

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2017.02.006

# 基于 ANSYS 的 MW 级风电机组运输 支架强度计算\*

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

**摘要:**针对某 2 MW 风电机组运输支架的强度安全问题,对运输支架的板和焊缝进行了运输和试验台试验 2 种工况下的强度计算研究。以 ANSYS 为平台建立了包含风电机组和运输支架的完整有限元模型,基于 APDL 语言和 GL 规范定义了运输和试验台试验 2 种工况,首先通过排除焊趾奇点应力的方法得到了运输支架板的极限安全系数;之后利用国际焊接协会规范对运输支架的焊趾应力进行了插值计算,得到了焊缝的极限安全系数。研究表明,运输支架的板和焊缝强度安全系数均大于 1,满足设计使用要求,该方法可为运输支架的结构设计和优化提供了一种实用的手段。

**关键词:**风电机组;运输支架;焊缝;强度计算

**中图分类号:**TH123+.3; TK83

**文献标志码:**A

**文章编号:**1001-4551(2017)02-0131-05

## Strength assessment of transport frame of MW wind turbine based on ANSYS

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

**Abstract:** Aiming at the ultimate strength safety of the transport frame of 2 MW wind turbine, a strength assessment of plates and welds of the transport frame under transporting and testing load case was studied. The complete FE model including wind turbine was built by the ANSYS software. Transporting and testing load cases were defined based on the APDL command and GL specification. Firstly, the ultimate safety factor of plates were calculated by excluding the weld spots results. Secondly, the weld spots safety factors were calculated by the weld hot spots stresses which were obtained according to the extrapolation method of IIW. The results indicate that the safety factors of plates and welds are above 1 and have sufficient strength to fulfill the design requirement and the method in this study is feasible and effective for the design and optimization of transport frame.

**Key words:** wind turbine; transport frame; weld; 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,机组重量和尺寸也越来越大<sup>[1]</sup>。运输支架作为风电机组的重要组成部分,承担机组运输的重任,因此其安全性是风机安全性的重要内容之一。目前对于风电领域的强度计算,多集中在风机的相关结构部件,比如轮毂、机架、主轴等<sup>[2-6]</sup>,但对运输支架

的研究较少。

由于运输支架是焊接结构,其焊缝在载荷的作用下更容易发生破坏,焊缝的强度评估是运输支架研究的重要问题之一,运输支架结构复杂,焊缝部位应力状态非常复杂,采用何种应力评估其强度是关键问题,焊缝的结构计算可采用名义应力法、结构应力法和切口应力法来进行分析。其中名义应力法不考虑应力集中效应,可以同时评估焊趾和焊根的强度。但实际几何

收稿日期:2016-05-17

基金项目:许继集团年度科技项目(5292C416000100K1360000)

作者简介:苏凤宇(1978-),男,吉林榆树人,工程师。主要从事风力发电机强度方面的研究。E-mail:xjsufy@163.com

通信联系人:齐涛,男,工程师,硕士。E-mail:qitaotxj@163.com

结构比较复杂,名义应力难以确定,仅适合相对简单的结构。结构应力又称之为热点应力,考虑几何引起的应力集中,而不包含焊缝本身产生的缺口应力,焊缝的缺口效应在 S-N 曲线中考虑,其适合相对复杂的结构,但其只能评估焊趾处的应力。切口应力法是缺口根部的总应力,考虑了非线性的应力峰值,其结果比较精确。可以同时评估焊趾和焊根的强度,但该方法比较繁琐。武奇<sup>[7-8]</sup>采用热点应力法对 16Mn 钢十字非承载焊接结构进行了分析,结果表明采用热点应力法表示的焊接<sup>[9]</sup>接头疲劳试验数据较名义应力法分散性小。Backstrom<sup>[10]</sup>采用切口应力法对焊接结构进行了疲劳分析,结果表明利用局部切口应力进行多轴疲劳分析需要焊趾部位几何参数,对工程应用不适用。对于运输支架来说,其结构形状不规则,应力状态复杂,因此适合采用热点应力法进行分析。

本研究基于有限元的方法对某 2 MW 风机的运输支架进行计算,通过构建完整的有限元模型,得到运输支架板和焊缝在运输和试验 2 种工况下的极限安全系数。

## 1 有限元模型

### 1.1 模型建立

对于运输支架强度计算来说,通过载荷伞的方式将载荷施加在运输支架上会在加载点附近造成应力集中,这无法准确反映运输支架的强度性能,而通过加载均布载荷的方式将载荷施加在运输支架上,则由于机舱重心位置不确定,也无法真实地计算出运输支架的强度性能。此外仅校核运输支架在机舱重量作用下的强度是不完善的。在试验台实验时,除机舱质量外,运输支架还需承受低速端的扭矩的作用,因此整个有限元模型应不仅仅包含运输支架,还需要包含能反映机舱重量的其他部件。

运输支架有限元分析模型如图 1 所示,模型中考虑了运输支架,轮毂、主轴、主轴轴承、主机架、齿轮箱、弹性支撑、偏航齿圈、偏航刹车盘等部件的影响,为提高网格质量,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。模型中运输支架、主轴承、主机架、齿轮箱、偏航刹车盘网格为 Solid187 单元,其余实体的网格为 Solid186 单元,轴承滚珠采用 Link10 单元模拟,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珠的实际数量、模拟数量和滚珠的实际直径而定;由于轴承不承担扭矩,本研究在主轴和齿轮箱箱体之间建立耦合方程,释放旋转自由度,将从主轴传递过来的扭矩传递给齿轮箱箱体。

本研究在轮毂中心部位建立加载点,通过载荷伞将扭矩传递到主轴,设置各部件间的关系为绑定;对机舱各部件按实际的材料属性施加弹性模量、泊松比及密度,非机舱部件施加弹性模量、泊松比,之后统计模型质量,如部件模型质量与实际质量有差异,则通过调整密度的方式使其质量与实际质量相同。整个有限元模型的节点数为 2 302 275,单元数为 1 226 037。

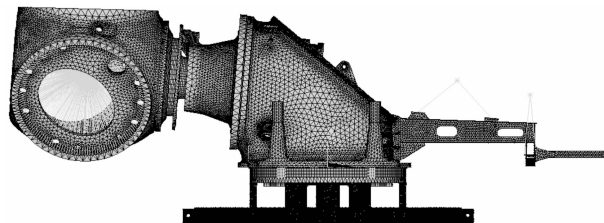


图 1 运输支架有限元模型

### 1.2 边界条件

模型中,约束条件是运输支架底面全约束。载荷为加速度和试验台最大输出扭矩,有限元模型中的总体坐标系与 Blade 中的塔顶坐标系一致<sup>[9]</sup>,该坐标系如图 2 所示。

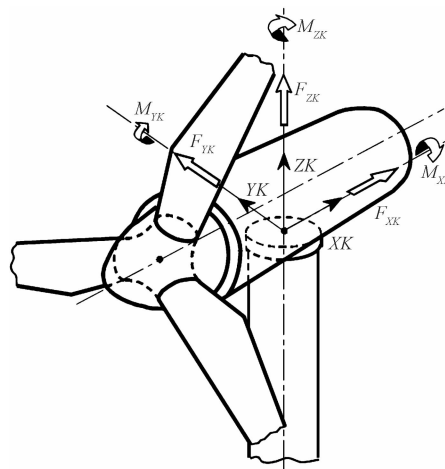


图 2 塔顶坐标系

## 2 计算过程

### 2.1 计算工况

本研究对运输支架进行运输和试验 2 种工况下的静强度计算。运输工况的目的在于校核运输支架在机舱重量下的强度性能,对运输支架上的部件进行质量统计,得到其重量为 76.4 t,与机舱实际质量基本一致,这表明有限元模型中的机舱模型可以很好地反映实际的机舱的情况。笔者在有限元模型中施加重力加速度  $g = 9.81 \text{ m/s}^2$ ,进行运输工况条件下的静强度计算。

风电机组在出厂前需进行全功率试验,其目的在于检测机组在不同功率条件下的运行情况。试验时在主轴前端输入试验台最大扭矩,则扭矩会通过主轴传递到齿轮箱箱体上,进而通过弹性支撑传递至主机架上,由于运输支架与主机架是绑定连接,对于运输支架来说,此时试验的扭矩会对其强度造成影响,因此需校核运输支架在试验工况条件下的强度性能。

## 2.2 板的强度计算

本研究对2种工况下计算后的结果进行后处理,提取运输支架外表面实体节点上等效应力  $\sigma_{eqv}$ ,按下式得到运输支架的极限安全系数  $SRF_{ext}$ ,对结果进行排序得到运输支架板的最小极限安全系数  $SRF_{ext,min}$ :

$$SRF_{ext} = \frac{R_{p,0.2}}{\gamma_m \cdot \sigma_{eqv}} \quad (1)$$

式中: $SRF_{ext}$ —螺栓的极限安全系数; $R_{p,0.2}$ —螺栓的屈服强度; $\gamma_m$ —材料安全系数,依据 GL 规范,此处  $\gamma_m = 1.25^{[11]}$ 。

## 2.3 焊缝的强度计算

运输支架焊缝的结构计算需首先依据焊缝类型进行插值得到焊趾应力。IIW 规定的焊接结构热点类型如图3所示,其中,a型热点的焊趾位于板的表面,b型热点的焊趾位于板的边缘<sup>[12]</sup>。运输支架焊缝的结构计算需首先依据焊缝类型进行插值得到焊趾应力。

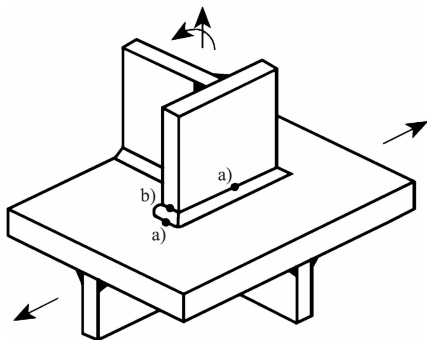


图3 热点类型

焊趾热点应力一般采用表面外推法进行计算,根据 IIW 规定,不同类型的热点具有不同的外推方法。a型焊缝和b型焊缝应力外推时应考虑的参考点位置分别如图4、图5所示,对于a型焊缝来说,选取距离焊趾  $0.4t$  和  $1t$  处的节点作为参考点,进行2点外推,如下式所示:

$$\sigma_{hs} = 1.67 \times \sigma_{0.4t} - 0.67 \times \sigma_{1t} \quad (2)$$

式中: $\sigma_{hs}$ —焊趾处的应力; $\sigma_{0.4t}$ —插值路径上距焊趾  $0.4t$  的应力; $\sigma_{1t}$ —插值路径上距焊趾  $1t$  的应力。

对于b型焊缝来说,其位于板的边缘,焊趾应力不依赖于板厚,因此参考点的选取无需考虑板厚,b型焊

缝一般采用3点外推,外推公式如下式所示:

$$\sigma_{hs} = 3 \times \sigma_{4mm} - 3 \times \sigma_{8mm} + \sigma_{12mm} \quad (3)$$

式中: $\sigma_{4mm}$ —插值路径上距焊趾  $4mm$  的应力; $\sigma_{8mm}$ —插值路径上距焊趾  $8mm$  的应力; $\sigma_{12mm}$ —插值路径上距焊趾  $12mm$  的应力。

对焊趾应力进行插值,需在焊趾建立局部节点坐标系。其中,坐标系的  $X$  轴平行于焊缝, $Y$  轴垂直于焊缝。对于同一焊趾,由于插值路径不同,其焊趾既可以是a型焊缝也可以是b型焊缝,在建立局部坐标系的时候,要依据焊缝类型建立不同的局部坐标系。本研究提取外推参考点在局部坐标系下垂直于焊缝的正应力  $\sigma_y$ , $\sigma_x$  和平行于焊缝的切应力  $\tau_{xy}$ ,之后按下式计算得到单个焊趾的等效应力,按式(1)得到焊缝的极限强度安全系数  $SRF_{ext}$ 。对结果进行排序得到运输支架焊缝的最小极限安全系数  $SRF_{ext,min}$ :

$$\sigma_{eqv} = \sqrt{\sigma_x^2 - \sigma_x \cdot \sigma_y + \sigma_y^2 + 3 \cdot \tau_{xy}^2} \quad (4)$$

式中: $\sigma_x$ —焊趾处平行于焊缝的正应力; $\sigma_y$ —焊趾垂直于焊缝的正应力; $\tau_{xy}$ —焊趾处平行于焊缝的切应力。

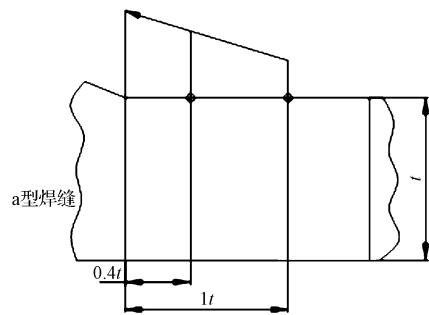


图4 a型焊缝热点外推法

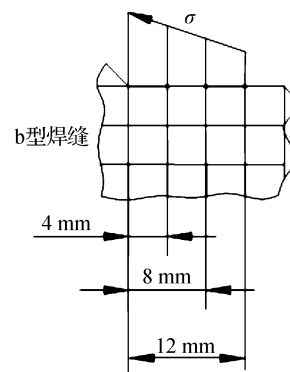


图5 b型焊缝热点外推法

## 3 计算结果与分析

本研究在 ANSYS 中使用 APDL 语言编制命令流提取运输支架在2种极限工况下的最小极限安全系数  $SRF_{ext,min}$ ,需要注意的是,对于板来说,通过命令流得到的最小极限安全系数  $SRF_{ext,min}$  要看节点是否在焊趾附近,由于焊趾处的应力集中效应,在焊趾附近的最小

极限安全系数并不能真实地反映板的强度性能,因此对于板的强度性能评估,应评估最大应力出现的节点是否在焊趾附近。根据 IIW 规定,板切割位置上更容易发生破坏,因此板的最小安全系数应为切割位置上的最小安全系数。

运输支架在 2 种工况下的等效应力云图分布结果如图 6、图 7 所示,可见排除焊趾应力之前的运输支架最大等效应力要远大于排除焊趾应力之后的最大等效应力。试验工况中运输支架的最大应力发生在竖向筋板与横向筋板的焊趾处,由于焊趾的应力集中效应,该

处结果不是板的真实应力,应将该处节点的结果排除,对该工况的结果逐次排除检查直至找到板的最大等效应力。排除焊趾应力后的等效应力云图如图 6(b) 所示,可见板的最大等效应力为 75.2 MPa,发生在运输支架右侧上顶板角点处。采用同样的方法找出试验工况板的最大等效应力,试验工况排除焊趾应力后的等效应力云图如图 7(b) 所示,可见板的最大应力为 75.6 MPa,发生在运输支架下竖向支撑板上。结合式 (1),得到 2 种工况下的最小安全系数分别为 2.841 和 2.826。

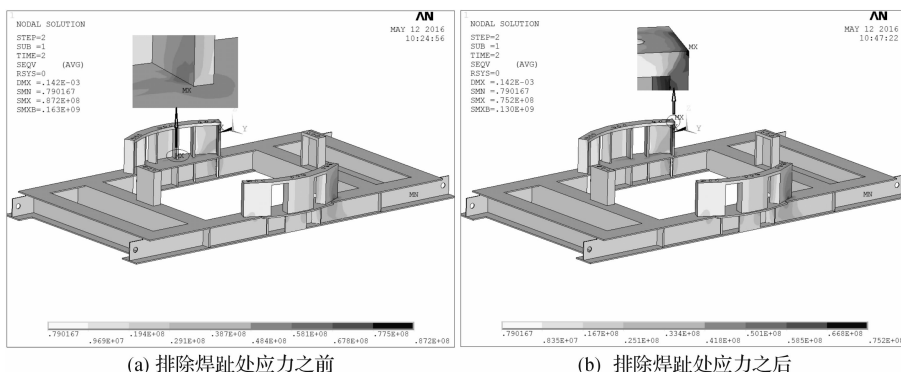


图 6 运输工况应力云图

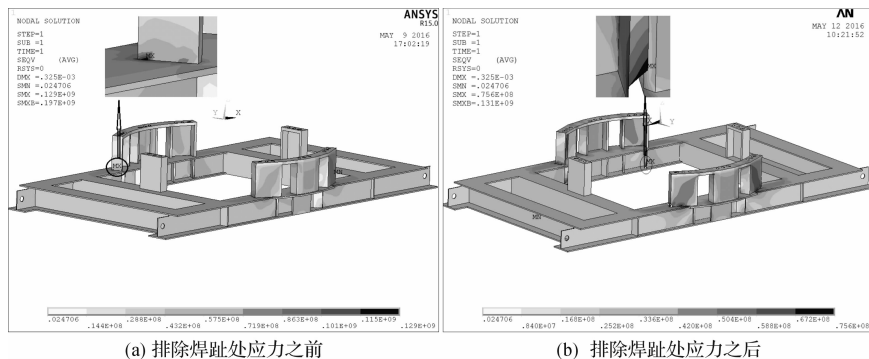


图 7 试验工况应力云图

本研究对焊趾应力进行插值计算,并进行 2 种工况下的极限强度计算。最危险焊缝的极限安全系数计算结果如表 1 所示,可见 2 种工况条件下的最危险焊缝的安全系数均大于 1,满足设计要求。对于疲劳计算,由于运输支架绝大部分时间处于静止状态,无需对其进行疲劳计算。

表 1 运输支架焊缝极限最小安全系数

| 工况   | 极限最小安全系数 |
|------|----------|
| 运输工况 | 3.062    |
| 试验工况 | 2.020    |

## 4 结束语

本研究以某 2 MW 风电机组运输支架为分析对象,通过 ANSYS 的 APDL 语言构建了包含风电机组和运输支架的完整的有限元模型,基于 GL 规范和 IIW

规范对运输支架进行了运输和试验台试验 2 种工况条件下的极限强度计算,结果表明,2 种工况条件下运输支架的板和焊缝最小极限安全系数均大于 1,说明运输支架的强度安全性能满足设计使用要求。其次确定了运输支架板的最小安全系数的选择方法以及焊缝焊趾应力的插值方法。该方法可为运输支架的结构设计和优化提供一种实用的手段。

## 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] 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.
- [3] 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.

- [4] 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.
- [5] 卢磊,张礼达,徐志坚. 基于 ANSYS 的 1.5 MW 水平轴风力机轮毂壁厚的优化与强度分析[J]. 西华大学学报(自然科学版). 2014,33(5):109-112.
- [6] 黄忠文,王培,韩海燕. 离心通风机叶轮的有限元建模与应力分析[J]. 流体机械,2015,43(10):27-30.
- [7] 武奇,邱惠清,王伟生. 基于结构应力的焊接接头疲劳分析[J]. 焊接学报,2009,30(3):101-105.
- [8] 武奇,邱惠清. 基于结构应力的焊接接头多轴高周疲劳寿命估算[J]. 固体力学学报,2010,31(3):278-284.
- [9] 文海鹏. 浅谈产品及设计中考虑焊接的几个问题[J]. 机械,2015(S1):72-74.
- [10] BAEKSTROM M, MARQUIS G. A review of multiaxial fatigue of weldments experimental results design code and critical plane approaches[J]. **Fatigue Fract Engng Mater Struct**. 2001,24(2):279-291.
- [11] Germanischer Lloyd. Guideline for the Certification of Wind Turbines[R]. Hamburg: Germanischer Lloyd Industrial Services GmbH,2010.
- [12] XIII-2151R1-07/XV-1254r1-07. Recommendations for fatigue assessment of welded joints and components (2007) [S]. Cambridge: International Institute of Welding,2007.

[编辑:李辉]

#### 本文引用格式:

苏凤宇,齐涛,董姝言,等. 基于 ANSYS 的 MW 级风电机组运输支架强度计算[J]. 机电工程,2017,34(2):131-135.

SU Feng-yu, QI Tao, DONG Shu-yan, et al. Strength assessment of transport frame of MW wind turbine based on ANSYS[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2017,34(2):131-135.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>

(上接第 118 页)

## 4 结束语

本研究运用虚位移原理中的几何法与坐标法推导出五叉两缸式升降平台液压缸推力的表达式,并采用先整体后分离的方法建立了五叉两缸式升降平台的铰点力计算的基本方程。

本研究将某型号的五叉两缸式剪叉升降平台的基本参数代入液压缸推力表达式中,运用 Matlab 绘出两种方法得到的液压缸推力随升角变化曲线,得到了液压缸推力的最大值并将两条曲线与实测数据曲线进行了对比,对比结果表明,两种方法得到的液压缸推力值之间的最大偏差为 2%,且与实测数据的偏差在 5% 以内。将得到的液压缸推力最大值代入铰点力平衡方程中,得到剪叉臂的铰点力。研究表明,本研究中计算液压缸推力与铰点力的方法均能应用于工程中,并能推广到其他结构形式的剪叉式升降平台的液压缸推力与铰点力计算。

从对比曲线中可看出,理论值均小于实测值,将理论值直接应用于工程中会偏于危险,因此,有必要对理论曲线进行修正,具体修正方法要根据升降平台的结构形式与具体工况而定。

#### 参考文献 (References):

[1] TIAN Hong-yu, ZHANG Zi-yi. Design and simulation based

on Pro/E for a hydraulic lift platform in scissors type[J]. **Procedia Engineering**,2011(16):772-781.

- [2] 吴伟峰,张伟中,钱荣. 一种新型二自由度并联机构的运动学及静力学分析[J]. 机电工程,2015,32(2):207-210.
- [3] 曾午平,卫良保. 剪叉式液压升降台的设计计算[J]. 起重运输机械,2010(1):772-781.
- [4] 段慧文. 剪叉机构计算与虚位移原理[J]. 演艺科技,2012(5):33-37.
- [5] 赵学龙,刘巧珍,马志刚,等. 高空作业平台剪叉机构的受力计算[J]. 建筑机械化,2014,35(8):36-38.
- [6] 赵明君,刘剑雄,常安民. 剪叉式升降机受力分析及有限元仿真[J]. 新工艺新技术,2013(3):18-20.
- [7] 陈立群,薛纭. 理论力学[M]. 2 版. 北京:清华大学出版社,2014.
- [8] 张伟龙. 剪叉式升降平台性能分析与优化设计[D]. 沈阳:东北大学机械工程与自动化学院,2015.
- [9] 周莎莎. 剪叉式升降平台性能分析与结构优化[D]. 山东:山东轻工业学院机械与汽车工程学院,2012.
- [10] 赵艳平,马利平. 基于 FluidSIM 的剪叉式升降台液压系统设计[J]. 液压气动与密封,2014(12):17-19.
- [11] 史荣生,梁全. 剪叉式升降平台机液压系统 AMESim 计算机仿真[J]. 机械,2016(8):33-35,54.
- [12] 胥军. 剪叉式升降机举升机构分析与优化[J]. 机械科学与技术,2013,32(6):920-927.

[编辑:李辉]