

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2017.04.007

基于周期对称模型的 MW 级风电机组变桨轴承连接螺栓强度计算

董姝言, 杨 扬, 齐 涛, 苏凤宇, 晁贯良, 何海建
(许昌许继风电科技有限公司, 河南 许昌 461000)

摘要:针对 MW 级风机变桨轴承连接螺栓的强度分析问题,采用周期性建模的方式建立了螺栓的有限元分析模型,并基于 GL 规范计算了螺栓的极限强度及疲劳强度。首先在最大预紧力工况下基于最大极限载荷计算得到了螺栓的最小极限安全系数。然后通过比较 3 个叶片的极限疲劳载荷得到了最大的极限疲劳载荷,在最小预紧力工况下基于该载荷得到了螺栓的载荷-应力非线性曲线,构建了新的载荷谱并根据载荷-应力曲线将该载荷谱转化为应力谱,利用雨流统计和 Palmgren-Miner 准则得到了螺栓的最小疲劳安全系数。计算结果表明,变桨轴承与轮毂连接螺栓和变桨轴承与叶片连接螺栓的极限、疲劳强度满足设计要求;该方法减少了有限元的计算量,为螺栓的强度分析提供了新的思路。

关键词:风电机组;变桨轴承;螺栓;强度计算

中图分类号:TH114;TK83

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2017)04-0357-04

Strength assessment of pitch bearing bolt connection of MW wind turbine based on periodic symmetric model

DONG Shu-yan, YANG Yang, QI Tao, SU Feng-yu, CHAO Guan-liang, HE Hai-jian
(Xuchang XJ Group Wind Power Technology Company, Xuchang 461000, China)

Abstract: Aiming at the problems of strength assessment on the pitch bearing bolt connection of MW level wind turbine, the ultimate strength and fatigue strength were calculated based on the periodic symmetric model and GL guideline. The minimum ultimate safety factors were calculated by using the maximum extreme loads for the maximum bolt pretension level. Then, the maximum ultimate fatigue loads were calculated by comparing with the ultimate fatigue loads of three blades and the bolt load-stress nonlinear curves were obtained for the minimum bolt pretension level. A new load spectrum was constructed and was transformed to stress spectrum according to the interpolation of bolt load-stress nonlinear curves. The minimum fatigue safety factor were calculated by the rainflow method and Palmgren-Miner criterion. The results show that the ultimate and fatigue strength safety factor meet the design requirements. The method reduces the calculation amount and provides a new approach for the strength assessment of bolt.

Key words: wind turbine; pitch bearing; bolt connection; strength assessment

0 引 言

风电是近年来发展最快的新能源,随着风电机组功率的逐渐增大,机组内部的结构部件也越来越大,其结构性能也越来越重要^[1]。变桨轴承连接螺栓是风电机组最重要的连接螺栓之一,一方面轮毂通过连接螺栓与变桨轴承外圈连接,另一方面叶片通过 T 型连接螺栓与变桨轴承内圈连接,三者组合构成了风轮,变

桨轴承连接螺栓的安全性决定了整个风机的安全性。GL 规范要求对螺栓进行强度计算,以确定其能满足 20 年使用要求^[2]。

MW 级风电机组多为 3 叶片的风轮结构,3 个叶片之间间隔 120°,因此研究人员多采用 1/3 周期模型对变桨轴承连接螺栓进行分析。但即便是 1/3 周期模型,网格数量依然较多,计算量较大。目前对于变桨轴承连接螺栓计算多集中在变桨轴承-轮毂连接螺栓上,

而对变桨轴承-叶片连接螺栓的研究较少^[3-5]。

本研究将基于有限元的方法对某 2 MW 风机的变桨轴承连接螺栓进行计算,通过构建单个变桨轴承 1/23 周期模型,得到变桨轴承-轮毂连接螺栓和变桨轴承-叶片连接螺栓的极限和疲劳工况下的应力,并基于 GL 规范和 VDI2230 对模型进行修正,以得到螺栓的极限、疲劳安全系数。

1 有限元模型

1.1 模型建立

以某 2 MW 风机为例,其风轮结构如图 1 所示。

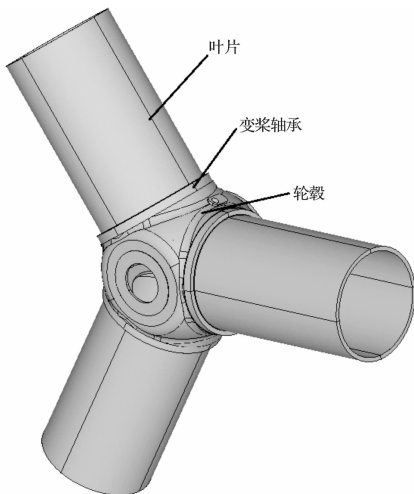


图 1 风轮结构

考虑到模型的对称性及减少单元规模,为分析变桨轴承连接螺栓,采用单个变桨轴承 1/23 进行建模,模型中包含了轮毂、变桨轴承、叶片及叶片法兰等部件。

有限元模型如图 2 所示。

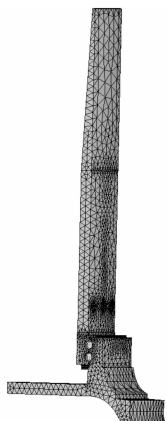


图 2 变桨轴承连接螺栓周期对称模型

螺栓及垫片使用实体单元来模拟,螺栓螺纹部分采用绑定接触的办法以实现螺栓和部件之间的紧固连接。对于叶片 T 型螺栓,T 型头与叶片之间通过节点合并的方法实现螺栓的预埋作用。变桨轴承的内圈与外圈之间通过 Link10 单元来连接,通过关键字设置

Link10 单元受压不受拉,Link10 单元的截面尺寸根据滚球的实际数量、模拟数量和滚球的实际直径而定,由于是周期对称模型,对称面上的滚球直径是其余滚球直径的 1/2。笔者设置各部件间的关系,其中轮毂和变桨轴承外圈之间、叶片与叶片法兰之间、叶片法兰和变桨轴承内圈之间使用摩擦型接触,摩擦系数 0.2。笔者将弯矩和轴向力等效计算为节点力并施加在叶根端面。模型中单元数量为 135 465,节点数量为 256 665。为准确反映螺栓的强度性能,笔者对该模型中变桨轴承内外圈的所有螺栓均进行了极限、疲劳强度计算。对于螺栓来说,其一般在截面发生突变的位置和螺纹连接的位置发生破坏,该计算中对螺栓的 4 个热点位置进行了计算,螺栓的热点位置如图 3 所示。

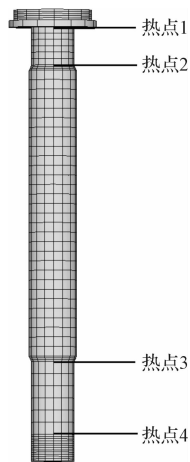


图 3 变桨轴承连接螺栓热点位置

1.2 材料

模型中,叶片为各向异性材料;轮毂材料为铸铁;螺栓、变桨轴承、变桨轴承滚球及叶片法兰材料为钢。

1.3 边界条件

模型中,对称面通过耦合的方式实现对称面自由度一致,轮毂端面全约束。极限载荷为极限载荷包络表中的最大弯矩工况,对于螺栓来说,轴向力是造成其破坏的主要因素,因此在极限计算中只考虑 y 向弯矩 M_y 和轴向力 F_z 的作用。疲劳载荷为叶根中心疲劳载荷,共 408 个工况,这些工况涵盖了 GL 规范所要求的所有疲劳工况。有限元模型中的总体坐标系与图 4 中的叶根坐标系一致。

对于极限载荷,将 M_y 和 F_z 转化为节点力施加在叶根端部节点上,其公式为:

$$F_{z,eq} = \left(\frac{4M}{D_{blade}} + F_z \right) \cdot \frac{\alpha}{360} \quad (1)$$

式中: $F_{z,eq}$ —等效作用力; M —最大弯矩工况中的弯矩; F_z —最大弯矩工况中的轴向力; D_{blade} —叶根中径; α —周期对称模型的角度。

对称面上的节点力是其余节点力的一半,对称面

上的节点力计算公式为:

$$F_{z,eq}(\text{nom}) = \frac{F_{z,eq}}{N_{\text{nom}} + \frac{N_{BC}}{2}} \quad (2)$$

式中: $F_{z,eq}(\text{nom})$ —节点力; N_{nom} —叶片端部非对称面上的节点; N_{BC} —叶片端部对称面上的节点。

对于疲劳载荷,需计算每个叶根处的极限疲劳载荷,找到最大的弯矩 M ,并按该叶根的 M_x 和 M_y 构建疲劳载荷谱,这对于疲劳计算来说是保守的,其计算公式为:

$$M(\alpha) = M_{x,blr} \sin(\alpha) + M_{y,blr} \cos(\alpha) \quad (3)$$

式中: $M(\alpha)$ —合弯矩; $M_{x,blr}$ —叶根 x 向极限疲劳载荷; $M_{y,blr}$ —叶根 y 向极限疲劳载荷。

叶根坐标系如图4所示。

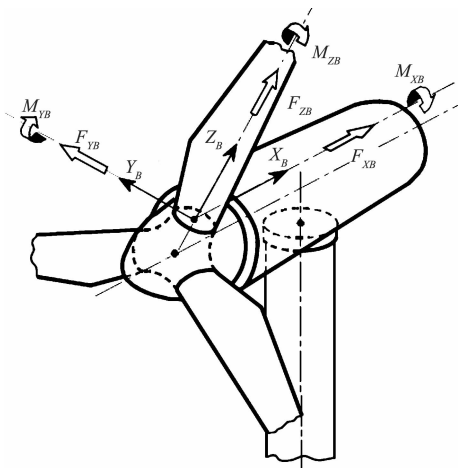


图4 叶根坐标系

2 计算过程

2.1 极限计算

由于螺栓的极限安全系数与最大预紧力有关,极限计算在螺栓最大预紧工况的基础上进行,最大预紧力的计算公式如下式所示:

$$F_{\text{max}} = F_{\text{nom}} \cdot (1 + \alpha_A) \quad (4)$$

式中: F_{max} —最大预紧力; F_{nom} —名义预紧力; α_A —预紧力分散系数, α_A 根据 VDI2230 表中的 A8 元素取相应的值^[6]。

笔者将根据公式(1,2)得到节点力施加在叶片端部节点上进行计算。计算完成后,提取螺栓的4个热点处的3个力分量 F_z, M_y, M_z , 计算螺栓的轴向应力分量、弯曲应力分量及相应的螺栓结构应力。其中,螺栓的轴向应力分量 σ_{ax} 为:

$$\sigma_{ax} = \frac{F_z}{A} \quad (5)$$

式中: A —螺栓热点处的截面积。

螺栓的弯曲应力分量 σ_{bend} 为:

$$\sigma_{\text{bend}} = \frac{M}{W} \quad (6)$$

式中: W —螺栓热点处的截抗弯截面模量。

螺栓结构应力 σ_{tot} 计算公式为:

$$\sigma_{\text{tot}} = \sigma_{ax} + \sqrt{\sigma_{\text{bend},x}^2 + \sigma_{\text{bend},y}^2} \quad (7)$$

螺栓的极限安全系数 SRF_{ext} 可由下式计算得到:

$$SRF_{\text{ext}} = \frac{R_{p,0.2}}{\gamma_{\text{tot}} \cdot \sigma_{\text{tot}}} \quad (8)$$

式中: $R_{p,0.2}$ —螺栓的屈服强度; γ_m —材料安全系数,依据 GL 规范,此处 $\gamma_m = 1.1$ 。

2.2 疲劳工况

2.2.1 螺栓载荷-应力曲线

疲劳计算中需将载荷-时间历程转化为应力-时间历程,由于模型中轴承和接触等非线性因素的影响,常规的单位载荷计算方法不能应用到螺栓的计算中去^[7-9],因此计算螺栓疲劳强度的前提是得到螺栓的载荷-应力非线性关系曲线。

螺栓预紧力越小,其疲劳损伤越大^[10],因此变桨轴承连接螺栓的疲劳计算基于最小预紧力工况。最小预紧力的计算公式如下式所示:

$$F_{\text{min}} = F_{\text{nom}} \cdot (1 - \alpha_A) \quad (9)$$

式中: F_{min} —最小预紧力。

对于变桨轴承连接螺栓来说,弯矩对其影响很大,将式(3)计算得到的最大极限疲劳载荷 M 转化为节点力并施加到叶片端部节点上,设置多个子步,之后提取螺栓在每个子步下的3个应力分量 $\sigma_{ax}, \sigma_{\text{bend},x}, \sigma_{\text{bend},y}$, 计算得到螺栓的结构应力 σ_{tot} , 螺栓结构应力的计算公式如下式所示:

$$\sigma_{\text{tot}} = \sigma_{ax} + \sigma_{\text{bend},x} \cdot \cos\theta + \sigma_{\text{bend},y} \cdot \sin\theta \quad (10)$$

式中: σ_{tot} —螺栓的结构应力; σ_{ax} —螺栓的轴向应力分量; $\sigma_{\text{bend},x}, \sigma_{\text{bend},y}$ —螺栓的弯曲应力分量; θ —角度。

由于螺栓结构应力的方向并不确定,笔者对螺栓每隔 15° 计算其结构应力,对于单个螺栓来说,需要建立24个载荷-应力非线性关系曲线。笔者对式(3)构建的疲劳载荷谱按载荷-应力曲线进行插值计算,得到螺栓的应力-时间历程,对每个应力-时间历程进行雨流统计,得到包含幅值和循环次数信息的应力谱,结合螺栓的 S-N 曲线,得到每个螺栓热点的 P-M 累计损伤,按照20年累计损伤为1作为参考量得到螺栓的疲劳强度安全系数 SRF_{fat} , 计算不同角度下的 SRF_{fat} , 统计得到该螺栓的最小疲劳安全系数 $SRF_{\text{fat},\text{min}}$ 。

2.2.2 螺栓 S-N 曲线

螺栓 S-N 曲线一般使用 GL 规定的参数,对于变桨轴承连接螺栓来说,其属于热处理前滚压加工的螺栓,则依据 GL 规范 5.3.3.5 规定,螺栓的疲劳设计等级 $DC = 71$, 对于螺栓直径超过 30 mm 的螺栓来说,

S-N曲线需考虑螺栓直径缩减系数的影响,直径缩减系数的计算公式如下式所示:

$$k_s = \left(\frac{30}{d_s}\right)^{0.25}$$

(11)

式中: k_s —螺栓直径缩减系数, d_s —螺栓名义直径。

变桨轴承连接螺栓考虑直径缩减系数的 S-N 曲线相关参数如表 1 所示。

表 1 螺栓 S-N 曲线参数				
疲劳设计等级	拐点处循环次数	斜率 K_1	斜率 K_2	拐点处应力
$DC/[MPa]$	$N_d[-]$	$[-]$	$[-]$	$ds_2/[MPa]$
71	5e6	3	5	49.98

3 计算结果与分析

笔者在 ANSYS 中使用 APDL 语言编制命令流提取所有螺栓在最大极限工况下的安全系数 SRF_{ext} ,变桨轴承连接螺栓的极限安全系数结果如表 2、表 3 所示。

表 2 变桨轴承与轮毂连接螺栓极限安全系数				
变桨轴承与轮毂连接螺栓	热点 1	热点 2	热点 3	热点 4
螺栓 1	1.039	1.042	1.055	1.051
螺栓 2	1.040	1.042	1.056	1.051
螺栓 3	1.039	1.042	1.055	1.051
螺栓 4	1.039	1.042	1.055	1.050

表 3 变桨轴承与叶片连接螺栓极限安全系数				
变桨轴承与叶片连接螺栓	热点 1	热点 2	热点 3	热点 4
螺栓 1	1.052	1.057	1.065	1.053
螺栓 2	1.051	1.056	1.065	1.052
螺栓 3	1.052	1.057	1.065	1.053

由表 2、表 3 可知,在最大极限工况下,螺栓安全系数大于 1,这表明螺栓的极限强度设计满足要求。

变桨轴承连接螺栓在经式(3)构建弯矩工况下的疲劳安全系数 SRF_{fat} 如表 4、表 5 所示。

表 4 变桨轴承与轮毂连接螺栓疲劳安全系数				
变桨轴承与轮毂连接螺栓	热点 1	热点 2	热点 3	热点 4
螺栓 1	1.910	2.120	7.210	12.340
螺栓 2	1.920	2.130	7.190	12.540
螺栓 3	1.930	2.130	7.260	12.870
螺栓 4	1.920	2.120	7.220	12.420

表 5 变桨轴承与叶片连接螺栓疲劳安全系数				
变桨轴承与叶片连接螺栓	热点 1	热点 2	热点 3	热点 4
螺栓 1	2.130	2.650	8.430	13.650
螺栓 2	2.140	2.660	8.460	13.780
螺栓 3	2.130	2.660	8.440	13.720

由表 4、表 5 可知,在给定的载荷-时间历程作用下,螺栓的疲劳安全系数均大于 1,这表明螺栓的疲劳强度设计满足要求。

4 结束语

本研究以某 2 MW 风电机组变桨轴承连接螺栓为分析对象,通过周期性建模的方式并基于 GL 规范对其进行了极限、疲劳强度计算,极限强度分析在最大预紧力工况下进行,疲劳强度分析在最小预紧力工况下进行。计算结果表明,变桨轴承与轮毂连接螺栓及变桨轴承与叶片连接螺栓的极限和疲劳强度性能均满足 20 年设计使用要求。

本研究的分析方法提高了计算的精度和效率,为变桨轴承连接螺栓的设计与校核提供了新的思路。

参考文献(References):

[1] 贺德馨,陈 坤,张亮亮,等. 风工程与工业空气动力学 [M]. 北京:国防工业出版社,2006.

[2] Germanischer Lloyd Wind Energie GmbH. Guideline for the certification of wind turbines[R]. Hamburg: Germanischer Lloyd,2010.

[2] 齐 涛,董姝言,苏凤宇,等. 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):1587-1591.

[4] 何玉林,雷增宏,石秉楠. MW 级风力发电机组轮毂连接螺栓接触强度分析[J]. 现代制造工程,2011,32(4):102-106.

[5] 何玉林,王秀文,丁帅铭,等. MW 级风力发电机组变桨螺栓疲劳寿命分析[J]. 机械设计,2013,30(7):14-18.

[6] Verein Deutsche Ingenieure. VDI 2230 Part1: Systematic calculation of high duty bolted joints, joints with one cylindrical bolt [M]. Germany: Verein Deutsche Ingenieure, 2003.

[7] 翁海平,陈 棋. 兆瓦级风机主轴疲劳分析方法研究[J]. 太阳能学报,2013,34(10):1714-1719.

[8] 丁学亮,叶学民,李春曦. 轴流风机叶片展向结构变化对性能影响的数值分析[J]. 流体机械,2015,43(9):43-49,78.

[9] 陈 棋,翁海平,吴 晨. 大型风电机组轮毂疲劳分析方法的研究[J]. 太阳能学报,2015,36(9):2263-2268.

[10] 龙 凯,贾 娇,肖介平. 基于 Schmidt-Neuper 算法塔筒螺栓疲劳强度研究[J]. 太阳能学报,2014,35(10):1904-1909.

[编辑:李 辉]

本文引用格式: