

文章编号: 1000-8055(2002) 04-0469-06

圆轴承三维热流体动力润滑的研究

富彦丽, 马希直, 朱 均

(西安交通大学 润滑理论及轴承研究所, 陕西 西安 710049)

摘要: 联立求解了广义雷诺方程、三维能量方程、三维固体热传导方程及载荷平衡方程, 并考虑粘度随温度及压力、密度随粘度及压力的变化, 在油膜与轴瓦界面使用热流连续性边界条件, 得到了圆轴承油膜及轴瓦的三维温度场。结果表明最高温度并不出现在油膜与轴瓦交界面, 不同圆周位置沿膜厚方向的最高温度出现位置不同。证实了考虑三维温度得到的轴承的润滑性能与考虑二维温度得到的轴承润滑性能有很大的差异。采用 Newton-Raphson 法求解广义雷诺方程和载荷平衡方程, 采用快速扫描法求解由有限差分离散的能量方程和热传导方程, 在计算中发现所使用的算法收敛速度快, 大大节约了计算时间。

关键词: 圆轴承; 温度场; 广义雷诺方程; 能量方程; 热传导方程

中图分类号: TH133.33

文献标识码: A

Three-Dimensional Thermohydrodynamic Analysis of Circular Journal Bearing

FU Yan-li, MA Xi-zhi, ZHU Jun

(Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: The simultaneous solution of the generalized Reynolds equation, three-dimensional energy equation, three-dimensional heat transfer equation and force equilibrium equation were presented and the changes of the lubricant viscosity and density with the temperature and pressure were taken into account. Consequently, the three-dimensional temperature field was obtained with the heat flux continuity condition imposed at the interface between the oil film and the bush. The result show that the maximum temperature did not appear at the interface between the film and bush and the point of the maximum temperature was different along the film thickness direction at different circumferential locations. The differences of the bearing performances were validated between the three-dimensional temperature model and the two-dimensional temperature model. A Newton-Raphson approach was used in solving the generalized Reynolds equation and the force balance equations, simultaneously. For the energy equation and the heat transfer equation, the finite difference method was carried out with the help of a sweeping scheme. The approaches we used were found to be fast converged and saved computing time greatly.

Key words: circular journal bearing; temperature field; the generalized Reynolds equation; the energy equation; heat transfer equation

收稿日期: 2001- 09- 07; 修订日期: 2001- 11- 27

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(19990510)

作者简介: 富彦丽(1974-), 女, 河北平泉人, 西安交通大学润滑理论及轴承研究所博士生, 主要从事机械设计和现代润滑理论及轴承技术研究。

1 引言

随着现代工业的发展, 旋转机器越来越趋向于高速和大功率, 对于轴承各方面的性能要求也越来越高。相应地, 随着对流体动力润滑轴承的研究日益向广度和深度方向推进, 学者们发现热效应对轴承的润滑有着很大的影响^[1]。但是, 关于轴承发热的研究还是一个比较薄弱的环节, 在以往的研究中大都假设为绝热流动而获得有效温度或是解简化了的能量方程求得一维或者二维温度场^[2, 3]。本文较为全面的求解了圆轴承的油膜能量方程和轴瓦的热传导方程, 并且在油膜与轴瓦的交界面上采用热流连续的边界条件, 得到了比以前研究更为准确的圆轴承油膜及轴瓦的温度场。

2 数学模型的建立

2.1 雷诺方程及其边界条件

对于稳态可压缩的牛顿流体, 引入无量纲参考量:

$$\bar{\theta} = \theta, \quad \bar{y} = \frac{y}{R}, \quad \bar{\eta} = \frac{\eta}{\eta_0}, \quad \bar{p} = \frac{p}{\rho_0}$$

$$\bar{h} = \frac{h}{h_0}, \quad \bar{p} = \frac{h_0^2 p}{\eta_{0u} R}, \quad U = \frac{U}{u_0}$$

求解圆轴承的广义雷诺方程^[4, 5]可以写成:

$$\frac{\partial}{\partial \bar{\theta}} \left[\left(\frac{\bar{\rho}}{\bar{\eta}} \right)_e \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{\theta}} \right] + \frac{\partial}{\partial \bar{y}} \left[\left(\frac{\bar{\rho}}{\bar{\eta}} \right)_e \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{\theta}} \right] = 6U \frac{\partial (\bar{p} \bar{h})}{\partial \bar{\theta}} \quad (1)$$

式中: R 和 h_0 分别为轴承半径和半径间隙, η_0 和 ρ_0 分别为进油温度和压力下的动力粘度和密度, U 为轴颈旋转线速度, u_0 是为了便于编程和对结果讨论而取的速度虚拟参考量, p 为油膜压力。

$$\text{且: } \left(\frac{\bar{\rho}}{\bar{\eta}} \right)_e = 12 \left[\frac{\bar{\eta}_e \bar{\rho}_e'}{\bar{\eta}_e} - \bar{\rho}_e' \right]$$

式中:

$$\left. \begin{aligned} \bar{\eta}_e &= 1 \int \frac{1}{\bar{\eta}} d\bar{r} \\ \bar{\eta}_e' &= 1 \int \frac{1}{\bar{\eta}} d\bar{r} \\ \bar{\rho}_e &= \int \bar{p} d\bar{r} \\ \bar{\rho}_e' &= \int \bar{p} \int \frac{1}{\bar{\eta}} d\bar{r} d\bar{r} \\ \bar{\rho}_e'' &= \int \bar{p} \int \frac{1}{\bar{\eta}} d\bar{r} d\bar{r} \end{aligned} \right\}$$

压力的无量纲边界条件为:

$$\bar{p}(\bar{\theta}, \pm L/2) = \bar{p}(\bar{\theta}_n, \bar{y}) = \bar{p}(\bar{\theta}_{out}, \bar{y}) = 0$$

式中: L 为轴承宽度, $\bar{\theta}_n$ 和 $\bar{\theta}_{out}$ 分别为进油和出油边。

2.2 能量方程及其边界条件

不考虑体积力和热辐射的影响, 假设: (1) 润滑油的比热容和热传导系数为常量; (2) 油膜在 z 方向的尺度远远小于 x 和 y 方向的尺度; (3) 油膜处于热稳定状态。并引入如下无量纲参考量:

$$\bar{T} = \frac{T}{T_{in}}, \quad \bar{u} = \frac{u}{u_0}, \quad \bar{v} = \frac{v}{v_0}, \quad \bar{r} = \frac{r}{r_0}$$

圆轴承的粘性可压缩流体无量纲能量方程为:

$$\begin{aligned} Pr Re^* \left(\bar{p} \bar{u} \frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{\theta}} + \bar{p} \bar{v} \frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{y}} + \Omega \frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{r}} \right) + \\ Pr Ec \frac{\bar{T}}{\bar{p}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{T}} \left[\bar{u} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{\theta}} + \bar{v} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{y}} \right] = \\ \frac{1}{\bar{h}^2} \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial \bar{r}^2} + Pr Ec \frac{\bar{\eta}}{\bar{h}^2} \left[\left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{r}} \right)^2 \right] + \left[\left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial \bar{r}} \right)^2 \right] \end{aligned} \quad (2)$$

$$\text{式中: } Pr = \frac{c \eta_0}{k}, \quad Re = \frac{\rho_{0u} R}{\eta_0} \\ Re^* = Re \left(\frac{h_0}{R} \right)^2, \quad Ec = \frac{u_0^2}{c T_0}$$

以上各量是传热学中的标准的无量纲不变量。其中: T_{in} 为进油温度, r 为油膜的径向坐标, u, v 和 w 分别为润滑油沿 $\bar{\theta}, y$ 和 r 三个方向的流速, c 为润滑油的比热容, k 为润滑油的热传导系数。值得注意的是, r 方向的流速 w , 由稳态流动的连续方程替换掉了^[4]。

引入无量纲参考量:

$$\bar{r}_p = r_p / R$$

得到以下轴瓦热传导方程:

$$\frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial \bar{r}_p^2} + \frac{1}{\bar{r}} \frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{r}_p} + \frac{1}{\bar{r}_p^2} \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial \bar{\theta}^2} + \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial \bar{y}^2} = 0 \quad (3)$$

式中: r_p 为轴瓦的径向坐标。

假设轴颈温度不变, 视油膜与轴瓦为一个温度场, 使用如下温度边界条件:

$$\bar{T}(\bar{\theta}_n, \bar{y}, \bar{r}) = \bar{T}_{in} \quad (\bar{u}(\bar{\theta}_n, \bar{y}, \bar{r}) \geq 0)$$

$$\bar{T}(\bar{\theta}, \bar{y}, 0) = \bar{T}_c$$

$$\frac{1}{\bar{r}_p} \left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{\theta}} \right) = Nu(\bar{T}_{su} - 1) \quad (\bar{\theta} = \bar{\theta}_n)$$

$$- \frac{1}{\bar{r}_p} \left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{\theta}} \right)_{su} = Nu(\bar{T}_{su} - 1) \quad (\bar{\theta} = \bar{\theta}_{out})$$

$$\begin{aligned} \left(\frac{\partial T}{\partial \bar{y}} \right)_{su} &= Nu(\bar{T}_{su} - 1) & \left(\bar{y} = -\frac{L}{2} \right) \\ - \left(\frac{\partial T}{\partial \bar{y}} \right)_{su} &= Nu(\bar{T}_{su} - 1) & \left(\bar{y} = \frac{L}{2} \right) \\ - \left(\frac{\partial T}{\partial \bar{r}_p} \right)_{su} &= Nu(\bar{T}_{su} - 1) & (\bar{r}_p = R_b) \\ \frac{k}{h} \frac{\partial T}{\partial \bar{r}} &= \frac{\partial T}{\partial \bar{r}_p} & (\bar{r} = 0) \end{aligned}$$

式中,新出现的无量纲参数:

$$Nu = \frac{h_0 R}{k_p}$$

也是传热学中的标准的无量纲不变量。其中: T_s 为轴颈温度, T_{su} 为轴瓦非工作表面温度, k_p 为轴瓦的热传导系数。

2.3 载荷平衡方程

分析轴的受力情况可知,轴在油膜压力和外载作用下处于平衡状态。引入如下无量纲参考量:

$$W = \frac{W h_0^2}{\eta_{b0} u_0 R^3}, \quad L = \frac{L}{R}$$

则沿垂直方向的无量纲平衡方程为:

$$-W + \int_{-L/2}^{L/2} \int_{\theta_{in}}^{\theta_{out}} \bar{p}(\theta, \bar{y}) \cos \theta \, d\theta \, d\bar{y} = 0 \tag{4}$$

沿水平方向的无量纲平衡方程为:

$$\int_{-L/2}^{L/2} \int_{\theta_{in}}^{\theta_{out}} \bar{p}(\theta, \bar{y}) \sin \theta \, d\theta \, d\bar{y} = 0 \tag{5}$$

2.4 粘温——粘压方程

考虑粘度随温度和压力的变化,引入无量纲参考量:

$$\bar{\alpha} = \frac{\alpha \eta_{b0} R}{h_0^2}, \quad \beta = \beta T_0$$

使用如下无量纲粘度方程:

$$\bar{\eta} = \exp[\bar{\alpha} \bar{p} - \beta(T - 1)] \tag{6}$$

式中: α 和 β 分别为润滑油的粘压和粘温系数。

2.5 密温——密压方程

考虑润滑油密度随温度和压力的变化,引入无量纲参考量:

$$\bar{C}_1 = \frac{C_1 \eta_{b0} R}{h_0^2}, \quad \bar{C}_2 = \frac{C_2 \eta_{b0} R}{h_0^2}$$

$$\bar{C}_3 = C_3 T_0$$

得如下无量纲密度方程:

$$\bar{\rho} = 1 + \frac{\bar{C}_1 \bar{p}}{1 + \bar{C}_2 \bar{p}} + \bar{C}_3(\bar{T} - 1) \tag{7}$$

式中: C_1 和 C_2 为密压系数, C_3 为密温系数。

3 数值计算方法

对径向轴承的分析,Newton-Raphson 法是比较理想的算法。由于这种算法并不要求所有的未知数都是同类型的,可以把各个节点的压力值,轴颈的偏心距一律作为独立未知量,同时求解雷诺方程和载荷平衡方程,一次性求得全部未知数,从而避免了修正轴颈偏心位置需要的层层循环带来的麻烦,节约了计算时间。

对轴承进行三维温度分析是一项困难的工作。主要原因在于油膜的温度控制方程和轴瓦的温度控制方程在类型上不一致,一般需分别求解,通过反复迭代来满足界面上的热流连续或温度连续条件,大大的增加了计算量。而且由于油膜的几何形状一般是不规则的,难以选择合适的数值方法。为此,本研究使用了杨沛然^[4]在进行可倾滑块温度分析时选择的差分格式和步进扫描法将轴瓦和油膜温度一次性解出。计算中证实这种算法收敛速度和精度的确令人满意。

差分网格为 $i \times j \times k_p = 40 \times 10 \times 28$ 及 $k = 20$, 其中: i 为沿圆周方向的节点数; j 为沿轴线方向的节点数; k_p 为沿膜厚方向从轴颈表面到轴瓦的外表面的节点数; k 为沿膜厚方向从轴颈表面到油膜与轴瓦交界面的节点数。程序流程示意图如图1所示。

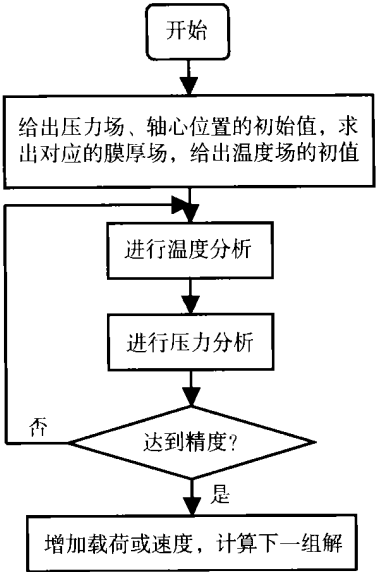


图1 圆轴承三维热流体润滑分析程序流程图

Fig.1 Program flow chat of the three dimensional THD analysis of circular journal bearing

4 程序的验证及数值计算结果分析

4.1 程序的验证

在轴承几何参数、外载和转速给定的情况下,用 Newton-Raphson 法一次性求出了轴承的压力分布及偏心率 and 偏位角,将所得结果与顺解法即给定轴承的几何参数、转速和偏心率求解轴承的压力分布、偏位角和承载能力所得到的结果相比较,如图2(纵坐标 ϵ 表示轴颈的偏心率)所示,两

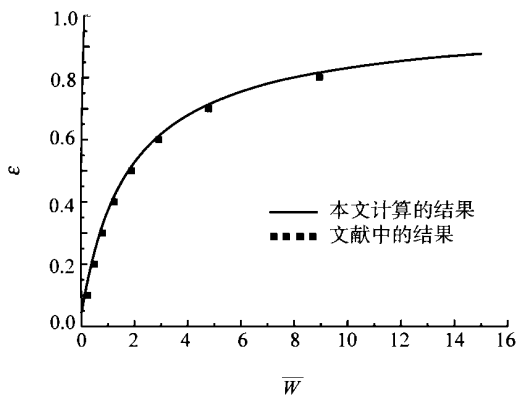


图2 图2 程序验证曲线

Fig. 2 Confirmation of the program

种算法的一致性证明了我们所使用的算法及编制程序的正确性。其中顺解法是参考朱均^[6]经过实验验证的结论。

4.2 结果分析

4.2.1 考虑三维温度与二维绝热及等温假设的比较

表1给出了分别在等温、二维绝热和考虑三维温度场情况下轴颈的偏心位置。轴承数据取文献[7]中给出的数据。

表1 偏心位置比较

Table 1 Comparison of eccentricity

	本文求得的结果		文献中的结果	
	x	y	x	y
等温	26.1	- 16.3	25.2	- 15.8
二维绝热	28.9	- 20.4	27.8	- 19.8
三维温度	27.7	- 18.9		

表中: x 为水平方向的轴心偏心距; y 为竖直方向轴心的偏心距。三种情况得到的结果有很大差异,二维绝热解得到的偏心距最高。这主要是由

于轴瓦传热为零,粘性耗散所产生的热量全部被油流带走,过高的估计了油膜的温度,从而低估了润滑油的粘度所造成的。因而可以说,考虑三维温度比二维绝热假设能取得更为准确的结果。另外,本文得出的偏心距与文献中结果相比较相差很小,可以证明所编制的程序的正确性。

4.2.2 压力分布与温度分布

对于目前的题目,最需关心的是重载条件下的数值解。其原因是:第一,从数值方法的角度去看,某种解法能否在重载时也顺利收敛是判断这种解法是否成功和是否有推广价值的重要标志;第二,从工程实践的角度看,在重载下工作的轴承最容易出问题,所以人们对其润滑特性就格外关心。鉴于这种考虑,在这里我们将讨论在重载情况下圆轴承的压力分布和温度分布。

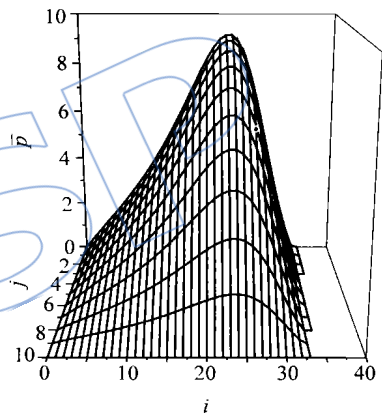


图3 油膜压力分布图

Fig. 3 Distribution of the oil film pressure

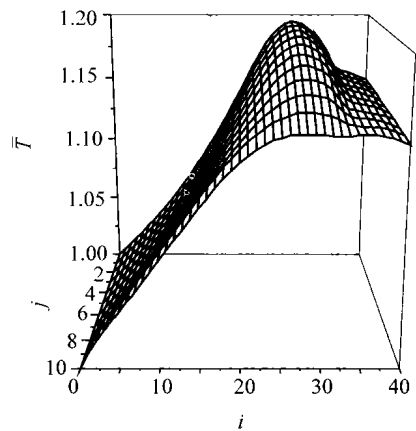


图4 轴瓦与油膜界面温度分布

Fig. 4 Temperature distribution of the interface between the film and the bush

图3和图4分别是在工作参数为 $U = 40$ 和 W

$= 10 (U = 40 \text{ m/s}, W = 124000 \text{ N})$ 时张角为 150° 圆轴承的压力分布和温度分布。另外, 为了减小工作量, 利用对称性, 解题时只在半个轴承上进行计算, 因而图中也只给出半个轴承的压力分布和温度分布。而且, 由于温度是三维空间内的分布函数, 所以难以用曲线或曲面把整个温度场描绘出来, 我们只给出某些有代表性面上的温度分布。

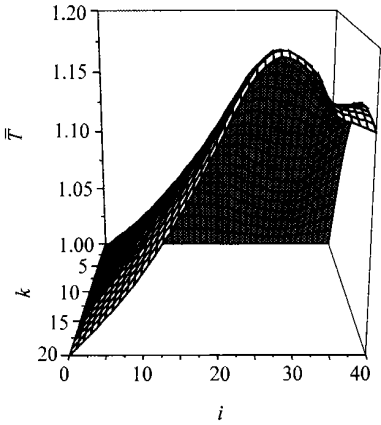


图5 对称平面 $\bar{y} = 0$ 上油膜内的温度分布
Fig. 5 Temperature distribution of the symmetrical plane $\bar{y} = 0$

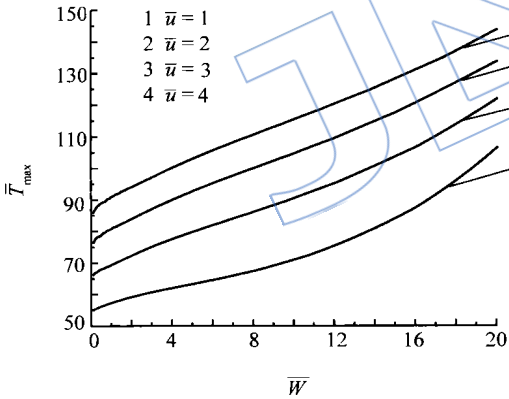


图6 载荷对油膜最高温度的影响
Fig. 6 Influence of the load to the maximum temperature

比较图3和图4可知, 界面温度的分布规律与压力的分布规律虽有相似之处, 如在压力的峰值处界面温度也存在着峰值等, 但两者的差异也是明显的。压力在两侧和出口边界上均与环境压力相同, 但在这些边界, 尤其是出口边界上, 界面温度却比环境温度高出很多。从图5可以看出, 运动表面的流体质点的温度最低, 在油膜中随着 $\bar{r}$ 坐标的增加, 温度升高, 在靠近油膜和轴瓦交界面处温度又有些下降, 这是由于轴瓦的热传导造成的。

即最高温度并不在油膜和轴瓦交界面, 而是出现在靠近轴瓦的某处, 在不同的圆周位置, 最高温度出现的位置也不同。总的来说, 轴承中的温度在圆周、轴线和膜厚方向都有很大的变化。因而可以说考虑三维温度比考虑二维温度将得到更为准确的轴承润滑性能。

4. 2. 3 油膜最高温度随工作参数的变化情况

由图6和图7可知, 随着外载的增加和轴颈转速的增加轴瓦表面温度升高, 尤其是轴瓦表面温

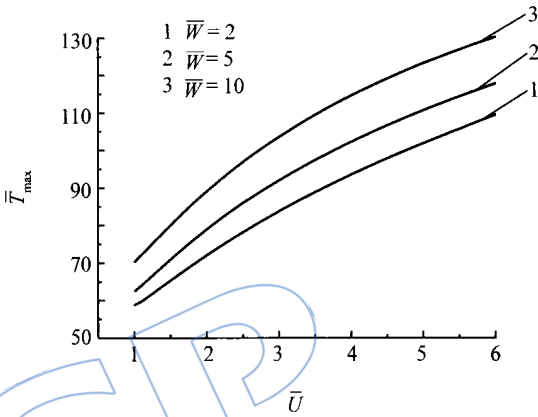


图7 轴颈转速对油膜最高温度的影响
Fig. 7 Influence of the shaft velocity to the maximum temperature

度随着轴颈转速的增加而急剧升高, 温度升高, 润滑油粘度降低, 从而轴承的润滑性能将发生很大变化。

5 结 论

(1) 联立求解了广义雷诺方程、三维能量方程及三维热传导方程, 在轴瓦和油膜交界面使用热流连续性边条, 得到油膜和轴瓦的三维温度场, 结果表明油膜温度沿轴线、圆周方向和膜厚方向都是变化的, 在压力峰值处出现温度峰值, 发现最高温度并不出现在油膜和轴瓦交界表面, 不同圆周位置沿膜厚方向的最高温度出现位置不同。

(2) 用 Newton-Raphson 法求解了广义雷诺方程和载荷平衡方程, 一次性解出了各节点的压力和轴颈平衡位置; 用快速扫描法求解了由有限差分分离散的油膜能量方程和轴瓦的热传导方程; 大大节约了计算时间。

(3) 比较了考虑三维温度和考虑二维温度时的轴承的润滑性能, 发现二者之间有很大的差别。

(4) 考察了工作参数即外载荷和轴颈转速对油膜温度的影响。可知随着外载荷和轴颈转速的

增加温度升高,且转速对温度的影响更为明显,从而影响着轴承的润滑性能。

参考文献:

[1] Pinkus O. Thermal Aspects of Fluid Film Tribology[R]. ASME Press. New York, 1990: 506.

[2] Monmousseau P, Fillon M, Frene J. Transient Thermoelasto-hydrodynamic Study of Tilting-Pad Journal Bearings- Comparison between Experimental Data and Theoretical Results [J]. Journal of Tribology, 1997, 119: 401- 407.

[3] Piffeteau S, Souchet D, Bonneau D. Influence of Thermal and Elastic Deformations on Connecting-Rod Big End Bearing

Lubrication under Dynamic Loading[J]. Journal of Tribology, 2000, 122: 181- 191.

[4] 杨沛然. 流体润滑数值分析[M]. 北京: 国防工业出版社, 1998.

[5] 常秋英. 径向可倾瓦轴承的静态热弹性流体动力润滑研究 [D]. 青岛: 青岛建筑工程学院, 1999.

[6] 朱均, 虞烈. 流体润滑理论[Z]. 西安: 西安交通大学润滑理论及轴承研究所, 1991.

[7] Gadangi R K, Palazzolo A B, Kim J. Transient analysis of plain and tilt pad journal bearing including fluid film temperature effects[J]. Journal of tribology, 1996, 118: 423- 430.

(责任编辑 吴一黄)

