

激光微织构滚动轴承表面润滑性能的数值分析

华希俊¹, 许洪山¹, 陈亚林², 解玄¹, 徐上¹, 王成¹

(1.江苏大学 机械工程学院, 江苏 镇江 212013; 2.江苏西希维轴承有限公司, 江苏 镇江 212013)

摘要: **目的** 研究圆柱滚子轴承摩擦副织构化表面润滑性能, 探讨工况参数(载荷、转速)和微织构几何形态参数(面积占有率)对油膜平均无量纲压力的影响规律。**方法** 基于弹性流体动压润滑机理, 利用有限长线接触弹流润滑理论建立理论模型, 采用有限差分法对 Reynolds 方程进行离散, 并运用多重网格法进行数值分析。**结果** 在微织构面积占有率 $S_p=0.095$ 、深度 $h_p=6\ \mu\text{m}$ 的前提下, 当载荷由 100 N 升为 500 N 时, 油膜平均无量纲压力随之增大。在微织构面积占有率 $S_p=0.095$ 、深度 $h_p=6\ \mu\text{m}$ 的前提下, 当转速由 100 r/min 升为 500 r/min 时, 油膜平均无量纲压力随之增大。在载荷 $W=200\ \text{N}$ 、转速 $n=200\ \text{r/min}$ 的前提下, 当微织构面积占有率由 0.05 升为 0.15 时, 油膜平均无量纲压力随之增大; 当微织构面积占有率由 0.15 升为 0.25 时, 油膜平均无量纲压力随之减小。**结论** 圆柱滚子轴承微织构表面的油膜平均无量纲压力随着载荷和转速的增大而增大, 随着微织构面积占有率的增大而先增大后减小。

关键词: 圆柱滚子轴承; 织构化表面; 多重网格法; 油膜平均无量纲压力

中图分类号: TH117 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3660(2018)03-0036-06

DOI: 10.16490/j.cnki.issn.1001-3660.2018.03.006

Numerical Analysis on Lubrication Performance of Laser Micro-textured Roller Bearings

HUA Xi-jun¹, XU Hong-shan¹, CHEN Ya-lin², XIE Xuan¹, XU Shang¹, WANG Cheng¹

(1.School of Mechanical Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China;

2.Jiangsu CCTY Bearing Co., Ltd, Zhenjiang 212013, China)

ABSTRACT: The work aims to study on lubrication performance of textured cylindrical roller bearing friction pair, and explore law of influence of duty parameters (load, speed) and micro-textured geometry geometrical morphology parameters (area density) on average dimensionless pressure of oil film. Based on elastohydrodynamic lubrication mechanism, a theoretical model was established by applying finite line contact elastohydrodynamic lubrication theory. Finite difference method was used to discretize Reynolds equation and multi-grid method was applied to the numerical analysis. Provided with $S_p=0.095$ and $h_p=6\ \mu\text{m}$, the average dimensionless pressure of oil film increased as the load increased from 100 N to 500 N; provided with $S_p=0.095$ and $h_p=6\ \mu\text{m}$, the average dimensionless pressure of oil film increased as the speed increased from 100 r/min to 500 r/min; provided with $W=200\ \text{N}$ and $n=200\ \text{r/min}$, the average dimensionless pressure of oil film increased as the micro-texture area density increased from 0.05 to 0.15; as the micro-texture area density increased from 0.15 to 0.25, the average dimensionless pressure of oil film decreased. The average dimensionless pressure of oil film on micro-textured cylindrical roller bearing increases with in-

收稿日期: 2017-09-29; 修订日期: 2017-10-14

Received: 2017-09-29; Revised: 2017-10-14

基金项目: 国家自然科学基金(51375211, 51375213); 江苏省产业前瞻与共性关键技术项目(BE2017122)

Fund: Supported by the National Natural Science Foundation of China (51375211, 51375213), Key Technology Projects and Common Industry Outlook in Jiangsu Province (BE2017122)

作者简介: 华希俊(1966—), 男, 工学博士, 教授, 主要研究方向为激光表面改性、摩擦学设计与固体润滑等。

Biography: HUA Xi-jun (1966—), Male, Ph. D., Professor, Research focus: laser surface modification, tribology design and solid lubrication.

crease of load and speed, and increases first and then decreases with the increase of micro-texture area density.

KEY WORDS: cylindrical roller bearing; textured surface; multi-grid method; average dimensionless pressure of oil film

当前, 激光微织构技术取得了快速发展, 大量理论研究和科学试验表明^[1-3], 将激光微织构技术运用在摩擦副表面, 可以显著提高摩擦副表面的摩擦学性能。凹坑像许多微型储油池, 为工作表面提供润滑油, 有利于产生流体动压力, 提高表面整体润滑性能。近年来, 众多学者对轴承的润滑理论进行了研究, 而针对具有微织构的圆柱滚子轴承润滑状态下的摩擦研究相对较少。

Reynolds^[4]在 Tower 机车车轮轴承试验的基础上, 应用流体动力学知识, 推导出了描述流体压力分布规律的偏微分方程——Reynolds 方程。J. H. Rumbarger^[5]基于湍流涡旋主导流动和润滑油流经轴承的作用, 对高速燃气涡轮发动机主轴轴承建立了流体力学模型。Dowson^[6]基于弹流润滑理论, 建立了向心圆柱滚子轴承的弹流润滑模型, 分析了无量纲速度、载荷对最小油膜厚度的影响。富彦丽^[7]基于非 Newton 流体对径向轴承进行润滑研究, 并对其进行了数值仿真。马自强^[8]应用计算流体动力学和结构有限单元法, 以动压轴承为例, 求解了油膜的应力场、温度场和轴瓦的应力场, 并在此基础上绘制了轴承的特性曲线, 为动压轴承的设计和失效分析提供有效的数据。张宇^[9]对深沟球轴承滚动体与滚道椭圆接触的稳态与瞬态润滑问题进行了分析, 发现表面粗糙度、表面几何形态对摩擦系数的影响较小。朱敏^[10]对织构在推力滑动轴承中的应用进行了初步研究, 发现由于织构的存在, 轴承的承载能力比光滑表面有所提高。

本文以具有微织构的圆柱滚子轴承为研究对象, 通过建立圆柱滚子轴承的弹流润滑理论分析模型, 运用多重网格法对圆柱滚子轴承表面油膜压力分布进行数值求解, 并以油膜平均无量纲压力作为主要衡量标准, 研究了工况参数(载荷、转速)和微织构几何形貌参数(面积占有率)对润滑油膜平均无量纲压力的影响。

1 圆柱滚子轴承的运动分析

1.1 当量曲率半径 R

设外圈滚道的半径为 R_1 , 内圈滚道的半径为 R_2 , 滚子的直径为 $D_3=2R_3$, 并令 $\lambda = \frac{D_3}{D_m}$ (D_m 为内外圈平均直径), 则对于滚子与内圈滚道的接触点:

$$R = \frac{R_1 R_3}{R_1 + R_3} = \frac{\left(\frac{D_m}{2} - \frac{D_3}{2}\right) \frac{D_3}{2}}{\left(\frac{D_m}{2} - \frac{D_3}{2}\right) + \frac{D_3}{2}} = \frac{D_3}{2} (1 - \lambda) \quad (1)$$

1.2 卷吸速度 u_e

设滚子与内、外圈的接触点分别为 A 、 B , 内圈转动, 外圈静止, 见图 1。若 n 为轴承内圈的转速, 可知滚子在滚动中做平面运动。故外圈上的 B 点为速度瞬心, 设 ω_1 为滚子相对于 B 点的角速度, ω_2 为滚子公转的角速度, ω 为滚子自转角速度, 滚子公转转速为 n_c , 自转转速为 n_0 。

内圈 A 点的速度为:

$$v_A = 2\pi n R_1 \quad (2)$$

滚子上 A 点的速度为:

$$v_A = 2R_3 \omega_1 \quad (3)$$

将式(2)和(3)联立得:

$$\omega_1 = \pi n R_1 / R_3 \quad (4)$$

滚子圆心 O' 点的速度为:

$$v_{O'} = \omega_1 R_3 = \omega_2 (R_1 + R_3) = 2\pi n_c (R_1 + R_3) \quad (5)$$

将(4)式代入式(5)得:

$$\omega_2 = \frac{\pi n R_1}{R_1 + R_3} \quad (6)$$

则滚子的公转转速为:

$$n_c = \frac{n R_1}{2(R_1 + R_3)} \quad (7)$$

这样接触点的表面平均速度为:

$$u_1 = u_2 = \frac{\pi}{30} (n - n_c) \left(\frac{D_m}{2} - \frac{D_3}{2} \right) = \frac{\pi n}{30} \cdot \frac{D_3}{4} \cdot \frac{1 - \lambda^2}{\lambda} \quad (8)$$

$$u_e = \frac{u_1 + u_2}{2} = \frac{\pi}{30} (n - n_c) \left(\frac{D_m}{2} - \frac{D_3}{2} \right) = \frac{\pi n}{30} \cdot \frac{D_3}{4} \cdot \frac{1 - \lambda^2}{\lambda} \quad (9)$$

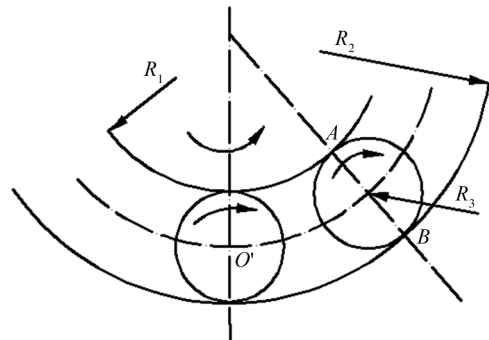


图 1 圆柱滚子轴承几何关系

Fig.1 Geometrical relationship of cylindrical roller bearings

2 圆柱滚子轴承润滑模型

2.1 接触模型

滚动轴承滚子与滚道之间的弹性接触问题可以转换为具有当量曲率半径 R 和当量弹性模量 E 的弹性圆柱与刚性平面的接触问题。鉴此, 本文将如图 1 所示的圆柱滚子与内圈的接触简化为一个当量弹性圆柱与一个刚性平面的接触, 如图 2 所示。

假设每个微织构都处在边长为 L 的正方形控制单元中心, S_p 为微织构在内圈表面的面积占有率, r_p 为微织构半径, h_p 为中心深度, 则有:

$$L = r_p \sqrt{\frac{\pi}{S_p}} \quad (10)$$

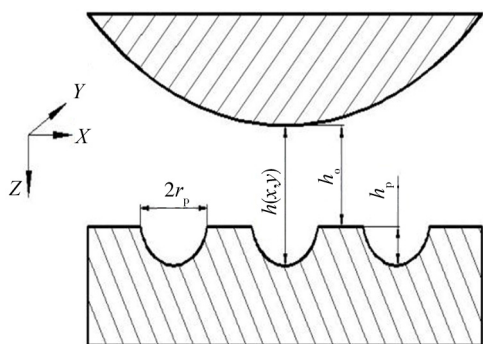


图 2 微织构圆柱滚子轴承线接触模型
Fig.2 Line contact model of micro-textured cylindrical roller bearing

2.2 基本方程

Reynolds 方程为:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6u_e \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} \quad (11)$$

式中: P 为润滑介质压力 (Pa); η 为润滑介质在压力 p 下的动力黏度 (Pa·s); u_e 为摩擦副间的表面卷吸速度 (m/s); h 为油膜厚度 (m)。

Reynolds 空化边界条件为:

$$\begin{cases} p(x = X_{in}, y) = 0 \\ p(x = X_{out}, y) = \frac{dp(x = X_{out}, y)}{dx} = 0 \end{cases} \quad (12)$$

式中: X_{in} 、 X_{out} 分别为油膜入口和油膜出口位置。

膜厚方程为:

$$h(x, y) = \begin{cases} h_0 + \frac{x^2}{2R} & (x, y) \notin \Omega \\ h_0 + \frac{x^2}{2R} + h_p - \frac{h_p(x^2 + y^2)}{r_p^2} - \frac{2}{\pi E} \int_{in}^{out} p(x') \ln(x - y)^2 dx' & (x, y) \in \Omega \end{cases} \quad (13)$$

式中: $h(x, y)$ 为名义油膜厚度; h_0 为中心油膜平

均厚度; r_p 为微凹腔半径; h_p 为微凹腔的深度; Ω 为微凹腔区域。

粘压方程为:

$$\eta = \eta_0 \exp \left\{ (\ln \eta_0 + 9.67) \left[(1 + 5.1 \times 10^{-9} p)^{-1} - 1 \right] \right\} \quad (14)$$

式中: η_0 为环境压力下润滑油黏度, $\eta_0 = 0.08$ Pa·s。

密压方程为:

$$\rho = \rho_0 \left(1 + \frac{0.6p \times 10^{-9}}{1 + 1.7p \times 10^{-9}} \right) \quad (15)$$

式中: ρ_0 为环境压力下的密度, $\rho_0 = 840$ kg/m³。

载荷方程为:

$$w(x, y) = \iint_{\Omega} p dx dy \quad (16)$$

式中: $w(x, y)$ 为外载荷 (N); p 为润滑油压力 (Pa)。

流体膜平均压力求解方程为:

$$p_{av} = \frac{\iint_{\Omega} p(x, y) dx dy}{A} \quad (17)$$

式中: p_{av} 为流体膜平均压力 (Pa); A 为流体膜的面积 (m²)。

3 数值求解

3.1 润滑方程的无量纲化

$$X = \frac{x}{r_p}, \quad Y = \frac{y}{r_p}, \quad H = \frac{h}{h_0}, \quad H_p = \frac{h_p}{h_0}, \quad P = \frac{p}{10^3 p_0},$$

$$W = \frac{w}{10^3 p_0 E R l}, \quad \bar{\rho} = \frac{\rho}{\rho_0}, \quad \bar{\eta} = \frac{\eta}{\eta_0}, \quad G = \alpha E'.$$

将上述量纲一化参数代入, 则 Reynolds 方程变为:

$$\frac{\partial}{\partial X} \left(\frac{\bar{\rho} H^3}{\bar{\eta}} \frac{\partial P}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left(\frac{\bar{\rho} H^3}{\bar{\eta}} \frac{\partial P}{\partial Y} \right) = k_1 \frac{\partial(\bar{\rho} H)}{\partial X} \quad (18)$$

$$\text{式中: } k_1 = \frac{3\eta_0 u_e r_p}{500 p_0 h_0^2}.$$

压力方程变为:

$$\begin{cases} p(X = X_{in}, Y) = \frac{P}{10^3 p_0} = 0 \\ p(X = X_{out}, Y) = \frac{1}{r_p} \frac{\partial P}{\partial X} = 0 \end{cases} \quad (19)$$

膜厚方程变为:

$$H(X, Y) = \begin{cases} 1 + k_2 X^2 & (X, Y) \notin \Omega \\ 1 + k_2 X^2 + H_p(1 - X^2 - Y^2) - \frac{1}{\pi} \int_{in}^{out} \ln|X - X'| p(X') dX' & (X, Y) \in \Omega \end{cases} \quad (20)$$

$$\text{式中: } k_2 = \frac{r_p^2}{2R h_0}.$$

粘压方程变为:

$$\bar{\eta} = \exp\left\{(\ln \eta_0 + 9.67)\left[\left(1 + 5.1 \times 10^{12} P p_0\right)^{\frac{1}{2}} - 1\right]\right\} \quad (21)$$

密压方程变为:

$$\bar{\rho} = \left(1 + \frac{0.6 \times 10^{-6} P p_0}{1 + 1.7 \times 10^{-6} P p_0}\right) \quad (22)$$

载荷方程变为:

$$W(X, Y) = \frac{r_p}{ERl} \iint_{\Omega} P dX dY \quad (23)$$

平均压力方程变为:

$$P_{av} = \frac{\iint P dX dY}{L^2} \quad (24)$$

3.2 相关参数

本文研究稳态工况条件下圆柱滚子与滚道两表面做纯滚动的线接触弹流润滑理论。采用 MATLAB 编写程序并进行数值模拟圆柱滚子轴承微织构表面润滑油膜的压力分布。在数值计算中, 主要参数如表 1 所示。

表 1 主要计算参数

Tab.1 Primary calculation parameters

参数	数值
环境压力 p_0/MPa	0.1013
弹性模量 E/Pa	2.25×10^{11}
轴承 $(d \times D \times B)/\text{mm}$	$0.22 \times 0.44 \times 0.12$
滚子有效长度 l/mm	0.085
滚子半径 R_2/mm	0.0225
内圈滚道的半径 R_1/mm	0.1325
当量曲率半径 R/mm	0.0192
环境黏度 $\eta_0/(\text{Pa} \cdot \text{s})$	0.08
环境密度 $\rho_1/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	870

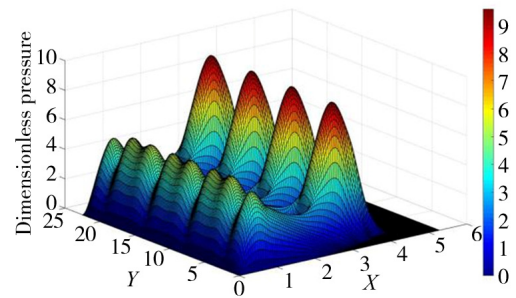
4 数值模拟结果与分析

4.1 平均无量纲压力分布

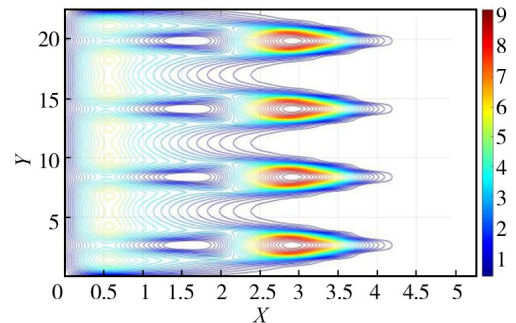
考虑到滚道表面相邻微织构之间流体动压效应相互叠加和耦合作用, 选取轴向 4 个微织构进行数值分析。图 3 为载荷 $W=250 \text{ N}$ 、转速 $n=250 \text{ r/min}$ 、微织构面积占有率 $S_p=0.095$ 、深度 $h_p=6 \mu\text{m}$ 时的平均无量纲压力分布图、平均无量纲压力等压线分布图。

从图 3 可以看出, 激光微织构处理后的圆柱滚子轴承表面的油膜压力较光滑表面的油膜压力显著增加, 这是由于具有微织构几何形貌的圆柱滚子轴承表面的流体动压效应显著增强, 产生了隔离滚子与滚道

两摩擦表面的流体动压力, 从而达到改善润滑、降低摩擦磨损的效果。



a 平均无量纲压力分布



b 平均无量纲压力等压线分布

图 3 流体膜平均无量纲压力分布

Fig.3 Average dimensionless pressure distribution of fluid film: a) average dimensionless pressure distribution, b) isobaric distribution of average dimensionless pressure

4.2 载荷的影响

图 4 表示出了微织构面积占有率 $S_p=0.095$, 深度 $h_p=6 \mu\text{m}$, 转速分别为 100、200、300 r/min 时, 平均无量纲压力与载荷的关系曲线。可见三种转速下, 随着载荷的增大, 油膜平均无量纲压力均增大。当转速一定时, 由于载荷的增大使得滚道表面润滑油膜变

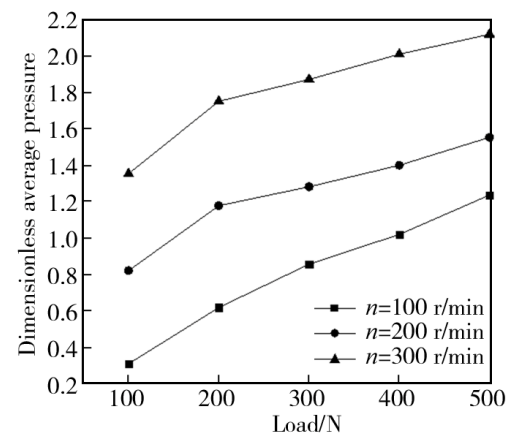


图 4 平均无量纲压力与载荷关系曲线
($S_p=0.095$, $h_p=6 \mu\text{m}$)

Fig.4 Relationship between average dimensionless pressure and load ($S_p=0.095$, $h_p=6 \mu\text{m}$)

薄,从而使相对应的油膜压力增大,所以润滑油膜的平均无量纲压力随着载荷的增大而增大。

4.3 转速的影响

图 5 是转速微织构面积占有率 $S_p=0.095$, 深度 $h_p=6\ \mu\text{m}$, 载荷分别为 100、200、300 N 时, 平均无量纲压力与转速的关系曲线。由图 5 可见, 三种载荷下, 随着转速的增大, 油膜平均无量纲压力均增大。这是因为一方面, 随着转速的增大, 加速了润滑油的黏性作用; 另一方面, 随着转速的增大, 增强了圆柱滚子表面微凹腔内产生流体动压效应, 从而使油膜的压力增大。

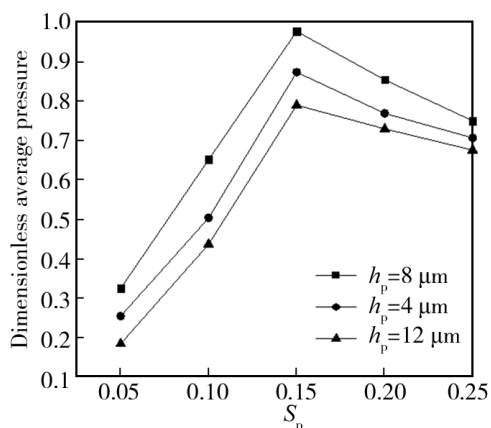


图 5 平均无量纲压力与转速关系曲线
($S_p=0.095$, $h_p=6\ \mu\text{m}$)

Fig.5 Relationship between average dimensionless pressure and speed ($S_p=0.095$, $h_p=6\ \mu\text{m}$)

4.4 微织构面积占有率的影响

图 6 为载荷 $W=200\ \text{N}$, 转速 $n=200\ \text{r/min}$, 凹坑深度分别为 4、8、12 μm 时, 平均无量纲压力与微织构面积占有率的关系曲线。从图 6 可以看出, 平均无量纲压力的大小对微织构面积占有率的变化比较敏

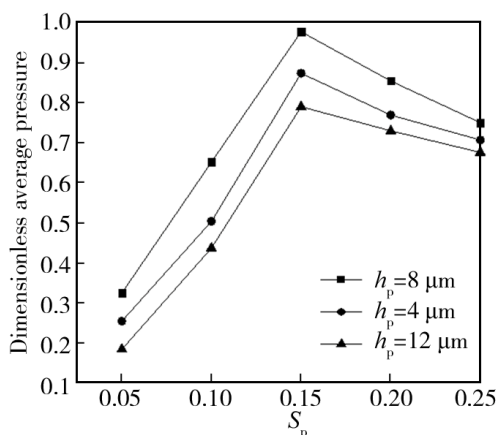


图 6 平均无量纲压力与面积占有率关系曲线
($W=200\ \text{N}$, $n=200\ \text{r/min}$)

Fig.6 Relationship between average dimensionless pressure and area density ($W=200\ \text{N}$, $n=200\ \text{r/min}$)

感, 随着面积占有率逐步增加, 油膜的平均无量纲压力呈现出先增大后减小的趋势, 并存在最优的面积占有率 $S_p=0.15$ 。这可能是由于圆柱滚子表面微织构面积占有率的增加会减少圆柱滚子与滚道两表面间的直接接触, 增强了流体动压润滑效应, 使无量纲平均摩擦力减小。面积占有率过大, 微凹坑之间的间距变小, 导致流体动压效应相互干涉, 破坏了润滑油的流动, 因此油膜压力减小。

5 结论

1) 随着载荷和转速的增大, 圆柱滚子轴承微织构表面的油膜平均无量纲压力增大。

2) 微织构直径为 80 μm 、深度为 8 μm 时, 随着面积占有率的增加, 油膜平均无量纲压力呈现出先增大后减小的趋势, 并存在最优的面积占有率。

参考文献:

- [1] ETSION L, KLIGENNAN Y, HALPERIN G. Analytical and Experimental Investigation of Laser-textured Mechanical Seal Faces [J]. Tribol Trans, 1999(42): 511-516.
- [2] SCHRECK S, ZUM GAHR K H. Laser-assisted Structuring of Ceramic and Steel Surfaces for Improving Tribological Properties[J]. Applied Surface Science, 2005(1): 616-622.
- [3] KOVALCHENKO A, AJAYI O, ERDEMIR A, et al. The Effect of Laser Surface Texturing on Transitions in Lubrication Regimes during Unidirectional Sliding Contact[J]. Tribology International, 2005(3): 219-225.
- [4] REYNOLDS O. On the Theory of Lubrication and Its Application to Beauchamp Tower's Experiments, Including All Experiment Determination of the Viscosity of Olive Oil[J]. Phil Trans Roy Soc A, 1886, 177: 157- 234.
- [5] RUMBARGER J H, FILETTI E G, GUBERNICK D. Gas Turbine Engine Main Shaft Roller Bearing-system Analysis[J]. Journal of Tribology, 1973, 95(4): 401- 416.
- [6] DOWSON D, HIGGINSON G R. Elastohydrodynamic Lubrication[M]. Oxford: Pergamon Press, 1977.
- [7] 富彦丽, 朱均, 杨沛然. 径向轴承非 Newton 流体润

- 滑的研究及其数值仿真[J]. 系统仿真学报, 2003, 15(6): 902-904.
- FU Yan-li, ZHU Jun, YANG Pei-ran. Research and Numerical Simulation of Non-Newton Fluid Lubrication of Radial Bearing[J]. Journal of Systems Simulation, 2003, 15(6):902-904.
- [8] 马自强. 流体动压轴承的数值分析[D]. 沈阳: 东北大学, 2009.
- MA Zi-qiang. Numerical Analysis of Hydrodynamic Bearings[D]. Shenyang: Northeastern University, 2009.
- [9] 张宇, 谢里阳, 胡智勇, 等. 弹性流体动力润滑状态下滚动轴承摩擦的分析[J]. 东北大学学报(自然科学版), 2015, 36(7): 1000-1004.
- ZHANG Yu, XIE Li-yang, HU Zhi-yong, et al. Analysis of Rolling Bearing Friction under Elastohydrodynamic Lubrication [J]. Journal of Northeastern University (Natural Science Edition), 2015, 36(7): 1000-1004.
- [10] 朱敏. 织构化表面的润滑特性及推力轴承应用研究[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2013.
- ZHU Min. Study on Lubrication Characteristics of Textured Surfaces and Application of Thrust Bearings [D]. Wuhan: Wuhan University of Technology, 2013.
- [11] 杨沛然. 流体润滑数值分析[M]. 第一版. 北京: 国防工业出版社, 1998.
- YANG Pei-ran. Numerical Analysis of Fluid Lubrication[M]. First Edition. Beijing: National Defense Industry Press, 1998.
- [12] 温诗铸, 杨沛然. 弹性流体动力润滑[M]. 北京: 清华大学出版社, 1992.
- WEN Shi-zhu, YANG Pei-ran. Elastohydrodynamic Lubrication[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 1992.
- [13] 刘超群. 多重网格法及其在计算流体力学中的应用[M]. 北京: 清华大学出版社, 1995.
- LIU Chao-qun. Multigrid Method and Its Application in Computational Fluid Dynamics [M]. Beijing: Tsinghua University Press, 1995.
- [14] HEMKER P W. Introduction to Multigrid Methods[J]. Nieuw Archief Voor Wiskunde, 1981, 29(5): 421-432.
- [15] BRAMBLE J H, ZHANG X. The Analysis of Multigrid Methods[J]. Handbook of Numerical Analysis, 2000 (7): 173-415.