

基于多轴疲劳准则的风电齿轮箱接触疲劳寿命研究

顾慧耘¹, 周建星¹, 崔权维¹, 费 翔¹, 温建民^{1,2}, 房 忠²

(1. 新疆大学机械工程学院, 乌鲁木齐 830047; 2. 金风科技股份有限公司, 乌鲁木齐 830039)

摘 要: 为预测风电齿轮箱各齿轮的接触疲劳寿命,以新疆达坂城风场某 6 MW 风电齿轮箱为研究对象,建立内外部激励作用的风电齿轮箱动力学模型,求解各斜齿轮啮合副的动态啮合力。考虑各齿轮的局部材料性能和残余应力,结合 Dang Van 多轴疲劳准则和 S-N 曲线,分析接触载荷作用下斜齿轮的疲劳损伤分布规律。进一步定位疲劳热点,抽取关键工况建立代理模型,计算齿轮箱 20 a 设计寿命内各齿轮的接触疲劳损伤和接触疲劳寿命。结果表明:斜齿轮外啮合副的啮入点和啮出点附近为疲劳热点区域,更易疲劳失效。太阳轮的接触疲劳损伤最大,高速级和低速级太阳轮的接触疲劳寿命分别为 8 和 21 a;两级行星轮的接触疲劳损伤则较小,接触疲劳寿命都超过了 30 a;内齿圈的接触疲劳损伤最小,其接触疲劳寿命很长。

关键词: 齿轮; 风电机组; 疲劳损伤; 多轴疲劳准则; 接触载荷; 关键工况

中图分类号: TH132

文献标志码: A

0 引 言

近年来,在“双碳”战略的大力推动下,中国风电行业快速发展,风能利用率和整机发电量大幅提升,风电装备逐步呈现出高功率密度与强承载能力的发展趋势。风电齿轮箱作为风电机组的传动部件,长期运行在高速重载的时变工况下,其性能直接关系到整机寿命。因此,开展齿轮接触疲劳寿命预测的研究,对提升风电装备的服役性能和可靠性,实现故障预警具有重要意义。

零部件的疲劳寿命预测方法主要分为数据驱动和物理模型驱动两类^[1]。数据驱动法通过机器学习等技术进行预测。例如,李乃鹏等^[2]利用振动信号均方根值预测风电机组的剩余寿命;冯延晖等^[3]基于油液颗粒计数对风电齿轮箱进行故障诊断和损伤评估。然而,这类方法高度依赖数据质量,且对新机型的迁移学习能力有限。物理模型驱动法基于疲劳损伤机制,考虑材料性能、应力状态和工作条件,建立物理模型描述疲劳行为,预测零部件的疲劳寿命。Nejad 等^[4]根据多体动力学建立风电齿轮箱的动力学模型,结合名义应力法和 Miner 法则预测齿轮的弯曲疲劳损伤;董文斌等^[5]在此基础上建立了齿轮接触失效的极限状态方程,计算齿轮箱的接触疲劳损伤和可靠度;毛天雨等^[6]根据非线性疲劳损伤累积理论,建立齿轮箱疲劳强度退化模型;何海风等^[7]基于连续

损伤理论,研究齿轮在高周疲劳条件下的损伤演化规律;王伟等^[8]基于 FS 多轴疲劳准则,探讨了不同载荷下残余拉、压应力对齿轮接触疲劳寿命的影响;谭建军等^[9]通过代理模型计算齿轮的接触疲劳损伤,对齿轮进行修形优化,降低其疲劳损伤。综上,当前学者多采用动力学建模、多轴疲劳准则或疲劳损伤累积理论研究齿轮的疲劳损伤,但较少考虑接触载荷作用下斜齿轮的疲劳损伤分布规律,且缺乏复杂工况下预测齿轮箱接触疲劳寿命的方法。

针对以上问题,本文建立风电齿轮箱动力学模型,考虑齿轮局部材料性能,计算齿轮的次表面应力场,结合 Dang Van 多轴疲劳准则和疲劳应力-循环次数(S-N)曲线分析斜齿轮的疲劳损伤分布规律,采用代理模型预测齿轮的接触疲劳寿命。

1 齿轮箱传动系统动力学仿真

1.1 齿轮传动系统结构参数

研究对象为 6 MW 风电机组的增速齿轮箱,由两级 NGW (N 代表内啮合, W 代表外啮合, G 代表公用的行星轮)行星轮系构成,传动系统的结构简图如图 1 所示,齿轮箱及风电机组的主要参数如表 1、表 2 所示。图中 r、s、p、c 分别表示内齿圈、太阳轮、行星轮、行星架,低速级包含 4 个行星轮,高速

收稿日期: 2025-01-22

基金项目: 国家自然科学基金(52465015); 新疆维吾尔自治区重点研发专项(2022B01017-3); 新疆维吾尔自治区中央引导地方科技发展专项(ZYYD2024QY04)

通信作者: 周建星(1982—), 男, 博士、教授, 主要从事齿轮系统动力学、故障预警方面的研究。jianzhou82923@163.com

级包含3个行星轮,低速级行星架输入高扭矩 T_{in} ;高速级齿轮轴输出低扭矩 T_{out} 。

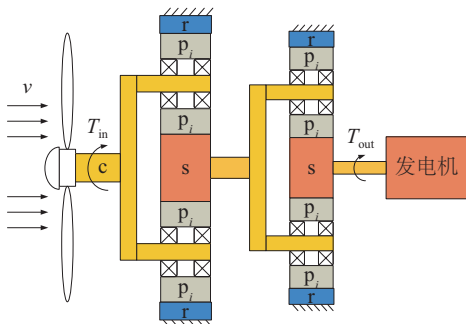


图1 风电齿轮箱传动系统结构简图
Fig. 1 Structure diagram of wind turbine gear transmission system

表1 齿轮箱传动系统主要参数

Table 1 Parameters of gear transmission system

参数	齿数 Z	法向 模数 m_n/mm	齿宽 B/mm	螺旋角 $\beta/(\circ)$	法向 压力角 $\alpha_n/(\circ)$
低 速 级	太阳轮 20 行星轮 36 内齿圈 92	21	475	10	20
高 速 级	太阳轮 21 行星轮 63 内齿圈 147	11	256	15	20

表2 风电机组主要参数

Table 2 Parameters of wind turbine

参数	数值	参数	数值
额定功率/MW	6	叶轮直径/m	170
运行转速/(r/min)	5.2 ~ 10	轮毂高度/m	105
齿轮箱传动比	44.8	额定风速/(m/s)	10.2
切入风速/(m/s)	2.5	切出风速/(m/s)	24

斜齿轮在啮合过程中,两轮齿的渐开线螺旋面法向接触,接触线沿齿廓法向(啮合线方向)移动,包络形成啮合基面。该啮合基面与两齿轮的基圆柱相切,从主动轮延伸至从动轮。由于斜齿轮的几何特性,接触线相对于齿轮轴线倾斜一个基圆螺旋角 β_b ,使得在整个啮合周期内接触线长度从零逐渐增加到最大值,再逐渐减小至零^[10]。定义极限点为坐标原点,齿廓切向为 x 坐标轴方向,齿宽方向为 y 坐标轴方向,齿廓法向为 z 坐标轴方向,建立啮合基面坐标系,如图2所示。

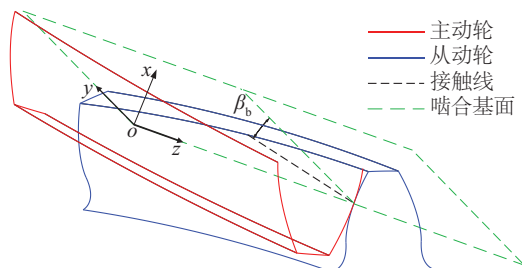
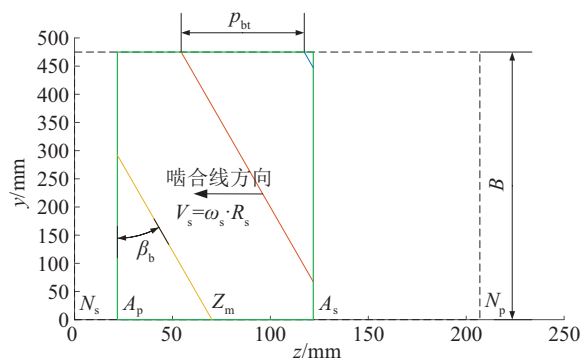


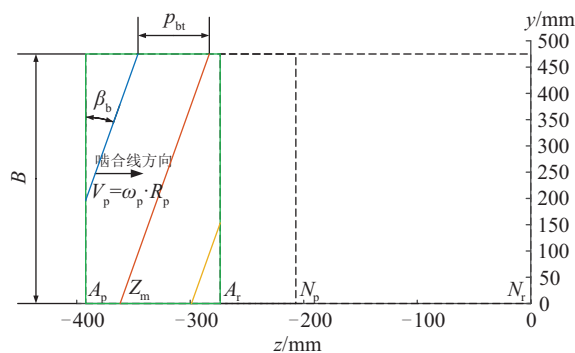
图2 斜齿轮副啮合基面示意

Fig. 2 Diagram of meshing base plane of helical gear pair

基于表1和表2中风电齿轮箱传动系统的主要参数,构建斜齿轮内外啮合副的啮合基面模型。图3展示了低速级斜齿轮副的啮合基面模型,其中 β_b 为基圆螺旋角, p_{bt} 为端面基圆齿距, B 为齿宽, Z_m 为端面啮合点, N 为极限点, A 为齿顶啮合点,高速级同理^[11]。该模型能准确描述斜齿轮副的动态接触线的位置和长度,用于求解斜齿轮的时变啮合刚度和法向接触载荷。



a. 斜齿轮外啮合副的啮合基面



b. 斜齿轮内啮合副的啮合基面

图3 低速级斜齿轮副的啮合基面模型

Fig. 3 Meshing base plane model of low speed helical gear pair

1.2 齿轮箱内外部激励分析

风电齿轮箱受到时变啮合刚度引起的内部激励。不同于正齿轮,斜齿轮副的接触线随啮合角度动态变化,其啮合刚度由接触线长度和单齿刚度共同决定。通常采用“切片法”计算斜齿轮的时变啮合刚度,该方法将斜齿轮沿齿宽方

向分割为无限组厚度为 dl 的薄片,每个薄片近似为正齿轮,忽略薄片间的连接刚度,仅考虑啮合点的啮合刚度,总啮合刚度由薄片啮合刚度叠加得到^[12]。计算时,综合考虑轮齿的轴向、弯曲、剪切、齿根圆角和赫兹接触刚度,通过势能法求解各啮合点的单位齿宽啮合刚度 $k(y,z)$ ^[13]。再沿齿宽方向对接触线上的所有啮合点进行积分,得到总啮合刚度 k_m 。最后结合啮合基面上接触线的位置变化,计算时变啮合刚度,如图 4 所示。总啮合刚度的积分公式为:

$$k_m = \int_0^B k(y,z) dy \quad (1)$$

其中,啮合点的 z 坐标值与 y 坐标值的关系为:

$$z = y \cdot \tan(\beta_b) + Z_m \quad (2)$$

式中: Z_m ——端面啮合点的 z 坐标值, mm。

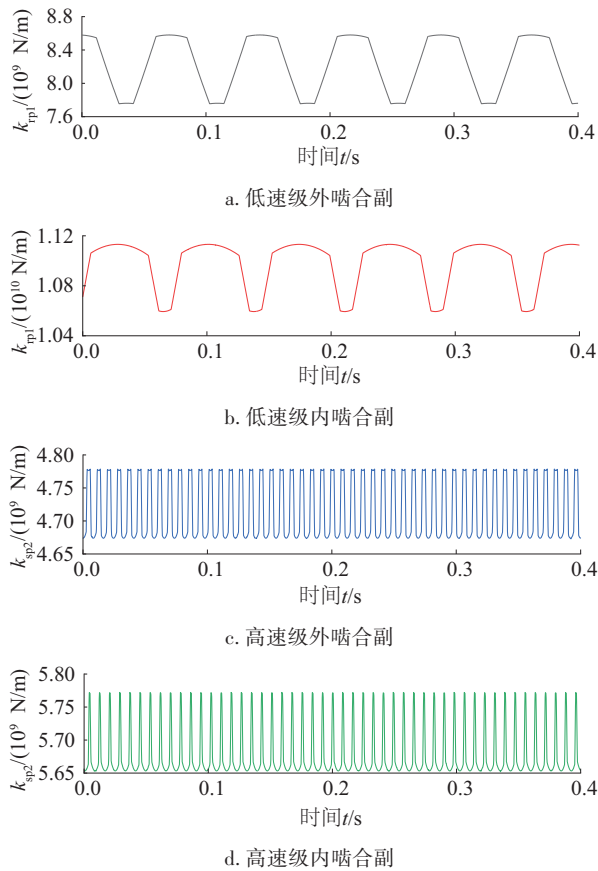


图 4 斜齿轮副的时变啮合刚度曲线

Fig. 4 Time-varying mesh stiffness curves of helical gear pair

根据风电机组气动控制原理,风电齿轮箱在运行过程中会受到风载波动引起的外部激励,输入转速和扭矩会随风速变化而波动。按 IEC 61400 标准^[14],通过 SCADA 系统采集实时风速历程和相应的输入转速、扭矩历程,作为外部激励作用下的输入载荷,如图 5 所示。

1.3 传动系统动力学建模

将传动轴的质量和转动惯量等效到齿轮的理论中心,采

用集中质量法建立两级行星轮系的平移-扭转耦合动力学模型^[15],如图 6 所示。每级行星轮系中,以内齿圈的理论中心为原点建立固定坐标系,以行星轮的理论中心为原点建立随动坐标系。 x 、 y 坐标轴分别表示各零件的水平与竖直正方向, u 方向为各零件的扭转正方向, k 表示各零件结构的刚度单元。下角标 r 、 s 、 c 、 pi 分别表示内齿圈、太阳轮、行星架和第 i 个行星轮,动力学参数符号如表 3 所示。

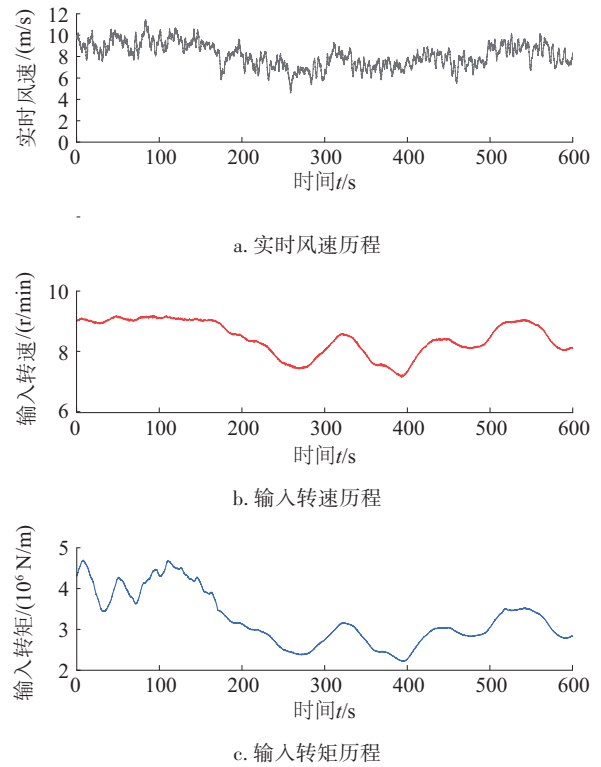


图 5 风电齿轮箱输入载荷

Fig. 5 Input load of wind turbine gearbox

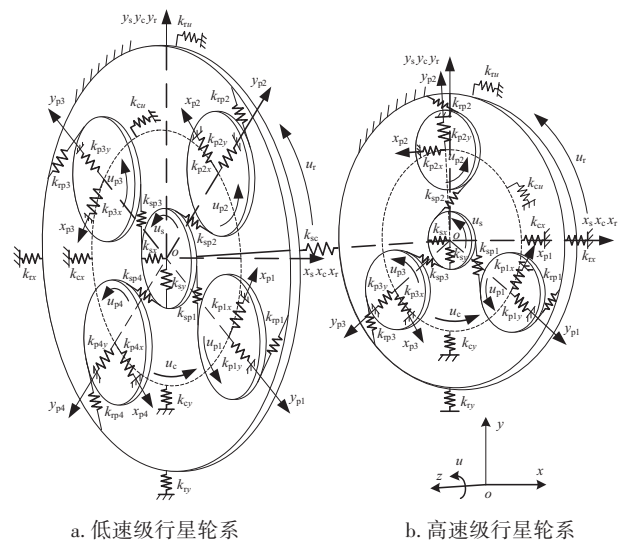


图 6 行星轮系动力学模型

Fig. 6 Planetary gear train dynamics model

表3 动力学参数符号

Table 3 Symbols of kinetic parameters

参数	含义
k_{spi}, k_{rpi}	啮合刚度
k_{ca}, k_{ra}	扭转刚度
k_s, k_c, k_r, k_{pi}	支承刚度
x_s, x_c, x_r, x_{pi}	x向位移
y_s, y_c, y_r, y_{pi}	y向位移
u_s, u_c, u_r, u_{pi}	u向位移

根据拉格朗日方程获得传动系统的整体动力学微分方程为^[16]:

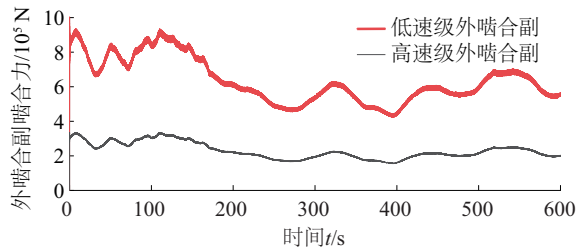
$$M\ddot{q} + [K_b(t) + K_m(t) + K_u(t)]q = T(t) \quad (3)$$

式中: t ——时间, s; M ——质量矩阵; K_b ——支撑刚度矩阵; K_m ——时变啮合刚度矩阵; K_u ——扭转刚度矩阵; T ——外部激励; q ——零件位移向量。 q 表示为:

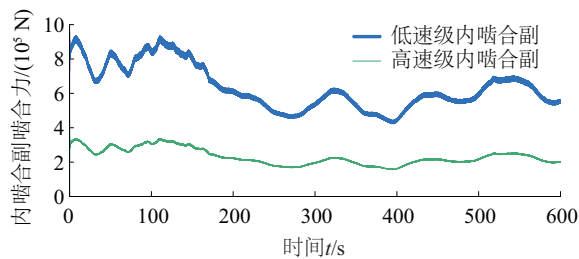
$$q = \begin{bmatrix} x_{ca}, y_{ca}, u_{ca}, x_{ra}, y_{ra}, u_{ra}, x_{sa}, y_{sa}, u_{sa}, x_{pia}, y_{pia}, u_{pia} \\ x_{cb}, y_{cb}, u_{cb}, x_{rb}, y_{rb}, u_{rb}, x_{sb}, y_{sb}, u_{sb}, x_{pib}, y_{pib}, u_{pib} \end{bmatrix}^T \quad (4)$$

低速度行星架 低速度内齿圈 低速度太阳轮 低速度行星轮 $i=1-4$
高速行星架 高速内齿圈 高速太阳轮 高速行星轮 $i=1-3$

考虑时变啮合刚度,将实时风速下的输入转速和扭矩输入动力学模型,采用 Newmark- β 时域积分法求解动力学模型,从而得到内外部激励共同作用下传动系统中各啮合副的动态啮合力,如图 7 所示。



a. 外啮合副动态啮合力



b. 内啮合副动态啮合力

图7 动态啮合力时域图

Fig. 7 Time domain diagram of dynamic meshing forces

2 齿轮局部材料性能

2.1 齿轮硬度梯度模型

风电齿轮通过表面硬化处理改善承载能力,在硬化层内

形成硬度梯度,提升齿面的抗疲劳性能并保持芯部韧性,相关硬化参数如表 4 所示。根据 GB/Z 3480.4—2024^[17], Thomas 基于表面硬度、芯部硬度和表面硬化层深度的设计规范,提出一种描述齿轮硬度梯度的方法,代入硬化参数可得硬度梯度曲线,如图 8 所示。局部硬度用维氏硬度表示为:

$$H_V(z) = \begin{cases} a_a \cdot z^2 + b_a \cdot z + c_a, & 0 \leq z < z_h \\ a_b \cdot z^2 + b_b \cdot z + c_b, & z_h \leq z < z_c \\ H_{V,c}, & z_c \leq z \end{cases} \quad (5)$$

为确保平滑过渡,硬度梯度函数式(5)中的其余参数必须定义为式(6)~式(8):

$$\begin{cases} a_a = \frac{550 - H_{V,c}}{z_h^2 - 2 \cdot z_{HV,max} \cdot z_h} \\ b_a = -2 \cdot a_a \cdot z_{HV,max} \\ c_a = H_{V,s} \end{cases} \quad (6)$$

$$\begin{cases} a_b = \frac{H'(z_h)}{2(z_h - z_c)} \\ b_b = -2 \cdot a_b \cdot z_c \\ c_b = 550 - a_b \cdot z_h^2 - b_b \cdot z_h \end{cases} \quad (7)$$

$$\begin{cases} H'(z_h) = 2 \cdot a_a \cdot z_h + b_a \\ a_c = -H'(z_h) \\ b_c = 2 \cdot z_h \cdot H'(z_h) + 2 \cdot (H_{V,c} - 550) \\ c_c = -z_h^2 \cdot H'(z_h) - 2 \cdot z_h \cdot (H_{V,c} - 550) \\ z_c = \frac{-b_c + \sqrt{b_c^2 - 4 \cdot a_c \cdot c_c}}{2 \cdot a_c} \end{cases} \quad (8)$$

式中: H_V ——局部硬度; z ——深度坐标值, mm; $H_{V,c}$ ——芯部硬度; $H_{V,s}$ ——表面硬度; z_h ——表面硬化层深度, mm; z_c ——芯部深度, mm; $z_{HV,max}$ ——最大硬度深度坐标值, mm, 根据 GB/T 3480.5—2021^[18], 硬化层深度推荐值为:

$$z_{h,opt} = \begin{cases} 0.083m_n + 0.67, & m_n > 10 \\ 0.015m_n, & 10 \geq m_n > 2 \\ 0.3, & m_n = 1, 2 \end{cases} \quad (9)$$

表4 齿轮的表面硬化参数

Table 4 Surface hardening parameters of gears

级位	零件	材料	钢种	$H_{V,s}$	$H_{V,c}$	z_h/mm
低速级	太阳轮	18CrNiMo7-6	低合金钢	720	380	2.413
	行星轮	18CrNiMo7-6	低合金钢	720	380	2.413
	内齿圈	42CrMoA	调质钢	620	300	1.050
高速级	太阳轮	18CrNiMo7-6	低合金钢	720	380	1.583
	行星轮	18CrNiMo7-6	低合金钢	720	380	1.583
	内齿圈	42CrMoA	调质钢	620	300	0.550

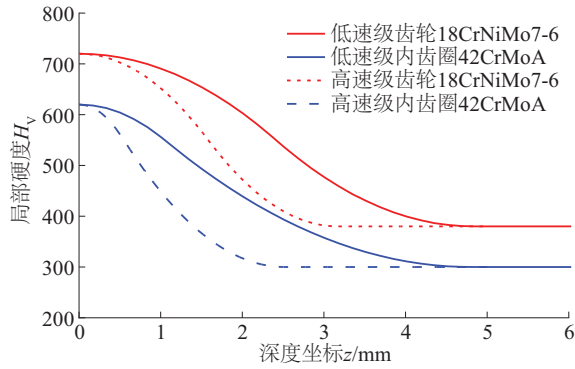


图8 各级齿轮的硬度梯度曲线

Fig. 8 Hardness gradient curves of each gear

由于轮齿内部的局部强度会随硬度梯度变化,影响齿轮的抗疲劳性能,因此在进行接触疲劳分析时,须要考虑局部强度的影响。针对不同工艺的钢材,硬度与强度之间的关系较为复杂,研究者通常采用经验公式实现硬度与强度的转换。本文依据 GB/T 33362—2026^[19]中关于低合金钢和调质钢的硬度与抗拉强度换算数据,线性拟合得到硬度-强度关系式,计算轮齿内部的局部抗拉强度,如图9所示。硬度-强度关系式为:

$$R_m(z) = \begin{cases} 3.333H_V(z) - 26.8, & \text{低合金钢} \\ 3.113H_V(z) + 3.983, & \text{调质钢} \end{cases} \quad (10)$$

式中: R_m ——局部抗拉强度,MPa。

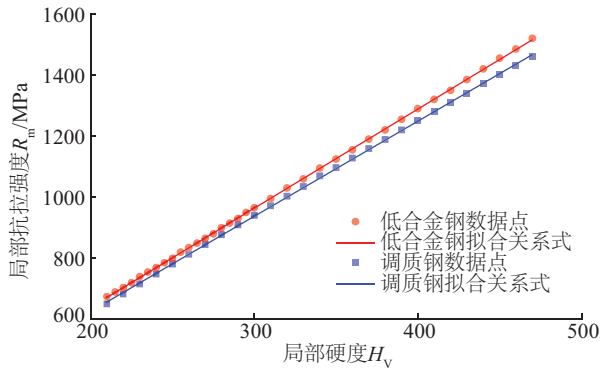


图9 硬度-强度转换关系

Fig. 9 Hardness-strength conversion relationship

2.2 齿轮残余应力模型

表面硬化处理还在齿轮表层引入了残余压缩应力,该应力能有效抑制疲劳裂纹的萌生和扩展,显著提高齿轮的抗疲劳性能。Lang 利用硬度梯度描述齿面渗碳和感应淬火的残余应力梯度^[17],Böhme 在此基础上引入四次多项式,对超出表面硬化层深度的残余拉伸应力进行建模,使残余压缩应力平滑过渡到残余拉伸应力,从而更精确地描述残余应力梯度^[20],轮齿内部的残余应力梯度曲线如图10所示。残余应力的表达式为:

$$\sigma_r(z) = \begin{cases} 2/7(H_V(z) - H_{V,c}) - 460, & H_V(z) - H_{V,c} > 300 \\ -5/4(H_V(z) - H_{V,c}), & H_V(z) - H_{V,c} \leq 300 \\ a_h(z - s_{nc})^4 - b_h(z - s_{nc})^2 + c_h, & z > z_h \end{cases} \quad (11)$$

式中: s_{nc} ——法向半齿厚,mm; a_h, b_h, c_h ——平衡轮齿内部残余应力的多项式约束系数,约束条件为 $\int_0^{s_{nc}} \sigma_r(z) dz = 0$ 。

$$\begin{cases} a_h = \frac{-\sigma_{r,h} + \frac{\sigma'_{r,h}}{2}(z_h - s_{nc}) + c_h}{(z_h - s_{nc})^4} \\ b_h = \frac{-\sigma'_{r,h} - 4a_h(z_h - s_{nc})^3}{2(z_h - s_{nc})} \end{cases} \quad (12)$$

式中: c_h ——迭代参数; $\sigma_{r,h}$ ——表面硬化层深度位置的残余应力,MPa; $\sigma'_{r,h}$ ——表面硬化层深度位置的残余应力导数。

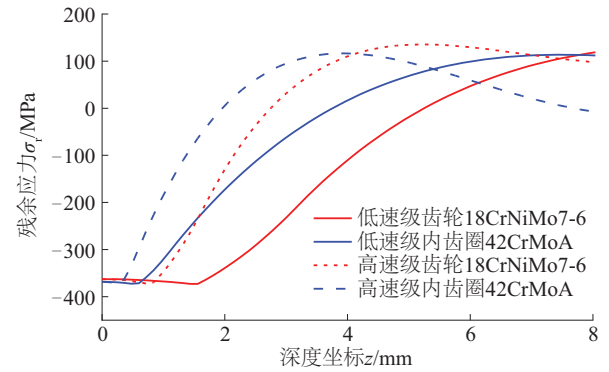


图10 各级齿轮的残余应力梯度曲线

Fig. 10 Residual stress gradient curves of each gear

3 齿轮接触疲劳分析

3.1 次表面应力场

齿面接触会在轮齿内部产生应力,为计算斜齿轮的次表面应力场,以线载荷集度作为啮合点的接触载荷。切片法将每个啮合点视作独立的刚度单元^[21],通过计算接触线上的啮合刚度分布,可得线载荷集度为:

$$F_N(y,z) = F_m \frac{k(y,z)}{k_m} \quad (13)$$

式中: F_m ——动态啮合力,N; $k(y,z)$ ——各啮合点的单位齿宽啮合刚度,N/m; k_m ——总啮合刚度,N/m。

获得啮合点的接触载荷后,分析轮齿接触区的应力状态。根据赫兹接触理论,由于轮齿接触区尺寸远小于轮齿曲率半径,齿面近似为弹性半空间,故以啮合点为坐标原点, x 坐标轴表示齿廓切向, y 坐标轴表示齿宽方向, z 坐标轴表示齿廓法向,建立应力场坐标系,如图11所示。应力场计算域沿切向从啮入点到啮出点,沿法向从齿面到法向半齿厚处,被均匀划分为 $N_x \times N_z = 1001 \times 101$ 个材料节点。在啮合过程中,齿面法向接触产生法向压力分布,相对滑动产生切向摩擦力分布,最大法向压力、最大切向摩擦力位于啮合点处^[22],表达式分别为:

$$p_0 = \frac{2F_N}{\pi b} \quad (14)$$

$$q_0 = \mu p_0 \quad (15)$$

式中: F_N ——接触载荷, N/mm; b ——接触区半宽, $b = \sqrt{\frac{4F_N R^*}{\pi E^*}}$

(其中 R^* 为等效曲率半径, $R^* = \frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 + R_2}$, R_1 、 R_2 为两轮齿曲率半径, mm; E^* 为等效杨氏模量, $E^* = \frac{E_1 \cdot E_2}{E_2(1-\nu_1^2) + E_1(1-\nu_2^2)}$, E_1 、 E_2 为两轮齿杨氏模量, MPa; ν_1 、 ν_2 为两轮齿泊松比), mm; μ ——摩擦系数, 假设摩擦系数为 0.1, 正负号由两齿相对滑动方向确定。

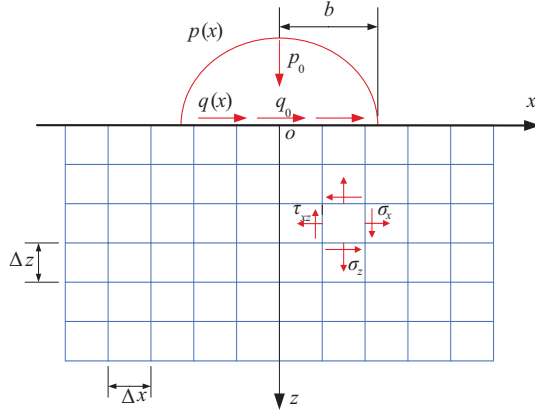


图 11 应力场计算域

Fig. 11 Calculation domain of stress field

齿面在法向压力分布和切向摩擦力分布的作用下, 其次表面应力场呈现多轴应力状态, 可用应力张量表示。由于齿宽远大于轮齿接触区尺寸, 可忽略沿齿宽方向的变形, 将问题简化为平面应变状态。这种状态下, 与 y 相关的切应力分量为 0 MPa, 其余分量由法向压力和切向摩擦力产生的应力分量叠加而成^[23], 公式为:

$$\begin{cases} \sigma_x = \sigma_{x,n} + \sigma_{x,t} \\ \sigma_z = \sigma_{z,n} + \sigma_{z,t} \\ \sigma_y = \nu(\sigma_x + \sigma_z) \\ \tau_{xz} = \tau_{xz,n} + \tau_{xz,t} \end{cases} \quad (16)$$

式中: σ_x 、 σ_y 、 σ_z ——正应力分量, MPa; τ_{xz} ——切应力分量, MPa; $\sigma_{x,n}$ 、 $\sigma_{z,n}$ 、 $\tau_{xz,n}$ ——法向压力产生的应力分量, MPa; $\sigma_{x,t}$ 、 $\sigma_{z,t}$ 、 $\tau_{xz,t}$ ——切向摩擦力产生的应力分量, MPa。

McEwen 引入中间变量 m 和 n 推导局部材料节点 (x, z) 的应力, m 和 n 由式(17)定义^[22]:

$$\begin{cases} m^2 = \frac{1}{2} \{ [(b^2 - x^2 + z^2)^2 + 4x^2 z^2]^{1/2} + (b^2 - x^2 + z^2) \} \\ n^2 = \frac{1}{2} \{ [(b^2 - x^2 + z^2)^2 + 4x^2 z^2]^{1/2} - (b^2 - x^2 + z^2) \} \end{cases} \quad (17)$$

式中: x ——应力场横坐标值, mm; z ——应力场纵坐标值, mm。

法向压力和切向摩擦力产生的应力分量可表示为式(18)、式(19), 其中正负号根据应力场坐标系确定, $x > 0$ 取

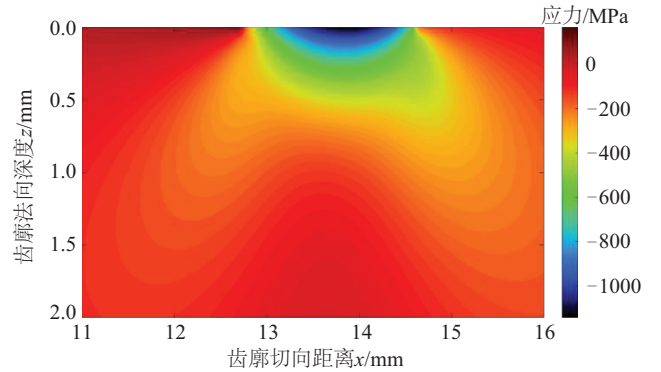
上部, $x < 0$ 为下部。将式(18)、式(19)代入式(16), 得到总的应力张量的各分量。由于以啮合点作为坐标原点会导致材料节点坐标值随啮合点移动而变化, 故将坐标原点固定在啮入点, 便于确定斜齿轮的次表面应力场。图 12 展示了额定工况下低速级太阳轮的次表面应力场。

$$\begin{cases} \sigma_{x,n} = -\frac{p_0}{b} \left[m \left(1 + \frac{z^2 + n^2}{m^2 + n^2} \right) - 2z \right] \\ \sigma_{z,n} = -\frac{p_0}{b} m \left(1 - \frac{z^2 + n^2}{m^2 + n^2} \right) \\ \tau_{xz,n} = \pm \frac{p_0}{b} n \left(\frac{m^2 - z^2}{m^2 + n^2} \right) \end{cases} \quad (18)$$

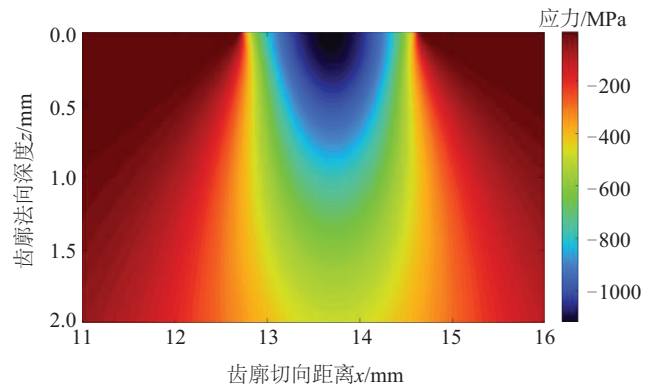
$$\begin{cases} \sigma_{x,t} = \pm \frac{q_0}{b} \left[n \left(2 - \frac{z^2 - m^2}{m^2 + n^2} \right) - 2x \right] \\ \sigma_{z,t} = \mp \frac{q_0}{b} n \left(\frac{m^2 - z^2}{m^2 + n^2} \right) \\ \tau_{xz,t} = -\frac{q_0}{b} \left[m \left(1 + \frac{z^2 + n^2}{m^2 + n^2} \right) - 2z \right] \end{cases} \quad (19)$$

3.2 Dang Van 多轴疲劳准则

对于承受复杂多轴应力的零部件, 应采用适当的等效应力假设将多轴应力状态转换为单轴应力。Dang Van 准则是一种基于临界平面的多轴高周疲劳准则, 考虑了材料在中尺度上的局部塑性行为, 广泛用于存在残余应力的情况^[24]。本文采用 Dang Van 准则计算等效应力, 分析齿轮材料节点的抗疲劳性能。Dang Van 等效应力是最大剪应力和静水应力的



a. σ_x 横向应力分量分布



b. σ_z 法向应力分量分布

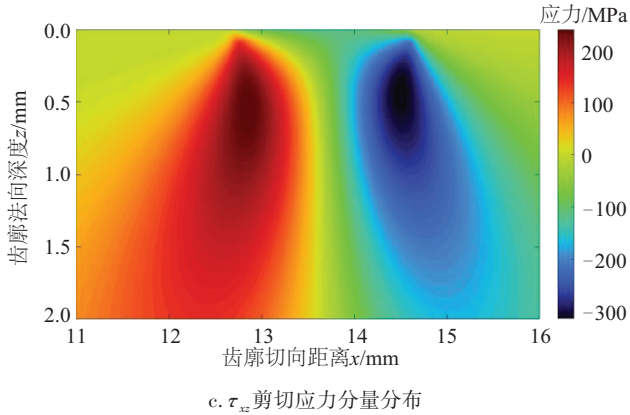


图 12 低速级太阳轮的次表面应力场

Fig. 12 Subsurface stress field of low speed sun gear

线性函数,公式为:

$$\tau_{DV}(t) = \tau_{\max}(t) + \alpha_{DV} \cdot \sigma_H(t) > \tau_e \quad (20)$$

$$\alpha_{DV} = 3(\tau_{-1}/\sigma_{-1} - 0.5) \quad (21)$$

式中: t ——时间, s; $\tau_{\max}$ ——最大剪应力,

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left[\frac{1}{2}(\sigma_x - \sigma_z)\right]^2 + \tau_{xz}^2}, \text{MPa}; \alpha_{DV} \text{——材料参数}; \sigma_H \text{——静$$

水应力, MPa; τ_e ——特定应力循环次数下材料的纯剪切疲劳强度, $\tau_{DV} > \tau_e$ 表示材料发生疲劳失效, MPa; τ_{-1}/σ_{-1} ——扭转疲劳极限和弯曲疲劳极限之比, 对于钢材 $\tau_{-1}/\sigma_{-1} = 0.6^{[25]}$ 。

考虑残余应力对材料抗疲劳性能的影响, 静水应力可分解为两部分: 由载荷引起的静水应力和由残余应力引起的静水应力^[26]。因此, Dang Van 等效应力可进一步表示为:

$$\tau_{DV}(t) = \tau_{\max}(t) + \alpha_{DV}(\sigma_{H,r} + \sigma_{H,l}) \quad (22)$$

式中: $\sigma_{H,r}$ ——残余应力引起的静水应力, $\sigma_{H,r} = 2/3\sigma_r$, MPa; $\sigma_{H,l}$ ——载荷引起的静水应力, $\sigma_{H,l} = (\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z)/3$, MPa。

在额定工况下, 将齿轮材料节点的应力张量和残余应力代入式(22), 得到各齿轮的 Dang Van 等效应力分布, 图 13 为低速级太阳轮的 Dang Van 等效应力分布, 其余齿轮同理可得。

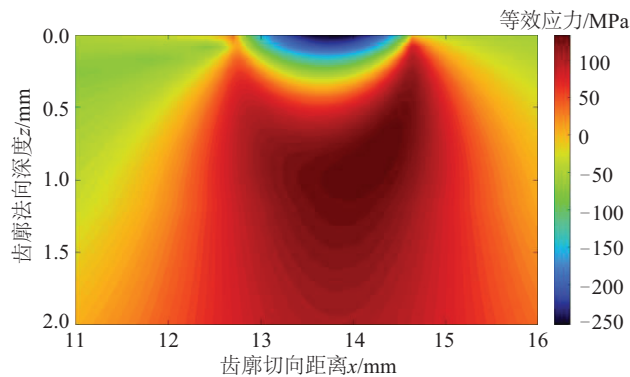


图 13 低速级太阳轮的 Dang Van 等效应力分布

Fig. 13 Dang Van equivalent stress distribution of low speed sun gear

3.3 齿轮疲劳 S-N 曲线

构造 S-N 曲线可确定齿轮材料节点的疲劳强度。德国劳埃德船级社的风电机组认证指南提供了构造 S-N 曲线的方法, 综合考虑载荷类型、缺口效应、表面粗糙度、部件尺寸及存活概率等因素对非焊接锻造和轧制零件的影响^[27]。有关构造 S-N 曲线的影响系数和程序的详细信息, 可参阅该指南的附录 5B, 在此仅作简要说明。

1) 确定齿轮疲劳 S-N 曲线的影响因素如下:

- 纯扭转的应力比 $R = -1$, 平均应力影响系数 $f_m = 1$ 。
- 不考虑缺口敏感性, 缺口系数 $\beta_k = 1$ 。
- 表面粗糙度平均值为 $R_z = 4 \mu\text{m}$ 。
- 齿厚 $< 100 \text{ mm}$, 工艺系数 $f_t = 1$ 。
- 材料节点的局部安全系数 $\gamma_m = 1$ 。
- 存活概率 $P = 97.7\%$ (平均值 -2 标准差), 折减系数 $S_p = 2/3$ 。

• 假设屈服强度 $R_{p0.2}$ 为抗拉强度 R_m 的 0.8 倍。

2) 根据材料节点的影响系数和局部抗拉强度, 求得 S-N 曲线的两段疲劳阶段的斜率, 以及疲劳上限点和膝点的应力循环次数和应力幅值, 代入以下 S-N 曲线方程:

$$N = \begin{cases} N_D(\sigma_A^*/\sigma)^{m_1}, & N_1 < N \leq N_D \\ N_D(\sigma_A^*/\sigma)^{m_2}, & N > N_D \end{cases} \quad (23)$$

式中: N ——应力循环次数; σ ——应力幅值, MPa; N_1 ——疲劳上限点的应力循环次数; N_D ——膝点的应力循环次数; σ_A^* ——膝点的应力幅值, MPa; m_1 ——高周疲劳阶段的斜率; m_2 ——超高周疲劳阶段的斜率。

3) 根据 Dang Van 准则的纯剪切疲劳失效假设, 将单轴 S-N 曲线中的应力幅值除以 $\sqrt{3}$ 转换为纯剪切应力幅值, 作为纯剪切疲劳强度 τ_e 。

根据以上程序得到各齿轮的局部材料节点的 S-N 曲线, 其中齿面处 (深度 0 mm) 的 S-N 曲线如图 14 所示。

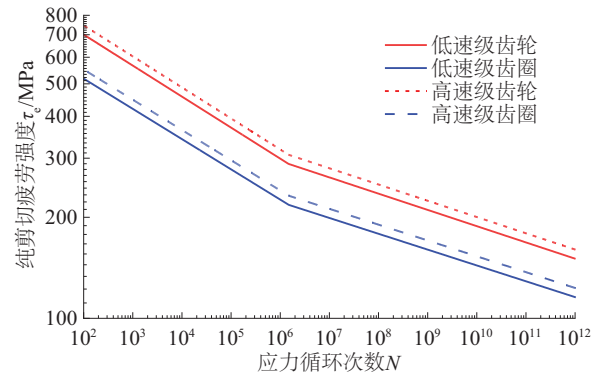


图 14 齿面处的 S-N 曲线

Fig. 14 S-N curves of tooth surface

3.4 疲劳热点定位

整个啮合周期中, 斜齿轮的接触线和齿廓动态运动, 导

致次表面应力场存在时空变化特性。由于齿轮内部材料性能的不均匀性,某些区域的材料节点更易发生疲劳损伤,成为疲劳失效高风险点(疲劳热点)。本文根据 Dang Van 准则计算斜齿轮的材料利用率,定位斜齿轮的疲劳热点,分析斜齿轮的疲劳损伤分布规律^[28]。由于额定工况下齿轮箱的接触载荷最大,循环最快,故取额定工况计算材料利用率。材料利用率的计算公式为:

$$U(x,y,z)=\frac{\max_t [\tau_{DV}(t,x,y,z)]}{\tau_e(x,y,z)} \quad (24)$$

其中 τ_{DV} 取额定工况下的 Dang Van 等效应力,表示材料节点的当前应力状态; τ_e 取 S-N 曲线上 20 a 设计寿命的纯剪切疲劳强度极限,由各齿轮额定工况运行 20 a 的应力循环次数确定。图 15 展示了斜齿轮的材料利用率, $U(x,y,z)>1$ 表示等效应力超过疲劳强度极限,材料节点发生疲劳失效。

图中的材料利用率通过颜色渐变表示,材料利用率越高,表明疲劳损伤越严重;材料利用率越低,材料处于相对安全状态。结果表明,外啮合副的材料利用率高于内啮合副,疲劳损伤更集中在齿面表层,这是因为外啮合副承受更高的法向压力,更易发生疲劳。内啮合副承受法向压力较小,但在齿面更深处存在疲劳损伤,这是由于芯部强度较低且存在

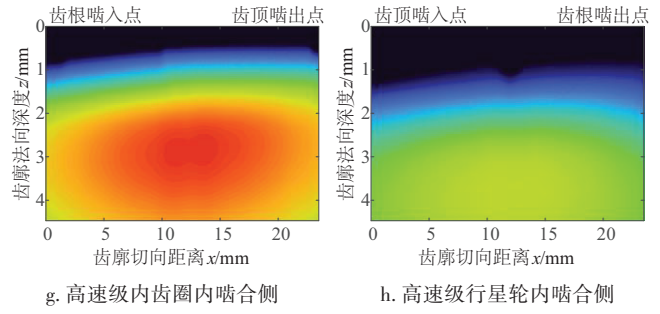


图 15 斜齿轮的材料利用率分布

Fig. 15 Material utilization distribution of helical gears

残余拉伸应力。同时发现,外啮合副的疲劳热点通常位于齿廓曲率变化剧烈的啮入点和啮出点附近,这些位置承受较大的法向压力和摩擦力,20 a 设计寿命内接近疲劳失效。为评估各斜齿轮的接触疲劳寿命,将疲劳热点定位于材料利用率最大的位置,具体坐标详见表 5。

表 5 斜齿轮疲劳热点位置

Table 5 Position of fatigue hotspot of helical gears

级位	啮合位置	齿廓位置	宽度位置	深度位置
		x/mm	y/mm	z/mm
低速级	太阳轮外啮合侧	0.74	321.10	0.33
	行星轮外啮合侧	46.69	320.15	0.50
	行星轮内啮合侧	22.51	423.23	5.69
	内齿圈内啮合侧	60.39	440.33	4.69
高速级	太阳轮外啮合侧	0.81	136.96	0.36
	行星轮外啮合侧	35.30	133.89	0.36
	行星轮内啮合侧	23.54	141.31	3.85
	内齿圈内啮合侧	54.74	153.09	2.86

4 接触疲劳寿命预测

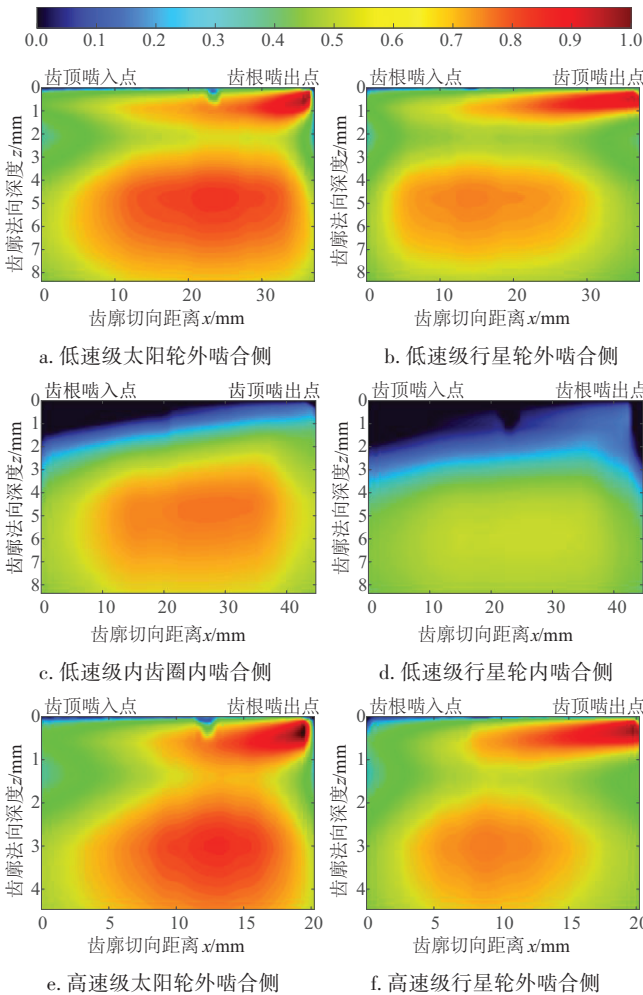
4.1 关键工况应力分析

由于风电机组长期服役且工况多变,难以计及全生命周期的所有工况。因此本文依据 IEC 61400-1 标准的平均风速-湍流风速模型^[14],应用 K-中心点聚类算法从实时采集的 10 min 时长风速历程中抽取关键工况样本,为风电齿轮箱的疲劳损伤分析提供关键工况。步骤如下:

1) 基于每段风速历程的平均风速 v_m 和湍流标准差 σ_t 生成全年风速样本,从中随机选取 10 个样本点作为初始的簇中心。

2) 计算所有样本点到各个簇中心的曼哈顿距离,分配至距离最近的簇。

3) 从每个簇内选取距离其他点曼哈顿距离之和最小的



样本点作为新的簇中心。重复此过程直至簇中心稳定,即得代表全年典型风速的关键工况样本,如图 16 所示。

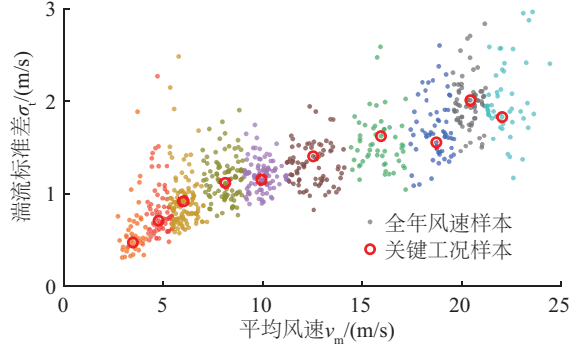


图 16 基于 K-中心点聚类算法的关键工况抽样

Fig. 16 Key operating conditions sampling based on K-medoids

由于齿轮的疲劳裂纹通常在疲劳热点附近最先萌生并扩展,因此可将该热点视作齿轮整体疲劳状态的代表。基于风电齿轮箱动力学模型,计算关键工况的动态啮合力,进一步计算接触载荷作用下疲劳热点的应力场。根据 Dang Van 多轴疲劳准则,将时变的多轴应力场转换为齿轮的 10 min 等效应力历程。图 17 展示了关键工况下低速级太阳轮的 10 min

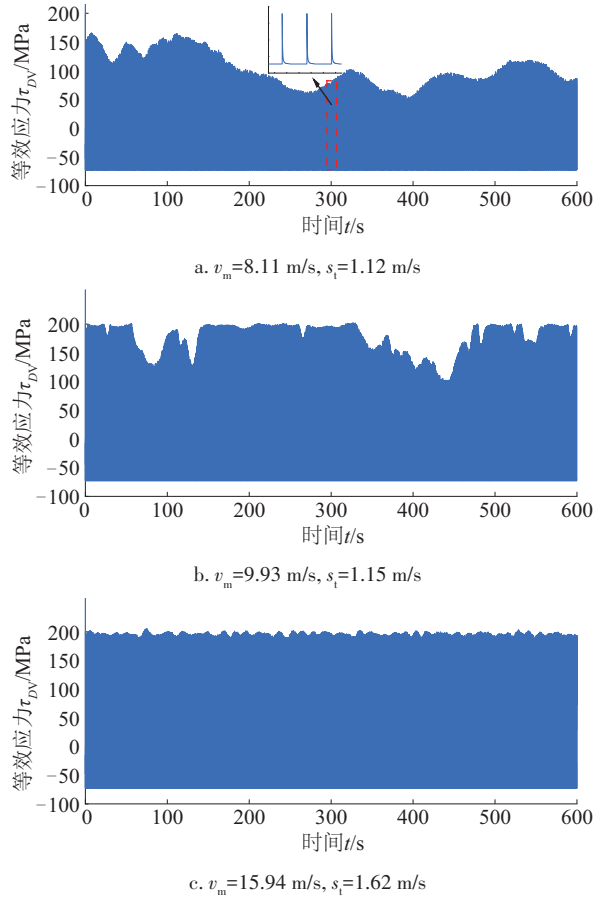


图 17 关键工况下低速级太阳轮的等效应力历程

Fig. 17 Equivalent stress history of low-speed sun gear under key operating conditions

等效应力历程,仿真结果表明等效应力呈现啮合冲击和脉动循环特性,与齿轮的啮合周期相对应,在 10 min 内可循环上千次。当瞬时风速低于额定风速时,等效应力随湍流风速波动;当瞬时风速超过额定风速后,变桨控制导致等效应力趋于稳定。

4.2 疲劳损伤代理模型

获取各关键工况的 10 min 等效应力历程后,统计应力历程中的循环峰值,并结合 S-N 曲线计算相应的失效循环次数。根据 Miner 法则线性累加各次循环损伤,得到关键工况的短期接触疲劳损伤^[9,29],计算公式为:

$$D_c(v_m, \sigma_t) = \sum_{i=1}^n \frac{1}{N_i} \quad (25)$$

式中: D_c ——关键工况的短期接触疲劳损伤; v_m ——关键工况的平均风速, m/s; σ_t ——关键工况的湍流标准差, m/s; n ——等效应力循环次数; N_i ——第 i 次应力作用下的失效循环次数。

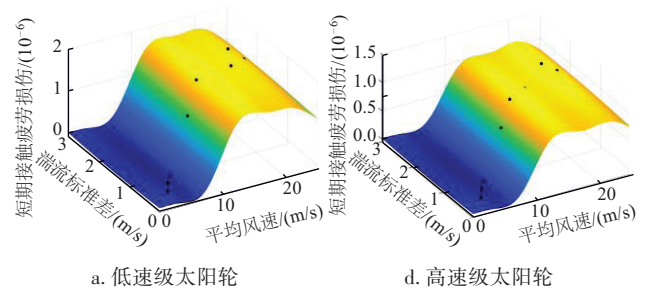
为更高效地预测实时工况的短期接触疲劳损伤,采用径向基函数模型(radial basis function, RBF)建立各齿轮的疲劳损伤代理模型^[29],如图 18 所示。径向基函数可利用已获取的各关键工况的短期接触疲劳损伤,即图中黑色样本点的函数值,拟合得到平均风速、湍流标准差和短期接触疲劳损伤的三元映射函数,并从此代理函数中预测实时工况的短期接触疲劳损伤。径向基函数模型的公式为:

$$D_R(v_m, \sigma_t) = \sum_{j=1}^{N_s} w_j \cdot \phi(\|x - c_j\|) \quad (26)$$

$$\phi(\|x - c_j\|) = \exp\left(-\frac{\|x - c_j\|^2}{2s^2}\right) \quad (27)$$

式中: D_R ——实时工况的短期接触疲劳损伤; x ——预测的实时工况, $x = (v_m, \sigma_t)$; c_j ——已有的第 j 个关键工况,构成径向基函数的中心, $c_j = (v_m, \sigma_t)_j$; w_j ——权重参数; N_s ——训练样本数量; ϕ ——径向基函数,采用高斯函数形式; s ——核宽度。

图 18 展示了平均风速和湍流标准差对短期接触疲劳损伤的影响。当平均风速接近切入风速时,风电机组以最低转速运行,短期接触疲劳损伤很小;当平均风速处于切入风速至额定风速之间时,风电机组追踪最大风能利用系数,短期接触疲劳损伤随平均风速增加而上升;当平均风速超过额定风速后,风电机组保持额定功率,短期接触疲劳损伤达到最大;当平均风速接近切出风速时,风电机组转速逐



a. 低速级太阳轮

d. 高速级太阳轮

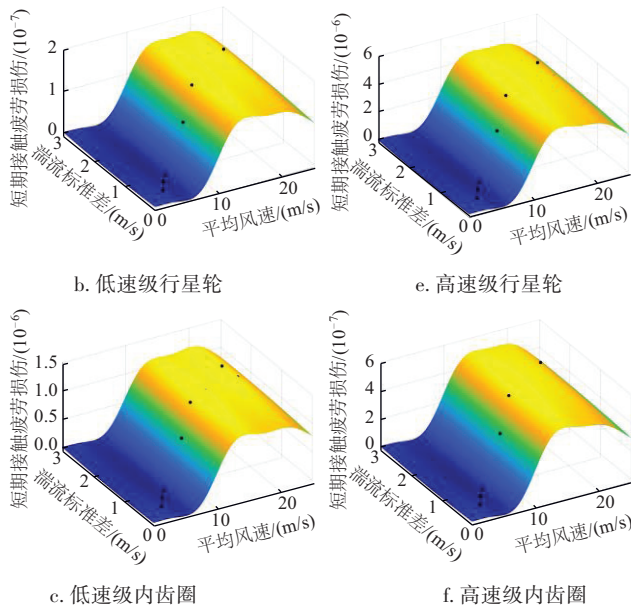


图 18 短期接触疲劳损伤的代理模型

Fig. 18 Surrogate models of short-term contact fatigue damage

渐降低以确保安全停机,短期接触疲劳损伤逐渐减小。同时湍流标准差的增加会加剧短期接触疲劳损伤,但在气动控制策略的调节下,其影响较小。

基于风场的全年实时风速数据,采用代理模型计算实时风速下的短期接触疲劳损伤,累加后评估服役 20 a 后各齿轮的接触疲劳损伤。进一步将疲劳失效阈值设定为 1,预测各齿轮的接触疲劳寿命,如图 19 所示。其中高速级太阳轮的啮合频率和等效应力最大,其接触疲劳损伤已超过失效阈值达到 2.54,接触疲劳寿命仅有 8 a,达不到设计寿命要求;低速级太阳轮次之,服役 21 a 后发生失效。两级内齿圈因等效应力较小,接触疲劳损伤较低,接触疲劳寿命很长。行星轮的接触疲劳损伤和接触疲劳寿命介于太阳轮与内齿圈之间,其外啮合侧承受等效应力更大,更易失效,但因啮合频率较低,接触疲劳寿命较长,两级都超过了 30 a。

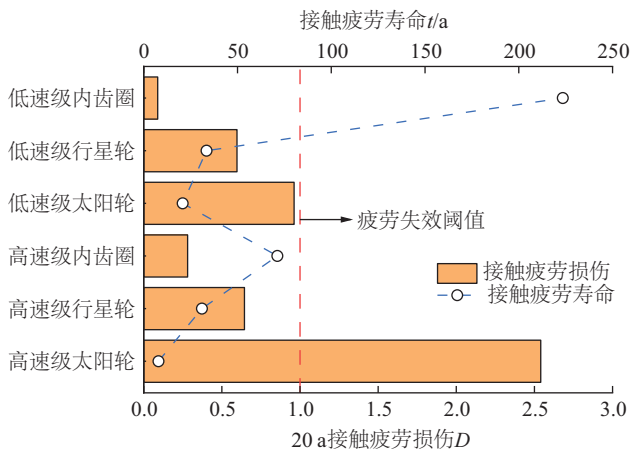


图 19 齿轮接触疲劳损伤和接触疲劳寿命

Fig. 19 Contact fatigue damages and contact fatigue lives of gears

研究表明,两级太阳轮的接触疲劳寿命均较低,可从材料性能与结构设计角度优化。一方面,通过喷丸强化、滚磨光整等表面处理工艺提高太阳轮的表面硬度和抗疲劳性能;另一方面,通过对太阳轮进行正变位加工,并对齿顶和齿根区域进行齿廓修形,减小疲劳热点附近的齿廓曲率,形成更平缓的接触过渡区,降低啮入点和啮出点处的法向压力和啮合冲击。此外,通过状态监测系统采集振动信号,采用频谱分析法捕捉太阳轮的故障特征频率,结合寿命预测结果实现对太阳轮的在线故障预警和预防性维护,延长风电齿轮箱的服役寿命。

5 结论

本文基于风电齿轮箱动力学模型,结合 Dang Van 多轴疲劳准则和 S-N 曲线,分析斜齿轮的疲劳损伤分布规律。通过关键工况与代理模型预测风电齿轮箱各齿轮的接触疲劳损伤和接触疲劳寿命。所得主要结论如下:

- 1) 疲劳热点主要集中于斜齿轮外啮合副的啮入点和啮出点,这些区域承受较高的法向压力和摩擦力,更易疲劳失效。
- 2) 平均风速对齿轮的短期接触疲劳损伤影响显著,在超过额定风速后达到最大值。同时,湍流风速引发的应力波动会进一步加剧齿轮的疲劳损伤。
- 3) 行星轮和内齿圈在长期服役中的接触疲劳损伤较小,因而接触疲劳寿命较长;相比之下,两级太阳轮的接触疲劳损伤较大,接触疲劳寿命明显偏短,分别为 8 和 21 a。
- 4) 应重点优化太阳轮的材料性能与结构设计,建议通过表面强化处理和齿形优化来降低齿轮接触疲劳损伤,辅以状态在线监测和预防性维护,延长风电齿轮箱的服役寿命。

[参考文献]

- [1] 张秀华,刘怀举,朱才朝,等. 基于数据驱动的零部件疲劳寿命预测研究现状与发展趋势[J]. 机械传动, 2021, 45(10): 1-14.
ZHANG X H, LIU H J, ZHU C C, et al. Current situation and developing trend of fatigue life prediction of components based on data-driven [J]. Journal of mechanical transmission, 2021, 45(10): 1-14.
- [2] LI N P, XU P C, LEI Y G, et al. A self-data-driven method for remaining useful life prediction of wind turbines considering continuously varying speeds [J]. Mechanical systems and signal processing, 2022, 165: 108315.
- [3] FENG Y H, QIU Y N, CRABTREE C J, et al. Monitoring wind turbine gearboxes [J]. Wind energy, 2013, 16(5): 728-740.
- [4] NEJAD A R, GAO Z, MOAN T. On long-term fatigue damage and reliability analysis of gears under wind loads

- in offshore wind turbine drivetrains [J]. International journal of fatigue, 2014, 61: 116-128.
- [5] DONG W B, NEJAD A R, MOAN T, et al. Structural reliability analysis of contact fatigue design of gears in wind turbine drivetrains [J]. Journal of loss prevention in the process industries, 2020, 65: 104115.
- [6] 毛天雨, 余泳, 刘怀举, 等. 飞行汽车齿轮传动系统动态可靠性分析 [J]. 机械传动, 2021, 45 (6): 96-103, 176.
- MAO T Y, YU Y, LIU H J, et al. Dynamic reliability analysis of flying car gear transmission system [J]. Journal of mechanical transmission, 2021, 45 (6): 96-103, 176.
- [7] HE H F, LIU H J, ZHU C C, et al. Study on the gear fatigue behavior considering the effect of residual stress based on the continuum damage approach [J]. Engineering failure analysis, 2019, 104: 531-544.
- [8] WANG W, LIU H J, ZHU C C, et al. Effect of the residual stress on contact fatigue of a wind turbine carburized gear with multiaxial fatigue criteria [J]. International journal of mechanical sciences, 2019, 151: 263-273.
- [9] 谭建军, 伍源, 白杨, 等. 考虑环境参数的风电齿轮箱传动系统疲劳性能优化 [J]. 机械传动, 2023, 47 (8): 53-63.
- TAN J J, WU Y, BAI Y, et al. Fatigue performance optimization of the wind turbine gearbox transmission system considering environmental parameters [J]. Journal of mechanical transmission, 2023, 47 (8): 53-63.
- [10] VULLO V. Gears: Volume 1: geometric and kinematic design [M]. Cham: Springer International Publishing, 2020: 1-820.
- [11] 庞冬雪. 海上风机大功率齿轮传动系统的动力学建模及其时变可靠性评估研究 [D]. 杭州: 浙江理工大学, 2022.
- PANG D X. Dynamic modeling and time-variant reliability evaluation of high power gear transmission system of offshore wind turbine [D]. Hangzhou: Zhejiang Sci-Tech University, 2022.
- [12] REZAEI M, POURSIANA M, JAZI S H, et al. Calculation of time dependent mesh stiffness of helical planetary gear system using analytical approach [J]. Journal of mechanical science and technology, 2018, 32 (8): 3537-3545.
- [13] CHEN Z G, SHAO Y M. Dynamic simulation of spur gear with tooth root crack propagating along tooth width and crack depth [J]. Engineering failure analysis, 2011, 18 (8): 2149-2164.
- [14] IEC 61400-1, Wind energy generation systems-part 1: design requirements [S].
- [15] 路志成, 周建星, 崔权维, 等. 基于动力学的风力机齿轮传动系统可靠性研究 [J]. 太阳能学报, 2023, 44 (9): 397-404.
- LU Z C, ZHOU J X, CUI Q W, et al. Research on reliability of gear transmission system of wind turbine based on dynamics [J]. Acta energiae solaris sinica, 2023, 44 (9): 397-404.
- [16] 周建星, 孙文磊, 曹莉, 等. 行星齿轮传动系统碰撞振动特性研究 [J]. 西安交通大学学报, 2016, 50 (3): 16-21.
- ZHOU J X, SUN W L, CAO L, et al. Vibro-impact characteristics of planetary gear transmission [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2016, 50 (3): 16-21.
- [17] GB/Z 3480.4—2024, 直齿轮和斜齿轮承载能力计算第4部分: 齿面断裂承载能力计算 [S].
- GB/Z 3480.4—2024, Calculation of load capacity of spur and helical gears: Part 4: calculation of tooth flank fracture load capacity [S].
- [18] GB/T 3480.5—2021, 直齿轮和斜齿轮承载能力计算第5部分: 材料的强度和质量 [S].
- GB/T 3480.5—2021, Calculation of load capacity of spur and helical gears: Part 5: strength and quality of materials [S].
- [19] GB/T 33362—2016, 金属材料 硬度值的换算 [S].
- GB/T 33362—2016, Metallic materials-conversion of hardness values [S].
- [20] BÖHME S A, SZANTI G, KESKI-RAHKONEN J, et al. Tooth flank fracture-an applied fatigue study of case hardened bevel gears [J]. Engineering failure analysis, 2022, 132: 105911.
- [21] VELEX P. Mechanical engineering ch. 4: on the modelling of spur and helical gear dynamic behaviour [M]. Rijeka: IntechOpen, 2012: 75-106.
- [22] JOHNSON K L. Contact mechanics [M]. Cambridge: Cambridge University Press, 1987: 1-452.
- [23] DONG W B, XING Y H, MOAN T, et al. Time domain-based gear contact fatigue analysis of a wind turbine drivetrain under dynamic conditions [J]. International journal of fatigue, 2013, 48: 133-146.
- [24] 柏厚义, 朱才朝, 周焯, 等. 风电渗碳齿轮内部疲劳断裂可靠性研究 [J]. 振动与冲击, 2023, 42 (7): 106-113, 132.
- BAI H Y, ZHU C C, ZHOU Y, et al. Study on the reliability of tooth interior fatigue fracture in carburized wind turbine gear [J]. Journal of vibration and shock, 2023, 42 (7): 106-113, 132.
- [25] (荷)亚伯·斯海维 (Jaap Schijve) 著, 吴学仁等译. 结构与

- 材料的疲劳[M]. 北京: 航空工业出版社, 2014: 1-567.
- JAAP S. Fatigue of structures and materials[M]. Beijing: Aviation Industry Press, 2014: 1-567.
- [26] LIU H L, LIU H J, BOCHER P, et al. Effects of case hardening properties on the contact fatigue of a wind turbine gear pair[J]. International journal of mechanical sciences, 2018, 141: 520-527.
- [27] GERMANISCHER L. Rules and guidelines IV industrial services: part I: guideline for the certification of wind turbines[M]. Hamburg: Germanischer Lloyd, 2010: 1-384.
- [28] BÖHME S A, VINOGRADOV A, PAPUGA J, et al. A novel predictive model for multiaxial fatigue in carburized bevel gears[J]. Fatigue & fracture of engineering materials & structures, 2021, 44(8): 2033-2053.
- [29] 伍源, 朱才朝, 谭建军, 等. 环境参数对风电齿轮箱传动系统疲劳损伤的影响[J]. 重庆大学学报, 2024, 47(3): 132-144.
- WU Y, ZHU C C, TAN J J, et al. Effects of environmental parameters on fatigue damage of wind turbine gearbox transmission system[J]. Journal of Chongqing University (natural science edition), 2024, 47(3): 132-144.

CONTACT FATIGUE LIFE STUDY OF WIND TURBINE GEARBOX BASED ON MULTIAXIAL FATIGUE CRITERION

Gu Huiyun¹, Zhou Jianxing¹, Cui Quanwei¹, Fei Xiang¹, Wen Jianmin^{1,2}, Fang Zhong²

(1. School of Mechanical Engineering, Xinjiang University, Urumqi 830047, China;

2. Xinjiang Goldwind Science & Technology Co., Ltd., Urumqi 830039, China)

Abstract: Wind turbine gearboxes are subjected to contact loads during operation, resulting in contact fatigue damage in the gears, which significantly affects their service life. To accurately predict the contact fatigue life of gears, this study takes a 6 MW wind turbine gearbox operating at Dabancheng Wind Farm, Xinjiang, as the research object. A gearbox dynamic model considering both internal and external excitations is established to calculate the dynamic meshing forces of each helical gear pair. The analysis incorporates local material properties and residual stresses in the gears. By applying the Dang Van multiaxial fatigue criterion combined with $S-N$ curves, the fatigue damage distribution in the helical gears under contact loading is analyzed. Fatigue hotspots are identified, and critical operating conditions are extracted to develop a surrogate model, which quantifies the contact fatigue damage and estimates the contact fatigue life of each gear over a 20-year design period. The results indicate that the engage-in and recess points of external meshing pairs in helical gears are the primary fatigue hotspots, making them more susceptible to fatigue failure. Among all gears, the sun gears exhibit the most severe contact fatigue damage, with estimated contact fatigue life of 8 years for the high-speed sun gear and 21 years for the low-speed sun gear. Conversely, the planetary gears in both stages show relatively lower fatigue damage, with their contact fatigue life exceeding 30 years. The ring gear experiences the least fatigue damage, resulting in an exceptionally long service life.

Keywords: gears; wind turbines; fatigue damage; multiaxial fatigue criterion; contact loads; key operating conditions