

文章编号:1000-8055(2011)10-2382-06

弹流润滑螺旋锥齿轮热摩擦行为分析

王延忠¹, 周元子¹, 陈聪慧², 郭梅², 赵兴福³

(1. 北京航空航天大学 机械工程及自动化学院, 北京 100191;

2. 中国航空工业集团公司 沈阳发动机设计研究所, 沈阳 110015;

3. 中国航空工业集团公司 哈尔滨东安发动机(集团)有限公司, 哈尔滨 150060)

摘 要: 针对直升机主减速器中的高速重载螺旋锥齿轮,建立了点接触热弹流润滑分析数学模型,包括 Reynolds 方程、能量方程和膜厚方程等,采用数值方法求解弹流润滑状态下的齿面摩擦因数。模型中考虑了润滑油黏度和密度随压力、温度的变化,并通过轮齿承载接触分析(LTCA)获得齿面真实载荷和卷吸速度、相对滑动速度等运动学变量。基于真实齿面点建立了螺旋锥齿轮单齿模型,考虑滑动摩擦生热和不同表面上的热边界条件,通过有限元稳态热分析和瞬态热分析得到了轮齿本体温度场和接触点瞬时闪温,并与现有文献和算例齿轮台架试验结果进行对比。

关 键 词: 螺旋锥齿轮; 弹流润滑; 摩擦因数; 有限元热分析; 本体温度; 闪温

中图分类号: V232.8

文献标志码: A

Thermal tribology analysis of spiral bevel gears in EHD lubrication

WANG Yan-zhong¹, ZHOU Yuan-zi¹, CHEN Cong-hui²,
GUO Mei², ZHAO Xing-fu³

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

2. Shenyang Aeroengine Research Institute,
Aviation Industry Corporation of China, Shenyang 110015, China;

3. Harbin Dongan Engine (Group) Corporation Limited,
Aviation Industry Corporation of China, Harbin 150060, China)

Abstract: The thermal elastohydrodynamic (EHD) analysis of lubrication was applied to investigate the friction factor of spiral bevel gears in helicopter's main transmission system. The calculation was based on the simultaneous solution of the Reynolds, energy and elasticity equations, including variations of lubricant viscosity and density in relation to pressure and temperature. The real contact load and velocities of sliding and entrainment between meshing tooth surfaces were treated based on loaded tooth contact analysis (LTCA) of spiral bevel gears. A thermal finite element analysis based on one-tooth sector model developed by real tooth profile was actualized, with calculated heat flow rate generated by sliding friction as thermal load and heat convection coefficients of all exposed surfaces as thermal boundary conditions. The tooth temperature field in steady state and flash temperature of contact location in transient state over several revolutions were investigated. The obtained

收稿日期:2010-11-09; 修订日期:2011-02-28

基金项目:国家自然科学基金(50875009); 航空科学基金(20090451009); 基础科研项目(B0620060424)

作者简介:王延忠(1963—),男,辽宁沈阳人,教授、博士生导师,博士,主要从事机械传动和摩擦学研究。

E-mail: yzwang63@126.com

results were reported and discussed. The comparison with analytical and experimental results from references and gear bench test was given in the end.

Key words: spiral bevel gears; elastohydrodynamic lubrication; friction factor; thermal finite element analysis; bulk temperature; flash temperature

直升机主减速器螺旋锥齿轮的摩擦和热特性是影响齿轮胶合承载能力和极端环境下直升机生存能力^[1-2]的重要因素。

近年来的齿轮摩擦学研究^[3-5]多是基于线接触或点接触弹流润滑理论,求解渐开线直齿轮、斜齿轮啮合过程中的油膜厚度、压力和温度。文献[6-7]对失去润滑油供给齿轮摩擦学行为进行了初步分析。文献[8-9]对螺旋锥齿轮加工参数和弹流润滑特性间的耦合关系开展了研究。螺旋锥齿轮温度场热分析多采用有限元法。Hands Schuh 等^[10-11]采用 MARC(高级非线性有限元分析软件)分析了 OH-58D 直升机尾减螺旋锥齿轮的稳态温度场和瞬时温升。

现有的螺旋锥齿轮热分析中,计算热载荷所需的齿面摩擦因数多是取经验值或是通过圆柱体、球形零件试验测得^[10-11],对真实齿面形状和齿面弹流润滑状态考虑得不甚完善。本文基于螺旋锥齿轮轮齿承载接触分析(LTCA)和点接触热弹流润滑分析,求解随瞬时接触点变化的齿面摩擦因数,通过有限元稳态和瞬态热分析求解轮齿本体温度场和接触点瞬时闪温,对某型直升机主减齿轮进行算例分析,并与文献和台架试验提供的理论、实测结果进行对比。

1 摩擦因数计算

螺旋锥齿轮齿面间相对滑动速度和卷吸速度的大小和方向在啮合过程中不断变化,建立一个随瞬时接触点位置变化的动态坐标系,如图 1。

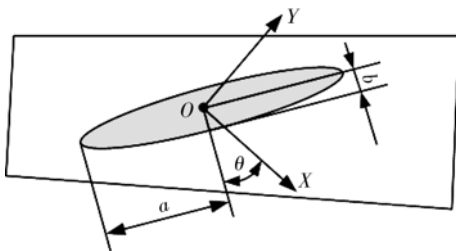


图 1 热弹流润滑计算坐标系

Fig. 1 Calculation coordinate system for thermal elastohydrodynamic lubrication analysis

坐标系 $S(O, X, Y, Z)$ 在瞬时接触点 O 的切平面内。X 轴为卷吸速度方向,和瞬时接触椭圆短轴方向的夹角为 θ 。Z 轴为油膜厚度方向。 a 和 b 为瞬时接触椭圆长轴和短轴的长度。

螺旋锥齿轮热弹流润滑 Reynolds 方程为

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

式中 h 和 p 分别为油膜厚度和压力, u 为 X 轴方向速度即瞬时接触点的齿面卷吸速度, η 和 ρ 分别为润滑油的黏度和密度。

能量方程为

$$c\rho \left(u \frac{\partial t}{\partial x} + v \frac{\partial t}{\partial y} + w \frac{\partial t}{\partial z} \right) - \kappa \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} = \eta \left[\left(\frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 \right] - \frac{t}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial t} \left(u \frac{\partial p}{\partial x} + v \frac{\partial p}{\partial y} \right) \quad (2)$$

式中 t 为油膜温度, v 和 w 分别为 Y 轴和 Z 轴方向速度, c 和 κ 分别为润滑油的比热容和导热系数。

油膜厚度由刚体中心膜厚 h_0 、弹性变形 d 和初始间隙 s 组成,即

$$h = h_0 + d + s \quad (3)$$

在点 (x, y) 处,分布压力 $p(x', y')$ 产生的弹性变形 $d(x, y)$ 可由下式计算:

$$d(x, y) = K_d \int_{x_{\min}}^{x_{\max}} \int_{y_{\min}}^{y_{\max}} \frac{p(x', y')}{\sqrt{(x-x')^2 + (y-y')^2}} dx' dy' \quad (4)$$

式中

$$K_d = \frac{1}{\pi} \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)$$

其中 μ_1, μ_2, E_1, E_2 分别为小轮和大轮材料的泊松比和弹性模量。

在点 (x, y) 处,齿面真实几何形状产生的初始间隙 $s(x, y)$ 可由下式计算:

$$s(x, y) = 0.5 K_x x^2 + 0.5 K_y y^2 + G_{xy} xy \quad (5)$$

式中

$$K_x = k_{\max} \cos^2 \theta + k_{\min} \sin^2 \theta$$

$$K_y = k_{\max} \sin^2 \theta + k_{\min} \cos^2 \theta$$

$$G_{xy} = (k_{\max} - k_{\min}) \sin \theta \cos \theta$$

其中 $k_{\max}$ 和 $k_{\min}$ 分别为瞬时接触椭圆主轴方向的最大主曲率和最小主曲率。

油膜上的压力积分和瞬时接触点的法向载荷相等,可得载荷平衡方程

$$W = \int_{x_{\min}}^{x_{\max}} \int_{y_{\min}}^{y_{\max}} p dx dy \quad (6)$$

式中 W 为瞬时接触点的法向载荷。

则瞬时接触点摩擦力 F 可由下式计算:

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad (7)$$

式中

$$F_x = \int_{x_{\min}}^{x_{\max}} \int_{y_{\min}}^{y_{\max}} \eta \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)_{z=0} dx dy$$

$$F_y = \int_{x_{\min}}^{x_{\max}} \int_{y_{\min}}^{y_{\max}} \eta \left(\frac{\partial v}{\partial x} \right)_{z=0} dx dy$$

瞬时接触点摩擦因数 f 可由下式计算:

$$f = \frac{F}{W} \quad (8)$$

以上方程组成了一个高度非线性积分微分系统. 采用无量纲参数简化方程组, 考虑润滑油黏度和密度随压力和温度的变化^[7], 先给定温度初始值, 采用多重网格法迭代求解油膜压力和厚度, 代入能量方程迭代求解温度, 再用收敛温度解代替温度初始值, 重复上述步骤直至油膜压力、厚度和温度都收敛. 计算所需参数中接触点载荷以及几何、运动学变量等由 LTCA^[12-13] 提供。

2 温度计算

2.1 有限元模型

由轮齿凹面和凸面离散点云, 采用“点-线-面-体”的方法形成带轮毂的单齿实体. 建立辅助分割面将实体划分为 6 个六面体, 以实现结构化六面体单元划分. 为使加载节点尽可能靠近真实接触点, 在齿高和齿长方向上划分较密的网格, 如图 2。

本文算例工况参数和文献[14]接近, 采用文献[14]边界条件设置, 工作齿面传热系数取 4450 W/(m²·°C), 非工作齿面和齿顶齿根面传热系数取 50 W/(m²·°C), 端面传热系数取 160 W/(m²·°C)。

2.2 热载荷

假设摩擦热在啮合齿面间均等分配, 则第 i 个瞬时接触点生成摩擦热, 热载荷可以表示为

$$Q_i = W_i f_i V_{si} \times 0.5 \quad (9)$$

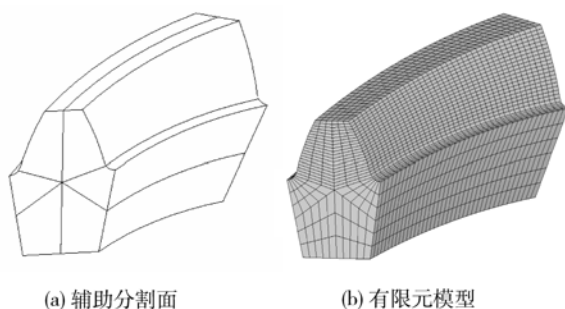


图2 螺旋锥齿轮单齿有限元建模

Fig. 2 One-tooth sector finite element model

稳态热分析时, 将瞬时啮合点摩擦热视作齿轮转一周时间内的稳态热载. LTCA 中将一个节距分为 10 等份来计算瞬时接触点. 设齿数为 Z , 则第 i 个瞬时接触点的稳态热载荷为

$$\bar{Q}_i = \frac{Q_i}{Z \cdot 10} \quad (10)$$

瞬态热分析时, 对每一瞬时接触点计算 Q_i 并加载, 在下一时刻计算新啮合点的热载荷 Q_{i+1} 并重新加载. 如此反复直到沿接触轨迹的 N 个接触点全部经历一次热载, 然后在无热载条件下计算至齿轮转完一周, 如图 3。

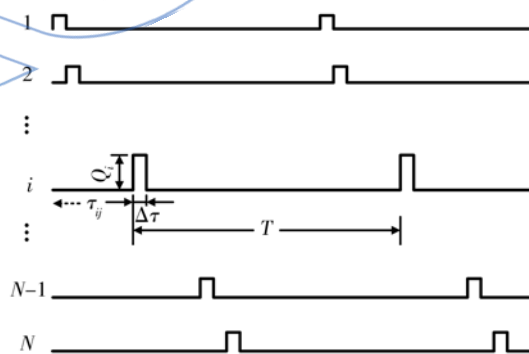


图3 摩擦热的时域加载

Fig. 3 Time-varying load for heat generations

设齿轮转一周的时间为 T , 则每个瞬时接触点的瞬态加载持续时间为

$$\Delta\tau = \frac{T}{Z \cdot 10} \quad (11)$$

第 j 转时, 第 i 个瞬时接触点的瞬态加载开始时间为

$$\tau_{ij} = (j-1)T + (i-1)\Delta\tau \quad (12)$$

将瞬时接触点和椭圆长短轴转换到单齿实体模型所在的三维坐标系下. 根据齿面上的有限元网格划分密度, 基于椭圆分布将热载荷分配给长轴上的 K 个节点, 如图 4。

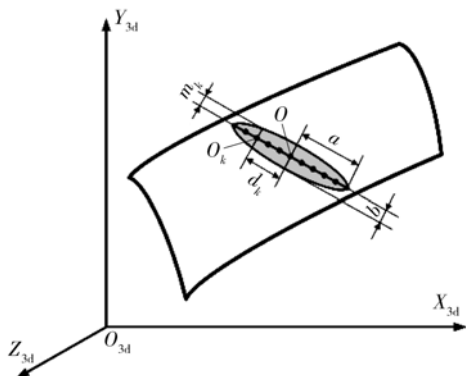


图 4 热载荷在长轴节点的分配

Fig. 4 Heat load distribution on grid points

设第 k 个加载节点 O_k 与接触椭圆中心 O 的距离为 d_k , 建立椭圆方程

$$\frac{d_k^2}{a^2} + \frac{m_k^2}{b^2} = 1 \quad (13)$$

设瞬时接触点总的稳态或瞬态热载荷为 Q , 则 O_k 上分配的热载荷 q_k 为

$$q_k = Q \frac{m_k}{\sum_{k=1}^K m_k} \quad (14)$$

3 算例分析

某直升机螺旋锥齿轮副设计参数如表 1 所示, 齿轮钢材料 AISI 9310 和润滑油参数见文献[14].

表 1 基本设计和工况参数
Table 1 Pinion and gear design data

参数	小齿轮	大齿轮
齿数	19	97
轴交角/(°)	91.5°	
压力角/(°)	20°	
中点螺旋角/(°)	30°	30°
旋向	右旋	左旋
模数/mm	5.2	
齿面宽/mm	35	35
工作转速/(r/min)	20 900	
工作扭矩/(N·m)	530	

3.1 加载接触情况

图 5 所示为 LTCA 计算得到的齿面加载接触轨迹, 图 6 所示为各瞬时接触点上的法向载荷和相对滑动速度.

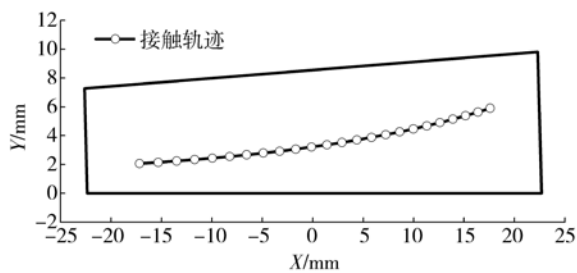


图 5 齿面加载接触轨迹

Fig. 5 Loaded contact path and locations

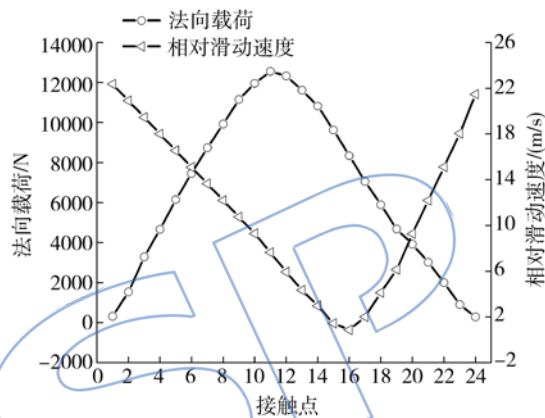


图 6 接触点法向载荷和相对滑动速度

Fig. 6 Load and sliding velocity versus contact locations

算例齿轮的加载接触轨迹为大倾斜高重合度设计, 接触点法向载荷和相对滑动速度沿接触轨迹的变化趋势相反. 在接触轨迹中部也即齿面中点附近, 法向载荷最大, 相对滑动速度最小.

3.2 摩擦因数

每一瞬时接触点的摩擦因数和摩擦热流量如图 7. 沿接触轨迹的摩擦因数先减小后增大, 齿面中点稍偏齿根处最小, 齿根和齿顶处最大. 摩擦热流量沿接触轨迹呈双峰分布, 齿面中点偏齿根区域较大.

文献[14]通过接触圆盘试验得到了摩擦因数和法向载荷、相对滑动速度的函数 $WV_s^{-1/3}$ 间的关系. 试验圆盘材料为 AISI 9310 钢, 相对滑动速度为 5.08 m/s, 表面粗糙度 R_a 为 0.58, 与算例齿轮接近. 将本文结果与文献[14]的试验曲线进行对比, 如图 8.

随着 $WV_s^{-1/3}$ 增大, 摩擦因数计算值和试验值都表现出先减小后稳定的趋势. 曲线左端的计算值和试验值相差较大, 对应的接触点靠近齿根和齿顶, 相对滑动速度都在 10 m/s 以上, 和试验条

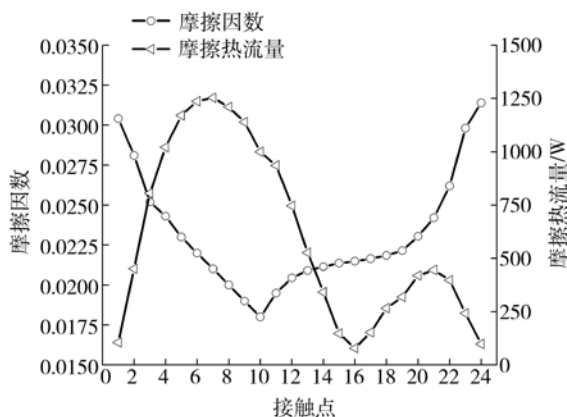


图7 摩擦因数和摩擦热流量随接触点位置变化

Fig. 7 Friction factor and heat flow rate versus contact locations

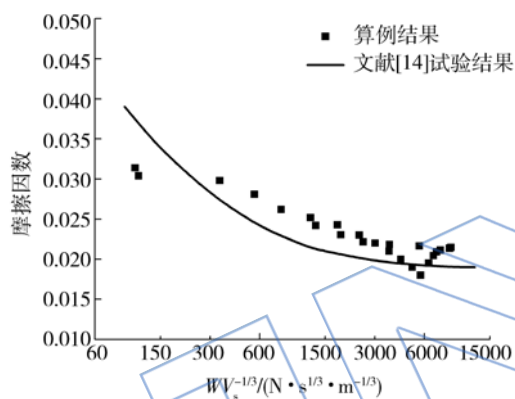
图8 摩擦因数随 $WV_s^{-1/3}$ 变化(和文献[14]对比)

Fig. 8 Friction factor as function of $WV_s^{-1/3}$ (compared with experimental results in Ref. [14])

件相差较大,而曲线右端计算值和试验值吻合较好,对应的接触点相对滑动速度都在 2 m/s 和 8 m/s 之间,更接近试验条件。

3.3 热分析结果

采用 ANSYS 软件对算例小齿轮进行有限元热分析。稳态分析算得的轮齿温度场如图 9。

轮齿温度分布范围为 70~170℃,小齿轮工作齿面高温区位于齿面中点偏大端靠齿顶部位,这是因为摩擦热流在该区域比较集中。轮齿端面散热条件较好,因此靠近端面的齿面出现了低温区。与凹面高温区相对应的区域经过热传导,形成了凸面上的相对高温区。

在稳态分析基础上进行瞬态分析。将齿轮转一周的时间分为 19×10 个载荷步,前 24 个载荷步进行接触点热加载。第 6~11 个接触点由于瞬

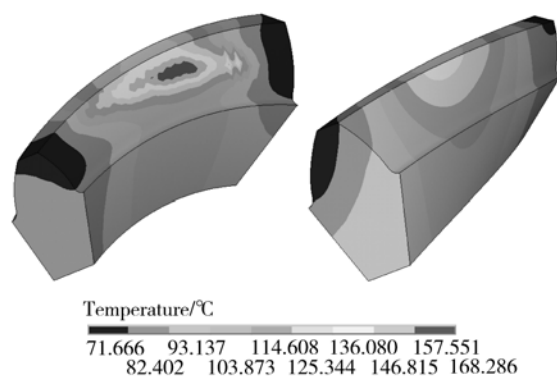


图9 轮齿稳态温度场

Fig. 9 Steady temperature field for gear tooth

时热载大,瞬态温升也较大。第 7 个接触点瞬时椭圆中心节点的温度变化曲线如图 10,将其与文献[14]中的有限元分析结果进行对比。

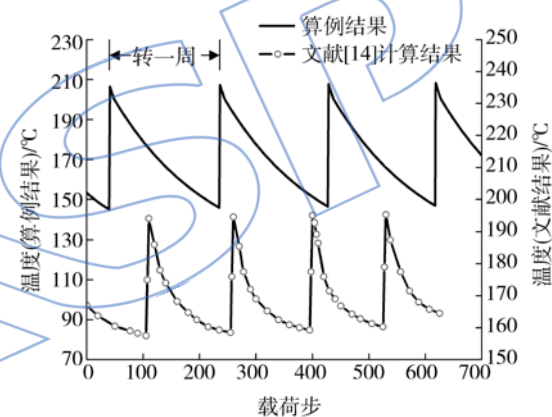


图10 齿面接触点时域温升(和文献[14]对比)

Fig. 10 Transient temperature for contact grid point (compared with analytical results in Ref. [14])

在齿轮每一转的第 7 个载荷步,即第 7 个瞬时接触点啮合时段,节点在热载作用下的瞬时闪温为 57℃。之后该节点退出啮合,在热传导和外界热交换的作用下,温度缓慢下降,直至下一转时再次啮合。由于稳态分析后轮齿已经达到热平衡,因此加载节点在每次经历热载前的温度基本不变。算例的温度变化趋势和文献[14]的结果一致,而文献[14]中小齿轮转速为 14400 r/min,扭矩为 356 N·m,因此闪温和齿轮转一周的计算载荷步数不同。

对算例齿轮样件进行台架试验,50 h 后分解检查发现小齿轮齿面上有胶合擦痕,如图 11。擦痕为齿面间金属熔焊形成的划痕状胶合区域,和稳态分析的高温区以及瞬态分析中闪温较大的接触点位置一致。

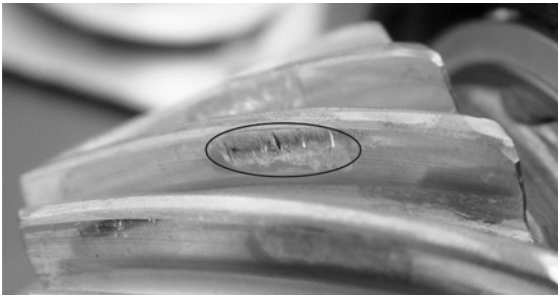


图 11 算例齿轮台架试验齿面擦痕

Fig. 11 Gear scuffing fault after bench test

4 结 论

1) 通过螺旋锥齿轮热弹流润滑分析求解齿面摩擦因数,计算参数由 LTCA 给出,能充分考虑齿面真实啮合情况和弹流润滑状态,算例结果和相似条件下的试验数据吻合。

2) 建立了有限元热分析的单齿模型和热边界条件,对瞬态热分析采用基于真实接触点的时变加载方法,在空间上将瞬态热流在接触椭圆内进行分配,较真实地模拟了螺旋锥齿轮啮合旋转过程中的热摩擦行为。

3) 有限元分析表明,轮齿温度场分布受热载和散热条件影响形成局部齿面高温区,接触点进入啮合时出现瞬时闪温,之后缓慢下降至热平衡温度,并以此趋势不断循环。

参考文献:

- [1] Hudgins W A, Shuets H A. Loss of lubrication of helicopter transmission[J]. Journal of American Helicopter Society, 1982, 27(1): 3-10.
- [2] 王延忠, 周元子, 刘强, 等. 满足直升机高生存能力的螺旋锥齿轮制造技术研究[J]. 国防制造技术, 2009(1): 22-27.
WANG Yanzhong, ZHOU Yuanzi, LIU Qiang, et al. Manufacturing of helicopter spiral bevel gears for high survivability[J]. Defense Manufacturing Technology, 2009(1): 22-27. (in Chinese)
- [3] Simon V. Thermo-EHD analysis of lubrication of helical gears[J]. ASME Journal of Mechanisms, Transmissions and Automation in Design, 1988, 110(5): 330-336.
- [4] Huang C, Wen S, Huang P. Multilevel solution of the elastohydrodynamic lubrication of concentrated contacts in spiral gears[J]. ASME Journal of Tribology, 1993, 115(6): 481-486.
- [5] Kong S, Sharif K, Evans H P, et al. Elasto hydrodynamics of a worm gear contact[J]. ASME Journal of Tribology, 2001, 123(3): 268-275.
- [6] Holmes M J A, Evans H P, Snidle R W. Analysis of mixed lubrication effects in simulated gear tooth contacts[J]. ASME Journal of Tribology, 2005, 127(1): 61-69.
- [7] 王延忠, 王涛, 周元子, 等. 航空螺旋锥齿轮乏油润滑过程分析[J]. 润滑与密封, 2008, 33(10): 4-7.
WANG Yanzhong, WANG Tao, ZHOU Yuanzi, et al. Analysis on the starved lubrication of aerial spiral bevel gear[J]. Lubrication Engineering, 2008, 33(10): 4-7. (in Chinese)
- [8] 王延忠, 周云飞, 周济, 等. 基于弹流润滑的螺旋锥齿轮的加工修正方法[J]. 机械工程学报, 2002, 38(7): 70-75.
WANG Yanzhong, ZHOU Yunfei, ZHOU Ji, et al. Correctional method of spiral bevel gear machining based on elastohydrodynamic lubrication[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2002, 38(7): 70-75. (in Chinese)
- [9] Simon V. Influence of machine tool setting parameters on EHD lubrication in hypoid gears[J]. Mechanism and Machine Theory, 2009, 44(5): 923-937.
- [10] Handschuh R F, Kicher T P. A method for thermal analysis of spiral bevel gears[J]. ASME Journal of Mechanical Design, 1996, 118(8): 580-585.
- [11] Handschuh R F, Kicher T P. Experimental and analytical assessment of the thermal behavior of spiral bevel gears[R]. NASA TM-107009, 1995.
- [12] 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. Loaded contact analysis of bevel gear tooth based on tooth manufacture error[J]. Mechanical Science and Technology, 2002, 21(2): 224-227. (in Chinese)
- [13] Litvin F L, Fuentes A, Fan Q. Computerized design, simulation of meshing and contact and stress analysis of face-milled formate generated spiral bevel gears[J]. Mechanism and Machine Theory, 2002, 37(3): 441-459.
- [14] Handschuh R F. Thermal behavior of spiral bevel gears[R]. NASA TM-106518, 1995.