

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2014.12.016

# MW级风机变桨轴承与轮毂连接螺栓的强度分析\*

齐 涛,董姝言,苏凤宇  
(许昌许继风电科技有限公司,河南 许昌 461000)

**摘要:** 针对某MW级风电机组变桨轴承与轮毂连接螺栓强度设计问题,利用ANSYS软件建立了该变桨轴承与轮毂连接螺栓仿真模型,通过对变桨轴承的受力分析和变桨轴承、螺栓有限元模拟方法的研究,基于GL规范分别利用有限元方法和理论分析方法对该连接螺栓进行了强度分析和接触面滑移分析。研究表明,螺栓的极限强度和疲劳强度满足设计要求,极限计算中有限元分析结果和理论分析结果基本一致,接触面之间不会发生使螺栓承受剪切力的滑移。该研究结果为风机变桨轴承和轮毂连接螺栓设计提供了参考。

**关键词:** 变桨轴承;轮毂;螺栓连接;强度分析

**中图分类号:** TH123.3; TH131.3 **文献标志码:** A

**文章编号:** 1001-4551(2014)12-1587-05

## Strength analysis of pitch-bearing-hub bolt connection in MW wind turbine

QI Tao, DONG Shu-yan, SU Feng-yu

(Xuchang XJ Group Wind Power Technology Company, Xuchang 461000, China)

**Abstract:** Aiming at the design problems of the bolt connection strength of hub and pitch-bearing of a MW wind turbine, the ANSYS software was utilized to establish the simulated model of this bolt connection. With the study of pitch-bearing force analysis and FEM modeling method of bearing and bolt, the strength analysis of this bolt connection and the contact surface slip verification were calculated by the FEM method and theoretical method respectively based on the GL specification. The results indicate that this bolt connection satisfies the design requirement and the two maximum bolt stresses are almost the same and the slip which transfers shear force do not occur on the contact surface between pitch-bearing and hub. The results can provide some references for the bolt connection of hub and pitch-bearing.

**Key words:** pitch-bearing; hub; bolt connection; strength analysis

## 0 引 言

变桨轴承与轮毂连接螺栓是风电机组最重要的连接螺栓之一,其安全性决定了整个风机的安全性<sup>[1-3]</sup>。由于载荷的复杂特性,变桨轴承与轮毂连接螺栓承受动态载荷,在动态载荷长期作用下,该连接螺栓极易

遭到疲劳破坏,因此为了提高风力发电机的安全性,必须对变桨轴承和轮毂连接螺栓进行强度分析<sup>[4-6]</sup>。

GL规范为德国劳氏船级社针对风电行业提出的一个强制性认证标准,该标准明确指出需对结构性螺栓进行极限和疲劳分析<sup>[7]</sup>,EN19933-1-9提出了疲劳分析的一般流程及做法<sup>[8]</sup>。

本研究以某MW型风电机组为例,使用有限元方

收稿日期: 2014-08-07

基金项目: 国家电网公司科学技术资助项目(5292C0140073)

作者简介: 齐 涛(1982-),男,河南许昌人,工程师,主要从事风电机组机械设计及多体动力学仿真方面的研究。E-mail: qिताoxj@163.com

法和理论方法对该连接螺栓在某极限工况下进行静强度分析,同时基于GL规范和EN19933-1-9标准对该连接螺栓进行疲劳分析。

## 1 受力分析

变桨轴承与轮毂和叶片连接螺栓示意图如图1所示,其中外圈为变桨轴承与轮毂的连接螺栓,内圈为变桨轴承和叶片的连接螺栓。本研究主要研究外圈螺栓即变桨轴承与轮毂连接螺栓的极限强度和疲劳强度。变桨轴承所受的力较为复杂,但总的说来分为轴向 $F_z$ 、径向力 $F_{xy}$ 、倾覆力矩 $M_{xy}$ 及扭矩 $M_z$ 。对于变桨轴承与轮毂连接螺栓来说,主要承受的是轴向力和倾覆力矩,径向力和扭矩则主要由轴承滚道及接合面摩擦力承受。因此对于螺栓的强度分析来说,除对其极限强度和疲劳强度进行分析之外,接触面是否发生滑移也要进行分析<sup>[9]</sup>。

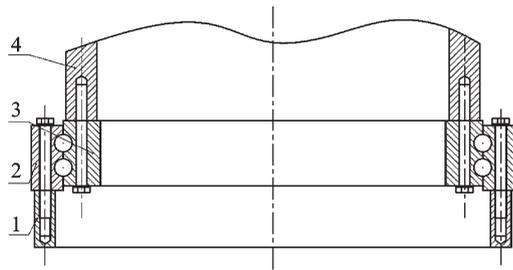


图1 变桨轴承与轮毂和叶片连接螺栓示意图

1—轮毂;2—变桨轴承外圈;3—变桨轴承内圈;4—叶片

## 2 有限元计算

### 2.1 模型的简化与建立

轮毂与变桨轴承连接螺栓的分析模型包括轮毂、变桨轴承、螺栓、垫片以及叶根部分,为简化模型提高网格质量,模型中删除了小的倒角、螺栓孔等不利于网格划分的几何特征。由于结构的对称性,本研究取三分之一的风轮作为研究对象,整个有限元模型如图2所示。

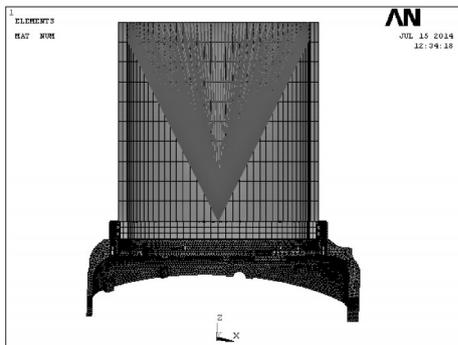


图2 变桨轴承与轮毂连接螺栓有限元模型

模型中轮毂、变桨轴承外圈、内圈、垫片及叶根均采用实体建模,其中轮毂网格为Solid187单元,其余实体的网格为Solid186单元,螺栓采用beam188单元模拟,螺栓的头尾两端采用载荷伞的形式来分别模拟垫片压紧和螺纹的作用,轴承滚珠通过link180单元的受压不受拉的特性来模拟,变桨轴承与轮毂连接螺栓局部放大模型如图3所示。

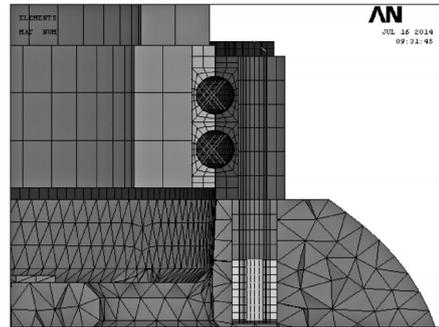


图3 变桨轴承与轮毂连接螺栓局部放大模型

在叶根部位建立加载点,通过载荷伞将载荷传递到叶根。整个有限元模型的节点数为746 756,单元数为271 909。根据实际的装配关系,建立的接触关系如表1所示,其中摩擦系数为0.2。

表1 接触关系设置

	轮毂	变桨轴承内圈	变桨轴承外圈	垫片	叶根
轮毂	/	-	摩擦	-	-
变桨轴承内圈	-	/	-	-	绑定
变桨轴承外圈	摩擦	-	/	-	绑定
垫片	-	-	绑定	/	-
叶根	-	绑定	-	-	/

### 2.2 材料及约束条件

模型中所使用的材料如表2所示。为使整个接触过程能顺利进行,需要消除模型的刚体位移,因此设置轮毂对称面全约束,加载点RZ方向约束。

表2 材料参数

部件	弹性模量/MPa	泊松比	屈服强度/MPa	抗拉强度/MPa
轮毂	1.69e5	0.3	200	-
变桨轴承	2.1e5	0.3	930	-
螺栓	2.1e5	0.3	940	-
叶根	2.5e4	0.3	-	131

约束条件如图4所示。

### 2.3 载荷

分析所采用的坐标系为GL规范中的叶根坐标系,极限强度计算分2个工况进行。第一个工况施加螺栓预紧力,为简便计,螺栓预紧力设为螺栓屈服强度的70%,即 $0.7 \times 940 \times 561 \times 80 = 29\ 531\ 040\ \text{N}$ ,第二个工况锁定第一个工况的计算结果,然后施加极限载

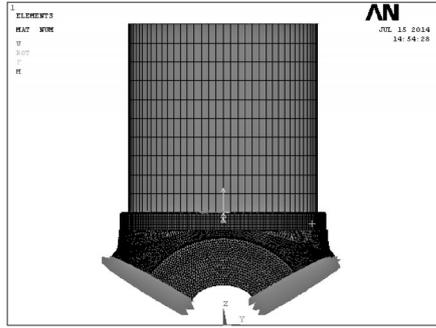


图4 约束条件

荷,本研究仅考虑  $M_{xy\_max}$  工况的载荷。

疲劳强度计算使用的模型与极限强度计算模型一致,区别在于疲劳计算时考虑预紧力分散系数  $\alpha_A$  的影响,依据 VDI2230,螺栓预紧力分散系数  $\alpha_A$  取 1.2。

疲劳强度计算首先根据计算结果选取螺栓的热点位置,其次提取每个热点在每个载荷步下的应力值,建

立载荷和应力增量之间的非线性关系,对于变桨轴承与轮毂的连接螺栓来说,叶根中心处  $x$ 、 $y$  方向的水平力  $F_x$ 、 $F_y$  对螺栓的应力影响极小,故对螺栓的疲劳寿命亦影响极小,可不考虑,而叶根中心的弯矩是造成螺栓破坏的主要因素,因此主要计算  $M_{xy}$  的疲劳损伤。施加的载荷分别为  $M_{xy}=6\ 000\ \text{kNm}$  和  $M_{xy}=-6\ 000\ \text{kNm}$ ,载荷步数为 2。所提取的部分热点的载荷和应力增量的关系如表 4 所示。根据表 4,通过分段插值可得到该热点在不同载荷下的应力增量。在 Blade 里进行后处理,结合载荷与应力增量之间的非线性关系,可得到螺栓的应力时间序列。该应力时序经雨流计数即可得到  $m=4$  下的等效疲劳应力,如表 5 所示。

疲劳计算需要确定螺栓的 S-N 曲线,根据 GL 规范的要求,确定螺栓疲劳等级 DC 为 71,并求解螺栓 S-N 曲线的其他相关参数,如表 6 所示。

表 3  $M_{xy\_max}$  工况载荷

工况	$M_x/\text{kNm}$	$M_y/\text{kNm}$	$M_{xy}/\text{kNm}$	$M_z/\text{kNm}$	$F_x/\text{kN}$	$F_y/\text{kN}$	$F_{xy}/\text{kN}$	$F_z/\text{kN}$
$M_{xy\_max}$	1 751.8	6 105.6	6 352.0	-55.6	235.9	-96.8	255.0	369.7

表 4 节点在不同载荷水平下对应的应力增量

载荷水平/kNm	NO.50/MPa	NO.32/MPa	NO.56/MPa	NO.41/MPa
-6 000	502.29	500.93	521.91	509.86
-3 000	523.48	521.97	536.48	526.16
0	546.47	544.82	551.14	545.36
3 000	569.47	567.67	565.80	564.57
6 000	600.46	599.04	581.67	602.49

表 5 螺栓的等效疲劳应力

热点号	50	32	56	41
等效疲劳应力/MPa	17.0	16.8	16.4	11.5

表 6 螺栓的 S/N 曲线相关参数

符号	数值	单位
DC	71	MPa
$N_1$	2E6	-
$N_D$	1E7	-
$\Delta\sigma_D$	52.66	MPa
$K_S$	0.96	-
修正后的 $\Delta\sigma_D$	50.32	MPa

### 3 理论计算

#### 3.1 接触面滑移计算

变桨轴承与轮毂连接螺栓应保证二者的接触面不发生滑移,这也意味着接触面的最大摩擦力应大于实际的剪切力。

接触面间的最大摩擦力  $F_f$  为:

$$F_f = Q_p^* \times n \times \mu = (Q - P) \times n \times \mu = (Q_p + K_c \times P - P) \times n \times \mu = (Q_p + \frac{C_b}{C_b + C_m} \times P - P) \times n \times \mu \quad (1)$$

式中:  $Q_p^*$ —螺栓的残余预紧力;  $Q$ —螺栓所受到的总拉力;  $Q_p$ —螺栓所受到的预紧力;  $P$ —螺栓工作拉力;  $K_c$ —螺栓的相对刚度,此处取  $K_c=0.28$ ;  $n$ —螺栓的数量;  $\mu$ —接触面间的摩擦系数,此处  $\mu=0.2$ 。

螺栓的工作拉力  $F$  由轴向力  $F_z$  和倾覆力矩  $M_{xy}$  提供,对于圆周方向上的螺栓来说,每个螺栓的工作拉力并不相同,为保守计,此处以最大的螺栓工作拉力  $P_{L,max}$  代替。  $P_{L,max}$  为<sup>[10]</sup>:

$$P_{L,max} = P_z \pm P_{max} = \frac{F_z}{n} \pm 4 \frac{M_{xy}}{Dn} \quad (2)$$

式中:  $P_z$ —轴向力  $F_z$  作用得到的螺栓拉力;  $P_{max}$ —倾覆力矩  $M_{xy}$  作用得到的最大螺栓拉力;  $D$ —螺孔分度圆直径;  $n$ —螺栓数量。当轴向力使结合面压紧时取负号,当使结合面分开时取正号,对于本计算来说,轴向力取正。

接触面间的剪切力  $F_Q$  为:

$$F_Q = F_{xy} + \frac{2 \times M_z}{D} \quad (3)$$

式中： $D$ —螺孔的分度圆直径。

### 3.2 螺栓强度计算

有限元结果和理论分析的结果表明在此极限载荷下变桨轴承和轮毂接触面之间不会发生使螺栓承受剪切力的滑移。则由式(1)可得螺栓的最大拉力：

$$Q_{max} = Q_p + K_C \times P_{Lmax} = Q_p + K_C \times \left( \frac{F_z}{n} \pm 4 \frac{M_{xy}}{Dn} \right) \quad (4)$$

则螺栓的最大拉应力  $\sigma_{max}$  为：

$$\sigma_{max} = \frac{Q_{max}}{A_s} \quad (5)$$

式中： $A_s$ —螺栓的应力截面积，对于M30螺栓来说，应力截面积=561 mm<sup>2</sup>。

## 4 结果与分析

### 4.1 极限强度结果分析

变桨轴承和轮毂接触面间的接触状态结果和接触滑移结果如图5、图6所示。参考螺栓和螺孔的相对尺寸，可见在该极限工况下，接触面间不会发生使螺栓承受剪切力的滑移。螺栓施加极限载荷后的应力

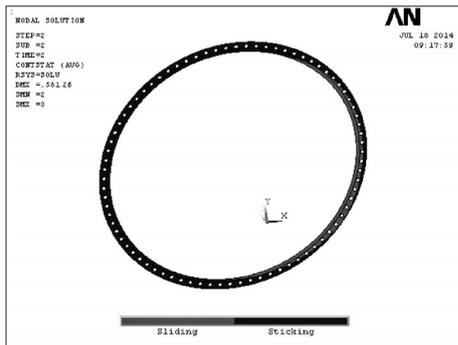


图5 变桨轴承与轮毂接触面接触状态

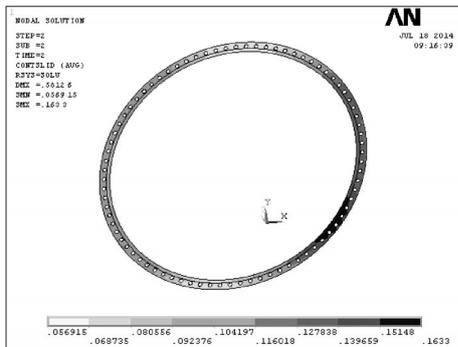


图6 变桨轴承与轮毂接触面滑移距离

分布结果如图7、图8所示，可见螺栓的最大应力为704 MPa，出现在螺栓的第一个螺纹位置，这与实际相符合(实际情况为：螺纹联接受载时，螺栓受拉，外螺纹螺距增大；螺栓孔受压缩，内螺纹螺距减小，螺纹螺距的变化差在旋合的第1圈最大，螺纹间有1/3的载荷集中于第1圈上<sup>[11]</sup>)。螺栓的许用应力为940/1.1=854 MPa，可知螺栓满足极限强度使用要求。

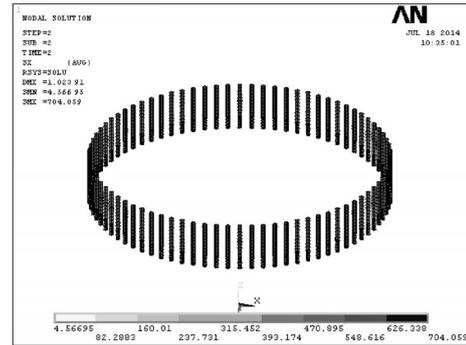


图7 施加极限载荷后的螺栓应力分布

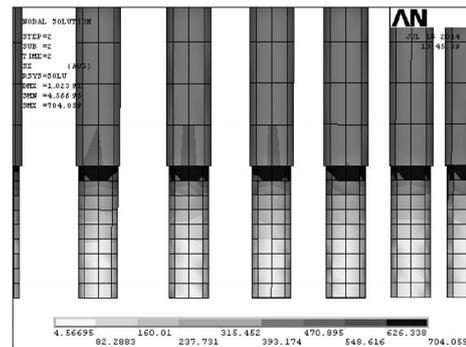


图8 螺栓应力分布局部放大

依公式(3)可得  $F_f = 7\ 536$  kN,  $F_Q = 303$  kN; 可见  $F_Q \ll F_f$ , 即变桨轴承和轮毂接触面不会发生使螺栓承受剪切力的滑移,这与有限元的结果一致。依据公式(5)可得螺栓的拉应力  $\sigma_{max} = 698$  Pa。对比图8的结果,可见有限元分析的结果和理论分析的结果误差为0.85%,二者结果基本一致。

### 4.2 疲劳强度结果分析

计算得到的螺栓损伤如表7所示。

表7 螺栓疲劳损伤结果

节点号	50	32	56	41
损伤	0.068 5	0.065 4	0.059 4	0.014 4

可见螺栓的疲劳损伤小于1,不会发生破坏。

(下转第1652页)

#### 本文引用格式：

齐涛,董妹言,苏凤宇. MW级风机变桨轴承与轮毂连接螺栓的强度分析[J]. 机电工程,2014,31(12):1587-1590,1652.

QI Tao, DONG Shu-yan, SU Feng-yu. Strength analysis of pitch-bearing-hub bolt connection in MW wind turbine[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering,2014,31(12):1587-1590,1652.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>