

DOI: 10.3969/j.issn.0254-0150.2010.07.006

基于加载接触分析的航空螺旋锥齿轮油雾润滑性能分析*

王延忠^{1,2} 孙振宇¹ 周元子¹ 李国权³ 郭梅³ 吕庆军⁴

(1. 北京航空航天大学机械工程及自动化学院 北京 100191;

2. 重庆大学机械传动国家重点实验室 重庆 400044;

3. 中国北方车辆研究所 北京 100072; 4. 中航工业沈阳发动机设计研究所 辽宁沈阳 110043)

摘要:航空动力机匣内的润滑油在高速旋转的螺旋锥齿轮带动下,有一部分润滑油将被激荡成油雾状态,螺旋锥齿轮处于复杂的油气二相混合状态下工作。在螺旋锥齿轮加载接触分析基础上,以弹流润滑理论以及二相流体润滑理论作为理论基础,推导油气混和状态下润滑油黏度和密度特性方程,通过数值计算方法,研究润滑油不同含气率下螺旋锥齿轮齿表面油膜厚度及压力分布。结果表明,含气率控制在一定范围内增加,可以有效增加油膜厚度,减小压力峰值,从而提高螺旋锥齿轮的接触性能和寿命。

关键词:螺旋锥齿轮;油雾润滑;含气率;油膜厚度;压力分布

中图分类号:TH117 **文献标识码:**A **文章编号:**0254-0150(2010)7-023-5

Analysis on Vapor/Mist Lubrication of Aerial Spiral Bevel Gears

Wang Yanzhong^{1,2} Sun Zhenyu¹ Zhou Yuanzi¹ Li Guoquan³ Guo Mei³ Lv Qingjun⁴

(1. School of Mechanical Engineering and Automation, Beihang University, Beijing 100191, China;

2. The State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400044, China;

3. China North Vehicle Research Institute, Beijing 100072, China; 4. Shenyang Engine

Design and Research Institute, Aviation Industry Corporation of China, Shenyang Liaoning 110043, China)

Abstract: Driving by the high-speed rotational spiral bevel gear, part of the lubricating oil in the dynamic receiver of aviation engine will change into oil mist, and the spiral bevel gear works at the incomplete state of oil/mist. Based on the spiral bevel gear contact analysis, the viscosity and density equations of lubricating oil under oil and gas mixed state were deduced with EHL theory and two phase fluid lubrication theory. The film thickness and pressure distributions on spiral bevel gear tooth surface at different gas-rate of lubricating oil were studied by numerical method. The results show that, in a certain range, increasing the gas-rate of lubricating oil can effectively increase the film thickness and decrease the peak pressure, thereby enhancing the contact performance and life of spiral bevel gear.

Keywords: spiral bevel gear; vapor/mist lubrication; gas-rate; film thickness; pressure distribution

目前,航空传动系统内的齿轮转速已经达到了20 000 r/min的超高转速,同时齿轮的负载也越来越大,齿轮在非常复杂的、油雾混合的润滑状态下工作。传统的、已有的设计理论已经不能满足这种超高速、重载空间复杂曲面啮合过程分析要求,迫切需要一套能针对动力机械在不完全油雾条件下的空间复杂曲面设计分析技术和啮合过程仿真技术,以满足现代战争

武器装备对动力传动系统提出的更高的润滑要求。

本文作者在加载接触分析基础上,主要研究在油雾润滑状态下油膜厚度及压力分布在不同含气率条件下的变化情况。油膜厚度及压力分布是衡量齿轮润滑状态的重要参数,尤其是最小油膜厚度和压力峰值的大小更是在一定程度上决定了齿轮的工作寿命。

1 螺旋锥齿轮弹流模型建立

1.1 加载接触迹的确定

在一定的载荷下,齿面接触点满足下列方程:

$$\begin{cases} |H - (H_0 + D_H)| \leq E_{TOL} \\ |J - (J_0 + D_J)| \leq E_{TOL} \\ |V - (V_0 + D_V)| \leq E_{TOL} \end{cases} \quad (1)$$

式中: H_0 、 H 、 D_H 分别为小轮轴向初始安装位置、微量量、变动量; J_0 、 J 、 D_J 分别为小轮沿大轮轴线

* 基金项目: 国家自然科学基金项目(50875009); 国防基础科研重点项目(B0620060424); 高校博士学科点专项科研基金项目(2007006009); 机械传动国家重点实验室开放基金项目(SKLT-KFKT-200813)。

收稿日期: 2009-12-24

作者简介: 孙振宇(1986—),男,硕士研究生,研究方向:航空齿轮润滑性能分析。E-mail: sunzhenyumail@gmail.com.

方向的初始安装位置、微调量、变动； V_0 、 V 、 D_v 分别为齿轮副垂直的初始安装偏置矩、微调量、变动量； E_{TOL} 为迭代精度。

通过对式 (1) 的求解，可逐步确定出各接触点的位置。

1.2 齿间载荷分配

由于支承系统轴、轴承弹性变形，轮齿弹性变形以及轮齿制造误差等因素的影响，轮齿在啮合时可能同时会有二或三齿同时啮合，如图 1 所示为二轮齿对和三轮齿对接触时接触区位置关系，接触区承担力的总和等于施加的力。设有 N 对轮齿参与啮合，则有：

$$\begin{cases} T = \sum_{i=1}^N T_i = T_1 + T_2 + \dots + T_N \\ T_i = R_{li} p_i \cos \alpha_{ui} \end{cases} \quad (2)$$

式中： T 为总力矩； T_i 为第 i 对齿传递的力矩； R_{li} 为大轮啮合点半径； p_i 为啮合点法向力； α_{ui} 为载荷方向与切线夹角。

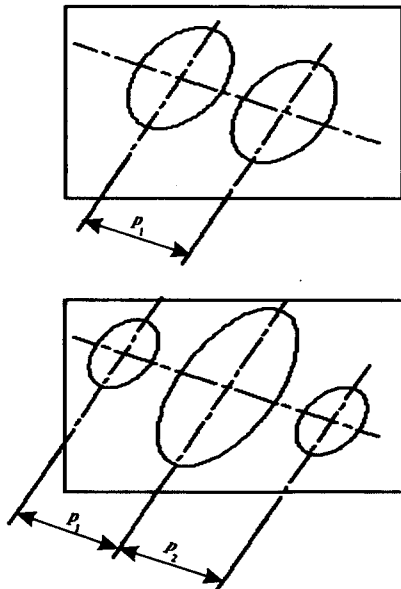


图 1 螺旋锥齿轮接触区位置关系图

Fig 1 Position relation for the contact area of spiral bevel gear

在每一瞬时各个轮齿接触点的运动状态是相同的，所以同时啮合轮齿对的运动偏差是相等的，建立轮齿对运动协调关系：

$$\begin{cases} \Delta \theta_1 = \Delta \theta_2 = \dots = \Delta \theta_N \\ \Delta \theta_i = \Delta \theta_{\alpha_i} = \Delta \theta_{\epsilon_i} = \Delta \theta_{\omega_i} \end{cases} \quad (3)$$

式中： $\Delta \theta_i$ 为第 i 对轮齿的运动误差； $\Delta \theta_{\alpha_i}$ 为齿面失配运动误差； $\Delta \theta_{\epsilon_i}$ 为接触变形引起运动误差； $\Delta \theta_{\omega_i}$ 为轮齿弯曲变形引起运动误差。

式 (3) 中的 $\Delta \theta_{\alpha_i}$ 、 $\Delta \theta_{\epsilon_i}$ 和 $\Delta \theta_{\omega_i}$ 都是法向载荷 p_i

的函数，联立式 (2)，(3) 可以求解出法向载荷 p_1 ， p_2 ， \dots ， p_N 的大小，由此可以计算某一轮齿对在某一瞬间所承担的载荷的百分比：

$$D_i = \frac{T_i}{T} \times 100\% = \frac{R_{li} p_i \cos \alpha_{ui}}{T} \times 100\% \quad (4)$$

由此可以确定当前齿在某一瞬间接触点所受载荷的大小。

1.3 齿面接触点的曲率

在轮齿接触迹确定以后，利用微分几何中的欧拉公式和贝特朗公式，可以确定出轮齿接触点的相对法曲率和相对短程挠率。

当大轮齿面为凸面或凹面时，接触点的最大相对主法曲率和最小相对主法曲率为：

$$\begin{cases} \delta_{kmax} = \frac{\delta_{kx} + \delta_{ky} \pm \sqrt{4\delta_{\epsilon x} + (\delta_{kx} - \delta_{ky})^2}}{2} \\ \delta_{kmin} = \frac{\delta_{kx} + \delta_{ky} \mp \sqrt{4\delta_{\epsilon x} + (\delta_{kx} - \delta_{ky})^2}}{2} \end{cases} \quad (5)$$

式中： δ_{kx} ， δ_{ky} 为相对法曲率； $\delta_{\epsilon x}$ 为相对短程挠率。

1.4 轮齿接触区

在接触点相对主法曲率确定后，由弹性力学中的赫兹公式，可以确定接触点处椭圆长半轴 a 和短半轴 b ：

$$\begin{cases} a = \alpha \sqrt{\frac{3}{4} \frac{p}{A} \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)} \\ b = \beta \sqrt{\frac{3}{4} \frac{p}{A} \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)} \end{cases} \quad (6)$$

式中： α ， β 为计算系数，按文献 [2] 其值由 $\cos \theta = B/A$ 确定； p 为接触力； $A = (\delta_{kmax} + \delta_{kmin}) / 2$ ； $B = (\delta_{kmax} - \delta_{kmin}) / 2$ 。

1.5 齿面速度分析

在计算卷吸速度时，首先在大轮坐标系下将大小轮的绝对速度投影到相对速度方向上，然后才能求解卷吸速度。

相对速度方向单位矢量^[1]：

$$g_{r1} = V_n / |V_n| \quad (7)$$

齿轮润滑时卷吸速度为：

$$U^{(r)} = V_n + V_{ls}^{(r)} \quad (8)$$

2 Reynolds 方程的建立

2.1 油气两相流流变模型

目前通过实验所建立的油气两相流流变模型的一般表达式为：

$$\frac{\eta_b}{\eta_0} = 1 + (a \times b^{\gamma} - 0.01) \beta p = \partial p / \partial x = \partial p / \partial y = 0 \quad (9)$$

此处的 a 、 b 均为小于 1.0 的常数，当剪切速率 $\gamma > 1000 \text{ s}^{-1}$ 时，式 (9) 可以近似写为

$$\frac{\eta_b}{\eta_0} = 1 - 0.01\beta \quad (10)$$

对于高速齿轮来说， γ 总是在大于 $1\ 000\ \text{s}^{-1}$ 下工作的，所以在计算时就略去了 γ 对黏度的影响。但考虑到气泡的可压缩性，啮合区域内油膜压力变化将使得油膜各点处的含气率变化，故式 (10) 可写为

$$\frac{\eta_b}{\eta_0} = 1 - 0.01\beta(p) \quad (11)$$

引入等温气体状态方程 $pv = p_0v_0$ 后，可将式 (11) 近似写为

$$\frac{\eta_b}{\eta_0} = 1 - 0.01\beta p_0/p \quad (12)$$

在进行齿轮润滑时有过一些假设，而这些假设仅适用于牛顿流体，油气两相流与牛顿流体的物理属性有所不同，为此引入以下的假设：

- (1) 小气泡的尺寸很小，且均匀分布于油相中；
- (2) 小气泡与油相保持严格同速，无相对滑动；
- (3) 油相与气相之间处于热力学平衡状态；
- (4) 轴承间隙中的润滑油按某一平均温度作等温处理^[2]。

基于上述假设，可把油气两相流近似地视为具有单一特性的流体，其密度和黏度均为压力的函数，并假设流体仍然处于层流状态，则变形 Reynolds 方程^[2-3]为：

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{\rho(p)h^3}{\eta(p)} \frac{\partial p}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\frac{\rho(p)h^3}{\eta(p)} \frac{\partial p}{\partial y} \right] = 6U \frac{\partial}{\partial x} [\rho(p)h] \quad (13)$$

引入密度关系：

$$\rho = \rho_0 p / (p + \beta T / T_0)$$

于是得到量纲一 Reynolds 方程：

$$\frac{\partial}{\partial X} \left[\varepsilon \frac{\partial P}{\partial X} \right] + \frac{\partial}{\partial Y} \left[\varepsilon \frac{\partial P}{\partial Y} \right] = \frac{\partial(\bar{\rho}H)}{\partial X} \quad (14)$$

式中： $\varepsilon = \frac{\bar{\rho}H^3}{\eta A_1}$ ； $A_1 = \frac{12E'UR_x^3}{b^3 P_H}$ 。

2.2 数值计算

这是一个二阶非线性偏微分方程，可写为如下的简化形式：

$$A \frac{\partial p}{\partial x^2} + B \frac{\partial p}{\partial y^2} + C \frac{\partial p}{\partial x} + D \frac{\partial p}{\partial y} = E \quad (15)$$

经整理后得到方程组：

$$P_{i,j}^{(k)} = DNP_{i,j+1}^{(k-1)} + DSP_{i,j-1}^{(k-1)} + DEP_{i+1,j}^{(k-1)} + DWP_{i-1,j}^{(k-1)} +$$

GB

式中：系数 A 、 B 、 C 、 D 、 E 及 DN 、 DS 、 DE 、 DW 、 GB 均以前次迭代的 $P_{i,j}^{(k-1)}$ 计算出来。

采用待定边界条件：

- (1) 在求解域的全部边界上 $P=0$ ；

- (2) 在出口区的边界上 $P = \partial P / \partial X = \partial P / \partial Y = 0$ 。

在上述公式中， P 、 H 、 W 、 $\bar{\rho}$ 、 $\bar{\eta}$ 、 U 、 X 、 Y 分别表示量纲一的压力、油膜厚度、载荷、密度、黏度、速度、 x 方向坐标和 y 方向的坐标^[5-6,8-10]。

表 1 气油两相流黏度与容积含气率的关系

Table 1 The relation of viscosity of gas and oil two phase fluid and gas-rate

$\beta/\%$	0.64	0.92	1.25	1.84	1.9	2.165
$\frac{\eta_b}{\eta_0}$	1.006 5	1.009 6	1.032 57	1.032 78	1.049 29	1.035 59
$\beta/\%$	2.55	3.366	4.0	5.91	6.15	7.43
$\frac{\eta_b}{\eta_0}$	1.051 95	1.104 23	1.091 5	1.055 19	1.055 19	1.136 36

3 数值计算结果及分析

在数值计算中对气油两相流润滑工况下齿轮油膜压力及膜厚的分布进行分析。计算参数由加载接触分析程序算得。

结果如图 2~11 所示。

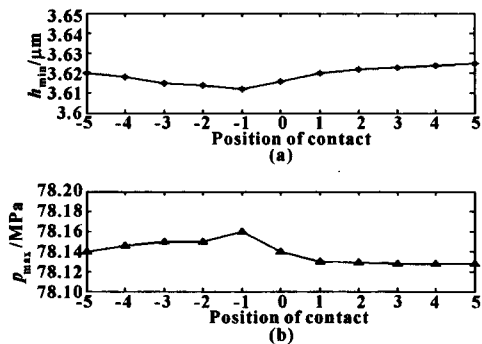


图 2 含气率为 7% 时的最小膜厚、最大油膜压力曲线
Fig 2 Curves of minimum film thickness and maximum film pressure for 7% gas-rate

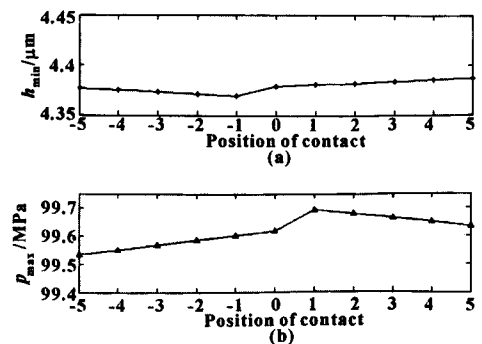


图 3 纯油状态下的最小膜厚、最大油膜压力曲线
Fig 3 Curves of minimum film thickness and maximum film pressure for oil lubrication

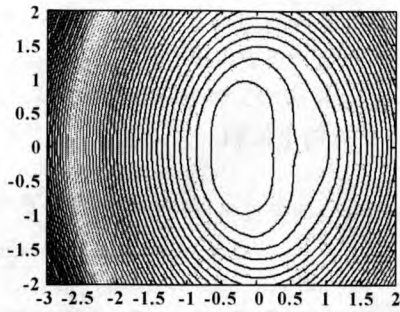


图 4 油膜厚度等值分布 (含气率 0%)
Fig 4 Equivalence distribution of film thickness (gas-rate is 0%)

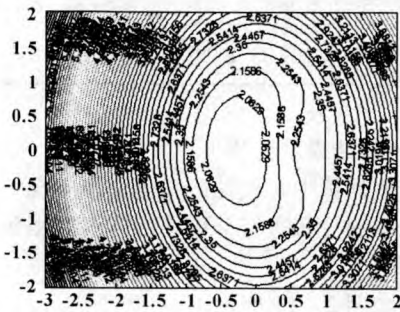


图 5 油膜厚度等值分布 (含气率 7%)
Fig 5 Equivalence distribution of film thickness (gas-rate is 7%)

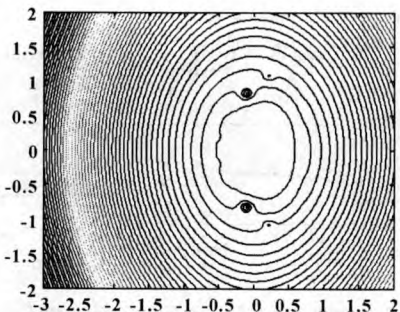


图 6 油膜厚度等值分布 (含气率 10%)
Fig 6 Equivalence distribution of film thickness (gas-rate is 10%)

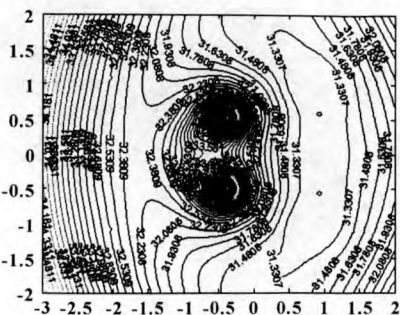


图 7 油膜厚度等值分布 (含气率 15%)
Fig 7 Equivalence distribution of film thickness (gas-rate is 15%)

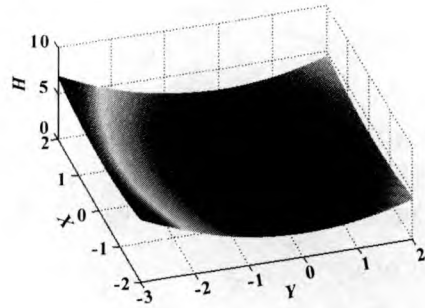


图 8 油膜厚度分布 (含气率 7%)
Fig 8 Film thickness distribution (gas-rate is 7%)

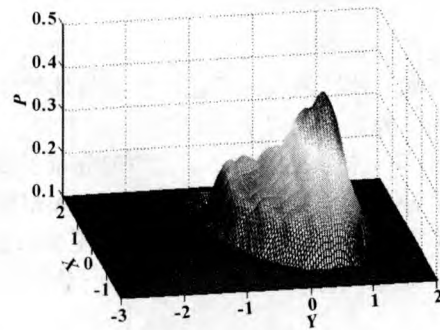


图 9 压力分布 (含气率 7%) 接触点 5
Fig 9 Pressure distribution for contact point 5 (gas-rate is 7%)

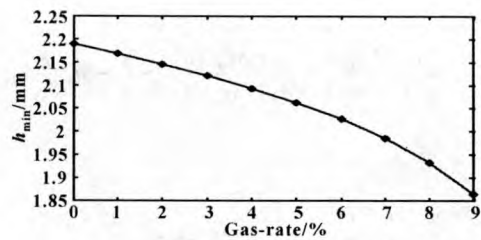


图 10 最小油膜厚度随含气率的变化
Fig 10 Variation of minimum film thickness with gas-rate

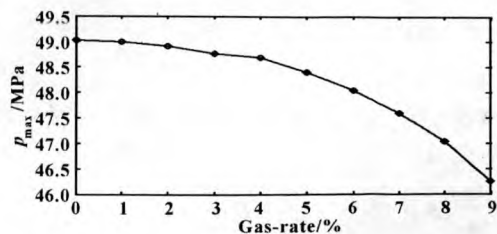


图 11 最大油膜压力随含气率的变化
Fig 11 Variation of maximum film pressure with gas-rate

由此得出以下结论:

(1) 图 2, 3 表明油雾润滑状态与纯油润滑状态下的最小油膜厚度和最大油膜压力分布趋势基本相同, 但是油雾润滑使得最小油膜厚度和最大油膜压力

减小,且最大油膜压力点出现后移,出现在齿面中心偏向齿顶位置附近。

(2)图4,5表明纯油状态下接触区油膜厚度最小值位于接触区中心处,等值线在接触区偏向出口区处有凹陷;油雾润滑状态下接触区油膜厚度最小值同样位于接触区中心处,但是等值线在接触区偏向入口区有凹陷。

(3)图6,7表明当含气率达到10%以上时,油膜分布发生突变,计算结果失真,说明含气率的最大值为10%以下,此结论也基本符合工程实际经验,含气率值不可能无限制增大。

(4)图9表明在接触区边缘油膜压力发生凹陷,实际承载压力的区域相对缩小。油膜厚度在接触区中心位置发生了小的凹陷(见图8),接触区中心油膜厚度大于接触区边缘油膜厚度,这点与纯油润滑时不同,纯油润滑时接触区中心油膜厚度小于接触区边缘厚度。分析认为,由于挤压效应,接触区中心压力较大,润滑油中含气率降低,气泡被挤压至接触区边缘,接触区边缘的含气率增大,气泡增多,失去承载压力的能力,导致实际接触区缩小。

(5)图10表明气油两相流使齿轮最小油膜厚度减小,并且这种趋势随着含气率的升高而更为明显。图11表明气油两相流使齿轮油膜压力峰值下降,并且这种趋势随着含气率的升高而更为明显。

(6)含气率控制在一定范围内增加,可以有效增加油膜厚度,减小压力峰值,从而提高螺旋锥齿轮的接触性能和寿命。在算例参数情况下,含气率在大于10%之后发生失真,说明该情况下含气率控制最大值应该在10%左右。

4 结论

在加载接触分析基础上,研究了含气率对油雾润滑状态下油膜厚度及压力分布的影响。结果表明,含气率控制在一定范围内增加,可以有效增加油膜厚度,减小压力峰值,从而提高螺旋锥齿轮的接触性能和寿命。

(上接第70页)

具有较大的灵活性,得到了较为满意的补偿结果,因此该方法具有很高的工程应用价值。

参考文献

- [1] 孔祥臻,刘延俊,王勇,等.气缸摩擦力的颤振补偿与仿真[J].润滑与密封,2006,31(8):130-132.
Kong Xiangzhen, Liu Yanjun, Wang Yong, et al. Chatter Compensation and Simulation for the Pneumatic Cylinder with Friction[J]. Lubrication Engineering, 2006, 31(8): 130-132.
- [2] 谢国如,花国然.砂带磨削技术在孔珩磨中的应用[J].制造技术与机床,2004(10):29-31.

参考文献

- [1] 王延忠,周云飞,周济,等.考虑轮齿制造误差的螺旋锥齿轮加载接触分析[J].机械科学与技术,2002,21(2):224-227.
Wang Yanzhong, Zhou Yunfei, Zhou Ji, et al. Load Contact Analysis of Bevel Gear Tooth Based on Tooth Manufacture Error[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2002, 21(2): 224-227.
- [2] 安琦,周银生,顾大强.气油两相流对滑动轴承油膜刚度的影响[J].润滑与密封,1997,22(1):19-21.
An Qi, Zhou Yingsheng, Gu Daqiang. Influence of Bubbly Oil on the Oil Film Rigidity of Journal Bearing[J]. Lubrication Engineering, 1997, 22(1): 19-21.
- [3] Wilfredo Morales. Preliminary Study on the Vapor/Mist Phase Lubrication of a Spur Gearbox [R]. NASA TM - 1999 - 208833, 1999.
- [4] 刘大有.二相流体润滑[M].北京:高等教育出版社,1993.
- [5] 温诗铸,黄平.摩擦学原理[M].2版.北京:清华大学出版社,2002.
- [6] Yang P, Wang J, Kaneta M. Thermal and Non-Newtonian Numerical Analyses for Stared EHL Line Contacts[J]. Journal of Tribology, 2006, 128: 282-290.
- [7] 卢立新,张和豪.齿轮传动系统动载荷非稳态弹流润滑研究[J].润滑与密封,2002,27(1):12-14.
Lu Lixin, Zhang Hehao. Nonsteady Elasto-hydrodynamic Lubrication of Gear Transmission System under Dynamic Load[J]. Lubrication Engineering, 2002, 27(1): 12-14.
- [8] Martin H M. The Lubrication of Gear Teeth[J]. Engineering, 1916, 102: 199-204.
- [9] 杨沛然.流体润滑数值分析[M].北京:国防工业出版社,1998.
- [10] 黄平,温诗铸.多重网格法求解线接触弹流问题[J].清华大学学报:自然科学版,1992,32(5):26-34.
Huang Ping, Wen Shizhu. Solutions of Elasto-hydrodynamic Lubrication Line Contact Problems with Multigrid Method[J]. Journal of Tsinghua University: Science and Technology, 1992, 32(5): 26-34.

Xie Guoru, Hua Guoran. Application of Abrasive Belt Grinding Technology in Inner Hole Honing[J]. Manufacturing Technology and Machine Tool, 2004(10): 29-31.

- [3] 张友旺,桂卫华.基于自适应模糊神经网络的摩擦力分部补偿算法[J].控制与决策,2005,20(3):356-360.
Zhang Youwang, Gui Weihua. Partition compensation for friction based on adaptive fuzzy (neural) network[J]. Control and Decision, 2005, 20(3): 356-360.
- [4] Tan K K, Lee T H, Huang S N, et al. Friction modeling and adaptive compensation using a relay feedback approach[J]. IEEE Trans on Industrial Electronics, 2001, 48(1): 169-170.