

# 风电机组风轮与主轴轴系的动力学耦合特性

赵荣珍, 苏利营, 刘 宏, 郑玉巧, 张 娟

(兰州理工大学机电工程学院, 兰州 730050)

**摘 要:** 针对叶片柔性振动引起叶轮与塔架间产生干涉、使叶根处发生疲劳破坏的问题,对叶片与主轴和主轴轴承间的相互作用关系进行探讨。依据刚柔耦合多体系统动力学理论,建立一种能够计算风轮与主轴轴系间耦合动态响应的低速轴端多体子系统的刚柔耦合动力学性能计算的仿真方法。该方法考虑了主轴轴承的刚度与阻尼、轴承结构间隙、叶片柔性以及叶轮风剪切效应间的相互耦合影响作用。以河西走廊某风场1.2 MW风电机组为例对所建模型进行验证。结果表明,转速与叶片间由于风剪切作用出现的气动力不平衡对主轴轴系的稳定性影响作用较大,该研究提出的方法能够模拟出气动力波动对系统稳定性的影响情况,能够计算获得叶片面内运动的动态响应规律。采用Blade软件进行的验证结果表明了该方法的有效性。

**关键词:** 柔性多体系统动力学; 风轮与主轴系统; 稳定性分析; 振动特性

**中图分类号:** TH212

**文献标识码:** A

## 0 引 言

风电机组的可靠性是保障风电产业良性发展的关键,因此对其叶片的空气动力学和疲劳强度问题的研究受到广泛关注<sup>[1-3]</sup>。但文献[1]指出超长叶片的柔性及其与叶片疲劳强度间的关系问题,目前尚未得到很好解决。若能尝试从多体系统动力学理论的角度出发去解决此问题,则水平轴式风电机组显然是典型的树状刚柔耦合多体动力学系统。其中,风轮与主轴被轮毂联接在一起,在主轴轴承支撑下,这3大构件组成了一个标准的树状多体系统中位于树梢处的子系统。该子系统的特点是它在做空间大范围旋转运动时将风能转化为主轴的旋转动能,但超长叶片过大的柔性变形使得叶尖与塔筒间易发生干涉,叶片根部需承受过大的变应力作用。这种工作特点使得叶片的疲劳强度问题突显。因此,尽快将关注的焦点从仅以主轴、单个叶片<sup>[2]</sup>为研究对象的现状,转变为能揭示出低速轴端各部件间耦合作用关系的研究方向<sup>[1,3-6]</sup>,则对解决主轴系的振动和叶片结构动态优化设计等问题,具有积极的推动作用。

鉴于上述分析,本研究将依据多体系统动力学理论,对风电机组低速轴端的多体子系统构建方法、和柔性叶片的叶尖变形与叶片根部变应力间的耦合作用关系进行探讨。旨在为大型风力机组动态设计技术的发展提供理论参考依据。

## 1 基础理论简介

本文仅关注用刚性轮毂将叶片、主轴及主轴轴承连接在一起构成的风力机组低速轴端子系统。期望通过计算得到该子系统的动态响应规律,建模过程中涉及到柔性叶片的模态分析、主轴与主轴轴承间动力学分析模型的建立和力环境因素的确定等。涉及的相关理论情况如下。

### 1.1 柔性体和多体系统动力学的相关概念

柔性多体系统动力学是多刚体系统动力学和计算技术得到发展,构件的材料性能对其动态响应的影响受到关注引发出一门新的力学分支<sup>[7]</sup>。在对柔性体做大范围运动变形问题的分析时,相关研究关注的焦点是如何揭示出复杂机械系统的真实动态响应规律。目前已认为,该理论对提升复杂机械系统的动态性能具有举足轻重的作用<sup>[7]</sup>。其中,

收稿日期: 2015-12-11

基金项目: 国家自然科学基金(51675253; 51165019)

通信作者: 赵荣珍(1960—),女,博士、教授,主要从事旋转机械故障诊断、故障知识发现、机械系统动力学方面的研究。  
zhaorongzhen@lut.cn

关于柔性体和子系统动态特性分析的基本概念如下。

图1是第 $B_k$ 个柔性体的运动学与动力学问题分析模型,此柔性体是指材料的弹性变形影响作用必须考虑。图中, $OXYZ$ 是全局坐标系;位于 $B_k$ 质心 $O_c$ 处的连体基坐标系是 $O_cX_cY_cZ_c$ ;  $P$ 为 $B_k$ 上的动点。当 $B_k$ 为刚体即不考虑其变形时,动点 $P$ 位于 $P^*$ 处;当 $B_k$ 为柔性体时,如用 $u_k$ 表示 $P^*$ 相对于 $P$ 的变形量, $B_k$ 为 $P^*$ 在 $B_k$ 中的相对位置, $r_{ki}$  ( $i=1,2,3,\dots$ )表示图中两坐标系间的相对位置矢量,则在位置矢量和变形矢量间式(1)成立。

$$R_k^p = R_k + r_k + u_k \quad (1)$$

式中, $R_k^p$ ——动点 $P$ 在 $OXYZ$ 坐标中的位置矢量。

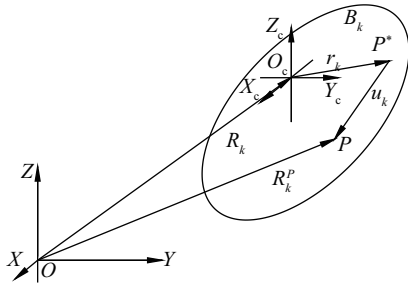


图1 柔性体 $B_k$ 的运动变形图

Fig. 1 Movement deformation diagram of flexible body  $B_k$

对式(1)求导可得到动点 $P$ 的速度矢量表达式。依据图1对式(1)求导,可利用得到的运动学方程推导出整个 $B_k$ 上产生的惯性力。同时还可作为动力学模型的建立提供运动学参数。

将通过上述途径得到的相关参数代入到 Kane 方程中并进行归类处理,经推导获得的相关参数间存在的关系如式(2)所示。

$$A_{lh} dI_k^E = F_l - H_l \quad (2)$$

式中, $I_k^E$ ——中心惯性矩; $H_l$ ——广义坐标与广义速率的矢量阵; $F_l$ ——广义力的矢量阵。关于 $dI_k^E$ 、 $A_{lh}$ 、 $H_l$ 的具体计算公式可参见文献[8]。

图2是多体系统动力学理论中关于子系统的概念。图中 $B_k$ 、 $B_{l(k)}$ 分别代表铰 $h_k$ 的外侧和内侧物体。根据计算目标的需要,该树状多体系统可被划分成若干个如图中虚框 $S$ 所示的子系统。不仅可按照多体系统动力学理念去求解出子系统 $S$ 的动态特性,还可将其等效成为一个物体去重新设置多体系统结构。

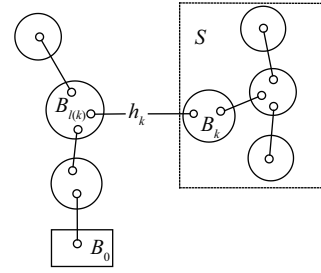


图2 多体系统的子系统概念

Fig. 2 The concept of multibody system

## 1.2 圆锥滚子轴承的径向等效处理方法

建立风电机组主轴系动力学模型的前提,还需解决支撑主轴旋转的主轴轴承的等效刚度 $K_r$ 、等效阻尼 $C_r$ 的确定问题。在本研究中,对风力机组中广泛使用的圆锥滚子轴承的径向刚度与阻尼的等效力学分析模型分别见图3和图4。其中,图3中的径向等效刚度 $K_r$ 的计算见文献[9];图4中轴承的径向等效阻尼 $C_r$ 是图中内外圈滚道与滚子间阻尼系数 $C_1$ 、 $C_2$ 的函数,具体计算公式见文献[10]。

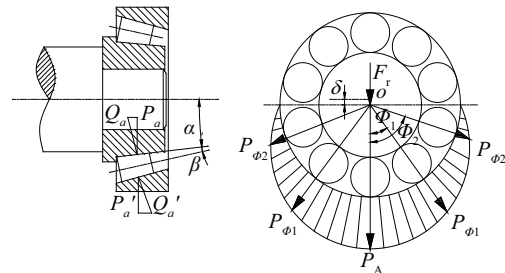


图3 轴承径向载荷分布

Fig. 3 Distribution of radial load in bearing

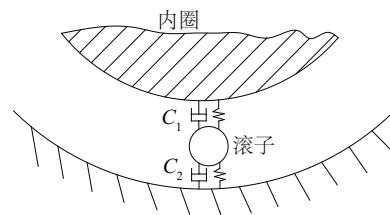


图4 内外圈轴承阻尼等效模型

Fig. 4 Equivalent model of inner and outer damping in ring bearing

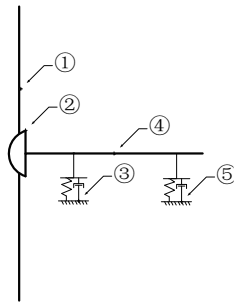
## 1.3 多体系统的模态分析法原理

遵照模态分析法原理,一个多体系统的动力学方程如式(3)所示。

$$M\ddot{q}(t) + C\dot{q}(t) + Kq(t) = Q(t) \quad (3)$$

式中,  $M$ 、 $C$ 、 $K$ ——多体系统的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵;  $q(t)$ 、 $\dot{q}(t)$ 、 $\ddot{q}(t)$ ——广义位移、广义速度和广义加速度列向量;  $Q(t)$ ——各柔性体质心处所受的广义外载荷列向量。当  $Q(t)=0$  且忽略阻尼影响时, 根据式(3)的特征方程即可求解得到图 5 所示子系统的多个模态振型矩阵。对图 5 中任意点处的位移, 则可利用振型的线性叠加原理, 即用如式(4)的方式去获得。

$$q = \phi_1 Y_1 + \phi_2 Y_2 + \dots + \phi_n Y_n = \sum_{i=1}^n \phi_i Y_i \quad (4)$$



a. 风轮与主轴轴系简化示意图



b. 仿真用的子系统模型

图 5 低速轴端刚柔耦合子系统的建立情况

Fig. 5 The rigid flexible coupled subsystems of low-speed shaft

将本节所述原理进行结合就可建立起刚柔耦合多体系统中关于柔性体的动力学问题分析模型。本研究中仅关注风轮叶片与主轴轴系所构成的低速轴端子系统的动力学模型建模问题。显然, 图 5a 所示的子系统是典型的刚柔耦合动力学系统, 建模方法需参照本节介绍的原理进行。

## 2 低速轴端子系统模型的建立过程

本研究以甘肃河西走廊某风场 1.2 MW 风电机组作为研究对象。该机组叶片长 29 m, 主轴上靠近风轮处的轴承型号为 3519/800×2 的双列圆锥滚子轴承, 靠近齿轮箱侧的轴承是型号为 Z-535808/DF 的单列圆锥滚子轴承。依据图 2 原理, 根据风电机组结构特征建立起的低速轴端刚柔耦

合子系统动力学性能分析模型见图 5。其中, 刚性体主轴的动能和柔性体叶片的弹性变形能在建模时均被考虑; 而为降低建模难度设定的假设条件见文献[8]。

为避免建立的多体系统动力学方程规模大、未知参量多、方程间强关联导致的建模和求解均困难的问题, 设计一种将 ANSYS 软件与 ADAMS 软件相结合对图 5 进行动态特性模拟仿真的处理方法[8]。模拟目标是通过计算获得图 5 中柔性体叶片应力与应变的关系、适时检测该系统的振动响应。模拟过程中各部件的处理方法见 2.1~2.3 节。

### 2.1 柔性叶片的模型

建模过程中, 图 5 中的叶片被视为悬臂梁式柔性构件。此种等效简化方法是源于叶片的复合材料特性、展弦比大、安装时其根部与轮毂间相对固定、运动方式属大范围柔性运动的特点考虑的。29 m 长的叶片用玻璃钢纤维材料制造, 弹性模量  $E=1.76 \times 10^{10}$  Pa, 密度  $\rho=1.85$  kg/m<sup>3</sup>, 泊松比  $\nu=0.17$ , 拉伸强度  $3.25 \times 10^8$  Pa。用模态分析法在 ANSYS 平台上对其进行柔性化处理; 通过在叶片根部建立刚性连接区, 模态截断为 10 阶模态阵型, 并导出其模态中性文件\*.MNF 文件将其用于 ADAMS 中进行模拟装配。

### 2.2 轴承的等效处理模型

图 5 中 2 个轴承的等效处理方法如下。计算时采用的轴承参数是: 靠近叶片侧型号为 3519/800×2 的双列圆锥滚子轴承, 内径 800 mm、滚子有效长度 95 mm、滚子数量 93 个,  $\alpha=45^\circ$ ,  $\beta=3^\circ$ , 外圈固定, 内圈转速为 20 r/min, 润滑油粘度  $\eta_0=0.002$  Pa·s; 它的内外圈与滚动体均采用 GCr15 制造, 当量弹性模量为  $E=2 \times 10^{11}$  Pa。靠近齿轮箱侧轴承的型号是 Z-535808/DF 为单列圆锥滚子轴承, 内径 400 mm, 滚子有效长度 57 mm, 滚子数目 46 个, 其他参数与靠近叶片侧的轴承参数相同。

建立起的轴承物理模型见图 6。图 6 中各符号的物理含义为:  $G_1$ 、 $G_2$  分别为风轮和主轴的重力;  $q_x$ 、 $q_y$  为作用在叶片上的气动力;  $F_0$  为离心力载荷;  $\omega$  为旋转角速度;  $M$  为齿轮箱内部的等效力矩;  $F_{g1}$ 、 $F_{g2}$  为轴承反力。因本研究仅关注旋转运动与横向运动, 故轴向力被忽略。根据叶片旋转时的力和力矩平衡条件, 存在如式(5)关系式。

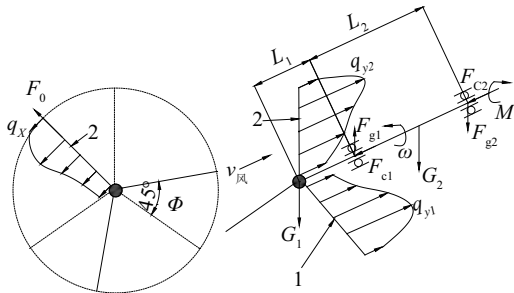


图6 建立的耦合系统物理模型

Fig. 6 The physical model of coupled system

$$\begin{cases} F_{g1} - F_{g2} - G_1 - G_2 = 0 \\ F_{g1}L_1 - G_2\left(\frac{L_2 - L_1}{2}\right) - F_{g2}(L_2 + L_1) = 0 \end{cases} \quad (5)$$

按照轴承等效理论,则主轴轴承与齿轮箱轴承的底部滚动体受到的载荷如式(6)所示。

$$F_{ri} = F_{gi} = G_1 + G_2 + \frac{G_1(L_1 - L_2)}{L_2 + L_1} - G_1L_1 (i=1,2) \quad (6)$$

在模拟时,计算得到的双列圆锥滚子轴承其等效刚度和等效阻尼分别为  $1.4035 \times 10^9 \text{ N/m}$ 、 $2.35 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{s/m}$ ;单列圆锥滚子轴承的等效刚度和等效阻尼分别为  $6.805 \times 10^8 \text{ N/}\mu\text{m}$  和  $1.75 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{s/m}$ 。

### 2.3 建立的耦合系统仿真模型

在 ADAMS 环境中建立的仿真计算模型见图 5b。其中,叶片被视为柔性体,轮毂与主轴均为刚体。仿真用到的其他参数见表 1<sup>[11]</sup>。

表1 风力机传动链系统各部件主要参数

Table 1 The parameter of drive train system

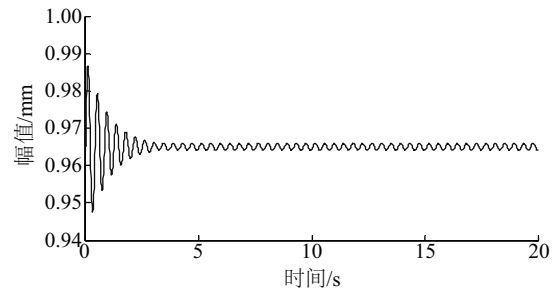
参数	数值	参数	数值
叶片质量/kg	$1.1 \times 10^4$	主轴质量/kg	5130
叶片惯性矩/kg·m <sup>2</sup>	$9 \times 10^5$	主轴惯性矩/kg·m <sup>2</sup>	386
轮毂质量/kg	550	间距 L <sub>1</sub> /m	2.2
轮毂惯性矩/kg·m <sup>2</sup>	668	间距 L <sub>2</sub> /m	1.6

## 3 算例与分析

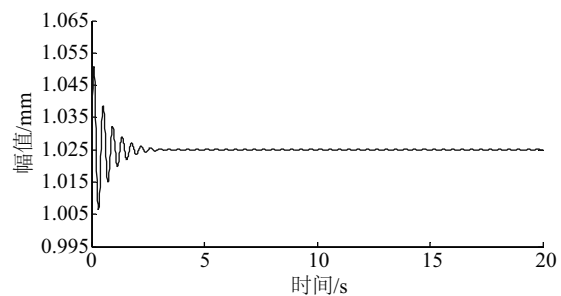
### 3.1 转速对系统稳定性的影响

图 5 中子系统的非线性转子动力学系统性质使得转速是决定其运行稳定性的关键要素。故研究中首先对转速与系统稳定性间的影响进行模拟。计算时,设 2 个轴承的径向间隙均为 1 mm,主

轴转速在 11~50 r/min 范围内波动,叶片上受到的气动载荷采用的是轮毂中心处的平均风速,仿真时间持续 20 s。计算得到的主轴两端的横向振动时间历程曲线见图 7。



a. 主轴前端轴心处



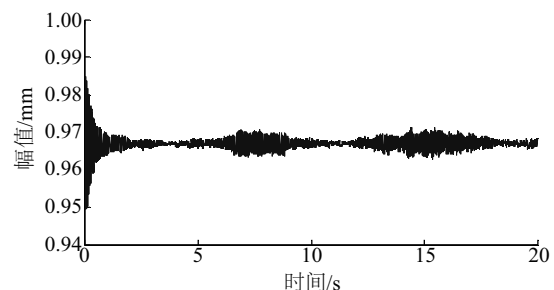
b. 主轴后端轴心处

图7 转速 20 r/min 时主轴的横向振动时间历程图

Fig. 7 The time history diagram of the lateral vibration in 20 r/min

图 7 显示出,在启动过程初期主轴的前、后端均呈现出涡动现象,且因为轴承类型不同,即前后端轴承的刚度不同,使得主轴后端的涡动强于前端的。但随着时间推移,系统受外界扰动产生的振幅会逐渐减弱直至趋于稳定。主轴前后端的平均涡动幅值分别为 0.968、1.026 mm,这说明主轴在靠近齿轮箱侧的涡动程度更剧烈一些。

用同样方法得到的转速 50 r/min 时主轴横向振动的时间历程曲线见图 8。与图 7 进行对比可得出:转速增大使主轴前、后端的横向涡动均会出现



a. 前端轴心处

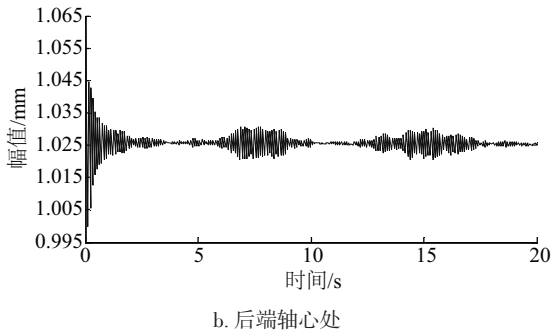


图8 转速 50 r/min 时主轴的横向振动时间历程图

Fig. 8 The time history diagram of the lateral vibration in 50 r/min

增大与减小交替出现的现象,并且后端的涡动程度强于前端的,显示系统的不稳定性涡动时间被延长了。

### 3.2 气动力波动对系统稳定性的影响

在旋转过程中,叶片在扫略平面内会出现因气流速度变化而产生的风剪切现象。此现象使风对叶片的作用力随时间发生变化,由此出现的气动力不平衡现象会使主轴的稳定性受到影响。如轮毂中心风速为 12 m/s、叶片在旋转平面最上方时其质心处的风速为 16 m/s、运动到底部时风速为 8 m/s,风轮转速为 20 r/min。在此假设叶片在旋转平面任意位置时叶片平均受力为此质心风速所产生的推力,故采用式(7)计算驱动叶轮旋转的气动力。

$$F = F_0 + F_1 \cos(\omega t + \varphi) \quad (7)$$

式中,  $F_0$ 、 $F_1$  ——轮毂中心风速所产生的气动载荷、叶片质心风速与轮毂中心风速的风速差所产生的气动力, N;  $\omega$  ——风轮旋转频率, rad/s;  $\varphi$  ——由风轮安装特点所决定的相位角。

图 9 是在气动力不平衡条件下主轴前端的横向振动随时间变化曲线图。可看出主轴振动变化

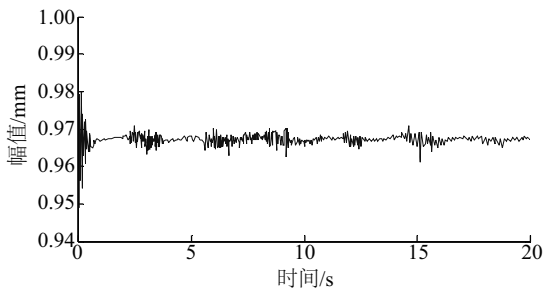


图9 气动力波动时主轴前端的横向振动时间历程图

Fig. 9 The time history diagram of the lateral vibration in fluctuation

剧烈,表明它的不稳定性程度会随气动力波动程度变大而增大。

### 3.3 叶片面内运动的动态响应情况

图 5 中的多体子系统做旋转运动。但由于叶片自身的柔性偏大会使得叶片同时参与垂直于风轮旋转平面的面外挥舞运动以及面内的摆振,由此会导致叶片产生疲劳损伤、会造成叶片与塔筒间易发生干涉碰撞。故需对叶片面内运动时的动态特性规律进行探讨。图 10 是经仿真计算得到的叶片旋转方向的摆振位移随时间历程曲线。受气动力与惯性力的联合作用,叶片的振动呈现出一定的周期性变化规律。当叶片运动到水平位置处摆振位移会达到的最大值为 400 mm。将此运行结果与 Blade 软件计算出的叶片面内运动摆振值进行对比分析,采用 Blade 软件的计算结果为 500 mm,两者相差较小,证明了本方法的有效性。

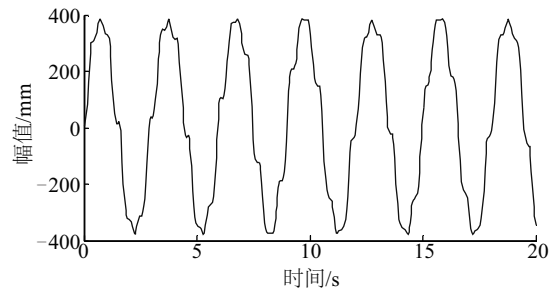


图10 叶尖摆振位移随时间历程曲线图

Fig. 10 The vibration displacement of blade tip

## 4 结 论

依据刚柔耦合多体系统动力学理论,对风电机组柔性叶片导致的叶片与塔架干涉、会影响叶根处疲劳破坏与主轴系统稳定性的动态响应计算问题进行探讨。提出一种风电机组低速轴端多体子系统刚柔耦合多体系统动力学性能计算的仿真方法。该方法充分考虑轴承刚度阻尼的作用并将其进行等效,同时考虑轴承间隙、叶片的柔性变形对风电机组稳定性的影响作用。将此方法用于河西走廊某风电场 1.2 MW 风电机组风轮系统中的动态响应仿真模拟。从中获得的研究结论如下:

- 1) 转速与叶片由于风剪切作用出现的气动力不平衡,对主轴轴系的稳定性影响较大;
- 2) 由于叶片受到气动力与惯性力的耦合作用,

因此叶片根部受到了较为明显的交变弯矩作用,而叶尖处会产生周期性摆振。对此结论采用 Blade 软件进行验证,结果证实了本研究所用方法的有效性。

3)本研究能够为主轴轴承的选型、叶片强度分析和整机系统参数的正确确定,提供良好的计算方法支撑。

### [参考文献]

- [1] Staino A, Basu B. Dynamics and control of vibrations in wind turbines with variable rotor speed[J]. Engineering Structures, 2013, 56(6): 58—67.
- [2] 宗楠楠, 董湘怀. 小型风力机叶片强度的有限元分析[J]. 太阳能学报, 2010, 31(6): 764—768.
- [2] Zong Nannan, Dong Xianghuai. Finite element analysis of blade strength for small wind turbine[J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2010, 31(6): 764—768.
- [3] 杨兴满, 何玉林, 金鑫, 等. 风力机总体性能分析与仿真[J]. 现代制造工程, 2007, (2): 118—121.
- [3] Yang Xingman, He Yulin, Jin Xin, et al. Analysis and simulation of performance of wind turbine[J]. Modern Manufacturing Engineering, 2007, (2): 118—121.
- [4] 金鑫, 杜静, 何玉林, 等. 仿真技术在风力机总体性能分析中的应用[J]. 系统仿真学报, 2007, 19(12): 2823—2826.
- [4] Jin Xin, Du Jing, He Yulin, et al. Application of simulation in analysis of performance of wind turbine journal of system simulation[J]. Journal of System Simulation, 2007, 19(12): 2823—2826.
- [5] Tsai An-Chyuan, Chiang Chao-Wen. Spindle position regulation for wind power generators[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2009, 24(3): 873—889.
- [6] 崔新涛. 基于虚拟样机技术的变速器动力学仿真研究[D]. 天津: 天津大学, 2004.
- [6] Cui Xintao. Investigation on dynamics simulation of transmission based on virtual prototyping technology[D]. Tianjin: Tianjin University, 2014.
- [7] 洪嘉振, 于清. 柔性多体系统动力学的递推建模与算法[J]. 中国机械工程, 2000, 11(6): 611—615.
- [7] Hong Jiazhen, Yu Qing. Recursive formulation of dynamics for flexible multi-body systems[J]. China Mechanical Engineering, 2000, 11(6): 611—615.
- [8] 苏利营. 兆瓦级风电机组叶片的力学特性研究[D]. 兰州: 兰州理工大学, 2014.
- [8] Su Liying. Mechanical analysis for MW wind-turbine blade[D]. Lanzhou: Lanzhou University of Technology, 2014.
- [9] 吴昊, 王建文. 圆锥滚子轴承径向刚度的计算方法研究[J]. 润滑与密封, 2008, 33(7): 39—43.
- [9] Wu Hao, Wang Jianwen. Study on the calculating method of radial stiffness of tapered roller bearings[J]. Lubrication and Sealing, 2008, 33(7): 39—43.
- [10] 吴昊, 王建文. 圆锥滚子轴承阻尼的计算方法[J]. 轴承, 2008, (9): 5—9.
- [10] Wu Hao, Wang Jianwen. Calculating method for damping of tapered roller bearings[J]. Bearing, 2008, (9): 5—9.
- [11] 赵荣珍, 石云岩, 刘宏. 双馈变速恒频风电机组两种传动链动力学模型建模及分析[J]. 可再生能源, 2012, 30(6): 24—30.
- [11] Zhao Rongzhen, Shi Yunyan, Liu Hong. Research on two sorts of dynamics modeling method of the doubly-fed variable speed constant frequency WT drive chain[J]. Renewable Energy, 2012, 30(6): 24—30.

## DYNAMIC COUPLING CHARACTERISTICS OF THE LOW SPEED SIDE SUBSYSTEM IN HORIZONTAL WIND TURBINE

Zhao Rongzhen, Su Liying, Liu Hong, Zhen Yuqiao, Zhang Juan

*(School of Mechanical and Electronical Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China)*

**Abstract:** Aiming at the interference between the blade and tower caused by the vibration of flexible blade which will cause the fatigue failure of blade root, the interaction among the blade and the main shaft as well as its bearings were discussed. This paper proposed a simulation method based on multibody system dynamics theory. It was used to calculate the dynamic response of rigid and flexible coupling of a multibody subsystem that is composed of the wind wheel, the main shaft and its main bearing of horizontal wind turbine. The stiffness, damping, gap, flexible deformation and wind shear effects of main bearing are all considered in this model. To verify the effectiveness of this method, the dynamic performance of a 1.2 MW wind turbine was calculated and the wind turbine stands in a wind farm in the Hexi corridor of Gansu Province, China. The simulated results showed that spindle speed and aerodynamic forces imbalance of blade have an obvious effect on the stability of the shaft system. The vibration characteristics of shaft also have a strong correlation with bearing clearance. The root of blade appears alternating moments and the tip of blade emerges cyclical displacement. That there is just a slight deviation between this result and that obtained by standard analysis software Bladed confirmed the effectiveness of this method.

**Keywords:** flexible multibody dynamics; spindle shaft system; stability analysis; vibration performance