

文章编号:1000-582X(2007)12-0001-06

基于动力学的风力发电齿轮传动系统可靠性评估

秦大同¹, 邢子坤¹, 王建宏¹, 刘建国²

(1. 重庆大学机械传动国家重点实验室, 重庆 400030; 2. 南京高速齿轮制造有限公司, 江苏 南京 210000)

摘要:建立了1.5 MW风力发电齿轮传动系统非线性动力学微分方程,分析了由时变啮合刚度与综合误差引起的内部激励和由风速变化引起的外部激励,给出了使用系数、动载系数和轴承载荷系数的表达式,在此基础上,研究了齿轮传动系统的可靠性评估问题,对齿轮、滚动轴承和传动系统分别进行可靠性评估,最后给出了实例计算结果。

关键词:齿轮传动;风力发电机;动载荷;可靠性
中图分类号:TH132

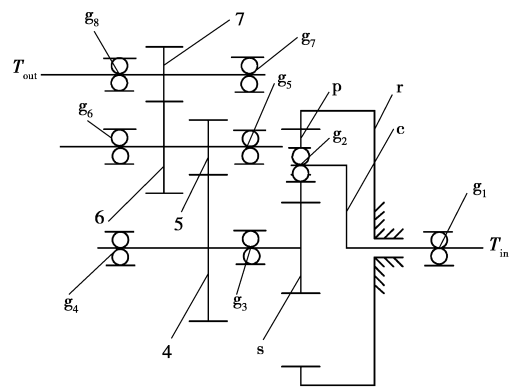
文献标志码:A

随着能源和环境问题日趋严峻,风力发电在世界范围内得到快速发展,风力发电机作为风力发电系统的核心关键设备,其国产化设计制造问题成为风力发电的瓶颈。在风力发电机中,齿轮传动增速箱是一个关键部件,由于其特殊的变载荷使用工况和高空架设等使用环境,要求具有寿命长(15~20 a)、可靠性高、重量轻、易维护且成本低。而在实际使用中,风力发电机的故障50%左右发生在齿轮传动系统。长期以来,人们在齿轮传动系统可靠性设计与评估中,对滚动轴承载荷系数、齿轮使用系数和动载系数的选用都是按照查表获得,如朱文予编著的《机械概率设计与模糊设计》^[1]和吴波等编著的《机械零件与系统可靠性模型》^[2],这对于变载荷条件下的齿轮传动系统的可靠性设计与评估,缺乏科学依据和针对性。

笔者在对齿轮传动系统进行变载荷条件下动力学分析的基础上求得滚动轴承载荷系数、齿轮使用系数和动载系数并对齿轮传动系统可靠性进行了评估,较为准确全面地评价了风力发电机齿轮传动系统的可靠性,为风力发电机齿轮传动系统的可靠性设计与评估提供了方法依据。

1 齿轮传动系统的非线性动力学方程

1.5 MW风力发电机齿轮传动系统结构简图如图1所示。



p. 行星轮;r. 内齿轮(固定);c. 行星架;s. 太阳轮;
4. 一级主动斜齿轮;5. 一级从动斜齿轮;
6. 二级主动斜齿轮;7. 二级从动斜齿轮;
 T_{in} . 输入扭矩; T_{out} . 输出扭矩;
g_i. 滚动轴承代号,i代表轴承的编号,i=1,2,⋯,8

图1 风力发电齿轮传动系统结构简图

此系统采用一级NGW行星齿轮和两级斜齿轮传动,在建立动力学方程时,其各个自由度方向上的等效质量、等效刚度由齿轮和轴的质量、刚度决定,用弹簧和阻尼器模拟轴承各个方向的刚度和阻尼,齿轮啮合参数用弹簧和阻尼器进行模拟,应用达朗伯原理,得到系统的非线性动力学方程为

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = F, \quad (1)$$

收稿日期:2007-07-10

基金项目:国家自然科学基金资助项目(50675231);国家支撑计划资助项目(2006BAF01B07-01)

作者简介:秦大同(1956-),男,重庆大学教授,博士生导师,主要从事机械传动、车辆动力传动及其综合控制等方面的研究,
(Tel)023-65106506;(E-mail)dtqin@cqu.edu.cn.

式中 \mathbf{x} 为位移向量,它定义为

$$\mathbf{x} = \{ \theta_c, x_c, y_c, \theta_s, x_s, y_s, \theta_{p_1}, \xi_{p_1}, \eta_{p_1}, \theta_{p_2}, \xi_{p_2}, \eta_{p_2}, \theta_{p_3}, \xi_{p_3}, \eta_{p_3}, \theta_4, x_4, y_4, z_4, \theta_5, x_5, y_5, z_5, \theta_6, x_6, y_6, z_6, \theta_7, x_7, y_7, z_7 \}, \quad (2)$$

其中: θ 为齿轮扭转位移; ξ_{p_i}, η_{p_i} ($i = 1, 2, 3$) 为第 i 个行星轮径向位移; x, y 为其余齿轮径向位移; z 为齿轮轴向位移; 下标表示图 1 中相应的传动零部件。

\mathbf{M} 为系统的质量矩阵,

$$\mathbf{M} = \text{diag}(I_c, m_c, m_c, I_s, m_s, m_s, I_{p_1}, m_{p_1}, m_{p_1}, I_{p_2}, m_{p_2}, m_{p_2}, I_{p_3}, m_{p_3}, m_{p_3}, I_4, m_4, m_4, m_4, I_5, m_5, m_5, m_5, I_6, m_6, m_6, m_6, I_7, m_7, m_7, m_7), \quad (3)$$

其中: I 为转动惯量; m 为质量。

\mathbf{F} 为外载荷向量,

$$\mathbf{F} = [T_{in}, \underbrace{0, 0, \dots, 0}_{\text{共26个}}, -T_{out}, 0, 0, 0]^T, \quad (4)$$

其中 C, K 分别为系统的阻尼和刚度矩阵,它们可以根据方程(1)展开式写出,这里限于篇幅就不列出;方程(1)中沿各齿轮副啮合线的相对位移为

$$u_{n45} = (r_{b4}\theta_4 - r_{b5}\theta_5) \cos\beta_{b45} + (z_4 - z_5) \sin\beta_{b45} + [(y_4 - y_5) \sin\alpha_{i45} - (x_4 - x_5) \cos\alpha_{i45}] \cos\beta_{b45} - e_{45}; \quad (5)$$

$$u_{n67} = (r_{b6}\theta_6 - r_{b7}\theta_7) \cos\beta_{b67} + (z_6 - z_7) \sin\beta_{b67} + [(y_6 - y_7) \sin\alpha_{i67} - (x_6 - x_7) \cos\alpha_{i67}] \cos\beta_{b67} - e_{67}; \quad (6)$$

$$u_{p_i s} = r_{bp_i}\theta_{p_i} - r_{bs}\theta_s + r_{bc} \cos\alpha_{p_i s} \theta_c + x_s \sin(\psi_i + \alpha_{p_i s}) - y_s \cos(\psi_i + \alpha_{p_i s}) - x_c \sin(\psi_i + \alpha_{p_i s}) + y_c \cos(\psi_i + \alpha_{p_i s}) + \eta_{p_i} \cos\alpha_{p_i s} - \xi_{p_i} \sin\alpha_{p_i s} - e_{p_i s}; \quad (7)$$

$$u_{p_i r} = r_{bp_i}\theta_{p_i} - r_{br} \cos\alpha_{p_i r} \theta_c + x_c \sin(\psi_i + \alpha_{p_i r}) - y_c \cos(\psi_i + \alpha_{p_i r}) + \xi_{p_i r} \sin\alpha_{p_i r} - \eta_{p_i r} \cos\alpha_{p_i r} - e_{p_i r}; \quad (8)$$

式中: u 为沿齿轮副啮合线的相对位移; 下标 $p_i s$ 为太阳轮与第 i 个行星轮齿轮副, $p_i r$ 为内齿轮与第 i 个行星轮齿轮副, n 为斜齿轮法向方向; 45 为斜齿轮 4 和斜齿轮 5 齿轮副, 67 为斜齿轮 6 和斜齿轮 7 齿轮副; 下标含义下同; α 为齿轮啮合角; α_i 为端面啮合角; e 为齿轮副相对综合误差; β_b 为基圆柱面上的螺旋角; r_{bc} 为行星架当量基圆; ψ_i 为第 i 个行星轮相对行星架位置角; r_{bi} ($i = p_1, p_2, p_3, s, 4, 5, 6, 7$) 为各齿轮基圆半径。

2 系统的激励分析

2.1 刚度激励

刚度激励就是齿轮啮合过程中啮合综合刚度的时变性引起的动态激励。计算齿轮时变啮合刚度时,通常先按 GB3480-1997 计算出啮合刚度的峰值和平均值,然后按啮合频率将轮齿啮合综合刚度简化成矩形波周期函数,再将其展开成傅里叶级数并略去高阶项后整理得^[3-4]

$$k(t) = k_m + \sum_{i=1}^3 k_{ai} \cos(i\omega t + \varphi), \quad (9)$$

式中: k_m 为平均啮合刚度; k_{ai} 为变刚度幅值系数; ω 为啮合频率, $\omega = \pi \cdot n \cdot z / 30$; n, z, φ 分别为转速、齿数及相位角。

2.2 误差激励

齿轮误差可以用实测误差为误差曲线,也可用以齿频为基频的傅里叶级数表示,或者在一般情况下用齿频的简谐函数表示,笔者根据齿轮设计的精度等级确定齿轮的偏差,采用简谐函数表示法进行误差模拟,因此齿轮误差和基节误差可用正弦函数表示为^[3-4]

$$e(t) = e_0 + e_r \sin(2\pi t / T_z + \varphi), \quad (10)$$

式中: e_0, e_r 为齿轮误差的常值和幅值; T_z 为齿轮的啮合周期, $T_z = 60 / nz$; n, z, φ 分别为转速、齿数及相位角。

2.3 阻尼

由于阻尼本身的复杂性,人们对其研究至今还很不充分。往往采用线性阻尼模型,假设系统阻尼的大小与振动速度的一次方成正比。关于线性阻尼有多种取法,这里采用比例阻尼来进行模拟计算^[4]:

$$C = aM + bK, \quad (11)$$

式中 a, b 为 Rayleigh 阻尼比例系数,这样,方程(1)可以采用正则坐标变换进行解耦。

2.4 外部激励

风速的变化是随机的,它与地形、地势、高度、季节性等密切相关,在实际工程应用中可以得到不同风场的风速数据,根据风速数据可以计算出变载荷引起的外部激励,这里给出假定风速按正弦变化时变载荷引起的外部激励表达式^[5]。外部激励由平均分量 T_m 和交变分量 ΔT 组成,则输入端为

$$T_{in} = T_{imm} + \Delta T_{in}, \quad (12)$$

式中: $T_{imm} = 1/2 \cdot \rho \pi R^3 C_T(\lambda) v_m^2$;

$$\Delta T_{in} = 1/2 \cdot \rho \pi R^3 C_T(\lambda) (v_a \sin(\omega t))^2;$$

ρ 为空气密度; R 为风轮半径; λ 为叶尖速比; $C_T(\lambda)$ 为叶尖速比为 λ 时的扭矩系数, $C_T(\lambda) = C_p(\lambda) / \lambda$, $C_p(\lambda)$ 为叶尖速比为 λ 时的风能利用系数; v_m 为平均

风速; $v_a = \varepsilon_v v_m$, ε_v 为风速改变系数; w 为风轮转动的激振频率。

输出端为

$$T_{\text{out}} = T_{\text{outm}} + \Delta T_{\text{out}}, \quad (13)$$

式中: $T_{\text{outm}} = 9549 \cdot P/n$; $\Delta T_{\text{out}} = T_a \sin(\omega t)$,

$T_a = \varepsilon_T T_{\text{outm}}$, ε_T 为扭矩改变系数。

3 载荷系数的计算

3.1 动载荷的计算

引入等效内部激励并略去微小量, 方程(1)可以改写为

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = \Delta K(t)e(t) + \Delta F(t), \quad (14)$$

式中: $\Delta K(t)$ 为变刚度部分; $\Delta F(t)$ 为外部激励的变动部分; 由内部激励 $\Delta K(t)e(t)$ 引起的动载荷为内部附加动载荷, 由外部激励 $\Delta F(t)$ 引起的动载荷为外部附加动载荷。

根据动力学理论, 方程(14)在正则坐标下的第 i 个坐标的响应 $\xi_i(t)$ 为^[6]

$$\xi_i(t) = e^{-\zeta_i \omega_{di} t} \left[\xi_i(0) \cos \omega_{di} t + \frac{\dot{\xi}_i(0) + \zeta_i \omega_{di} \xi_i(0)}{\omega_{di}} \sin \omega_{di} t \right] + \frac{1}{\omega_{di}} \int_0^t R_i(\tau) e^{-\zeta_i \omega_{di} (t-\tau)} \sin \omega_{di} (t-\tau) d\tau, \quad (15)$$

式中: ζ_i 为第 i 阶模态阻尼比; ω_i , ω_{di} 分别为无阻尼和有阻尼时第 i 阶固有频率且 $\omega_{di} = \omega_i \sqrt{1-\zeta_i^2}$; $R_i(t)$ 为正则坐标下的激振力; $R_i(t) = N^T \{F\} N$, N 为正则矩阵。

采用模态叠加法可以求出 t 时刻的响应

$$x(t) = \sum_{i=1}^n N_i \xi_i(t), \quad (16)$$

这样单对齿轮副动载荷的计算式为

$$F_i = \bar{K}_i u_i, \quad (17)$$

式中: F_i 为齿轮副的动载荷; \bar{K}_i 为齿轮副的平均啮合刚度; u_i 为齿轮副沿啮合线的相对位移。单个滚动轴承径向或轴向动载荷计算式为

$$F_{g_i} = K_{g_i} x_i, \quad (18)$$

式中: F_{g_i} 为滚动轴承径向或轴向动载荷; K_{g_i} 为滚动轴承径向或轴向刚度; x_i 为径向或轴向位移。

3.2 使用系数和动载系数的计算

各齿轮副使用系数 K_A 的计算式为

$$K_A = (F_\tau + F_{\text{ex}})/F_\tau \quad (19)$$

式中: F_τ 为各齿轮副传递的切向载荷; F_{ex} 为各齿轮副的外部附加动载荷, 其计算表达式见表1。

各齿轮副动载系数 K_V 的计算式为。

$$K_V = (F_\tau + F_{\text{in}})/F_\tau, \quad (20)$$

式中 F_{in} 为各齿轮副的内部附加动载荷, 其计算表达式

见表1。

表1 各齿轮副的外部 and 内部附加动载荷表达式

齿轮副	p ₁ s	p ₁ r	45	67
F_{ex}	$\bar{K}_{p_1s} u_{p_1s}$	$\bar{K}_{p_1r} u_{p_1r}$	$\bar{K}_{45} u_{n45}$	$\bar{K}_{67} u_{n67}$
F_{in}	$\bar{K}_{p_1s} u_{p_1s}$	$\bar{K}_{p_1r} u_{p_1r}$	$\bar{K}_{45} u_{n45}$	$\bar{K}_{67} u_{n67}$

说明: F_{ex} 行对应的 u 是由外部激励引起的沿啮合线的相对位移; F_{in} 行对应的 u 是由内部激励引起的沿啮合线的相对位移。

3.3 滚动轴承载荷系数的计算

由内部激励和外部激励引起的各滚动轴承载荷系数 f_p 的计算表达式为

$$f_p = (P + F_p)/P, \quad (21)$$

式中: P 为不考虑激励时的当量动载荷; F_p 为由激励引起的当量动载荷, 其表达式为

$$F_p = XF_{gr} + YF_{ga}, \quad (22)$$

式中: X 、 Y 分别为径向和轴向折算系数; F_{gr} 、 F_{ga} 分别为激励力产生的径向动载荷和轴向动载荷, 计算式参见式(18)。

3.4 系数对可靠性评估的意义

由式(19)、(20)、(21)计算得到使用系数 K_A 、动载系数 K_V 和滚动轴承载荷系数 f_p , 按这些系数进行风力发电齿轮传动系统的可靠性评估, 能较准确地评估变载荷条件下风力发电齿轮传动系统的可靠性, 使可靠性评估更接近实际工况, 并有科学依据和针对性。

4 齿轮传动系统的可靠性评估

4.1 齿轮接触疲劳强度可靠性评估模型

实验表明, 齿面接触应力和接触疲劳强度均近似服从对数正态分布^[1], 联结方程为

$$Z_{RH} = \ln \frac{\bar{\sigma}_{HG}}{\sigma_H} / (C_{\sigma_{HG}}^2 + C_{\sigma_H}^2)^{\frac{1}{2}}, \quad (23)$$

式中符号说明及具体计算参见文献[1]。

则可靠度

$$R_H = \Phi(Z_{RH}). \quad (24)$$

4.2 齿轮弯曲疲劳强度可靠性评估模型

实验表明, 齿根弯曲应力和弯曲疲劳强度均近似服从对数正态分布^[1], 联结方程为

$$Z_{RF} = \ln \frac{\bar{\sigma}_{FG}}{\sigma_F} / (C_{\sigma_{FG}}^2 + C_{\sigma_F}^2)^{\frac{1}{2}}, \quad (25)$$

式中符号说明及具体计算参见文献[1]。

则可靠度

$$R_F = \Phi(Z_{RF}). \quad (26)$$

4.3 滚动轴承的可靠性评估模型

滚动轴承的疲劳寿命服从威布尔分布, 其可靠性评估模型为^[2]

$$R = \exp[-0.10536(t/t_{90})^m], \quad (27)$$

式中: t 为轴承寿命; m 为形状参数; t_{90} 是滚动轴承可

靠度为 90% 时的额定寿命,

$$t_{90} = \frac{16\,670}{n} \left(\frac{C_r}{f_p P} \right)^\varepsilon \quad (\text{h}), \quad (28)$$

式中: C_r 为基本额定动载荷; n 为轴承工作转速; ε 为寿命指数; 载荷系数 f_p 用式 (21) 计算得到。

4.4 齿轮传动系统的可靠性评估模型

在风力发电齿轮传动系统中, 如果任意一个重要零件如齿轮、轴承失效, 则系统就失效, 因此, 考虑失效零件间的相关性则系统的可靠度为^[1]

$$R_s = 0.86 \prod_{i=1}^n R_i + 0.14, \quad (29)$$

式中 R_i 为为齿轮和轴承任一单元的可靠度。

表 2 算例的几何参数

行星级	太阳轮 Z_s	行星轮 Z_p	内齿轮 Z_r	模数 m	齿宽 b/mm	压力角 $\alpha/(\circ)$	中心距 a/mm
	27	44	117	13	370	22.5	472
中速级	主动轮齿数 Z_4	从动轮齿数 Z_5	法向模数 m_n	螺旋角 $\beta/(\circ)$	齿宽 b/mm	压力角 $\alpha/(\circ)$	中心距 a/mm
	104	23	10	10.5	300	22.5	650
高速级	主动轮齿数 Z_6	从动轮齿数 Z_7	法向模数 m_n	螺旋角 $\beta/(\circ)$	齿宽 b/mm	压力角 $\alpha/(\circ)$	中心距 a/mm
	98	25	6.5	12.5	170	20	414

5.1 使用系数和动载系数的计算结果

限于篇幅, 这里只列出行星轮与内齿轮 (图 2-5) 的使用系数和动载系数的变化曲线。

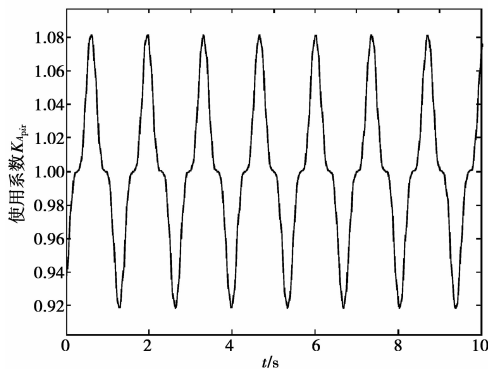


图 2 齿轮副 $p_{i,r}$ 无阻尼使用系数变化曲线

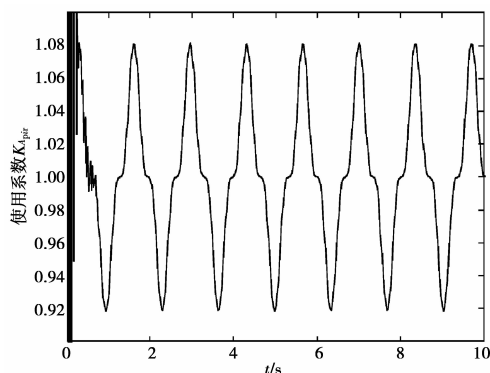


图 3 齿轮副 $p_{i,r}$ 有阻尼使用系数变化曲线

5 设计计算举例

已知风力发电机的设计风速为 13 m/s, 额定功率为 1.5 MW, 风叶直径为 70 m, 风叶转子设计转速 14.8 r/min, 风场的风密度 1.21 kg/m³, 叶尖速比 4.17, 风能利用系数 0.29, 使用寿命 15 ~ 20 a, 传动比 94.527, 精度等级 6, 内齿轮: 材料为 40CrMo、热处理为调质, 轴: 材料为 45、热处理为调质, 其余材料为 17CrNiMo6、热处理为渗碳淬火, 几何参数见表 2, 要求对齿轮传动系统可靠性进行评估。

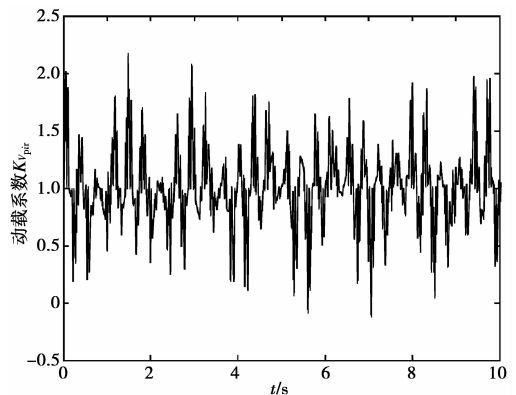


图 4 齿轮副 $p_{i,r}$ 无阻尼动载系数变化曲线

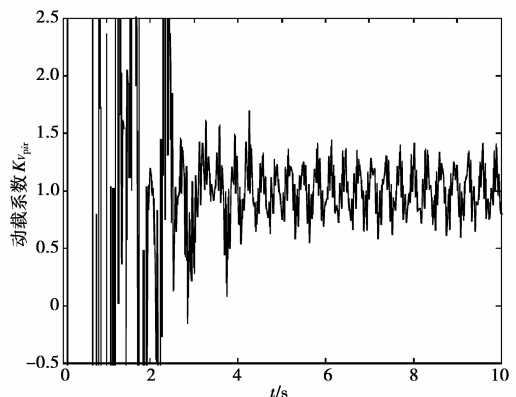


图 5 齿轮副 $p_{i,r}$ 有阻尼时动载系数变化曲线

从图 2、3 知行星轮与内齿轮的使用系数在 0.92 ~

1.08 之间变化,有阻尼时使用系数衰减不是很快。因此,使用系数 K_A 取 1.08。

从图 4 知行星轮与内齿轮的动载系数在 0 ~ 2 之间变化,从图 5 知在阻尼作用下快速衰减后在 0.50 ~ 1.25 之间变化,因此,动载系数 K_V 取 1.25。

5.2 滚动轴承载荷系数计算结果

限于篇幅,这里只列出行星轮轴承 g_2 (图 6-7) 的载荷系数变化曲线。

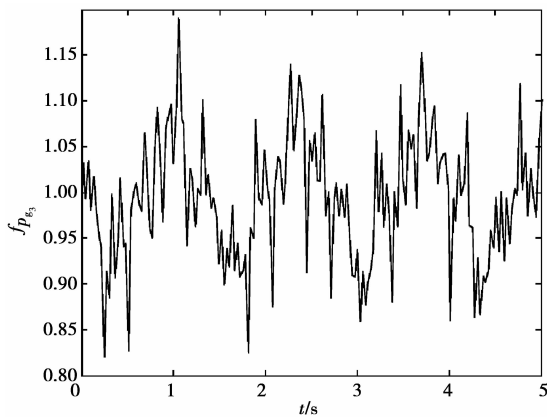


图 6 轴承 g_2 无阻尼载荷系数变化曲线

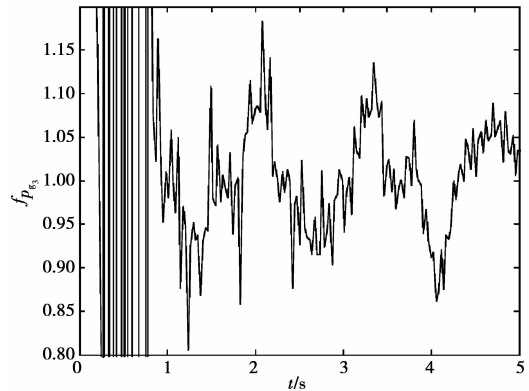


图 7 轴承 g_2 有阻尼载荷系数变化曲线

从图 6 知行星轮轴承载荷系数在 0.82 ~ 1.15 之间变化,从图 7 知在阻尼作用下快速衰减后在 0.86 ~ 1.08 之间变化,因此,载荷系数 $f_{p_{g_2}}$ 取 1.08。

5.3 可靠性评估

5.3.1 齿轮和滚动轴承的可靠性评估

由 5.1 节得到使用系数和动载系数的取值,其余各修正系数均值根据已知条件按 GB3480 - 1997 计算得到,按式(24)、(26)分别计算出齿轮接触强度和弯曲强度的可靠度(参见表 3);由 5.2 节得到轴承载荷系数的取值,按式(27)计算得到其可靠度(参见表 4)。

表 3 齿轮接触强度和弯曲强度的可靠度计算结果

	Z_{RH67}	Z_{RF7}	Z_{RF6}	Z_{RH45}	Z_{RF5}	Z_{RF4}	Z_{RHp1s}	Z_{RHp1r}	Z_{RFs}	Z_{RFp}	Z_{RFr}
Z_R	2.817	2.738	2.729	3.966	2.888	3.224	4.238	10.957	2.631	2.640	2.866
R	0.998	0.997	0.997	0.999	0.998	0.999	0.999	≈ 1	0.997	0.995	0.997
Z_R	2.621	2.524	2.612	3.736	2.632	2.905	4.021	11.235	2.321	2.746	2.972
R (常规方法)	0.996	0.994	0.995	0.999	0.996	0.998	0.999	≈ 1	0.989	0.997	0.998

说明:表中 Z_R 表示联结系数, R 表示可靠度, Z_{RH67} 、 Z_{RH45} 分别表示斜齿轮副 67 和斜齿轮副 45 接触强度的联结系数, Z_{RHp1s} 、 Z_{RHp1r} 分别表示行星轮与太阳轮和行星轮与内齿轮接触强度的联结系数, Z_{RF7} 、 Z_{RF6} 、 Z_{RF5} 、 Z_{RF4} 、 Z_{RFs} 、 Z_{RFp} 、 Z_{RFr} 分别表示斜齿轮 7、斜齿轮 6、斜齿轮 5、斜齿轮 4、太阳轮、行星轮和内齿轮弯曲强度的联结系数。

表 4 滚动轴承可靠度计算结果

轴承编号	g_2	g_3	g_4	g_5	g_6	g_7	g_8
轴承型号	23244	NCF2968	23068	22336	22336	NUP2224	NU2326
可靠度	0.999 8	0.998 7	≈ 1	0.998 9	0.999 6	0.998 7	0.999 7
可靠度(常规方法)	0.997 6	0.994 5	≈ 1	0.994 6	0.997 1	0.994 5	0.997 5

5.3.2 齿轮传动系统的可靠性评估

由表 3、4 的数据按式(29)计算得到由齿轮和滚动轴承组成的串联系统的可靠度为 0.981 0;这表示按算例的设计参数设计的风力发电齿轮传动系统,有 98.10% 的产品能使用 20 年不发生失效。而由表 3、4

的数据(常规方法所得)按式(29)计算系统的可靠度为 0.956 3,这说明按查表得到的系数进行变载荷条件下的风力发电齿轮传动系统可靠性评估降低了系统的可靠性,不能准确地评估系统的可靠性,相反,基于动力学进行变载荷条件下的风力发电齿轮传动系统可靠

性评估,更能准确地反映实际工况。

6 结 论

笔者在建立风力发电机齿轮传动系统动力学模型,考虑风载变化的条件下,对风力发电机齿轮传动系统的动力学进行了分析,求得风载变化条件下的使用系数、动载系数和滚动轴承载荷系数变化曲线,据此对齿轮、轴承和传动系统的可靠性进行了分析评价,并按查表的方法进行可靠性评估作了比较。按本文方法可以较为准确全面地评价变载荷条件下风力发电机齿轮传动系统的可靠性,评估设计参数能否达到可靠性设计的要求,有较好的工程应用价值。

参考文献:

- [1] 朱文予. 机械概率设计与模糊设计[M]. 北京:高等教育出版社,2001.
- [2] 吴波,黎明发. 机械零件与系统可靠性模型[M]. 北京:化学工业出版社,2002.
- [3] KAHRAMAN A. Natural modes of planetary gear trains[J]. Journal of Sound and Vibration,1994,173(1):125-130.
- [4] 李润方,陶泽光,林腾蛟,等. 齿轮啮合内部动态激励数值模拟[J]. 机械传动,2001(2):1-3.
- [5] 刘万琨,张志英,李银凤,等. 风能与风力发电技术[M]. 北京:化学工业出版社,2006.
- [6] 师汉民. 机械振动系统[M]. 武汉:华中科技大学出版社,2004.

Reliability Evaluation of the Gear Transmission System for the Wind-driven Generator Based on Dynamic

QIN Da-tong¹, XING Zi-kun¹, WANG Jian-hong¹, LIU Jian-guo²

(1. State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400030, P. R. China;

2. Nanjing High Speed Gear Manufacturing Co. Ltd., Nanjing 210000, P. R. China)

Abstract: The differential equation which governs the behavior of the gear transmission system of 1.7 MW wind-driven generator is established, the internal excitation due to time-varying mesh stiffness and comprehensive error are discussed in detail, the external excitation caused by wind speed changes is also analyzed. Based on previous models, the expression of bearing load coefficient, dynamic load coefficient and the usage coefficient are obtained. Then the reliabilities for gears and rolling bearing as well as the transmission system are evaluated respectively. The calculation results of an example are provided.

Key words: gear transmission; wind-driven generator; dynamic load; reliability

(编辑 张 革)