

接触表面性质对圆柱滚子轴承混合润滑的影响

周江敏, 刘晓玲, 李栋, 刘凤麒

(青岛理工大学 机械与汽车工程学院, 山东 青岛 266520)

摘要: **目的** 为了提高圆柱滚子轴承的润滑性能, 研究滚子与外圈表面纹理及硬弹比对圆柱滚子轴承混合润滑的影响。**方法** 基于平均流量模型、非牛顿效应、热效应和粗糙峰的弹塑性变形, 建立了圆柱滚子轴承有限长线接触热混合润滑模型。研究了表面纹理及硬弹比对膜厚、膜厚比、载荷比、平均摩擦系数及最高温度的影响。**结果** 随着表面纹理参数的增大, 油膜厚度逐渐减小, 粗糙峰接触压力、平均摩擦系数和载荷比逐渐增, 最高温度先减小后增大, 最小膜厚先增大后减小。但表面纹理参数小于 1/3 时, 对最小膜厚的影响非常小。表面硬度引起的完全塑性变形、弹塑性和塑性变形、完全弹塑性变形对润滑状态的影响不同。在硬弹比处于 0.01~0.03 时, 粗糙峰同时发生弹塑性和塑性变形, 油膜厚度、最小膜厚、载荷比、平均摩擦系数、粗糙峰接触压力及最高温度不随表面硬度而变化。当硬弹比小于 0.01 时, 粗糙峰产生完全塑性变形; 当硬弹比大于 0.03 时, 粗糙峰发生完全弹塑性变形。这两种情况的载荷比、平均摩擦系数、粗糙峰接触压力及最高温度均随着表面硬弹比的增大而增大。在不同工况下, 表面硬度与表面纹理参数对圆柱滚子轴承润滑状态的影响存在差异。在表面纹理参数小于 1/3 时, 表面硬度的影响占主导地位; 在表面纹理参数大于 1.0 时, 表面纹理参数的影响占据主导地位。**结论** 表面纹理参数等于 1.0 时, 润滑状态最好; 硬弹比处于 0.01~0.03 时, 综合润滑性能最好。在不同条件下, 表面纹理参数与表面硬度对润滑影响的程度不同。因此, 圆柱滚子轴承混合润滑中, 存在最佳的表面纹理参数和表面硬弹比。

关键词: 表面纹理; 表面硬度; 混合润滑; 非牛顿流体; 热效应; 弹塑性变形

中图分类号: TH133 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3660(2019)12-0174-08

DOI: 10.16490/j.cnki.issn.1001-3660.2019.12.020

Effect of Contact Surface Properties on Mixed Lubrication in Cylindrical Roller Bearings

ZHOU Jiang-min, LIU Xiao-ling, LI Dong, LIU Feng-qi

(School of Mechanical & Automotive Engineering, Qingdao University of Technology, Qingdao 266520, China)

ABSTRACT: The work aims to improve the lubrication performance of cylindrical roller bearings and study the effects of surface pattern and hardness to elastic modulus ratio of roller and outer ring on the mixed lubrication of cylindrical roller bearings. Based on the average flow model, non-Newtonian, thermal effect and elastic-plastic deformation of rough peak, a finite line contact thermal mixed lubrication model for cylindrical roller bearings was established. Effects of the surface pattern

收稿日期: 2019-04-02; 修订日期: 2019-10-29

Received: 2019-04-02; Revised: 2019-10-29

基金项目: 国家自然科学基金项目 (51475250, 51775286)

Fund: Supported by the National Natural Science Foundation of China (51475250, 51775286)

作者简介: 周江敏 (1995—), 男, 硕士研究生, 主要研究方向为润滑理论。

Biography: ZHOU Jiang-min (1995—), Male, Master, Research focus: analysis of mixed lubrication.

通讯作者: 刘晓玲 (1972—), 女, 博士, 教授, 主要研究方向为弹性流体动力润滑理论。邮箱: liu_xiaoling06@126.com

Corresponding author: LIU Xiao-ling (1972—), Female, Doctor, Professor, Research focus: elastohydrodynamic lubrication theory. E-mail: liu_xiaoling06@126.com

and hardness to elastic modulus ratio on the film thickness, the film thickness ratio, the load ratio, the average friction coefficient and the maximum temperature were studied. With the increase of the surface pattern parameter, the oil film thickness decreased gradually; the contact pressure, the average friction coefficient and the load ratio increased gradually; the maximum temperature decreased at first and then increased; and the minimum film thickness increased firstly and then decreased. However, when the surface pattern parameter was less than 1/3, the effect on the minimum film thickness was slight. Effects of the complete plastic deformation, the elastic-plastic and the plastic deformation, and the complete elastic-plastic deformation caused by the surface hardness on lubrication state were different. When the hardness to elastic modulus ratio was between 0.01 and 0.03, the elastic-plastic and the plastic deformation of the rough peak occurred simultaneously. The film thickness, the minimum film thickness, the load ratio, the average friction coefficient, the contact pressure and the maximum temperature did not change with the surface hardness. When the hardness to elastic modulus ratio was less than 0.01, the rough peak produced complete plastic deformation, and when the hardness to elastic modulus ratio was greater than 0.03, the rough peak underwent complete elastic-plastic deformation. The load ratio, the average friction coefficient, the contact pressure and the maximum temperature of the two cases all increased with the increase of surface hardness to elastic modulus ratio. The influence of surface hardness and pattern parameters in different conditions was different. When the surface pattern parameter was less than 1/3, the influence of surface hardness was dominant; and when the surface texture parameter was greater than 1.0, the influence of surface pattern parameter was dominant. When the surface pattern parameter is equal to 1.0, the lubrication state is the best. When the hardness to elastic modulus ratio is between 0.01 and 0.03, the comprehensive lubrication performance is the best. Under different conditions, the influence of surface pattern parameters and surface hardness on lubrication is different. Therefore, in the mixed lubrication of cylindrical roller bearings, there are the best surface pattern parameter and surface hardness to elastic modulus ratio.

KEY WORDS: surface pattern; surface hardness; mixed lubrication; non-Newtonian lubricant; thermal effect; elastic-plastic deformation

在工程实际中,运动副的表面都是粗糙的,没有绝对光滑的,对于比较苛刻的工况,油膜厚度与表面粗糙度处于同一数量级,使得运动副表面的粗糙峰相互接触,运动副处于混合润滑状态。

从 Johnson 等^[1]提出载荷分享机制与 Patir 和 Cheng 提出平均流量模型^[2]以来,很多学者基于平均流量模型对混合润滑进行了研究。Sander 和 Allmaier 等^[3]研究了滑动轴承从弹性流体动力润滑到混合润滑状态的摩擦行为,通过试验得到了 Stribeck 曲线,并用平均 Reynolds 方程进行数值模拟,但是由于是对滑动轴承的研究,所以研究中使用的载荷并不大,只达到了 MPa 级。Zhang 和 Hua 等^[4]研究了表面织构的形状、深度、距离和直径对混合润滑的影响,但其使用的表面织构并不是随机生成,且也不能代替表面纹理。Masjedi 和 Khonsari^[5-6]基于平均流量模型,分别建立了线接触和点接触混合润滑模型,拟合出了线接触和点接触的中心膜厚、最小膜厚以及载荷比公式。虽然 Masjedi 和 Khonsari 研究了表面硬度,并指出在不同硬度的条件下,油膜厚度变化不同,但没考虑表面纹理的影响,且建立的是无限长线接触模型。Hasim^[7]基于平均流量模型,研究了表面纹理,并考虑了热效应对混合润滑的影响,发现在横向粗糙度纹理条件下的膜厚大于在纵向粗糙度纹理条件下的膜厚,但其研究的是无限长线接触。刘乐民等^[8]、雷渡民等^[9]、王志坚等^[10]都基于平均流量模型对混合润滑

进行了研究,但都未考虑表面纹理及硬度的影响。

运动副表面经过加工会形成具有一定方向、深度和规律的纹理。运动副表面纹理与硬度对运动副的润滑性能有着重要的影响^[5-7]。因此,研究表面纹理以及硬度对混合润滑的综合影响非常有意义。本文拟结合圆柱滚子轴承,基于平均流量模型,建立考虑多种因素的有限长线接触混合润滑模型,并研究表面纹理及硬度对混合润滑的影响。

1 数学模型

图 1 给出了粗糙表面接触时的油膜厚度模型,图中, u_a 、 u_b 分别表示固体 a、b 的运动速度,且 $u_a > u_b$, h_i 表示实际油膜厚度 (m), h 表示由两个粗糙表面中线构成的名义膜厚 (m)。需要说明,在结果分析部分,将油膜厚度的最小值定义为最小膜厚,用 h_{\min} (m) 表示。

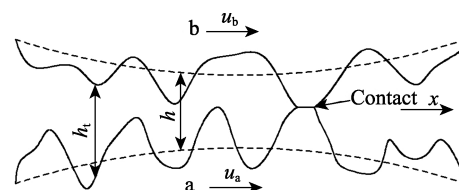


图 1 粗糙表面接触时的油膜厚度
Fig.1 Oil film thickness on rough surface contact

根据 Johnson 等^[1]的观点, 油膜与粗糙峰共同承担总负载, 所以总压力 p 是油膜压力 p_h 与粗糙峰压力 p_a 之和:

$$p = p_h + p_a \quad (1)$$

由 Patir 和 Cheng 平均流量模型^[2], 推导出有限长线接触广义平均 Reynolds 方程:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\varphi_x \left(\frac{\rho}{\eta} \right)_c h^3 \frac{\partial p_h}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\varphi_y \left(\frac{\rho}{\eta} \right)_c h^3 \frac{\partial p_h}{\partial y} \right) = 12u_c \frac{\partial(\rho^* h_T)}{\partial x} + 12\sigma \frac{u_a - u_b}{2} \frac{\partial(\rho^* \varphi_s)}{\partial x} \quad (2)$$

式中, φ_x 、 φ_y 为压力流量因子; φ_s 为剪切流量因子, 流量因子都是无量纲参数; u_c 为卷吸速度 (m/s), $u_c = (u_a + u_b)/2$; h_T 为 h_t 的平均值, 称为运动表面的平均间隙 (m); η 为非牛顿表观黏度 (Pa·s); ρ 为润滑油的密度 (kg/m^3); σ 为接触表面的综合粗糙

度 (m), 文中简称表面粗糙度, $\sigma = \sqrt{\sigma_a^2 + \sigma_b^2}$ (σ_a 、 σ_b 分别为固体 a、b 表面粗糙度的均方根值)。对于粗糙峰是 Gaussian 分布的表面, Patir 和 Cheng 推导了 φ_x 、 φ_y ^[2] 和 φ_z ^[12] 的表达式。

h_T 的表达式可写为^[11]:

$$h_T = 0.5h \left[1 + \operatorname{erf} \left(\frac{h}{\sqrt{2}\sigma} \right) \right] + \frac{\sigma}{\sqrt{2\pi}} \exp \left(\frac{-h^2}{2\sigma^2} \right) \quad (3)$$

为了更好地描述表面纹理, 采用粗糙峰的长宽比, 并且引入表面纹理参数 γ 来表示。图 2 给出了三种典型的表面纹理。当 $\gamma > 1$, 粗糙峰 x 方向的尺度大于 y 方向的尺度, 即为纵向粗糙度纹理; $\gamma = 1$, 粗糙峰 x 方向与 y 方向的尺度基本相同, 即为粗糙度各项同性; $\gamma < 1$, 粗糙峰 x 方向的尺度小于 y 方向的尺度, 即为横向粗糙度纹理。图中的虚线为润滑油的流动方向。

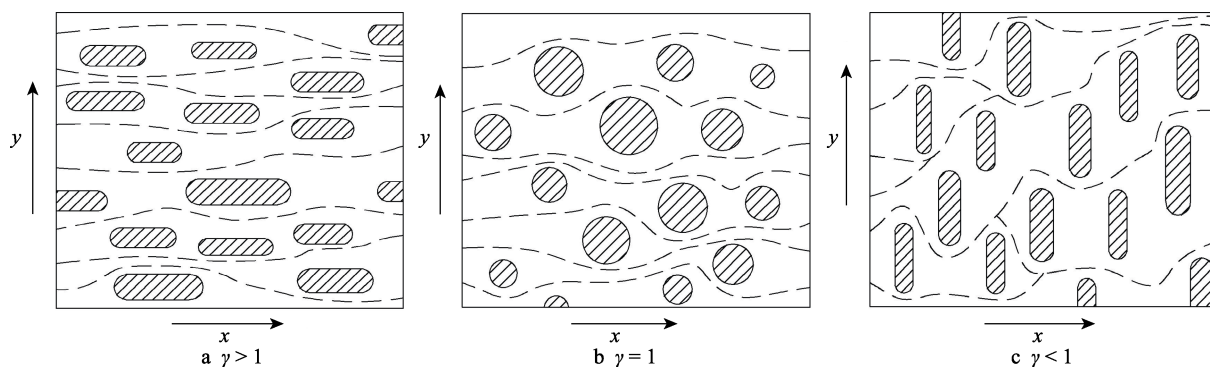


图 2 三种典型的表面纹理
Fig.2 Three typical surface patterns

式 (2) 中非牛顿表观黏度 η 和密度 ρ 分别可通过 Roelands 粘压-粘温关系式^[13]和 Dowson-Higginson 密压-密温关系式^[14]求解。油膜名义厚度 h 通过文献^[15]的膜厚方程求解。需要注意的是, 计算两表面的变形量所使用的压力是总压力 p 。

在计算粗糙峰接触应力时, 考虑到粗糙峰的弹性变形、弹塑性变形及完全塑性变形, 采用 Zhao 等^[16]建立的粗糙峰接触模型 (ZMC), 求解粗糙峰接触应力:

$$p_a = \frac{2}{3} E' n \beta^{0.5} \sigma^{1.5} \left(\frac{\sigma}{\sigma_s} \right) \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{h^* - y_s^* + w_1^*}^{h^* - y_s^* + w_1^*} w^{*1.5} e^{-0.5 \left(\frac{\sigma}{\sigma_s} Z^* \right)^2} dZ^* + 2\pi \cdot \text{HD} \cdot n \beta \sigma \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \left(\frac{\sigma}{\sigma_s} \right) \int_{h^* - y_s^* + w_2^*}^{\infty} w^{*1.5} e^{-0.5 \left(\frac{\sigma}{\sigma_s} Z^* \right)^2} dZ^* + \pi \cdot \text{HD} \cdot n \beta \sigma \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \left(\frac{\sigma}{\sigma_s} \right) \times \int_{h^* - y_s^* + w_1^*}^{h^* - y_s^* + w_2^*} w^{*1.5} e^{-0.5 \left(\frac{\sigma}{\sigma_s} Z^* \right)^2} \times \left[1 - 0.6 \frac{\ln w_2^* - \ln w_1^*}{\ln w_2^* - \ln w_1^*} \right] \times \left[1 - 2 \left(\frac{w^* - w_1^*}{w_2^* - w_1^*} \right)^3 + 3 \left(\frac{w^* - w_1^*}{w_2^* - w_1^*} \right)^2 \right] dZ^* \quad (4)$$

式中, $w^* = z^* - h^* + y_s^*$, $w^* = w/\sigma$, $z^* = z/\sigma$, $h^* = h/\sigma$, $y_s^* = y_s/\sigma$; E' 为综合弹性模量 (Pa); HD 为表面的维氏硬度 (Pa), 为研究材料表面硬度的影响, 取硬度与综合弹性模量的比值 HD/E' (简称硬弹比) 作为参数; β 为粗糙峰的半径 (m); n 为粗糙峰的密度 (m^{-2})。值得注意的是, $n\beta\sigma$ 的乘积对于不同的表面没有太大变化, 故文中 $n\beta\sigma$ 的乘积视为恒定, 并取 $n\beta\sigma = 0.05$ ^[5]。 w_1 为开始产生屈服的位移点 (m); w_2 为产生完全塑性变形的位移 (m), $w_2 = 54w_1$ ^[16]; σ_s 为表面峰值点的均方根值 (m); y_s 为表面高度中线与表面峰值点中线的距离 (m), 根据 McCool 提出的公式进行计算^[17]。

混合润滑条件下油膜的能量方程为:

$$c_L \left(\rho u \frac{\partial T}{\partial x} + \rho v \frac{\partial T}{\partial y} - q \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) = k \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} - \frac{T}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial T} \left(u \frac{\partial p_h}{\partial x} + v \frac{\partial p_h}{\partial y} \right) + \eta^* \left[\left(\frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 \right] + Q_a \quad (5)$$

式中, $q = \frac{\partial}{\partial x} \int_0^z \rho u dz' + \frac{\partial}{\partial y} \int_0^z \rho v dz'$; c_L 、 k 分别表示润滑油的比热容 ($\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$) 和热传导系数 ($\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$);

u 、 v 分别表示润滑油沿 x 、 y 方向的流速 (m/s); Q_a 表示由粗糙峰引起的单位体积热量, 由式(6)计算。

$$Q_a = \frac{u_s f_a p_a}{h} \quad (6)$$

式中, $u_s = |u_a - u_b|$, 表示两粗糙峰接触时的滑动速度 (m/s), f_a 表示粗糙峰接触时的摩擦系数。

油膜能量方程的边界条件、固体热传导方程的边界条件以及热流量连续条件与文献[15]一致。

总载荷是由油膜与粗糙峰共同承载的, 故载荷平衡方程的表达式为:

$$w' = \iint_{\Omega} p_h(x, y) dx dy + \iint_{\Omega} p_a(x, y) dx dy \quad (7)$$

式中, Ω 为计算域。载荷比的表达式为:

$$L_a = \frac{w_a}{w'} = \frac{\iint_{\Omega} p_a(x, y) dx dy}{w'} \quad (8)$$

平均摩擦系数表达式为:

$$f_c = \frac{\iint_{\Omega} \tau(x, y) dx dy + \iint_{\Omega} f_a \cdot p_a(x, y) dx dy}{w'} \quad (9)$$

为了判断润滑状态, 引入膜厚比 λ [15]:

$$\lambda = h_{\min} / \sigma \quad (10)$$

式中, h_{\min} 为最小膜厚。当 $\lambda < 1$ 时, 为边界润滑状态; $1 \leq \lambda \leq 3$ 时, 为混合润滑状态; $\lambda > 3$ 时, 为流体润滑状态。

2 数值方法

数值计算需要将方程无量纲化后进行, 定义无量纲参数: $\bar{p} = p / p_H$, $\bar{p}_h = p_h / p_H$, $\bar{p}_a = p_a / p_H$, $\bar{h} = h R_x / b^2$, $\bar{u}_e = u_e \eta_0 / (E' R_x)$, $\bar{T} = T / T_0$, $\bar{w}' = w' / (E' R_x L)$, $\bar{z} = z / h$, $X = x / b$, $Y = y / b$, $\bar{\sigma} = \sigma R_x / b^2$ 。

油膜压力求解采用多重网格法[18], 弹性变形采用多重网格积分法求解[18], 温度场采用逐列扫描法求解[19]。采用 5 层网格, 最高层网格在 X 、 Y 方向的节点数分别为 257 个和 513 个, 在 \bar{z} 方向的网格共有 22 层, 其中油膜内网格层数为 10, 两固体内部网格层数各为 6。由于接触区是关于 X 轴对称, 故取半域计算, 计算域为 $\{(x, y) | -4.5b \leq x \leq 4.5b, 0 \leq y \leq 0.5L\}$ 。当压力与温度相对误差均小于 1×10^{-4} , 载荷相对误差小于 1×10^{-3} 时, 达到收敛精度, 计算结束。

3 计算结果及分析

考虑圆柱滚子与外圈的接触, 滚子半径为 12.7 mm, 滚子的端部圆角半径为 30 mm, 滚子的总长度为 14.7 mm, 滚子直线段长度为 12.7 mm, 轴承外圈半径为 40.6 mm, 外圈端部的圆角半径为 200 mm, 最大赫兹压力 $p_H = 0.6$ GPa。假定两个表面粗糙峰接触时的摩擦系数 $f_a = 0.15$, 滑滚比 $\zeta = (u_a - u_b) / u_e = 0.25$, 卷吸

速度 $u_e = 0.2$ m/s, 表面粗糙度 $\sigma = 0.6$ μm , 固体 a 与固体 b 的粗糙度比值 $\sigma_a / \sigma_b = 0.5$, 粗糙峰的半径 $\beta = \sigma / 0.01$, 综合弹性模量 $E' = 226$ GPa, 其他参数与文献[15]一致。

3.1 表面纹理的影响

本小节取硬弹比 HD/E' 为 0.01。油膜厚度、最小膜厚和膜厚比随表面纹理参数的变化如图 3 所示。图 3a 给出了 $Y=0$ 截面处 (滚子中部) 油膜厚度的变化。由图可见, 油膜厚度随着表面纹理参数的增大而减小, 这是由于滚子沿 x 轴运动, 在表面纹理参数较小时, 粗糙峰会对润滑油的流动产生阻碍, 造成润滑油的“堆积”, 随着表面纹理参数的增大, “堆积”作用减弱, 膜厚减小。

图 3b 为最小膜厚 (处于滚子端部) 和膜厚比随表面纹理参数的变化。从图中可以看出, 膜厚比的变化趋势与最小膜厚的变化趋势一致, 均为先增大后减小。当 $\gamma = 1.0$ 时达到最大值时, 润滑状态最好; 在 $\gamma > 1.0$ 时, 润滑状态由混合润滑逐渐转变为边界润滑; 当 $\gamma < 1/3$ 时, 最小膜厚与膜厚比变化不大。这说明, 当表面纹理参数小于 $1/3$ 时, 表面纹理对最小膜厚与膜厚比影响较小。

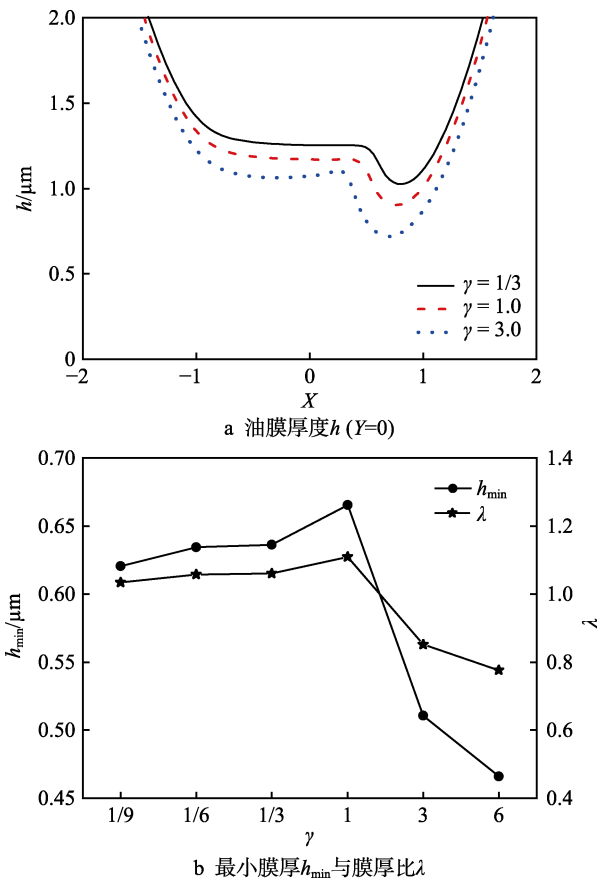


图 3 油膜厚度 h 与膜厚比 λ 随表面纹理参数 γ 的变化
Fig.3 Variations in the oil film thickness h and film thickness ratio λ versus the surface pattern parameter γ
a) oil film thickness h ; b) minimum film thickness h_{\min} and film thickness ratio λ

图4为表面纹理参数对总压力与粗糙峰接触压力的影响。图4a给出了 $Y=0$ 时,截面总压力随表面纹理参数的变化。由图可见,随着表面纹理参数的增大,二次压力峰也随之增大,并且二次压力峰的位置往接触中心移动。总压力在 $X=0$ 时,截面随表面纹理参数的变化如图4b所示。由图可见,随着表面纹理

参数的增大,总压力在 Y 方向几乎不变。图4c、d分别给出了 $Y=0$ 截面与 $X=0$ 截面的粗糙峰接触压力随表面纹理参数的变化。由图可见,粗糙峰接触压力随着表面纹理参数的增大而增大。这是由于随着表面纹理参数增大,油膜厚度减小,导致粗糙峰的接触数目与接触面积均增大,使得粗糙峰承受的压力增大。

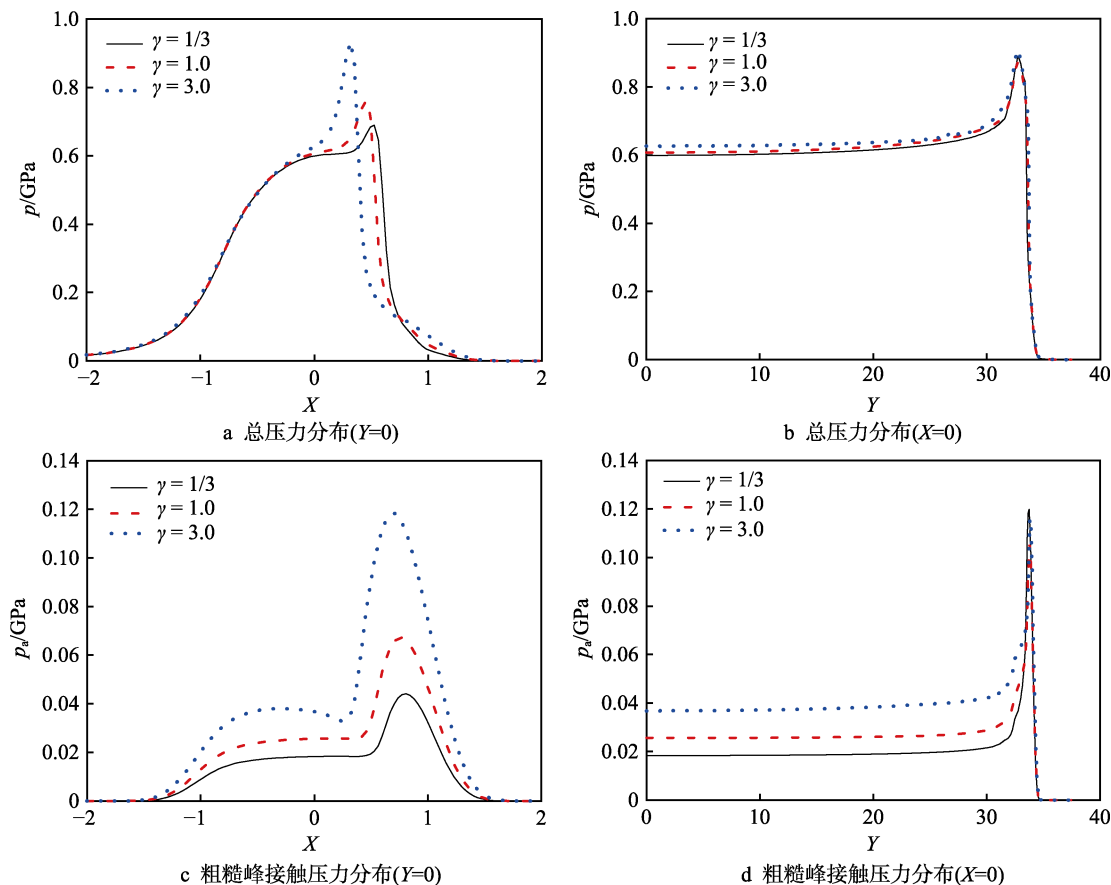


图4 总压力 p 与粗糙峰接触压力 p_a 随表面纹理参数 γ 的变化

Fig.4 Variations in the total pressure p and roughness peak contact pressure p_a versus the surface pattern parameter γ : a) total pressure distribution ($Y=0$); b) total pressure distribution ($X=0$); c) rough peak contact pressure distribution ($Y=0$); d) rough peak contact pressure distribution ($X=0$)

图5为平均摩擦系数与载荷比随表面纹理参数的变化。由图可见,随着表面纹理参数的增大,平均摩擦系数和载荷比也随之增大。这是因为粗糙峰接触压力随着表面纹理参数的增大而增大,使得平均摩擦系数和载荷比上升。

图6为油膜温度图。图6a给出了当表面纹理参数 $\gamma=1.0$ 时,中层油膜温度等值线图。由图可得,滚子端部的温度要高于中部,最大温度出现在端部的出口颈缩处,这是由于粗糙峰接触压力与总压力的最大值均存在于此。图6b为最高温度随表面纹理参数的变化。由图可知,随着表面纹理参数的增大,最高温度先减小后增大。这是因为,最高温度与剪切热有关,剪切热与最小膜厚有关,膜厚越小,剪切热越大,因此随表面纹理参数的增大,最高温度先减小后增大,即存在一个表面纹理参数最优值($\gamma=1.0$),使得滚子-外圈接触副间混合润滑产生的热效应最小。

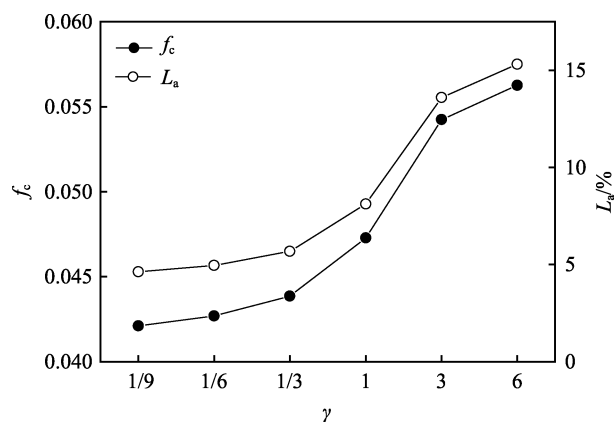


图5 平均摩擦系数 f_c 与载荷比 L_a 随表面纹理参数 γ 的变化

Fig.5 Variations in the load ratio L_a and average friction coefficient f_c versus the surface pattern parameter γ

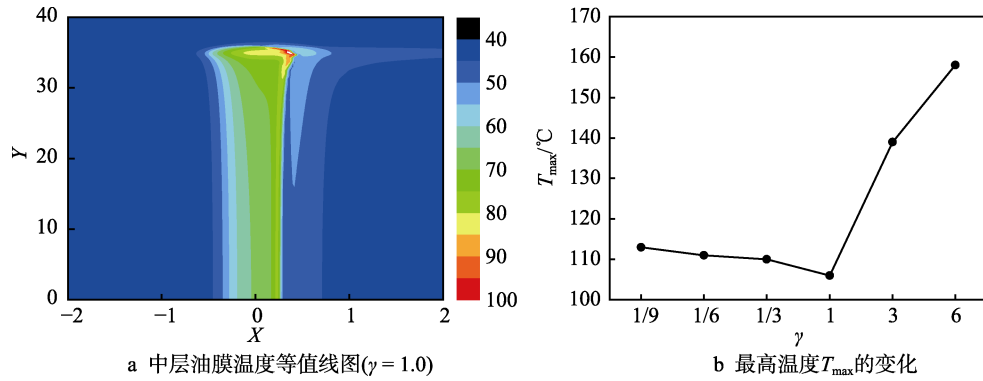


图 6 表面纹理参数对油膜温度的影响

Fig.6 Effects of the surface pattern parameter on the oil film temperature:

a) isogram of middle oil film temperature ($\gamma=1.0$); b) change of maximum temperature T_{\max}

3.2 材料硬度的影响

由前文可知, 表面纹理参数 $\gamma=1.0$ 时, 润滑状态最好, 且热效应最小, 因此本小节取 $\gamma=1.0$ 。图 7 为最小膜厚与膜厚比随表面硬弹比 HD/E' 的变化。由图可知, $0.01 \leq HD/E' \leq 0.03$ 时, 最小膜厚几乎不变, 这是由于 HD/E' 处于 $0.01 \sim 0.03$ 时, 粗糙峰的弹塑性和塑性变形同时存在。 $HD/E' < 0.01$ 时, 粗糙峰发生完全塑性变形, 最小膜厚增加。 $HD/E' > 0.03$ 时, 虽然粗糙峰发生完全弹性变形, 有利于膜厚增大, 但由于随着材料硬度的增大, 总压力的二次压力峰迅速增大 (如图 8a 所示), 使得最小膜厚减小, 故在 $HD/E' > 0.03$ 时, 最小膜厚是随着材料的硬度增大而降低, 且在

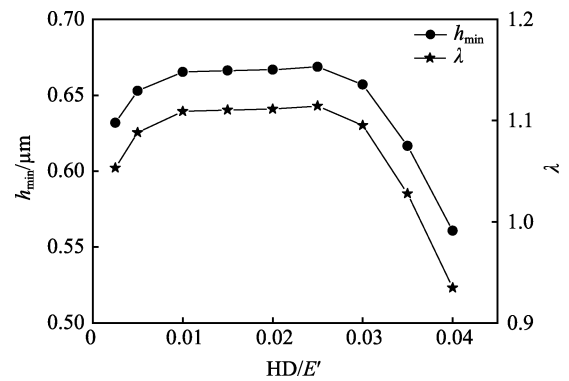
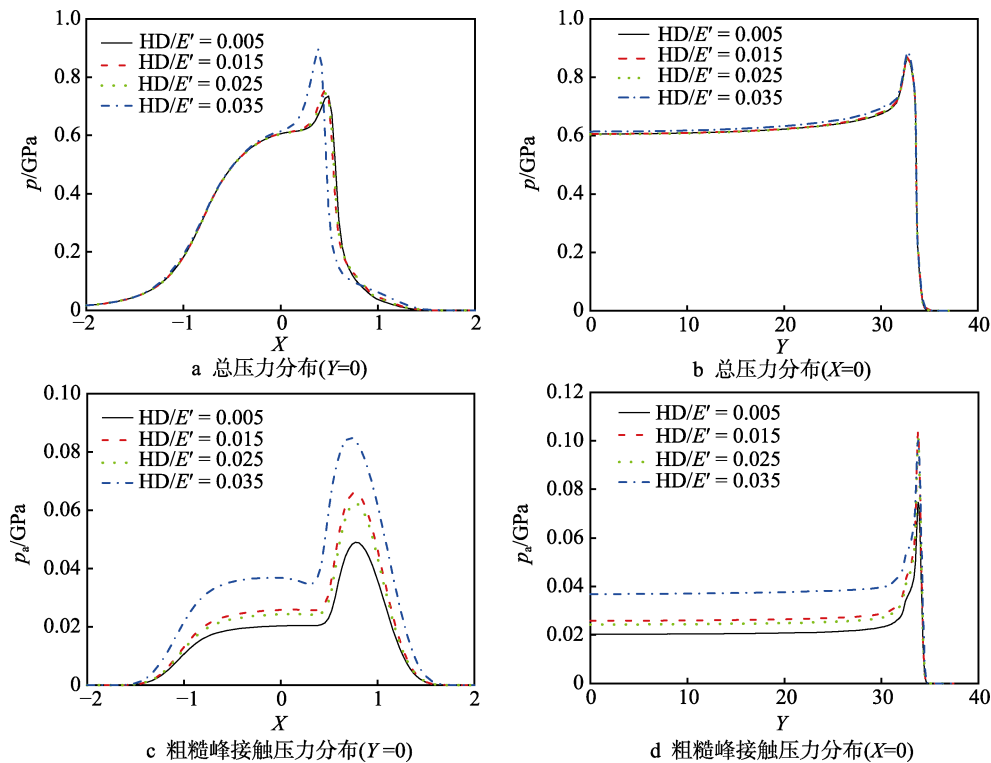
图 7 最小膜厚 h_{\min} 与膜厚比 λ 随表面硬弹比的变化
Fig.7 Variations in the minimum film thickness h_{\min} and film thickness ratio λ versus the hardness to elastic modulus ratio图 8 总压力 p 与粗糙峰接触压力 p_a 随表面硬弹比的变化

Fig.8 Variations in the total pressure p and the contact pressure of roughness peak p_a versus the hardness to elastic modulus ratio: a) total pressure distribution ($Y=0$); b) total pressure distribution ($X=0$); c) rough peak contact pressure distribution ($Y=0$); d) rough peak contact pressure distribution ($X=0$)

$HD/E'=0.04$ 时, 滚子与外圈处于边界润滑状态。

图 8 为总压力与粗糙峰接触压力随表面硬弹比的变化。图 8a 给出了 $Y=0$ 截面总压力的变化。由图可见, 在低硬弹比时, 总压力几乎没有变化, 但在高硬弹比时, 二次压力峰迅速增大。总压力在 $X=0$ 截面随表面硬弹比的变化如图 8b 所示。由图可知, 在 Y 方向上, 表面硬弹比对总压力几乎没有影响。图 8c—d 分别给出了 $Y=0$ 截面与 $X=0$ 截面的粗糙峰接触压力随表面硬弹比的变化。可以发现, 接触压力随着表面硬弹比的增大而增大, 但在粗糙峰的弹塑性和塑性变形同时存在时, 接触压力几乎不变。

图 9 为平均摩擦系数和载荷比随表面硬弹比的变化。由图可见, 平均摩擦系数和载荷比的变化趋势一致, 即随着表面硬弹比的增大, 平均摩擦系数和载荷比先增大, 后稳定在一个值, 再增大。由式(8)和式(9)可知, 平均摩擦系数和载荷比受粗糙峰接触压力的影响, 故粗糙峰接触压力的变化可以解释平均摩擦系数和载荷比的变化。

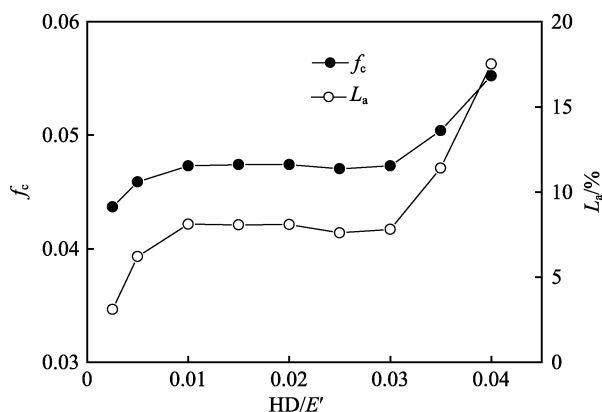


图 9 载荷比 L_a 与平均摩擦系数 f_c 随表面硬弹比的变化趋势

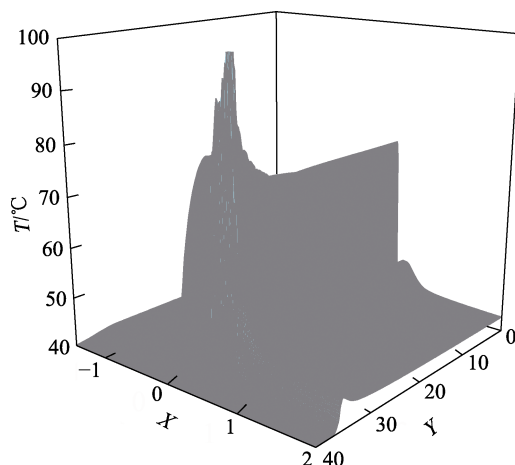
Fig.9 Variations in the load ratio L_a and average friction coefficient f_c versus the hardness to elastic modulus ratio

图 10 为油膜温度图。图 10a 给出的是 $Hd/E'=0.025$ 时, 中层油膜温度的三维图。从图中可知, 油膜最高温度还是出现在端部的出口颈缩处。图 10b 为油膜最高温度随材料硬度的变化。由图可见, 当表面的弹塑性和塑性变形同时存在时, 油膜最高温度几乎没有变化。当表面处于完全塑性或完全弹塑性变形时, 油膜最高温度随着材料硬度的增加而增加。

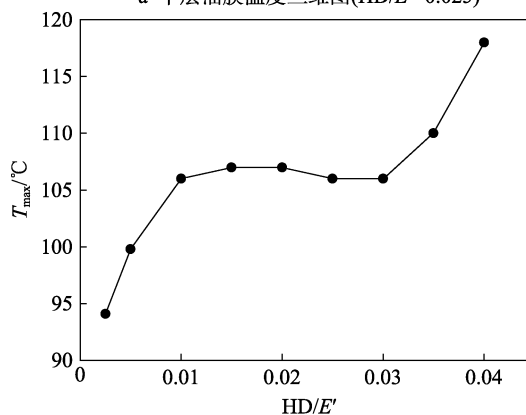
3.3 表面纹理参数与硬度的综合对比

由前面分析可知, 硬弹比和表面纹理参数对混合润滑的性能都有影响, 故本小节综合考虑硬弹比和表面纹理参数的影响, 以期得出表面纹理参数和硬弹比究竟哪一个对润滑性能的影响更为重要。

图 11 给出的是在不同硬弹比条件下最小膜厚的变化趋势, 从图中可以看出, 在表面纹理参数 $\gamma \leq 1/3$ 时, 不同硬弹比的最小膜厚随表面纹理参数的变化一



a 中层油膜温度三维图($HD/E'=0.025$)



b 最高温度 T_{max} 的变化趋势

图 10 表面硬弹比对油膜温度的影响

Fig.10 Effects of the hardness to elastic ratio on the oil film temperature: a) three dimensional diagram of middle oil film temperature ($HD/E'=0.025$); b) trend of maximum temperature T_{max}

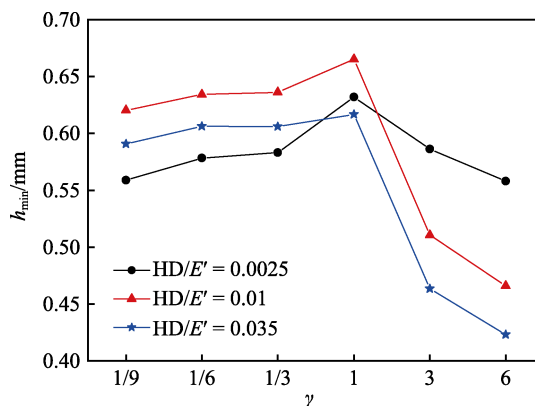


图 11 最小膜厚 h_{min} 的变化趋势

Fig.11 Variations in the minimum film thickness h_{min}

致, 三条曲线几乎平行, 且弹硬比为 0.01 的最小膜厚最大, 这说明此时表面硬度对混合润滑的影响占据主导地位; 在表面纹理参数 $1/3 < \gamma \leq 1.0$ 时, 硬弹比为 0.0025 的最小膜厚逐渐大于硬弹比为 0.035 的最小膜厚, 而硬弹比为 0.01 的最小膜厚还是处于最大值, 这说明表面纹理参数的影响逐渐显现; 在表面纹理参数 $\gamma > 1.0$ 时, 硬弹比为 0.0025 的最小膜厚逐渐变为最

大值,这说明此时表面纹理参数对混合润滑的影响占主导地位。

4 结论

1)在表面纹理参数为 1.0,即粗糙度各向同性时,最小膜厚与膜厚比最大,而油膜最高温度最小。因此,在圆柱滚子轴承的混合润滑中,存在一个最佳表面纹理参数。

2)硬弹比取 0.01~0.03 时,最小膜厚与膜厚比均较大,且硬弹比小于 0.01 或大于 0.03 时,最小膜厚较硬弹比取 0.01~0.03 时小,润滑状态较差,故当硬弹比取 0.01~0.03 时,综合润滑性能最好。

3)在表面纹理参数 $\gamma \leq 1/3$ 时,表面硬度的影响占据主要地位;在表面纹理参数 $1/3 < \gamma \leq 1.0$ 时,表面纹理与表面硬度共同影响圆柱滚子轴承的润滑状态;在表面纹理参数 $\gamma > 1.0$ 时,表面纹理参数对圆柱滚子轴承润滑状态的影响占据主要地位。

参考文献:

- [1] JOHNSON K L, GREENWOOD J A, POON S Y. Simple theory of asperity contact in elastohydrodynamic lubrication[J]. *Wear*, 1972, 19(1): 91-108.
- [2] PATIR N, CHENG H S. Average flow model for determining effects of three-dimensional roughness on partial hydrodynamic lubrication[J]. *Journal of lubrication technology*, 1978, 100(1): 12-17.
- [3] SANDER D E, ALLMAIER H, PRIEBSCHE H H, et al. Simulation of journal bearing friction in severe mixed lubrication-validation and effect of surface[J]. *Tribology international*, 2016, 96: 173-183.
- [4] ZHANG H, HUA M, GUO G N, et al. A mixed lubrication model for studying tribological behaviors of surface texturing[J]. *Tribology international*, 2016, 93: 583-592.
- [5] MASJEDI M, KHONSARI M M. Film thickness and asperity load formulas for line-contact elastohydrodynamic lubrication with provision for surface roughness[J]. *Journal of tribology*, 2012, 134(1): 1-10.
- [6] MASJEDI M, KHONSARI M M. On the effect of surface roughness in point-contact EHL: formulas for film thickness and asperity load[J]. *Tribology international*, 2015, 82: 228-244.
- [7] HASIM K. Thermal elastohydrodynamic lubrication of infinite line contact rough surfaces considering pressure and shear flow factors[J]. *International journal of surface science and engineering*, 2013, 7(3): 217-249.
- [8] 刘乐民, 臧勇, 陈园园, 等. 基于平均流量理论的轧制混合动力学数值分析[J]. *机械设计与制造*, 2011(4): 182-184.
- [9] 雷渡民, 王素华. 表面织构对滑动轴承混合润滑特性的影响[J]. *轴承*, 2013(2): 36-39.
- [10] LEI Du-min, WANG Su-hua. Effect of surface texture on mixed lubrication characteristics of journal bearings[J]. *Bearing*, 2013(2): 36-39.
- [11] 王志坚, 陈晓阳, 沈雪瑾. 考虑粗糙峰弹性变形和润滑油性质的有限长线接触副混合润滑模型[J]. *上海交通大学学报*, 2018, 52(5): 525-532.
- [12] WANG Zhi-jian, CHEN Xiao-yang, SHEN Xue-jin. A mixed model of finite-length line contact considering asperity elasto-plastic deformation and lubricant properties[J]. *Journal of Shanghai Jiaotong University*, 2018, 52(5): 525-532.
- [13] KHONSARI M M, BOOSER E R. *Applied tribology: Bearing design and lubrication*[M]. New York: Wiley, 2008.
- [14] PATIR N, CHENG H S. Application of average flow model to lubrication between rough sliding surfaces[J]. *Journal of lubrication technology*, 1979, 101(2): 220-229.
- [15] ROELANDS C J A. Correctional aspects of the viscosity-temperature-pressure relationship of lubricating oils[D]. Netherlands: Technische Hogeschool Delft, 1966.
- [16] DOWSON D, HIGGINSON G R. *Elasto-hydrodynamic lubrication*[M]. Oxford: Pergamon Press, 1977.
- [17] 信召顺. 圆柱滚子轴承动态油膜微观热弹流润滑分析[D]. 青岛: 青岛理工大学, 2017.
- [18] XIN Zhao-shun. Analysis of thermal micro-EHL of dynamic oil film in cylindrical roller bearings[D]. Qingdao: Qingdao University of Technology, 2017.
- [19] ZHAO Y W, MAIETTA D M, CHANG L. An asperity microcontact model incorporating the transition from elastic deformation to fully plastic flow[J]. *Journal of tribology*, 2000, 122(1): 86-93.
- [20] MCCOOI J I. Relating profile instrument measurements to the functional performance of rough surface[J]. *Journal of tribology*, 1987, 109(2): 264-270.
- [21] 杨沛然. 流体润滑数值分析[M]. 北京: 国防工业出版社, 1998.
- [22] YANG Pei-ran. *Numerical analysis of fluid lubrication*[M]. Beijing: National Defense Industry Press, 1998.
- [23] 郭峰. 椭圆接触微观热弹性流体动力润滑求解的多重网格算法研究[D]. 青岛: 青岛建筑工程学院, 1998.
- [24] GUO Feng. On the multilevel approach to the thermal EHL problems in elliptical contacts[D]. Qingdao: Qingdao Institute of Architecture and Engineering, 1998.