

计及动力学参数辨识的风电齿轮传动系统疲劳损伤预估

李浩, 吕稳, 谭建军, 杨书益

(重庆大学 机械传动国家重点实验室, 重庆 400044)

摘要: 文章通过建立风电齿轮传动系统扭转动力学模型, 提出了基于机理模型与运行状态的风电齿轮传动系统动力学参数辨识与疲劳损伤预估方法, 分析了不同齿轮磨损状态下的风电齿轮传动系统动态响应与疲劳损伤预估效果。分析结果表明: 通过辨识得到的齿轮转动惯量和啮合刚度与目标值吻合较好; 同一齿轮的接触疲劳损伤普遍大于弯曲疲劳损伤, 且齿轮磨损会加剧动态啮合力波动, 增大疲劳损伤, 在不同齿轮磨损状态下, 系统动态响应和齿轮疲劳损伤的预估值与目标值均吻合较好。

关键词: 风电机组; 齿轮传动; 参数辨识; 疲劳损伤

中图分类号: TK81 **文献标志码:** A **文章编号:** 1671-5292(2025)04-0476-08

0 引言

风电机组是规模化、低成本开发风能资源的重大装备。齿轮传动系统是风电机组传动链的核心传动装置。然而, 重载工况下风电齿轮容易发生失效, 齿轮传动系统故障占整机故障的比例可达 57%^[1], 其中 26% 的故障是由齿轮早期失效引起的^[2]。因此, 开展风电齿轮传动系统疲劳损伤预估研究, 对于减少机组故障停机时间、优化运维策略具有重要意义。

风电齿轮传动系统在长期服役过程中产生的齿轮磨损、裂纹等性能退化会造成系统柔性化, 容易导致风电机组运行状态的预估值与目标值产生较大偏差, 影响整机发电效率^[3]。目前, 风电齿轮箱齿轮服役状态难以直接通过 CMS/SCADA 系统进行实时监测^[4], 因此, 国内外学者从机理模型角度对风电齿轮疲劳损伤开展了大量研究。文献[5]建立了风电机组整机动力学模型, 提出了一种基于动态啮合力的齿轮接触疲劳寿命预测方法, 发现低速行星级太阳轮疲劳损伤大于行星轮。文献[6]建立了浮式风电机组传动链动力学模型, 分析了风浪联合作用对传动系统疲劳损伤的影响, 发现高速平行级疲劳损伤大于行星级。文献[7]结合风电传动系统齿轮动态啮合力、齿轮材料 $P-S-N$ 曲线和线性疲劳累积损伤理论, 分析了齿轮疲劳

损伤。文献[8]建立了风电齿轮传动齿轮副接触有限元分析模型, 分析了随机载荷下的齿轮疲劳损伤累计。文献[9]提出了一种基于贝叶斯的动力学参数辨识方法, 但齿轮啮合被简化为刚性啮合, 齿轮动态啮合力计算精度有限。文献[10]建立了风电齿轮传动系统动力学模型, 提出了基于时变啮合刚度函数的传动系统动态响应辨识方法, 但模型较为复杂, 计算耗时长。

综上所述, 现有风电齿轮疲劳损伤分析主要是基于原始设计参数, 而考虑长期服役过程中系统动力学参数演变的疲劳损伤分析较少。为此, 本文提出了基于机理模型与运行状态的风电齿轮传动系统动力学参数辨识与疲劳损伤预估方法, 分析不同齿轮磨损状态下的风电齿轮传动系统动态响应与疲劳损伤预估效果。

1 风电齿轮传动系统动力学模型

1.1 风电齿轮传动系统结构

在风电齿轮传动系统中, 轮毂载荷通过主轴传递到齿轮箱输入轴, 然后通过齿轮箱将高扭矩、低转速机械能转化为低扭矩、高转速机械能, 最后驱动发电机进行发电。齿轮箱由两级行星轮系和一级定轴轮系组成, 主要设计参数如表 1 所示。

1.2 风电齿轮传动系统动力学建模

图 1 为风电齿轮传动系统耦合关系。建立行

收稿日期: 2023-06-15。

基金项目: 国家重点研发计划项目(2020YFB1506600); 国家自然科学基金(52105050); 广东省重点研发计划项目(2021B0101230002); 山西省重点研发计划项目(202102060301017)。

通信作者: 谭建军(1991-), 男, 博士, 副研究员, 研究方向为风机传动链动力学。E-mail: jianjuntan@cqu.edu.cn

表 1 风电齿轮传动系统设计参数

Table 1 Design parameters of wind turbine gear transmission system

类别	低速级			中间级			高速级	
	内齿圈	行星轮	太阳轮	内齿圈	行星轮	太阳轮	大齿轮	小齿轮
齿数	93	29	32	118	47	23	121	24
模数/mm		24			17			12
螺旋角/(°)		5			8.5			9
压力角/(°)				20				
传动比		3.906			6.130			5.042
质量/kg	5 054	1 093	2 200	2 018	962	652	2 400	401
转动惯量/kg·m ²	1×10 ¹²	73.89	159.84	1×10 ¹²	81.56	12.62	696.98	3.38

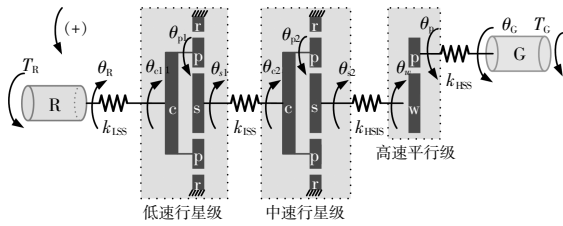


图 1 风电齿轮传动系统耦合关系

Fig.1 Coupling relationship of wind turbine gear transmission system

星轮系绝对坐标系 $OXYZ$ 和转动坐标系 $oxyz_i$ 。绝对坐标系 $OXYZ$ 原点位于行星架几何中心,转动坐标系 $oxyz_i$ ($i=s, c, r, p$) 分别为太阳轮(s)、行星架(c)、内齿圈(r)和行星轮(p), $o_p x_p y_p z_p$ 原点位于行星轮几何中心,其余相对坐标系原点与固定

$$\mathbf{K}_b^1 = \begin{bmatrix} 5a_w(k_{rp}+k_{sp}) & a_w r_p(k_{rp}-k_{sp}) & a_w r_p(k_{rp}-k_{sp}) & a_w r_p(k_{rp}-k_{sp}) & a_w r_p(k_{rp}-k_{sp}) & a_w r_p(k_{rp}-k_{sp}) & -5a_w r_s k_{sp} \\ a_w r_p(k_{rp}-k_{sp}) & r_p^2(k_{rp}+k_{sp}) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ a_w r_p(k_{rp}-k_{sp}) & 0 & r_p^2(k_{rp}+k_{sp}) & 0 & 0 & 0 & 0 \\ a_w r_p(k_{rp}-k_{sp}) & 0 & 0 & r_p^2(k_{rp}+k_{sp}) & 0 & 0 & r_p r_s k_{sp} \\ a_w r_p(k_{rp}-k_{sp}) & 0 & 0 & 0 & r_p^2(k_{rp}+k_{sp}) & 0 & r_p r_s k_{sp} \\ a_w r_p(k_{rp}-k_{sp}) & 0 & 0 & 0 & 0 & r_p^2(k_{rp}+k_{sp}) & r_p r_s k_{sp} \\ -5a_w r_s k_{sp} & r_p r_s k_{sp} & r_p r_s k_{sp} & r_p r_s k_{sp} & r_p r_s k_{sp} & r_p r_s k_{sp} & 5r_s^2 k_{sp} \end{bmatrix} \cos^2 \beta \quad (5)$$

式中: $\mathbf{J}_b^1, \mathbf{D}_b^1, \mathbf{K}_b^1$ 分别为质量、阻尼和刚度矩阵,其中 \mathbf{D}_b^1 采用瑞利阻尼计算^[12]; \mathbf{T}_b^1 为激振力矩阵; θ_b^1 为广义位移向量; θ_i 和 I_i ($i=c1, p11, \dots, p15, s1$) 分别为构件 i 的角位移和转动惯量; T_{c1}, T_{s1} 均为构件转矩载荷; r_p, r_s 均为基圆半径; m_p 为行星轮质量; k_{sp}, k_{rp} 均为齿轮啮合刚度^[13]; a_w 为销轴中心距; β 为基圆螺旋角。

第二级建模过程与第一级类似,不再赘述。

第三级斜齿轮定轴轮系动力学方程为

$$\mathbf{J}_b^3 \ddot{\theta}_b^3 + \mathbf{D}_b^3 \dot{\theta}_b^3 + \mathbf{K}_b^3 \theta_b^3 = \mathbf{T}_b^3 \quad (6)$$

坐标系重合。

图 1 中, G 为发电机, P 为小齿轮, W 为大齿轮, R 为风轮, LSS 为低速级轴, ISS 为中速级轴, HSIS 为高速中间轴, HSS 为高速轴。

以第一级行星轮系为例,采用集中参数法建立行星轮系动力学方程^[11]。

$$\mathbf{J}_b^1 \ddot{\theta}_b^1 + \mathbf{D}_b^1 \dot{\theta}_b^1 + \mathbf{K}_b^1 \theta_b^1 = \mathbf{T}_b^1 \quad (1)$$

$$\theta_b^1 = [\theta_{c1}, \theta_{p11}, \theta_{p12}, \theta_{p13}, \theta_{p14}, \theta_{p15}, \theta_{s1}]^T \quad (2)$$

$$\mathbf{T}_b^1 = [T_{c1}, 0, 0, 0, 0, 0, T_{s1}]^T \quad (3)$$

$$\mathbf{J}_b^1 = \text{diag} [(I_{c1} + 5m_p a_w^2, I_{p11}, I_{p12}, \dots, I_{p15}, I_{s1})] \quad (4)$$

$$\theta_b^3 = [\theta_w, \theta_p]^T \quad (7)$$

$$\mathbf{J}_b^3 = \text{diag} ([I_w, I_p]) \quad (8)$$

$$\mathbf{K}_b^3 = k_{pw} \begin{bmatrix} r_w^2 & r_p r_w \\ r_p r_w & r_p^2 \end{bmatrix} \cos^2 \beta \quad (9)$$

式中: $\mathbf{J}_b^3, \mathbf{D}_b^3, \mathbf{K}_b^3$ 分别为质量、阻尼和刚度矩阵; \mathbf{T}_b^3 为激振力矩阵; θ_b^3 为广义位移向量; θ_i 和 I_i ($i=W, P$) 分别为构件 i 角位移和转动惯量; k_{pw} 为啮合刚度; r_w 为基圆半径。

根据风电齿轮传动系统各构件自由度及其连接关系,定义系统广义向量 θ_{sys} 为

$$\theta_{\text{sys}} = \begin{pmatrix} \theta_{R1}, \theta_{c1}, \theta_{p11}, \dots, \theta_{p15}, \theta_{s1}, \theta_{c2}, \theta_{p21}, \dots, \theta_{p23}, \theta_{c2}, \\ \theta_w, \theta_p, \theta_c \end{pmatrix}^T \quad (10)$$

式中： θ_R, θ_C 分别为风轮角位移和发电机角位移。

根据式(10)中各节点编号,将式(1)和式(6)进行组装,可得风电齿轮传动系统动力学模型。

$$J_{\text{sys}} \ddot{\theta}_{\text{sys}} + D_{\text{sys}} \dot{\theta}_{\text{sys}} + K_{\text{sys}} \theta_{\text{sys}} = T_{\text{sys}} \quad (11)$$

式中： $J_{\text{sys}}, D_{\text{sys}}, K_{\text{sys}}$ 分别为系统质量、阻尼和刚度矩阵； T_{sys} 为系统激振力矩阵^[14]。

2 风电齿轮传动系统动力学参数辨识

2.1 齿轮转动惯量估计

当风电齿轮传动系统稳定运行时,系统处于动态平衡状态,假定系统总体惯性力矩之和为零,则:

$$I_i \ddot{\theta}_i + d_i (\dot{\theta}_i - \dot{\theta}_{i-1}) - d_{i+1} (\dot{\theta}_{i+1} - \dot{\theta}_i) + k_i (\theta_i - \theta_{i-1}) - k_{i+1} (\theta_{i+1} - \theta_i) = 0 \quad (12)$$

式中： d_i, d_{i+1} 均为对应阻尼； k_i, k_{i+1} 均为对应刚度。

将式(12)改写成矩阵形式,并结合式(11)扩展至整个系统,可得:

$$J \ddot{\Theta}(t) + D \dot{\Theta}(t) + K \Theta(t) = T \quad (13)$$

式中： Θ 为 t 时刻下各构件的角位移。

若已知风轮转矩、发电机负载和构件动态响应,则求解式(13)可转化为辨识误差 $E(t)_j$ 的最小二乘问题。

$$\begin{cases} E(t)_j \triangleq \hat{J} \ddot{\Theta}(t) + \hat{D} \dot{\Theta}(t) + \hat{K} \Theta(t) - T(t) \\ \min \{ \| E \|^2 \} = [\hat{J}, \hat{D}, \hat{K}] \\ J, D, K \geq 0 \end{cases} \quad (14)$$

式中:上标“ $\hat{\cdot}$ ”表示待辨识的参数; J 为对角矩阵且满秩; D, K 均为对称矩阵,但通常为非满秩。

为了避免因 D 和 K 非满秩造成的辨识过程收敛困难,基于单个构件的惯性力矩平衡方程[式(12)]重新构造式(14)中最小二乘问题。

$$E(t)_j = I_i \alpha_i(t) + \dots + \alpha_{i-1} J_i \alpha_i(t) + \dots + \alpha_{1,16} J_{16} \alpha_{16}(t) - \tau^{\text{Rot}}(t) - \alpha_{1,16} \tau^{\text{Gen}}(t) \quad (15)$$

式中： $\tau^{\text{Rot}}, \tau^{\text{Gen}}$ 分别为风轮转矩和发电机负载； $\alpha_{1,i}$ 为构件转动方向,当逆时针旋转时, $\alpha_{1,i}=1$,当顺时针旋转时, $\alpha_{1,i}=-1$ ； α_i 为构件 i 的角加速度。

$$\alpha = \begin{pmatrix} 1, 1, (1-\vartheta_1), \dots, (1-\vartheta_1), i_{g1}, \\ i_{g1}, i_{g1}(1-\vartheta_2), \dots, i_{g1}(1-\vartheta_2), i_{g1} i_{g2}, \\ i_{g1} i_{g2}, i_{g1} i_{g2} i_{g3}, i_{g1} i_{g2} i_{g3} \end{pmatrix} \alpha_R \quad (16)$$

式中： α_R 为风轮角加速度； $\vartheta_i (i=1, 2)$ 为第 i 级内齿圈与行星轮齿数之比； $i_{g_i} (i=1, 2, 3)$ 为传动系统第 i 级传动比。

2.2 齿轮啮合刚度估计

采用傅里叶级数对齿轮时变啮合刚度进行拟合^[15]。

$$\begin{cases} k_{\text{sp}} = \bar{k}_{\text{sp}} + \sum_{j=1}^n k_{\text{sp}}^j \sin(\theta_{z_r} + \gamma_{\text{sp}} + \varphi_{\text{sp}}) \\ k_{\text{rp}} = \bar{k}_{\text{rp}} + \sum_{j=1}^n k_{\text{rp}}^j \sin(\theta_{z_r} + \gamma_{\text{rp}} + \gamma_{\text{sr}} + \varphi_{\text{rp}}) \\ k_{\text{wp}} = \bar{k}_{\text{wp}} + \sum_{j=1}^n k_{\text{wp}}^j \sin(\theta_{z_w} + \gamma_{\text{wp}} + \varphi_{\text{wp}}) \end{cases} \quad (17)$$

式中： $\bar{k}_{\text{sp}}, \bar{k}_{\text{rp}}$ 和 $k_{\text{sp}}^j, k_{\text{rp}}^j$ 分别为行星级齿轮平均啮合刚度及其第 j 阶谐波幅值； $\bar{k}_{\text{wp}}, k_{\text{wp}}^j$ 分别为大齿轮-小齿轮平均啮合刚度及其第 j 阶谐波幅值； z_r, z_w 均为齿数； $\gamma_{\text{sp}}, \gamma_{\text{rp}}$ 和 $\varphi_{\text{sp}}, \varphi_{\text{rp}}$ 分别为齿轮啮合刚度初始相位角及其第 j 阶谐波的初始相位角； $\gamma_{\text{wp}}, \varphi_{\text{wp}}$ 分别为第三级啮合刚度初始相位角及其第 j 阶谐波初始相位角； γ_{sr} 为行星轮系内、外啮合相位差。

忽略阻尼影响,基于式(1), (16), (17), 构造齿轮啮合刚度误差 $E(t)_x$ 和 $E(t)_p$ 的最小二乘问题。

$$\begin{cases} E(t)_x = I_p \alpha_p(t) - k_{\text{sp}}(t) \delta_{\text{sp}}(t) + k_{\text{rp}}(t) \delta_{\text{rp}}(t) \\ E(t)_p = I_s \alpha_p(t) + k_{\text{wp}}(t) \delta_{\text{wp}}(t) \\ \min \{ \| E_x \|^2, \| E_p \|^2 \} = [k_{\text{sp}}, k_{\text{rp}}, k_{\text{wp}}] \\ k \geq 0 \end{cases} \quad (18)$$

式中： $\alpha_p(t)$ 为齿轮角加速度； $\delta_{\text{sp}}(t), \delta_{\text{rp}}(t)$ 均为行星齿轮啮合变形量； $\delta_{\text{wp}}(t)$ 为大小齿轮啮合变形量。

3 风电齿轮传动疲劳损伤预测模型

齿轮疲劳损伤主要受载荷谱和齿轮材料 $S-N$ 曲线影响。利用循环计数法对齿轮动态啮合力进行分块处理^[16][式(19)], 根据 ISO 6336-6 计算齿轮接触与弯曲应力[式(20), (21)], 最后编制应力载荷谱^[17]。

$$n_i = \sum_{j=1}^{T_i} k \frac{t_{ij}}{2\pi} \quad (19)$$

$$\delta_H = Z_H Z_E Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{b d_1} \frac{i_{gear} + 1}{i_{gear}} K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}} \quad (20)$$

$$\delta_F = \left(\frac{F_t}{b m_n} F_F F_S F_\beta F_B F_{DT} \right) K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha} \quad (21)$$

式中: k 为行星轮数量; n_i 为啮合力块循环次数; T_i, t_i 分别为啮合力块 i 总时间段数、第 j 个时间段; w_j 为啮合力块 t_i 在时间段 j 内的齿轮平均转速。

根据 ISO 6336 标准, 本文采用双斜率的 S-N 曲线建立齿轮应力与疲劳失效总循环次数关系, 采用 Palmgren-Miner 法则判断齿轮是否发生疲劳失效^[8]。基于齿轮材料 S-N 曲线计算齿轮在应力水平 σ_i 下发生疲劳失效的总循环次数为 N_i 。若在实际运行过程中, 该应力水平作用于齿轮 n_i 次, 则齿轮在该应力水平下的疲劳损伤为 n_i/N_i , 累加所有应力水平下的疲劳损伤, 直至达到疲劳失效临界值。

图 2 为风电齿轮传动系统齿轮疲劳损伤计算流程。

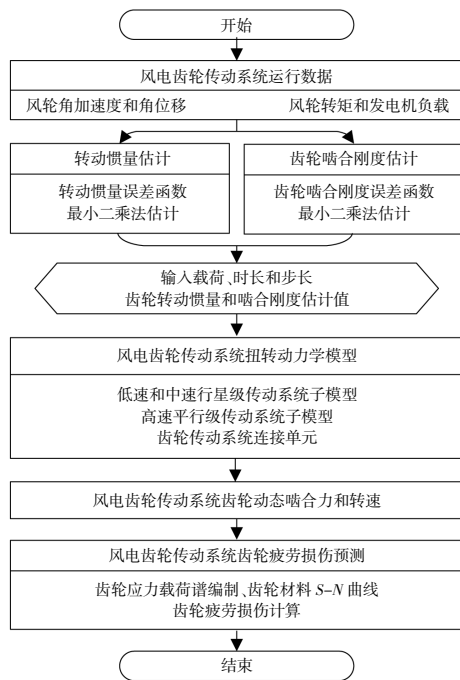


图 2 风电齿轮传动系统齿轮疲劳损伤计算流程

Fig.2 The fatigue damage calculation process of wind turbine gear transmission system

首先,通过对风轮角加速度、角位移和转矩、

发电机负载运行数据进行实时采样;然后,基于式(18)~(22)对各级齿轮转动惯量和啮合刚度进行辨识,实时更新风电齿轮传动系统动力学模型参数[式(15)],并计算齿轮动态啮合力;最后,根据式(23)~(25)计算齿轮疲劳损伤。

4 结果讨论与分析

4.1 监测信号提取与齿轮磨损模拟

4.1.1 监测信号提取

由于缺少齿轮箱运行实测数据, 本文建立了某兆瓦级风电齿轮传动系统 SIMPACK 模型, 将 SIMPACK 模型作为虚拟样机, 并提取风轮与发电机端时序数据, 开展动力学参数辨识与齿轮传动系统疲劳损伤预估。首先, 采用风电机组整机模型计算湍流风速下的时序气动转矩; 然后, 将其施加到风电齿轮传动系统 SIMPACK 模型; 最后, 计算得到风轮角位移、角加速度、转矩以及发电机负载、转速等信息进行参数辨识与疲劳损伤预测。

4.1.2 齿轮磨损模拟

在齿轮传动系统中, 轮齿交替啮合会引起齿面磨损, 导致齿廓偏离设计值, 改变齿轮啮合刚度, 加剧系统振动。为了验证本文方法对含有齿轮磨损的系统动态响应和齿轮疲劳损伤预估的有效性, 在 SIMPACK 虚拟样机中分别设置第一级太阳轮或第三级小齿轮齿顶磨损, 其中假定所有轮齿均出现齿顶磨损且沿齿宽方向磨损量相同。为了突出理想齿面和磨损齿面的差异性, 设置磨损量为 $1\ 000\ \mu\text{m}$ 。

4.2 转动惯量和啮合刚度辨识

表 2 为构件转动惯量辨识效果。当不考虑齿顶磨损时, 16 个构件转动惯量平均辨识误差为 1.04%, 其中辨识误差最大的是第二级太阳轮, 为 1.35%; 当考虑齿顶磨损时, 16 个构件转动惯量最大平均辨识误差为 0.98%, 其中辨识误差最大的是高速级小齿轮, 为 1.06%。由表 2 可知, 本文方法可有效识别构件转动惯量, 且适用于含齿轮磨损的情况。

表 2 齿轮转动惯量辨识

Table 2 Rotational inertia identification of gear

编号	SIMPACK 目标值 kg·m ²	不考虑齿轮磨损		第一级太阳轮磨损		第三级小齿轮磨损	
		估计值/kg·m ²	误差/%	估计值/kg·m ²	误差/%	估计值/kg·m ²	误差/%
j_R	5.30×10^7	5.24×10^7	1.13	5.25×10^7	0.93	5.25×10^7	0.93
j_{c1}	6 984.22	6 901.81	1.18	6 912.28	1.03	6 916.47	0.97

续表 2

编号	SIMPACK 目标值 kg·m ²	不考虑齿轮磨损		第一级太阳轮磨损		第三级小齿轮磨损	
		估计值/kg·m ²	误差/%	估计值/kg·m ²	误差/%	估计值/kg·m ²	误差/%
j_{p1}	73.89	73.15	1.00	73.14	1.01	73.13	1.02
j_{s1}	159.84	158.48	0.85	158.31	0.96	158.32	0.95
j_{e2}	1 046.79	1 036.01	1.03	1 036.11	1.02	1 036.01	1.03
j_{p2}	81.56	80.88	0.83	80.75	0.99	80.79	0.95
j_{s2}	12.62	12.45	1.35	12.50	0.97	12.50	0.93
j_w	696.98	689.24	1.11	690.50	0.93	690.78	0.89
j_p	3.38	3.34	1.18	3.34	1.06	3.34	1.06
j_c	524.00	520.30	0.71	519.02	0.95	519.28	0.90

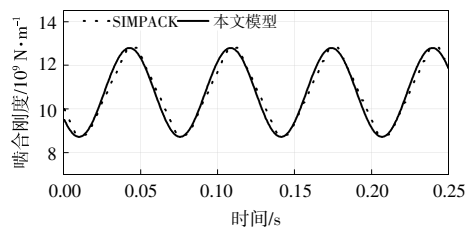
图 3, 4 分别为理想齿轮和齿顶磨损时齿轮啮合

刚度辨识效果, 表 3 为啮合刚度辨识结果和 SIMPACK 虚拟样机目标值的统计结果对比。

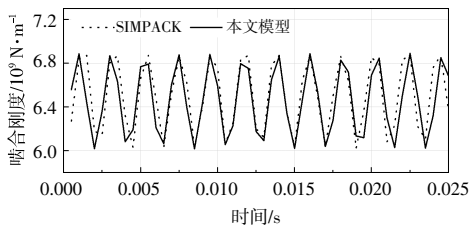
表 3 齿轮平均啮合刚度计算结果对比

Table 3 Comparison of gear average engagement stiffness calculation results

类别	齿轮副	SIMPACK 目标值	估计值	误差
		10 ⁹ N·m ⁻¹	10 ⁹ N·m ⁻¹	%
理想齿面	k_{sp}	10.71	10.71	0.03
	k_{wp}	6.49	6.45	0.61
齿面磨损	k_{sp}	10.20	9.88	3.13
	k_{wp}	5.86	5.78	1.30



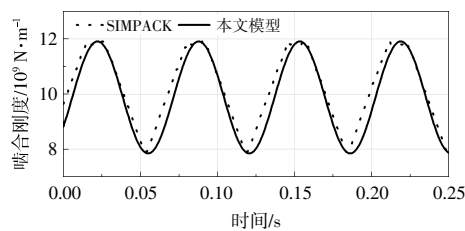
(a) 第一级太阳轮-行星轮



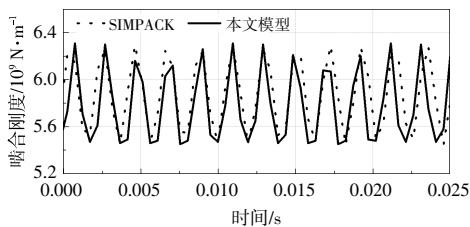
(b) 第三级大齿轮-小齿轮

图 3 理想设计参数下啮合刚度辨识效果

Fig.3 Identification effect of gear meshing stiffness under ideal design parameters



(a) 第一级太阳轮-行星轮



(b) 第三级大齿轮-小齿轮

图 4 齿顶磨损下啮合刚度辨识效果

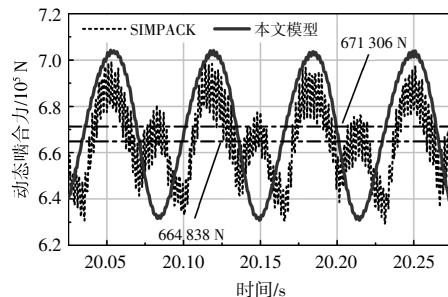
Fig.4 Identification effect of meshing stiffness under tooth tip wear

由表 3 可知, 通过辨识得到的齿轮啮合刚度峰-峰值、波动情况与 SIMPACK 虚拟样机目标值较为吻合, 其中最大误差出现在含齿顶磨损的太阳轮-行星轮啮合刚度, 为 3.13%。因此, 本文提出的动力学参数辨识方法可以有效识别齿轮啮合刚度, 且适用于含齿顶磨损的情况。

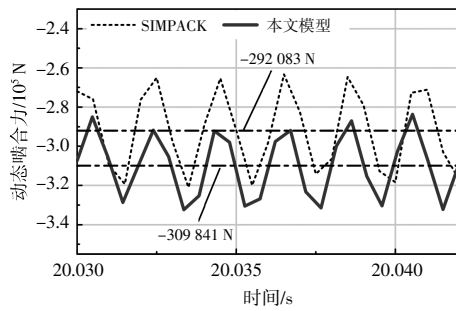
4.3 动态响应预估

图 5 为理想设计参数下各级齿轮动态啮合力变化曲线。

由图 5 可知: 本文模型得到的构件转速及齿轮动态啮合力峰-谷位置与目标值较为一致, 动态啮合力均值与目标值的误差分别为 0.96% 和 5.7%; 得到的动态啮合力曲线相对平滑, 主要原因是传动系统模型[式(15)]中仅考虑了构件扭



(a) 低速级太阳轮-行星轮动态啮合力



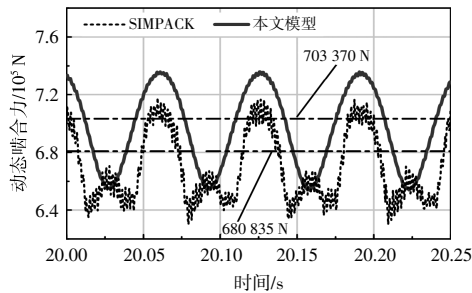
(b)中速级小啮轮-大啮轮动态啮合力

图5 理想设计参数下齿轮动态啮合力

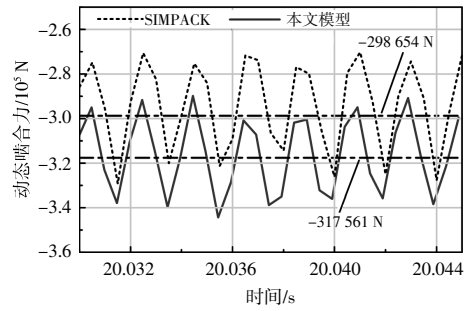
Fig.5 Gear dynamic engagement force under ideal design parameters

转,而本文模型考虑了更多的自由度。

当齿轮出现齿顶磨损时,各级齿轮动态啮合力如图6所示。



(a)低速级太阳轮-行星轮动态啮合力



(b)高速级小啮轮-大啮轮动态啮合力

图6 齿顶磨损下齿轮动态啮合力

Fig.6 Gear dynamic engagement force under tooth tip wear

由图6可知,本文模型对含有齿轮磨损的动态啮合力预测差异较小,太阳轮-行星轮、大齿轮-小齿轮动态啮合力均值相比于目标值的误差分别为3.31%和6.3%。

4.4 齿轮疲劳损伤预估

表4为理想齿轮和齿顶磨损下齿轮接触与弯曲疲劳损伤预测效果。

由表4可知:当齿轮为理想齿廓时,本文模型得到的第一级齿轮疲劳损伤与SIMPACK虚拟样机目标值的平均误差为16.77%;当齿面出现齿顶磨损时,本文模型得到的第一级齿轮疲劳损伤略高于SIMPACK虚拟样机目标值,平均误差为14.78%。

表4 齿轮疲劳损伤计算结果

Table 4 The calculation results of gear fatigue damage

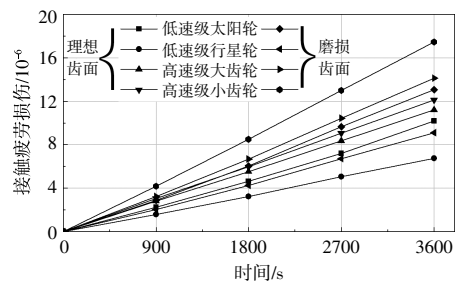
类别	损伤类型	理想齿面			齿面磨损		
		本文模型	SIMPACK	相对误差/%	本文模型	SIMPACK	相对误差/%
太阳轮	接触疲劳	2.263×10^{-7}	2.705×10^{-7}	16.33	2.905×10^{-7}	2.479×10^{-7}	14.68
	弯曲疲劳	0.732×10^{-7}	0.914×10^{-7}	19.82	1.009×10^{-7}	0.839×10^{-7}	16.81
行星轮	接触疲劳	1.500×10^{-7}	1.892×10^{-7}	20.70	2.020×10^{-7}	1.686×10^{-7}	16.55
	弯曲疲劳	1.322×10^{-7}	1.639×10^{-7}	19.31	1.828×10^{-7}	1.539×10^{-7}	15.80
大齿轮	接触疲劳	2.491×10^{-7}	2.155×10^{-7}	15.59	3.140×10^{-7}	2.749×10^{-7}	12.43
	弯曲疲劳	0.347×10^{-7}	0.313×10^{-7}	10.82	0.508×10^{-7}	0.451×10^{-7}	11.20
小齿轮	接触疲劳	2.697×10^{-7}	2.398×10^{-7}	12.47	3.883×10^{-7}	3.385×10^{-7}	12.81
	弯曲疲劳	0.307×10^{-7}	0.273×10^{-7}	12.18	1.413×10^{-7}	1.204×10^{-7}	14.78

预测差异的主要原因在于,相较于SIMPACK虚拟样机,本文模型的齿轮动态啮合力曲线较为平滑,进而造成了齿轮载荷谱和疲劳损伤的差异。

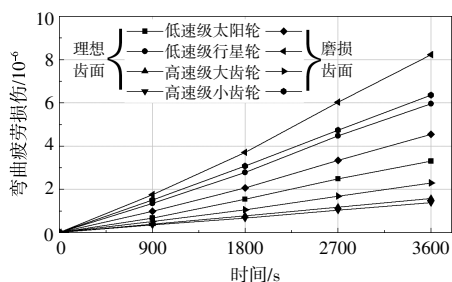
图7为不同齿面服役状态下的各级齿轮疲劳损伤预测。

由图7可知:当考虑齿顶磨损影响后,齿轮接触与弯曲疲劳损伤值增大大约30%;风电齿轮接触疲劳损伤明显大于弯曲疲劳损伤,并且第三级小齿轮接触疲劳损伤最高,主要原因在于小齿轮转

速高,单位时间内齿面接触应力循环次数最多;第



(a)齿顶磨损对齿轮接触疲劳损伤影响



(b)齿顶磨损对齿轮弯曲疲劳损伤影响

图7 齿顶磨损对齿轮传动系统疲劳损伤影响

Fig.7 Effect of tooth tip wear on fatigue damage of gear transmission system

一级行星轮弯曲疲劳损伤最大，主要原因在于第一级靠近齿轮箱输入端，承受载荷较大。

5 结论

本文提出了基于机理模型与运行状态的风电齿轮传动系统动力学参数辨识与疲劳损伤预估模型，分析了不同齿轮磨损状态下的风电齿轮传动系统动态响应与疲劳损伤预估效果，得到以下结论。

①基于机理模型与监测信号的风电齿轮传动系统动力学参数辨识方法，得到的齿轮转动惯量和啮合刚度估计值与目标值吻合较好。

②同一齿轮的接触疲劳损伤普遍大于弯曲疲劳损伤，且齿轮磨损会加剧动态啮合力波动，增大疲劳损伤，在不同齿轮磨损状态下系统动态响应和齿轮疲劳损伤的预估与目标值均吻合较好。

③风电齿轮传动系统疲劳损伤预估方法可与风电机组信号监测系统集成，可对齿轮传动系统疲劳损伤实时长期评估。

参考文献:

[1] Kock S, Jacobs G, Hirt A, et al. Robustness test for wind turbine gearbox bearings [J]. Journal of Physics: Conference Series, 2018, 1037(5): 052012.

[2] Bangalore P, Tjernberg L B. An artificial neural network approach for early fault detection of gearbox bearings [J]. IEEE Transactions on Smart Grid, 2015, 6(2): 980-987.

[3] Zhang S, Wei J, Xu Z, et al. Research on the influence of system parameters on the electromechanical dynamics of a large wind turbine drivetrain [J]. Energy Reports, 2021(7): 7835-7851.

[4] Zhu Y, Zhu C, Tan J, et al. Anomaly detection and condition monitoring of wind turbine gearbox based on

LSTM-FS and transfer learning [J]. Renewable Energy, 2022, 189: 90-103.

[5] Dong W, Xing Y, 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.

[6] Wang S, Moan T, Jiang Z. Influence of variability and uncertainty of wind and waves on fatigue damage of a floating wind turbine drivetrain [J]. Renewable Energy, 2022, 181: 870-897.

[7] Dong X H, Tian X, Yang Z L. Prediction of the fatigue life for large wind turbine gearbox [J]. Applied Mechanics and Materials, 2014, 472: 539-543.

[8] Liu H, Liu H, Zhu C, et al. Influence of load spectrum on contact fatigue damage of a case carburized wind turbine gear [J]. Engineering Failure Analysis, 2021, 119: 105005.

[9] Valikhani M, Jahangiri V, Ebrahimian H, et al. Inverse modeling of wind turbine drivetrain from numerical data using Bayesian inference [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2023, 171: 113007.

[10] Dewangan P, Parey A, Hammami A, et al. Dynamic response computation of a wind turbine gearbox under variable speed conditions and its experimental validation [J]. Journal of Vibration Engineering & Technologies, 2023, 11(8): 3779-3795.

[11] Tan J, Zhu C, Song C, et al. Study on the dynamic modeling and natural characteristics of wind turbine drivetrain considering electromagnetic stiffness [J]. Mechanism and Machine Theory, 2019, 134: 541-561.

[12] 王奇斌. 误差齿廓齿轮系统动力学特性研究及疲劳可靠性分析 [D]. 沈阳: 东北大学, 2015.

[13] ISO6336-2, Calculation of Load Capacity of Spur and Helical Gears-Part 2: Calculation of Surface Durability (2006) [S].

[14] Yu Z, Zhu C, Tan J, et al. Fully-coupled and decoupled analysis comparisons of dynamic characteristics of floating offshore wind turbine drivetrain [J]. Ocean Engineering, 2022, 247: 110639.

[15] 王燕, 刘建新, 李森. 计及齿轮时变啮合刚度的机车驱动系统振动稳定性 [J]. 振动与冲击, 2017, 36(16): 100-105.

[16] ISO6336-2, Calculation of Load Capacity of Spur and Helical Gears-Part 6: Calculation of Service Life Under Variable Load (2008) [S].

[17] ISO6336-2, Calculation of Load Capacity of Spur and

Helical Gears –Part 3:Calculation of Tooth Bending

[18] Miner M A.Cumulative damage in fatigue [J].Journal of Applied Mechanics,1945(9):159–164.

Fatigue damage prediction of wind turbine gear transmission system considering dynamic parameter identification

Li Hao, Lyu Wen, Tan Jianjun, Yang Shuyi

(State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400044, China)

Abstract: Through establishing the torsional dynamic model of wind turbine gear transmission system, a method of dynamic parameter identification and fatigue damage prediction of wind turbine gear transmission system based on mechanism model and operating state is proposed, and the dynamic response and fatigue damage prediction effect of wind turbine gear transmission system under different gear wear states are analyzed. The research results indicate that the identified gear rotational inertia and meshing stiffness are in good agreement with the target values; The contact fatigue damage of the same gear is generally greater than that of bending fatigue damage, and gear wear can exacerbate the fluctuation of dynamic meshing force and increase fatigue damage. Under different gear wear states, the estimated values of system dynamic response and gear fatigue damage are in good agreement with the target values.

Keywords: wind turbine; gear transmission; parameter identification; fatigue damage