

圆锥滚子的等温弹流润滑数值分析

杨 萍, 杨沛然, 刘晓玲

(青岛理工大学 机械工程学院, 山东 青岛 266033)

摘要: 通过数值求解研究了圆台与平面之间的等温弹流润滑问题, 分析了两固体所形成的弹流润滑区内压力和膜厚分布曲面, 并且讨论了端部修形对接触区内压力和膜厚的影响. 结果表明: 由于圆锥滚子几何形状的特点, 导致接触区内压力和膜厚的分布曲面出现斜度; 圆锥滚子的端部修形可以降低端部高压, 增加端部油膜厚度.

关键词: 圆锥滚子; 等温; 弹流润滑; 端部修形

中图分类号: TH117.22

文献标识码: A

文章编号: 1004-0595(2005)05-0456-05

有限长线接触弹流润滑问题在工程实践中普遍存在, 如在滚子类轴承的滚动体与滚道之间和渐开线齿轮的轮齿之间构成的接触中^[1]. 这些零件的长度一定, 而且必须在润滑条件下工作. 从弹流润滑的发展来看, 国内外对无限长线接触和点接触问题^[2]的各种数值的解法很多并日趋完善. 但是, 由于有限长线接触弹流润滑^[3,4]的复杂性, 尤其是圆锥滚子几何形状的复杂性, 加之端部的压力集中和端泄均会给数值分析带来困难, 因此目前国内外对此问题的研究很少^[5,6]. 本文针对这一问题进行了分析, 求出圆锥滚子与平面所形成的等温弹流润滑问题的完全数值解.

1 数学模型

所研究的对象为 1 个圆台与平面的等温弹流润滑^[7] (如图 1 所示), 固体 a 是半无限大刚性平面, 固体 b 是圆台. 鉴于在轴承中滚动体与滚道之间的运动近似为纯滚动, 且在圆锥齿轮传动中, 一对轮齿节线上的运动也近似为纯滚动, 所以假设固体 b 的母线长度为 $2l$ (m), 母线与轴线的夹角为 β , 圆台中心截面的半径为 r (m). 建立三维直角坐标系, 其 xoy 面与平面 a 重合, x 轴与纸面垂直, 从坐标原点 o 到平面转动中心 o_1 的距离为 m (m), 固体 b 以角速度 ω_b (rad/s) 绕轴线转动, 而平面 a 绕 o_1 点以角速度 ω_a (rad/s) 转动, 通过 ω_a 和 ω_b 的取值来保证两者之间为纯滚动 [其中选取坐标原点上沿 x 方向的速度 u_{00} 为速度参考量 ($u_{00} = r\omega_b = m\omega_a$, 无量纲速度参数为 $U = \eta u_{00} / E' r$), 因为纯滚动工况下温升很小, 所以我们假设为等

温

对于圆台与平面的等温弹流润滑问题, 除了圆台本身的几何特征和接触区内各点的速度差异外, 轴向

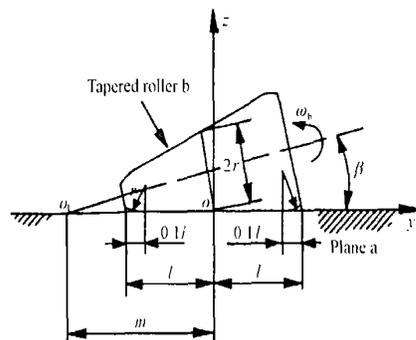


Fig 1 Geometrical characteristics of tapered roller and plane

图 1 圆台与平面的几何特性

端部的压力集中和端泄也给研究带来困难. 在实际工程中, 端部加工常常有圆角, 因此我们分析的是具有端部修形的圆锥滚子弹流润滑问题.

Reynolds 方程为:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 12 \frac{\partial}{\partial x} (\rho u_e h) + 12 \frac{\partial}{\partial y} (\rho v_e h). \quad (1)$$

式中: p 为油膜压力 (Pa), h 为油膜厚度 (m), ρ 为润滑油密度 (kg/m^3), η 为润滑油粘度 ($\text{Pa} \cdot \text{s}$), u_e 和 v_e 分别为沿 x 和 y 方向的卷吸速度 (m/s), $u_e = (u_a + u_b)/2$, $v_e = (v_a + v_b)/2$, u_a, u_b 和 v_a, v_b 分别为表面 a

基金项目: 山东省自然科学基金资助项目 (Z2003F01); 青岛市科技局研究基金资助项目 (03-2-JZP-15).

收稿日期: 2004-09-27; 修回日期: 2004-12-16/联系人杨沛然, e-mail: pr_yang@163.com.

作者简介: 杨沛然, 男, 1949 年生, 教授, 目前主要从事弹流润滑方面的研究.

和 b 在 x 和 y 方向的分速度

式(1)的边界条件为:

$$p(x_{in}, y) = p(x_{out}, y) = p(x, y_{in}) = p(x, y_{out}) = 0$$

式中: x_{in} , x_{out} , y_{in} 和 y_{out} 均为计算域的边界坐标

膜厚方程为:

$$h = h_{00} + h_1 + h_2 \quad (2)$$

式中: h_{00} , h_1 和 h_2 分别为中心膜厚、几何膜厚和法向弹性沉陷, 其中

$$h_1 = \frac{\Delta_2}{\Delta_1} \sqrt{\left(\frac{\Delta_2}{\Delta_1}\right)^2 - \frac{x^2}{\Delta_1^2}}$$

$$f_1 = \frac{(y+0.9l)^2}{2r_1} + f_2 = \frac{(y-0.9l)^2}{2r_2}$$

$$h_2 = \frac{2}{\pi E} \iint \frac{p(x', y')}{(x-x')^2 + (y-y')^2} dx' dy'$$

$$\Delta_1 = \cos^2 \beta - \frac{\sin^4 \beta}{\cos^2 \beta}$$

$$\Delta_2 = r \cos \beta + y \sin \beta \cos \beta + y \frac{\sin^3 \beta}{\cos \beta} + r \frac{\sin^2 \beta}{\cos \beta}$$

以上 f_1 和 f_2 均为符号函数: 当 $y < -0.9l$ 时, $f_1 = 1$, $f_2 = 0$; 当 $-0.9l < y < 0.9l$ 时, $f_1 = f_2 = 0$; 当 $y > 0.9l$ 时, $f_1 = 0$, $f_2 = 1$

粘度方程为:

$$\eta = \eta_{\text{exp}} \{A_1 [(1 + A_2 p)^{Z_0} - 1]\} \quad (3)$$

式中: η 为环境粘度, $A_1 = \ln \eta_0 + 9.67$, $A_2 = 5.1 \times 10^{-9}$ (Pa^{-1}), $Z_0 = \alpha / (A_1 A_2)$, α 为 Barus 粘压系数 (Pa^{-1})

密度方程为:

$$\rho = \rho_0 \left[1 + \frac{C_1 p}{1 + C_2 p} \right] \quad (4)$$

式中: $C_1 = 0.6 \times 10^{-9}$ (Pa^{-1}), $C_2 = 1.7 \times 10^{-9}$ (Pa^{-1}), ρ_0 为环境密度

载荷方程为:

$$\int_{y_{in}}^{y_{out}} \int_{x_{in}}^{x_{out}} p dx dy = w \quad (5)$$

式中: w 为集中外载荷 (N), 由径向集中载荷 w_r 和轴向集中载荷 w_a 合成, 其关系为

$$w = w_r \cos \beta + w_a \sin \beta$$

$$0 = w_r \sin \beta + w_a \cos \beta$$

2 数值方法

采用多重网格法求解压力, 采用多重网格积分法求解弹性变形, 通过迭代求得完全数值解。网格划分为 5 层, 最高层上网格节点数为 129×1025 , 收敛判断依据为压力和载荷的相对误差均小于 10^{-4} 。

3 结果和讨论

以工程中最常见的钢-钢接触工况为例, 接触固

体的综合弹性模量为 $E' = 2.28 \times 10^{11}$ Pa, 其它公共输入参数为: 滚子母线的半长 $l = 0.02$ m, 滚子中心截面的半径 $r = 0.02$ m, 圆锥滚子的锥度 $\beta = 10^\circ$; 中心截面按线接触计算 Hertz 压力为 $p_H [w = p_H \pi b l]$, 载荷参数为 $W = w / (2E' r l)$, 润滑油的环境粘度为 $\eta = 0.08$ Pa·s, 润滑油的环境密度 $\rho_0 = 870$ Pa·s, 材料参数 $G = \alpha E' = 5000$, 计算域边界均取 $x_{in} = -4.5 \times b$, $x_{out} = 2.5 \times b$, $y_{in} = -l$, $y_{out} = l$ (经验证, 计算域的取值不影响结果), 这里 b 为与 p_H 对应的线接触区半宽 ($b = 4r p_H / E'$)。

3.1 圆台与平面弹流润滑区压力和膜厚分布曲面

在上述工况条件下, 而且圆台小端相切圆角半径 $r_1 = 0.1$ m ($r_2 = r_1 \times r_{\text{large}} / r_{\text{small}}$, r_2 为圆台大端圆角半径, r_{large} 和 r_{small} 分别为圆台大、小端的截面半径) 时, 圆台与平面的压力和膜厚分布曲面如图 2 所示。由于接触区的 y 向尺寸远大于 x 向尺寸, 为了使端部特征表现得更清晰, 所以 y 向分三段描述, 注意膜厚曲面的 h 坐标倒置。可见: 首先压力分布曲面近似呈半圆台状, 压力曲面的大端对应圆台的小端, 膜厚的分布曲面同样存在斜度, 这表明圆锥滚子与有限长圆柱在几何形状上的差异导致其压力和膜厚分布曲面的倾斜, 在圆锥滚子轴承中, 大端的油膜较厚且有利于减少大端的磨损; 其次, 在主要的流动方向, 即 x 方向的出口有第二压力峰和出口颈缩, 且由于从圆台的大端到小端压力增高, 膜厚降低, 所以从大端到小端第二压力峰相对于同一 y 坐标上的压力主峰降低, 出口颈缩减小; 第三, 两端的压力虽然高于中间, 但并不显著, 且两端的膜厚也没有明显变薄, 端部没有明显的突变说明端部的修形有利于圆台与平面间的润滑, 从而增加轴承寿命。

3.2 相切圆角半径对轴端压力和膜厚的影响

图 3 所示为端部的不同圆弧半径所对应 $x = 0$ 截面上压力和膜厚的分布曲线。可以看出, 圆弧半径对圆台中部的压力和膜厚没有明显影响, 而对轴端影响较大。当半径较小时, 轴向两端出现相对较小的压力峰, 对应膜厚截面图中存在由较小的压力峰引起的膜厚颈缩。当倒角由 $r_1 = 0.04$ m 变至 $r_1 = 0.2$ m 时, 其压力峰降低且逐渐向外移动。当半径进一步增至 $r_1 = 1.00$ m 时, 压力峰很高, 且位于滚子的最端部。可见当圆弧半径很小 (但大于 0.1) 时端部压力较高, 且位于圆角与直母线的过渡位置; 当圆弧半径增大时, 端部压力先减小后增大, 且向圆台端部靠拢; 假设圆弧半径为无限大时, 模型变成端部未修形的圆台与平面的弹流润滑情况, 很显然这时端部的压力极高, 膜厚

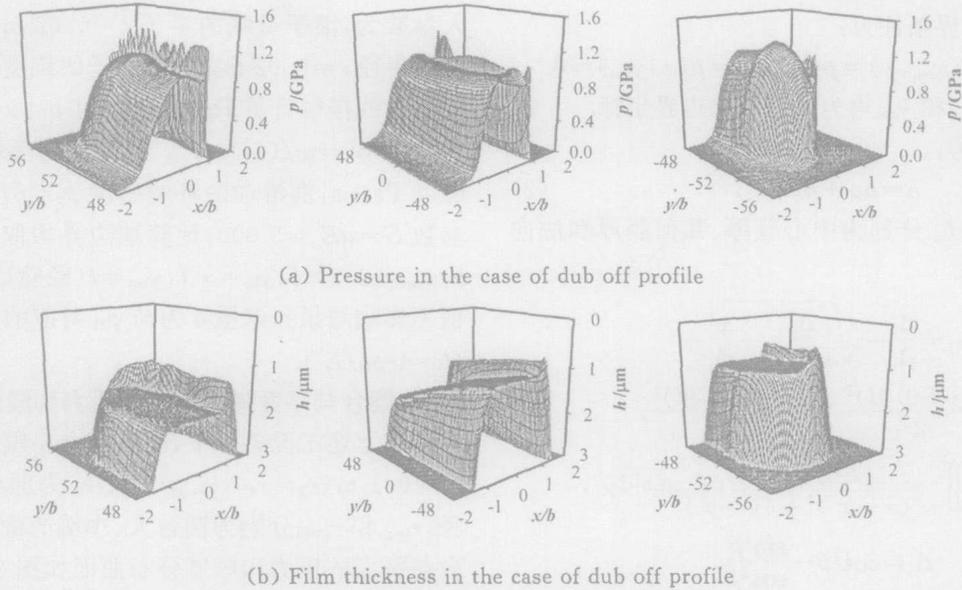


Fig 2 Distribution of pressure and film thickness between plane and tapered roller with dub off profile
 $(p_H=1.0 \text{ GPa}, W=1.2 \times 10^{-4}, \omega_a=19.73 \text{ rad/s}, \omega_b=113.6 \text{ rad/s}, U=4.0 \times 10^{-11}, r_1=0.1 \text{ m})$
 图 2 端部有相切圆弧修形的圆锥与平面所形成的弹流润滑压力和膜厚分布曲面
 $(p_H=1.0 \text{ GPa}, W=1.2 \times 10^{-4}, \omega_a=19.73 \text{ rad/s}, \omega_b=113.6 \text{ rad/s}, U=4.0 \times 10^{-11}, r_1=0.1 \text{ m})$

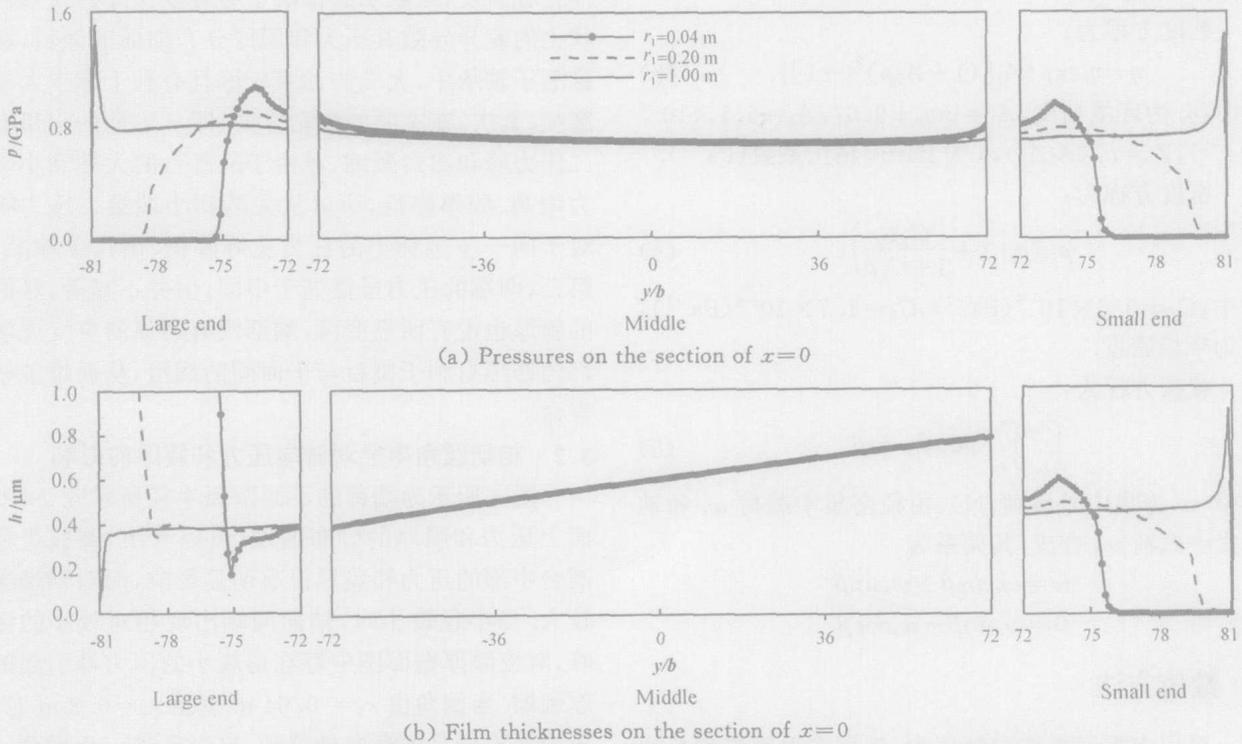


Fig 3 Influence of arc dimension on the pressures and film thicknesses on the section of $x=0$
 $(p_H=0.7 \text{ GPa}, W=6.0 \times 10^{-5}, \omega_a=4.93 \text{ rad/s}, \omega_b=28.4 \text{ rad/s}, U=1.0 \times 10^{-11})$
 图 3 相切圆弧半径的大小对 $x=0$ 截面上压力和膜厚分布曲线的影响
 $(p_H=0.7 \text{ GPa}, W=6.0 \times 10^{-5}, \omega_a=4.93 \text{ rad/s}, \omega_b=28.4 \text{ rad/s}, U=1.0 \times 10^{-11})$

极薄, 端部磨损加大; 可见端部倒角可以降低端部高压, 增加端部油膜厚度

3.3 不同端部修形对端部压力和膜厚的影响
 工程实际中对端部采用 3 种修形方法(见图 4),

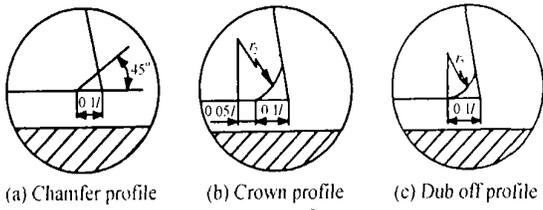


Fig 4 Shapes for three cases of ends

图 4 端部的 3 种修形

图 5 示出了采用 3 种不同的端部修形对端部压力和膜厚的影响, 这些情况下滚子在尚未修形时母线的长度均为 2l(m), 直母线的长度为 0.9 × 2l(m), 相交和相切圆弧修形时, 小端圆角半径 $r_1 = 0.1\text{ m}$ (大端圆角半径 r_2 的取值同上); 端部倒角的倾斜度为 45° .

模型的改变导致膜厚方程中几何膜厚发生变化, 式(6 和 7)分别为轴端倒角和轴端相交圆角的几何膜厚方程, 其中 $\Delta_1, \Delta_2, f_1, f_2$ 见式(2).

$$h_1 = \frac{\Delta_2}{\Delta_1} \sqrt{\left(\frac{\Delta_2}{\Delta_1}\right)^2 - \frac{x^2}{\Delta_1}} + f_1(y - 0.9l) + f_2(-y - 0.9l). \quad (6)$$

$$h_1 = \frac{\Delta_2}{\Delta_1} \sqrt{\left(\frac{\Delta_2}{\Delta_1}\right)^2 - \frac{x^2}{\Delta_1}} +$$

$$f_1 \left\{ \sqrt{r_1^2 - (0.05l)^2} - \sqrt{r_1^2 - (y + 0.85l)^2} \right\} + f_2 \left\{ \sqrt{r_2^2 - (0.05l)^2} - \sqrt{r_2^2 - (y - 0.85l)^2} \right\}. \quad (7)$$

图 5 所示为在不同端部修形下, $x = 0$ 截面上的压力和膜厚分布曲线. 由图 5 可以看出: 端部存在倒

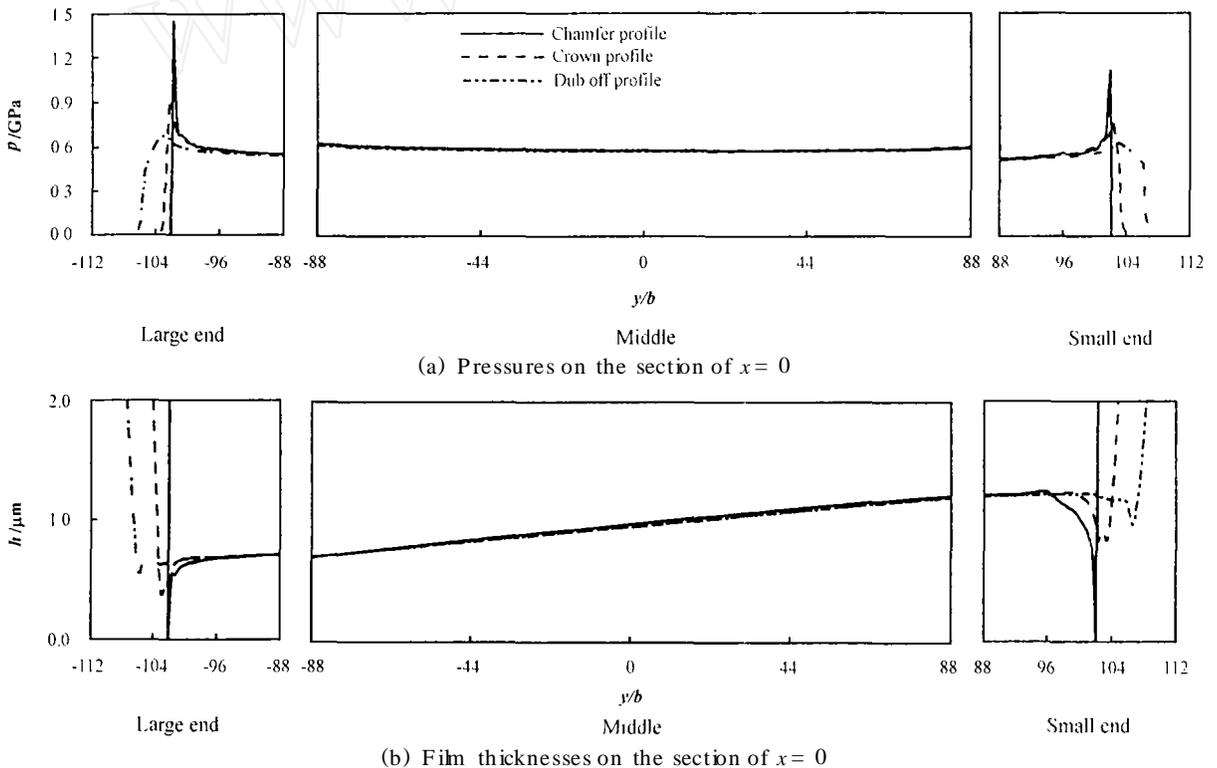


Fig 5 Distributions of pressures and film thicknesses at different ends

($p_H = 0.5\text{ GPa}, W = 3.0 \times 10^{-5}, \omega = 9.86\text{ rad/s}, \omega = 56.4\text{ rad/s}, U = 2.0 \times 10^{-11}$)

图 5 不同端部修形时的压力和膜厚截面图

($p_H = 0.5\text{ GPa}, W = 3.0 \times 10^{-5}, 8\omega = 9.86\text{ rad/s}, \omega = 56.4\text{ rad/s}, U = 2.0 \times 10^{-11}$)

角的两端压力峰很高, 膜厚很薄[当膜厚为负值或 0 时, 强制其为 1 个很小值, 如图 5 (b) 所示]; 当端部有相交圆弧时, 与端部倒角的情况相比, 轴端的压力降低, 膜厚增加, 可见端部有相交圆弧的情况优于端部倒角; 当端部有相切圆弧时, 两端的高压几乎消失, 仅有相对于中部的小突起, 端部油膜较其它 2 种修形厚, 所以端部的相切圆弧可以有效地降低端部高压,

是 1 种较好的端部修形方法

4 结论

a 由于圆台本身几何形状的特点, 使得弹流润滑接触区内压力和膜厚的分布曲面出现斜度

b 圆锥滚子的两端发生压力集中现象, 出现局部高压, 端部修形可削弱端部高压

c 在 3 种端部修形中, 端部加工有相切圆弧是最有效的降低端部高压的修形方法

参考文献:

- [1] 陈晓阳, 张直明, 马家驹 有限长线接触弹流润滑研究的现状与展望[J]. 摩擦学学报, 1997, 17: 281-288
Chen X Y, Zhang Z M, Ma J J. Prospects for elastohydrodynamic lubrication of finite line contacts [J]. Tribology, 1997, 17: 281-288
- [2] 孙浩洋, 杨沛然, 陈晓阳 滚滑工况弹流反常温度场的研究[J]. 摩擦学学报, 2004, 24, (1): 66-69
Sun H Y, Yang P R, Chen X Y. Study on abnomal temperature filde of slide/roll contact under elastohydrodynamic lubrication

- [J]. Tribology, 2004, 24, (1): 66-69
- [3] Liu X L, Yang P R. A nalysis of themal elastohydrodynamic lubrication of a finite line contact [J]. Tribology International, 2002, 35 (3): 137-144
- [4] Evans H P, Snidle R W. Film thinning factor for rollers of finite with under elastohydrodynamic conditions [J]. Wear, 1994, 175: 17-23
- [5] 莫云辉 正反圆锥滚子弹流润滑 [D]. 上海: 上海工业大学, 1994
- [6] Wang W, Wong P L, Zhang Z. Partial EHL analysis of rib-roller end contact in tapered roller bearings [J]. Tribology International, 1996, 29 (4): 313-321.
- [7] 杨沛然 流体润滑数值分析 [M]. 北京: 国防工业出版社, 1998

Numerical Analysis of Isothermal EHL for Tapered Roller

YANG Ping, YANG Pei-ran, LU Xiao-ling

(School of Mechanical Engineering, Qingdao Technological University, Qingdao 266033, China)

Abstract: Isothermal elastohydrodynamic lubrication (EHL) between a tapered roller and an infinite plane was investigated. Distributions of the EHL pressure and film thickness in the contact were analyzed. Influences of the end modification on pressures and film thicknesses were discussed. It is found from numerical results that, geometrical characteristics of tapered roller can lead to conical shaped distributions of EHL pressures and film thicknesses. It is also found that end modification decreases high pressures and increases film thicknesses in the regions of roller's ends.

Key words: tapered roller; isothermal; elastohydrodynamic lubrication; end modification

Author: YANG Pei-ran, male, born in 1949, Professor, email: pr_yang@163.com