

风机行星齿轮系统齿轮裂纹故障诊断

桂 勇^{1,2}, 韩勤锴¹, 李 峥¹, 褚福磊¹

(1. 清华大学摩擦学国家重点实验室 北京, 100084)

(2. 装甲兵工程学院机械工程系 北京, 100072)

摘要 针对风力发电机实际行星齿轮系统, 由于幅值及相位调制现象(各种制造误差不可避免等原因所导致)带来的故障诊断难题, 搭建了含各种制造误差的动力学模型。模型考虑了出现裂纹故障以后, 故障对时变啮合刚度以及传递误差的影响, 通过数值求解, 对比行星轮、太阳轮以及齿圈出现故障后与正常齿轮系统的包络谱结构特性, 总结了故障特征频率。在风力发电机齿轮箱实验台上进行裂纹故障试验验证, 结果表明所总结的故障特征频率可以作为风力发电机裂纹故障诊断及定位的依据。

关键词 风力发电机; 行星齿轮系统; 裂纹; 故障诊断
中图分类号 TH113

引 言

由于风场复杂多变、风机频繁低速起动等原因, 风机中的传动部件受冲击及交变载荷严重。齿轮箱中的行星齿轮系统, 由于其传动比大、承载高, 故成为故障多发区。裂纹是轮齿早期故障形式之一, 及时准确地发现并定位故障、排除事故隐患, 对降低风电场损失和提高其运行效率具有非常重要的意义。

不少学者开展了大量齿轮裂纹的故障诊断工作, 主要研究方向有基于故障机理和信号处理的故障诊断研究。Chaari 等^[1]通过数值方法, 计算了裂纹故障对齿轮啮合刚度的影响, 并将计算结果与有限元计算结果进行对比分析。Chen 等^[2]研究了不同裂纹长度及深度对齿轮啮合时变刚度的影响, 通过搭建定轴齿轮系统的动力学模型, 研究了裂纹对系统响应的影响。Wu 等^[3]研究了不同裂纹故障程度对齿轮时变啮合刚度的影响, 搭建了定轴齿轮系统动力学模型, 选择均方根, 峭度和 S_a 等统计参数作为指标, 研究了不同裂纹程度对统计参数的影响, 并总结了故障规律。Mohammed 等^[4]选择了 3 种不同程度的齿轮裂纹故障, 研究了不同的裂纹程度对刚度的影响, 通过动力学模型求取齿轮系统在不同故障程度下的动态响应, 随后求取振动信号的残差, 对比残差信号的均方根及峭度, 实现了对裂纹故

障程度的判断。张青峰等^[5]通过建立定轴齿轮系统非线性动力学模型, 研究了含静态传递误差以及偏心误差时系统裂纹故障的诊断方法。在行星齿轮系统方面, 许洪斌等^[6]研究了风力发电机行星齿轮系统的太阳轮和行星轮在疲劳载荷下的裂纹故障产生机理。Chaari 等^[7]通过建立行星齿轮系统的动力学模型, 分析了齿轮点蚀和裂纹对行星齿轮系统及其动态响应的影响。Liang 等^[8]对齿轮悬臂梁模型进行改进, 从能量的角度对行星齿轮系统的啮合刚度进行计算, 以此为基础建立了齿轮裂纹扩展模型。Cheng 等^[9]通过搭建基于故障的行星齿轮系统动力学模型, 选取不同的统计参数作为判断指标, 实现了对不同程度裂纹故障的判断, 并通过试验进行验证。

在基于信号处理的裂纹故障诊断研究方面, Brie 等^[10]对比了两种自适应解调技术与希尔伯特变换的优缺点, 采用自适应解调技术对裂纹故障进行判断, 通过实际的定轴齿轮箱对诊断方法进行了验证。Li 等^[11]通过静态传递误差推导出齿轮系统的时变啮合刚度, 通过实际的试验数据获取了正常及裂纹故障时齿轮系统的传递误差。还有学者开展了裂纹故障与其他故障的区分诊断研究。Sheng 等^[12]搭建了 26 自由度的定轴齿轮系统动力学模型, 通过仿真发现, 求取时间同步平均后振动信号的幅值及相位调制信息能很好地区分裂纹及剥落故障。Boulahbal 等^[13]通过离散小波变换及时间同步

平均的方法,获取齿轮系统振动信号的幅值和相位信息;通过正常和裂纹故障的对比,总结了故障特征;通过幅值和相位上的差异,区分了裂纹和剥落故障。Endo 等^[14]研究了裂纹及剥落故障对行星齿轮系统静态传递误差的影响,总结了两种不同故障对系统动态响应的影响规律,以此作为区分故障的基础,并通过试验对研究结果进行了验证。

如何对裂纹故障进行定位,寻找不同部件发生裂纹故障时的特征,对于行星齿轮系统是一项有意义的工作。笔者基于搭建含故障的行星齿轮系统动力学模型,通过包络谱结构分析,总结不同部件(太阳轮、行星轮和齿圈)发生裂纹故障时的故障特征频率,并通过故障特征频率对故障进行判定和定位。

1 系统动力学方程

搭建了如图 1 所示的行星齿轮系统动力学模型,系统部件包括:太阳轮(s),框架(c),齿圈(r)以及行星轮(p),轴承的支撑及齿轮啮合均视为线性弹簧,每个部件考虑 3 个方向的振动:即横向(x)、纵向(y)及扭转(u)。变量参考坐标系随框架转动,旋转方向取逆时针方向为正^[15]。

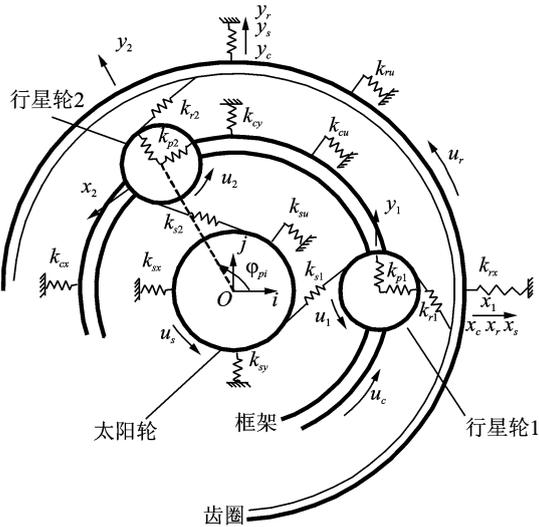


图 1 行星系统动力学模型

Fig. 1 The dynamic model of the planet gear system

由于风力发电机的转速低,陀螺效应及离心力在模型中均不考虑,所以系统动力学方程表示为

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{q}} + [\mathbf{K}_b + \mathbf{K}_e(t)]\mathbf{q} = \mathbf{T}(t) + \mathbf{F}_e(t) \quad (1)$$

其中: \mathbf{M} 为质量矩阵; \mathbf{C} 为系统阻尼矩阵; \mathbf{K}_b 为支撑刚度矩阵; $\mathbf{K}_e(t)$ 为啮合刚度矩阵。

上述矩阵的表达式详见文献^[15]。

\mathbf{q} 为位移向量,可以表示为

$$\mathbf{q} = \{x_c, y_c, u_c, x_r, y_r, u_r, x_s, y_s, u_s, x_1, y_1, u_1, \dots, x_N, y_N, u_N\} \quad (2)$$

$\mathbf{F}_e(t)$ 为由于误差导致的激励力,可表示为

$$\mathbf{F}_e(t) = [0, \mathbf{F}_c, \mathbf{F}_s, \mathbf{F}_1, \mathbf{F}_2, \dots, \mathbf{F}_n] \quad (3)$$

其中

$$\mathbf{F}_c = \left[\sum_{i=1}^N k_{ri}(t)e_{ri}(t)\sin(\varphi_{rp_i}), - \sum_{i=1}^N k_{ri}(t)e_{ri}(t)\cos(\varphi_{rp_i}), - \sum_{i=1}^N k_{ri}(t)e_{ri}(t) \right]^T$$

$$\mathbf{F}_s = \left[\sum_{i=1}^N k_{si}(t)e_{si}(t)\sin(\varphi_{sp_i}), - \sum_{i=1}^N k_{si}(t)e_{si}(t)\cos(\varphi_{sp_i}), - \sum_{i=1}^N k_{si}(t)e_{si}(t) \right]^T$$

$$\mathbf{F}_n = \begin{cases} \sum_{i=1}^N -k_{ri}(t)e_{ri}(t)\sin(\alpha_r) + k_{si}(t)e_{si}(t)\sin(\alpha_s) \\ \sum_{i=1}^N k_{ri}(t)e_{ri}(t)\sin(\alpha_r) - k_{si}(t)e_{si}(t)\cos(\alpha_s) \\ \sum_{i=1}^N k_{ri}(t)e_{ri}(t) - k_{si}(t)e_{si}(t) \end{cases},$$

$n=1, 2, \dots, N$; N 为行星轮的个数; $k_{ji}(t)$ ($j=s, r$) 为部件 j 与第 i 个行星轮之间的啮合刚度; α_j 为部件 j 的压力角; $\varphi_{sp_i} = \varphi_{pi} - \alpha_s$; $\varphi_{rp_i} = \varphi_{pi} + \alpha_r$ 。

φ_{pi} 为行星轮在坐标系中的相对位置角,如图 2 所示。

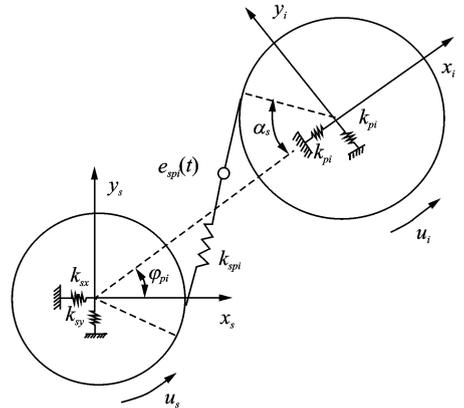


图 2 太阳轮-行星轮啮合

Fig. 2 A sun gear-planet mesh

$e_{ji}(t)$ 为部件 j 与第 i 个行星轮之间的误差

$$\begin{cases} e_{si}(t) = E_{p_i,s}(t) - E_{sp_i}(t) + e_{sp_i}(t) \\ e_{ri}(t) = E_{rp_i}(t) - E_{p_i,r}(t) + e_{rp_i}(t) \end{cases} \quad (4a)$$

其中: $E_{jp_i}(t)$ 和 $E_{p_i,j}(t)$ ($j=s, r$) 为与部件转频相关的误差。

Inalpolat 等^[16]提出采用统一的公式对偏心误

差、跳动误差和齿形误差等误差进行计算。

$$\begin{cases} E_{j p_i}(t) = E_j \sin\left[\frac{f_{\text{mesh}}}{z_j} t + \epsilon_j - \psi_{ji}\right] \\ E_{p_i j}(t) = E_{p_i} \sin\left[\frac{f_{\text{mesh}}}{z_p} t + \epsilon_{p_i} \pm \alpha_j\right] \end{cases} \quad (4b)$$

其中: E_j 和 E_{p_i} 为部件 j 以及第 i 个行星轮之间的误差幅值; f_{mesh} 为啮合频率; z_j 和 z_p 为部件 j 以及第 i 个行星轮的齿数; ϵ_j 和 ϵ_{p_i} 为相位角; ψ_{ji} 为相对位置角; α_j 为部件 j 的压力角, 当部件为齿圈时其符号为正, 当部件为太阳轮时其符号为负。

式(4a)中, e_{sp_i} 和 e_{rp_i} 为齿轮传递误差, Inalpolat^[14]认为传递误差会被 $E_{j p_i}(t)$ 和 $E_{p_i j}(t)$ 干扰, 产生幅值和相位调制, 调制后的传递误差表达式为

$$\begin{cases} e_{sp_i}(t) = A_{sp_i} e_{sp_i} \sin[B_{sp_i}(t) f_{\text{mesh}} t + z_s \varphi_{p_i} + \varphi_{sp}] \\ e_{rp_i}(t) = A_{rp_i} e_{rp_i} \sin[B_{rp_i}(t) f_{\text{mesh}} t + z_r \varphi_{p_i} + \gamma_s + \varphi_{rp}] \end{cases} \quad (4c)$$

其中

$$\begin{cases} A_{sp_i}(t) = 1 + \beta_s \sin\left[\frac{f_{\text{mesh}}}{z_s} t + \varphi_{\beta s i}\right] + \beta_{p_i} \sin\left[\frac{f_{\text{mesh}}}{z_p} t + \varphi_{\beta p i}\right] \\ B_{sp_i}(t) = 1 + \hat{\beta}_s \sin\left[\frac{f_{\text{mesh}}}{z_s} t + \hat{\varphi}_{\beta s i}\right] + \hat{\beta}_{p_i} \sin\left[\frac{f_{\text{mesh}}}{z_p} t + \hat{\varphi}_{\beta p i}\right] \end{cases} \quad (4d)$$

$$\begin{cases} A_{rp_i}(t) = 1 + \beta_r \sin\left[\frac{f_{\text{mesh}}}{z_r} t + \varphi_{\beta r i}\right] + \vartheta_{p_i} \sin\left[\frac{f_{\text{mesh}}}{z_p} t + \varphi_{\vartheta p i} + \pi\right] \\ B_{rp_i}(t) = 1 + \hat{\beta}_r \sin\left[\frac{f_{\text{mesh}}}{z_r} t + \hat{\varphi}_{\beta r i}\right] + \hat{\vartheta}_{p_i} \sin\left[\frac{f_{\text{mesh}}}{z_p} t + \hat{\varphi}_{\vartheta p i} + \pi\right] \end{cases} \quad (4e)$$

其中: $\beta_s, \beta_{p_i}, \beta_r, \vartheta_{p_i}$ 为幅值调制系数; $\varphi_{\beta s i}, \varphi_{\beta p i}, \varphi_{\beta r i}, \varphi_{\vartheta p i}$ 为幅值调制的相位角; $\hat{\beta}_s, \hat{\beta}_{p_i}, \hat{\beta}_r, \hat{\vartheta}_{p_i}$ 为相位调制系数; $\varphi_{\beta s i}, \varphi_{\beta p i}, \hat{\varphi}_{\beta s i}, \hat{\varphi}_{\beta p i}$ 为相位调制的相位角。

根据 Conry 等^[17]的研究, 受 $E_{sp_i}(t)$ 和 $E_{p_i s}(t)$ 的调制影响, 误差 $e_{sp_i}(t)$ 幅值的峰值一般会上升 4%~6%。

在行星齿轮系统中, 由于受到误差干扰, 振动信号调制现象严重, 所以实际行星齿轮系统振动信号的频谱非常复杂^[16]。为了准确地对行星齿轮系统的频谱进行分析, Inalpolat 等^[16]提出了行星齿轮系统振动加速度表达式

$$a(t) = \sum_{i=1}^N \omega_i(t) (\bar{C}_i k_{sp_i}(t) \delta_{sp_i}(t) + \bar{D}_i k_{rp_i}(t) \delta_{rp_i}(t)) \quad (5)$$

其中: \bar{C}_i 和 \bar{D}_i 为常数; $\delta_{sp_i}(t)$ 和 $\delta_{rp_i}(t)$ 为太阳轮-行星轮啮合以及齿圈-行星轮啮合分别沿啮合线方向的变形, 其表达式为

$$\begin{cases} \delta_{sp_i}(t) = y_s \cos \varphi_{sp_i} - x_s \sin \varphi_{sp_i} - x_i \sin \alpha_s + u_s + u_i - e_s(t) \\ \delta_{rp_i}(t) = y_r \cos \varphi_{rp_i} - x_r \sin \varphi_{rp_i} - x_i \sin \alpha_r + u_r - u_i + e_r(t) \end{cases} \quad (6)$$

在行星齿轮系统工作过程中, 由于行星轮的位置相对于传感器的位置不断变化, 所以各行星轮与太阳轮和齿圈的啮合对传感器的影响会随行星轮的位置不断变化。Inalpolat 等^[16]通过权重函数 $\omega_i(t)$ 对这一现象进行表示。当行星轮相对位置为 φ_{p_i} 时, $\omega_i(t)$ 为

$$\omega_i(t) = W\left(t - \frac{\varphi_{p_i}}{f_c}\right) U_i(t) \quad (7)$$

其中: $W(t)$ 为窗函数; $U_i(t)$ 为阶跃函数。

其表达式分别为

$$W(t) = \frac{1}{2} - \frac{1}{2} [\cos(2\pi N f_c t)] \quad (8)$$

$$U_i(t) = \sum_{n=1}^{\infty} \left\{ u\left[t - \left(\frac{(n-1)N + i - 1}{N}\right) T_c\right] - u\left[t - \left(\frac{(n-1)N + i}{N}\right) T_c\right] \right\} \quad (9)$$

其中: 当 $t > a$ 时, $u(t-a) = 1$; 当 $t < a$ 时, $u(t-a) = 0$; N 为行星轮的个数。

2 裂纹故障对系统影响分析

2.1 裂纹故障对刚度的影响

图 3 为裂纹示意图。图 3(a)中, α 及 D 分别为裂纹的角度及深度。出现裂纹故障以后, 齿轮啮合时的变形将会增大, 从而使刚度发生变化。在计算变形时一般将轮齿看作悬臂梁, 如图 3(b)所示。变形一般包括剪切变形、弯曲变形、轴向变形、基圆柔体变形以及赫兹接触变形。

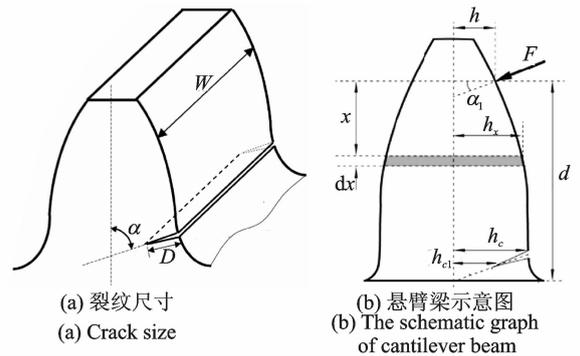


图 3 裂纹示意图

Fig. 3 The schematic graph of tooth crack

剪切、弯曲以及轴向变形对应的剪切、弯曲以及轴向压缩刚度的计算公式分别为

$$\frac{1}{K_b} = \int_0^d \frac{(x \cos(\alpha_1 - h \sin(\alpha_1)))^2}{EI_x} dx \quad (10)$$

$$\frac{1}{K_s} = \int_0^d \frac{1.2 \cos^2(\alpha_1)}{GA_x} dx \quad (11)$$

$$\frac{1}{K_a} = \int_0^d \frac{\sin^2(\alpha_1)}{EA_x} dx \quad (12)$$

其中: K_b, K_s, K_a 分别为剪切变形、弯曲变形以及轴向变形所产生的刚度; α_1, h 如图 3(b) 所示; E 为弹性模量; G 为剪切模量; I_x 及 A_x 的计算公式^[4] 如式 (13), (14) 所示。

$$I_x = \begin{cases} (1/12)(h_x + h_x)^3 dW & (h_x \leq h_c) \\ (1/12)(h_x + h_{c1})^3 dW & (h_x > h_c) \end{cases} \quad (13)$$

$$A_x = \begin{cases} (h_x + h_x) dW & (h_x \leq h_c) \\ (h_x + h_{c1}) dW & (h_x > h_c) \end{cases} \quad (14)$$

其中: h_c, h_x, h_{c1} 如图 3(b) 所示。

基圆柔体变形所产生的刚度 (K_f) 以及赫兹接触变形所产生的刚度 (K_h) 的计算公式可参考文献^[4]。

齿轮对啮合时所产生的总刚度计算公式为

$$K_t = \frac{1}{\frac{1}{K_{b1}} + \frac{1}{K_{s1}} + \frac{1}{K_{a1}} + \frac{1}{K_{f1}} + \frac{1}{K_h} + \frac{1}{K_{b2}} + \frac{1}{K_{s2}} + \frac{1}{K_{a2}} + \frac{1}{K_{f2}}} \quad (15)$$

图 4 为出现裂纹故障 ($\alpha = \pi/9, D = 3 \text{ mm}$) 与正常齿轮对啮合时刚度的对比图。可以看出, 当出现裂纹故障以后, 系统的时变啮合刚度将会降低。

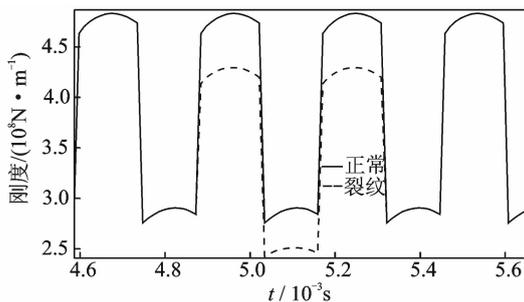


图 4 含裂纹与正常齿轮对啮合刚度的对比图

Fig. 4 The stiffness comparison between a pair of normal tooth and a pair of tooth with crack

2.2 裂纹故障对误差的影响

Endo 等^[14] 研究显示, 齿轮系统出现裂纹故障以后, 系统的传递误差会增大, 将传递误差的残差值作为评估裂纹对误差的影响指标。研究表明, 某型齿轮当裂纹长度分别为 1.18, 2.36 和 3.55 mm 时, 传递误差的残差最大值分别为 1.5, 4 和 7.5 μm 。可以看出, 裂纹故障对传递误差的影响非常大。

3 仿真分析

设定输入端(框架)的转速为 26.5 r/min (n_c),

输出端负载为 200 Nm。行星轮、太阳轮、齿圈的转速以及系统的啮合频率可通过下式进行计算。

$$f_c = \frac{n_c}{60} \quad (16)$$

$$f_s = \frac{z_s + z_r}{z_s} f_c \quad (17)$$

$$f_p = \frac{f_s z_s - f_c (z_s + z_p)}{z_p} \quad (18)$$

$$f_{\text{mesh}} = f_c z_r \quad (19)$$

通过计算可知: $f_c = 0.441 \text{ Hz}$; $f_s = 2.49 \text{ Hz}$; $f_p = 0.68 \text{ Hz}$; $f_{\text{mesh}} = 34.9 \text{ Hz}$ 。

3.1 啮合刚度变化对系统响应的影响

首先, 将误差设置为零, 只考虑出现裂纹故障后啮合刚度变化对系统响应的影响 ($\alpha = \pi/9, D = 3 \text{ mm}$)。如图 5(a~c) 所示, 分别为行星轮、太阳轮以及齿圈发生裂纹故障后, 齿圈纵向振动加速度信号的包络谱结构与正常齿轮系统的包络谱结构对比。可以看出, 仅考虑裂纹故障对系统啮合刚度的影响时, 包络谱结构的调制频率相对比较简单, 且不同部件出现裂纹故障所对应的调制频率不同。行星轮、太阳轮、齿圈裂纹故障所对应的调制频率分别为 $f_{pf} = N(f_c + f_p)$, $f_{sf} = N(f_s - f_c)$, $f_{rf} = Nf_c$, $N = 1, 2, \dots$ 。

3.2 啮合刚度及误差对系统响应的影响

设置齿轮的传递误差分别为 $e_{sp_i} = 0.6 \mu\text{m}$, $e_{rp_i} = 0.3 \mu\text{m}$; 各齿轮的跳动误差为 $E_{p_i} = 1 \mu\text{m}$, $E_s = E_r = 1.5 \mu\text{m}$ 。根据 Conry 等研究结果^[17], 调制参数分别设置为 $\beta_s = 0.033$, $\varphi_{\beta s i} = 2(i-1)\pi/3$, $\beta_{p_i} = 0.034$, $\varphi_{\beta p i} = 2(i-2)\pi/3$, $\vartheta_{p_i} = 0.033$, $\varphi_{\vartheta p i} = 2(i-2)\pi/3$, $\beta_r = 0.035$, $\varphi_{\beta r i} = 2(i-1)\pi/3$, 其他参数均设置为零。求解动力学方程得到 $\delta_{sp_i}(t)$ 和 $\delta_{rp_i}(t)$, 通过式(5)计算得到加速度并求取包络谱。

当行星轮出现裂纹故障以后 ($\alpha = \pi/9, D = 3 \text{ mm}$), 设定行星轮与太阳轮和齿圈之间的传递误差分别增加至 $e_{sp_1} = 6.6 \mu\text{m}$, $e_{rp_1} = 6 \mu\text{m}$ 。图 6(b) 为包络谱结构与正常齿轮系统的包络谱结构对比。同理, 当太阳轮出现裂纹故障以后, 设定 $e_{sp_i} = 6.6 \mu\text{m}$, 齿圈出现裂纹故障以后, 设定 $e_{rp_i} = 6 \mu\text{m}$, 包络谱结构对比分别如图 6(c) 和图 6(d) 所示。通过对比看出: 考虑误差以后, 正常齿轮系统的包络谱结构就变得非常复杂。出现裂纹故障以后, 某些特定频率的幅值会增加, 其中, 行星轮出现裂纹故障

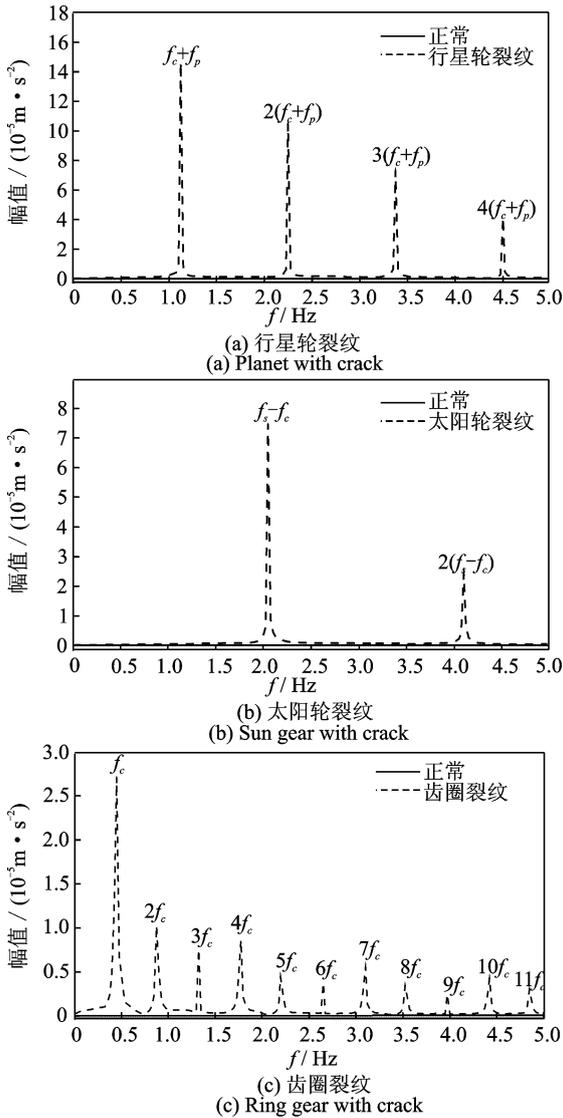


图 5 正常及故障齿轮系统的包络谱结构对比(无误差)
Fig. 5 The envelop spectrum comparison of the normal and fault gear system (without errors)

时,幅值变大的频率为 $nf_p \pm mf_c$,主要原因是刚度变化所产生的调制频率 $n(f_p + f_c)$ 与窗函数特征频率 mf_c 耦合,使得在频率 $n(f_p + f_c) \pm mf_c$ (可化简为 $nf_p \pm mf_c$)处幅值变大,上述频率可以总结为行星轮裂纹故障特征频率 $f_{pf} = nf_p \pm mf_c$ 。同理,太阳轮及齿圈出现裂纹故障以后,故障特征频率分别为 $f_{sf} = n(f_s - f_c) \pm mf_c = nf_s \pm mf_c$ 及 $f_{rf} = nf_c \pm mf_c = nf_c (n=1, 2, \dots)$ 。

4 试验验证

在如图 7 所示的风电试验台上开展了裂纹故障诊断试验。实验台由变频器、驱动电机、减速齿轮

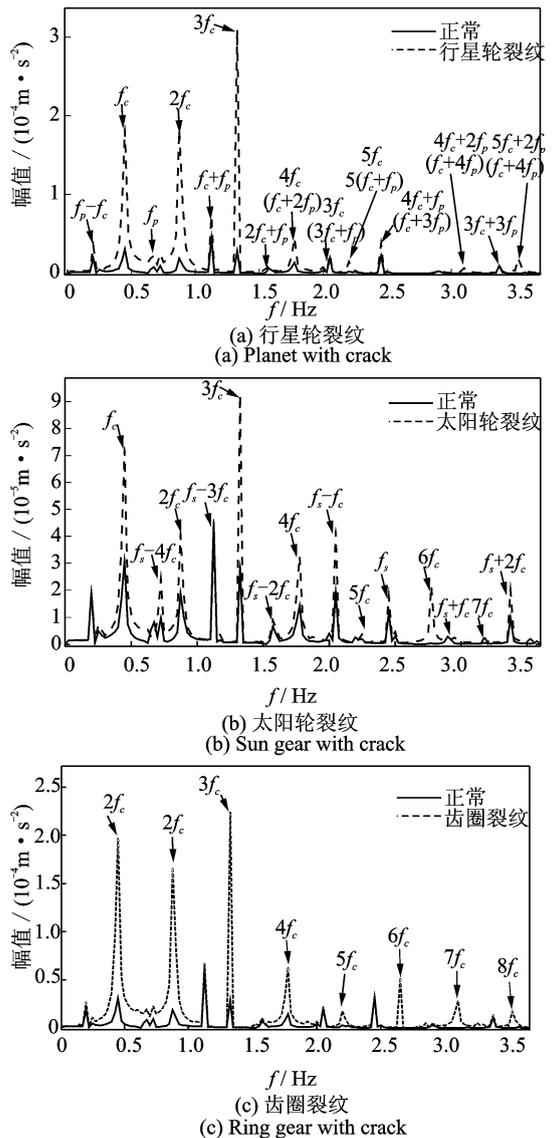


图 6 正常及故障齿轮系统的包络谱结构对比(含误差)
Fig. 6 The envelop spectrum comparison of the normal and fault gear system (with errors)

箱、增速齿轮箱、加载器和加载电机等组成。驱动电机转速由变频器控制并带动减速齿轮箱转动,转速降低后由增速齿轮箱模拟风力发电机的齿轮箱将速度增加,加载电机将油泵入加载器,为加载器提供液力加载,加载大小由阀门控制。增速齿轮箱为某实际风电齿轮箱按比例缩小后制造,由一级行星齿轮系统和两级平行齿轮系统组成,齿轮参数如表 1 所示。其中,行星轮个数为 3 个,平行级由两对定轴圆柱齿轮组成。

加速度传感器安装在增速端的行星级上,如图 8(a)所示。试验分别采集了行星轮正常和裂纹故障(图 8(b))两种状态时的振动加速度信号,并进行对比分析。

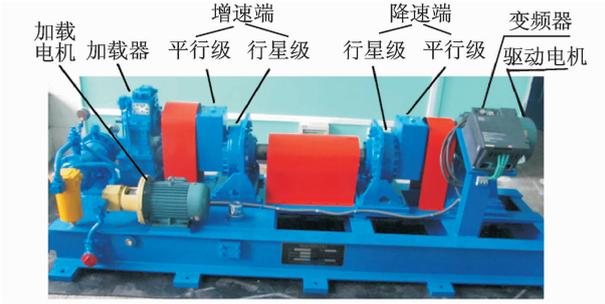


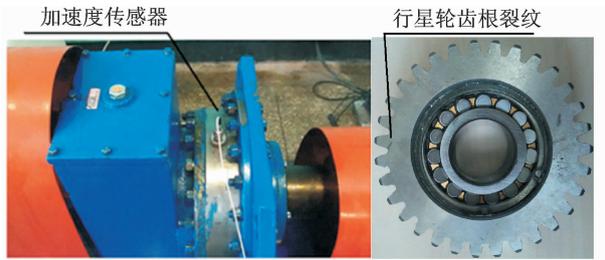
图7 实验台架

Fig. 7 The test bench

表1 参数表

Tab. 1 The table of parameters

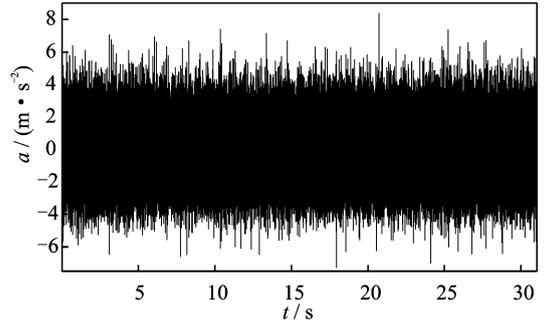
级次	齿轮	齿数
行星级	太阳轮	17
	行星轮	31
	齿圈	79
平行级 1	输入端	73
	输出端	21
平行级 2	输入端	66
	输出端	23



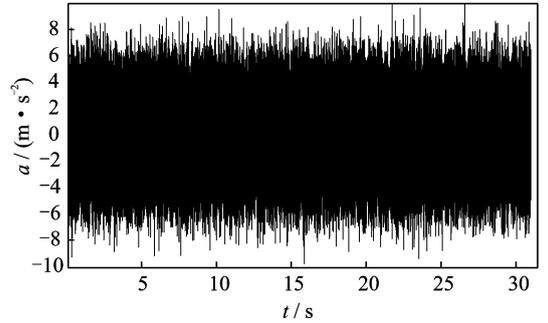
(a) 加速度传感器布置 (b) 行星轮齿根裂纹
(a) The position of the sensor (b) The planet gear with crack

图8 传感器布置及故障行星轮

Fig. 8 The sensor and the planet gear



(a) 正常
(a) Normal



(b) 含裂纹故障
(b) With crack

图9 加速度时域信号

Fig. 9 The acceleration signals of the system

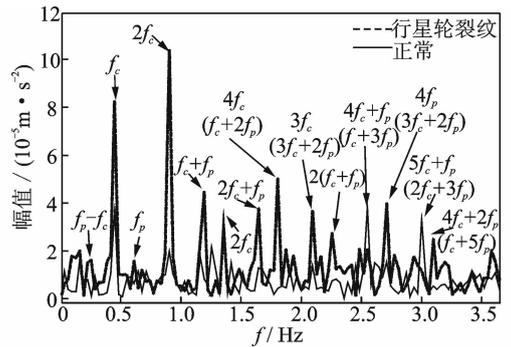


图10 正常及裂纹故障齿轮系统的包络谱结构对比图
Fig. 10 The envelop sideband of the system with/without crack

图9(a)及(b)分别为试验采集到的正常齿轮系统以及含行星轮裂纹故障齿轮系统的振动加速度信号。可以看出,出现裂纹故障以后,系统并没有出现明显的冲击信号,但振动加速度的幅值明显增大。

由于噪声干扰,信号耦合严重以及齿轮系统存在不同程度的误差等原因,行星系统振动信号的频谱较为复杂,所以对振动信号进行包络分析。如图10所示。从图中可以明显找到行星轮裂纹故障特征频率 $f_{pf} = n f_p \pm m f_c$ (n, m 为自然数)。

5 结束语

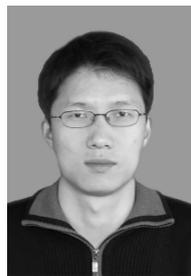
当行星齿轮系统考虑误差以后,系统动态响应的包络谱结构变得十分复杂。行星轮,太阳轮以及齿圈出现裂纹故障后的特征频率依次为 $f_{pf} = n f_p \pm m f_c, f_{sf} = n f_s \pm m f_c, f_{rf} = n f_c$ (m, n 为自然数)。

数)。由于各个部件的故障特征频率不相同,所以上述故障特征频率可以作为故障定位的依据。

参 考 文 献

[1] Chaari F, Fakhfakh T, Haddar M. Analytical modeling of spur gear tooth crack and influence on gear mesh stiffness[J]. European Journal of Mechanics A/Solids, 2009, 28:461-468.
[2] 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 Analy-

- sis, 2011, 18: 2149-2164.
- [3] Wu S Y, Zuo M J, Parey A. Simulation of spur gear dynamics and estimation of fault growth[J]. Journal of Sound and Vibration, 2008, 317: 608-624.
- [4] Mohammed O D, Rantatalo M, Aidanpaa J O, et al. Vibration signal analysis for gear fault diagnosis with various crack progression scenarios [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2013, 41: 176-195.
- [5] 张青锋,唐力伟,郑海起,等. 轮齿疲劳裂纹非线性动力学模型的参数确定及仿真[J]. 振动、测试与诊断, 2011,31(1): 94-97.
Zhang Qingfeng, Tang Liwei, Zheng Haiqi, et al. Parameters determination and simulation analysis of non-linear dynamic model of gear tooth fatigue crack[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2011, 31 (1): 94-97. (in Chinese)
- [6] 许洪斌,冯宁宁,杨长辉,等. 随机风载下齿轮副接触疲劳裂纹萌生寿命研究[J]. 机械设计与制造, 2014, 6: 119-122.
Xu Hongbing, Feng Ningning, Yang Changhui, et al. Study of contact fatigue crack initiation life of gear pair under random loading[J]. Machinery Design & Manufacture, 2014, 6: 119-122. (in Chinese)
- [7] Chaari F, Fakhfakh T, Haddar M. Dynamic analysis of a planetary gear failure caused by tooth pitting and cracking[J]. Journal of Failure Analysis and Prevention, 2006, 6(2): 73-78.
- [8] Liang X H, Zuo M J, Pandey M. Analytically evaluating the influence of crack on the mesh stiffness of a planetary gear set[J]. Mechanism and Machine Theory, 2014, 76: 20-38.
- [9] Cheng Z, Hu N Q, Zuo M J, et al. Crack level estimation approach for planetary gear sets based on simulation signal and GRA[J]. Journal of Sound & Vibration, 2012, 331(26):5853-5863.
- [10] Brie D, Tomczak M, Oehlmann H, et al. Gear crack detection by adaptive amplitude and phase demodulation [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 1997, 11(1): 149-167.
- [11] Li C J, Lee H, Choi S H. Estimating size of gear tooth root crack using embedded modeling[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2002, 16(5): 841-852.
- [12] Sheng X J, Howard I. Comparison of localised spalling and crack damage from dynamic modelling of spur gear vibrations [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2006, 20: 332-349.
- [13] Boulahbal D, Golnaraghi M, Golnaraghi F, et al. Amplitude and phase wavelet maps for the detection of cracks in geared systems[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 1999, 13(3): 423-436.
- [14] Endo H, Randall R B, Gosselin C. Differential diagnosis of spall vs cracks in the gear tooth fillet region; experimental validation[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2009, 23: 636-651.
- [15] Gui Y, Han Q K, Li Z, et al. Detection and localization of tooth breakage fault on wind turbine planetary gear system considering gear manufacturing errors[J]. Shock and Vibration, 2014(1):1-3.
- [16] Inalpolat M, Kahraman A. A dynamic model to predict modulation sidebands of a planetary gear set having manufacturing errors[J]. Journal of Sound and Vibration, 2010, 329: 371-393.
- [17] Conry T F, Seireg A. A mathematical programming technique for the evaluation of load distribution and optimal modifications for gear systems [J]. Journal of Engineering for Industry, 1973, 95: 1115-1122.



第一作者简介:桂勇,男,1981年4月生,讲师。主要研究方向为旋转机械故障诊断。曾发表《Detection and localization of tooth breakage fault on wind turbine planetary gear system considering gear manufacturing errors》(《Shock and Vibration》2014, No. 1)等论文。

E-mail: gy8144@163.com

