

基于 VDI2230 标准的某风力机关键连接件强度分析

刘艳,周克栋,赫雷

(南京理工大学 机械工程学院,江苏 南京 210094)

摘 要: 风力发电机组塔架由几段锥形筒通过法兰、螺栓连接而成,为了保证螺栓连接的可靠性,需要对其进行强度校核。利用 GH Bladed 软件计算不同工况下塔架法兰结合面所受的载荷,再进行载荷分配求得最危险螺栓。建立法兰、螺栓连接有限元模型,对法兰进行静强度校核。基于 VDI2230 标准对高强度螺栓进行强度校核,分析结果表明,装配状态下螺栓预紧力满足要求,工作状态下螺栓抗屈服安全系数、抗滑移安全系数、抗剪安全系数等相关系数均在安全范围内,螺栓设计满足要求。

关键词: 风力机;GH Bladed;VDI2230 标准;高强度螺栓;有限元分析

中图分类号: TP391.9 **文献标识码:** B **文章编号:** 1671-5276(2020)06-0197-04

Strength Analysis of Key Connecting Parts of Wind Turbine Based on VDI2230 Standard

LIU Yan,ZHOU Kedong,HE Lei

(School of Mechanical Engineering,Nanjing University of Science and Technology,Nanjing 210094,China)

Abstract: The tower of wind turbine is composed of several conical cylinders connected by flanges and bolts. To ensure the reliability of the bolt connection,it is necessary to check the strength of the key connecting parts. GH Bladed software is used to calculate the load on the flange connection surface of the tower under different working conditions,and then load is distributed to the bolts, thus finding out the most dangerous bolts. The finite element model of the flange and bolt connection is established and the static strength of the flanges is tested. Based on the VDI2230 standard,the strength of the bolts is checked,and the analysis results show that the pre-tightening force of bolts meets the requirements of the assembly,and the relevant anti-yield safety coefficient,anti-slip safety coefficient and shear safety coefficient of bolts under the working state are all within the safety range,and the bolt design meets the requirements.

Keywords: wind turbine;GH Bladed;VDI2230 standard;high strength bolt;finite element analysis

0 引言

螺栓连接是风力机连接的主要形式。风力机塔架受载情况复杂,为了保证其关键连接件法兰和螺栓连接的可靠性,需要对其进行强度校核。目前,国内比较认可的螺栓强度校核方法有德国机械工程师协会颁布的 VDI2230 标准^[1]和有限元分析法。

VDI2230 标准被广泛运用到高强度螺栓的设计和校核中。杜静等^[2-3]对风力机轮毂处、塔架部位的螺栓连接,结合 VDI2230 标准提出了梁单元法进行数值模拟。

本文对某风力机塔架的关键连接件法兰和螺栓进行了强度分析。螺栓校核中用到的工作载荷通过风力机设计仿真软件 GH Bladed 计算得到,利用有限元对法兰进行了静强度分析,基于 VDI2230 标准对高强度螺栓进行强度分析。

1 计算工况说明

1.1 法兰结合面载荷计算

某风力发电机塔架由法兰、高强度螺栓连接而成,塔

架总高 73 m。将塔架简化为一个悬臂梁,理论计算表明,距离地面最近的法兰结合面承受载荷最大,该结合面距离地面 10.58 m。

GH Bladed 是一款用于风力机整机计算仿真的软件,其可靠性通过了 GL 风力机认证。图 1 为根据 GL 风力机认证规范建立的塔架坐标系,满足右手定则。表 1 为某风力机的 3 种工况下所承受的载荷,超速发电状态下风力机受载最大,可作为极限载荷对风力机法兰螺栓进行强度校核。

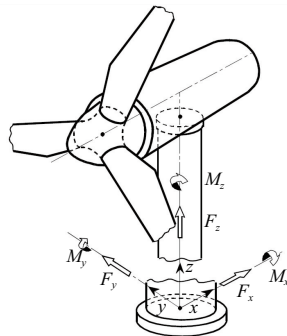


图 1 塔架坐标系

表1 工况载荷表

工况	$M_x/$ (kN·m)	$M_y/$ (kN·m)	$M_z/$ (kN·m)	$F_x/$ kN	$F_y/$ kN	$F_z/$ kN
正常发电	2 459.1	-35 462.5	1 257.2	455.00	-32.10	-457.50
紧急停机	3 354.1	-41 625.0	2 135.5	655.20	-46.80	-623.20
超速发电	3 869.5	-43 954.4	3 192.0	722.45	-55.32	-533.14

1.2 载荷分配计算

通过 GH Bladed 软件求得的是风力机塔架法兰结合面载荷,将螺栓组受力转化为单个螺栓连接受力是螺栓分析的关键一步。提取单个螺栓受力的方法主要包括有限元法和理论计算的方法。塔架法兰的结构比较简单,单个螺栓受力可以根据 VDI2230 标准第二部分理论计算得到。

根据 VDI2230 标准,假设塔筒直径为 D 、连接螺栓数目为 N_{bolt} ,将法兰结合面承受的载荷转化为合成弯矩 M_{xy} 和轴向力 F_z ,则螺栓承受最大轴向力的表达式见式(2)。

$$M_{xy} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} \quad (1)$$

$$F_A = \frac{M_{xy} l_{\text{max}}}{(l_1^2 + l_2^2 + \dots + l_n^2)} + \frac{F_z}{N_{\text{bolt}}} = \frac{4M_{xy}}{DN_{\text{bolt}}} + \frac{F_z}{N_{\text{bolt}}} \quad (2)$$

法兰螺栓连接处会产生横向滑移效应,将载荷转化为合成力 F_{xy} 和弯矩 M_z ,根据外载荷平均分配的方法简化,则螺栓承受最大横向力的表达式见式(4)。

$$F_{xy} = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad (3)$$

$$F_Q = \frac{2M_z}{DN_{\text{bolt}}} + \frac{F_{xy}}{N_{\text{bolt}}} \quad (4)$$

受载最大的法兰结合面由 96 个 M64(10.9 级)的高强度螺栓连接而成,塔筒外径 4.03 m,求得极限载荷下最大轴向力 $F_{A\text{max}}$ 为 451.76 kN,最大横向力 $F_{Q\text{max}}$ 为 24.05 kN。

2 法兰静强度计算

螺栓连接模型如图 2 所示,上下法兰通过 M64(10.9 级)的螺栓连接,将装配模型导入到 Ansys Workbench 中,并离散为六面体单元^[6]。本模型中存在 6 种接触,分别是螺母和垫圈接触、上法兰表面和垫圈接触、上下法兰接触面、下法兰和螺栓头接触面、螺母和螺栓接触面、垫片和螺栓接触面。螺母和垫圈采用绑定接触,其他接触面均采用摩擦接触,螺纹摩擦系数取 0.1,其他接触面摩擦系数取 0.2。参考表 1 定义边界和施加载荷:对下法兰外径壁面施加固定约束,螺栓光杆施加设计预紧力 F_v 为 1 500 kN,上法兰端面施加轴向力,上法兰通孔内壁施加横向力。

通过计算可得法兰应力分布如图 3 所示。法兰的最大应力为 262 MPa,法兰材料为 Q345,低于其屈服极限,满足静强度要求。螺栓的应力分布如图 4 所示,其最大应力值为 763.1 MPa,出现在螺纹连接第一圈附近,螺栓的材料是 42CrMo,低于其屈服强度 930 MPa,满足静强度要求。而高强度螺栓除了需要考虑预紧力的影响,还需要考虑抗压溃、抗滑移等强度要求。因此为了对螺栓进

行更全面的校核,本文基于 VDI2230 标准对高强度螺栓作进一步分析。

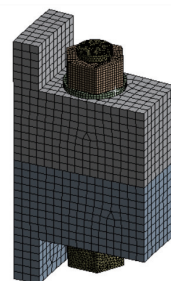


图2 单个法兰-螺栓连接结构有限元模型

等效Mises应力 (MPa)

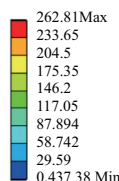


图3 法兰应力分布

等效Mises应力 (MPa)

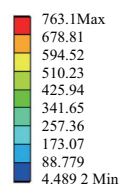


图4 螺栓应力分布

3 基于VDI2230标准校核螺栓强度

VDI2230 标准是德国工程师协会颁布的技术标准,适用于高强度螺栓的强度校核。

3.1 确定螺栓参数

风力机塔架采用的 M64 螺栓连接参数根据 GB/T 32076.7-2005 查得,见表 2。

表2 螺栓基本参数

参数	数值
公称直径 d/mm	64.000
中径 d_2/mm	60.103
小径 d_3/mm	57.505
螺距 P/mm	6
螺栓孔直径 d_h/mm	67
螺栓夹持外径 d_w/mm	100
应力截面积 A_s/mm^2	2 680
公称截面积 A_N/mm^2	3 217
螺栓无螺纹杆长度 l_0/mm	275
无载荷螺纹杆长度 l_{Gew}/mm	25
螺栓杆总长度 l/mm	375

3.2 装配状态螺栓预紧力校核

1) 确定螺栓最小夹紧力 F_{Kerf}

风力机塔架螺栓为了抵抗剪切力,螺栓连接在接合面需要达到一定的最小夹紧力 F_{Kerf} ,最小夹紧力可由式(5)确定。

$$F_{\text{Kerf}} = F_{\text{KQ}} = \frac{F_{\text{Qmax}}}{q_F \cdot \mu_{\text{Tmin}}} \quad (5)$$

式中: q_F 是传递横向力的界面数; μ_{Tmin} 是上下法兰接触面最小摩擦系数。

计算求得最小夹紧力为 120 240 N。

2) 确定载荷系数 ϕ_n

载荷系数 ϕ_n 是表征外载荷可以传递到螺栓上载荷的比例,其值与螺栓和被连接件的柔度有关。

螺栓由若干个圆柱体要素组成,圆柱体要素依次排列,其总柔度由一系列单个圆柱体要素的柔度累加得到:

$$\delta_s = \delta_{\text{SK}} + \delta_1 + \dots + \delta_{\text{Gew}} + \delta_{\text{GM}} \quad (6)$$

式中: δ_{SK} 为螺栓头柔度; δ_{Gew} 为未啮合螺纹柔度; δ_{GM} 为螺纹啮合部分柔度。一个圆柱体要素在轴线方向的柔度为 $\delta_i = l_i / (E_i A_i)$ 。化简可得

$$\delta_s = \frac{1}{E_s} \left(\frac{0.5d}{A_N} + \frac{l_1}{A_1} + \dots + \frac{0.5d}{A_3} + \frac{0.4d}{A_N} \right) \quad (7)$$

螺栓的弹性模量 $E_s = 2.1 \times 10^5 \text{ MPa}$,求得螺栓的总柔度 δ_s 为 $5.968 \times 10^{-7} (\text{mm/N})$ 。

在同心夹紧的情况下,被连接件弹性变形体随预紧力增加,在螺栓轴线两侧形成对称的变形区域,此变形区域可等效为圆锥和圆柱区域。如图5所示, P_{CD} 为螺栓轴线到法兰中心线距离, d_h 为螺栓孔径, b_{fl} 为法兰宽度, d_w 为螺栓夹持外径, l_k 为被连接件厚度, φ 为变形锥角, D_A 为弹性变形体结合面等效外径, D_{AGr} 为弹性变形锥的极限直径。 D_A 、 D_{AGr} 的值由式(8)、式(9)求得。

$$D_A = \left(\frac{2\pi P_{\text{CD}}}{N_{\text{bolt}}} - d_h + b_{\text{fl}} \right) / 2 \quad (8)$$

$$D_{\text{AGr}} = d_w + \tan\varphi \quad (9)$$

$$\tan\varphi = 0.362 + 0.032 \ln[l_k / (2d_w)] + 0.153 \ln(D_A / d_w) \quad (10)$$

若 $D_A < D_{\text{AGr}}$,则被连接件弹性变形体等效为变形锥和变形套筒,被连接件的柔度 δ_p 可表示为

$$\delta_p = \frac{2}{d_h \tan\varphi} \ln \left[\frac{(d_w + d_h)(D_A - d_h)}{(d_w - d_h)(D_A + d_h)} \right] + \frac{4}{D_A^2 - d_h^2} \left[l_k - \frac{D_A - d_w}{\tan\varphi} \right] \quad (11)$$

法兰的弹性模量 $E_p = 2.06 \times 10^5 \text{ MPa}$, $l_k = 300 \text{ mm}$, $b_{\text{fl}} = 260 \text{ mm}$, $P_{\text{CD}} = 2 020 \text{ mm}$,求得被连接件柔度 δ_p 为 $2.116 8 \times 10^{-7} \text{ mm/N}$ 。

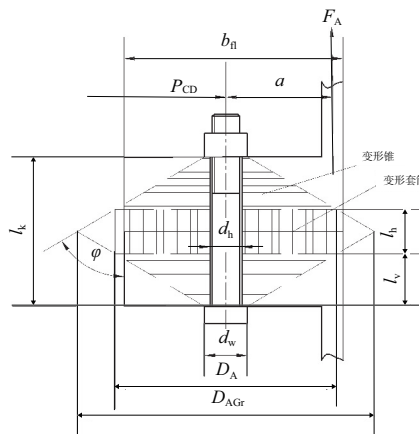


图5 同心夹紧法兰-螺栓连接的等效应力分布

载荷系数 ϕ_n 由式(12)求得

$$\phi_n = n\phi = n \frac{\delta_p}{\delta_s + \delta_p} \quad (12)$$

载荷引入系数 n 与载荷加载位置有关,风力机法兰的连接方式为同心夹紧和偏心加载,根据 VDI2230 标准中表 5.2/1,查得塔筒螺栓的载荷引入系数 n 为 0.53,则载荷系数 ϕ_n 为 0.138。

3) 确定预紧力损失 F_z

螺栓在装配过程中往往不能达到精确的设计预紧力,产生一定的预紧力损失。螺栓预紧力损失包括由于施加预紧后发生嵌入现象产生的预紧损失和由温度引起的预紧损失。风力机塔架螺栓不考虑热膨胀影响,则由于嵌入导致的预紧力损失 F_z 可表示为:

$$F_z = \frac{f_z}{\delta_s + \delta_p} \quad (13)$$

式中: f_z 为螺栓连接的总嵌入量。嵌入量与工作载荷类型、接触面数量和表面粗糙度有关,可根据 VDI2230 标准中的表 5.4/1 可查得 $f_z = 11 \mu\text{m}$,则预紧力损失为 13.6 kN。

4) 最小装配预紧力 F_{Mmin}

最小装配预紧力是综合考虑预紧损失、预紧方式等引起预紧力变化的因素,为了达到设计预紧力而要求的最小预紧力值,其值由式(14)计算。

$$F_{\text{Mmin}} = F_{\text{Kerf}} + (1 - \phi_n) F_{\text{Amax}} + F_z \quad (14)$$

求得 M64 螺栓最小装配预紧力为 525.5 kN。

5) 最大装配预紧力 F_{Mmax}

最大装配预紧力主要考虑外载荷造成预紧力变化而要求的最大预紧力值。螺栓采用转矩控制法预紧,根据

VDI2230 标准中表 A8 取拧紧系数 a_A 为 1.6, 而 $a_A = F_{Mmax} / F_{Mmin}$, 求得最大装配预紧力为 840.8 kN。

6) 螺栓许用预紧力 F_{Mzul}

螺栓许用预紧力由螺栓本身的材料、尺寸、加工工艺等有关, 可由公式 (15) 计算。

$$F_{Mzul} = A_s \cdot \frac{\nu \cdot R_{P0.2min}}{\sqrt{1+3 \left[\frac{3}{2} \cdot \frac{d_2}{d_0} \left(\frac{P}{\pi d_2} + 1.155 \mu_{Gmin} \right)^2 \right]}} \quad (15)$$

式中: $R_{P0.2min}$ 是螺栓的屈服极限, 取 930 MPa; ν 是防止螺栓接触面塑性变形而引入的屈服应力的作用系数, 通常取 0.9; μ_{Gmin} 为螺纹最小摩擦系数, 由 VDI2230 标准查得为 0.1, 求得螺栓许用预紧力为 2 070 kN。

计算所得最大装配预紧力 F_{Mmax} 、设计预紧力 F_V 与螺栓许用预紧力 F_{Mzul} 三者需要满足如下关系:

$$F_{Mmax} < F_V < F_{Mzul} \quad (16)$$

经验证, 所取的设计预紧力 1 500 kN 满足设计要求, 所以工作状态的螺栓按设计预紧力进行校核。

3.3 工作状态抗屈服安全系数校核

对螺栓进行静强度校核, 考察螺栓的应力是否超过屈服极限。工作应力 $\sigma_{red,B}$ 、抗屈服安全系数 S_F 的计算公式为:

$$\sigma_{red,B} = \sqrt{\sigma_{Zmax}^2 + 3(k_\tau \tau_{max})^2} \quad (17)$$

$$S_F = \frac{R_{P0.2min}}{\sigma_{red,B}} \quad (18)$$

式中: 最大轴向拉伸应力 $\sigma_{Zmax} = F_{Smax} / A_0$; $F_{Smax} = F_V + \phi_n F_{Amax}$; τ_{max} 为最大扭转应力, 其值由 $\tau_{max} = M_G / W_P$ 求得, 其中 $M_G = F_V d_2 [P / (\pi d_2) + 1.155 \mu_{Gmin}] / 2$, 转动惯量 $W_P = \pi d_0^3 / 16$; k_τ 为考虑扭转应力的修正系数, 取推荐值 0.5。计算求得螺栓在最大工作载荷下的工作应力为 621 MPa。

由螺栓工作状态抗屈服安全系数 S_F 为 1.496 > 1, 可知螺栓满足设计要求。

3.4 工作状态抗滑移安全系数校核

螺栓最小残余预紧力 F_{KRmin} 、抗滑移安全系数 S_G 的计算公式为:

$$F_{KRmin} = \frac{F_V}{\alpha_A} - (1 - \phi_n) F_{Amax} - F_Z \quad (19)$$

$$S_G = \frac{F_{KRmin}}{F_{Kerf}} \quad (20)$$

由螺栓抗滑移安全系数 $S_G = 7.736 > 1$, 可知螺栓抗滑移性满足要求。

3.5 接触面抗压溃安全系数校核

螺栓与接触面之间压力可能导致接触面被压溃。抗压溃安全系数 S_p 的计算公式为

$$S_p = p_G / \max(p_{Mmax}, p_{Bmax}) \quad (21)$$

式中: 装配状态 $p_{Mmax} = F_{Mzul} / A_{Pmin}$; 工作状态 $p_{Bmax} = (F_{Vmax} +$

$F_{SAmax}) / A_{Pmin}$; $A_{Pmin} = \frac{\pi}{4} (d_w^2 - d_h^2)$; p_G 为材料许用接触压力。根据 VDI2230 中表 A9 取 900 N/mm², 求得抗压溃安全系数 S_p 为 2.59, 螺栓满足抗压溃强度要求。

3.6 工作状态抗剪切安全系数校核

螺栓最大切应力 τ_{Qmax} 、抗剪切安全系数 S_A 的计算公式为:

$$\tau_{Qmax} = \frac{F_{Qmax}}{A_\tau} \quad (22)$$

$$S_A = \frac{\tau_B}{\tau_{Qmax}} \quad (23)$$

式中: A_τ 为接触面处螺栓受剪面积; 螺栓的许用切应力 τ_B 根据 VDI2230 标准中表 A9 取 600 MPa。由螺栓抗剪切安全系数 $S_A = 80.26 > 1$, 可知螺栓抗剪性能合格。

4 结语

风力机的关键连接件, 即法兰和螺栓, 是塔架的薄弱环节之一, 对其进行强度分析至关重要。本文根据 VDI2230 标准对某风力机法兰螺栓连接进行了强度分析, 对最大载荷的获取方法进行了说明, 对 VDI2230 标准的计算过程及一些关键参数计算进行了解释说明。主要结论如下:

1) 利用有限元法, 对某风力机塔架法兰进行了静强度计算, 法兰满足静强度要求; 螺栓的应力结果与 VDI2230 标准基本吻合, 略有偏差, 这是因为存在螺栓模型的偏差, 运用 VDI2230 标准校核螺栓更加全面。

2) 运用 VDI2230 标准对高强度螺栓进行校核, 装配状态下螺栓只受预紧力, 螺栓受最大预紧力不失效, 满足强度要求; 工作状态下螺栓承受复杂工作载荷, 其抗屈服安全系数、抗滑移安全系数、抗压溃安全系数、抗剪切安全系数均满足设计要求。

3) VDI2230 标准针对高强度螺栓不仅对强度进行校核, 还对预紧力、抗滑移、抗压溃、抗剪切等方面进行了校核, 分析更加科学、全面, 为某风力机关键连接件中高强度螺栓强度提供了理论依据。

参考文献:

- [1] VDI2230—1—2014. Systematic calculation of highly stressed bolted joints—joints with one cylindrical bolt [S]. Berlin: German Society for Science and Technology, 2014.
- [2] 杜静, 唐与, 韩花丽, 等. 水平轴风力机主轴与轮毂联接螺栓数值分析研究[J]. 太阳能学报, 2016, 37(7): 1702-1710.
- [3] 陈真, 杜静, 何玉林, 等. 采用 VDI2230 的风力发电机组塔筒法兰联接处螺栓强度分析[J]. 现代制造工程, 2011(5): 125-129.

收稿日期: 2019-11-07