

基于 CFD 技术的轴流风机数值研究

薛永飞, 冯景景

河南工程学院 土木工程学院, 河南 郑州 450019

DOI: 10.61369/SSSD.2025200044

摘 要 : 借助于 SolidWorks 与 ANSYS, 对带扩压锥的轴流风机进行数值模拟研究。结合标准湍流模型, 对有无扩压锥风机内部流场特性、压力分布及性能参数差异进行对比分析。结果表明, 增设扩压锥可显著改善风机出口气流状态, 扩压锥的存在可起到提升静压和稳定压力分布的作用, 有利于风机的稳定运行, 为轴流风机结构优化设计提供理论参考。

关 键 词 : 扩压锥; 轴流风机; 数值模拟; 性能对比

Numerical Study on Axial Flow Fan Based on CFD Technology

XueYongfei, Feng Jingjing

School of Civil Engineering, Henan University of Engineering, Zhengzhou, Henan 450019

Abstract : Utilizing SolidWorks and ANSYS, the numerical simulation of the axial flow fan with a diffuser cone is conducted on. By incorporating a standard turbulence model, a comparative analysis is performed to evaluate the differences in internal flow field characteristics, pressure distribution, and performance parameters between fans with and without the diffuser cone. The research results demonstrate that the addition of a diffuser cone can significantly improve the airflow state at the fan outlet, and the presence of the diffuser cone enhances static pressure and stabilizes the pressure distribution, thereby promoting stable fan operation. The findings provide theoretical insights for the optimal structural design of axial flow fans.

Keywords : diffuser cone; axial flow fan; numerical simulation; performance comparison

引言

轴流风机作为工业通风、能源转换等领域的核心设备, 其性能优化一直是研究热点。为了稳定地减少出口流速, 将一部分动压转变为静压, 提高轴流风机装置的静压效率。扩压锥作为提升风机压力恢复能力的关键部件, 通过将气流动能转化为压力能, 可有效提高风机静压^[1-3]。目前, 关于扩压锥对轴流风机性能影响的量化研究较少。本文通过 CFD 数值模拟^[4-6]方法, 对比分析有无扩压锥的船用轴流风机^[7-9]内部流场及性能差异, 以期获得扩压锥对风机性能影响的量化数据, 探究扩压锥对风机性能提升的作用机制, 为轴流风机的优化设计提供科学依据, 对提升轴流风机在工业通风、能源转换等领域的应用性能具有重要意义。

一、数值模型

利用 SolidWorks 建立两种轴流风机三维模型^[10]。采用 D=439mm 的扩压锥模型, 如图 1 所示, 6 段缩进直径, 弧线采用三次样条曲线化。采用 excel 数据库和 SolidWorks 相结合的方法^[11]快速建立翼型叶轮来提高工作效率得到翼型图, 借助 SolidWorks 软件中的“放样”命令, 将七组剖面图的每个部分顺序放置叶片模型。

圆周 360° 共 10 个叶片, 模型 A 为无扩压锥的传统轴流风机, 叶轮直径 778mm, 模型 B 在模型 A 基础上增加扩压锥。采用 ANSYS Meshing 对模型进行四面体网格划分, 在此过程中, 需对叶轮、叶片及扩压锥壁面进行局部加密。经网格无关性验证, 模

型 A 和模型 B 网格数量分别为 160 万和 371 万, 数值模型如图 3 所示。

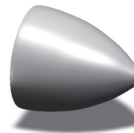


图 1 扩压锥实体模型

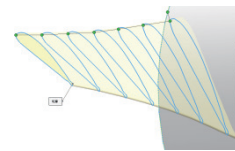


图 2 经放样调整后的叶片模型



模型 A 的网格效果图



模型 B 的网格效果图

图 3 数值模型

依据质量守恒定律，表达式为：

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u}) = 0 \quad (1)$$

基于牛顿第二定律，在笛卡尔坐标系下的表达式为：

$$\rho \left(\frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + \vec{u} \cdot \nabla \vec{u} \right) = -\nabla p + \nabla \cdot \vec{\tau} + \rho \vec{f} \quad (2)$$

遵循能量守恒定律，一般表达式为：

$$\rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \vec{u} \cdot \nabla T \right) = \nabla \cdot (k \nabla T) + S \quad (3)$$

在本次模拟的边界条件设定过程中，将进口和出口均定义为压力边界，并将两者的表压均设定为0Pa。在进口处引入了适当的湍流参数，将其设定为最大值。采用MRF（多重参考系）方法^[12,13]，转速设定为1450r/min，指向X轴。动量方程和湍流方程均采用二阶迎风格式进行离散化，连续性方程采用一阶迎风格式，压力-速度耦合采用Coupled算法。考虑并行计算的设置，经过多次试验得出所设置的最佳松弛因子为0.9。

二、结果与分析

（一）内流运动分析

图4展示了两种模型风机中心截面的速度云图。模型A出口气流速度较高且分布紊乱，存在明显的尾流涡旋；模型B因扩压锥的导流作用，气流速度梯度更平缓，出口速度显著降低，涡旋区域明显减小。这表明扩压锥可有效改善气流的轴向流动状态，减少动能损失。

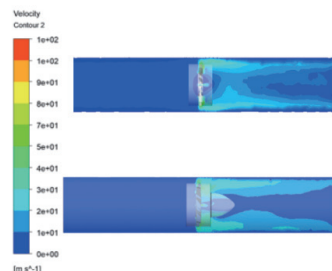


图4 两种模型风机中心截面速度云图

图5为叶片表面压力云图。模型B叶片压力面平均压力较模型A提高约18%，吸力面低压区域明显缩小。这是由于扩压锥提升了出口背压，使叶片前后压力差增大，进而增强了风机做功能力。

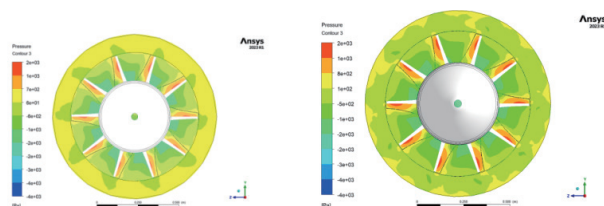


图5 两种模型风机中心截面压力云图

如图6所示，在两模型的迹线图中，可以看到：对于模型A，

流体从进口处均匀进入，随后被叶片有效地引导并加速。在叶片的旋转作用下，流体沿着特定的路径流动，并在出口处形成射流。对于模型B，流体从进口处均匀进入，随后被叶片引导并沿着扩压锥逐渐加速和压缩，最终在出口处形成较为集中的射流，更为有序。在进口处，模型A流体的速度方向相对一致，随着流体进入叶轮区域，速度方向发生显著变化，呈现出复杂的流动状态。在叶片的吸力面，流体受到叶片的牵引作用，速度方向指向叶片的尾部；而在叶片的压力面，流体受到叶片的挤压作用，速度方向则指向叶片的前部。

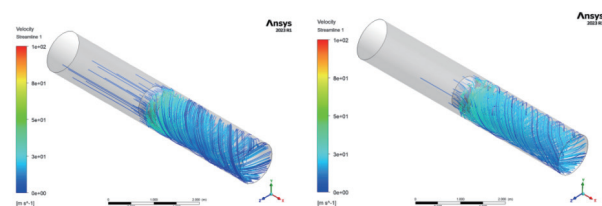


图6 迹线图

对于模型A，在叶轮的进口处，压力分布相对来说比较均匀；随着流体进入叶轮区域，压力发生剧烈变化，形成了明显的低压和高压区域。这种压力差是推动流体流动的主要动力来源，也是风机能够产生风压和流量的基础。对于模型B，在叶轮的进口处，压力分布相对均匀；随着流体进入叶轮区域，特别是在叶片的吸力面和扩压锥区域，压力发生剧烈变化，形成了明显的低压和高压区域。通过对比迹线图、矢量图和体渲染图，不难发现这些图表所展示的流场信息与之前的速度云图和压力云图分析结果相吻合，从而验证了模拟结果的准确性和可靠性。

（二）外特性分析

对于风机性能的分析，通过分析ANSYS Fluent软件中的数据，对于轴流风机，随着流量的增加，静压呈现出减小的趋势。根据计算数据，生成曲线，如图7所示。与无扩压锥的模型相比，可以看出带扩压锥模型的PQ曲线，PQ性能曲线在纵坐标（压力）方向上整体上移，扩压锥能使气流的动能更好地转化为压力能，减少了气流分离和涡流等现象，在小流量区域，性能曲线会变得更加平缓，压力随流量的变化更加稳定；在大流量区域，曲线斜率会有所减小，这意味着风机在大流量工况下能保持相对较高的压力，说明其在提升压力方面表现更优。

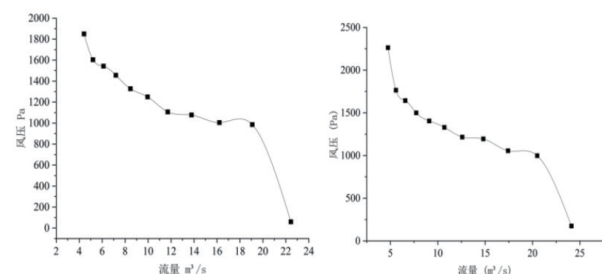


图7 有（右）无（左）扩压锥模型的曲线图

在流量一定的情况下，效率越高，风机用于克服静压、推动气流的有效功率就越大，能够产生的静压也就越高，如图8所示，在流量一定的情况下，效率越高，风机用于克服静压、推动气流的有效功率就越大，能够产生的静压也就越高。扩压锥的存在使

气流速度分布更均匀,减少了能量损失,提高了风机将轴功率转化为有效功率的能力。在效率曲线图上,相同流量下,带扩压锥的风机效率值更高,效率曲线向上移动。由于扩压锥改善了气流流动状况,风机在更宽的流量范围内能保持较高的效率,高效区范围在效率曲线图上向两侧扩展。

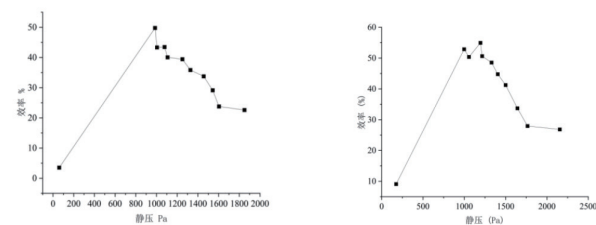


图8 有(右)无(左)扩压锥模型的曲线图

三、结论

本研究对有无扩压锥风机内部流场特性、压力分布及流线和迹线进行对比分析,数值模拟结果显示:

(1) 扩压锥使流道横截面积逐渐增大,在流量一定的情况下,气流速度会逐渐降低,在进口段的速度分布仍然相对均匀,在叶片附近的湍流强度有所降低。

(2) 无扩压锥模型的叶轮进口处压力分布相对均匀,进入叶轮区域后形成明显的低压和高压区域。扩压锥对流体流动起整流作用,也带着复杂的尾迹结构和压力梯度。扩压锥可以提高静压,稳定压力分布,从而减少了压力的突变和波动。

(3) 通过分析模型外特性曲线,扩压锥使气流速度降低、静压增大,压力曲线整体向上平移,且压力稳定性提高,曲线波动变小。效率曲线向上移动,同时高效区范围向两侧扩展,风机有更宽的高效率流量范围。

参考文献

- [1] 周庆山, 吴秉礼. 轴流通风机扩压器设计 [J]. 流体机械, 2003, (05): 11-15+4.
- [2] LI, CHUNXI, LIN, QING, DING, XUELIANG, Performance, aeroacoustics and feature extraction of an axial flow fan with abnormal blade angle[J]. Energy, 2016, 103(May 15): 322-339.
- [3] 范亚明, 宋超, 郑闽锋, 等. 扩压器扩压角度对轴流风机噪音的影响 [J]. 机电工程, 2023, 40(02): 239-244.
- [4] 贾捷, 张欢, 由世俊, 等. 地铁用轴流风机的 CFD 模拟及研究 [J]. 煤气与热力, 2012, 32(10): 19-23.
- [5] 叶学民, 李俊, 王松岭, 等. 带后导叶轴流式通风机内流特征的数值模拟 [J]. 热能动力工程, 2009, 24(02): 163-166+263.
- [6] 潘冬玲, 刘义军. 空调用轴流风机内部流场 CFD 数值模拟研究 [J]. 煤炭技术, 2010, 29(06): 182-184.
- [7] 吴晨晖, 杨兴林, 温华兵, 等. 大型船用轴流风机流场数值仿真及其气动噪声源特性研究 [J]. 船舶工程, 2016, 38(05): 28-32+37.
- [8] 刘媛, 方媛媛, 陈旭, 等. 船用风机振动噪声特性试验研究 [J]. 舰船科学技术, 2025, 47(09): 27-32.
- [9] 吴晨晖. 大型船用轴流风机气动噪声特性及降噪机理研究 [D]. 镇江: 江苏科技大学, 2016.
- [10] 夏根水. 基于 CFD 的轴流风机结构优化研究 [D]. 南昌: 江西农业大学, 2021.
- [11] 刘奇. 轴流风机流动特性研究 [D]. 兰州: 兰州交通大学, 2018.
- [12] 丁学亮, 叶学民, 李春曦. 轴流风机叶片展向结构变化对性能影响的数值分析 [J]. 流体机械, 2015, 43(09): 43-49+78.
- [13] 刘韬, 张钰, 仲梁维. 轴流式通风机气动特性数值模拟 [J]. 农业装备与车辆工程, 2020, 58(04): 92-95.