

# 正交面齿轮副动力学仿真及疲劳寿命分析

雷建波

( 海军重庆局 ,重庆 402263)

摘 要: 基于齿轮啮合原理,推导出正交面齿轮的齿面和齿根方程,借助 MATLAB、Imagewear 和 UG 软件生成了面齿轮副的实体和装配模型,利用 Adams 软件进行面齿轮副的刚体动力学建模及求解,得到面齿轮副的瞬态接触力;以此为疲劳分析载荷谱,结合基于 GL 规范计算的面齿轮材料的近似 S - N 曲线及静载荷作用下齿轮副的应力应变结果,在 FE - SAFE 中采用最大主应力法求解得到面齿轮副的疲劳寿命和安全系数,并研究了表面粗糙度和应力集中系数对其疲劳寿命的影响规律。结果表明,面齿轮副的瞬态接触力相对理论值的波动超过 50%,面齿轮寿命随表面粗糙度和应力集中系数的增加而减小,粗糙度较大时疲劳寿命锐减,疲劳寿命对应力集中系数较敏感。

关 键 词: 啮合原理; 面齿轮副; 载荷谱; 疲劳寿命

中图分类号: TH132. 41 文献标识码: A  
DOI: 10. 16146/j. cnki. rmdlge. 2016. 02. 010

## 引 言

面齿轮传动具有质量轻、占有空间小、传递功率大、齿面精度高、工作平稳、噪声低等优点,在航空飞行器动力装置中得到了较为广泛的应用<sup>[1]</sup>。由于面齿轮副在交变载荷作用下易发生疲劳破坏,为提高其可靠性,延长使用寿命,有必要对面齿轮副的动力学性能和疲劳寿命开展深入研究。

国内外学者对面齿轮开展了大量的研究工作。文献[2]建立了考虑齿廓修形时面齿轮运动的数学模型,并由此提供了生成面齿轮齿面的方法。文献[3]基于微分几何和齿轮啮合理论,建立了直齿面齿轮的数学模型,并找到了直齿面齿轮插铣加工的最佳工艺。文献[4]找到了最佳的轮齿修形量来同时减小弧齿面齿轮的接触应力和传动误差。文献[5]提出了正交面齿轮接触应力和弯曲应力计算的有限元网格密度确定方法,确定出面齿轮啮合过程中齿面接触应力和齿根弯曲应力的最大值位置。文

献[6]研究了面齿轮啮合过程中的齿面接触特性,得出大传动比和高制造精度可以提高面齿轮的传动性能。文献[7 - 9]研究了面齿轮时变啮合刚度,并将结果与解析法和有限元法进行对比,验证计算模型的合理性。文献[10 - 12]分析了叶片和齿轮部件的疲劳寿命,提出了疲劳寿命的优化方法。

本研究基于齿轮啮合原理理论,推导正交面齿轮的齿面和齿根方程,借助 MATLAB、Imagewear 和 UG 软件生成面齿轮的实体装配模型。在此基础上,分析正交面齿轮副的动力学特性和疲劳寿命,并研究表面粗糙度和应力集中系数对面齿轮疲劳寿命的影响规律。

## 1 面齿轮实体模型的建立

### 1.1 面齿轮齿面和齿根方程

为简化分析,用图 1 所示的 4 个坐标系来推导面齿轮的齿廓方程。其中:  $S_s(x_s, y_s, z_s)$  与插齿刀固结,  $S_2(x_2, y_2, z_2)$  与面齿轮固结,  $S_m(x_m, y_m, z_m)$  与机床固接,  $S_p(x_p, y_p, z_p)$  为辅助坐标系。  $\varphi_s$  表示插齿刀相对于机架的旋转角度,  $\varphi_2$  表示面齿轮相对于机架的旋转角度<sup>[1]</sup>。两相交轴的夹角为  $\lambda = 90^\circ$ , 则轴线  $z_m$  和  $z_2$  的夹角为  $\lambda_m = 180^\circ - \lambda = 90^\circ$ 。

插齿刀的齿廓如图 2 所示,其方程的矢量表达式为:

$$r_s(\mu_s, \theta_s) = \begin{bmatrix} r_{bs} [\sin(\theta_s + \theta_{os}) - \theta_s \cos(\theta_s + \theta_{os})] \\ -r_{bs} [\cos(\theta_s + \theta_{os}) + \theta_s \sin(\theta_s + \theta_{os})] \\ \mu_s \\ 1 \end{bmatrix} \quad (1)$$

收稿日期: 2015 - 01 - 26; 修订日期: 2015 - 04 - 25

基金项目: 国家科技支撑计划资助项目( 2013BAF01B04)

作者简介: 雷建波( 1977 - ), 男, 陕西大荔人, 海军重庆局工程师。

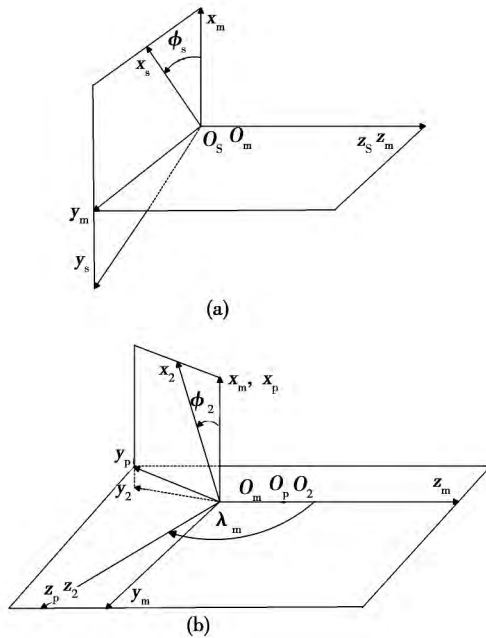


图1 用于推导面齿轮齿面方程的坐标系  
Fig.1 Coordinate system used for derivation of the face gear tooth surface equation

$$M_{pm} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\gamma_m & -\sin\gamma_m & 0 \\ 0 & \sin\gamma_m & \cos\gamma_m & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$M_{2p} = \begin{bmatrix} \cos\varphi_2 & \sin\varphi_2 & 0 & 0 \\ -\sin\varphi_2 & \cos\varphi_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$\varphi_2 = \varphi_s \frac{N_s}{N_2}; \theta_{os} = \frac{\pi}{2N_s} - \text{inv}\alpha_0$$

化简可得

$$M_{2s} = \begin{bmatrix} \cos\varphi_2 \cos\varphi_s + & -\cos\varphi_2 \cos\varphi_s + & -\sin\gamma_m \sin\varphi_2 & 0 \\ \cos\gamma_m \sin\varphi_2 \sin\varphi_s & \cos\gamma_m \sin\varphi_2 \cos\varphi_s & & \\ -\sin\varphi_2 \cos\varphi_s + & \sin\varphi_2 \sin\varphi_s + & -\sin\gamma_m \cos\varphi_2 & 0 \\ \cos\gamma_m \cos\varphi_2 \sin\varphi_s & \cos\gamma_m \cos\varphi_2 \cos\varphi_s & & \\ \sin\gamma_m \sin\varphi_s & \sin\gamma_m \cos\varphi_s & \cos\gamma_m & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3)$$

齿轮刀具齿廓上一点成为啮合点的条件为

$$n_s \cdot v_s = 0 \quad (4)$$

式中: 齿面单位法矢为:

$$n_s = \frac{\frac{\partial r_s}{\partial \theta_s} \times \frac{\partial r_s}{\partial \mu_s}}{\left| \frac{\partial r_s}{\partial \theta_s} \times \frac{\partial r_s}{\partial \mu_s} \right|} = - \begin{bmatrix} \cos(\theta_s + \theta_{os}) \\ \sin(\theta_s + \theta_{os}) \\ 0 \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} i \\ j \\ k \end{bmatrix} \quad (5)$$

齿面相对速度为:

$$v_s^{(s2)} = v_s^{(s)} - v_s^{(2)} = (w_s^{(s)} - w_s^{(2)}) \times r_s = |w_s^{(s)}|$$

$$\begin{bmatrix} -y_s(1 - m_{2s} \cos\gamma_m) - z_s m_{2s}(\sin\gamma_m \cos\varphi_s) \\ x_s(1 - m_{2s} \cos\gamma_m) + z_s m_{2s}(\sin\gamma_m \sin\varphi_s) \\ m_{2s} \sin\gamma_m(x_s \cos\varphi_s - y_s \sin\varphi_s) \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} i \\ j \\ k \end{bmatrix} \quad (6)$$

故啮合方程为:

$$f(\mu_s, \theta_s, \varphi_s) = n_{(s)} \cdot v_s^{(s2)} = -\mu_s m_{2s} \sin\gamma_m \cos(\theta_s + \theta_{os} + \varphi) + r_{bs}(1 - m_{2s} \cos\gamma_m) = 0 \quad (7)$$

被加工面齿轮的齿面方程可表示为:

$$\begin{cases} r_2(\mu_s, \theta_s, \varphi_s) = M_{2s}(\varphi_s) r_s(\mu_s, \theta_s) \\ f(\mu_s, \theta_s, \varphi_s) = 0 \end{cases} \quad (8)$$

插齿刀顶圆柱母线 H (图3) 加工形成面齿轮的过渡曲面。流动相交点位置由前述啮合方程和  $\theta_s$

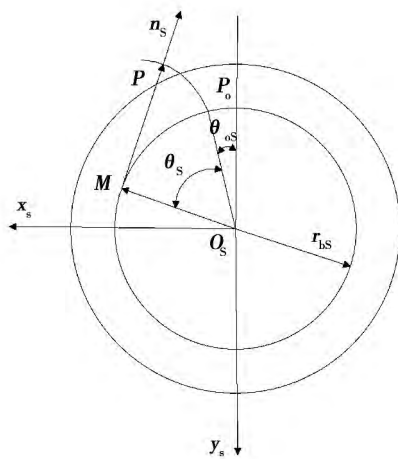


图2 插齿刀渐开线齿廓  
Fig.2 Involute tooth profile of the shaper cutter

插齿刀与面齿轮的坐标变换矩阵为

$$M_{2s} = M_{2p} M_{pm} M_{ms} \quad (2)$$

式中:

$$M_{ms} = \begin{bmatrix} \cos\varphi_s & -\sin\varphi_s & 0 & 0 \\ \sin\varphi_s & \cos\varphi_s & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

=  $\theta_s^*$  确定, 即

$$\mu_s(\varphi_s) = \frac{r_{bs}(1 - m_{2s}\cos\gamma_m)}{m_{2s}\sin\gamma_m \cos(\varphi_s + \theta_{os} + \theta_s^*)}$$

则啮合方程为:

$$\begin{aligned} f(\mu_s, \theta_s^*, \varphi_s) &= -z_s m_{2s} \sin\gamma_m [\cos\varphi_s \cos(\theta_s^* + \theta_{os}) - \sin(\theta_s^* + \theta_{os}) \sin\varphi_s] - y_s \cos(\theta_s^* + \theta_{os}) (1 - m_{2s} \cos\gamma_m) + x_s \sin(\theta_s^* + \theta_{os}) (1 - m_{2s} \cos\gamma_m) = -\mu_s m_{2s} \sin\gamma_m \cos(\theta_s^* + \theta_{os} + \varphi) + r_{bs} (1 - m_{2s} \cos\gamma_m) (\cos^2(\theta_s^* + \theta_{os}) + \theta_s^* \sin(\theta_s^* + \theta_{os}) \cos(\theta_s^* + \theta_{os}) + \sin^2(\theta_s^* + \theta_{os}) - \theta_s^* \cos(\theta_s^* + \theta_{os}) \sin(\theta_s^* + \theta_{os})) \\ &= -\mu_s m_{2s} \sin\gamma_m \cos(\theta_s^* + \theta_{os} + \varphi) + r_{bs} (1 - m_{2s} \cos\gamma_m) \\ &= 0 \end{aligned} \quad (9)$$

所以, 被加工面齿轮的过渡曲面方程可表示为:

$$\begin{cases} r_2(\mu_s, \theta_s^*, \varphi_s) = M_{2s}(\varphi_s) r_s(\mu_s, \theta_s^*) \\ f(\mu_s, \theta_s^*, \varphi_s) = 0 \end{cases} \quad (10)$$

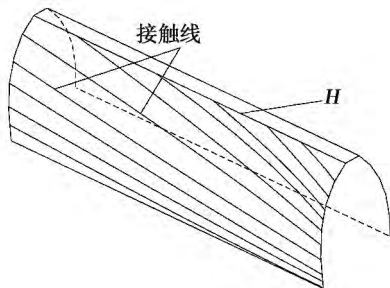


图 3 插齿刀齿面上的接触线

Fig. 3 Contact line in the tooth face of shaper cutter

### 1.2 面齿轮实体模型的生成

正交面齿轮副的相关参数如表 1 所示。

表 1 面齿轮副几何参数

Tab. 1 Geometric parameters of face gear pair

参数	数值
面齿轮模数 $m/\text{mm}$	6.35
压力角 $\alpha/(\text{°})$	25
插齿刀齿数	28
小齿轮齿数	25
面齿轮齿数	160
面齿轮大端半径 $r_2/\text{mm}$	559
面齿轮小端半径 $r_1/\text{mm}$	471

利用面齿轮齿面和齿根方程, 在 Matlab 中编程

得到图 4 所示的齿面和齿根点云, 在 Imagewear 中处理得到齿廓曲面, 然后导入 UG 中, 完成图 5 所示的面齿轮副实体动力学模型。

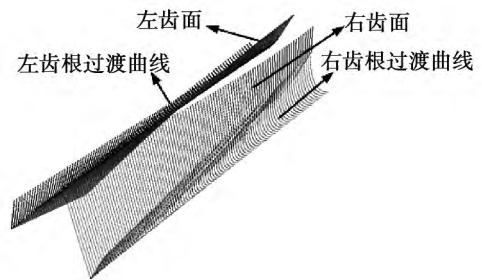


图 4 面齿轮的齿面和齿根点云

Fig. 4 Point cloud for tooth and tooth root of face gear

## 2 面齿轮副动力学分析

将 UG 中装配完整的面齿轮副保存为 x\_t 格式导入 Adams, 定义齿轮材料、运动副、小轮输入转速 134 r/min 和面齿轮阻力矩  $1.44 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$ , 小齿轮与面齿轮间定义实体接触对。如图 5 所示。



图 5 基于 Adams 的面齿轮副动力学模型

Fig. 5 Dynamic model of face gear pair based on Adams

Adams 软件中碰撞力定义为

$$F = \begin{cases} 0 & q \geq q_0 \\ K(q_0 - q)^e - C\left(\frac{dq}{dt}\right) \cdot \text{step}(q - q_0) & q < q_0 \end{cases} \quad (11)$$

式中:  $q_0$ —两物体间初始距离;  $q$ —两物体碰撞过程中的实际距离;  $dq/dt$ —两物体间距离随时间的变化率;  $K$ —刚度系数;  $e$ —碰撞指数;  $C$ —阻尼系数;  $d$ —

切入深度;  $step(q, q_0 - d, 1, q_0, \rho)$  为阶跃函数; 表达式为:

$$step = \begin{cases} q_0 & q \leq q_0 \\ q_0 + (q_1 - q_0) \times \Delta^2(3 - 2\Delta) & q_0 < q < q_1 \\ q_1 & q \geq q_1 \end{cases} \quad (12)$$

式中:  $\Delta = (q - q_0) / (q_1 - q_0)$ ;  $K = (4/3) R^{1/2} E^*$ ;  $1/R = 1/R_1 + 1/R_2$ ;  $1/E^* = (1 - \nu_1^2) / E_1 + (1 - \nu_2^2) / E_2$ ;  $E_1, E_2, \nu_1, \nu_2$  分别是两齿轮材料的弹性模量和泊松比。  $R_1, R_2$  分别是两齿轮接触点的当量半径, 近似以分度圆半径来代替。

设置仿真时间 3 s, 步数 5 000, 提取出齿轮副接触力, 绘制时域和频域曲线, 如图 6 所示, 在 1 - 2 s 时段, 轮齿间瞬态接触力在理论值 2001.7 N 附近波动, 最大波动量超过 50%; 齿轮副啮合频率为 55.8 Hz, 与理论值一致, 瞬态接触力的最大值出现在啮合频率的二倍频处。

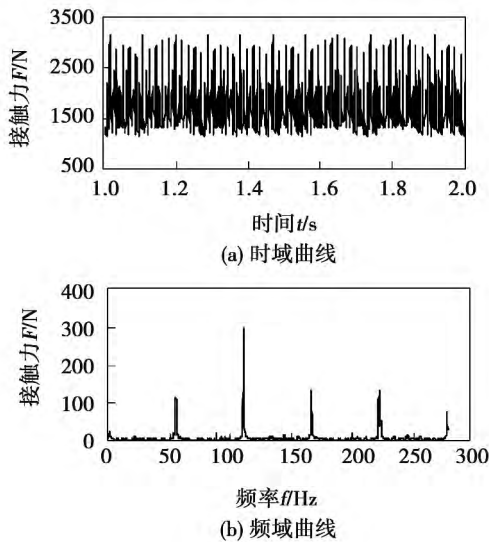


图 6 面齿轮副的瞬态接触力

Fig. 6 Transient contact force of face gear pair

### 3 面齿轮传动疲劳特性分析

疲劳寿命分析涉及到材料的 S - N 曲线、载荷谱、载荷年循环次数以及求解方法等。疲劳分析方法大致可分为 4 种: 名义应力分析法、局部应力应变分析法、损伤容限分析法和疲劳可靠性设计法, 其中

局部应力应变法对高低周疲劳寿命分析都适用, 只需知道应变集中处部位的应力应变和基本的材料特性参数, 就可以估算零件的寿命, 因此应用最为广泛。图 7 给出了面齿轮副疲劳寿命分析流程图。

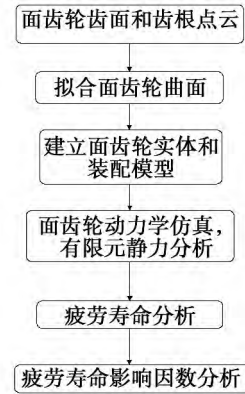


图 7 面齿轮疲劳分析流程

Fig. 7 Fatigue analysis procedure for face gear

#### 3.1 面齿轮材料 S - N 曲线

材料 S - N 曲线最常用的幂函数公式为

$$\sigma^m N = C \quad (13)$$

等式两边取对数得

$$m \lg \sigma + \lg N = \lg C \quad (14)$$

式中:  $\sigma$ —应力, MPa;  $N$ —应力循环次数;  $m, c$ —疲劳试验常数。小齿轮和面齿轮的材料均为 20CrMnMo, 热处理为渗碳淬火, 淬火温度 850 °C, 油冷, 回火温度 200 °C, 水冷。其材料特性参数如表 2 所示。

表 2 面齿轮材料特性参数

Tab. 2 Material parameters of face gear pair

参数	数值
极限强度 $\sigma_b$ /MPa	1180
屈服强度 $\sigma_s$ /MPa	885
粗糙度 $R_z$ / $\mu\text{m}$	1.0
存活率系数 $S_{pm}$	2/3
材料安全系数 $\gamma_m$	1.15
应力集中系数 $\alpha_k$	1.05
缺口敏感系数 $n$	0.95

由 GL 规范和材料特性参数, 计算得到面齿轮材料的 S - N 曲线, 如图 8 所示。

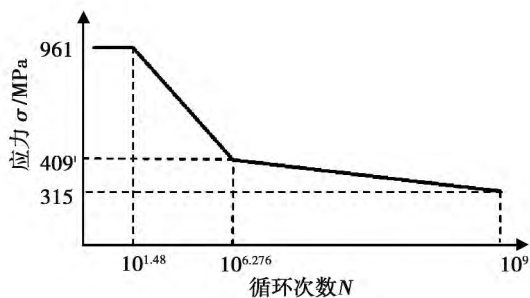


图 8 面齿轮材料的 S - N 曲线

Fig. 8 Material S - N curve of face gear



图 10 面齿轮副的等效应力

Fig. 10 Equivalent stress of face gear pair

### 3.2 面齿轮疲劳分析的载荷谱

由图 6 可知, 齿轮副的啮合周期为 0.018 s, 面齿轮中任一轮齿从本次啮合到下次啮合的时间为 2.88 s。为了较好地模拟作用于小轮内孔处输入扭矩的波动, 把图 6(a) 中的动态接触力除以理论接触力, 得到用于疲劳分析的载荷谱, 如图 9 所示, 为了显示清晰, 图中横坐标仅取了 0.2 s 时间。由于小齿轮输入转速为 134 r/min, 则面齿轮转速为 21 r/min, 按每天工作 16 小时计算, 则载荷谱的年循环次数为  $21 \times 60 \times 16 \times 365 = 7\,358\,400$  次。

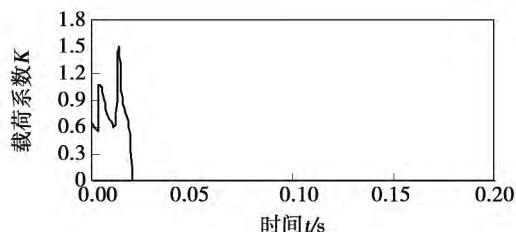


图 9 面齿轮疲劳计算载荷谱

Fig. 9 Fatigue load spectrum of face gear

计算可得, 面齿轮副对数疲劳寿命的最小值为 1.0229, 如图 11(a) 所示, 出现在面齿轮齿顶处, 疲劳寿命以年表示为

$$N_{life} = 10^{1.0229} = 10.54 \text{ 年}$$

安全系数定义为疲劳寿命等于设计寿命时, 疲劳载荷放大的倍数。由图 11(b) 可得, 面齿轮副的最小安全系数为 0.91565。

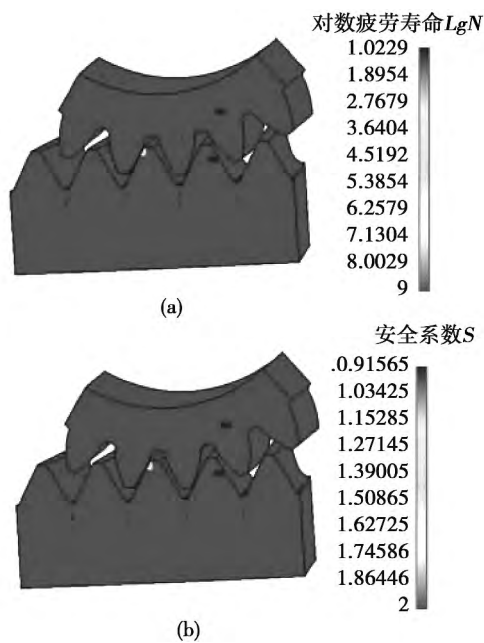


图 11 面齿轮副的疲劳寿命和安全系数

Fig. 11 Fatigue life and safety factor of face gear pair

### 3.3 面齿轮副有限元静力分析

在 ANSYS 中采用六面体单元对齿轮副进行网格划分, 共计节点数 22 828, 单元数 18 540。边界条件为: 面齿轮底面全约束, 小齿轮内孔径向及轴向约束, 并施加转矩  $1.44 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$ 。通过分析, 可得面齿轮副的等效应力如图 10 所示, 其最大值为 688.2 MPa, 出现在面齿轮啮合区的齿顶部分。

### 3.4 面齿轮的疲劳寿命和安全系数

在 FE - SAFE 中导入 ANSYS 静力计算结果, 设置疲劳计算参数和求解方法。本研究设定面齿轮设计寿命为 20 年, 求解方法为最大主应力法。

## 4 面齿轮副疲劳寿命的影响因素分析

影响面齿轮疲劳强度的因素有很多, 主要包括形状、尺寸、表面状况、腐蚀介质、温度和平均应力等。本研究主要研究表面粗糙度和应力集中系数对

面齿轮疲劳寿命的影响规律。

#### 4.1 不同表面粗糙度时面齿轮的疲劳寿命

由于齿轮副的啮合力作用,齿面接触区和齿根部通常承受较大的接触应力和弯曲应力,容易引起疲劳裂纹的萌生,导致疲劳破坏,特别是粗糙表面。不同粗糙度时面齿轮副的对数疲劳寿命如图 12 所示。

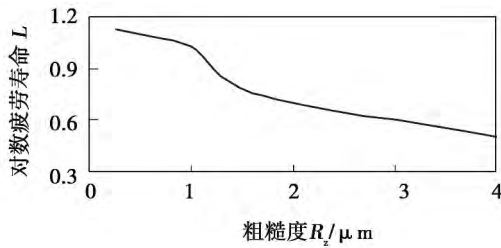


图 12 不同表面粗糙度时面齿轮的疲劳寿命  
Fig. 12 Fatigue life of face gear with different surface roughness

由图 12 可知,面齿轮副的疲劳寿命随齿面粗糙度的增大而减小,且在表面粗糙度较大时疲劳寿命锐减,因此需合理控制齿轮副的表面粗糙度。

#### 4.2 不同应力集中系数时面齿轮的疲劳寿命

$K_t$ 为应力集中系数,它被定义为在缺口或其它应力集中处的局部最大应力  $R_{max}$  与名义应力  $R_{nom}$  的比值,应力集中系数对材料疲劳寿命有很大影响。不同应力集中系数时面齿轮副的对数疲劳寿命如图 13 所示。

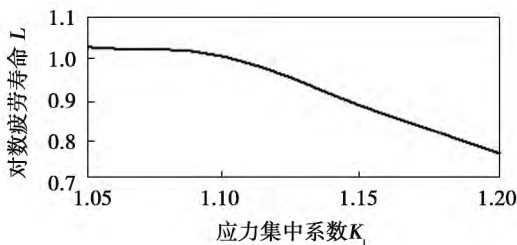


图 13 不同应力集中系数时面齿轮的疲劳寿命  
Fig. 13 Fatigue life of face gear with different stress concentration factors

由图 13 可知,随着应力集中系数的增大,面齿轮副的疲劳寿命减小,且疲劳寿命对应力集中系数较为敏感。

### 5 结 论

通过对正交面齿轮副的动力学模拟和疲劳寿命分析,得出如下结论:

(1) 面齿轮副的瞬态接触力在理论值附近波动,最大波动量超过 50%,其最大值出现在啮合频率的二倍频处。

(2) 面齿轮副的疲劳寿命随表面粗糙度的增大而减小,当表面粗糙度较大时,疲劳寿命锐减。

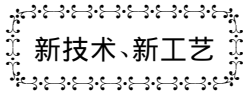
(3) 面齿轮副的疲劳寿命随应力集中系数的增大而减小,疲劳寿命对应力集中系数较为敏感。

#### 参考文献:

- [1] 李特文. 齿轮几何学与应用理论 [M]. 上海: 上海科学技术出版社 2008.  
LI Te-wen. Gear Geometry and Applied Theory [M]. Shanghai: Shanghai Science and Technology Press 2008.
- [2] Claudiu-Ioan Boantă, Vasile Bolos. The mathematical model of generating kinematic for the worm face gear with modified geometry [J]. Procedia Technology 2014, 12: 442 - 447.
- [3] Xiao-yu Yang, Jin-yuan Tang. Research on manufacturing method of CNC plunge milling for spur face-gear [J]. Journal of Materials Processing Technology 2014, 214(12): 3013 - 3019.
- [4] Vilmos Simon. Design of face-hobbed spiral bevel gears with reduced maximum tooth contact pressure and transmission errors [J]. Chinese Journal of Aeronautics 2013, 26(3): 777 - 790.
- [5] 唐进元, 刘艳平. 直齿面齿轮加载啮合有限元仿真分析 [J]. 机械工程学报 2012, 48(5): 124 - 131.  
TANG Jin-yuan, LIU Yan-ping. Loaded meshing simulation of face-gear drive with spur involute pinion based on finite element analysis [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(5): 124 - 131.
- [6] 何国旗, 严宏志, 胡威, 等. 面齿轮啮合过程中齿面接触分析 [J]. 中南大学学报(自然科学版) 2013, 44(1): 95 - 100.  
HE Guo-qi, YAN Hong-zhi, HU Wei, et al. Tooth contact analysis of face gear meshing [J]. Journal of Central South University (Science and Technology) 2013, 44(1): 95 - 100.
- [7] 李政民卿, 黄鹏, 李晓贞. 面齿轮轮齿刚度的计算方法及其影响因素分析 [J]. 重庆大学学报 2014, 37(1): 26 - 30.  
LI Zheng-min-qing, HUANG Peng, LI Xiao-zhen. A calculation method of the stiffness of face gear tooth and analysis of its influence factors [J]. Journal of Chongqing University, 2014, 37(1): 26 - 30.
- [8] 雷敦财, 唐进元. 一种面齿轮传动时变啮合刚度数值计算方法

- [J]. 中国机械工程 2014 25(17): 2300-2304.  
LEI Dun-cai, HUANG Jin-yuan. A calculation method of mesh stiffness for face gear transmission system [J]. China Mechanical Engineering 2014 25(17): 2300-2304.
- [9] 赵庆彬, 刘海军, 李晓贞. 面齿轮传动啮合刚度分析[J]. 机械传动 2014 38(7): 6-9.  
ZHAO Qing-bin, LIU Hai-jun, LI Xiao-zhen. Analysis of the meshing stiffness of face gear transmission [J]. Journal of mechanical transmission 2014 38(7): 6-9.
- [10] Poursaeidi E, Salavatian M. Failure analysis of generator rotor fan blades [J]. Engineering Failure Analysis, 2007, 14(5): 851-860.
- [11] Ciavarella M, Demelio G. Numerical methods for optimization of specific sliding stress concentration and fatigue life of gears [J]. International Journal of Fatigue, 1999 21(5): 465-474.
- [12] Kramberger J, Šraml M, Glodež S, et al. Computational model for the analysis of bending fatigue in gears [J]. Computers and Structures 2004 82(23-26): 2261-2269.
- [13] 郭辉, 赵宁, 方宗德, 等. 基于接触有限元的面齿轮传动弯曲强度研究 [J]. 航空动力学报, 2008, 23(8): 1438-1442.  
GUO Hui, ZHAO Ning, FANG Zong-de, et al. Research on bending strength of face-gear transmission based on contact finite element method [J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(8): 1438-1442.
- [14] 顾浩. 渐开线齿轮齿根断裂力学分析 [D]. 南京: 南京航空航天大学, 2007.  
GU Hao. Fracture mechanics Analysis of involute gear tooth crack [D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 2007.
- [15] 尹双增. 断裂、损伤理论及应用 [M]. 北京: 清华大学出版社, 1992.  
YIN Shuang-zeng. Theory and application of fracture and damage [M]. Beijing: Tsinghua University Press, 1992.

(姜雪梅 编辑)



## 三菱和东京电力公司为卡塔尔提供发电和海水淡化装置

据《Gas Turbine World》2015年5-6月刊报道,日本三菱和Tepco(东京电力公司)已中标,在卡塔尔建造一个可运行25年的2400 MW发电站和海水淡化工厂。

K1能源公司,是三菱和东京电力公司建立的一个合资企业,赢得了由国营卡塔尔通用电力和自来水公司于去年5月发布的可供应电力和自来水的的项目。K1、卡塔尔通用电力和自来水公司、卡塔尔石油公司和卡塔尔基金公司将建立一个专用公司-Umm Al Houl Power电力公司,来建造、拥有和运行该联合循环燃气轮机发电装置和590000 m<sup>3</sup>/d海水淡化工厂。

该工厂位于多哈以南约20 km处并预期在2017年投入运转。K1能源公司被预期在Umm Al Houl Power电力公司中取得30%股份,卡塔尔通用电力和自来水公司将持有60%股份,而卡塔尔石油公司和卡塔尔基金公司将各持有5%股份。三菱和东京电力公司正在讨论在今年11月份前把东京电力公司所占的股份增加到33.3%的可能性。

东京已经加紧了它的技术出口以便开辟日益增长的海外市场。这是由日本公司为了出口国家的燃天然气和燃煤发电技术与卡塔尔达成的最新协议。

(吉桂明 摘译)

trifugal pump at shut off condition and can improve the efficiency of the pump to a certain extent. The radial force distribution of impeller and volute is periodic. In  $\delta_2 = 10$  mm scheme ,the overall distribution and peak of volute radial force are relatively desirable ,outperforming the other two schemes. In  $\delta_2 = 5$  mm scheme ,the overall distribution and peak of impeller radial force under three operating conditions are better than the other two schemes. The increase in blade outlet actual thickness will escalate the Von Karman vortex effect at impeller outlet ,and also result in evident secondary fluctuations in the monitoring point pressure ,volute and impeller radial forces. **Key words:** Ultra-low Specific-speed Centrifugal Pump ,blade thickness ,radial force ,numerical simulation

正交面齿轮副动力学仿真及疲劳寿命分析 = **Dynamic Simulation and Fatigue Life Analysis of Orthogonal Face Gear Pair** [刊 汉]LEI Jian-bo ( Navy Chongqing Bureau ,Chongqing ,China ,Post Code: 402263) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016 31( 2) . -199 -205

Based on the theory of gear meshing theory ,both tooth face and tooth root equations of face gear were deduced. The solid and assembly models of face gear were generated through Matlab ,Imageware and UG. By constructing and solving rigid-body dynamics model in Adams program ,the transient contact force of face gear pair was obtained ,and used as fatigue load spectrum. Then the fatigue life and safety factor of face gear was obtained in FE-SAFE by using maximum principle stress algorithm and S-N curves of face gear calculated based on GL criterion and stress-strain of gear pair under static load. And also studied were the effects of tooth surface roughness and stress concentration factor on fatigue life of face gear. The results indicate that the fluctuation of transient contact force of face gear pair exceeds 50 percent of theoretical value ,and the life of face gear extends with the decreases in tooth surface roughness and stress concentration factor. Fatigue life decreases rapidly with a larger tooth surface roughness ,and is sensitive to stress concentration factor. **Key words:** meshing theory ,face gear ,load spectrum ,fatigue life

循环流化床锅炉燃烧系统的控制研究 = **Analysis and Design for Circulating Fluidized Bed Boiler Combustion Control System** [刊 汉]FU Cai-fen ,TAN Wen ( School of Control & Computer Engineering ,North China Electric Power University ,Beijing 102206 ,China) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016 31( 2) . -206 -213

This paper investigated the decentralized ,centralized ,and partially decentralized control structures for circulating