DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2021.07.019

# 兆瓦级风力发电机组主轴强度分析及优化研究\*

# 赵佰余,徐东杰,黄文才,邹渊士,童跃平,朱斌辉,陈进建 (华仪风能有限公司,浙江温州 325600)

摘要:为了对某兆瓦级风力发电机组主轴结构进行精细化及高可靠性设计,提出了一种基于 WorkBench 平台的主轴强度分析及结构优化方法。首先,建立了含附件的主轴计算有限元模型,采用层状体模型模拟了滚子轴承,并根据 IEC 标准计算了主轴的极限静强度和疲劳强度;然后对两个区域的结构热点位置相关设计变量进行了参数化处理,采用拉丁超立方法进行了试验设计,之后建立了响应面模型,并且对该模型进行了分析;最后,采用多目标优化算法,以等效应力及重力最小为目标,先后对两个区域进行了优化,并加以验证。研究结果表明:经过优化设计后,主轴的质量减少了 2%,最大等效应力减少了 8%,疲劳安全余量提高了 16.56%,主轴的可靠性及经济性得到了一定程度的提高。

文章编号:1001-4551(2021)07-0923-06

### Strength analysis and optimization on main shaft of MW wind turbine

## ZHAO Bai-yu, XU Dong-jie, HUANG Wen-cai, ZOU Yuan-shi, TONG Yue-ping, ZHU Bin-hui, CHEN Jin-jian (Huayi Wind Energy Co., Ltd., Wenzhou 325600, China)

**Abstract**: In order to carry out a precise and high-reliability design for the main shaft of MW wind turbine, a strength analysis and optimization method was proposed based on WorkBench. Firstly, The finite element model of main shaft with accessories was established, a lamina model was used to simulate bearing, and the ultimate strength and fatigue strength of the main shaft were calculated according to IEC standard. Then the relevant design variables were defined and parameterized according to the hot spot's location, and the response surfaces model were built and analyzed by using the DOE method of LHS. To minimize the weight and equivalent stress, a multi-objective optimization algorithm was used to optimize and the results were verified. The results show that the mass of main shaft is reduced by 2% after optimization, the maximum stress is reduced by 8%, and the safety margin of fatigue increased by 16.56%. The reliability and economy of main shaft have been improved. **Key words:** strength of main shaft; finite element method(FEM); response surface method; multi-objective optimization

### 0 引 言

风能是一种清洁可再生能源,资源丰富,发展潜力 巨大<sup>[1]</sup>。主轴是风力发电机组<sup>[2,3]</sup>的关键部件,其任 务是将旋转机械能传递给齿轮箱或发电机,并将载荷 传递至机舱固定系统上,承受着风轮载荷、传动链自身 扭转振动及装配状态下的自重等一系列复杂载荷<sup>[4]</sup>。

### 随着电价平价时代的来临,在控制成本的前提下,对风 机主轴结构进行高可靠性、精细化设计意义重大。

工程设计中,常使用有限元法对主轴强度进行校 核。汪亚洲等<sup>[5]</sup>采用 ANSYS 软件建立了风机主轴有限 元模型,进行了静强度分析,通过修改危险应力点处圆 角尺寸完成了优化。周建新等<sup>[6]</sup>利用 APDL 语言对某 1.5 MW 机组主轴进行了参数化建模,并校核了静强度,

作者简介:赵佰余(1990-),男,浙江温州人,硕士研究生,工程师,主要从事风力发电机组机械结构设计与优化方面的研究。Email:zhaobaiyu@ heag.com

收稿日期:2020-11-03

基金项目:浙江省科技计划资助项目(2017C01112)

利用概率分析软件 NESSUS 对主轴进行了可靠性分析, 得到了各随机变量对可靠性影响的灵敏度。白儒等<sup>[7]</sup> 使用 ANSYS 软件对某 2.5 MW 机组主轴进行了静强度 和疲劳强度计算,在考虑了结构刚度协调性优化过渡面 相对轴肩深度的基础上,实现了主轴的轻量化设计。李 秀珍等<sup>[8]</sup>以主轴质量最轻为优化目标,基于 Isight 平台 对其进行了优化设计,获得了其最优参数,并提出了一 种基于结构等应力设计确定变量上、下限的方法。

在以往的大部分研究工作中,对局部尺寸常采用 手动方式进行优化,较少有借助响应面法对主轴极限、 疲劳强度进行优化的研究。

本文借助 Workbench 平台建立某兆瓦级机组主轴 有限元模型,根据 IEC 标准计算极限静强度及疲劳强 度,联合 Solidworks 对热点位置相关设计变量进行参 数化,采用 DesignXplore 模块,并基于响应面法对主轴 进行多目标优化。

1 主轴强度分析

某兆瓦级风力发电机组传动链采用三点支撑结构。笔者将从极限静强度及疲劳强度两方面评估主轴的强度。为了准确模拟主轴受力情况,笔者对与其相 连接部件也进行了建模。

主轴装配体三维模型如图1所示。



1—前密封环;2—后密封环;3—锁紧螺母;4—胀紧套;
 5—齿轮箱接口法兰;6—轮毂;7—锁定盘;8—轴承;9—主轴

### 1.1 有限元模型

主轴采用高阶六面体网格进行划分,其余部件采 用低阶网格。

主轴计算有限元模型如图2所示。



图 2 主轴计算有限元模型

1.1.1 模型建立

模型建模难点在于主轴承模拟。本文提出一种等 效方法,将连续滚子切分成若干段层状体<sup>[9]</sup>,采用离 散的层状体模拟滚子。

滚子层状体模型如图3所示。



图 3 滚子层状体模型

首先,笔者引入弹性系数 C<sub>s</sub>,并计算出各层状体 刚度,即:

$$C_{s} = \frac{35\,948L_{we}^{\frac{5}{9}}}{n} \tag{1}$$

$$q_k = C_s * \partial_k^{\frac{10}{9}} \tag{2}$$

式中:n—层状体数量; $L_{we}$ —滚子有效接触长度; $\partial_k$ —滚子在载荷  $q_k$ 作用下发生的位移。

通过式(1~2)可获得载荷-位移曲线。 轴承滚子刚度曲线示意图如图4所示。



图 4 轴承滚子刚度曲线示意图

由图 4 可见,随着外载荷增大,滚子变形逐渐加 大,但增长率变缓。

本文采用3组仅受压不受拉属性的杆单元,对各 杆单元设置了不同的初应变,模拟不同载荷下参与变 形的杆单元数量。

锁紧螺母安装位置存在梯形螺纹结构,本文未做 真实建模,为此引入了应力集中系数,取值2.482。

另外,笔者对主轴圆角处、凹槽处等易成为热点的 位置进行了网格细化。 1.1.2 边界条件

主轴承内圈、前/后密封圈与主轴采用过盈配合 接触;

主轴承、主轴附件间采用标准接触;

假设其他位置在运行过程中不发生开口,视为 绑定;

简化处理主轴与齿轮箱连接处的结构,齿轮箱重 心位置与齿轮箱法兰段建立刚性连接;

齿轮箱弹性支撑位置与主轴末端相连,并考虑支 撑刚度。

约束齿轮箱重心位置点 Rotx 方向自由度;轮毂中 心加载点与变桨轴承安装面建立载荷伞;主轴承外圈 约束 Ux/Uy/Uz 自由度。

1.1.3 材料属性

主轴材料采用 34CrNiMo6, 其材料属性如表 1 所示。

汞	I	Ŧ	_ 邾	朷	朴朴	禹忹	
 			1			D. D. 70	12-

密度 $\rho$	弹性模量 E	泊松比 v	抗拉强度 $R_m$	屈服强度 $\sigma_s$
$/T \cdot mm^{-3}$	/GPa	—	/MPa	/MPa
7 850	210	0.3	690	490

#### 1.2 极限强度

笔者利用风机动力学软件,计算得到主轴最恶劣 Myz\_max 轮毂中心旋转坐标系工况,并将其施加于加 载点。

主轴极限工况载荷值如表2所示。

表 2 主轴极限工况载荷值



图 5 Myz\_max 工况主轴应力云图

由图 5 可见:考虑材料安全系数为 1.1, 主轴许用 屈服强度 445 MPa, 主轴等效应力最大值 382.74 MPa, 安全余量为 16.27%。

#### 1.3 疲劳强度

主轴疲劳损伤的计算流程如图6所示。



疲劳单位载荷工况如表3所示。

表 3 疲劳单位载荷工况

No.	Name	Value/kNm	No.	Name	Value/kN
1	Mx_pos	4 000	7	Fx_pos	600
2	Mx_neg	- 2 500	8	Fx_neg	- 400
3	My_pos	4 500	9	Fy_pos	800
4	My_neg	-4 500	10	Fy_neg	- 800
5	Mz_pos	4 500	11	Fz_pos	800
6	Mz_neg	- 5 000	12	Fz_neg	- 800

表 3 中,疲劳载荷通过载荷时序谱统计获得,能够 更好地模拟机组运行中轴承滚子刚度与接触角跟随载 荷发生变化的情况,更好地反映轴承的非线性。

根据 GL2010 规范<sup>[10]</sup>推荐方法,笔者取 1.265 倍 安全系数,输入材料抗拉强度、应力集中系数、粗糙度 等,合成 S/N 曲线。

主轴拟合 S/N 曲线如图 7 所示。



图 7 主轴拟合 S/N 曲线

图 7 中,粗糙度 Rz = 16 μm,应力集中系数为 1 时;该曲线为不同应力比下的 S/N 曲线。

基于线性累计损伤理论,笔者采用物理意义更明确的 Critical Plane 法进行疲劳计算。

主轴疲劳损伤最大值0.6411,考虑应力集中系数 下锁紧螺母安装位置疲劳损伤0.3744,疲劳最小安全 余量5%。可见该主轴极限及疲劳强度均满足设计要 求,但安全余量贮备有限,有进行优化的必要。

### 2 响应面模型

#### 2.1 设计参数

由于传动链布置的确定,主轴结构的大部分尺寸 通常是固定的,应力热点位置多分布于过渡圆角、凹槽 等局部位置。

主轴设计变量示意图如图 8 所示。



图 8 主轴设计变量示意图

根据圣维南原理, P1 ~ P4 主要影响 I 区域的应力, P5 ~ P7 主要影响 II 区域的应力。试验设计中,采样的数据点数量将随着设计变量的增多而急剧增加,因此,笔者从计算强度上进行考虑,分别对 I/II 两个区域进行优化。

设计参数的取值范围如表4所示。

	<i>P</i> 1	<i>P</i> 2	<i>P</i> 3	<i>P</i> 4	<i>P</i> 5	<i>P</i> 6	<i>P</i> 7
初始值/mm	740	710	120	20	4	70	34
上限/mm	740	710	120	21	1	60	20
下限/mm	600	600	60	18	6	300	120

### 2.2 试验设计

试验设计的目的是得到可用于建立近似模型的样本点。为了兼顾计算精度与时间成本,笔者采用拉丁超立方(LHS)抽样。该方法是一种分层随机抽样,采用等概率随机正交分布原则在设计空间内布置试验点,效率较高<sup>[11]</sup>。

### 2.3 响应面建立及分析

响应面技术选定用于近似隐式的实际响应函数的 多项式形式,再通过一系列样本点确定近似函数中的 待定参数<sup>[12,13]</sup>。本文采用 Kriging 法建立响应面 函数。

由于锁紧螺母处存在由螺纹引起的应力集中现 象,对该区域应力需特别关注。

锁紧螺母等效应力局部灵敏度如图9所示。



由图9可见,设计空间中值位置,P7影响最大且 呈现负相关性;P5、P6呈现一负一正的相关性,影响程 度相近。

I区域最大等效应力局部灵敏度如图 10 所示。



由图 10 可见,设计空间中值位置,P1 ~ P4 与 I 区域最大等效应力呈现负相关性,且影响程度 相近。

Ⅱ区域最大等效应力局部灵敏度如图 11 所示。



由图 11 可见,设计空间中值位置,通过增大 P6 或 减小 P7 可以较明显地降低该区域处应力。

主轴质量局部灵敏度如图 12 所示。



由图 12 可见,设计空间中值位置处 P1/P2/P7 这 3 个参数对质量影响最大,前两者呈现正相关,后者呈 负相关。

3 目标优化

#### 3.1 优化数学模型

优化数学模型是由设计变量、目标函数、约束条件 构成的非线性规划模型。

I区域处多目标优化设计数学模型表示如下:

(1)设计变量为:

$$x_1 = (P1, P2, P3, P4)^{\mathrm{T}}$$
(3)  
(2)目标函数为:

$$F(x_{I}) = \min(S(x_{I}), M(x_{I}))$$

$$(4)$$

$$S(x_{I}) = L \stackrel{\text{(f)}}{\longrightarrow} \lim_{x \to \infty} \lim_{x \to$$

式中: $S(x_1)$ —I等效应力函数响应值; $M(x_1)$ —质量函数响应值。

Ⅱ区域处多目标优化设计数学模型表示如下:

(1)设计变量为:

$$x_{\rm II} = (P5, P6, P7)^{\rm T}$$
 (5)

(2)目标函数为:

 $F(x_{\Pi}) = \min(S(x_{\Pi}), M(x_{\Pi}), N(x_{\Pi}))$  (6) 式中: $S(x_{\Pi})$ —II 等效应力函数响应值; $M(x_{\Pi})$ —质量函 数响应值: $N(x_{\Pi})$ —锁紧螺母位置等效应力响应值。

I/II 区域处优化约束条件见表4,并将质量函数优化等级设为最高。

### 3.2 基于 MOGA 的多目标优化

对于多目标优化问题,通常不存在最优解,其目的 是找到一组有效解,并从中寻找最满意解<sup>[14,15]</sup>。 MOGA(multi-objective genetic algorithm)法是一种多目 标遗传优化算法,是基于精英策略的 NSGA-II 算 法<sup>[16-18]</sup>的变种,善于搜索全局的最优设计。

笔者经过迭代优化获得若干候选点,综合考虑主 轴位移、质量、应力等性态变量选择最优点,经圆整后, 重新计算极限及疲劳强度。

在优化前后,设计变量、状态变量及目标函数如表 5 所示。

表 5 优化	结果对比		
变量值	初始值	最优点	圆整
P1/mm	740	666.36	665
<i>P</i> 2/mm	710	607.02	610
<i>P</i> 3/mm	120	105.83	105
P4/mm	20	20.9	21
<i>P</i> 5/mm	4	1.7175	2
<i>P</i> 6/mm	70	213.46	215
<i>P</i> 7/mm	34	65.916	65
最大等效应力值/MPa	382.74	344.11	351.92
锁紧螺母处最大等效应力/MPa	134.46	123.9	122.43
重量/T	14.336	14.023	14.026
变形/mm	13.502	13.988	13.988
最大疲劳损伤	0.6411	_	0.1718
锁紧螺母处疲劳损伤	0.3744	_	0.1549

由表 5 可见,在满足约束条件情况下,优化后主轴 变形量增大 3.6%;质量减少了 310 kg,相较优化前减 少了 2%;最大等效应力减少了 8%;疲劳安全余量提 高了 16.56%。

最优点响应面模型验证如表6所示。

表 6 最优点响应面模型验证

	I 区域			II 区域		
	重力	变形	应力	重力	变形	应力
	/T	/mm	/MPa	/T	/mm	/MPa
响应面模型	14.15	13.74	327.71	14.02	13.99	319.53
有限元模型	14.15	13.74	324.44	14.02	13.99	321.05
误差	0.0%	0.0%	1.0%	0.0%	0.0%	-0.5%

由表6可知,I/II 区域优化目标函数<sup>[19]</sup>最大误差为I 区域等效应力仅为1.0%,可见响应面模型有较高的精度及可靠性。

优化后主轴极限工况应力云图如图 13 所示。



图 13 优化后主轴极限工况应力云图

### **4** 结束语

基于 Workbench 平台,考虑主轴附件影响,笔者采

用层状体模型模拟轴承,建立了主轴有限元模型,将参数化建模、试验设计、响应面法及多目标优化算法结合,对主轴进行了优化。该方法高效易用,可为风机其他部件的设计与优化提供参考。

该研究得到的结论如下:

(1)对相距较远的多个区域参数进行优化时,可 分区域先后开展优化工作,以提高优化效率;

(2)优化变量相对不多的情况下,建立的主轴响 应面近似模型最大误差仅为1%,可信度较高;

(3)采用层状体模型模拟主轴承滚子,能够较好 地模化轴承的载荷传递;

(4)主轴变形基本不变的情况下,优化后的主轴 质量减轻了2%,等效应力减少了8%,疲劳安全余量 提高了16.56%,有效地提高了主轴可靠性。

在接下来的研究中,笔者将考虑将传动链布置位 置参数进行参数化建模,并且建立主轴的全参数自动 优化流程。

### 参考文献(References):

- [1] 路甬祥.清洁、可再生能源利用的回顾与展望[J].科技导报,2014(Z2):15-26.
- [2] 房 明,赵 震,唐子谋,等.风力发电机结构件动力学特性分析[J].机械制造,2020,58(8):6-9.
- [3] 刘 为,王瑞良,孙 勇,等.不同风况条件对风力发电机
   组等效疲劳载荷的影响[J].机电工程技术,2020,49
   (12):114-117.
- [4] Ris 国家实验室,挪威船级社.风力发电机组设计导则 [M].2版.杨校生,何家兴,刘东远,等译.北京:机械工 业出版社,2011.
- [5] 汪亚洲,胡成明. 基于 ANSYS 的风力发电机主轴的强度 分析及优化[J]. 机械研究与应用,2019,32(4):48-50.
- [6] 周新建,毛 乐,李志强.基于结构可靠性分析的风力发 电机主轴优化设计[J].现代制造工程,2018(12):89-96.

- [7] 白 儒,徐蕊璇,李钢强,等.风电机组主轴疲劳强度优化[J].中国重型装备,2020(1):24-27.
- [8] 李秀珍,钟 杰,吕杏梅.基于 Isight 的风电机组主轴参数优化研究[J].风能,2019(3):98-101.
- [9] ISO/TS 16281:2008(E), Rolling bearings-Methods forcalculating the modified reference rating life for universally loaded bearings[S]. Switzerland: International Standard Organization,2008.
- [10] Germanischer Lloyd Industrial Services GmbH. Guideline for the certification of wind turbines[S]. Hamburg: GermanischerLloyd, 2010.
- [11] 郑 昱, 孟凡伟, 杨占立, 等. 基于试验设计方法和响应 面方法的九索并联机构优化设计[J]. 机械工程学报, 2017, 53(17):92-102.
- [12] 施佳裕,王 忠,殷文元.基于弯扭复合的曲轴应力及响 应面优化分析[J]. 机床与液压,2020,48(1):116-120.
- [13] 柴 山,尚晓江,刚宪约,等.工程结构优化设计[M].北 京:中国铁道出版社,2015.
- [14] 姜 衡,管贻生,邱志成,等.基于响应面法的立式加工
   中心动静态多目标优化[J].机械工程学报,2011,47
   (11):125-133.
- [15] 魏心友,曾国辉,王卫军. 基于 ABAQUS 及 modeFRON-TIER 的多目标优化方法[J]. 轻工机械,2016,34(1): 59-63.
- [16] 蒋延杰,施嘲风.基于响应面法的三轴转台外框架多目标优化[J]. 机械设计与制造工程,2019,48(12):16-20.
- [17] 邢 坤,程武山. 多功能智能轮椅背部支起机构优化设 计[J]. 轻工机械,2019,37(5):87-93.
- [18] 徐 银,赵翼翔. 基于 NSGA-II 的注塑机合模机构多 目标优化[J]. 机械科学与技术,2013,32(9):1394-1399.
- [19] 蒋 祥,蔡健荣,孙 力.杀菌机的无轴螺旋加热输送器 结构优化设计[J].包装与食品机械,2020(1):42-46.

[编辑:李 辉]

#### 本文引用格式:

赵佰余,徐东杰,黄文才,等. 兆瓦级风力发电机组主轴强度分析及优化研究[J]. 机电工程,2021,38(7):923-928. ZHAO Bai-yu, XU Dong-jie, HUANG Wen-cai, et al. Strength analysis and optimization on main shaft of MW wind turbine[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2021,38(7):923-928. 《机电工程》杂志:http://www.meem.com.cn