

某风电场机组主轴承失效原因分析及纠正措施研究

马希磊 苏子昂 张斌斌
(上海电气风电集团股份有限公司 上海 200235)

摘要: 某项目风机运行四年出现主轴承高温报警, 振动异常, 通过对更换下主轴承的拆解分析, 失效的主要原因是主轴承润滑不良, 机组运输过程中的冲击或吊装后长时间锁风轮停机导致主轴承内外圈滚道产生伪布氏压痕, 现场注油脂过程中混入异物导致油脂润滑性能下降, 在伪布氏压痕和油脂污染的共同耦合作用下, 主轴承发生失效。通过优化注脂工艺和定期盘车的措施降低风机主轴承失效的风险。

关键词: 主轴承; 滚道体; 伪布氏压痕; 油脂污染; 耦合

0 引言

近年来随着风机装机量的快速增长, 风机主轴承相关的失效问题日益突出, 与主轴承相关的失效分析研究逐渐成为热点。高文香针对甘肃玉门 - 昌马风场的 3MW 风机主轴承桨叶侧保持架断裂问题, 对建立的主轴承保持架模型进行接触应力有限元分析, 确定轴承的失效机理; 李雪针对主轴承故障时的突变问题, 利用多尺度排列熵对主轴承振动信号进行特征提取, 采用神经网络方法和极限学习机识别故障部位, 能准确地识别出故障部位和故障程度; 李俊超分析得出油脂质量低劣是导致某风机主轴承保持架失效的原因。主轴承作为风机的重要组成部分, 其运行质量对风机运行的可靠性有重要影响。主轴承一旦失效, 严重时需下塔更换, 这将带来高昂的维修成本, 因此降低主轴承失效的风险对风机正常运行有重要价值。本文通过对某款风机主轴承失效问题的深入分析, 确定失效原因并提出降低早期失效风险的措施。

1 问题描述

某风场一台风机并网运行 4.5 年后出现主轴承高温 (大于 70℃)、振动异常故障。图 1 为前后轴承及机舱温度的趋势图, 前轴承温度明显高于后轴承, 轴承温度偏高, 最高温度超过报警温度 (70℃)。

2 失效分析

2.1 设计载荷分析

此驱动链采用双轴承结构, 前后主轴承为调心滚子主

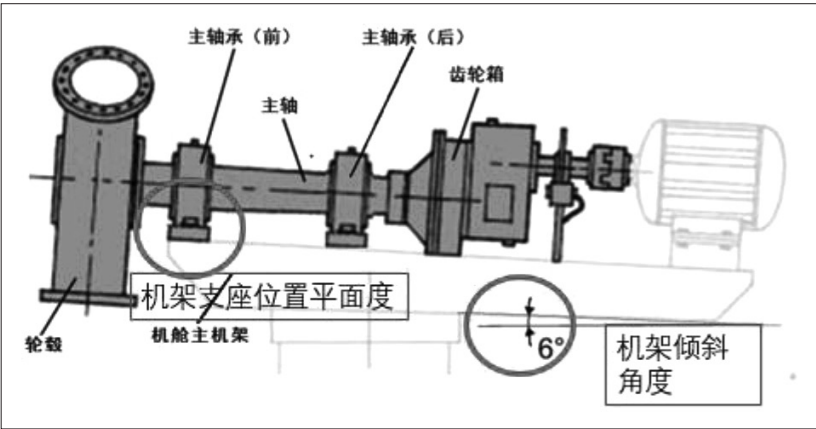


图 2 风机主轴示意图

轴承, 前、后主轴承使用单独的主轴承座, 叶轮侧主轴承为浮动主轴承 (即前轴承), 齿轮箱侧主轴承为固定端, 采用的油脂为 ARCANOL LOAD 460, 风机主轴示意图如图 2 所示。

依据驱动链布置图、LTS 载荷、轴系三维模型进行仿真计算, 主轴承疲劳载荷计算结果如图 3 所示。基本参考额定寿命 L10hr: 前主轴承为 > 76 万小时, 后主轴承为 > 148 万小时, 供应商标准为 L10hr ≥ 30 万小时, 公司标准

Summary	Operating Clearance	Housing Material	Shaft Material	L10hr	pH max
	[μm]			[h]	[Nmm ²]
F-576853.01.PRL-WPOS	264	Stiffness matrix	Stiffness matrix	768365	1689
F-605082.05.PRL-WPOS	206	Stiffness matrix	Stiffness matrix	1484280	1621

图 3 主轴承疲劳载荷计算结果

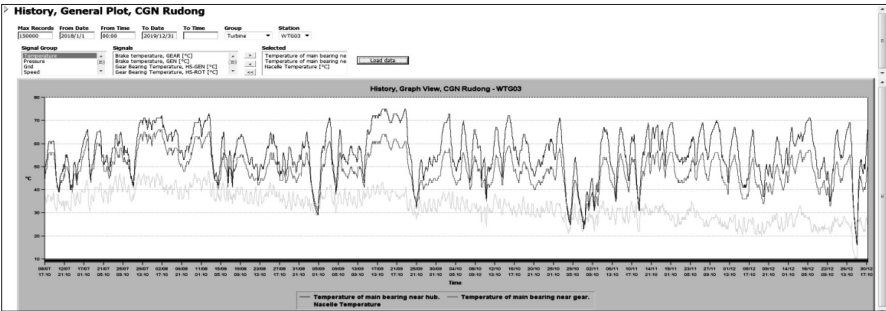


图 1 主轴承温度趋势图

为 L10hr ≥ 30 万小时, 满足使用要求。

疲劳载荷计算结果中前主轴承工作游隙为 264mm, 后主轴承游隙为 206mm。

前主轴承最大接触应力 PH max 为 1689MPa, 后主轴承 PH max 为 1621MPa, 供应商标准为 PHmax < 1800MPa, 公司标准为 PHmax < 1800MPa, 满足使用要求。

2.2 注油量理论分析

依据仿真计算提供的润滑系统年度注油设计量推荐公式：前主轴承月注脂量： $mR = x \cdot D \cdot B[g]$ ， x 表示润滑间隔系数， D 表示主轴承外径， B 表示主轴承宽度。其中 $D=1400mm$; $B=310mm$; $x=0.0015$ ，则 $mR = x \cdot D \cdot B[g]=651g$ ，年注脂量即为 7.8kg。

后主轴承月注脂量： $mR = x \cdot D \cdot B[g]$ 。其中 $D=1210mm$;

$B=404mm$; $x=0.0015$ ，则 $mR = x \cdot D \cdot B[g]=733g$ ，年注脂量即为 8.8kg。

根据该风机主控制策略，前后主轴承年注脂量均为 10kg，满足主轴承润滑所需油脂。

2.3 化学成分分析

此主轴承外、内圈及滚动体的原材料采用 100CrMo7-3 牌号钢，依据 ISO 683.17-2014 标准对主轴承零件进行化学成分检验，检验结果见图 4，从图中可以看出，此主轴承部件各化学成分所占比例均符合规范要求。

2.4 装配分析

2.4.1 主轴与前主轴承的装配分析

根据理论计算主轴承装配游隙数据，主轴承内径尺寸为 A ，主轴承外径尺寸为 B ，主轴承径向游隙为 C ，前主轴承接口尺寸为 D ，装配游隙为 $C-D-A$ ，前主轴承装配游隙数据曲线如图 5 所示。根据理论计算值及车间测量误差 ($\pm 0.025mm$)，得出前主轴承装配游隙 $C-D-A$ 范围为 (0.172, 0.409)， A 和 D 的差值在 0.25/0.441mm 之间。

计算 2# 径向游隙： $C-D-A=0.575-0.302-0.070=0.203mm$ ，在前主轴承装配游隙范围内。 A 和 D 的差值： $A+D=0.070+0.302=0.372mm$ ，符合要求，即主轴与前主轴承装配尺寸合格，前主轴承装配数据如图 6 所示。将 2# 风机与其他正常运行风机的前轴承装配数据进行比较，未见存在明显异常。

2.4.2 前主轴承与前主轴承座的装配分析

图 7 为该风场所有风机的前主轴承座 E-B 数据曲线图，记接口尺寸为 E 。根据供应商装配工艺要求，前主轴承座主轴承外圈配合内孔尺寸 E 大于主轴承外圈外径 B ，同时 E 和 B 之间的差值在 (+0.01, +0.288) 之间。前主轴承座实测值为 +0.047，主轴承外径 -0.053，满足 $E > B$ 。 E 和 B 的

零件名称	化学成分 /%									
	元素	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Cu	Al
	100CrMo7-3 标准值	0.93 ~1.05	0.15 ~0.45	0.60 ~0.80	≤ 0.025	≤ 0.015	1.65 ~1.95	0.20 ~0.35	≤ 0.30	≤ 0.050

	允许偏差	±0.03	±0.03	±0.04	+0.005	+0.005	±0.05	±0.03	+0.03	+0.01
	GCr18Mo 标准值	0.95 ~1.05	0.20 ~0.40	0.25 ~0.40	≤ 0.025	≤ 0.020	1.65 ~1.95	0.15 ~0.25	≤ 0.25	≤ 0.050
	外圈 实测值	0.925	0.365	0.733	0.0121	0.0044	1.72	0.301	0.0753	0.0251
内圈 实测值	0.924	0.382	0.749	0.0178	0.0058	1.73	0.294	0.112	0.0318	
滚子 实测值	0.948	0.312	0.735	0.0093	0.0082	1.74	0.307	0.149	0.0294	

图 4 化学成分检验结果

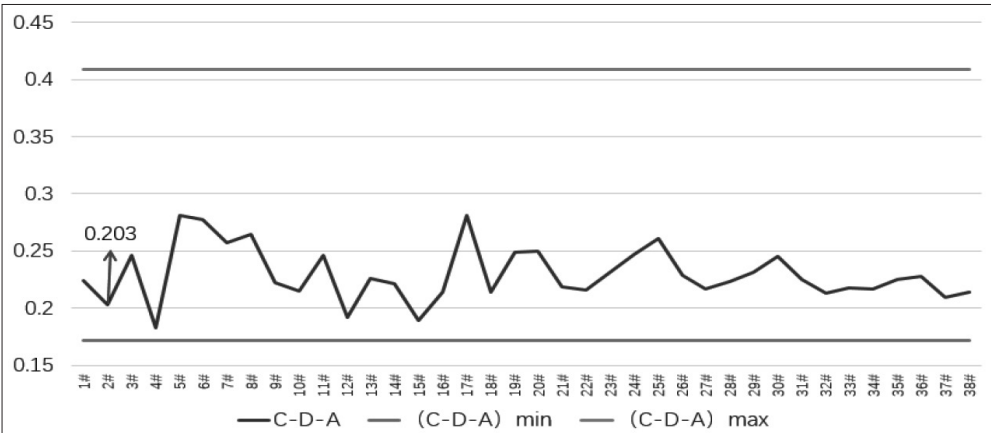


图 5 前主轴承装配游隙数据曲线图（红色箭头 2# 机组）

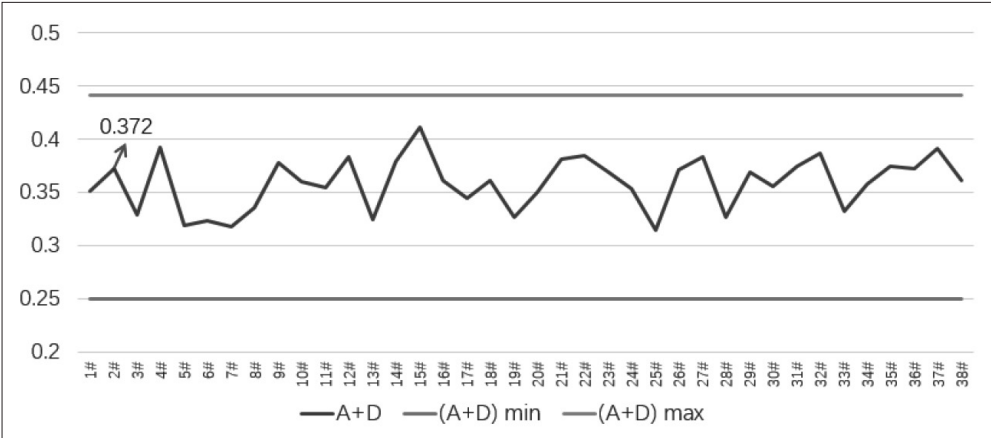


图 6 前主轴承装配数据

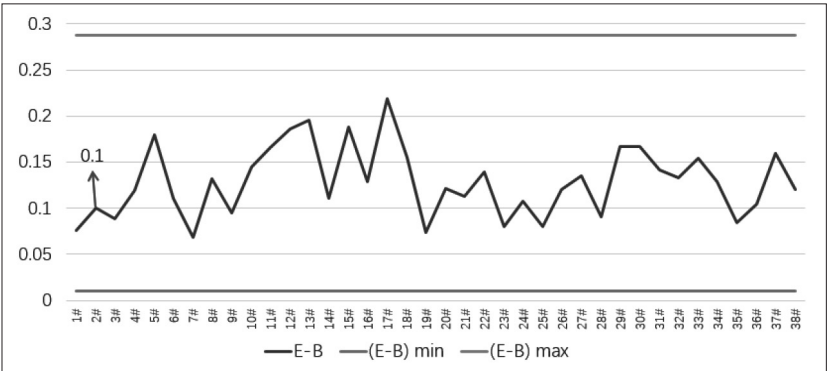


图 7 前主轴承座 E-B 数据



图 11 保持架窗孔形貌

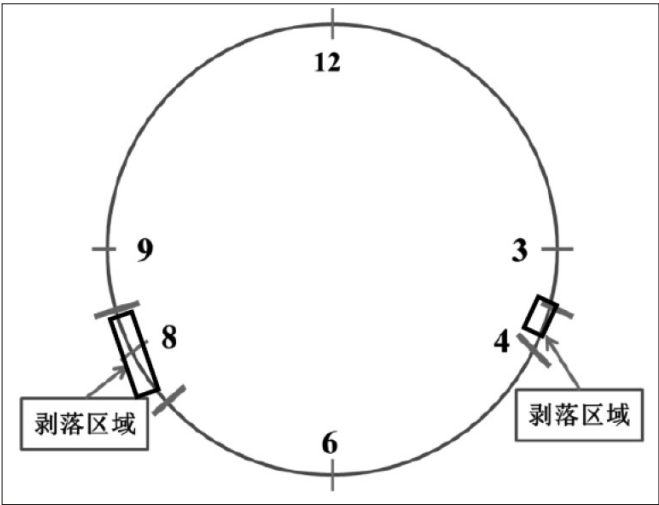


图 8 分布示意图

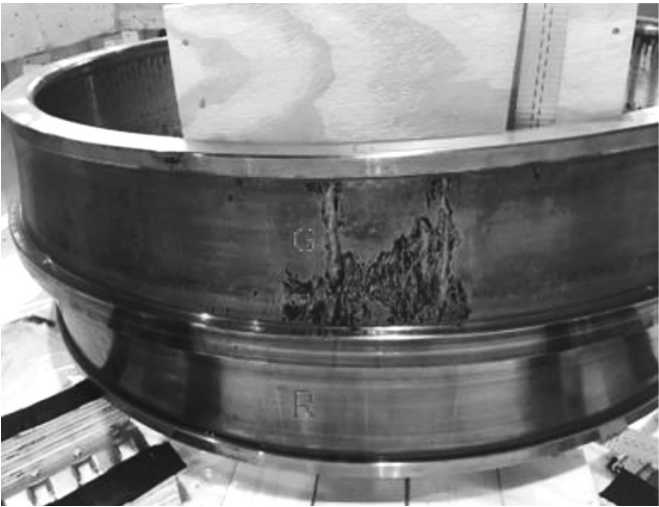


图 9 主轴承外圈滚道面拆解状态

装配间隙, $E-B=0.047+0.053=0.1\text{mm}$ 在 $(+0.01,+0.288)$ 之间, 符合装配要求。将 2# 风机与其他正常运行风机的前主轴承座装配数据进行比较, 未见存在明显异常, 说明装配偏差不是导致主轴承失效的原因。

2.5 失效件拆解分析

拆解下塔更换的主轴承, 失效形式主要为主轴承的外圈内滚道 (齿轮箱侧) 3 点至 9 点范围存在剥落和磨损, 且存在两处等滚子间距剥落, 最先剥落失效源被碾压, 无法辨识, 剥落严重程度表明剥落最先从内圈挡边开始, 向内圈端面逐步扩散, 轴承外圈剥落位置分布示意图和主轴承外圈滚道面拆解状态如图 8、9 所示。

2.6 尺寸公差检验

参照 GB/T 29718-2013《滚动主轴承 风力发电机组主轴承》标准对主轴承外圈进行尺寸公差检验, 检验结果见图 10, 由图可知, 主轴承外圈存在较大的椭圆变形, 且尺寸最大处为 12 点和 6 点处直径, 尺寸最小处为 9 点和 3 点处直径。

2.7 保持架分析

拆解下的主轴承保持架外圈滚道面存在变色的梭形运转磨损痕迹, 其表面呈现出大量的点蚀剥落, 判断主轴承滚动体在运行过程中油脂中混入金属剥落颗粒, 金属颗粒与外圈滚道面接触造成磨损, 如图 11 所示。

2.8 剥落分析

通过体式显微镜对外圈滚道面 (齿轮箱侧) 3 点和 4 点之间的剥落形貌进行观察, 剥落最严重的区域疑似为最先失效源, 剥落源位置如图 12 所示。

结合内外圈滚道面剥落分析, 发现该主轴承套圈滚道表面剥落表现为疲劳剥落, 该主轴承外圈和内圈滚道面 (齿轮箱侧) 均存在贯穿整个单侧滚道面的轴向剥落带, 剥落源位置较为一致, 均位于单侧滚道面中部区域, 疲劳纹向两侧扩展, 结合其他部位滚道表面剥落, 认为该处剥落应为首失效源。结合内外圈该处表面形貌和分布位置及外圈椭圆变形分布, 推测导致该处产生早期剥落的原因可能为: 运转过程中存在瞬时的较大冲击, 导致局部接触表面产生损伤; 运输、存储、安装过

检验项目	Δ_{Ds1}	Δ_{Dmp}	Δ_{Ds2}	Δ_{Dmp}	V_{Dsp}	V_{Dmp}
标准值 / μm	/	0~-100	/	0~-100	-	-
实测值 / μm	+174/-228	-27	+103/-158	-27.5	402/261	0.5

图 10 尺寸公差检验

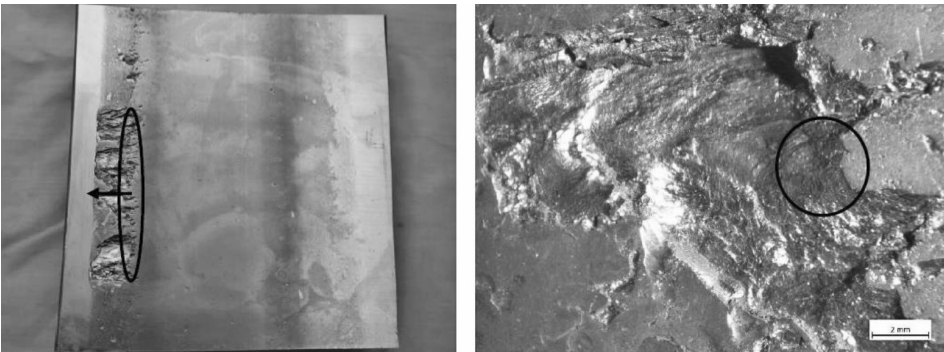


图 12 外圈滚道面（齿轮箱侧）剥落形貌

Particle ID	Feret Max Diameter μm	IA Classification	Particle Classification	EDS Normalised	EDS Classification	
12166655	96.02	E(50-100um)	UL-Stahl/Guss/steel	Fe 100%;	UL-Stahl/Guss/steel	非轴承材料
12163168	85.1	E(50-100um)	UL-Stahl/Guss/steel	Fe 100%;	UL-Stahl/Guss/steel	非轴承材料
12166442	67.65	E(50-100um)	UL-Stahl/Guss/steel	Fe 100%;	UL-Stahl/Guss/steel	非轴承材料
12167110	64.81	E(50-100um)	UL-Stahl/Guss/steel	Fe 100%;	UL-Stahl/Guss/steel	非轴承材料
12164565	59.55	E(50-100um)	UL-Stahl/Guss/steel	Fe 100%;	UL-Stahl/Guss/steel	非轴承材料
12164642	58.9	E(50-100um)	UL-Stahl/Guss/steel	Fe 100%;	UL-Stahl/Guss/steel	非轴承材料
12161515	55.57	E(50-100um)	UL-Stahl/Guss/steel	Fe 100%;	UL-Stahl/Guss/steel	非轴承材料
12170361	55.13	E(50-100um)	UL-Stahl/Guss/steel	Fe 100%;	UL-Stahl/Guss/steel	非轴承材料
12169661	54.38	E(50-100um)	UL-Stahl/Guss/steel	Fe 100%;	UL-Stahl/Guss/steel	非轴承材料
12163848	53.05	E(50-100um)	UL-Stahl/Guss/steel	Fe 100%;	UL-Stahl/Guss/steel	非轴承材料

图 13 油脂检测

程中主轴承长期静置，滚子与滚道局部接触表面产生压痕和微小损伤。

2.9 润滑油脂分析

对失效主轴承的油脂进行取样检测，如图 13 所示，油脂中的部分颗粒来自主轴承，说明主轴承的剥落和磨损导致主轴承颗粒进入油脂；部分颗粒为非主轴承材料，与主轴承无关，属于外部异物，说明油脂同步被污染。

3 原因分析

(1) 油脂中存在非主轴承材料的颗粒，油脂在注入主轴承前已被污染。经了解，现场工作人员在注脂时是开箱注油，未按照工艺要求从注油口使用注脂机注油，存在污染油脂的风险；

(2) 该主轴承外圈和内圈 G 侧滚道面均存在贯穿整个单侧滚道面的轴向剥落带，导致该处产生早期剥落的原因可

能为运转过程中存在瞬时的较大冲击及运输、存储、安装过程中主轴承的长期静置；

(3) 在油脂污染和主轴承内外滚道面压痕的耦合作用下，油脂的润滑性能下降，润滑不良导致该主轴承的早期失效。

4 纠正措施

(1) 改进注脂工艺方案，采用无接触式的注脂机注油，直接从注油口采用注油脂机逐渐注入。；

(2) 机组装配测试合格后，在堆场或者临时周转存储期间，采用双周进行盘车，机组安装过程中风轮处于自由状态，避免机组长时间静置，防止产生伪布式压痕。

5 结语

本文针对主轴承失效问题，通过对各相关因素的分析，排除设计载荷错误、注脂量不足、材质化学成分不符、装配误差的原因，通过失效件的拆解，发现润滑不良和伪布式压痕是导致主轴承早期失效的主要原因。主要结论如下：

(1) 在油脂污染和主轴承内外滚道面压痕的耦合作用下，润滑不良加剧内外圈滚道磨损，随后内、外圈滚道（叶轮侧）发生剥落，负载作用下，内、外圈滚道（叶轮侧）磨损最严重的部位发生疲劳脱落；

(2) 通过优化注脂工艺及在存储、运输中定期盘车等措施降低主轴承早期失效风险。

参考文献：

[1] 高文香. 风电轴承失效机理分析及有限元模拟 [D]. 大连海事大学,2020.

[2] 李雪. 大型风力发电机主轴承振动信号故障分析研究 [D]. 沈阳工业大学,2020.

[3] 李俊超. 风电场风机主轴主轴承保持架失效原因分析 [J]. 设备管理与维修, 2021(09).

作者简介: 马希磊 (1982.07-), 男, 汉族, 山东郓城人, 研究生, 助理工程师, 研究方向: 风电装备设计。