

面齿轮啮合过程中齿面温度仿真

邓小宝, 何国旗, 陈小文, 杨帆, 彭正林

(湖南工业大学 机械工程学院, 湖南 株洲 412007)

摘要: 齿面温度及其变化是计算轮齿变形和判断齿轮是否胶合的主要依据。根据面齿轮传动以及传热学的基本原理, 通过对面齿轮啮合接触区进行分析, 运用表面温度法, 介绍了面齿轮点接触区润滑数学模型、油膜厚度方程和油膜能量方程, 建立了面齿轮传动的齿面瞬时接触温度的计算方程。研究了啮合齿面间的接触应力、齿面相对滑动速度以及齿面间的摩擦系数等相关参数的计算。对面齿轮传动的啮合过程中不同啮合位置时, 齿面温升进行有限元分析, 研究面齿轮齿面温度的分布规律, 为面齿轮的设计提供有效的理论依据。

关键词: 面齿轮啮合; 齿面方程; 齿面温度; 接触应力

中图分类号: TH132.4

文献标志码: A

文章编号: 1673-9833(2011)06-0056-05

Tooth Surface Temperature Simulation of Face Gear Meshing Process

Deng Xiaobao, He Guoqi, Chen Xiaowen, Yang Fan, Peng Zhenglin

(School of Mechanical Engineering, Hunan University of Technology, Zhuzhou Hunan 412007, China)

Abstract: Tooth surface temperature and its changes are main basis to calculate gear tooth deformation and to determine whether gluing or not. According to the basic principles of face-gear driving and heat transfer, analyzed the face gear meshing area. By means of surface temperature method, derived face-gear mathematical model of lubrication, oil film thickness equation and oil film energy equation, and established the face-gear transmission equations for calculating instantaneous contact temperature. Studied the contact stress of engagement, relative sliding velocity of tooth surface and the computing of friction coefficient between the tooth surface. Conducted a finite element analysis on the temperature rise at different positions in the face-gear meshing process. Researched the tooth surface temperature distribution to provide an effective theoretical basis for face-gear design.

Keywords: face-gear driving; tooth surface equations; tooth surface temperature; contact stress

0 引言

面齿轮传动具有结构简单、占用空间小、传动重合度高、轴向误差不敏感、传动平稳、动力分流效果

好等优点^[1-2], 大多应用于高速重载场合。面齿轮在啮合时摩擦生热较大, 齿面温升较高, 齿面上不均匀的温度场不仅引起齿轮的热弹性变形, 产生热应力, 而且会消除齿轮传动间隙, 导致传动失效, 这严重影

收稿日期: 2011-09-17

基金项目: 湖南省大学生研究性学习和创新性实验基金资助项目(湘教通[2011]123号), 湖南工业大学大学生研究性学习和创新性实验基金资助项目(湖工大教字[211]12号), 湖南省自然科学基金资助项目(11JJ3055)

作者简介: 邓小宝(1989-), 男, 湖南益阳人, 湖南工业大学学生, 主要研究方向为机械设计及理论,

E-mail: 937651483@qq.com

响面齿轮的传动性能、润滑性能和可靠性。因此,齿面温度是影响面齿轮传动质量的重要技术指标。

国内外许多学者对齿轮接触面的温度进行了研究,如:G. Deng 等人^[1]分析了齿轮啮合的初始温度,并建立了经验公式;R. F. Handschuh 等人^[2-3]对孤齿锥齿轮的温度场进行分析,提出了螺旋斜齿轮温度场的分析方法;方宗德等人^[4]通过三维接触分析方法确定了斜齿轮齿面的载荷分布,用线接触弹流理论和 Block 基本公式分别计算了斜齿轮在工作状态下的齿面闪温分布;靳广虎等人^[5]对面齿轮齿面温升进行了研究;龙慧等人^[6-7]系统地分析了圆柱齿轮啮合过程中,主从动轮轮齿的绝对滑动速度和相对滑动速度,建立了齿面摩擦因数和摩擦热流量的计算方法,并分析了其沿啮合面的分布规律,以及相关的影响因素;肖望强等人^[8]分析了非对称齿轮沿啮合面的分布规律以及相关的影响因素,建立了非对称齿轮有限元温度分析的模型;孙首群等人^[9]对渐开线轮齿温度场影响因素进行了分析。但学者们对面齿轮啮合的温度场,特别是面齿轮温度场的影响因素的分析鲜有报道。

本文采用有限元分析法,对面齿轮在传动过程中不同啮合位置的齿面最大瞬时温升的分布规律进行研究。

1 啮合接触区的润滑数学模型

1.1 啮合点接触弹流润滑方程

设 p 为油膜压力; h 为啮合齿面间油膜厚度; v_c 为啮合齿面间卷吸速度; η 为流体黏度; ρ 为流体密度; $\bar{\rho}$ 为流体无量纲密度; ρ_c 为因流体黏度 η 和密度 ρ 在膜厚方向变化而定义的当量参数; ξ 为将时变问题与稳态问题联系起来的动态系数, $\xi=0$ 时为稳态工况, $\xi=1$ 时反映的则是时变问题; x 和 y 为坐标变量。考虑时变效应的 Reynolds 方程,通过修正传统 Reynolds 方程得到适合面齿轮点接触弹流润滑的无量纲方程^[10]为

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\frac{\rho}{\eta} \right)_c h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\frac{\rho}{\eta} \right)_c h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right] = 12v_c \frac{\partial(\bar{\rho}h)}{\partial x} + 12\xi \frac{\partial(\rho_c h)}{\partial t} \quad (1)$$

1.2 啮合点接触数学模型平衡方程

考虑单位时间内带入与流出接触区的润滑油数量相等,建立面齿轮啮合接触数学模型平衡方程。

油膜厚度由几何膜厚、表面粗糙度和弹性变形三部分构成^[4-8],即

$$h(x, y, t) = h_0(t) + \left(\frac{x^2}{2r'_x} + \frac{y^2}{2r'_y} \right) - S + \frac{2}{\pi E'} \iint \frac{P(x', y', t)}{\sqrt{(x-x')^2 + (y-y')^2}} dx' dy' \quad (2)$$

式中: $h_0(t)$ 是一与时间有关的函数,代表瞬时刚体中心膜厚;

r'_x, r'_y 是接触固体分别在 x, y 方向的当量曲率半径;

E' 为等效弹性模量; x', y' 分别为 x 和 y 方向的无量纲坐标变量;

$P=p/p_H$ 为无量纲压力, p_H 为最大 Hertz 接触压力。

右端第二项和第三项代表几何膜厚;

右端最后一项为两表面法向弹性沉陷之和。

1.3 啮合接触区润滑油膜能量方程

面齿轮啮合接触区润滑油膜能量方程为^[4-8]

$$c \left(\rho \frac{\partial T}{\partial t} + \rho v_x \frac{\partial T}{\partial x} + \rho v_y \frac{\partial T}{\partial y} \right) - k \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = - \frac{T}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial T} \left(\frac{\partial P}{\partial t} + v_x \frac{\partial P}{\partial x} + v_y \frac{\partial P}{\partial y} \right) + \eta^* \left[\left(\frac{\partial v_x}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_y}{\partial z} \right)^2 \right] \quad (3)$$

式中: c 为润滑油的比热容;

k 为润滑油的热传导系数;

T 为油膜温度;

v_x, v_y 分别为润滑油沿 x, y 方向的流速;

η^* 为啮合接触区润滑油综合黏度。

1.4 啮合接触表面的摩擦热流量

齿轮接触表面的摩擦热流量由接触压力、齿面的相对滑动速度和齿面摩擦系数确定。根据弹性接触理论,点接触的面齿轮传动,齿面在法向载荷 F 的作用下,表面间接触点在公切面上将形成接触椭圆,接触区中心点处的摩擦热流量计算式^[5]为

$$q = f P_{\max} |v_1 - v_2| \quad (4)$$

式中: f 为滑动摩擦因数;

P_{\max} 为接触中心的最大单位应力;

v_1, v_2 分别为两轮在啮合点处的滑动速度。

1.5 啮合接触表面的摩擦因数

面齿轮齿面的摩擦因数随转速和接触载荷的变化而改变,与面齿轮齿面粗糙度、工作温度下润滑油黏度、啮合位置传动等因素有关。面齿轮齿面摩擦因数的经验计算公式^[5]为

$$f = 0.12 \left(\frac{\sigma_H R_a}{\eta_d v_\Sigma} \right)^{0.25} \quad (5)$$

式中: σ_H 为齿面平均接触应力;

R_a 为表面粗糙度;

η_d 为工作温度下润滑油的动力黏度;

v_s 为齿轮切向速度之和, 且

$$v_s = (2 + \Gamma - \Gamma/u)v_j \sin \alpha'_i, \quad (6)$$

其中, v_j 为节线速度, u 为面齿轮与圆柱小齿轮齿数之比, α'_i 为节圆上的啮合角, Γ 为沿啮合线的坐标。

式(6)中, $\Gamma = \frac{\tan \alpha_\gamma}{\tan \alpha'_i} - 1$, 其中 α_γ 为接触点上的啮合角。

2 齿面的接触应力大小及其影响因素

油膜破坏是面齿轮齿面胶合产生的直接原因, 油膜承载能力与润滑油压黏系数和面齿轮啮合点按胶合计算的许用最大压力的乘积有关, 而啮合点的许用最大压力取决于齿面摩擦功及允许温升。

1) 啮合点处接触域大小的确定

当面齿轮进行动力传动时, 面齿轮齿面受法向力的作用, 使接触点成为椭球面。根据接触点主曲率和两弹性体弹性系数与接触椭圆区域的关系可知, 接触区域椭圆长短半轴 r_x 和 r_y 分别为

$$\begin{cases} r_x = \alpha^3 \sqrt{\frac{1.5F}{K_1^I + K_2^I + K_1^{II} + K_2^{II}} \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)}, \\ r_y = \beta^3 \sqrt{\frac{1.5F}{K_1^I + K_2^I + K_1^{II} + K_2^{II}} \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)}. \end{cases} \quad (7)$$

式中: 系数 α 和 β 为椭圆积分函数;

K_1^I 和 K_2^I 分别为啮合点处的圆柱齿轮齿面的两主曲率;

K_1^{II} 和 K_2^{II} 分别为啮合点处的面齿轮齿面的两主曲率^[4-6];

μ_i 和 E_i ($i=1, 2$) 分别为两齿轮材料的泊松比和弹性模量。

由式(8)求出的椭圆域长短半径的大小, 可确定接触域的大小。

$$\tau(r) = \left[(K_1^I - K_1^{II})^2 + 2(K_1^I - K_1^{II})(K_2^I - K_2^{II}) \cos 2\omega + (K_2^I - K_2^{II})^2 \right]^{\frac{1}{2}} / (K_1^I + K_1^{II} + K_2^I + K_2^{II}), \quad (8)$$

式中 ω 为圆柱齿轮转速。

2) 啮合点处的最大接触应力

按照赫兹接触理论, 在接触椭圆表面上, 接触应力按椭圆体分布, 其最大接触应力 σ_{\max} 在接触椭圆中心。因此, 面齿轮传动啮合点处的最大接触应力为

$$\sigma_{\max} = \frac{3F}{2\pi r_x r_y}. \quad (9)$$

3 啮合过程中齿面瞬时接触温度方程及有限元分析

3.1 接触温度方程

齿轮在啮合传动过程中, 不同啮合位置, 轮齿表面受到的压力以及齿面间的相对速度等是不相同的。因此, 随着啮合位置的不同, 热量将不断变化。

假设总热量全部分配给 2 个齿面, 而在接触区内任一点, 2 齿面的瞬时温升(初始温度相等)应该相等, 则根据 H. Blok 理论和面齿轮传动的理论分析, 接触区的最大瞬时温升可表示为^[6]

$$T_{\max} = 1.65 \times \frac{fP_{\max} \sqrt{r_y}}{\sqrt{c_1 \gamma_1 \rho_1 v_1} + \sqrt{c_2 \gamma_2 \rho_2 v_2}} \times |v_1 - v_2|, \quad (10)$$

式中: r_y 为啮合点处接触椭圆的短半轴;

c_i, γ_i 和 ρ_i , $i=1, 2$, 分别为 2 齿轮材料的比热、导热系数和密度。

3.2 啮合的有限元模型

将如图 1 所示的面齿轮啮合的几何模型导入 ANSYS 软件中, 采用了八结点六面体的映射单元进行离散化处理。在不影响计算结果的情况下, 考虑到计算速度, 对啮合模型和接触应力分析进行了适当简化。在 5 个齿上对面齿轮进行齿面温度的有限元分析, 分析面齿轮上的 5 个齿从开始进入啮合到退出啮合的各个位置的齿面温度分布情况, 面齿轮的有限元分析模型如图 2 所示。

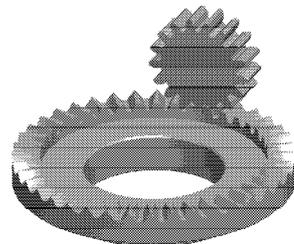


图1 面齿轮啮合三维模型

Fig. 1 3D model of face gear meshing

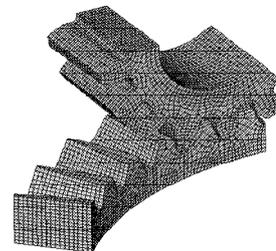


图2 划分网格后的面齿轮模型

Fig. 2 Face gear model after meshing

设圆柱齿轮齿数 z_1 为 20, 面齿轮齿数 z_2 为 60, 模数为 5 mm, 压力角为 20° , 齿数差 Δ 为 2, 弹性模量为 206 GPa, 泊松比 μ 为 0.3, 面齿轮传动时的圆周力 F_t 为 6 kN。齿轮有限元分析的非齿廓边界定为:

横向宽为 10 倍的模数, 纵深方向距齿根最低点为 1.8 倍的模数。

3.3 啮合过程中的温度场云图

在 LS-DYNA 后处理器中打开前面求解完毕后生成的 plot 文件, 在该处理器中可以处理各种计算结果。面齿轮的啮合传动中, 各个齿从进入啮合到离开啮合状态的这一过程中, 温度场的变化大致相同, 所以在此可以跟踪面齿轮的一个齿进行观察分析, 如图 3 中 a~d 分别是选取同一个齿面 A, 从进入啮合到离开啮合时的 4 个时刻的温度场云图。

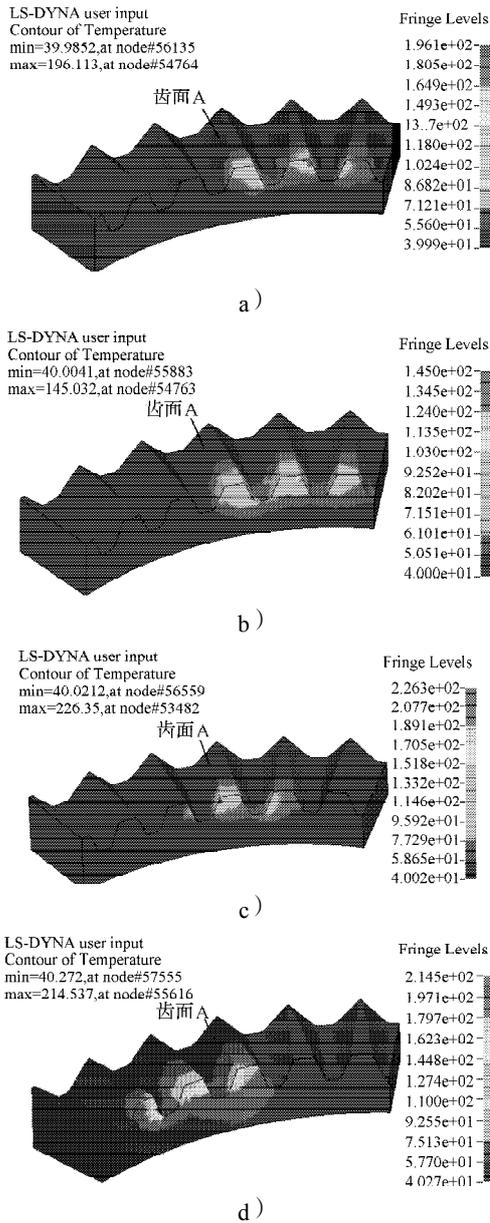


图3 齿面 A 的 4 个不同时刻的温度场云图

Fig. 3 The cloud map of temperature field for the tooth surface A at four moments

3.4 啮合过程中的温度变化

为进一步研究面齿轮在传动过程中的温度分布

和走向, 可以从 LS-DYNA 后处理器中选取点组并导出温度 - 时间图。

1) 由内径向外径方向选取接近同一齿高附近的一行节点组 A-H (如图 4 所示), 导出各个节点在啮合过程的瞬时温度变化, 见图 5。

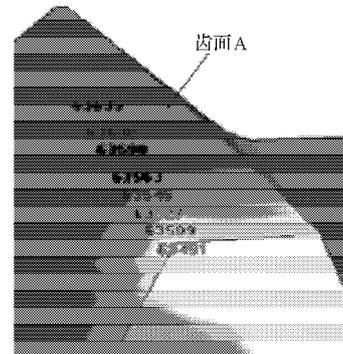


图4 沿齿宽方向取点示意图

Fig. 4 The diagram of points-selecting along the tooth width direction

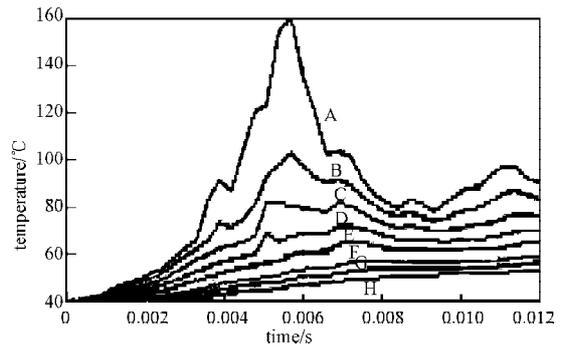


图5 沿齿宽方向的节点瞬时温度变化图

Fig. 5 The diagram of the nodes instantaneous temperature changes along the tooth width direction

2) 沿着面齿轮的齿根向齿顶的方向上取同一半径值附近的一组节点 A-J (如图 6 所示), 导出各个节点的温度变化曲线, 见图 7。

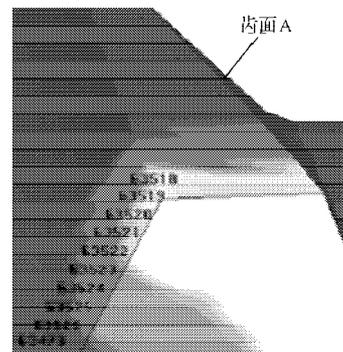


图6 沿齿顶方向取点示意图

Fig. 6 The diagram of points-selecting along the tooth top direction

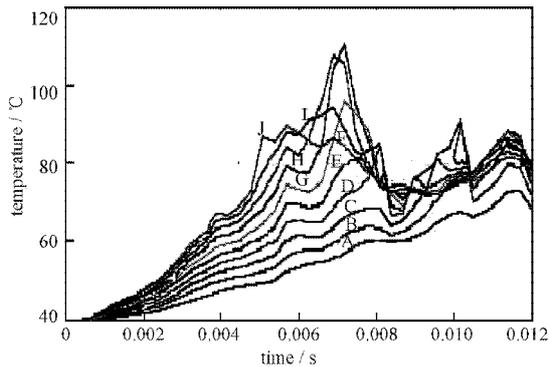


图7 沿齿顶方向上的节点温度变化图

Fig. 7 The diagram of the nodes temperature changes along tooth top

从图5和图7可以看出,在轮齿中间和偏齿顶处的节点峰值温度较大。

4 仿真结果分析

从图3中的温度云图可看出,整个啮合过程中,面齿轮基本上都有2个以上的轮齿参与啮合,可见面齿轮的承载能力和传动平稳性相对其他的一些齿轮传动有所提高。在啮合过程中,温度有一个升降过程,面齿轮的温度场区域主要分布在靠近内径一侧,并且较大的温度值出现在轮齿中间和偏齿顶处位置,因为往齿顶处的曲率相对较大,这样产生的集中应力较大,发生磨损的程度也较严重。

从图5和图7可看出,温度变化出现2个峰值,第一个峰值明显高于第二个峰值。产生2个峰值的主要原因是,面齿轮在啮合过程中存在啮入和啮出2种状态。由于啮入区域的接触应力、摩擦因数以及相对滑动速度较啮出区域大^[7-9],摩擦热在啮入区域较高,因此啮入区域瞬时接触温度最大。

从图5和图7看出,越接近内径一侧的节点峰值温度越大,温度增减也越明显。这也说明了该参数的面齿轮啮合过程中,靠近内径一侧的轮齿区域承担着主要作用,越靠近外径接触程度越小。

图8为圆柱齿轮不同转速时齿面温度分布情况。

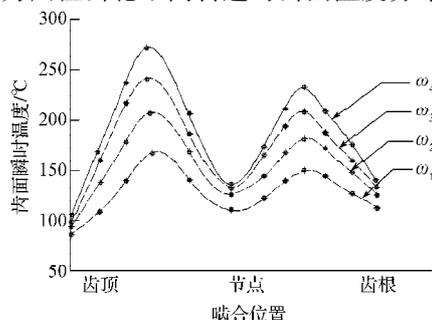


图8 不同转速下面齿轮接触面温度分布情况

Fig. 8 The contact surface temperature distribution of face-gear at different speed

图中 $\omega_1 \sim \omega_4$ 分布代表圆柱齿轮转速为200, 400, 600和800 r/min时,面齿轮接触面的温度分布,轮齿的瞬时接触温度在靠近节线附近的齿顶面和齿根面处分别出现2个峰值,最大温度在齿顶面上。速度越高,轮齿瞬时接触温度的改变愈明显,增加的幅值也更大。

5 结论

通过面齿轮啮合过程中齿面温度的仿真以及分别沿齿宽方向和齿高方向选取节点组,分析了齿面的温度变化及走向。从仿真结果来看,面齿轮啮合过程中,齿面温度的高温区主要集中在面齿轮轮齿内圈部分,这对面齿轮啮合性能是有好处的,靠近内圈的面齿轮轮齿的齿顶比靠近外圈的齿顶要厚。而且啮出区域的瞬时接触温度较低,变化幅度小,啮入区域的温度明显高于啮出区域,因为面齿轮传动在啮入时的综合曲率半径比啮出时小。齿面的接触应力、相对滑动速度和摩擦因数的大小和分布决定了齿面瞬时接触温度的大小和分布规律。影响面齿轮齿面瞬时温度的变化的外界因素中,转速的影响最大,在其他条件不变的情况下,低转速是防止面齿轮齿面瞬时温升的有效方法。

面齿轮齿面温度分布规律的研究结果为进一步研究面齿轮啮合的热应力、齿面抗胶合能力、齿廓的热弹修形和热效率等提供理论依据。

参考文献:

- [1] Deng G, Kato M, Maruyama N, et al. Initial Temperature Evaluation for Flash Temperature Index of Gear Tooth[J]. Journal of Tribology, 1995, 117(2): 476-481.
- [2] Handschuh R F. Thermal Behavior of Spiral Bevel Gears [D]. Cleveland: Case Western Reserve University, 1993.
- [3] Handschuh R F, Kicher T P. A Method for Thermal Analysis of Spiral Bevel Gears[J]. Journal of Mechanical Design, 1996, 118(4): 580-585.
- [4] 方宗德, 陈国定, 沈允文. 斜齿轮传动的齿面闪温计算[J]. 西北工业大学学报, 1992, 10(2): 220-226.
Fang Zongde, Chen Guoding, Shen Yunwen. Evaluation of Flash Temperature of Helical Gear Teeth[J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 1992, 10(2): 220-226.
- [5] 靳广虎, 朱如鹏, 朱自冰, 等. 面齿轮传动齿面瞬时接触温度的分析[J]. 机械科学与技术, 2009, 28(3): 301-305.
Jin Guanghu, Zhu Rupeng, Zhu Zibing, et al. Analysis of Transient Contact Temperature of (下转第65页)