

风电主轴轴承优化设计及其试验验证

瓦房店轴承集团有限责任公司 赵霞 郭玉飞 张丽娜 苍施良

摘 要：针对大兆瓦风力发电机组主轴单列圆锥滚子轴承工作环境恶劣，承载大，冲击大的受力特点，常规标准圆锥滚子轴承难以满足复杂工况对主轴刚度及结构等关键性能的要求，本文基于有限元模型对某大兆瓦发电机组主轴配对单列圆锥滚子轴承进行参数设计优化。运用多目标函数选取最优轴承参数组合，并通过试验验证有限元及参数设计合理性。结果表明采用有限元法设计在风电主轴轴承设计中具备显著优势。

关键词： MW 级风机；主轴轴承；设计优化；试验

中图分类号： TH133.3 **文献标识码：** B

1.引言

风力发电机组主轴轴承是风力机构重要核心部件，起到支撑和旋转导向作用。风电机组在工作中随风速变化不断启停，大交变载荷对设备造成极大损害，主轴承作为低速端传动系统关键支撑部件，除了承受叶轮重力外还要承受叶轮推力以及弯矩等交变载荷，将复杂空气动力载荷输出至发电机形成扭矩，在承受大变载冲击作用极易产生疲劳破坏，其可靠性直接决定机组整体性能。

圆锥滚子轴承内外圈滚道以及滚子均采用锥形，三线交于一点，保证滚子实现纯滚动，轴承内组件与外圈分离，外圈直接与机架装配，内圈与主轴过盈装配，此主轴承布置方案轴系刚性强，结构紧凑，是目前大型风力发电机组主轴轴承主力形式。

轴承仿真与试验的关系在轴承研究和开发过程中起着至关重要的作用。仿真可以提供大量的数据和多种工况下的性能分析，而试验则可以验证仿真的准确性，确保研究成果的可靠性。通过仿真和试验的相互验证，可以更好地

理解轴承的工作机制和故障模式，推动轴承技术的不断进步。

本文针对风力发电机主轴圆锥滚子轴承采用有限元确定优化设计并开展加速疲劳寿命试验，证明设计的可行性。

2. 主轴轴承计算模型

风力发电机主轴轴承各个部件间存在相互作用与影响。考虑轴承套圈、保持架与整体系统运动间相互耦合关系，等效主轴轴承刚柔接触模型，轴承运转过程中各部件接触关系可用接触函数定义，其广义形式为：

$$F_{impact} = \begin{cases} 0, q > q_0 \\ k(q_0 - q)^e - C_{\max} \dot{q} \cdot \text{step}(q, q_0 - d, 1, q_0, 0), q \leq q_0 \end{cases} \quad (1)$$

其中， F_{impact} —碰撞时接触力； q —两物体实际距离； q_0 —两物体碰撞临界距离； $\dot{q}$ —两物体间距随时间变化率； e —碰撞指数； d —接触点法向穿透距离； C —阻尼因子； K —接触刚度；轴承刚度是轴承内外圈在载荷方向上产生单位弹性位移量所需要外加载荷，轴承刚度可表示为：

$$K = \frac{dF}{d\delta} \quad (2)$$

通过 Palmgren 微分推导出轴承变形为：

$$\delta_r = 7.68 \times 10^{-5} \frac{Q_{\max}^{0.9}}{L_{\text{eff}}^{0.8} \cos \alpha} \quad \text{或者} \quad Q_{\max} = 3.73 \times 10^4 \times L_{\text{eff}}^{8/9} \cos^{10/9} \alpha (\delta_r)^{10/9} \quad (3)$$

最终，刚度表示：

$$K_B = \frac{dF}{d\delta} = 8290 \times Z \times L_{\text{eff}}^{8/9} \cos^{19/9} \alpha (\delta_r)^{1/9} \quad (4)$$

本研究选取某大兆瓦主轴承配对单列圆锥为研究对象，依据轴承与各传动部件之间相互位置关系建立主传动链构建等效物理模型如下图 1：

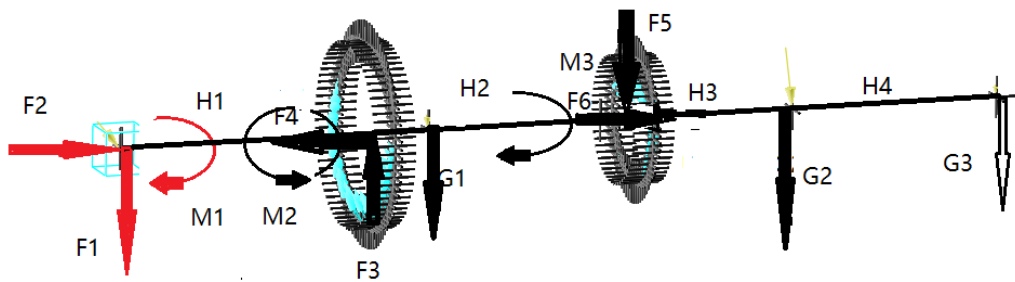


图 1 主轴承传动链物理模型

Fig.1 Physical model of main bearing drive chain

根据风机平衡条件，得到力与力矩平衡方程：

$$\begin{cases} \sum F_y = F_1 - F_3 + G_1 + F_5 + G_2 + G_3 = 0 \\ \sum F_x = F_2 - F_4 - F_6 = 0 \\ \sum M = M_1 - M_2 - M_3 \end{cases} \quad (5)$$

其中，F1-叶轮径向力（包括叶轮毂重量）；F2-叶轮轴向力；M1-叶轮弯矩；F3-主轴前轴承径向支反力；F4-主轴前轴承轴向力；M2-主轴前轴承弯矩；F5-主轴后轴承径向支反力；F6-主轴后轴承轴向力；M3-主轴后轴承弯矩；G1-主轴重量；G2-齿轮箱重量；G3-发电机重量；

联立以上三个平衡方程式求解轴系载荷以及等效接触刚度。

3.主轴轴承优化设计

风力发电机组主轴圆锥滚子轴承外形尺寸如内径、外径与宽度受安装空间限制，其尺寸基本确定。但其余结构参数可有多种选择，轴承公称接触角、滚动体直径以及滚子母线修形等是圆锥滚子轴承重要参数，直接影响轴承性能以及寿命。大兆瓦风力发电机主轴圆锥滚子轴承设计超出常规标准圆锥滚子轴承设计范围，再采用传统设计理念明显已不能满足工况要求。确定其最佳参数是主轴承设计的重要环节，一般优化过程总结为下：

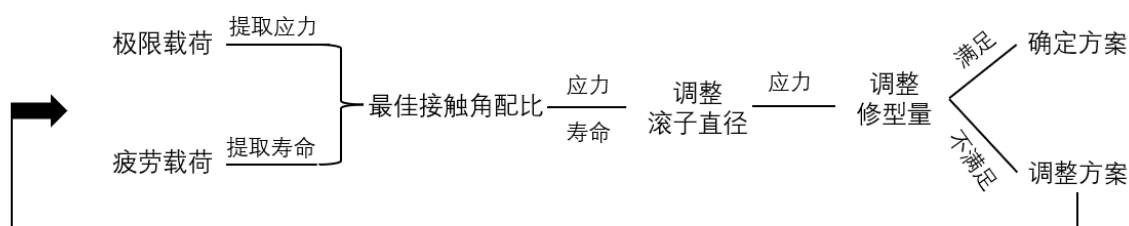


图 2 主轴承优化过程

Fig.2 Main bearing optimization process

本分析采用筛选法，在多组参数中选取最优结果使得轴承在基本参数确定情况下负荷能力最大且具有最佳性能与最高寿命。首先调整接触角：前轴承选取 25° ，后轴承选取 20° ；前轴承选取 20° ，后轴承选取 15.5° ；通

过有限元分析，提取极限载荷下的接触应力和疲劳载荷下的寿命，具体结果见表 1。

表 1 轴承不同接触角分析结果

Tab.1 Analysis result of different contact angles of bearings

方案	轴承代号	极限安全系数及应力		疲劳寿命及应力	
		f s	(MPa)	(h)	(MPa)
1	前轴承	3.422	2236	8.33E+05	1262
	后轴承	3.68	2178	3.76E+06	1228
2	前轴承	3.39	2150	7.23E+05	1240
	后轴承	3.54	2200	5.86E+06	1244

从以上分析结果看，无论在极限载荷还是疲劳载荷下，方案 1 和方案 2 均满足要求，但考虑到前后轴承受力及寿命的匹配性，优选方案 2。

轴承设计方案中另一个难点是滚子轮廓设计。多年研究已证明，滚子母线采用对数轮廓比全凸或部分凸轮廓更能充分利用滚子长度，有利于轴承寿命的提高，修型的深浅将直接影响轴承寿命与接触应力，但具体对数方程需要验证。以下将选取三种对数方程，详见表 2。

表 2 轴承滚子对数修形量对比

Tab.2 Comparison of logarithmic modification quantity of bearing roller

轴承位置	方案 1	方案 2	方案 3
	(°)	(°)	(°)
前轴承	小	中	大
后轴承	小	中	大

极限载荷下的接触应力和疲劳载荷下的寿命，具体结果见表 3。

表 3 轴承不同对数修行下分析结果

Tab.3 Analysis result of different logarithmic of bearings

方案	轴承代号	极限载荷下最大接触应力	疲劳寿命及应力	
	(-)	(MPa)	(h)	(MPa)
1	前轴承	2744	1.72E+06	1294
	后轴承	2743	2.63E+07	1178
2	前轴承	2150	7.23E+05	1240
	后轴承	2200	5.86E+06	1244
3	前轴承	2447	9.61E+04	1573
	后轴承	2584	5.88E+05	1598

当轴承滚子采用过大或过小的对数轮廓时，极限载荷下最大接触应力均过大且有边缘应力集中风险，采用筛选法选取方案 2 对数轮廓方程。

另外从轴承设计细节来看：内圈挡肩高度以及与滚子大端球基面接触位置也是设计重要考量项。为保证内圈大挡边接触位置尽量位于挡肩中间位置，如图 3 设计接触位置处于挡边去掉倒角与油沟后中间位置点接触，利于挡边受力以及热量散发。

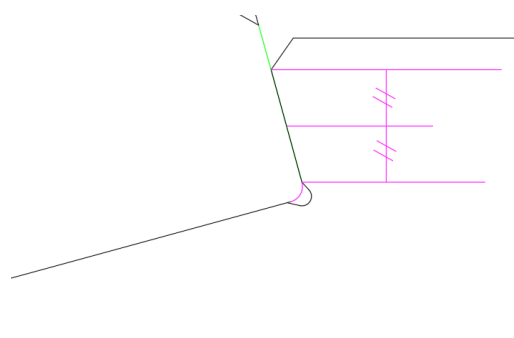


图 3 轴承内圈挡边与滚子端面接触位置

Fig.3 Bearing inner ring guard and roller end face contact position

4.主轴轴承试验验证

依据以上轴承方案研制生产轴承样品。采用台架测试进行强化寿命试验。试验机结构见下图 4。本试验验证主轴前轴承方案可行性。结合主轴实际

运行工况，最大限度验证轴承的可靠性，同时对仿真分析进行验证。结合实际工况以及试验机特点制定加速疲劳等效试验如下表 4.

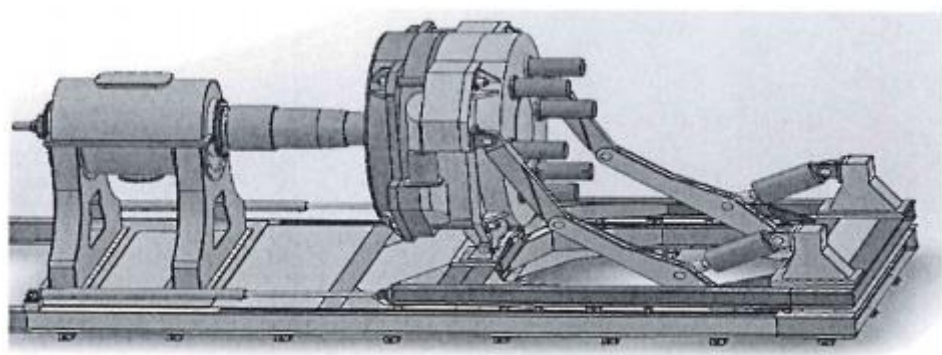


图 4 轴承试验机

Fig.4 Bearing test machine

表 4 加速疲劳等效试验方案

Tab.4 Accelerated fatigue equivalent experiment scheme

方案 1	转速	Mx	My	Mz	Fx	Fy	Fz	试验时
	(rpm)	(kNm)	(kNm)	(kNm)	(kN)	(kN)	(kN)	长 (h)
	30	0	0	0	4760	1960	0	1270
	轴承	设计载荷		试验载荷		加速比	等效时长/年	
		L10mr/h	L10mr /h	P/C	Pmax (MPa)			
前轴承		1.12E+06	8120	0.49	1714	84	20	

轴承内外圈滚道与内圈大挡边理论分析结果见表 5。从分析结果看，滚子受力起始点距左端面 6mm，结束于 128mm，长度为 122mm，接触线长占滚子长度（滚子总长度为 134mm）91%。滚子两端没有应力集中，且接触区域中部应力值大于两端应力值。

表 5 前轴承滚道与大挡边接触理论分析结果

Tab.5 Theoretical analysis result of contact between front bearing raceway and large rib

轴承位置	内圈		外圈		内圈大挡边	
	滚道最大接	滚子母线	滚道最大接	滚子母线	最大接触应	
	触应力	接触长度	触应力	接触长度	力	接触宽度 (mm)
	(MPa)	(mm)	(MPa)	(mm)	(MPa)	
	1714	122	1698	122	64	5.98

试验结束后检查前轴承内、外圈滚道及内圈挡边接触宽度及位置见图 5。

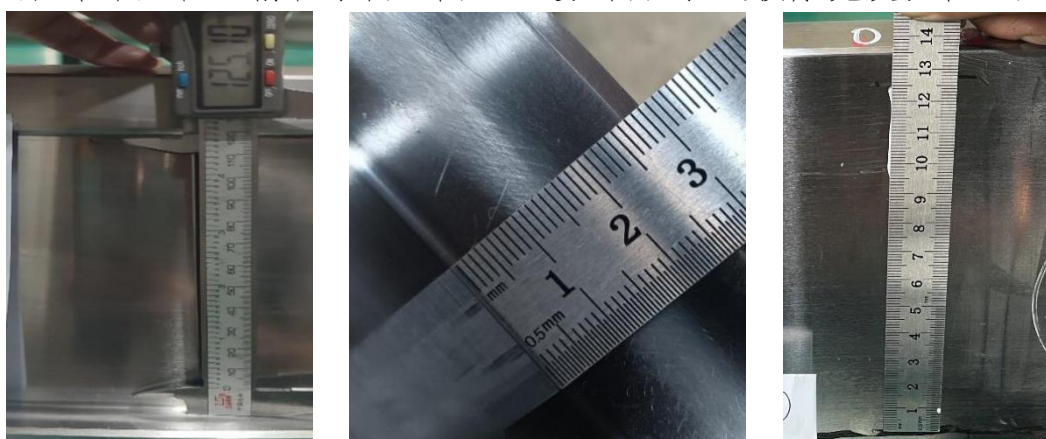


图 5 (a) 内圈滚道

图 5 (b) 内圈大挡边

图 5 (c) 外圈大挡边

Fig.5(a) inner raceway

Fig.5(b) inner big guard

Fig.5(c)

outer raceway

图 5 前轴承内、外圈滚道、内圈大挡边接触位置

Fig.5 Bearing inner raceway\outer raceway\and inner big guard contact position

分析：前轴承试验后内圈与外圈滚道实际接触位于滚道中间，长度均约为 125.10mm，理论接触值 122mm，偏差约为 2.4%。大挡边实际接触位置中心偏下（与实际尺寸下的理论接触位置相符，见下表），宽约为 6mm，理论接触值为 5.98mm，无偏差。以上接触位置及宽度，理论分析值与试验情况基本

相符。证明设计方案的可行性。

5.结束语

(1) 通过试验验证采用筛选法确定轴承方案可行;

(2) 轴承仿真与试验的关系在轴承研究和开发过程中起着至关重要的作用。仿真和试验相互补充, 共同推动轴承技术的进步。

(3) 本文证明采用数值解法与有限元法相结合的大兆瓦风电主轴轴承优化设计方法, 对提高轴承可靠性以及计算效率具备参考价值。

参考文献:

- [1] 刘泽九. 滚动轴承应用手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 2006.
- [2] 高作斌, 马伟, 邓效忠. 滚子轴承凸度加工技术的研究进展[J]. 轴承, 2011(10): 61-63.
- [3] 徐浩, 汤勇, 王大力. 圆锥滚子轴承凸度设计. [J]. 轴承, 2003(9): 6-8.