

文章编号:1671-251X(2024)S2-0035-03

主要通风机关键结构优化设计

暴强, 罗伟, 刘洋

(国能神东煤炭集团有限责任公司 大柳塔煤矿, 陕西 神木 719315)

摘要:针对大柳塔煤矿白家渠主要通风机在投入使用过程中多次出现轮毂开裂的问题,分析了导致轮毂开裂的原因,并基于弯掠组合正交型三维优化设计和全寿命周期无故障可靠性结构设计理念,分别对主要通风机的叶片和轮毂进行优化设计。建立了优化后叶轮的有限元受力分析模型,通过分析叶轮受力分布图和变形云图,发现叶轮所受最大应力远小于材料极限强度,最大变形程度远小于《煤炭安全规程》规定值,验证了优化后叶轮结构的可行性。对优化后叶轮的轮毂和电动机轴进行无损检测,结果表明,优化后的主要通风机叶轮结构的稳定性符合设计标准。

关键词:主要通风机; 轮毂; 叶片; 叶轮结构

中图分类号:TD441 文献标志码:B

Optimization design of key structures of main ventilator

BAO Qiang, LUO Wei, LIU Yang

(Daliuta Coal Mine, CHN Energy Shendong Coal Group Co., Ltd., Shenmu 719315, China)

0 引言

矿井主要通风机在矿井通风系统中占据核心地位,其作用举足轻重^[1]。叶片和轮毂表面开裂或者轴承断裂是主要通风机较为严重的故障之一,一旦出现故障,主要通风机必须停机维修,对煤矿生产造成影响,严重时威胁人身安全。对主要通风机叶轮(包括叶片和轮毂)进行智能维护、故障修复和结构优化等操作,是保证煤矿安全生产的前提^[2]。

张弛^[3]研究了基于 CEEMD、样本熵、BP 神经网络等算法的煤矿主要通风机滚动轴承故障识别方法,设计了煤矿主要通风机滚动轴承故障诊断系统,提高了煤矿主要通风机滚动轴承故障的识别精度。史俊亮^[4]指出矿用轴流通风机叶片断裂的原因,并提出了改进策略。张国庆等^[5]探究了煤矿主要通风机叶轮开裂的机理,结合变分模态分解(VMD)、近似熵以及卷积神经网络(CNN),构建了煤矿主要通风机叶轮故障预测模型。钟晓锐^[6]分析了导致煤矿主要通风机叶轮开裂的多重因素,包括材质缺陷、长期承受极端工况下的疲劳累积及维护保养不当等,并针对这些因素提出防治策略,保障了煤矿通风系统的稳定运行。

本文以大柳塔煤矿白家渠主要通风机轮毂开裂优化修复为研究对象,分析主要通风机轮毂开裂的

原因,设计叶轮优化改造方案,定量分析叶轮优化改造方案的可行性。

1 主要通风机运行现状

白家渠主要通风机房位于白家渠工业广场,与白家渠 35 kV 变电站相邻,主要通风机房安装 2 台同等功率的主要通风机(型号为 FBCDZ-N0-36),其中一台运行,一台备用,每台主要通风机驱动电动机的功率为 2×800 kW(电动机型号为 YBF-800S2-10),通风方式为抽出式,电压为 10 kV,额定负压为 1 324~4 700 V,额定风量为 10 704~21 920 m³/min,输出的风量大小由叶片的角度确定。主要通风机采用蝶阀打开和关闭风道。

白家渠在 2016 年投入乏风利用装置后,由于主要通风机排风阻力增大,在月检中发现轮毂有开裂现象,随后对轮毂开裂处进行抛光、补焊。同时,为了确保主要通风机运行可靠性,每月切换主要通风机,并对停运的主要通风机进行渗透探伤。开裂原因分析结果:通风机叶片气动参数设计不合理,设计点压力、流量与运行工况不一致,一、二级叶轮运行功率不匹配;轮毂结构设计不满足基本强度、刚度和工作寿命条件。

2 主要通风机叶片和轮毂优化设计

基于主要通风机运行状况,从以下 3 个方面对

叶轮进行优化改造:① 对通风机叶轮进行条件个性化设计,确保主要通风机高效、低噪声平稳运行。② 对轮毂结构进行结构强度、刚度和稳定性优化设计,满足通风机全寿命周期无故障运行。③ 对通风机叶轮整体结构进行强度计算分析,确认叶轮的整體刚度条件和稳定性条件,通过结构刚度设计调节轮系的固有频率,保证叶轮工作转速远离轮系的固有频率。

2.1 叶片结构设计

为了修正主要通风机低压运行造成的运行状态偏离设计工况,使得叶片的进、出气角与气体的流动不适应,导致运行效率低、气动噪声大、叶片工作不稳定的问题,按实际运行条件重新设计了主要通风机叶片。改造的叶片设计采用第五代弯掠组合正交型三维优化设计理论设计,如图 1 所示。

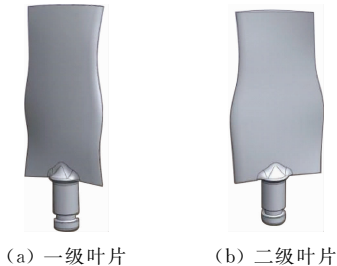


图 1 弯掠组合正交型叶片

2.2 轮毂结构设计

由于原主要通风机轮毂结构关键点设计存在重大缺陷,需要重新设计轮毂部件。主要通风机工况参数:工作点海拔高度 $A=1\ 000\text{ m}$;电动机工作转速 $n=580\text{ r/min}$;容积流量 $Q=20\ 000\text{ m}^3/\text{min}$;静压升 $P=2\ 200\text{ Pa}$;最大功率 $p_{\text{max}}=1\ 045\text{ kW}$;全压效率 $\eta_{\text{tot}}=80\%$ 。主要通风机一、二级轮毂结构如图 2 所示。

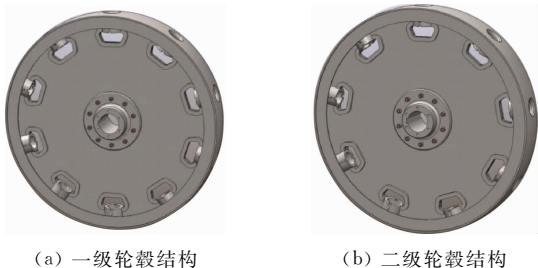


图 2 主要通风机轮毂结构

为了进一步增强轮毂的整体刚度和可靠性并且更好地调节轮毂系统的共振频率,轮毂的鼓面板两边的内侧设计有环形加强圈,在叶柄座、加强圈和鼓面板内表面间设计了加强筋板,该设计增重不大却极大地增加了叶轮运行可靠性,调节了叶轮系统的固有频率,使得主要通风机运行更加安全可靠。

2.3 叶轮结构设计

一、二级叶轮如图 3 所示。为了消除叶柄套与辐板焊接结合部的应力集中现象,在叶柄套与辐板

的结合部采用圆弧过渡,有效消除了应力集中现象。为了减小圆弧过渡面的应力水平,增加抗疲劳可靠性,在叶柄锁紧孔周边的轮辐板两侧设计有与辐板等厚度的 C 形加强圈,有效减小了离心惯性载荷引起的应力水平。在给定设计条件下,合理的叶片数目使主要通风机运行效率最佳,过多或过少的叶片数目都会产生负面的运行表现。

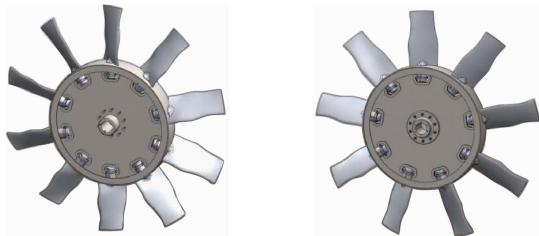


图 3 叶轮结构

3 叶轮强度评估和受力分析

白家渠主要通风机采购的是高负压通风机,实际运行压力非常低,通风机叶轮的工作压力除了要克服矿井的阻力损失外还要考虑通风机结构的自身压力损失,进气箱、扩散塔、消声装置的压力损失也应该考虑在内。由于阻力的作用,需要分析其材料硬度能否满足所受最大应力需求,确定主要通风机最大形变处和形变量,预知设备潜在隐患,提前做好维护准备。

3.1 建立叶轮强度计算模型

改造后的主要通风机一级叶轮有限元强度计算模型如图 4 所示,叶片采用铸造结构,轮毂采用 Q345 低合金结构钢制造,由于轮毂、叶片是旋转对称结构,因此可以采用 1/10 的叶轮部分进行有限元强度分析计算。网格划分时对应力集中处进行了网格加密和面网格划分,为了增加有限元计算的可靠性,在结构焊接结合部的模型处理上没有添加焊接倒角和焊接圆角。主要通风机轮毂、叶片材料属性见表 1。

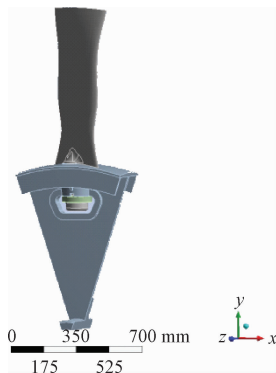


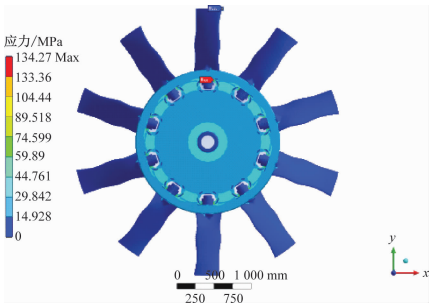
图 4 一级叶轮有限元强度计算模型

3.2 叶轮强度评估

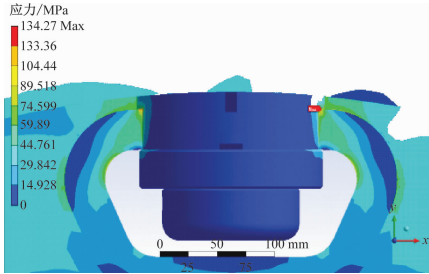
图 5(a)和图 5(b)分别为叶轮组应力分布云图、

表 1 轮毂、叶片材料属性

材料	弹性模量/ GPa	泊松比	密度/ ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	强度极限/ MPa
结构钢	200	0.30	7 850	345
铸造铝合金	71	0.33	2 770	225



(a) 叶轮组应力分布云图



(b) 轮毂最大应力点附近应力状态云图

图 5 叶轮应力分布

轮毂最大应力点附近应力状态云图。由图 5(a) 可看出,C 型加强圈与叶柄座套结合部应力达到最大应力值,最大应力为 134.27 MPa,远远小于低合金结构钢 Q345 的屈服极限 345 MPa。应力集中释放弧与两侧 C 型加强圈结合部的轮辐处应力达到最大值,应力值为 108.7 MPa,结构过渡圆滑无应力集中现象发生。由图 5(b)可看出,铸造铝合金叶片的最大拉应力出现在叶柄与叶片前缘结合部,最大应力值等于 19.899 MPa,远小于铸铝铝合金 ZL101A 的强度极限 225 MPa 的强度极限值。

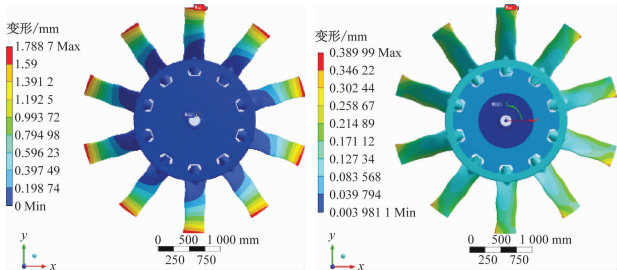
3.3 叶轮形变评估

图 6(a)和图 6(b)分别为叶轮总变形云图、叶轮径向变形云图。由图 6(a)可看出,叶轮的最大总变形为 1.788 7 mm,位于叶片顶端前缘处。由图 6(b)可看出,最大径向位移发生在叶片叶顶的前缘处,其值为 0.389 99 mm,远远小于《煤炭安全规程》所规定的通风机叶顶间隙大于 3 mm 以上的叶顶间隙标准,不会发生叶片受力变形位移与通风机内筒壁发生刮擦的状况。

4 叶轮无损检测分析

为了保证优化后叶轮结构的整体强度,对轮毂和电动机轴分别进行超声波、磁粉和射线检测,检测情况见表 2。

由表 2 可看出,1 号和 2 号主要通风机的轮毂



(a) 叶轮总变形云图 (b) 叶轮径向变形云图

图 6 叶轮变形云图

表 2 轮毂和电动机轴超声波、磁粉和射线检测情况

主要通风机编号	检测项目	检测部位	检测焊口数量	检测结果
1 号	超声波	轮毂	—	—
		电动机轴	2	合格
	磁粉	轮毂	29	合格
		电动机轴	—	—
	射线	轮毂	58	合格
		电动机轴	—	—
2 号	超声波	轮毂	—	—
		电动机轴	2	合格
	磁粉	轮毂	29	合格
		电动机轴	—	—
	射线	轮毂	58	合格
		电动机轴	—	—

和电动机轴进行了选择性无损检测,轮毂和电动机轴的焊缝质量均为合格,说明结构件焊接良好,表面无裂纹,内部无损伤,侧面验证了优化后的主要通风机叶轮结构的稳定性符合设计标准。

5 结语

通过对大柳塔煤矿白家渠主要通风机轮毂开裂问题的分析,提出了针对性的优化设计方案,并通过有限元受力分析验证了优化后叶轮结构的可行性。优化后的主要通风机不仅提高了运行效率和稳定性,也显著延长了使用寿命。

参考文献:

[1] 张波. 矿井通风机在线监测及故障预警系统的分析与设计[J]. 机械管理开发,2022,37(6):139-140,143.

[2] 续云飞. 基于正交优化法的矿井通风机通风特性优化研究[J]. 机械管理开发,2022,37(5):30-31,34.

[3] 张驰. 煤矿主通风机滚动轴承的故障诊断系统研究[D]. 徐州:中国矿业大学,2019.

[4] 史俊亮. 矿用轴流通风机叶片断裂问题探讨[J]. 机械管理开发,2024,39(1):229-231.

[5] 张国庆,张子伟. 矿用主通风机改造选型的技术分析[J]. 煤矿机电,2021,42(4):94-96.

[6] 钟晓锐. 矿井通风机叶片改造对通风机性能的影响研究[J]. 西部探矿工程,2024,36(9):138-141.