

直升机主减弧齿锥齿轮优化设计



朱慧玲,周启航

中国直升机设计研究所,江西 景德镇 333001

摘 要:弧齿锥齿轮承载传动时,轮齿交替啮合与轮齿间齿侧间隙的耦合作用使得传动系统不可避免地产生振动。针对某民用直升机主减速器弧齿锥齿轮传动系统,基于集中参数法建立非正交弧齿锥齿轮弯-扭-轴耦合动力学模型,并采用Runge-Kutta法求解动力学方程得到传动系统的动力学特性;以局部综合法的三个二阶参数:接触迹线与齿高方向的夹角、传动比一阶导数和接触椭圆半长轴与齿宽的比值为设计变量,传动系统的振动位移均方根值为优化目标函数,基于遗传算法进行齿面优化以减振。结果表明,采用从动轮接触迹线与齿高方向的夹角 71° 、传动比一阶导数 -0.0195 、接触椭圆半长轴与齿宽比值 0.1512 的微观参数设计方案,传动系统的振动幅值降低了 9.43% 。

关键词:民用直升机;弧齿锥齿轮;非正交;齿面优化;遗传算法

中图分类号:V232.8

文献标识码:A

DOI: 10.19452/j.issn1007-5453.2021.08.002

直升机具有较好的机动性能、定点悬停以及垂直起降等特点,因此成为无法被替代的交通工具,民用直升机在搜救抓捕、森林灭火、抢险救灾、运输出行等领域也拥有广阔的市场前景。弧齿锥齿轮常用于相交轴传动,具有传动平稳、承载能力高、效率高等特点,广泛应用于汽车、直升机、船舶等领域,弧齿锥齿轮传动系统作为直升机主减速器的重要组成部分,其动态特性很大程度上影响了减速器的运转稳定性及其寿命,进而影响直升机旋翼系统的工作性能。实际应用中,齿轮副存在齿侧间隙以避免轮齿卡死和两啮合齿面直接接触,传递载荷时存在轮齿交替啮合,弧齿锥齿轮承载时,在非线性和时变因素的耦合作用下产生振动与噪声。弧齿锥齿轮作为不完全共轭齿轮副,齿面几何学和接触分析是其动态分析的基础,国内外许多学者针对弧齿锥齿轮进行了主动设计、动态特性、齿面优化等方面的研究:Litvin等^[1-4]提出了局部综合法,即给定参考点处的传动比一阶导数、接触迹线与根锥的夹角以及接触椭圆的半长轴,预控参考点及其附近位置的啮合性能;方宗德等^[5-8]在局部综合法的基础上提出了全局优化设计,针对齿轮副的接触印痕和传动误差曲线,优化机床多余的可选参数来消除三阶接触缺陷;Wang等^[9-10]建立了准双曲面齿轮的非线性时变模型,该模型考虑了啮合刚度、齿侧间隙等因素的影响,并求解了动力学特性;王立华等^[11-13]基于集中参数法建

立弧齿锥齿轮的弯-扭-轴耦合动力学模型,引入状态变量,基于Runge-Kutta法求解非线性微分方程,研究了激励频率对系统动态响应的影响;苏进展等^[14-15]基于集中质量法建立了弧齿锥齿轮八自由度动力学模型,研究了几何传动误差和重合度对齿轮副振动特性的影响,并基于遗传算法优化小轮加工参数得到大重合度;赵宁等^[16]建立了弧齿锥齿轮8自由度动力学模型,并以振动加速度的均方根值为目标函数,大轮齿面啮合迹线的方向角和传动比一阶导数为设计变量,基于遗传算法进行优化得到了较优的齿轮副加工参数。

对于民用直升机而言,安全、经济、舒适为三大主要设计目标,考虑到国内外学者大都是针对正交弧齿锥齿轮建立动力学模型进行分析,齿面微观优化主要是分析三个二阶参数中的单个或两个因素的影响。本文针对某民用直升机主减弧齿锥齿轮,采用齿面主动设计、轮齿接触分析、有限元计算等方法,得到齿轮副的重合度和啮合刚度,以弧齿锥齿轮齿面主动设计中的三个二阶参数:接触迹线与齿高方向的夹角、传动比一阶导数、接触椭圆半长轴与齿宽比值为设计变量,齿轮副的振动响应为目标函数,基于遗传算法得到定义域内的最优解,其振动响应通过集中质量法建立弯-扭-轴耦合动力学模型及其方程,采用Runge-Kutta法求解动力学方程得到。

收稿日期: 2021-05-26; 退修日期: 2021-06-14; 录用日期: 2021-07-07

引用格式: Zhu Huiling, Zhou Qihang. Optimal design of helicopter's main spiral bevel gear[J]. Aeronautical Science & Technology, 2021, 32(08): 12-17. 朱慧玲,周启航. 直升机主减弧齿锥齿轮优化设计[J]. 航空科学技术, 2021, 32(08): 12-17.

1 动力学模型及方程

某民用直升机主减速器内弧齿锥齿轮传动系统的轴交角 $\Sigma > 90^\circ$ 即非正交, 李飞等^[17]建立了斜交弧齿锥齿轮 8 自由度动力学模型。本文研究对象基于集中质量法建立动力学模型如图 1 所示, 其中, Σ 为轴交角, 主、从动轮的轴线交点为坐标系原点 O , 分别建立两齿轮的局部坐标系为: $S_p(O - X_p Y_p Z_p)$ 、 $S_g(O - X_g Y_g Z_g)$, 其中, X_p 、 X_g 为主、从动轮的轴线, $\angle X_p O X_g$ 为轴交角。忽略齿轮副的齿面摩擦力, 视主、从动轮为刚性锥盘, 采用集中质量法将支承两锥齿轮的轴段和滚动轴承进行等效处理, 其作用点为齿宽中点, 考虑到齿轮副的摆振很小可忽略不计, 该模型的自由度为沿 x 、 y 、 z 方向的移动自由度和绕 x 方向的旋转自由度, 共 8 个: $\{X_p, Y_p, Z_p, \theta_p, X_g, Y_g, Z_g, \theta_g\}^T$ 。

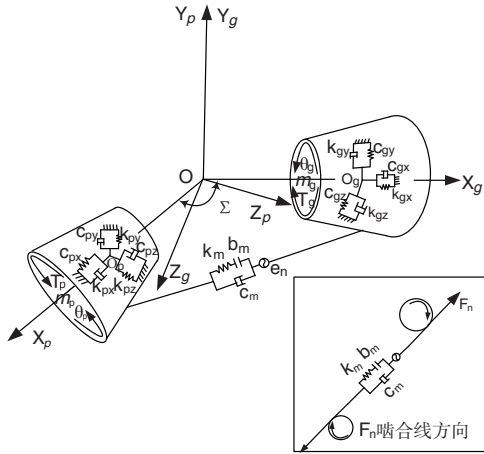


图1 弧齿锥齿轮弯-扭-轴耦合动力学模型

Fig.1 Dynamic model of spiral bevel gear bending-twisting-shaft coupling

两齿轮啮合承载时, 轮齿工作面(主动轮为凹面、从动轮为凸面)间所产生的法向啮合力的大小、方向和作用点随啮合位置变化取齿宽中点 O_p 、 O_g 作为分析点, 则法向啮合力 F_n 为:

$$F_n = c_m \dot{\lambda}_n + k_h(t) f(\lambda_n) \quad (1)$$

其沿 x 、 y 、 z 方向的分力为:

$$\begin{aligned} F_{xp} &= F_n \sin \alpha_n \sin \delta_1 - F_n \cos \alpha_n \sin \beta_m \cos \delta_1 = F_n a_1 \\ F_{yp} &= F_n \cos \alpha_n \sin \beta_m \sin \delta_1 + F_n \sin \alpha_n \cos \delta_1 = F_n a_2 \\ F_{zp} &= F_n \cos \alpha_n \cos \beta_m = F_n a_3 \\ F_{xg} &= F_n \sin \alpha_n \sin \delta_2 + F_n \cos \alpha_n \sin \beta_m \cos \delta_2 = F_n a_4 \\ F_{yg} &= F_n \cos \alpha_n \sin \beta_m \sin \delta_2 - F_n \sin \alpha_n \cos \delta_2 = F_n a_5 \\ F_{zg} &= -F_n \cos \alpha_n \cos \beta_m = F_n a_6 \end{aligned} \quad (2)$$

式中: c_m 为啮合阻尼; $k_h(t)$ 为时变啮合刚度; λ_n 为法向相对

位移; α_n 为法向压力角; β_m 为中点螺旋角; δ_1, δ_2 为主、从动轮分锥角; $[a_1, a_2, a_3]^T$ 为 F_n 在主动轮局部坐标系 S_p 下的方向余弦; $[a_4, a_5, a_6]^T$ 为 F_n 在从动轮局部坐标系 S_g 下的方向余弦; $f(\lambda_n)$ 为非线性间隙函数:

$$f(\lambda_n) = \begin{cases} \lambda_n - b_n & \lambda_n > b_n \\ 0 & |\lambda_n| \leq b_n \\ \lambda_n + b_n & \lambda_n < -b_n \end{cases}$$

式中: b_n 为法向齿侧间隙的一半。

考虑到动力学模型中 θ_p, θ_g 两自由度之间存在刚体位移, 故引入法向相对位移 λ_n 为新的自由度, 其由主、从动轮沿 x, y, z 方向的振动位移在啮合线方向上的投影所组成, 且与法向啮合力方向一致为负投影, 则两锥齿轮间的法向相对位移为:

$$\lambda_n = -a_1 X_p - a_2 Y_p - a_3 Z_p - a_4 X_g - a_5 Y_g - a_6 Z_g + a_3 r_p \theta_p + a_6 r_g \theta_g - e_n(t) \quad (3)$$

式中: r_p, r_g 为主、从动轮的啮合点半径; $e_n(t)$ 为法向静态传递误差:

$$e_n(t) = e_0 + \sum_{i=1}^{\infty} e_i \cos(i \omega_e t + \varphi_i) \quad (4)$$

式中: e_0 为误差的均值; e_i 为误差的 i 阶谐波幅值; ω_e 为啮合频率, $\omega_e = n_1 \times z_1 / 60$; φ_i 为误差的 i 阶谐波相位角。

图 1 所示的动力学方程为:

$$\begin{aligned} m_p \ddot{X}_p + c_{px} \dot{X}_p + k_{px} X_p &= F_{xp} \\ m_p \ddot{Y}_p + c_{py} \dot{Y}_p + k_{py} Y_p &= F_{yp} \\ m_p \ddot{Z}_p + c_{pz} \dot{Z}_p + k_{pz} Z_p &= F_{zp} \\ J_p \ddot{\theta}_p + F_{zp} r_p &= T_1 \\ m_g \ddot{X}_g + c_{gx} \dot{X}_g + k_{gx} X_g &= F_{xg} \\ m_g \ddot{Y}_g + c_{gy} \dot{Y}_g + k_{gy} Y_g &= F_{yg} \\ m_g \ddot{Z}_g + c_{gz} \dot{Z}_g + k_{gz} Z_g &= F_{zg} \\ J_g \ddot{\theta}_g + F_{zg} r_g &= -T_2 \end{aligned} \quad (5)$$

式中: m_p, m_g 为两齿轮的集中质量; J_p, J_g 为转动惯量; $T_1 = T_{1m} + T_{1v}$ 为输入力矩, $T_2 = T_{2m} + T_{2v}$ 为负载力矩; T_{1m}, T_{2m} 为两力矩的均值; T_{1v}, T_{2v} 为两力矩的波动量; c_{ij}, k_{ij} ($i = p, g; j = x, y, z$) 为等效支承阻尼和等效支承刚度, 由传动轴和滚动轴承组成; F_{ij} 为法向啮合力沿主、从动轮局部坐标系 x, y, z 方向的分力。

根据式(3)和式(5)消除 θ_p, θ_g 两自由度, 可得:

$$\ddot{\lambda}_n + a_1 \ddot{X}_p + a_2 \ddot{Y}_p + a_3 \ddot{Z}_p + a_4 \ddot{X}_g + a_5 \ddot{Y}_g + a_6 \ddot{Z}_g + \frac{a_3^2}{m_e} (c_m \dot{\lambda}_n + k_h(t) f(\lambda_n)) = a_3 \left(\frac{T_1 r_p}{J_p} + \frac{T_2 r_g}{J_g} \right) - \ddot{e}_n(t) \quad (6)$$

式中: $m_e = J_p J_g / (J_p r_g^2 + J_g r_p^2)$ 为齿轮副的集中质量。

考虑到动力学方程中各物理量的数量级相差较大,对其进行量纲一化处理为:

$$\begin{aligned} \ddot{x}_p + 2\zeta_{px}\dot{x}_p + \kappa_{px}x_p - 2a_1\zeta_{pm}\dot{\lambda} - a_1\kappa_{ph}f(\lambda) &= 0 \\ \ddot{y}_p + 2\zeta_{py}\dot{y}_p + \kappa_{py}y_p - 2a_2\zeta_{pm}\dot{\lambda} - a_2\kappa_{ph}f(\lambda) &= 0 \\ \ddot{z}_p + 2\zeta_{pz}\dot{z}_p + \kappa_{pz}z_p - 2a_3\zeta_{pm}\dot{\lambda} - a_3\kappa_{ph}f(\lambda) &= 0 \\ \ddot{x}_g + 2\zeta_{gx}\dot{x}_g + \kappa_{gx}x_g - 2a_4\zeta_{gm}\dot{\lambda} - a_4\kappa_{gh}f(\lambda) &= 0 \\ \ddot{y}_g + 2\zeta_{gy}\dot{y}_g + \kappa_{gy}y_g - 2a_5\zeta_{gm}\dot{\lambda} - a_5\kappa_{gh}f(\lambda) &= 0 \\ \ddot{z}_g + 2\zeta_{gz}\dot{z}_g + \kappa_{gz}z_g - 2a_6\zeta_{gm}\dot{\lambda} - a_6\kappa_{gh}f(\lambda) &= 0 \\ \ddot{\lambda} + a_1\ddot{x}_p + a_2\ddot{y}_p + a_3\ddot{z}_p + a_4\ddot{x}_g + a_5\ddot{y}_g + a_6\ddot{z}_g + \\ 2a_3^2\zeta_m\dot{\lambda} + a_3^2\kappa_h f(\lambda) &= f + f_e + f_v \end{aligned} \quad (7)$$

量纲一化阻尼:

$$\zeta_{ij} = c_{ij} / (2m_i \omega_n)$$

$$\zeta_{im} = c_m / (2m_i \omega_n)$$

$$\zeta_m = c_m / (2m_e \omega_n)$$

量纲一化刚度:

$$\kappa_{ij} = k_{ij} / (m_i \omega_n^2)$$

$$\kappa_{ih} = k_h(t) / (m_i \omega_n^2)$$

$$\kappa_h = 1 + \sum_{i=1}^8 \left[\frac{k_{hi}}{k_m} \cos(i\omega\tau + \varphi_{ki}) + \frac{k_{li}}{k_m} \sin(i\omega\tau + \varphi_{ki}) \right]$$

无量纲一化激励:

$$f = \frac{a_3 T_{1m}}{r_p m_e b_n \omega_n^2}$$

$$f_e = \frac{e_1}{b_n} \omega^2 \cos(\omega\tau)$$

$$f_v = \frac{a_3}{b_n \omega_n^2} \left(\frac{r_p T_{1v}}{J_p} + \frac{r_g T_{2v}}{J_g} \right) = a_3 \left[\frac{A_{f1}}{m_e b_n \omega_n^2} \sin(\omega_f \tau) + \frac{A_{f2}}{m_e b_n \omega_n^2} \sin(\omega_f \tau) \right]$$

2 优化设计

2.1 遗传算法

遗传算法^[18-20]是根据大自然中生物体进化规律而设计提出的,是一种通过模拟自然进化过程搜索最优解的方法。遗传算法以编码空间代替问题的参数空间,以适应度函数为评价依据,以编码群体为进化基础,以对群体中个体位串的遗传操作,实现选择和遗传机制,建立一个迭代过程。其基本运算包括编码、群体设定、初始化群体、适应度评价、选择、交叉、变异和终止循环条件。

2.2 目标函数

基于局部综合法的弧齿锥齿轮主动设计,设计变量为三个二阶参数,即从动轮的接触迹线与齿高方向的夹角、传

动比一阶导数、接触椭圆半长轴与齿宽的比值;齿轮副传动过程中不可避免产生振动,会大大影响直升机的振动水平,故将传动系统的振动位移均方根值作为优化设计目标。建立的优化设计模型为:

$$\begin{cases} V = \min f(\eta, m_{pg}', KD) \\ \eta \in C_1 \\ m_{pg}' \in C_2 \\ KD \in C_3 \end{cases} \quad (8)$$

式中: $f(\eta, m_{pg}', KD)$ 为弧齿锥齿轮的振动位移均方根值; η 为从动轮的接触迹线与齿高方向的夹角; C_1 为其取值范围 $(0^\circ, 90^\circ)$; m_{pg}' 为传动比一阶导数,其中弧齿锥齿轮的工作面 $m_{pg}' < 0$; 非工作面 $m_{pg}' > 0$; C_2 为其取值范围; KD 为接触椭圆半长轴与齿宽的比值; C_3 为其取值范围。

3 动力学模型及方程

表1为某民用直升机主减速器内弧齿锥齿轮副的相关参数,其中,传动系统的输入功率为106.647kW,主动轮的转速为2097r/min。

表1 齿轮参数

Table 1 Gear parameters

参数	主动轮	从动轮
齿数	11	49
模数/mm	6.285	6.285
压力角/(°)	20	20
螺旋角/(°)	30	30
齿宽/mm	46.584	46.584
轴交角/(°)	95.5	95.5
旋向	右旋	左旋

基于弧齿锥齿轮三维模型,采用ANSYS有限元软件求解齿轮副的啮合刚度离散值,并利用傅里叶级数进行拟合得到时变啮合刚度;考虑到齿面二阶参数与齿轮副的振动特性没有显性函数关系,基于重合度、单对齿啮合刚度以及综合啮合刚度之间的关系建立桥梁,其中,基于轮齿接触分析计算齿轮副的重合度。采用Runge-Kutta法求解传动系统的动力学方程,去除啮合初期的瞬态响应以得到稳态下的动态响应,进而计算传动系统的振动位移均方根值。设计变量的取值范围及遗传算法相关参数见表2。

基于上述相关参数,运用遗传算法进行优化计算,得到如图2所示的各子代种群平均值优化过程,经过前8次迭代后,振动位移均方根值基本不变可认为已经收敛。整个迭代过程中首、末次优化设计结果见表3,由表2可知,首、末

表2 遗传算法相关参数

Table 2 Genetic algorithm related parameters

名称	参数
接触迹线与齿高的夹角	$C_1=(0^\circ, 90^\circ)$
传动比一阶导数	$C_2=(-0.05, 0)$
接触椭圆半长轴与齿宽比值	$C_3=(0.15, 0.25)$
种群规模	10
迭代次数	10
交叉概率	0.8
变异概率	0.07
编码方式	二进制
交叉方式	单点交叉

表3 迭代计算结果

Table 3 Iterative calculation results

名称	设计变量	振动位移均方根值/ μm	增量
首次迭代	$(1.7^\circ, -0.0175, 0.1738)$	153.86	-9.43%
末次迭代	$(71^\circ, -0.0195, 0.1512)$	139.35	

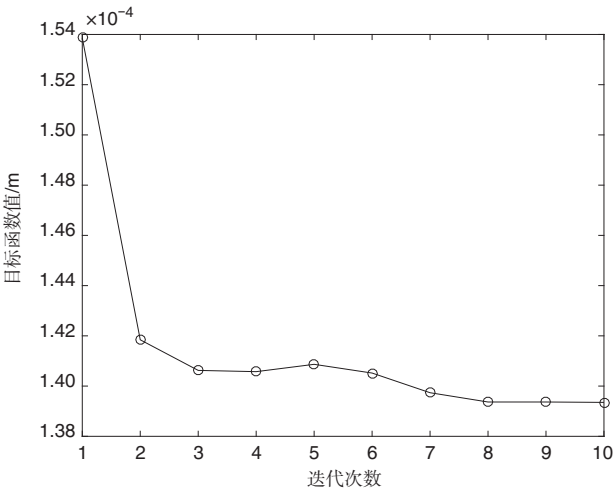


图2 遗传算法优化过程

Fig.2 Genetic algorithm optimization process

次迭代的设计变量均为有效范围内的取值。

根据表3的设计变量值,分别计算传动系统的动态响应如图3、图4所示,由时间历程图可知,对弧齿锥齿轮进行齿面优化,可降低传动系统的振动幅值。

4 结论

基于集中参数法和Runge-Kutta法求解传动系统的动态响应,并运用遗传算法对弧齿锥齿轮进行齿面优化以减振。

针对某民用直升机主减速器弧齿锥齿轮,采用从动轮

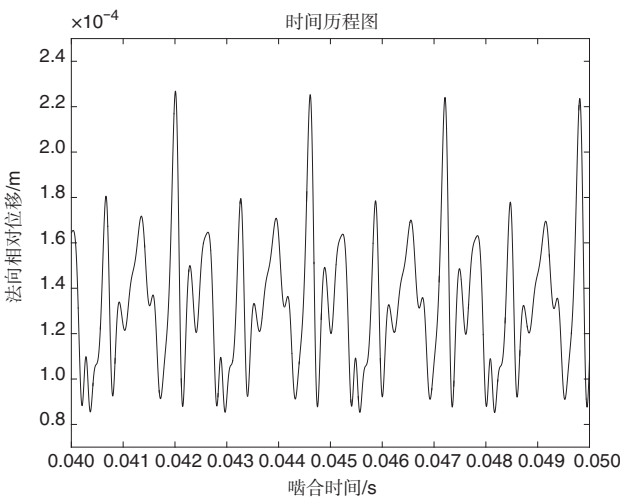


图3 首次迭代位移-时间图

Fig.3 Displacement-time graph of first iteration

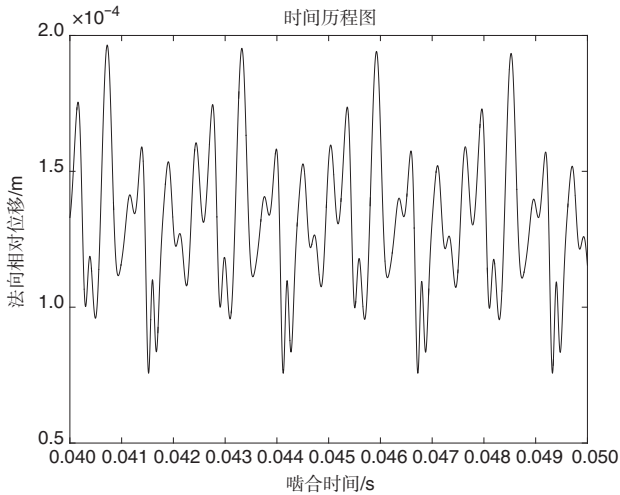


图4 末次迭代位移-时间图

Fig.4 Displacement-time graph of last iteration

接触迹线与齿高方向的夹角 71° 、传动比一阶导数 -0.0195 、接触椭圆半长轴与齿宽比值 0.1512 的微观参数设计方案进行齿面优化,齿轮副的振动位移减小。

AST

参考文献

- [1] Litvin F L, Zhang Y, Handschuh R F. Local synthesis and tooth contact analysis of face-milled spiral bevel gears[J]. Forum, 1991, 1(2): 1-11.
- [2] Litvin F L, Gutman Y. A method of local synthesis of gears grounded on the connection between the principal and geodetic curvatures of surfaces[J]. ASME Journal of Mechanical Design, 1981, 103: 114-125.

- [3] Litvin F L, Fuentes A. Gear geometry and applied theory[M]. Cambridge University Press, 2004.
- [4] 李特文 F L. 齿轮几何学与应用理论(精)[M]. 上海:上海科技出版社, 2008.
- Litvin F L. Gear geometry and applied theory (fine) [M]. Shanghai: Shanghai Science and Technology Press, 2008. (in Chinese)
- [5] 方宗德, 杨宏斌, 周彦伟. 高速弧齿锥齿轮动态啮合质量优化[J]. 航空学报, 2001, 22(1): 69-72.
- Fang Zongde, Yang Hongbin, Zhou Yanwei. Dynamic meshing quality optimization of high-speed spiral bevel gears[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2001, 22(1): 69-72. (in Chinese)
- [6] 方宗德, 刘涛, 邓效忠. 基于传动误差设计的弧齿锥齿轮啮合分析[J]. 航空学报, 2002, 23(3): 226-230.
- Fang Zongde, Liu Tao, Deng Xiaozhong. Meshing analysis of spiral bevel gears based on transmission error design[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2002, 23(3): 226-230. (in Chinese)
- [7] 方宗德, 杨宏斌, 邓效忠. 弧齿锥齿轮齿面优化修正及计算机仿真[J]. 航空动力学报, 2002(1): 141-145.
- Fang Zongde, Yang Hongbin, Deng Xiaozhong. Spiral bevel gear tooth surface optimization and correction and computer simulation[J]. Journal of Aerospace Power, 2002(1): 141-145. (in Chinese)
- [8] 方宗德. 齿轮轮齿承载接触分析(LTCA)的模型和方法[J]. 机械传动, 1998(2): 1-3.
- Fang Zongde. Model and method of gear tooth load contact analysis (LTCA)[J]. Journal of Mechanical Transmission, 1998(2): 1-3. (in Chinese)
- [9] Wang Hongbin. Nonlinear time-varying gear mesh and dynamic analysis of hypoid and bevel geared rotor systems[D]. Cincinnati: University of Cincinnati, 2007.
- [10] Wang J, Lim T C, Li M. Dynamics of a hypoid gear pair considering the effects of time-varying mesh parameters and backlash nonlinearity[J]. Journal of Sound & Vibration, 2007, 308(1-2): 302-329.
- [11] 王立华, 黄亚宇, 李润方, 等. 弧齿锥齿轮传动系统的非线性振动特性研究[J]. 中国机械工程, 2007, 18(3): 260-264.
- Wang Lihua, Huang Yayu, Li Runfang, et al. Research on nonlinear vibration characteristics of spiral bevel gear transmission system[J]. China Mechanical Engineering, 2007, 18(3): 260-264. (in Chinese)
- [12] 王立华, 李润方, 林腾蛟, 等. 弧齿锥齿轮传动系统的耦合振动分析[J]. 中国机械工程, 2006(14): 4-7.
- Wang Lihua, Li Runfang, Lin Tengjiao, et al. Coupling vibration analysis of spiral bevel gear transmission system[J]. China Mechanical Engineering, 2006(14): 4-7. (in Chinese)
- [13] 王立华. 汽车螺旋锥齿轮传动耦合非线性振动研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2003.
- Wang Lihua. Research on coupled nonlinear vibration of automobile spiral bevel gear transmission[D]. Chongqing: Chongqing University, 2003. (in Chinese)
- [14] 苏进展, 魏刚, 杨羽, 等. 大重合度弧齿锥齿轮设计与分析[J]. 西安交通大学学报, 2021(3): 1-9.
- Su Jinzhan, Wei Gang, Yang Yu, et al. Design and analysis of spiral bevel gears with high contact degree[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2021(3): 1-9. (in Chinese)
- [15] 苏进展, 方宗德, 贺朝霞. 基于啮合特性的弧齿锥齿轮动力学研究[J]. 机械科学与技术, 2016, 35(1): 50-55.
- Su Jinzhan, Fang Zongde, He Zhaoxia. Research on dynamics of spiral bevel gears based on meshing characteristics[J]. Mechanical Science and Technology, 2016, 35(1): 50-55. (in Chinese)
- [16] 赵宁, 康士朋, 郭辉, 等. 基于遗传算法的弧齿锥齿轮动态特性优化设计[J]. 航空动力学报, 2010(10): 2396-2402.
- Zhao Ning, Kang Shipeng, Guo Hui, et al. Optimal design of dynamic characteristics of spiral bevel gears based on genetic algorithm[J]. Journal of Aerospace Power, 2010(10): 2396-2402. (in Chinese)
- [17] 李飞, 袁茹, 朱慧玲. 计及齿面摩擦的弧齿锥齿轮动态特性[J]. 航空动力学报, 2020, 35(8): 1687-1694.
- Li Fei, Yuan Ru, Zhu Huiling. Dynamic characteristics of spiral bevel gears with tooth surface friction[J]. Journal of Aerospace Power, 2020, 35(8): 1687-1694. (in Chinese)
- [18] 陈国良, 王熙法, 庄镇泉, 等. 遗传算法及其应用[M]. 北京: 人民邮电出版社, 1999.
- Chen Guoliang, Wang Xifa, Zhuang Zhenquan, et al. Genetic algorithm and its application[M]. Beijing: Posts & Telecom Press, 1999. (in Chinese)

[19] 李敏强. 遗传算法的基本理论及其在知识发现中的应用研究[D]. 天津: 天津大学, 2000.

Li Minqiang. The basic theory of genetic algorithm and its application in knowledge discovery[D]. Tianjin: Tianjin University, 2000. (in Chinese)

[20] 冯廷智, 成红芳. 基于遗传算法的航空机载软件测试用例优

先级技术研究[J]. 航空科学技术, 2018, 29(11): 60-65.

Feng Tingzhi, Cheng Hongfang. Research on priority technology of aviation airborne software test cases based on genetic algorithm[J]. Aeronautical Science & Technology, 2018, 29(11): 60-65. (in Chinese)

Optimal Design of Helicopter's Main Spiral Bevel Gear

Zhu Huiling, Zhou Qihang

China Helicopter Research and Development Institute, Jingdezhen 333001, China

Abstract: When the spiral bevel gear is carrying transmission, the coupling effect of the alternate meshing of gear teeth and the tooth side gap between the gear teeth makes the transmission system inevitably vibrate. For a civil helicopter main reducer spiral bevel gear transmission system, the bending-torsion-axis coupling dynamic model of non-orthogonal spiral bevel gears is established on the basis of the centralized parameter method; and the Runge-Kutta method to solve the dynamic equations is used to obtain the dynamic characteristics of the transmission system. The three second-order parameters of the local synthesis method: the angle between the contact trace and the tooth height direction, the first derivative of the transmission ratio, the ratio of the semi-major axis of the contact ellipse to the tooth width are design variables, the root mean square value of the vibration displacement of the transmission system is the optimization objective function, and the tooth surface is optimized based on the genetic algorithm to reduce vibration. The results show that when the angle between the contact trace of the gear and the tooth height direction is 71° , the first derivative of the transmission ratio is -0.0195 , the ratio of the semi-major axis of the contact ellipse to the tooth width is 0.1512 , the vibration amplitude of the transmission system can be reduce by 9.43% .

Key Words: helicopter; spiral bevel gear; non-orthogonal; tooth surface optimization; genetic algorithm