

考虑安装结构的风电变桨轴承有限元分析

李云峰^{1,2}, 姜 迪¹, 宋 磊¹

(1. 河南科技大学机电工程学院, 洛阳 471003; 2. 机械装备先进制造河南省协同创新中心, 洛阳 471003)

摘 要: 为减小风电变桨轴承及其安装结构有限元分析的庞大计算规模, 提出一种针对该装配体的等效有限元建模方法。采用连接两滚道沟曲率中心之间的非线性拉伸弹簧单元替代钢球, 并将弹簧单元的节点直接与滚道面上的节点进行耦合; 采用梁单元替代变桨轴承套圈与安装结构之间的螺栓联接。这样可避免大量的非线性接触运算, 并显著减小有限元分析的计算规模。结果表明, 在外部联合载荷的作用下, 风电变桨轴承的内圈产生轴向平面内的翘曲变形和径向平面内的椭圆变形。这些变形导致钢球载荷分布曲线偏离传统刚性套圈假设下得到的正弦分布曲线, 并在内圈椭圆变形的长轴位置存在四点接触卸载的钢球。在有限元分析的基础上进一步计算风电变桨轴承的安全系数, 为该轴承的正确选型提供了理论依据。

关键词: 风电机组; 变桨轴承; 载荷分布; 有限元分析; 弹簧单元

中图分类号: TH122

文献标识码: A

0 引 言

最近几年, 世界范围内的风电装机容量持续快速增长, 在实际应用中风电机组的可靠性问题日益突出。结构形式为双排四点接触球的变桨轴承是风电机组的关键部件之一。在风电机组的运行中, 变桨轴承的受载情况十分复杂, 需同时承受径向载荷、轴向载荷和倾覆力矩的联合作用。风电变桨轴承的力学分析受到研究人员越来越多的关注。陈 龙等^[1]运用变形协调条件建立负游隙条件下变桨轴承套圈的变形方程, 在此基础上建立联合载荷作用下求解钢球载荷分布的方程组。高学海等^[2]研究在任意方向、大小的外载荷条件下双排四点接触球转盘轴承钢球载荷分布的计算方法。王燕霜等^[3]则在刚性套圈假设的前提下建立双排四点接触球转盘轴承的静力学模型, 并分析负游隙对钢球负荷分布的影响规律。芮晓明等^[4]在刚性套圈力学模型的基础上应用弹性力学理论研究套圈变形对变桨轴承载荷分布的影响, 推导出在外部径向载荷作用下变桨轴承套圈弯曲变形的表达式, 建立内圈的平衡方程, 通过求解计算得到钢球载荷分布。

Potočnik 等^[5]采用向量来表示双排四点接触球转盘轴承的内部几何结构, 并建立轴承的静力学平衡方程组, 通过对方程的求解得到最大钢球载荷。Aguirrebeitia 等^[6,7]基于传统滚动轴承理论建立变桨轴承的静力学模型, 计算得到变桨轴承载荷空间的承载能力曲面。上述研究工作通过建立变桨轴承的静力学平衡方程进行力学分析, 分析是以刚性套圈假设为基础, 未考虑安装结构所引起的轴承套圈变形对钢球载荷分布的影响。

利用有限元分析方法可克服刚性套圈理论的不足, 但风电变桨轴承有限元模型的庞大单元数量及钢球与滚道之间的大量的非线性接触运算使得变桨轴承的有限元分析难以在普通微机上实现。因此, 国内外近几年的研究工作主要集中在对转盘轴承有限元模型的等效简化方面。Daidié等^[8]在建立四点接触球转盘轴承的有限元模型时, 将钢球简化为沟曲率中心之间的非线性拉伸弹簧单元, 并用梁单元将曲率中心和滚道面上的壳单元耦合, 求解出各钢球的载荷和接触角分布。文献[9]在利用有限元模型分析四点接触球转盘轴承的载荷分布时, 使用钢球在滚道上 2 个接触点之间的压缩弹簧单

收稿日期: 2017-02-06

基金项目: 国家重点研发计划重点专项(2018YFB0407304)

通信作者: 李云峰(1973—), 男, 博士、副教授, 主要从事滚动轴承的设计理论、性能分析与应用方面的研究。liyunfeng@haust.edu.cn

元替代钢球,分析各钢球的载荷分布情况。文献[10]则建立四点接触球转盘轴承的参数化有限元模型,利用拉伸弹簧单元、刚性梁单元和刚性壳单元来简化钢球与滚道之间的非线性接触作用,计算得到四点接触球转盘轴承的承载能力曲线。Plaza 等^[11]在利用有限元方法计算四点接触球转盘轴承的钢球载荷分布时,重点尝试利用子结构技术来降低计算规模的途径。

风电变桨轴承的安装方式不同于传统的滚动轴承,变桨轴承的套圈在受载时将产生变形,安装支撑结构本身受载后也将产生变形,这些变形将影响到钢球的载荷分布。针对这种情况,本文建立包含安装结构的变桨轴承有限元模型,采用连接两滚道沟曲率中心之间的非线性拉伸弹簧单元替代钢球,弹簧单元的节点直接与滚道面上的节点进行耦合,省去了现有计算模型中的梁单元和壳单元,可大幅简化建模过程。模型采用梁单元替代变桨轴承套圈与安装结构之间的螺栓联接。通过这些等效处理可避免大量的非线性接触运算,并可同时显著减小有限元分析的计算规模。利用所建立的模型计算钢球载荷分布,且将分析得到的结果和传统解析法的结果进行比较。在有限元分析的基础上进一步计算风电变桨轴承的安全系数,为该轴承的正确选型提供理论依据。

1 有限元模型的构建

1.1 套圈与安装结构建模

风电变桨轴承采用双排四点接触球转盘轴承的结构形式如图 1 所示,主要由内圈、外圈和钢球组成。在内圈和外圈上有安装孔,通过安装孔与主机之间实现螺栓联接,在内圈有轮齿用于传动。风电变桨轴承的外圈与轮毂之间通过螺栓进行联接,内圈与叶片之间通过螺栓进行联接。为降低有限元计算的规模,在对轮毂建模时,考虑到轮毂结构的对称性,只建立与变桨轴承相联的部分轮毂模型;在对叶片建模时,只建立与变桨轴承相联的叶片根部模型。由于变桨轴承及其安装结构的对称性及其受载的对称性,为降低计算规模只考虑 1/2 模型进行有限元分析。采用梁单元替代变桨轴承套圈与安装结构之间的螺栓联接,通过这种方式来模拟螺栓联接所达到的效果。

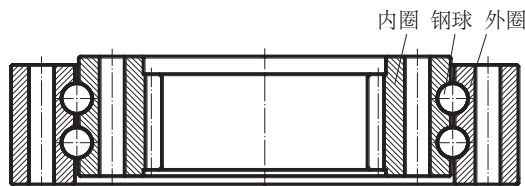


图1 变桨轴承结构形式

Fig. 1 Structural style of pitch bearing

用于有限元分析的风电变桨轴承及其安装结构的实体模型如图 2 所示。在进行有限元分析时,利用三维结构固体单元对内圈、外圈、叶片和轮毂分别划分网格。

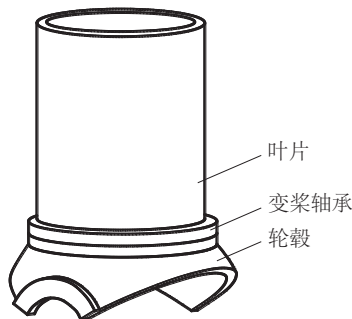


图2 变桨轴承及其安装结构

Fig. 2 Pitch bearing and installation structures

1.2 钢球的等效建模

由于风电变桨轴承的尺寸较大,且含有数百个钢球,受载时钢球要与内圈滚道、外圈滚道进行接触。在有限元模型接触分析中将产生数百个接触对,这使得计算量庞大、计算过程耗时而且不易收敛。为避免这种情况,本文采用非线性拉伸弹簧单元代替钢球。

风电变桨轴承采用桃形沟滚道,在变桨轴承的轴向截面中,每排滚道由 4 个滚道面组成。图 3 所示为上排滚道的轴向截面,每个滚道面的沟曲率中心分别为 C_{1iu} 、 C_{1eu} 、 C_{2iu} 和 C_{2eu} 。将 C_{1iu} 和 C_{1eu} 相连得到接触方向线“1”,在钢球受载时,接触方向线“1”与内滚道、外滚道的交点便是受载钢球与滚道面的接触作用点。同样可得到接触方向线“2”。在下排滚道中,每个滚道面的沟曲率中心分别为 C_{1id} 、 C_{1ed} 、 C_{2id} 和 C_{2ed} ,同样存在接触方向线“1”和接触方向线“2”。在本文中,下标“1、2”分别代表接触方向线“1”和接触方向线“2”,下标“i、e”分别代表内圈和外圈,下标“u、d”分别代表上排滚道和下排滚道。

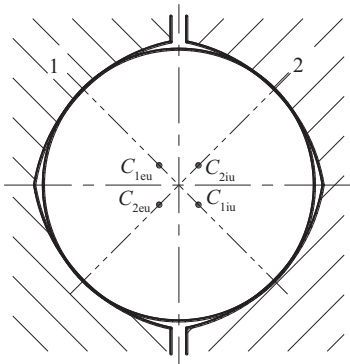
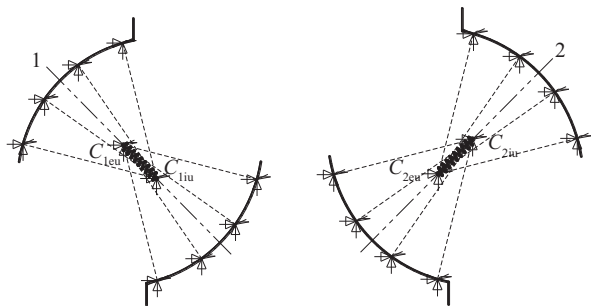


图3 变桨轴承滚道几何关系

Fig. 3 Geometrical relationship of pitch bearing raceway

钢球与滚道之间的弹性接触被模拟成2个拉伸弹簧单元,分别用来模拟接触方向线“1”和接触方向线“2”的弹性接触行为。在接触方向线“1”,拉伸弹簧单元的2个节点分别位于沟曲率中心 C_{1iu} 和 C_{1eu} ,位于 C_{1iu} 位置的节点与内圈上半滚道面上的节点进行耦合,位于 C_{1eu} 位置的节点与外圈下半滚道面上的节点进行耦合。在接触方向线“2”,拉伸弹簧单元的2个节点分别位于沟曲率中心 C_{2iu} 和 C_{2eu} ,位于 C_{2iu} 位置的节点与内圈下半滚道面上的节点进行耦合,位于 C_{2eu} 位置的节点与外圈上半滚道面上的节点进行耦合。如图4所示,图中的虚线表示两节点之间存在耦合关系。



a. 接触方向线“1”

b. 接触方向线“2”

图4 弹簧单元与滚道面之间的耦合设置

Fig. 4 Coupling setting between spring element and raceway surfaces

为保证在圆周方向每个钢球位置有节点可供耦合,在进行实体建模时先将套圈进行轴向切割操作,即在每个钢球位置切出相应的面。在划分网格时,这些切割面与滚道面的交线上将自动产生节点。这种建模方法省去了连接弹簧单元节点与滚道面节点的刚性梁单元,简化建模过程。

根据 Hertz 接触理论,钢球与滚道之间的弹性接触变形 δ 与钢球负荷 Q 之间的关系为^[12]:

$$Q = K_n \delta^{1.5} \quad (1)$$

式中, K_n ——钢球与内、外圈滚道之间总的负荷变形常数,取决于钢球与滚道之间的接触几何参数。利用这种非线性关系设置弹簧单元的“位移-负荷”曲线。

2 边界条件的设置

边界条件的设置包括施加载荷和施加约束。在风电机组的工作过程中,同时作用于叶片根部的载荷包括径向载荷、轴向载荷和倾覆力矩载荷。为便于加载,首先,在叶片根部上端圆环截面中心处建立1个加载节点,将该节点与叶片根部上圆环截面上的所有节点进行耦合,使它们具有相同的自由度。然后,在加载节点同时施加径向载荷、轴向载荷和倾覆力矩载荷。对变桨轴承的力学分析主要考虑叶片相对于轮毂的位移,因此,对轮毂的剖切面和联接主轴的法兰面进行全自由度约束。

3 实例分析与讨论

3.1 有限元建模

某型号2.5 MW 风力发电机组所用变桨轴承的结构参数如表1所示。变桨轴承内圈、外圈材料的弹性模量为 2.1×10^{11} N/m²,泊松比为0.3。轮毂材料的弹性模量为 1.47×10^{11} N/m²,泊松比为0.3。叶片材料的弹性模量为 3.2×10^{10} N/m²,泊松比为0.3。桨叶在工作时所承受的径向载荷为338 kN,轴向载荷为728 kN,倾覆力矩载荷为7879 kN·m。

表1 变桨轴承的结构参数

Table 1 Structure parameters of pitch bearing

参数	数值	参数	数值
外径/mm	2450	钢球直径/mm	44.45
内径/mm	1940	内圈沟曲率半径系数	0.525
高度/mm	182	外圈沟曲率半径系数	0.525
节圆直径/mm	2176	接触角/(°)	45
钢球数量/个	128	—	—

在 ANSYS 有限元分析软件中,对变桨轴承及其安装结构进行有限元建模的过程如下:

1)建立变桨轴承及其安装结构的实体模型,将

套圈在每个钢球位置进行轴向切割操作。

2) 利用三维 8 节点固体结构单元 SOLID185 对内圈、外圈、叶片和轮毂分别划分网格。

3) 在变桨轴承圆周方向每个钢球位置, 在接触方向线“1”的 2 个沟曲率中心处分别建立 1 个节点, 将这 2 个节点分别于相应滚道上的节点进行耦合, 利用这 2 个节点建立弹簧单元 COMBIN39。在接触方向线“2”也进行同样的操作。

4) 建立梁单元 BEAM188 替代变桨轴承套圈与安装结构之间的螺栓联接, 将梁单元的 2 个节点分别和实体单元的节点进行耦合, 使梁单元两端分别和螺栓连接处的节点耦合有相同自由度。模型中的弹簧单元和梁单元如图 5 所示。

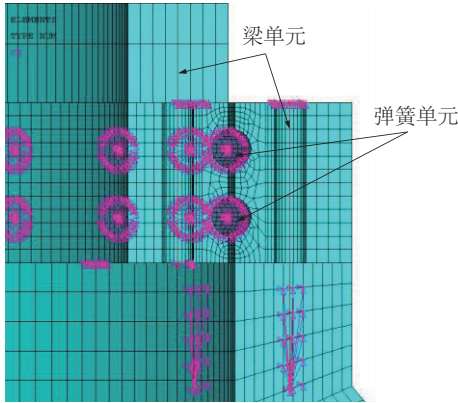


图 5 模型中的弹簧单元和梁单元

Fig. 5 Spring elements and beam elements in model

5) 在叶片根部上端圆环截面中心处建立一个加载节点并定义为 MASS21 单元, 将该节点与叶片根部上圆环截面上的所有节点进行耦合。建立完成的有限元模型如图 6 所示。在加载节点同时施加

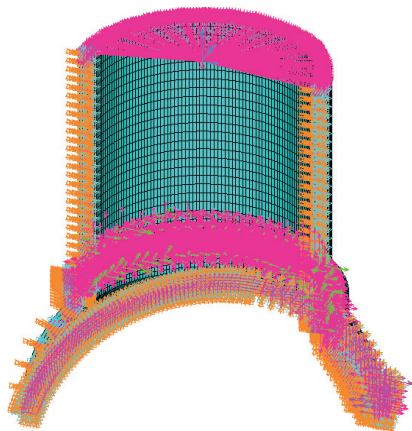


图 6 有限元模型

Fig. 6 Finite element model

径向载荷、轴向载荷和倾覆力矩载荷。对轮毂的剖切面和联接主轴的法兰面进行全自由度约束。

3.2 结果分析与讨论

在普通微机上, 对建立的风电变桨轴承的有限元模型进行非线性求解计算, 得到的钢球载荷分布如图 7 所示。图中实线为采用有限元法得到的结果, 带加号的线为采用传统方法^[3]得到的结果。2 种方法所得到的计算结果相近, 但存在 2 点差别: 1) 有限元法得到的钢球载荷分布曲线不同于传统方法得到正弦分布曲线; 2) 通过对比接触方向线“1”和接触方向线“2”的钢球载荷分布, 发现有限元法得到的结果在圆周上 -90° 和 $+90^{\circ}$ 方位角位置附近的钢球在接触方向线“1”和接触方向线“2”的载荷均不为零, 也就是此处的钢球为四点接触受载, 而传统方法得到的所有钢球只存在两点接触受载。这些差别归因于在有限元法中, 内圈、外圈、轮毂及叶片均被视为弹性体, 在受载条件下风电变桨轴承的内圈和外圈均产生了结构变形; 而传统方法采用刚性套圈的假设, 且未考虑安装结构的影响。

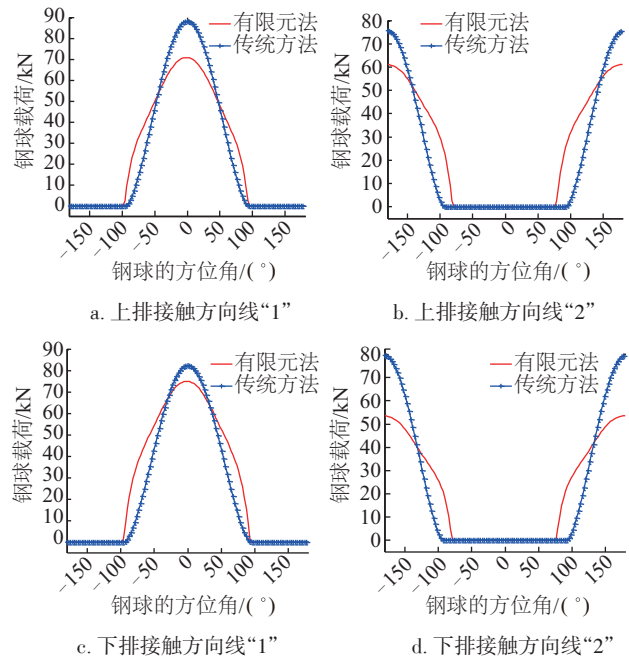


图 7 钢球的载荷分布

Fig. 7 Load distribution of balls

从有限元分析的结果可看出, 在外部联合载荷的作用下, 风电变桨轴承的内圈产生轴向平面内的翘曲变形和径向平面内的椭圆变形, 如图 8 所示,

四点接触卸载的钢球位于内圈椭圆变形的长轴位置。

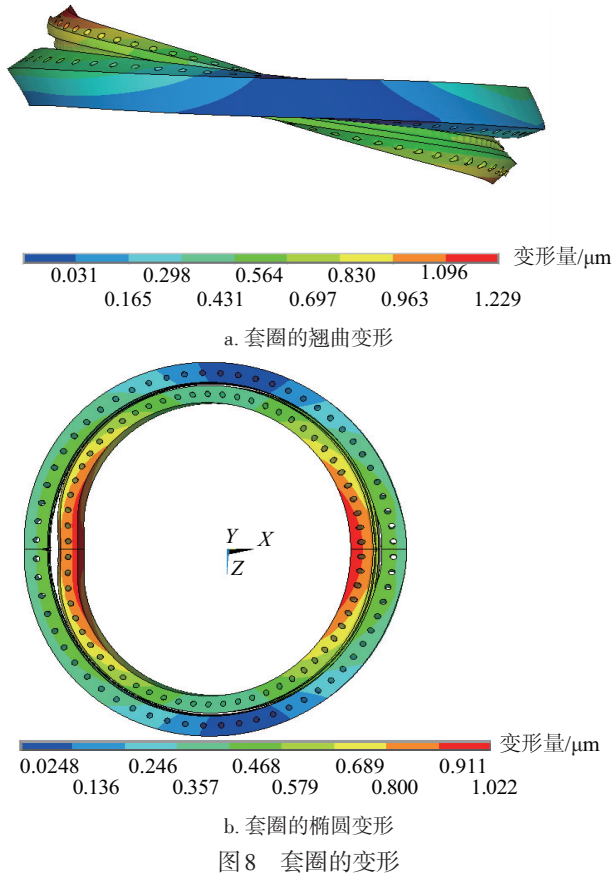


图8 套圈的变形

风电变桨轴承在工作过程中承受冲击载荷的作用。在钢球与滚道的接触部位,过大的接触应力作用将会造成的滚道面的永久塑性变形,这将会影响风电变桨轴承的工作性能并可能出现过早失效。在工程实际中,对于材料为 42CrMo 的转盘轴承,钢球与滚道之间的许用接触应力取 3850 MPa^[13]。根据 Hertz 接触理论,可得到钢球与滚道之间接触应力的计算公式^[12]:

$$\sigma_{\max} = \frac{1}{\pi n_a n_b} \left[\frac{3 \left(\frac{\Sigma \rho}{\eta} \right)^2 Q \right]^{\frac{1}{3}} \quad (2)$$

式中, n_a 、 n_b ——与接触点主曲率差函数有关的系数; Q ——钢球载荷, N; $\Sigma \rho$ ——接触点的主曲率和函数; η ——2 个弹性接触体的综合弹性常数。

在风电变桨轴承中由受载最大的钢球载荷 σ_{\max} 计算出该钢球与滚道之间接触应力 σ_{\max} , 再由 σ_{\max} 计算风电变桨轴承的承载能力安全系数^[14]:

$$f_s = \left(\frac{[\sigma]}{\sigma_{\max}} \right)^3 \quad (3)$$

式中, $[\sigma]$ ——钢球与滚道之间的许用接触应力, MPa; σ_{\max} ——钢球与滚道之间的接触应力, MPa。

利用上述方法计算出风电变桨轴承的安全系数如表 2 所示。从表 2 中的结果可看出,外圈滚道的安全系数大于内圈滚道的安全系数,下排滚道的安全系数大于上排滚道的安全系数。强度的最薄弱环节位于受载最大的上排钢球与内圈滚道之间,此处的安全系数为 1.62。风电变桨轴承的安全系数取该最小系数值,该数值大于 1.5。根据 GL 认证指南^[15],该风电变桨轴承能满足主机的使用要求。

表2 变桨轴承的安全系数

Table 2 Safety factor of pitch bearing

部位	最大接触应力/MPa	滚道安全系数
上排 接触方向线“1”	3213.4	1.72
内圈滚道 接触方向线“2”	3059.8	1.99
上排 接触方向线“1”	3174.3	1.78
外圈滚道 接触方向线“2”	3022.6	2.07
下排 接触方向线“1”	3275.5	1.62
内圈滚道 接触方向线“2”	2929.0	2.27
下排 接触方向线“1”	3235.6	1.68
外圈滚道 接触方向线“2”	2893.3	2.36

4 结 论

1) 本文通过适当的等效简化处理,建立考虑安装结构影响的风电变桨轴承的有限元模型。模型避免了大规模的非线性接触求解计算,能够利用普通微机在短时间内完成分析计算。

2) 风电变桨轴承的内圈存在轴向平面内的翘曲变形和径向平面内的椭圆变形。钢球载荷分布曲线偏离传统刚性套圈假设下得到正弦分布曲线,且在 -90° 和 $+90^\circ$ 方位角位置附近的钢球存在四点接触受载的情况。

3) 外圈滚道的安全系数大于内圈滚道的安全系数,下排滚道的安全系数大于上排滚道的安全系数。强度的最薄弱环节位于受载最大的上排钢球与内圈滚道之间的接触部位。

[参考文献]

- [1] 陈 龙, 赵联春, 夏新涛, 等. 变桨轴承载荷分布分析[J]. 轴承, 2010, (1): 1—4, 9.
- [1] Chen Long, Zhao Lianchun, Xia Xintao, et al. Load distribution for blade bearings[J]. Bearing, 2010, (1): 1—4, 9.
- [2] 高学海, 黄筱调, 王 华, 等. 双排四点接触球转盘轴承滚道接触压力分布[J]. 南京工业大学学报, 2011, 33(1): 80—83.
- [2] Gao Xuehai, Huang Xiaodiao, Wang Hua, et al. Distribution of loads in a double row four-point-contact ball slewing bearing[J]. Journal of Nanjing University of Technology, 2011, 33(1): 80—83.
- [3] 王燕霜, 袁倩倩. 负游隙对特大型双排四点接触球轴承载荷分布的影响[J]. 机械工程学报, 2012, 48(21): 110—115.
- [3] Wang Yanshuang, Yuan Qianqian. Influence of negative clearance on load distributions of large-size double row four-point-contact ball bearings[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(21): 110—115.
- [4] 芮晓明, 郑 辉, 黄浩然. 风电机组变桨轴承载荷分布研究[J]. 中国电机工程学报, 2013, 33(32): 80—87.
- [4] Rui Xiaoming, Zheng Hui, Huang Haoran. Load distribution research on pitch bearing of wind turbine generators[J]. Proceedings of the CSEE, 2013, 33(32): 80—87.
- [5] Potočník R, Göncz P, Flašker J, et al. Fatigue life of double row slewing ball bearing with irregular geometry [J]. Procedia Engineering, 2010, 2(1): 1877—1886.
- [6] Aguirrebeitia J, Avilés R, Bustos I F D, et al. Calculation of the general static load-carrying capacity for the design of four contact point slewing bearings[J]. Journal of Mechanical Design, 2010, 132: 064501-1—064501-6.
- [7] Aguirrebeitia J, Plaza J, Abasolo M, et al. General static load-carrying capacity of four-contact-point slewing ring bearings for wind turbine generator actuation system [J]. Wind Energy, 2013, 16: 759—774.
- [8] Daidié A, Chaib Z, Ghosn A. 3D simplified finite elements analysis of load and contact angle in a slewing ball bearing [J]. Journal of Mechanical Design, 2008, 130(8): 082601-1—082601-8.
- [9] Gao Xuehai, Huang Xiaodiao, Wang Hua, et al. Modeling of ball-raceway contacts in a slewing bearing with nonlinear springs [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2010, 225: 827—831.
- [10] Aguirrebeitia J, Abasolo M, Avilés R, et al. General static load-carrying capacity for the design and selection of four contact point slewing bearings: Finite element calculations and theoretical model validation [J]. Finite Elements in Analysis & Design, 2012, 55(8): 23—30.
- [11] Plaza J, Abasolo M, Coria I, et al. A new finite element approach for the analysis of slewing bearings in wind turbine generators using super element techniques [J]. Meccanica, 2015, 50(6): 1623—1633.
- [12] Harris T A. Rolling bearing analysis (4th Ed.) [M]. New York: John Wiley & Sons, Inc., 2001: 234—235.
- [13] 苏立樾, 苏 健. 转盘轴承静载荷承载曲线的创建 [J]. 轴承, 2004, (6): 1—3.
- [13] Su Liyue, Su Jian. Establishment of static load curve of turntable bearings [J]. Bearing, 2004, (6): 1—3.
- [14] Harris T, Rumbarger J H, Butterfield C P. Wind turbine design guideline DG03: Yaw and pitch rolling bearing life, NREL/TP-500-42362 [R]. Colorado: National Renewable Energy Laboratory, 2009.
- [15] Germanischer Lloyd Industrial Services GmbH. Guideline for the Certification of Wind Turbines [EB/OL]. (2010-06-01) [2016-03-01] <http://www.gl-group.com/>.

FINITE ELEMENT ANALYSIS OF PITCH BEARING IN WIND TURBINE CONSIDERING INFLUENCE OF INSTALLATION STRUCTURES

Li Yunfeng^{1,2}, Jiang Di¹, Song Lei¹

(1. School of Mechatronics Engineering, Henan University of Science and Technology, Luoyang 471003, China;

2. Collaborative Innovation Center of Machinery Equipment Advanced Manufacturing of Henan Province, Luoyang 471003, China)

Abstract: In order to reduce the large scale calculation of finite element analysis of the pitch bearing and its installation structures in wind turbine, an equivalent finite element modeling method for this assembly was proposed. The nonlinear tensile spring elements connecting the groove curvature centers of the two raceways were used to replace steel balls, and the nodes of the spring elements were coupled directly with the nodes on the raceway surfaces. The beam elements were used to replace the bolt connections between the pitch bearing rings and the installation structures. This avoids a lot of nonlinear contact operations. The scale of the finite element analysis calculation was reduced significantly. The results showed that the inner ring of the pitch bearing produces warping deformation in the axial plane and the oval deformation in the radial plane under the action of external combined loads. These deformations lead to the deviation of the load distribution curve of the balls from the sine distribution curve obtained under the traditional rigid ring assumptions; and there exist four-point contact loaded balls at the long axis positions of the oval deformation. Based on the finite element analysis, the safety factor of the pitch bearing was calculated further, which provides the theory basis for the correct selection of the bearing.

Keywords: wind turbine; pitch bearing; load distribution; finite element analysis; spring element