

星型齿轮传动系统动载系数计算方法研究

张雪强^{1a,1b},赵书樊^{1a,1b},郭丽君^{1a,1b},侯祥颖²,李政民卿²

- (1. 中国航空工业集团公司 a. 金城南京机电液压工程研究中心;
b. 航空机电系统综合航空科技重点实验室,江苏 南京 211106;
2. 南京航空航天大学 机电学院,江苏 南京 210016)

摘要:基于两级星型齿轮传动系统动载不稳定的工况条件进行研究,提出双联星轮弯扭耦合振动边界条件建模方法。建立考虑双联齿轮耦合的两级星型齿轮传动系统弯扭耦合动力学模型;开展星型齿轮系统动载系数数值模拟计算;对各级传动动载系数规律进行分析。结果表明:内齿轮副动态啮合力的波动范围更大,为星型齿轮系统优化设计提供了理论依据。

关键词:星型齿轮;动载系数;动力学建模;仿真计算

中图分类号:TH132.41 **文献标志码:**A **文章编号:**1671-5276(2023)02-0019-04

Study on Calculation Method of Dynamic Load Coefficient of Star Gear Transmission System

ZHANG Xueqiang^{1a,1b}, ZHAO Shufan^{1a,1b}, GUO Lijun^{1a,1b}, HOU Xiangying², LI Zhengminqing²

- (1. a. Jincheng Nanjing Electrical and Hydraulic Engineering Research Center; b. Key Laboratory of Aviation Science and Technology on Aero-electromechanical System Integration, Aviation Industry Corporation of China, Nanjing 211106, China; 2. College of Mechanical and Electrical Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: Based on the research on the working conditions of dynamic load instability of two-stage star gear transmission system, the bending torsional coupling vibration boundary condition of double star gear is proposed, and the bending torsional coupling dynamic model of two-stage star gear transmission system considering double gear coupling is established. The simulation calculation of dynamic load coefficient of star gear system is carried out, and the dynamic load coefficient law of each level of transmission is analyzed. The results show that the fluctuation range of dynamic meshing force of internal gear pair is larger, which provides theoretical basis for the optimal design of star gear system.

Keywords: star gear; dynamic load coefficient; dynamic modeling; simulation calculation

0 引言

两级星型齿轮传动系统是空气涡轮起动机传动系统中最为常用的齿轮传动形式之一,主要负责将高速涡轮的动力传递给发动机,具有结构紧凑、传动比大、承载能力强等显著优点。动载系数作为传动系统稳定运转的一个重要指标,对系统整体动力传动能力方面有重要研究意义和设计指导价值,本文建立其传动系统动力学模型并开展动载系数数值研究。

在齿轮系统动载方面,SA'ID W K等^[1]研究了齿数、压力角等对齿轮副动载系数的影响;TAMMINANA V K等^[2]分别利用有限元法与集中质量法,建立了圆柱齿轮副动力学分析模型,形成了动载系数的计算方法,研究了系统非线性行为对动载系数的影响,并开展了验证试验研究;TALBOT D等^[3]研究了分度圆误差对系统动载系数的影响,并开展了动态齿根应力测试试验,验证了理论结果的可靠性;RAGHURAMAN N等^[4]建立平行轴齿轮传动系

统的动力学模型,研究了运行速度、输入转矩对系统动载系数的影响,并与现行标准中动载系数分析结果进行了对比验证。李楠等^[5]利用轴单元法建立了齿轮-轴耦合的系统动力学模型,并研究了传递误差对系统动载系数的影响规律;孙红等^[6]建立了直齿轮副动力学模型,形成了动载系数的计算方法,并研究了齿轮误差、啮合刚度对动载系数的影响规律;付杰^[7]研究了直齿轮副啮合过程中动载荷产生机理,结合国标中动载系数计算方法,推导了超临界转速下动载系数的计算公式,并开展了对比验证;常乐浩^[8]基于广义有限元理论,建立了齿轮-轴-轴承-箱体系统耦合动力学模型,并研究了转速、转矩对齿轮动态啮合力的影响规律;蒋进科等^[9]基于齿轮副的承载接触分析方法,开展了行星齿轮系统接触分析,获得了轮齿时变啮合刚度,并结合系统动力学模型,求解了系统的动载系数;林何等^[10]建立了考虑齿侧间隙的分扭-并车传动系统动力学模型,并研究了齿侧间隙对动载系数的影响规律。颜夕秋等^[11]提出了一种附加弹性块面齿轮,并研究了弹性块扭转刚度、阻尼比系数、平均啮合刚度以及负载对面

基金项目:国家自然科学基金面上项目(52175053);国家自然科学基金青年项目(52105060)

第一作者简介:张雪强(1987—),男,山东滨州人,工程师,硕士,研究方向为机械传动。

齿轮传动动载系数的影响。

从现有文献可以发现,很多学者已经对齿轮的动载开展了大量理论分析和试验研究,并得出了一系列结论和规律,然而却少有学者对星型传动系统开展动载研究,且通常假设双联星轮支承刚度足够大,忽略了星轮的横向振动。为此,本文建立了双联齿轮弯扭耦合振动模型,开展了两级星型齿轮传动系统动力学建模及动载规律研究。

1 两级星型齿轮传动系统弯扭耦合动力学建模

1.1 双联星轮弯扭耦合振动边界条件

两级星型齿轮传动系统结构如图1所示。其中太阳轮为输入轮,星型轮2与星型轮3为双联齿轮,它们以太阳轮为中心均匀分布;内齿圈为输出轮,与太阳轮同轴。输入功率经由太阳轮分流给 n_p 个星型轮2,又经过星型轮3汇流至内齿圈输出。

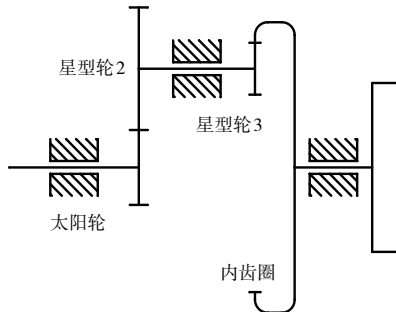


图1 两级星型齿轮结构示意图

根据两级星型齿轮传动系统结构简图,易得系统内外齿轮副的啮合关系,如图2所示。图中 x_{n1-2i} 、 x_{n4-3i} ($i=1, 2, 3$)分别表示外、内齿轮副沿啮合线方向的位移,箭头表示啮合线位移的正方向; α_w 、 α_N 分别表示外齿轮副与内齿轮副的啮合角。

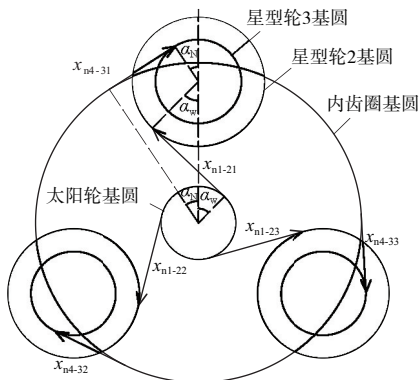


图2 两级星型齿轮传动系统啮合关系示意图

由图2可知,内外齿轮副啮合线为两条空间异面直线,使得双联星轮两端受到不同方向的力,进而产生复杂的空间运动。为考虑双联星轮横向振动对系统动力学的影响,本文根据平移与扭转变形的变形协调关系,将双联齿轮横向振动当量为扭转振动,形成双联齿轮弯扭耦合边

界条件:

$$\theta_{eq} = X/r_b \quad (1)$$

式中: θ_{eq} 为星轮当量扭转角; X 为星轮弯曲振动位移量; r_b 为星轮基圆半径。

根据两级星型齿轮传动系统实际结构开展双联齿轮静态受力分析,利用材料力学应变能计算方法,计算双联齿轮弯曲与扭转变形时的应变能,并结合应变能等量关系,形成当量扭转刚度的计算方法如下:

$$k_{eq} = \frac{k_i(\theta_{2st} - \theta_{3st}) + F_2 x_{2st} + F_3 x_{3st}}{(\theta_{2st} - x_{2st}/r_{b2}) - (\theta_{3st} - x_{3st}/r_{b3})} \quad (2)$$

式中: k_{eq} 为双联轴当量扭转刚度; θ_{2st} 、 θ_{3st} 分别为星型轮2、星型轮3受静态力时扭转角; x_{2st} 、 x_{3st} 分别为星型轮2、星型轮3受静态力时沿啮合线方向的位移; k_i 为双联轴扭转刚度; F_2 为星型轮2所受的静态力,由 F_{2x} 与 F_{2y} 合成; F_3 为星型轮3所受的静态力,由 F_{3x} 与 F_{3y} 合成。

1.2 系统动力学建模

将两级星型齿轮传动系统简化得到系统动力学模型,如图3所示。

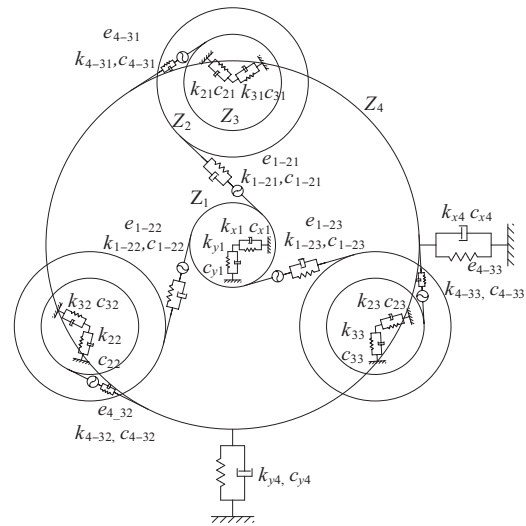


图3 两级星型齿轮传动系统动力学模型

啮合副及支承处的弹性变形用等效弹簧刚度表示,图中 k_{1-2i} 表示太阳轮与星型轮2之间的轮齿啮合刚度, k_{4-3i} 表示内齿圈与星型轮3之间的轮齿啮合刚度; k_{x1} (k_{y1})和 k_{x4} (k_{y4})分别表示太阳轮与内齿圈支承处横向(纵向)的等效支承刚度。其中 k_{2i} 表示星型轮2沿啮合线方向的等效支承刚度, k_{3i} 表示星型轮3沿啮合线方向的等效支承刚度, k_i 表示双联齿轮轴的当量扭转刚度,下标 i 表示不同支路($i=1, 2, 3$,本节同)。此系统共有 $(6+4N)$ 个自由度,其广义坐标如下:

$$X = [\theta_1, x_1, y_1, \theta_{2i}, \theta_{3i}, x_{2i}, x_{3i}, \theta_4, x_4, y_4]^T \quad (3)$$

式中: θ_1 、 θ_4 分别为太阳轮和内齿圈扭转的微转角; x_1 、 x_4 分别为太阳轮和内齿圈中心横向微位移; y_1 、 y_4 分别为太阳轮和内齿圈中心纵向微位移; θ_{2i} 、 θ_{3i} 分别为第 i 支路星型轮2和星型轮3扭转的微转角; x_{2i} 、 x_{3i} 分别为第 i 支路星型轮2和星型轮3中心沿啮合线方向微位移。

根据图2中系统啮合关系,易得啮合线方向的相对位移为

$$\begin{cases} x_{n1-21} = \theta_1 r_{b1} + x_1 \cos(\pi - \alpha_w) + y_1 \sin(\pi - \alpha_w) - (\theta_{21} r_{b21} + x_{21}) - e_{1-21} \\ x_{n1-22} = \theta_1 r_{b1} + x_1 \cos\left(\frac{5\pi}{3} - \alpha_w\right) + y_1 \sin\left(\frac{5\pi}{3} - \alpha_w\right) - (\theta_{22} r_{b22} + x_{22}) - e_{1-22} \\ x_{n1-23} = \theta_1 r_{b1} + x_1 \cos\left(\frac{7\pi}{3} - \alpha_w\right) + y_1 \sin\left(\frac{7\pi}{3} - \alpha_w\right) - (\theta_{23} r_{b23} + x_{23}) - e_{1-23} \\ x_{n4-31} = (\theta_{31} r_{b31} + x_{31}) - e_{4-31} - (\theta_4 r_{b4} + x_4 \cos \alpha_N + y_4 + \sin \alpha_N) \\ x_{n4-32} = (\theta_{32} r_{b32} + x_{32}) - e_{4-32} - \\ \left[\theta_4 r_{b4} + x_4 \cos\left(\frac{2\pi}{3} + \alpha_N\right) + y_4 \sin\left(\frac{2\pi}{3} + \alpha_N\right) \right] \\ x_{n4-33} = (\theta_{33} r_{b33} + x_{33}) - e_{4-33} - \\ \left[\theta_4 r_{b4} + x_4 \cos\left(\frac{4\pi}{3} + \alpha_N\right) + y_4 \sin\left(\frac{4\pi}{3} + \alpha_N\right) \right] \end{cases} \quad (4)$$

式中: r_{b1} 、 r_{b2} 、 r_{b3} 、 r_{b4} 分别为太阳轮、内齿圈、星型轮2、星

型轮3的基圆半径; α_w 、 α_N 分别为外、内齿轮副的啮合角; x_{n1-2i} 、 x_{n4-3i} 分别为外、内齿轮副沿啮合线方向的相对位移; e_{1-2i} 、 e_{4-3i} 分别为外、内齿轮副间的准静态传递误差。根据上述啮合线位移分析,易得各齿轮副间的动态啮合力为

$$\begin{cases} F_{d1-21} = c_{1-21} \dot{x}_{n1-21} + k_{1-21} x_{n1-21} \\ F_{d1-22} = c_{1-22} \dot{x}_{n1-22} + k_{1-22} x_{n1-22} \\ F_{d1-23} = c_{1-23} \dot{x}_{n1-23} + k_{1-23} x_{n1-23} \\ F_{d4-31} = c_{4-31} \dot{x}_{n4-31} + k_{4-31} x_{n4-31} \\ F_{d4-32} = c_{4-32} \dot{x}_{n4-32} + k_{4-32} x_{n4-32} \\ F_{d4-33} = c_{4-33} \dot{x}_{n4-33} + k_{4-33} x_{n4-33} \end{cases} \quad (5)$$

式中: F_{d1-2i} 、 F_{d4-3i} 分别为外、内齿轮副间的动态啮合力; c_{1-2i} 、 c_{4-3i} 分别为外、内齿轮副间的啮合阻尼; k_{1-2i} 、 k_{4-3i} 分别为外、内齿轮副间的啮合刚度。

根据牛顿第二定理,易得系统运动微分方程

$$\begin{cases} I_1 \ddot{\theta}_1 + r_{b1} (F_{d1-21} + F_{d1-22} + F_{d1-23}) = T_1 \\ m_1 \ddot{x}_1 + c_{x1} \dot{x}_1 + k_{x1} x_1 = F_{d1-21} \cos(-\alpha_w) + F_{d1-22} \cos\left(\frac{2\pi}{3} - \alpha_w\right) + F_{d1-23} \cos\left(\frac{4\pi}{3} - \alpha_w\right) \\ m_1 \ddot{y}_1 + c_{y1} \dot{y}_1 + k_{y1} y_1 = F_{d1-21} \sin(-\alpha_w) + F_{d1-22} \sin\left(\frac{2\pi}{3} - \alpha_w\right) + F_{d1-23} \sin\left(\frac{4\pi}{3} - \alpha_w\right) \\ I_{2i} \ddot{\theta}_{2i} = - \left\{ c_i \left[\dot{\theta}_{2i} - \dot{\theta}_{3i} - \left(\frac{x_{2i}}{r_{b2i}} + \frac{x_{3i}}{r_{b3i}} \right) \right] + k_i \left[\theta_{2i} - \theta_{3i} - \left(\frac{x_{2i}}{r_{b2i}} + \frac{x_{3i}}{r_{b3i}} \right) \right] \right\} + F_{d1-2i} r_{b2i} \\ I_{3i} \ddot{\theta}_{3i} = \left\{ c_i \left[\dot{\theta}_{2i} - \dot{\theta}_{3i} - \left(\frac{x_{2i}}{r_{b2i}} + \frac{x_{3i}}{r_{b3i}} \right) \right] + k_i \left[\theta_{2i} - \theta_{3i} - \left(\frac{x_{2i}}{r_{b2i}} + \frac{x_{3i}}{r_{b3i}} \right) \right] \right\} - F_{d4-3i} r_{b3i} \\ m_{2i} \ddot{x}_{2i} + c_{2i} \dot{x}_{2i} + k_{2i} x_{2i} = F_{d1-2i} \\ m_{3i} \ddot{x}_{3i} + c_{3i} \dot{x}_{3i} + k_{3i} x_{3i} = -F_{d4-3i} \\ I_4 \ddot{\theta}_4 - r_{b4} (F_{d4-31} + F_{d4-32} + F_{d4-33}) = -T_2 \\ m_4 \ddot{x}_4 + c_{x4} \dot{x}_4 + k_{x4} x_4 = F_{d4-31} \cos(\alpha_N) + F_{d4-32} \cos\left(\frac{8\pi}{3} + \alpha_N\right) + F_{d4-33} \cos\left(\frac{10\pi}{3} + \alpha_N\right) \\ m_4 \ddot{y}_4 + c_{y4} \dot{y}_4 + k_{y4} y_4 = F_{d4-31} \sin(\alpha_N) + F_{d4-32} \sin\left(\frac{8\pi}{3} + \alpha_N\right) + F_{d4-33} \sin\left(\frac{10\pi}{3} + \alpha_N\right) \end{cases} \quad (6)$$

式中: I_1 、 I_{2i} 分别为太阳轮与星型轮2的转动惯量; I_{3i} 、 I_4 分别为星型轮3与内齿圈的转动惯量; m_1 、 m_{2i} 分别为太阳轮与星型轮2的质量; m_{3i} 、 m_4 分别为星型轮3与内齿圈的质量; T_1 为太阳轮的驱动转矩; T_2 为内齿圈的负载转矩; F_{d1-2i} 、 F_{d4-3i} 分别表示外、内齿轮副间的动态啮合力; c_{1-2i} 、 c_{4-3i} 分别表示外、内齿轮副间的啮合阻尼; k_{1-2i} 、 k_{4-3i} 分别表示外、内齿轮副间的啮合刚度; k_i 、 c_i 分别表示双联轴的当量扭转刚度、阻尼。

2 系统动载系数计算方法

在齿轮强度计算国标中,将动载系数作为考虑齿轮制造精度、运转速度对轮齿内部附加动载荷影响的系数,定义为动载荷与静载荷之比;但齿轮啮合过程中的动载荷呈连续变化状态,那么利用动态啮合力所计算的动载系数是一个随时间变化的函数曲线,无法给出一个确定的动载系数表征系统的动态载荷。因此,本文采用动态啮合力的方

均根值表征系统在整个啮合过程中所受到的动载荷的大小,以动态啮合力的方均根值与静载荷之比作为齿轮副动载系数:

$$C_d = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T F_d^2(t) dt} / F_{st} \quad (7)$$

式中: C_d 为齿轮副的动载系数; $F_d(t)$ 为齿轮副的动态啮合力; F_{st} 为齿轮副所受的静态力; T 为齿轮副动态啮合力的周期。

两级星型齿轮传动系统是一个多支路功率分流式传动系统,存在多个啮合副。为简化分析过程,本文以同级、不同支路齿轮副动载系数的最大值表示该级动载荷对齿轮副所造成的影响。结合齿轮副动载系数的定义,给出两级星型齿轮传动系统动载系数为

$$\begin{cases} C_{dW} = \max(C_{dW1}, C_{dW2}, \dots, C_{dWn_p}) \\ C_{dN} = \max(C_{dN1}, C_{dN2}, \dots, C_{dNn_p}) \end{cases} \quad (8)$$

式中: C_{dW} 、 C_{dN} 分别表示系统外、内齿轮副动载系数; C_{dWi} 、 C_{dNi} ($i=1, 2, \dots, n$)表示第*i*支路外、内齿轮副动载系数; n_p 表示两级星型齿轮系统总支路数。

3 两级星型齿轮传动系统动载系数计算与验证

算例分析中所采用的两级星型齿轮传动系统分析参数,如表 1 所示。

表 1 两级星型齿轮传动系统分析参数

基本参数	太阳轮	星型轮 2	星型轮 3	内齿圈
齿数	18	45	27	90
齿宽/mm	17.3	11.5	17.6	12
模数/mm		1.5		
压力角/(°)		20		
变位系数		0		
齿顶高系数		1		
顶隙系数		0.25		
弹性模量 E /GPa		206		
泊松比 ν		0.3		
齿轮密度 ρ /(kg/m^3)		7 820		
输入功率/kW		10		
输入转速/(r/min)		3 000		

基于上述分析参数,开展系统啮合相位分析,获得当前参数下内、外齿轮副同级相位差均为 0° ,同支路齿轮副相位差为 0.093° 。根据考虑啮合相位的准静态传递误差计算方法可知,在当前参数下系统同级齿轮副准静态传递误差间不存在时间差,而同支路齿轮副准静态传递误差间存在时间差,需要结合星轮转速进行修正。基于上述分析结果,结合准静态传递误差计算方法,开展系统准静态传递误差分析,其中,第 1 支路齿轮副准静态传递误差如图 4 所示。

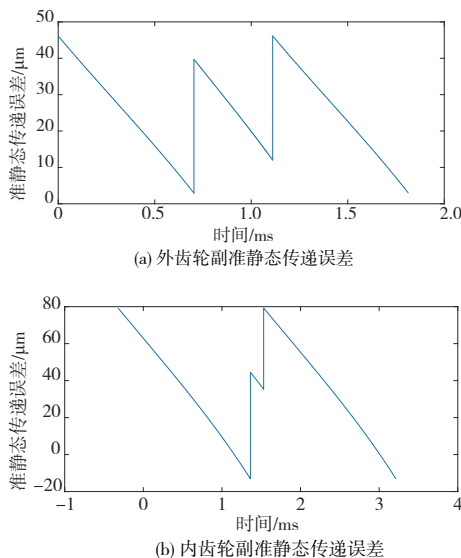


图 4 第 1 支路齿轮副准静态传递误差曲线

由图 4 可知,外齿轮副准静态传递误差的周期小于内齿轮副,这是由于外齿轮副处于系统第 1 级,转速大于内齿轮副;此外,由于同支路相位差影响,内齿轮副准静态传递误差与外齿轮副准静态传递误差存在时间差。

利用系统 Simulink 分析模型,以系统准静态传递误差作为动力学激励,开展系统动态啮合力分析,其中,第 1 支路齿轮副动态啮合力如图 5 所示。

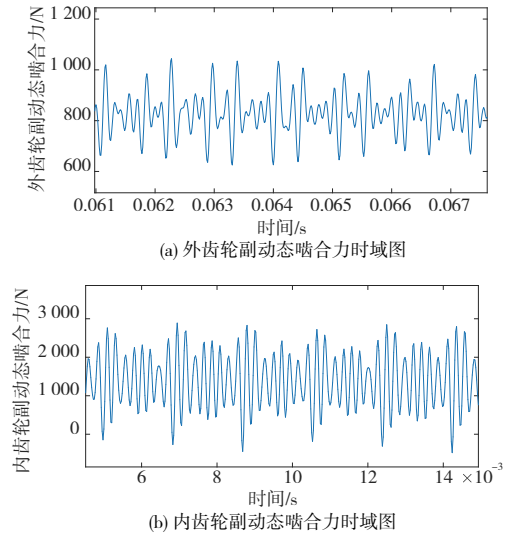


图 5 第 1 支路齿轮副动态啮合力时域图

由图 5 可知,齿轮副间动态啮合力围绕着静态力上下波动,并且与外齿轮副相比,内齿轮副动态啮合力的波动范围更大;结合本文所建立的动载系数计算模型,可获得外齿轮副动载系数为 1.016,内齿轮副动载系数为 1.104。该结果表明内齿轮副动载偏大,从而为后续齿轮系统设计优化提供了一定的理论指导。

4 结语

本文基于两级星型齿轮传动系统结构紧凑、传动比大、承载能力强和工况复杂的特点,对两级星型传动系统动载进行研究,具体研究内容如下:

- 1) 基于动力学建模方法,建立了两级星型齿轮弯扭耦合动力学模型,形成了双联星轮弯扭耦合振动边界条件;
- 2) 基于两级星型齿轮弯扭耦合动力学模型,研究了动力学动载系数计算方法,并进行了动载系数算例分析,结果表明内齿轮副动态啮合力的波动范围更大。

参考文献:

- [1] SA'ID W K, ABDULLAH M Q, DAOOD H R. Gear flexibility effect on the dynamic load factor [C]// Fifth Scientific Conference of Engineering, University of Baghdad. Baghdad: University of Baghdad, 2003.
- [2] TAMMINANA V K, KAHRAMAN A, VIJAYAKAR S. A study of the relationship between the dynamic factors and the dynamic transmission error of spur gear pairs [J]. Journal of Mechanical Design, 2007, 129(1): 75-84.
- [3] TALBOT D, SUN A, KAHRAMAN A. Impact of tooth indexing errors on dynamic factors of spur gears; experiments and model simulations [J]. Journal of Mechanical Design, 2016, 138(9): 093302.

(下转第 41 页)

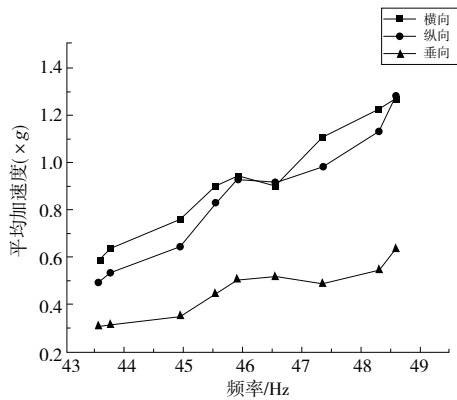


图 11 测点 5 三向平均加速度折线图

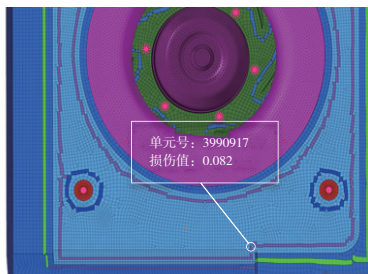


图 12 风扇新结构损伤最大单元

表 2 新结构损伤较大单元号及损伤值

单元号	3990917	3992303	3971165	3971191	3971462
累计损伤值	0.082	0.075	0.073	0.070	0.070

通过增加安装座螺栓数量提升风扇整体的安装刚度,将风扇的固有频率从 46.9 Hz 提升到 53.4 Hz,避开风扇满载运行时的频率,避免共振的发生。风扇的振动剧烈程度减小,应力减小,结构焊缝单元的损伤也相应减小。

3 结语

本文以某动车组变流器风扇为研究对象,通过无极调速试验验证风扇结构满载运行情况下是否会发生共振。

建立风扇结构的有限元模型,并将模型的固有模态与扫频试验对比,确保模型的准确性。基于频域法采用 IEC61373:2010 标准 1 类 B 中规定的加速度密度谱进行振动疲劳寿命分析。

1) 无极调速试验的结果表明,风扇原始结构在满载运行时会发生共振。根据风扇的安装特点,将其等效为悬臂梁结构,得出风扇的固有频率与安装刚度有关。增加风扇结构的刚度可以提高风扇的各阶模态,使其远离风扇满载时的工作频率,避免共振的发生。

2) 风扇的实际运营环境会造成风扇叶立面的积灰,导致风扇动平衡被破坏。提高风扇的固有频率,可以使其远离 5~20 Hz 水平激励线,降低振动输出响应,从而提高风扇结构的疲劳寿命,增大安全余量。

变流器风扇结构所使用的振动疲劳分析思路与方法对于其他列车悬挂有源设备的振动疲劳分析有一定的参考价值。

参考文献:

- [1] 花新华,肖守纳,阳光武,等. 机车车辆车下悬挂箱体设备安装座疲劳寿命仿真优化分析[J]. 铁道机车车辆, 2018, 38(6): 24-27, 48.
- [2] 王超,许平,何华. 机车辅助变流器柜基于有限元的疲劳分析[J]. 内燃机车, 2007(9): 14-18, 51.
- [3] 卢剑,钟自锋. 发电机支架振动疲劳分析及其优化设计[J]. 机械强度, 2019, 41(5): 1244-1248.
- [4] 程贤福,李晶,程安辉. 某轻型货车燃油箱振动疲劳分析[J]. 噪声与振动控制, 2020, 40(1): 93-98, 115.
- [5] 游永忠. 某轻型载货车储气罐支架振动断裂分析与优化[J]. 机械设计与研究, 2020, 36(1): 190-195.
- [6] 张永明. 带有压型板的下车悬挂件随机振动疲劳寿命分析[J]. 机械研究与应用, 2019, 32(4): 6-11.
- [7] 祁喜全,王岩松,郭辉,等. 振动载荷下薄板疲劳寿命预测[J]. 机械强度, 2019, 41(6): 1499-1503.
- [8] 于欣杰. 牵引变流器冷却风机积灰导致异常振动的分析及预防[J]. 电力机车与城轨车辆, 2020, 43(4): 72-74.
- [9] 戴江梁,熊飞,刘静,等. 基于某车型动力电池包的随机振动疲劳分析与结构设计改进[J]. 机械强度, 2020, 42(5): 1266-1270.

收稿日期: 2021-10-15

(上接第 22 页)

- [4] RAGHURAMAN N, JAIN D S, GLINSKY C. Prediction of dynamic factors for helical gears in a high-speed multibody gearbox system[J]. Gear Technology, 2018, 35(3): 44-54.
- [5] 李楠,王三民,杜佳佳. 功率四分支齿轮传动系统的固有特性与动载系数[J]. 航空动力学报, 2013, 28(2): 445-451.
- [6] 孙红,史妍妍,张茂强. 基于动力学的齿轮传动系统动载系数计算方法[J]. 航空科学技术, 2015, 26(8): 23-27.
- [7] 付杰. 重载高线速度渐开线直齿轮动载系数研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2018.

- [8] 常乐浩. 平行轴齿轮传动系统动力学通用建模方法与动态激励影响规律研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2014.
- [9] 蒋进科,方宗德,刘红梅. 考虑多体承载啮合斜齿行星齿轮动载特性分析[J]. 工程科学与技术, 2020, 52(1): 161-167.
- [10] 林何,王三民. 参数对分扭-并车齿轮传动系统动载和均载特性的影响[J]. 机械传动, 2019, 43(5): 18-22, 63.
- [11] 颜夕秋,穆键. 一种附加弹性块面齿轮传动的动载系数分析[J]. 机械制造与自动化, 2017, 46(1): 32-36.

收稿日期: 2021-11-12