることが分かる.ただし 油膜圧力はx = 40 mm の段差部で約 0.1 MPa の急激な変 化が見られるが,これはそもそも流体潤滑の基礎式である レイノルズ方程式では考慮されていない流れの慣性に起因 するラム圧力であり,本解析手法の誤差とは本質的に異な る.

以上の結果から,段差部で仮想的なすき間を定義する本



第4図 レイリーステップ軸受の THL 解析結果 Fig. 4 Calculation results of Rayleigh step bearing

手法の妥当性が示された.なお(8)式は潤滑油の粘度μが 一様の場合に成立するものであり,油膜温度が変化する THL 解析では厳密には成立しない.しかし本結果から判断 して,計算格子を細かくすれば(8)式で実用上十分な精度 が得られると判断できる

3.2 サイドダム付ステップ軸受

解析に用いたサイドダム付ステップ軸受の形状と主な計 算諸元を第5図および第1表に示す.この軸受のしゅう動



第5図 サイドダム付ステップ軸受の形状 Fig. 5 Side dammed step bearing

項目		記号	寸法・諸元
軸受内	径	$2R_i$	100 mm
軸受外	径	$2R_o$	140 mm
軸受長	さ	θ_p	50 °
		2 <i>R</i> ₁	110 mm
ステップ位	置	2 <i>R</i> ₂	130 mm
		θ_s	40 °
ステップ深	さ	δ	0.05 mm
潤 滑	油	Lo	タービン油 VG32
給油温	度	T _{in}	60
給 油 圧	力	Pin	0.1 MPa
回転数		N	10 000 rpm
油膜厚	t	H_{min}	0.05 mm

第1表 サイドダム付ステップ軸受の主な計算諸元 Table 1 Specification of side dammed step bearing

(a)油膜圧力分布(MPa)
 (b)軸受表面温度分布()
 (b)軸受表面温度分布()
 (c) 軸受表面温度分布()
 (c) hot box
 (c) hot bo

第6図 サイドダム付ステップ軸受の THL 解析結果 Fig. 6 Calculation results of side dammed step bearing

面の内外周にはダムがあり,円周方向だけでなく半径方向 にも流れがせき止められることによって高い負荷容量が得 られる.第6図にサイドダム付ステップ軸受に対して THL 解析を行った結果得られた油膜圧力分布(-(a))と軸受表 面温度分布(-(b))を示す.油膜圧力は回転方向に流れが せき止められる段差部付近で最大値となる.軸受温度は油 膜の薄いランド部で温度が高くなる.また周速の速い外径 側のほうが内径側よりも高温である.

4. 結 言

すき間が不連続となる段差部において,流量保存則を満 足するような仮想的なすき間とその勾配を定義することに よって,段差部を含めたすべての軸受表面で成立するレイ ノルズ方程式の差分式を導いた.以上から段差前後での速 度場が近似的に連続となり,油膜のエネルギー方程式を数 値的に解くことが可能になった.

無限幅レイリーステップ軸受について,本手法による解 析結果と,汎用 CFD コードによる解析結果を比較した結 果,本手法は実用上十分な妥当性があることを確認した.

最後に本手法を用いた例として,サイドダム付ステップ 軸受に関する THL 解析結果を示した.

参考文献

- (1) 竹下興二ほか:高速すべり軸受の熱流体潤滑特性
 解析 三菱重工技報 第 24 巻 2 号 1987 年 3 月
 pp.98 103
- (2) 畠中清史: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) S. Taniguchi et al.: A Thermohydrodynamic Analysis of Large Tilting-Pad Journal Bearing in Laminar and Turbulent Flow Regimes With Mixing Trans. ASME Journal of Tribology 122 (1990.7) pp.542 - 550
- (4) Michael M. Khonsari and E. Richard Booser : Applied Tribology John Wiley & Sons, Inc. (2001)