

DOI: 10.7652/xjtuxb201811018

面齿轮传动全齿面闪温分布与抗胶合修形优化

付学中¹, 方宗德¹, 崔艳梅², 彭先龙³, 李建华¹

(1. 西北工业大学机电学院, 710072, 西安; 2. 郑州航空工业管理学院机电学院, 450015, 郑州;
3. 西安科技大学机械工程学院, 710054, 西安)

摘要: 为快速求解面齿轮传动的全齿面闪温分布, 基于 Blok 闪温公式、齿面接触分析和承载接触分析技术, 通过计算接触椭圆长轴离散点处的切向速度、综合曲率半径、载荷密度以及赫兹接触带半宽, 建立了面齿轮传动全齿面闪温求解模型, 并与带精英策略的快速非支配排序遗传算法相结合, 以小轮修形曲线的 8 个参数为优化变量, 以全齿面闪温最小为优化目标, 建立了面齿轮传动抗胶合修形优化模型。算例分析结果表明: 节线附近闪温近似为 0℃; 离节线越远, 相对滑动速度就越大, 闪温也越大, 胶合失效最易发生在啮出的接触椭圆长轴上; 优化小轮修形参数使全齿面的最大闪温下降了 29.9%, 从而提高了面齿轮传动的抗胶合能力。

关键词: 面齿轮传动; 齿面闪温; 修形; 抗胶合; 优化; 非支配排序遗传算法

中图分类号: TH132.41; TP391.72 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2018)11-0120-07

Full Tooth Surface Flash Temperature Distributions and Anti-Scuffing Optimization of Tooth Modification for Face Gear Drives

FU Xuezhong¹, FANG Zongde¹, CUI Yanmei², PENG Xianlong³, LI Jianhua¹

(1. School of Mechanical Engineering, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China;
2. Mechatronics Engineering, Zhengzhou University of Aeronautics, Zhengzhou 450015, China;
3. School of Mechanical Engineering, Xi'an University of Science and Technology, Xi'an 710054, China)

Abstract: To rapidly calculate the full tooth surface flash temperature distributions of face gear drives, following Blok flash temperature formula, tooth contact analysis and loaded tooth contact analysis technology, a calculating model for full tooth surface flash temperature distribution of face gear drives is established by evaluating the tangential velocity comprehensive curvature radius of the discrete points on contact ellipse long axes load density and semi-width of the Hertzian contact band. Combining with the fast elitist non-dominated sorting genetic algorithm II, an antiscaffing optimization schedule of tooth modification for face gear drives is constructed by regarding eight parameters of curves on modified pinions as the optimization variables and the minimum tooth surface flash temperature as the optimization objective. The calculations examples show that the flash temperature on the contact ellipse long axes near the pitch cone approaches 0℃, the farther the contact ellipse long axis from the pitch cone, and the higher the sliding velocity and flash temperature on the contact ellipse long axis, the scuffing failure is more prone to occur on the mesh-out contact elliptical long axis. Once optimizing the modification parameters of the pinion, the maximum tooth surface flash temperature decreases by 29.9%, thus improving

the antiscuffing capacity of face gear drives.

Keywords: face gear drive; tooth surface flash temperature; modification; anti-scuffing; optimization; non-dominated sorting genetic algorithm II

面齿轮传动是圆柱齿轮与锥齿轮相啮合的先进新型传动,可用于两轮轴线相交或交错的工况,应用前景广阔,是齿轮传动中的研究热点^[1]。目前,面齿轮传动主要应用于航空领域的重型武装直升机(如阿帕奇 AH-64)中的主减分扭系统^[2]和汽车领域的高性能汽车(如奥迪 RS5)中的中心差速器^[3]等高速重载场合。由于齿面相对滑动速度高、齿面间挤压力大,若润滑不良,齿面摩擦会产生瞬间高温,此时面齿轮易出现胶合失效的现象。尤其是对于直升机而言,为减小因温度急剧上升而造成的传动系统迅速失效甚至机毁人亡的严重事故,国内外对直升机传动系统提出了应具有至少 30 min 的干运转能力要求^[4]。因此,研究面齿轮传动胶合承载能力对于保证面齿轮传动的使用寿命、传动质量和可靠性具有重要意义。工程中常用的计算和校核胶合强度的方法有 2 种:基于 Blok 提出的闪温法^[5]和基于 Winter 提出的积分温度法^[6]。前者以啮合过程中瞬时最高温度作为判断准则,后者以整个齿面瞬时闪温的积分平均值作为判断准则。

国内外现有的关于面齿轮传动胶合强度研究的公开文献较少。朱如鹏等基于传热学和 Blok 理论,建立了面齿轮传动齿面温升计算模型,推导了面齿轮齿面最大瞬时温升公式,并分析了齿数、压力角、转速、模数等参数对温升的影响,但齿面温升仅限于沿啮合线的接触点,并未得到沿接触线的齿面温升,无法综合分析整个啮合过程中全齿面的闪温分布^[7-8]。何国旗等建立了面齿轮传动齿面温升的 ANSYS 有限元分析模型,研究了齿轮中不同啮合位置面齿面温度的分布规律,分析了本体温度与负载、模数、转速、压力角、齿面粗糙度和环境温度的关系,但因是采用商业有限元软件 ANSYS 求解,存在计算时间长、效率低等问题,更难以将其与优化程序结合进行优化设计^[9-10]。此外,上述文献的研究对象均是理想面齿轮传动,并未考虑实际的齿面修形。

本文基于 Blok 闪温公式、面齿轮传动齿面接触分析(tooth contact analysis, TCA)和承载接触分析(loaded tooth contact analysis, LTCA)技术,建立了面齿轮传动全齿面闪温快速求解模型,分析了面齿轮传动全齿面闪温分布,并与带精英策略的快速非支配排序遗传算法(non-dominated sorting ge-

netic algorithm II, NSGA-II)相结合,建立了以修形参数为优化变量,以齿面闪温最小为优化目标的面齿轮传动抗胶合修形优化模型,为面齿轮传动抗胶合设计提供了参考。

1 面齿轮传动全齿面闪温求解模型

根据 ISO 标准^[11]中的 Blok 闪温公式,对于齿面啮合点切向速度平行且具有带状赫兹接触区的面齿轮传动,其齿面闪温计算公式为

$$\theta_{\text{fl}} = 1.11 \frac{\mu_m W |v_{t1} - v_{t2}|}{(B_1 v_{t1}^{0.5} + B_2 v_{t2}^{0.5})(2b)^{0.5}} \quad (1)$$

式中: θ_{fl} 为接触点(啮合点)处的温升; μ_m 为接触点处的平均摩擦系数; W 为接触点的载荷密度; v_{t1} 、 v_{t2} 分别为小轮和大轮在接触点处的切向速度值; B_1 、 B_2 分别为小轮和大轮的热接触系数; b 为赫兹接触带半宽。

面齿轮传动为准共轭点接触齿面,在载荷作用下轮齿将产生弹性变形,因接触区的接触椭圆长轴长度远大于短轴长度,若不计瞬时接触区宽度,点接触将扩展为沿瞬时接触椭圆长轴发生的线接触,将瞬时接触椭圆长轴进行离散,结果如图 1 所示, S_f 为面齿轮传动啮合坐标系, Σ_1 和 Σ_2 分别代表小轮齿廓和大轮齿廓, M^i 为瞬时接触点, r_M 和 n_M 分别为点 M^i 处的位矢和单位公法矢, M_1^j 和 M_2^j 是第 i 条接触椭圆长轴上的第 j 个离散点, M_1^j 和 M_2^j 是弹性变形后两齿面的切触点。在接触椭圆长轴离散点 M^j 处的齿面温升 θ_{fl}^j 为

$$\theta_{\text{fl}}^j = 1.11 \frac{\mu_m^j W^j |v_{t1}^j - v_{t2}^j|}{(B_1 (v_{t1}^j)^{0.5} + B_2 (v_{t2}^j)^{0.5})(2b^j)^{0.5}} \quad (2)$$

式中: μ_m^j 为离散点 M^j 处的平均摩擦系数; W^j 为离

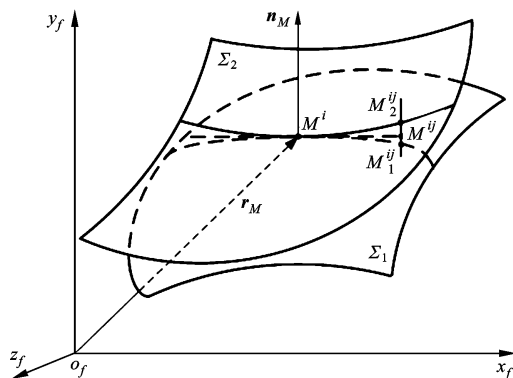


图 1 接触椭圆长轴离散点

散点 M^j 处的载荷密度; v_1^j 、 v_2^j 分别为小轮和大轮在离散点 M^j 处的切向速度; b^i 为离散点 M^j 处的赫兹接触带半宽。

2 全齿面闪温相关参数的确定

按式(2)计算面齿轮传动接触椭圆长轴离散点齿面闪温时, 参数 μ_m^j 和 B_1 、 B_2 仍可根据 ISO 标准^[11]求解, 但确定 μ_m^j 时还需已知两齿廓相应离散点处的综合曲率半径 ρ_{red}^j 。下文就接触椭圆长轴离散点处的切向速度、综合曲率半径、载荷密度以及赫兹接触带半宽的确定进行论述。

2.1 接触椭圆长轴离散点处的切向速度

有关面齿轮传动的齿面展成、TCA 和 LTCA 模型, 文献[12]已给出了详细论述。两齿面瞬时接触点 M^i 的位矢 $\mathbf{r}_M$ 和单位公法矢 $\mathbf{n}_M$ 、接触椭圆长轴方向矢量 $\mathbf{n}_L$ 均可由 TCA 获得。设 u_1 、 l_1 是展成小轮理论齿廓的 2 个独立参数, u_2 、 l_2 是展成面齿轮齿廓的 2 个独立参数, 则接触椭圆长轴离散点 M^j 的位矢为

$$\mathbf{r}_{M_j} = \mathbf{r}_M + \overline{M^i M^j} \mathbf{n}_L \quad (3)$$

式中: $\overline{M^i M^j}$ 为接触点 M^i 与离散点 M^j 的距离。

通过点 M^j 且平行于 $\mathbf{n}_M$ 的直线与 Σ_1 交于点 M_1^j , 与 Σ_2 交于点 M_2^j , 点 M_1^j 的位矢和法矢为

$$\mathbf{r}_{M_1^j}(u_1, l_1) = \mathbf{r}_{M_j} - \overline{M_1^j M^j} \mathbf{n}_M \quad (4)$$

$$\mathbf{n}_{M_1^j} = \frac{\partial \mathbf{r}_{M_1^j}}{\partial u_1} \times \frac{\partial \mathbf{r}_{M_1^j}}{\partial l_1} \left/ \left| \frac{\partial \mathbf{r}_{M_1^j}}{\partial u_1} \times \frac{\partial \mathbf{r}_{M_1^j}}{\partial l_1} \right| \right. \quad (5)$$

点 M_2^j 的位矢和法矢为

$$\mathbf{r}_{M_2^j}(u_2, l_2) = \mathbf{r}_{M_j} + \overline{M_2^j M^j} \mathbf{n}_M \quad (6)$$

$$\mathbf{n}_{M_2^j} = \frac{\partial \mathbf{r}_{M_2^j}}{\partial u_2} \times \frac{\partial \mathbf{r}_{M_2^j}}{\partial l_2} \left/ \left| \frac{\partial \mathbf{r}_{M_2^j}}{\partial u_2} \times \frac{\partial \mathbf{r}_{M_2^j}}{\partial l_2} \right| \right. \quad (7)$$

若 ω_1 、 ω_2 分别为啮合坐标系 S_f 中的小轮、大轮转角速度, 则 Σ_1 在 M_1^j 、 Σ_2 在 M_2^j 的绝对速度为

$$\mathbf{v}_1^j = \omega_1 \times \mathbf{r}_{M_1^j} \quad (8)$$

$$\mathbf{v}_2^j = \omega_2 \times \mathbf{r}_{M_2^j} \quad (9)$$

对应的切向速度表示为

$$v_{t1}^j = |\mathbf{v}_1^j - (\mathbf{v}_1^j \cdot \mathbf{n}_{M_1^j}) \times \mathbf{n}_{M_1^j}| \quad (10)$$

$$v_{t2}^j = |\mathbf{v}_2^j - (\mathbf{v}_2^j \cdot \mathbf{n}_{M_2^j}) \times \mathbf{n}_{M_2^j}| \quad (11)$$

两者的相对滑动速度表示为

$$v_s^j = |\mathbf{v}_{t1}^j - \mathbf{v}_{t2}^j| \quad (12)$$

2.2 接触椭圆长轴离散点处的综合曲率半径

因两轮齿面在离散点处沿长轴方向的曲率均很小, 可忽略不计, 故计算该离散点处的综合曲率时只考虑沿赫兹接触带方向的曲率。由式(4)~(7)确定

了离散点的位矢后, 即可分别根据大小轮齿廓展成原理以及与配对刀具的曲率关系, 进一步确定以下 3 点: ①小轮齿廓在离散点处的主曲率 k_{11}^j 、 k_{12}^j 与其对应的主方向 $\mathbf{e}_{11}^j$ 、 $\mathbf{e}_{12}^j$; ②大轮齿廓在离散点处的主曲率 k_{21}^j 、 k_{22}^j 与其对应的主方向 $\mathbf{e}_{21}^j$ 、 $\mathbf{e}_{22}^j$; ③ $\mathbf{e}_{11}^j$ 与接触椭圆长轴的夹角 α^j 和 $\mathbf{e}_{21}^j$ 与 $\mathbf{e}_{11}^j$ 的夹角 σ^j 。小轮和大轮的接触椭圆长轴离散点综合曲率半径 ρ_1 和 ρ_2 分别为

$$\rho_1^j = (k_{11}^j \cos^2 \alpha^j + k_{11}^j \sin^2 \alpha^j)^{-1} \quad (13)$$

$$\rho_2^j = (k_{21}^j \cos^2 (\alpha^j + \sigma^j) + k_{21}^j \sin^2 (\alpha^j + \sigma^j))^{-1} \quad (14)$$

接触椭圆长轴离散点处综合曲率半径为

$$\rho_{red}^j = [(\rho_1^j)^{-1} + (\rho_2^j)^{-1}]^{-1} \quad (15)$$

2.3 接触椭圆长轴离散点处的载荷密度

假设第 i 条接触椭圆长轴上的第 j 个离散点处的载荷为 p^j , 其值可由 LTCA 得到。接触长轴离散点的载荷密度 W^j 可按下式计算

$$W^j = \left. \begin{aligned} & \frac{2p^j}{|L^{i,j} - L^{i,j-1}| + |L^{i,j} - L^{i,j+1}|} \\ & (1 < j < n) \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

$$W^j = \frac{2p^j}{L^{i,j}} \quad (j = 1, n)$$

式中: $L^{i,j}$ 为第 i 条接触椭圆长轴上的第 j 个离散点的位置坐标; n 为第 i 条接触椭圆长轴的离散点数。

2.4 接触椭圆长轴离散点处的赫兹接触带半宽

根据赫兹接触理论^[13], 赫兹接触带半宽 b^i 可按下式计算

$$b^i = \beta \left[\frac{3}{4} \frac{P^i}{A^i} \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right) \right]^{1/3} \quad (17)$$

式中: β 为系数, 由参数 $\theta^i = \cos^{-1}(B^i/A^i)$ 在相关表格中根据离散数据插值确定, 其中 A^i 、 B^i 为面齿轮传动接触点附近的几何参数, 由 TCA 获得; P^i 为齿面第 i 条接触椭圆长轴上的集中载荷, 由 LTCA 获得; μ_1 、 E_1 为小轮的材料泊松比、弹性模量; μ_2 、 E_2 为大轮的材料泊松比、弹性模量。

3 面齿轮传动抗胶合修形优化

3.1 优化模型

齿面胶合损伤是高速重载齿轮的主要失效形式之一, 研究证实齿面修形对齿轮的胶合强度有显著的改进^[14-15], 因此修形参数选的是否合理, 直接决定着面齿轮传动的抗胶合能力能否有效提高。因小轮齿数少、齿面简单、修形方便、修形效率高, 故更适合修形。文献[16]将小轮齿廓和齿向修形曲线均设

计成由 1 段直线与 2 段抛物线组合而成,共含 7 个修形参数,见图 2, l_1 、 l_3 分别为齿廓修根、修缘时的修形量, l_2 、 l_4 为分别对应的修形长度, l_0 为齿向不修形长度, l_5 、 l_7 分别为齿向两端修形量, h_1 、 b_1 分别为小轮在旋转投影面上的齿高、齿宽。但是,齿向修形曲线的直线段是沿齿宽对称的,故具有一定的局限性。本文改进了齿向修形曲线,见图 3,与图 2b 相比,齿向不修形长度由 2 个修形长度参数 l_6 、 l_8 控制。

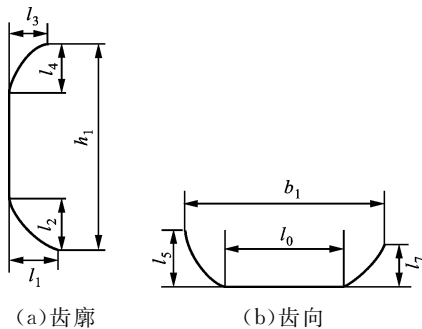


图 2 小轮修形曲线

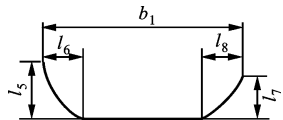


图 3 改进后的齿向修形曲线

以齿面闪温最小为优化目标,小轮修形曲线的 8 个参数为优化变量,面齿轮传动抗胶合修形优化模型可简化为:

优化变量 $l_k (k=1, 2, \dots, 8)$

目标函数 $\min f(l_k) = \theta_{ii}^*$

3.2 优化算法

本文优化时需不断改变小轮修形参数来进行齿面接触迭代,而求解齿面接触是高度非线性问题,且优化目标与优化变量无直接关系,目标函数无法表述成优化变量的精确解析式,此外,还存在多个局部最优解。为提高计算效率,克服传统优化算法对于高度非线性优化问题难以或者无法求解的难题^[17],本文采用 NSGA-II 算法求解上述优化模型,流程见图 4。

4 算例与讨论

某面齿轮传动算例的齿轮几何参数如下:小轮齿数为 20,面齿轮齿数为 70,面齿轮内外径分别为 131 和 151 mm,面齿轮产形轮齿数为 23,压力角为 25° ,模数为 4 mm,轴夹角 γ 为 90° ,碟形砂轮半径取

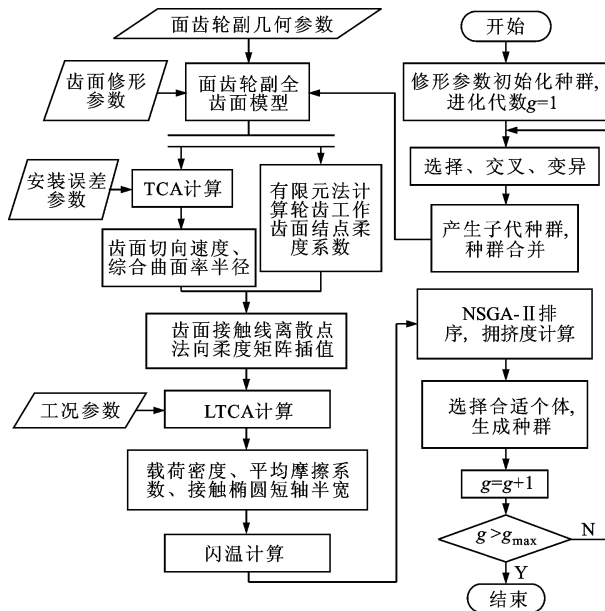


图 4 面齿轮传动抗胶合修形优化流程

为 200 mm。大小轮的弹性模量和泊松比均为 206 GPa 和 0.3,小轮转速为 6 000 r/min,输入功率为 270 kW,大小轮的表面粗糙度和热接触系数均为 $0.8 \mu\text{m}$ 和 $13.8 \text{ N}/(\text{mm} \cdot \text{s}^{0.5} \cdot ^\circ\text{C})$,润滑油的动力黏度为 $5 \text{ mPa} \cdot \text{s}$,本体温度为 100°C 。用计算机程序求解上述面齿轮传动全齿面闪温分布,耗时 8 min。

面齿轮传动的承载接触印痕见图 5, h_2 、 b_2 分别为大轮在旋转投影面上的齿高、齿宽。由图可知,节线和接触椭圆长轴近似平行,两者之间的夹角很小,且第 6 条 ($i=6$) 接触椭圆长轴与节线近似重合。图 6 和图 7 所示分别为小轮和大轮的沿接触路径的切向速度和全齿面相对滑动速度分布,由图可知:小轮的切向速度随接触路径位置近似呈线性减小,即小轮从啮入到啮出时沿接触路径的切向速度越来越小,而面齿轮沿接触路径的切向速度变化幅度较小,近似保持不变;第 6 条接触椭圆长轴上的相对滑动速度近似为 0,而离节线越远,相对滑动速度就越大,且啮出相对滑动速度比啮入相对滑动速度大,啮出最大相对滑动速度达 5.4 m/s 。

面齿轮传动的全齿面载荷分布、全齿面摩擦系

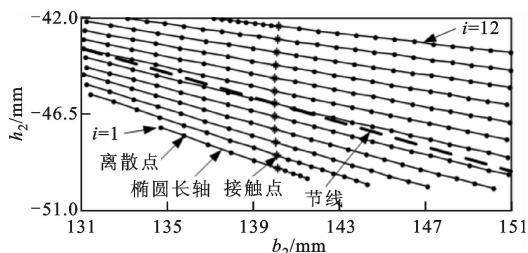


图 5 承载接触印痕

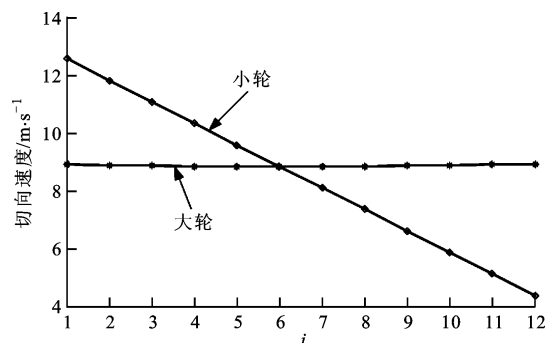


图6 沿接触路径的切向速度

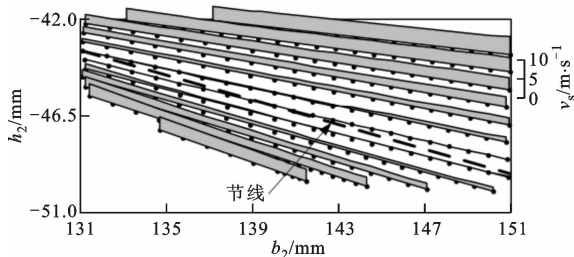


图7 全齿面相对滑动速度分布

数分布、赫兹接触带半宽以及全齿面闪温分布依次见图8~11,由图可知:单齿啮合区的第5、6、7、8条($i=5,6,7,8$)接触椭圆长轴上的载荷密度较大,但因第1、12条($i=1,12$)接触椭圆长轴上的载荷分别在齿根处和齿顶处发生了突变,导致最大载荷密度位于第1条接触椭圆长轴上,达657.5 N/m;各接触椭圆长轴上的平均摩擦系数分布较均匀,最大平均摩擦系数位于第12条接触椭圆长轴上,达0.09;单齿啮合区的第5、6、7、8条($i=5,6,7,8$)接触椭圆的短轴半宽较大,最大达0.6 mm;全齿面闪温分布主

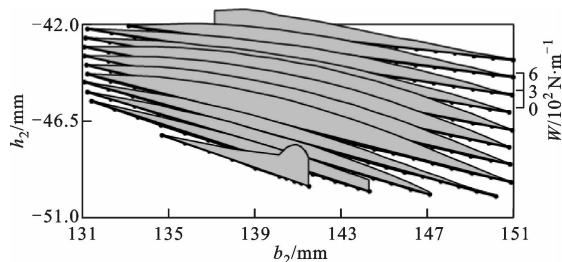


图8 全齿面载荷分布

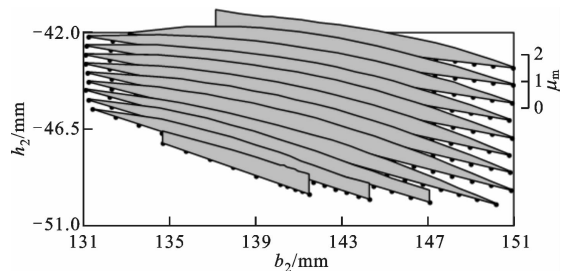


图9 全齿面平均摩擦系数分布

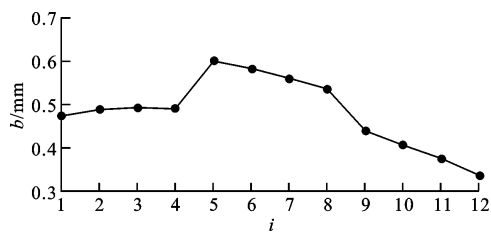


图10 赫兹接触带半宽

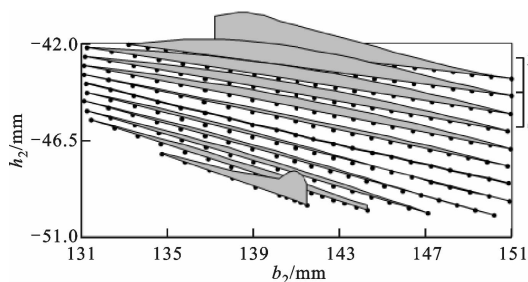


图11 全齿面闪温分布

要表现为受相对滑动速度分布和载荷分布综合影响,离节线越远,闪温越大,节线附近闪温近似为0 °C,第1、12条接触椭圆长轴上的闪温也分别在齿根处和齿顶处发生了突变,最大闪温位于第12条接触椭圆长轴上,达112.6 °C,所以胶合失效最易发生在此处。

根据前文面齿轮传动几何参数和工况参数,确定优化变量取值范围如下: $2 \leq l_1/\mu\text{m} \leq 15$, $1 \leq l_2/\text{mm} \leq 4$, $2 \leq l_3/\mu\text{m} \leq 15$, $1 \leq l_4/\text{mm} \leq 4$, $5 \leq l_5/\mu\text{m} \leq 20$, $1 \leq l_6/\text{mm} \leq 10$, $5 \leq l_7/\mu\text{m} \leq 20$, $1 \leq l_8/\text{mm} \leq 10$ 。为提高计算效率,NSGA-II算法主要参数^[18]取值如下:终止进化代数 $g_{\max} = 50$;种群规模为20;交叉、变异概率分别为0.9、0.1。整个优化过程耗时约23 h。

图12和图13所示为抗胶合修形优化后的面齿轮传动全齿面载荷分布和闪温分布,优化获得的变量取值如下: $l_1 = 13.41 \mu\text{m}$, $l_2 = 3.72 \text{ mm}$, $l_3 = 3.78 \mu\text{m}$, $l_4 = 3.74 \text{ mm}$, $l_5 = 17.65 \mu\text{m}$, $l_6 = 1.88 \text{ mm}$, $l_7 = 10.57 \mu\text{m}$, $l_8 = 5.92 \text{ mm}$ 。由图可见:优化小轮的修形参数后,发生在齿根和齿顶处接触椭圆长轴上的载荷突变现象得到了明显改善,此时最大载荷密

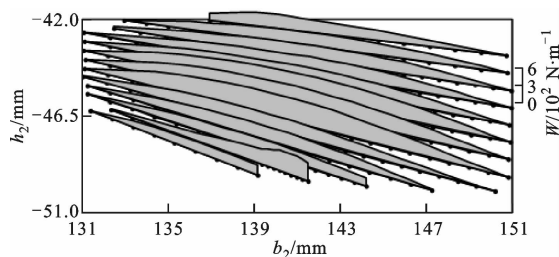


图12 优化修形后的全齿面载荷分布

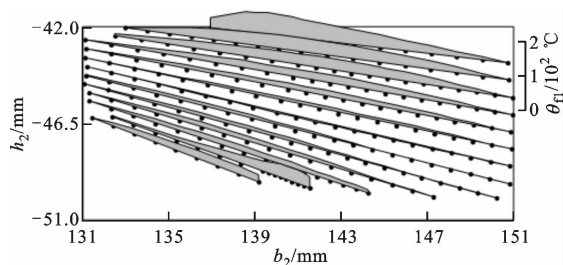


图 13 优化修形后的全齿面闪温分布

度位于第 6 条接触椭圆长轴上,达 404.45 N/m;齿面最大闪温位于第 13 条接触椭圆长轴上,幅值由 112.6 °C 降低到 78.9 °C,减小了 29.9%。优化小轮的修形参数可有效减小齿面闪温,从而提高面齿轮传动的抗胶合能力。

5 结 论

基于 Blok 闪温公式、面齿轮传动 TCA 和 LT-CA 技术,通过计算面齿轮传动接触椭圆长轴离散点处的切向速度、综合曲率半径、载荷密度以及赫兹接触带半宽,建立了面齿轮传动全齿面闪温快速求解模型,并改进了现有的小轮修形曲线设计,建立了以小轮修形曲线的 8 个参数为优化变量、以全齿面闪温最小为优化目标的面齿轮传动抗胶合修形优化模型,采用 NSGA-II 算法优化了小轮修形曲线参数,得到的主要结论如下。

(1) 面齿轮传动节线和接触椭圆长轴两者之间的夹角很小,近似平行,节线附近的相对滑动速度近似为 0,而离节线越远,相对滑动速度越大,且啮出相对滑动速度比啮入相对滑动速度大。

(2) 全齿面闪温分布主要表现为受相对滑动速度分布和载荷分布综合影响,离节线越远,闪温越大,节线附近闪温近似为 0 °C,啮入、啮出的接触椭圆长轴上的闪温有突变,胶合失效最易发生在啮出的接触椭圆长轴上。

(3) 优化小轮修形参数使全齿面闪温最大值下降了 29.9%,从而提高了面齿轮传动的抗胶合能力。

参考文献:

- [1] LITVIN F L, EGELJA A, TAN J, et al. Handbook on face gear drives with a spur involute pinion [R]. Hampton, VA, USA: NASA Final Contractor Report, 2000: 1-43.
- [2] HEATH G F, SLAUGHTER S C, FISHER D J, et al. Helical face gear development under the enhanced rotorcraft drive system program [R]. Hampton, VA,

USA: NASA Technical Memorandum, 2011: 1-20.

- [3] BENZ A. Cylkro® face gears: Dutch design and Swiss ingenuity case transmission breakthrough [C] // Proceedings of International Gear Conference. Amsterdam, Dutch: Elsevier, 2014: 1184-1187.
- [4] 中国人民解放军总参陆航局. 军用直升机生存力: GJB 3696-99 [S]. 北京: 中国人民解放军总装备部军标出版发行部, 1999: 1-4.
- [5] BLOK H. The flash temperature concept [J]. Wear, 1963, 6(6): 483-494.
- [6] International Organization for Standardization. Calculation of scuffing load capacity of cylindrical, bevel and hypoid gears: Part 2 Integral temperature method; ISO/TR 13989-1: 2000 (E) [S]. Geneva, Switzerland: ISO, 2000: 1-20.
- [7] 靳广虎, 朱如鹏, 陆俊华. 正交面齿轮齿面温升的研究 [J]. 机械传动, 2002, 26(3): 1-3.
JIN Guanghu, ZHU Rupeng, LU Junhua. Study on tooth surface temperature of orthogonal face-gear drive [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2002, 26(3): 1-3.
- [8] 靳广虎, 朱如鹏, 朱自冰, 等. 面齿轮传动齿面瞬态接触温度的分析 [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 a face gear drive [J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2009, 28(3): 301-305.
- [9] HE G Q, YAN H Z, HU W, et al. Analysis of tooth surface temperature field and the influencing factors of face gear driven [J]. Advanced Materials Research, 2012, 430/431/432: 1405-1411.
- [10] 邓小宝, 何国旗, 陈小文, 等. 面齿轮啮合过程中齿面温度仿真 [J]. 湖南工业大学学报, 2011, 25(6): 56-60.
DENG Xiaobao, HE Guoqi, CHEN Xiaowen, et al. Tooth surface temperature simulation of face gear meshing process [J]. Journal of Hunan University of Technology, 2011, 25(6): 56-60.
- [11] International Organization for Standardization. Calculation of scuffing load capacity of cylindrical, bevel and hypoid gears: Part 1 Flash temperature method; ISO/TR 13989-1: 2000(E) [S]. Geneva, Switzerland: ISO, 2000: 1-39.
- [12] 付学中, 方宗德, 李建华, 等. 偏置面齿轮的碟形砂轮磨齿及啮合性能 [J]. 华南理工大学学报(自然科学版), 2016, 44(7): 77-82.
FU Xuezhong, FANG Zongde, LI Jianhua, et al.

- Grinding and meshing performance of offset face gear modified with disk wheel [J]. Journal of South China University of Technology (Natural Science Edition), 2016, 44(7): 77-82.
- [13] HOUPERT L. An engineering approach to Hertzian contact elasticity: part I [J]. Journal of Tribology, 2001, 123(3): 582-588.
- [14] JIANG Jinke, FANG Zongde, PENG Xianlong. Optimal design of modified cylindrical gear based on minimum flash temperature of tooth surfaces [J]. Advanced Materials Research, 2013, 655/656/657: 573-577.
- [15] IMREK H, UNUVAR A. Investigation of influence of load and velocity on scoring of addendum modified gear tooth profiles [J]. Mechanism and Machine Theory, 2009, 44(5): 938-948.
- [16] 付学中, 方宗德, 关亚彬, 等. 采用 NSGA-II 算法的面齿轮副小轮拓扑修形多目标优化 [J]. 西安交通大学学报, 2017, 51(7): 98-104.
- FU Xuezhong, FANG Zongde, GUAN Yabin, et al. NSGA-II based multi-objective optimization on topologically modified pinions for face gear pairs [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2017, 51(7): 98-104.
- [17] DEB K, KALYANMOY D. Multiobjective optimization using evolutionary algorithms [M]. Hoboken, New Jersey, USA: John Wiley and Sons Inc, 2001: 5-20.
- [18] DEB K, MEMBER A, PRATAP A, et al. A fast and elitist multiobjective genetic algorithm: NSGA-II [J]. Transactions on Evolutionary Computation, 2002, 6(2): 182-197.

(编辑 陶晴)

(上接第8页)

- LI Yunze, YANG Xianyong, ZHANG Yong, et al. Linear evaporation model for process of supercritical once through boiler [J]. Journal of Tsinghua University (Science and Technology), 2002, 42(8): 1117-1120.
- [10] 常经纬, 田晓璇, 黄锦涛. 基于 Simulink 的超超临界直流锅炉水冷壁动态特性仿真 [J]. 热力发电, 2014, 43(2): 51-57.
- CHANG Jingwei, TIAN Xiaoxuan, HUANG Jintao. Simulink based dynamic characteristics simulation for water wall on an ultra supercritical boiler [J]. Thermal Power Generation, 2014, 43(2): 51-57.
- [11] 王建国, 李会雄. 垂直上升管内临界压力区水的传热恶化研究 [J]. 中国电机工程学报, 2011, 31(23): 67-73.
- WANG Jianguo, LI Huixiong. Investigation on heat transfer deterioration of water in near critical pressure region in vertically upward tubes [J]. Proceedings of the CSEE, 2011, 31(23): 67-73.
- [12] 孙丹, 陈听宽, 罗毓珊, 等. 垂直上升光管内临界压力区水的传热特性研究 [J]. 西安交通大学学报, 2001, 35(1): 10-14.
- SUN Dan, CHEN Tingkuan, LUO Yushan, et al. Research on the heat transfer performance of water in vertical upward smooth tube under near critical pressure [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2001, 35(1): 10-14.
- [13] 尹飞, 陈听宽, 罗毓珊, 等. 亚临界及近临界压力区倾斜管与垂直管中汽水沸腾传热特性比较 [J]. 中国电机工程学报, 2005, 25(1): 137-141.
- YIN Fei, CHEN Tingkuan, LUO Yushan, et al. Comparison on the boiling heat transfer characteristic of steam-water in the inclined tube and the vertical tube in sub-critical and near critical pressure regions [J]. Proceedings of the CSEE, 2005, 25(1): 137-141.
- [14] 黄锦涛, 陈听宽. 单相螺旋管圈动态特性研究 [J]. 热能动力工程, 1999, 14(5): 340-342.
- HUANG Jintao, CHEN Tingkuan. A study of the dynamic characteristics of single phase spiral tube coils [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy & Power, 1999, 14(5): 340-342.
- [15] 傅龙泉, 马庆, 陈金娥. 超临界直流锅炉水冷壁动态特性试验研究 [J]. 上海电力学院学报, 1995, 11(3): 9-17.
- FU Longquan, MA Qing, CHEN Jine. An experimental research into dynamic characteristics of supercritical once-through boiler water wall [J]. Journal of Shanghai Institute of Electric Power, 1995, 11(3): 9-17.
- [16] 宋明强. 跨临界自然循环流动不稳定性研究 [D]. 北京: 华北电力大学(北京), 2016: 71-72.
- [17] 车得福, 庄正宁. 锅炉 [M]. 2版. 西安: 西安电子科技大学出版社, 2008: 413-420.

(编辑 荆树蓉)