

文章编号:1000-582X(2009)05-0487-06

蜗轮稳态温度场的模拟及影响因素分析

石万凯,姜宏伟,秦大同

(重庆大学 机械传动国家重点实验室,重庆 400030)

摘要:为了获得蜗轮齿面本体温度的分布特征,结合传热学、摩擦学及啮合原理,对啮合过程中轮齿的对流换热系数和齿面摩擦热流密度进行了数值模拟,建立了轮齿温度场的有限元分析模型,并对不同载荷和转速条件下,轮齿接触面本体温度的变化趋势进行了研究。结果表明:齿面本体温度沿齿宽方向的分布是不对称的,蜗轮齿面的啮入端、中间区、啮出端按低温、高温、中温分布;最大本体温度产生于轮齿齿面的节线附近;蜗轮副传递的转矩越大,齿面最大本体温度随转速增加的变化趋势越明显。

关键词:蜗轮;对流换热系数;热流密度;温度场;热分析

中图分类号:TH113.1

文献标志码:A

Simulation of a steady temperature field and analysis of factors affecting a worm gear

SHI Wan-kai, JIANG Hong-wei, QIN Da-tong

(State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University,
Chongqing 400030, P. R. China)

Abstract: To obtain the distribution characteristic of the temperature on the surface of worm gear, a numerical simulation using heat transfer theory, tribology theory, and mesh theory is given to calculate the heat transfer coefficient and heat flux of rolling gear teeth. A FEA modeling procedure is developed to analyze the gear teeth temperature field. Under different load and speed conditions, the tooth surface bulk temperature trend also is analyzed. The results indicate that distribution of the tooth surface bulk temperature along tooth width is asymmetrical. The temperature in the engaging-out area is higher than the engaging-in area, and the highest bulk temperature occurs near the tooth surface pitch line. The trend that the highest bulk temperature changes with the rotation-speed is more obvious when transmitting greater torque.

Key words: worm gear; heat transfer coefficient; heat flux; temperature field; thermal analysis

齿面胶合是蜗杆传动的主要失效形式,直接影响其使用寿命和传动性能。过高的齿面温度是轮齿接触面发生胶合失效的主要原因^[1]。荷兰学者 Block 提出的齿面胶合失效理论指出,齿面温度由

两部分组成:一是本体温度,它是不随啮合循环而变化的稳态量;二是闪温,它是沿啮合位置变化的瞬态量。Winter 则提出了齿面积分温度理论,建立了齿面抗胶合能力的计算准则。这两种方法都是以轮齿

收稿日期:2008-12-20

基金项目:国家自然科学基金资助项目(50575234)

作者简介:石万凯(1968-),男,重庆大学副教授,博士,主要从事机械传动研究,(Tel)023-65112478;
(E-mail)wankai_shi@cqu.edu.cn。

接触面的温度是否超过齿面胶合温度作为计算准则。

目前对传动零件齿面温度场的求解,国内外学者采用不同的分析方法和手段对其进行了数值模拟^[1-8],但蜗杆传动中蜗轮轮齿接触面的摩擦热流密度以及轮齿各表面的强制对流换热系数的准确确定是获得可靠分析结果的关键。笔者结合传热学、摩擦学及啮合原理,建立了蜗轮齿面稳态温度场的数学模型,采用有限元分析软件进行了求解计算,并详细地分析了轮齿对流换热系数及齿面摩擦热流密度的分布以及它们对蜗轮齿面温度的影响。

1 影响蜗轮轮齿温度场的主要因素

蜗杆传动在啮合过程中,由于接触齿面的相对滑动产生了摩擦热,致使蜗轮轮齿的温度升高,并在定转速和载荷条件下达到热平衡,此时轮齿的温度称为本体温度;同时轮齿接触面在啮合瞬间会产生较大的温度变化,这一温度被称为闪温。蜗轮齿面的瞬时接触温度则是本体温度和瞬时温度的叠加。

1.1 蜗轮对流换热系数的影响

润滑对蜗杆传动具有重要意义。润滑不良会导致传动效率的大幅降低,所以往往采用粘度大的矿物油进行喷油润滑。在旋转条件下,轮齿接触面仅在啮合瞬间获得一次喷油冷却,具有间歇性瞬态强制冷却的特征,应采用离心抛射冷却扩散的过程来确定对流换热系数^[9]。蜗轮轮齿端面则采用单相液体流动来分析对流换热系数,但需要首先确定润滑油沿轮齿表面产生的层流或过渡层流动或紊流。蜗轮轮齿端面和啮合面的对流换热系数随着齿面啮合位置、旋转速度和操作条件的变化而变化。

1.2 齿面摩擦热流密度的影响

齿面摩擦热流密度是影响轮齿稳态温度场分布情况的决定性因素。蜗轮轮齿接触面的齿面接触力、摩擦因数和相对滑动速度是影响摩擦热流密度的主要因素,对轮齿本体温度和齿面闪温产生决定性的影响。此外,热流密度还受其在蜗杆蜗轮轮齿之间的热分配系数等因素的影响。

2 蜗轮对流换热系数分析

2.1 轮齿端面对流换热系数分析

蜗轮轮齿端面的对流传热可以简化为滚动圆盘的对流传热^[10]。润滑油沿圆盘表面的流动可以划分为 3 种类型,即层流、过渡层流动和紊流。在不同流动类型内,圆盘表面的对流换热系数则可以由 Nusslet 数和 Reynolds 数表示并由圆盘表面的局部

半径确定。

1)层流。当 Reynolds 数 Re 小于 2×10^5 时,圆盘表面的流动属于层流,其对流换热系数 h_s 可表示为

$$h_s = \frac{k_f \cdot Nu}{r_c} = 0.308 k_f (m+2)^{0.5} Pr^{0.5} \left(\frac{\omega}{v_f}\right)^{0.5}, \quad (1)$$

式中 Nusslet 数定义为

$$Nu = \frac{h_s \cdot r_c}{k_f} = 0.308 (m+2)^{0.5} Pr^{0.5} Re^{0.5}, \quad (2)$$

Prandtl 数和 Reynolds 数分别定义为

$$Pr = \frac{\rho_f v_f c_f}{k_f}, \quad Re = \frac{\omega \cdot r_c^2}{v_f},$$

其中: ρ_f 、 v_f 、 c_f 、 k_f 分别为圆盘表面润滑油的密度、运动粘度、比热和热传导率; r_c 为圆盘表面上的任意半径; ω 是圆盘的旋转速度; m 是一指数常数,用于定义圆盘表面温度沿径向的分布,这里假定其具有二次分布即 $m=2$ 。

2)过渡层流动。当 Re 在 $2.0 \times 10^5 \sim 2.5 \times 10^5$ 时,这一流动范围内的对流换热系数的估算公式为

$$h_s = \frac{k_f \cdot Nu}{r_c} = 10 \times 10^{-20} k_f \left(\frac{\omega}{v_f}\right)^4 r_c^7, \quad (3)$$

式中 Nusslet 数定义为

$$Nu = \frac{h_s \cdot r_c}{k_f} Re^4. \quad (4)$$

3)紊流。当 Re 大于 2.5×10^5 时,圆盘表面的润滑油变成紊流。此时圆盘表面的对流换热系数计算公式为

$$h_s = \frac{k_f \cdot Nu}{r_c} = 0.0197 k_f (m+2.6)^{0.2} Pr^{0.6} \left(\frac{\omega}{v_f}\right)^{0.8} r_c^{0.6}, \quad (5)$$

式中 Nusslet 数定义为

$$Nu = \frac{h_s \cdot r_c}{k_f} = 0.0197 (m+2.6)^{0.2} Pr^{0.6} Re^{0.8}. \quad (6)$$

圆盘表面的对流换热系数随着圆盘径向位置的改变而改变并取决于表面的流动类型和旋转速度。基于 Re 的大小可计算出下列临界半径值以划分圆盘表面的流动类型:过渡层流动的临界半径 $R_T = \sqrt{2 \times 10^5 v_f / \omega}$;紊流的临界半径 $R_{TU} = \sqrt{2.5 \times 10^5 v_f / \omega}$ 。

表 1-2 为本算例中阿基米德蜗轮副的几何参数、材料性能以及润滑油性能参数。蜗杆的最大转速为 3 000 r/min,代入计算得到 $R_T = 451.35$ mm,大于蜗轮的最大半径,故蜗轮表面的流动方式属于层流。图 1 给出了蜗轮轮齿端面在润滑油的流动状态下,对流换热系数随蜗杆转速的变化曲线。

表 1 阿基米德蜗杆副算例的主要参数和材料性能

传动件	齿数	泊松比	弹性模量 /GPa	密度 /(kg·m ⁻³)	热导率 /W(m·K) ⁻¹	比热容 /J(kg·K) ⁻¹	α_l /K ⁻¹	模数 /mm	中心距 /mm
蜗杆	1	0.30	210.0	7 800	48	0.49	11.5×10^{-6}	1.5	33
蜗轮	30	0.35	88.3	8 800	64	0.37	17.5×10^{-6}	1.5	33

表 2 润滑油(L-CKE/P 320)的性能参数

运动粘度 /(m ² ·s ⁻¹)	热导率 /W(m·K) ⁻¹	比热容 /J(kg·K) ⁻¹	密度 /(kg·m ⁻³)
320×10^{-6}	0.133 7	1 900	900

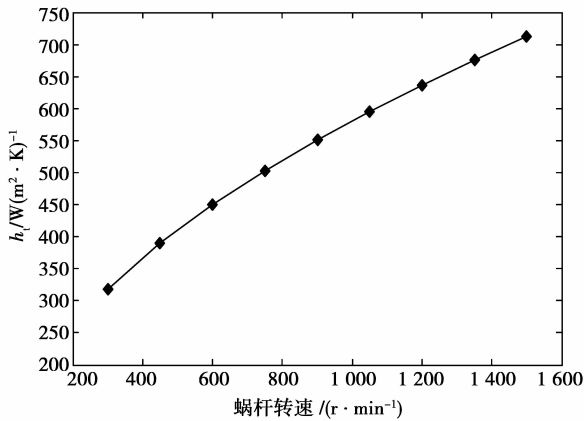


图 1 蜗轮轮齿端面对流换热系数

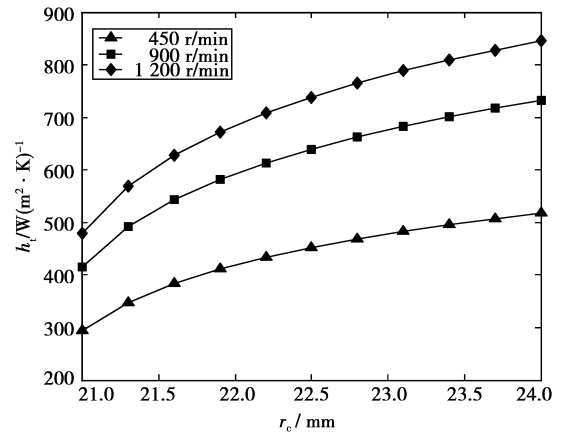


图 2 蜗轮轮齿端面对流换热系数

2.2 轮齿啮合齿面对流换热系数分析

蜗杆传动常用的齿面冷却方法是将高压润滑油喷射到轮齿的表面,即每一个齿面在一个旋转周期仅获得一次喷油。这一冷却过程的特征是由瞬态和强制对流换热过程而导致的间隙性抛射冷却。啮合齿面的对流换热系数计算公式为^[11]

$$h_t = \frac{Q_{tot}}{\theta_s H_c t} = \frac{\sqrt{\omega}}{2\pi} \cdot \sqrt{\lambda \rho c} \cdot \left(\frac{v_0 H_c}{k \cdot r_c} \right)^{\frac{1}{4}} q_{tot}, \quad (7)$$

式中: Q_{tot} 为单位时间和体积内从轮齿啮合面扩散的摩擦热量; θ_s 是齿面平均平衡温度与润滑油初始供油温度的差别常数(笔者假定这一差别常数为 $10\text{ }^\circ\text{C}$); H_c 为任意接触点半径所在处轮齿的高度; ω 是蜗轮的旋转速度; r_c 是齿面上任意接触点的半径; λ 、 k 、 v_0 分别为润滑油的热导率、传热系数和运动粘度; q_{tot} 为标准化总冷却量。

图 2 为蜗杆转速 450~1 200 r/min 时蜗轮啮合齿面对流换热系数随轮齿半径的变化曲线。分析得出,啮合面对流换热系数的增加大致与轮齿转速的增加成比例。

3 齿面摩擦热流密度分析

蜗轮副啮合传动时因发生摩擦而产生热量,在单位时间和单位面积上由两啮合齿面滑动摩擦而产生的瞬时热流为^[12]

$$q_t = \frac{\beta \eta f_c p_n |v_s|}{2b} = \frac{\beta \eta f_c W |v_s|}{2bl}, \quad (8)$$

式中: β 为蜗轮蜗杆热分配系数; η 为摩擦能转化为热能的系数,一般取 $\eta=0.90\sim 0.95$; f_c 为啮合齿面任意啮合位置的摩擦因数; $p_n=W/l$,即单位长度法向载荷; b 为赫兹接触半宽。

令平均法向接触应力 $p_{nc}=W/2bl$,将式(8)转化为

$$q_t = \beta \eta f_c p_{nc} |v_s|, \quad (9)$$

但实际上在轮齿啮合区只有处于接触状态时才有热流输入,因此须对其热流密度在旋转一周的时间内进行平均。蜗轮的啮合齿面在蜗轮每旋转一周内所获得的平均热流密度可表示为

$$q_{av} = \frac{t_{hc}}{t_1} \cdot q_t = \frac{t_{hc}}{t_1} \cdot \beta \eta f_c p_{nc} |v_s|, \quad (10)$$

其中: t_{hc} 为蜗轮轮齿接触区摩擦热流密度通过接触宽度所需要的时间; t_1 为蜗轮每旋转一周需要的时间。

3.1 热流分配系数的确定

根据摩擦学原理,采用瞬现温升平均值相同的条件,可得蜗轮热分配系数的计算公式^[13]

$$\beta = \frac{1}{\lambda_1} \left(\frac{k_1 b}{v_1} \right)^{0.5} \left/ \left[\frac{1}{\lambda_1} \left(\frac{k_1 b}{v_1} \right)^{0.5} + \frac{1}{\lambda_2} \left(\frac{k_2 b}{v_2} \right)^{0.5} \right] \right., \quad (11)$$

式中: λ_1 、 λ_2 分别为蜗杆蜗轮材料的热导率; k_1 、 k_2 分别为两摩擦件传热系数; v_1 、 v_2 分别为蜗杆蜗轮的运动速度; b 为平均接触半宽。将表 1 值代入式(11),得蜗轮热分配系数为 0.515。

3.2 齿面平均法向接触应力的确定

由于蜗轮在啮合过程中接触线总长和当量曲率半径在不断变化,所以求解单位接触线上的载荷及曲率半径非常复杂,根据相关文献给出了蜗轮齿面平均接触应力的计算式^[14]

$$p_{nc} = \frac{4}{\pi} \left[\frac{p_m^* \cdot T_2 \cdot 10^3 \cdot E_r}{a^3} \right]^{0.5}, \quad (12)$$

式中: p_m^* 为无量纲的平均赫兹应力参数; E_r 为等效弹性模量; T_2 为蜗轮输入转矩; a 为中心距。

3.3 摩擦因数的确定与相对滑动速度的分布

蜗轮轮齿齿面的摩擦因数主要受转速、接触载荷以及轮齿啮合位置的影响,对于啮合齿面的任意位置 C ,由经验公式摩擦因数 f_c 可表示为

$$f_c = \left[\frac{a_1 p_{nc}}{(v_s + 0.2)} + a_2 p_{nc} v_s + a_3 p_{nc} \right] \cdot \left(\frac{v_s}{v_2} \right)^{0.5}, \quad (13)$$

式中: a_1 、 a_2 、 a_3 是与平均法向接触应力 p_{nc} 有关的常数,大小由 p_{nc} 决定。

图 3 给出了蜗杆转速为 900 r/min 时,蜗轮接触齿面各瞬时接触线上相对滑动速度的分布,其中 x 为齿宽方向坐标, y 为齿高方向坐标。

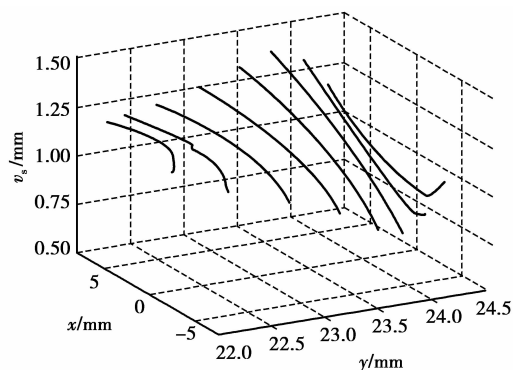


图 3 蜗轮齿面瞬时接触线上相对滑动速度分布

4 蜗轮轮齿本体温度有限元分析

接触面的瞬时温度是轮齿本体温度与随时间和

位置而改变的瞬时温升的叠加。闪温只分布于轮齿表面很薄的一层内,达到热平衡后蜗轮轮齿的本体温度基本上是相对于时间稳定的随位置变化的分布,而且蜗轮转动一周所需的时间与本体温度发生变化所需的时间相比相对较长,可认为各个轮齿的本体温度分布是均匀一致的,故取单齿作为研究对象,其导热微分方程为^[15]

$$\rho_2 c_2 \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda_2 \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right), \quad (14)$$

式中: ρ_2 、 c_2 分别为蜗轮密度和比热容。

蜗轮单个齿的三维实体模型如图 4 所示,将轮齿分为 A、B、C 区,A 为轮齿端面,B 为轮齿非啮合齿面,C 为啮合面,其边界条件如下

$$\left. \begin{aligned} -k \frac{\partial T}{\partial n} &= h_s (T - T_c), & A, B \text{ 区}; \\ -k \frac{\partial T}{\partial n} &= h_i (T - T_c) - q_{av}(x, y, z, t), & C \text{ 区}. \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

式中: T_c 为润滑油温,取 $T_c = 30^\circ\text{C}$ 。

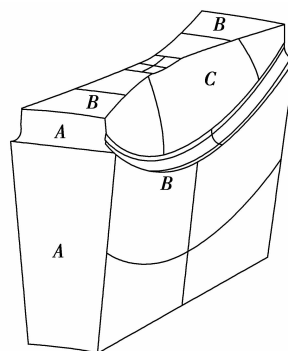


图 4 蜗轮轮齿三维实体示意图

在面 A、B、C 上添加各自的对流换热系数,并在啮合面 C 上添加齿面摩擦热流密度,利用软件对蜗轮的稳态温度场进行求解。蜗轮轮齿在蜗杆转速变化时,不同载荷条件下的本体温度分布如图 5(a)~(c)所示,轮齿啮合面的本体温度明显要高于轮齿齿体的本体温度,尤其在功率过大时,轮齿表面的最大本体温度迅速升高。热传导使温度从齿面到齿体呈一定的分布,但是不均匀的齿面摩擦热流仍然在轮齿齿面的节线附近产生了最大本体温度。其主要原因是啮合齿面摩擦热流密度在节线附近靠近齿根位置为最大,在热传递及热对流冷却的综合作用下,致使在轮齿齿面的节线附近产生了最大本体温度。

图 5(c)、(d)表明,热量由轮齿端面的对流散热带走,但由于分布不均匀的齿面摩擦热流密度,齿面本体温度沿齿宽方向的分布是不对称的,蜗轮齿面

沿齿宽方向的啮入区、中间区、啮出区按低温、高温、中温分布;沿齿高方向,齿顶区域温度高于齿根区域。

的改变较之传递转矩的变化对轮齿表面的最大本体温度造成了更大的影响。蜗轮副传递的转矩越大,齿面最大本体温度随转速增加的变化趋势越明显。

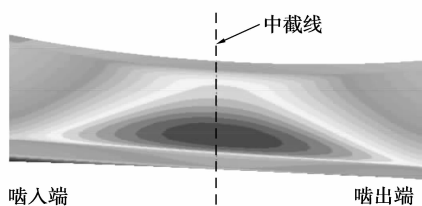
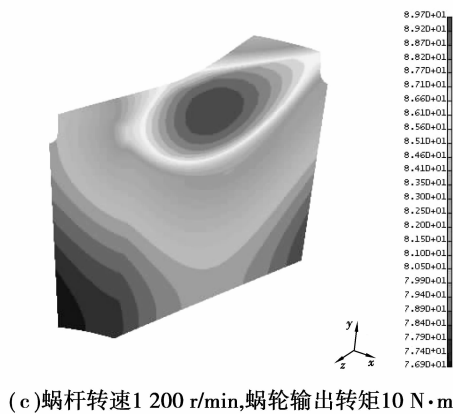
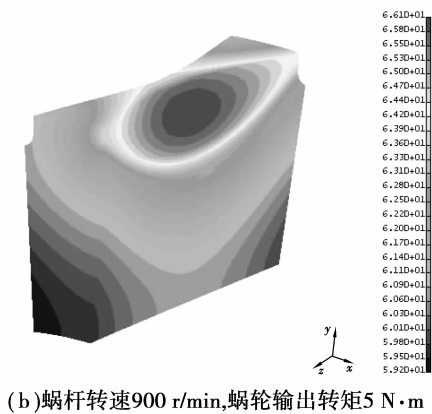
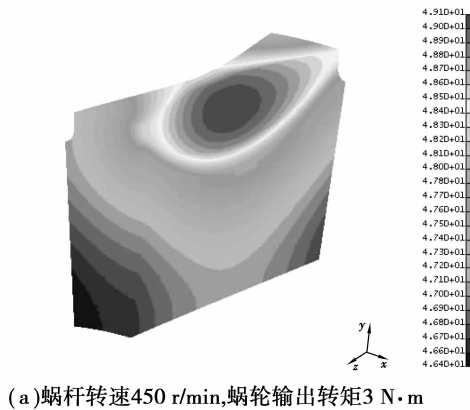


图 5 不同转速和转矩条件下蜗轮轮齿本体温度的分布

图 6 所示蜗轮转矩为 3、5、10 N·m 时轮齿接触面最大本体温度随蜗杆转速变化的趋势。蜗轮转速

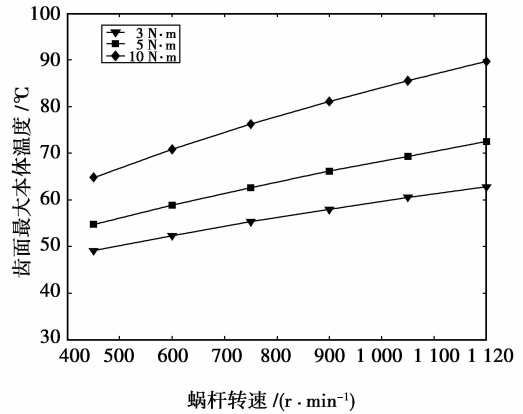


图 6 最大本体温度变化曲线

5 结 论

- 1) 轮齿对流换热系数和齿面摩擦热流密度是影响蜗轮轮齿温度场的主要因素。
- 2) 轮齿端面对流换热系数的确定主要取决于轮齿端面的润滑油的流动类型;轮齿啮合面对流换热系数主要与蜗轮转速、齿面啮合位置和轮齿平均平衡温度等因素有关,且啮合面对流换热系数的增加大致与轮齿转速的增加成比例。
- 3) 蜗轮副的热分配系数、齿面平均法向应力、轮齿接触区相对滑动速度以及齿面摩擦因素等决定了轮齿齿面摩擦热流密度的分布规律。
- 4) 不均匀的齿面摩擦热流密度导致齿面本体温度沿齿宽方向的分布是不对称的,最大本体温度产生于轮齿齿面的节线附近。蜗轮副传递的转矩越大,齿面最大本体温度随转速增加的变化趋势越明显。蜗轮稳态温度场的模拟为评价蜗轮抗胶合能力及其传动性能提供了理论依据,也为进一步研究蜗轮瞬态温度场及齿面闪温的分布提供了理论基础。

参考文献:

[1] 肖望强,李威,韩建友.非对称渐开线齿轮传动的热分析[J].农业机械学报,2006,37(12):164-167.
XIAO WANG-QIANG, LI WEI, HAN JIAN-YOU. Thermal analysis of involute gear transmission with unsymmetric tooth profile [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2006, 37 (12):164-167.

- [2] MURAT T, METIN A. Determination of surface temperature rise with thermo-elastic analysis of spur gear[J]. *Wear*, 2006, 261(1/2):656-665.
- [3] 明兴祖,严宏志,陈书涵,等. 3D 力热耦合磨齿模型与数值分析[J]. *机械工程学报*,2008,44(5):17-24.
MING XING-ZU, YAN HONG-ZHI, CHEN SHU-HAN, et al. 3D models of thermo-mechanical coupling of grinding tooth and numerical analysis[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2008, 44 (5): 17-24.
- [4] YANG P, YANG P R. Analysis on the thermal elasto-hydrodynamic lubrication of tapered rollers in opposite orientation[J]. *Tribology International*,2007, 40 (10/12):1627-1637.
- [5] 龙慧,张光辉,罗文军. 旋转齿轮瞬时接触应力和温度的分析模拟[J]. *机械工程学报*,2004,40(8):24-29.
LONG HUI, ZHANG GUANG-HUI, LUO WEN-JUN. Modeling and analysis of transient contact stress and temperature of involute gears[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*,2004,40(8):24-29.
- [6] MAO K. A numerical method for polymer composite gear flash temperature prediction[J]. *Wear*, 2007, 262 (11/12):1321-1329.
- [7] EBUBEKIR A, SERHAN O. Intelligence modeling of the transient asperity temperatures in meshing spur gears[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2005, 40 (1):119-127.
- [8] 石万凯,姜宏伟,秦大同,等. 燃气轮机用人字齿轮副接触应力及稳态热分析[J]. *重庆大学学报*,2008,31(11): 1209-1214.
SHI WAN-KAI, JIANG HONG-WEI, QIN DA-TONG, et al. Contact stress and steady thermal analysis of herringbone gears in a gas turbine [J]. *Journal of Chongqing University*, 2008, 31 (11): 1209-1214.
- [9] LONG H, LORD A A, GETHIN D T, et al. Operating temperatures of oil-lubricated medium-speed gears: numerical models and experimental results[J]. *Journal of Aerospace Engineering*,2003,217(2):87-106.
- [10] SENTHILVELAN S, GNANAMOORTHY R. Effect of rotational speed on the performance of un-reinforced and glass fiber reinforced Nylon 6 spur gears [J]. *Materials & Design*, 2006, 28(2): 765-772.
- [11] DEWINTER A, BOLK H. Fling-off cooling of gear teeth[J]. *Journal of Engineering for Industry*,1974,96 (1):60-70.
- [12] 程福安,焦金娟. 蜗轮稳态温度场有限元分析[J]. *机械工程学报*,1998,34(3):7-12.
CHEN FU-AN, JIAO JIN-JUAN. Steady temperature field of worm gear and analysis by using FEM [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 1998, 34 (3):7-12.
- [13] 杨世铭,陶文铨. 传热学原理[M]. 4 版. 北京:高等教育出版社,2006:115-119.
- [14] 姜宏伟,石万凯,秦大同. 蜗杆传动磨损的理论分析[J]. *重庆大学学报*,2008,31(1):5-8.
JIANG HONG-WEI, SHI WAN-KAI, QIN DA-TONG. Theoretical analysis of wear in worm gears[J]. *Journal of Chongqing University*,2008,31(1):5-8.
- [15] SHI W K, QIN D T, ZHANG Q W. Thermal analysis and optimization on steel-worm wheel with the coating[C]// *Proceedings of the International Conference on Mechanical Transmission*, Sept 26-30, 2006, Chongqing, China. Beijing: Science Press, 2006: 1155-1160.

(编辑 张 苹)