

# Research on Aerodynamic Noise of Axial Flow Fan in Window Air-Conditioners

Zhun He, Mancang Song\*

Key Laboratory of Precision and Special Processing Ministry of Education, Dalian University of Technology, Dalian Liaoning  
Email: hezhun2010@163.com, \*mcsong@dlut.edu.cn

Received: May 4<sup>th</sup>, 2018; accepted: May 23<sup>rd</sup>, 2018; published: May 30<sup>th</sup>, 2018

---

## Abstract

Axial flow fan is the main ventilation and heat-dissipating component in the outdoor part of window air-conditioner. Its ventilation volume will directly affect whether the window air-conditioner can work normally. Noise will affect people's normal rest and work. It has become a key issue for improving the market competitiveness of window air-conditioners to design high-performance and low-noise axial flow fans. An axial flow fan partially depressed at the trailing edge of the blade was designed. A numerical simulation was devised to study the aerodynamic noise of axial flow fans before and after optimization by using LES, FW-H equation in Fluent. An experimental research also was designed to study the aerodynamic noise characteristic of two axial flow fans. The results show that sound pressure levels of axial flow fan are not the same in different directions, it presents irregular curve distribution. Sound pressure level in the direction of the air outlet is the largest. Aerodynamic noise propagates mainly in the direction of the axis of rotation of the fan. The trailing edge local depression can reduce aerodynamic noise of axial flow fan. It can reduce 3 dB(A) to 5 dB(A) at the downstream of axial direction and 1 m away from the axial flow fan.

## Keywords

Axial Flow Fan, Aerodynamic Noise, CFD, Experimental Research

---

# 窗式空调轴流风扇气动噪声研究

何 准, 宋满仓\*

大连理工大学, 精密与特种加工教育部重点实验室, 辽宁 大连  
Email: hezhun2010@163.com, \*mcsong@dlut.edu.cn

收稿日期: 2018年5月4日; 录用日期: 2018年5月23日; 发布日期: 2018年5月30日

---

\*通讯作者。

文章引用: 何准, 宋满仓. 窗式空调轴流风扇气动噪声研究[J]. 建模与仿真, 2018, 7(2): 86-95.  
DOI: 10.12677/mos.2018.72011

## 摘要

轴流风扇是窗式空调室外部分的主要通风散热元件, 其通风量会直接影响窗式空调能否正常工作, 而噪声会影响人正常的休息和工作。设计高性能低噪声的轴流风扇成为提高窗式空调市场竞争力的关键问题。本文设计了一种叶片尾缘局部凹陷的轴流风扇。使用流体力学软件Fluent中的大涡模拟(LES)和FW-H方程对优化前后的轴流风扇的气动噪声进行数值模拟, 并对两者的气动噪声特性进行实验研究。研究结果表明: 轴流风扇的声压级在不同方向并不相同, 呈不规则曲线分布, 其中正对出风口方向的声压级最大。气动噪声主要沿轴流风机旋转轴线方向传播。叶片尾缘局部凹陷设计可以降低轴流风扇的气动噪声, 在出口旋转轴线方向距离轴流风扇1 m处可以降低3~5 dB(A)。

## 关键词

轴流风扇, 气动噪声, CFD, 试验研究

Copyright © 2018 by authors and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

## 1. 引言

轴流风机因其风量大被广泛地应用于空调等需要散热的电器中。随着生活水平的提高, 人们对空调的噪声提出了更高的要求。国内外很多学者对空调噪声做了大量的研究。窗式空调的制冷系统都集中在同一个机箱中, 所以噪声比较大。噪声会影响人们休息, 降低工作效率, 损伤听觉功能, 甚至影响人体的健康[1]。因此, 研究窗式空调的噪声十分有必要。窗式空调的噪声主要源于轴流风扇的气动噪声[2]。气动噪声是气体运动所激发的噪声, 它主要由旋转噪声和涡流噪声组成[3]。旋转噪声与叶片的旋转频率相关, 主要由叶片周期性打击周围气体, 导致周围气体压力脉动而形成的噪声, 又叫离散噪声。离散噪声的频谱具有明显的峰值; 涡流噪声受叶片上的脉动压力影响, 无明显主频, 涡流噪声的频谱比较均匀, 无明显峰值。主要是由于气体流经叶片时, 产生紊流附面层、漩涡及漩涡分裂脱体, 进而导致叶片上压力脉动而产生的, 又叫宽频噪声[4]。

I. J. Sharland [5]研究表明宽频噪声主要是由尾缘处涡脱落而作用于叶片的升力脉动所引起的。孙扬智等[6]利用 Lighthill 声类比理论、FW-H 声波波动方程和 Fluent 对轴流风机叶片引起的气动噪声的噪声特性进行数值模拟。游斌, 吴克启等[7]采用数值模拟对空调用轴流风机叶片尾缘出口加锯齿和加不加锯齿的内流特性进行研究, 并对两者的风量噪声特性进行试验研究。发现轴流风机尾缘进行锯齿化处理能减弱叶片下游的尾迹, 在一定程度上能够降低噪音。钱红玉, 金英子等[8]设计了一种从叶根到叶顶由密到疏分布的尾缘齿形化小型轴流风扇, 通过数值计算对其进行流场和气动声学分析, 发现: 尾缘齿形化后对小型轴流风扇出口区的噪声降低很多。陈坤, 刘庆萍等[9]利用雕鸮羽毛的消音机理以条纹结构和锯齿形态的方式应用于轴流风机叶片, 设计了耦合仿生轴流风机。通过试验发现耦合仿生轴流风机具有较低的气动噪声值。宫武旗等[10]设计了两组不同形状和大小的锯齿形叶片尾缘, 试验研究了锯齿形尾缘对风机气动噪声的影响规律, 发现锯齿尾缘有明显降噪效果, 正弦形锯齿比正三角形更好。对于窗式空调中使用的带打水圈的轴流风扇的气动声学性能研究却很少, 本文在已有研究的基础上, 设计了一种新型轴流风扇, 使用 Fluent 软件中大涡模拟(LES)、Lighthill 声类比法和声波波动方程对窗式空调室外轴流风扇的

气动噪声进行数值模拟, 然后通过实验对其气动噪声进行验证。

## 2. 轴流风机模型及网格划分

本文轴流风机的模型如图 1 所示。其中图 1(a)为窗式空调室外部分的简化模型, 未考虑轴流风扇上游的压缩机和进口格栅, 下游的冷凝器, 但考虑电机和支架的影响。图 1(b)为原轴流风扇, 图 1(c)为优化后的轴流风扇。原轴流风扇叶片外径为 300 mm, 轮毂比为 0.2, 叶轮高度为 77 mm, 叶片数为 4。围绕风扇叶片顶部的外周面并与每个风扇叶片顶部相连的部分为打水圈, 沿打水圈内侧面均匀的分布着 4 个凸块。打水圈一方面可以增加风扇的刚性, 另一方面, 风扇旋转时, 带动打水圈和凸块同时旋转, 并将空调机箱底盘的冷却水打到冷凝器上起到降低温度的作用。新设计的轴流风扇叶片外径为 300 mm, 轮毂比为 0.2, 叶轮高度为 77 mm, 叶片数为 4, 在叶片尾缘 50%~90%叶高位置处设计圆弧凹陷, 最大凹陷深度为 20 mm, 并且在叶片尾缘靠近叶根和叶顶处添加圆角。

由于原轴流风扇的气动噪声较大, 锯齿形态可以增强黏性耗散效应, 即气体与锯齿相互作用, 由于摩擦力的作用使气体的部分机械能转化为热能。降低湍流强度和脉动压力, 最终降低轴流风机的噪声。一方面, 有齿叶片可以减少附面层面积, 从而减小脉动力和尾涡。另一方面, 锯齿起到了涡流发生器的作用, 将强集中涡分割离散成若干小涡, 从而降低了边界层湍流强度, 改善了边界层的湍流状况[9]。如果从叶根到叶顶设计多个凹陷, 虽然能够降低噪声, 但是在后期轴流风扇的生产加工阶段, 会给模具的设计加工带来很多困难, 因此这种方案不可取。最后选择在叶片尾缘设计一个局部凹陷。

轴流风机的计算域模型如图 2 所示。为了尽可能的接近空调器室外机流道的实际工况, 使流动充分

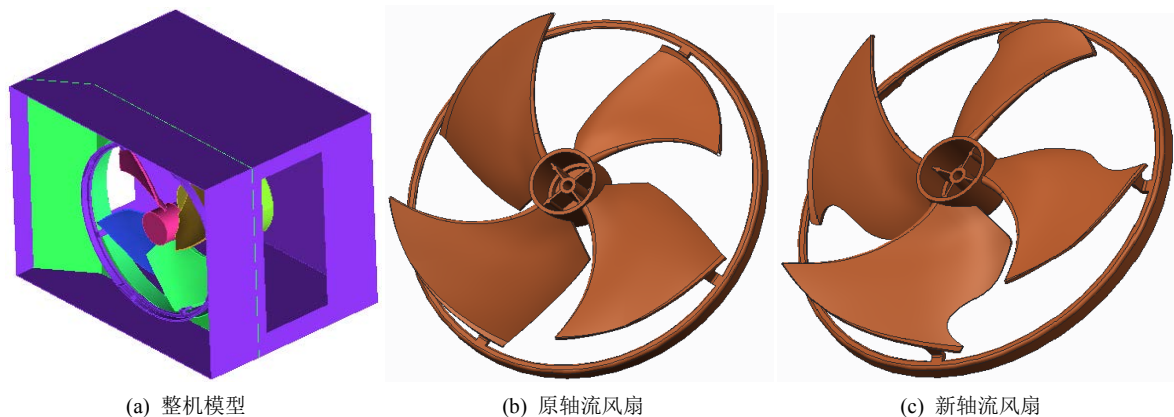


Figure 1. Axial fan calculation model  
图 1. 轴流风机计算模型

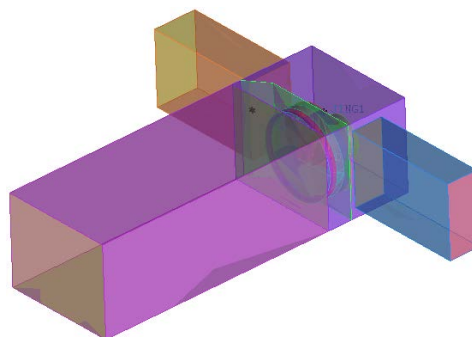


Figure 2. Calculation domain of axial fan  
图 2. 轴流风机的计算域

发展, 更好地模拟实际的流动情况, 建模时按照气动性能试验台尺寸将进出口进行延长; 出口向外延长 1 m, 对应约 3 倍的叶轮直径。入口向外延长 0.48 m, 对应约 1.5 倍的叶轮直径。

由于轴流风机系统的复杂性, 将整个计算域模型分为 4 部分: 进口段、出口段、旋转域和静止域。对每个子域分别划分网格, 相邻区域共用一个面。进口段和出口段划分结构化六面体网格。旋转域和静止域划分非结构化四面体网格。其中叶轮旋转区域划分较多网格。网格模型如图 3 所示, 其中图 3(a)为整机网格模型, 图 3(b)为旋转域网格。

为了为流场模拟确定合适的网格数量, 进行了网格无关性研究。图 4 为计算模型在定常计算时转速为 1000 r/min 时不同网格数量随出口流率的变化情况, 当网格数量大于 2853644 时, 空调出口流量误差

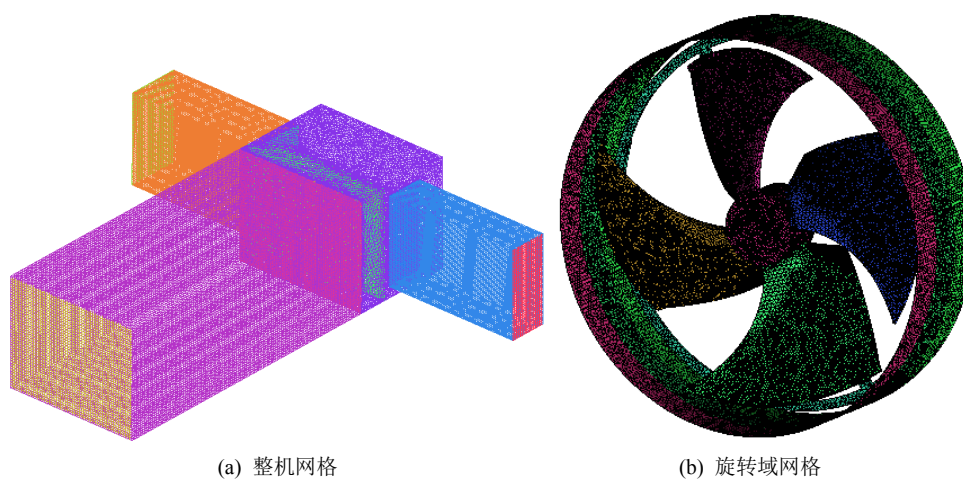


Figure 3. Grid model  
图 3. 网格模型

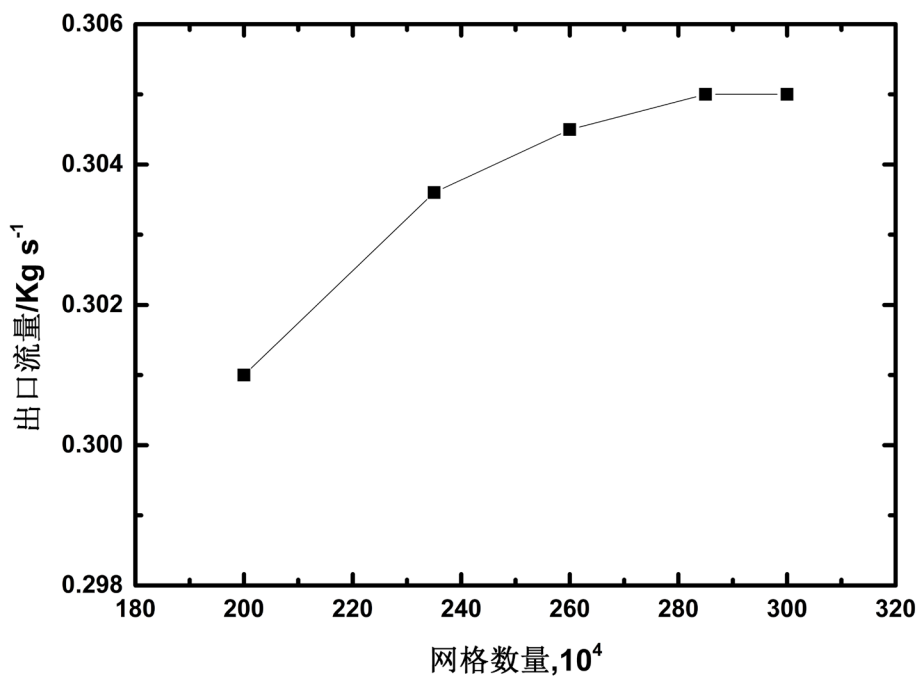


Figure 4. Grid independence verification  
图 4. 网格无关性验证

在 2% 以内, 此时可以认为出口流量与网格数量无关。

### 3. 数值计算方法

首先进行稳态数值模拟, 采用三维雷诺平均守恒 Navier-Stokes 方程和 standard k- $\epsilon$  两方程湍流模型, 壁面附近采用标准壁面函数。计算方法应用 SEGREGATED 隐式方法, 湍流动能、湍流耗散项、动量方程都采用二阶迎风格式离散; 压力-速度耦合采用 SIMPLE 算法。叶轮旋转区域采用 MRF 参考坐标系。壁面采用无滑移边界条件。进出口均选用压力边界条件。当计算残差的各个量均小于  $10^{-4}$  且出口流量稳定时, 认为计算收敛。

非稳态计算采用滑移网格技术。将稳态计算的结果作为非稳态计算的初始流场。选用 LES 模型, 压力-速度耦合采用 PISO 算法。压力采用 PRTSO! 离散格式。运用 FW-H 声波波动方程预测轴流风机远场噪声。时间步长设置为  $10^{-4}$  s, 在每个时间步长内, 当残差值小于  $10^{-4}$  可认为该时间步长内的迭代收敛。同时监测叶轮的力矩系数, 当叶轮力矩系数稳定后, 选取相应的声源数据进行积分, 通过傅里叶变换(FFT) 得到噪声频谱, 分析声压级。

### 4. 计算结果分析

通过对原轴流风扇和新轴流风扇进行稳态数值模拟, 得到两轴流风扇的转速流量曲线, 如图 5 所示。由图 5 可以看出轴流风扇的流量随着转速的增大而增大, 并且基本呈线性变化。在相同转速下, 新轴流风扇的流量比原轴流风扇的流量小 3% 左右, 因此可以认为新设计的轴流风扇的流量与原轴流风扇相比基本无变化。

图 6 为原轴流风扇和新轴流风扇的涡量图。从图中可以看出涡量主要分布在叶顶和叶片尾缘区域。尾缘设计局部凹陷之后, 凹陷附近的涡量减弱。这是因为凹陷设计使压力面的气流部分提前流向吸力面, 使压力升高所产生的附面层分离局限在凹陷区域, 从整体减弱了附面层分离区, 从而减弱尾迹。

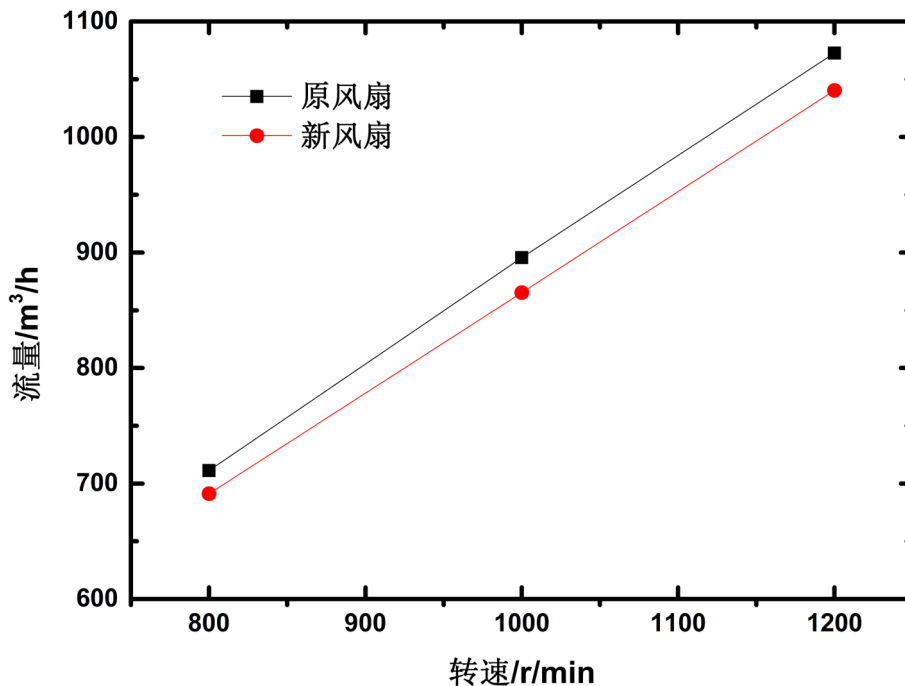


Figure 5. Impeller speed flow curve

图 5. 叶轮转速流量曲线



以轴流风扇的表面为声源面, 沿轴流风扇旋转轴线方向距离出口 1 m 处设置声压监测点, 对两轴流风扇的噪声进行数值模拟。图 7 是两轴流风扇在该点处的转速—噪声曲线。从图 7 可以看出, 两轴流风扇的噪声—转速曲线变化趋势相同, 均随着转速的增大, 声压级逐渐增大。在相同的转速下, 优化后的轴流风扇的声压级都比原轴流风扇的声压级低。

图 8 是轴流风扇转速为 1000 r/min 的工况下数值模拟得到的噪声频谱特性曲线。从图 8 可以看出, 新轴流风扇的噪声要比原轴流风扇的低。在低频处(基频)两轴流风扇的噪声均比较高, 两轴流风扇的噪声都具有宽频噪声的特性。

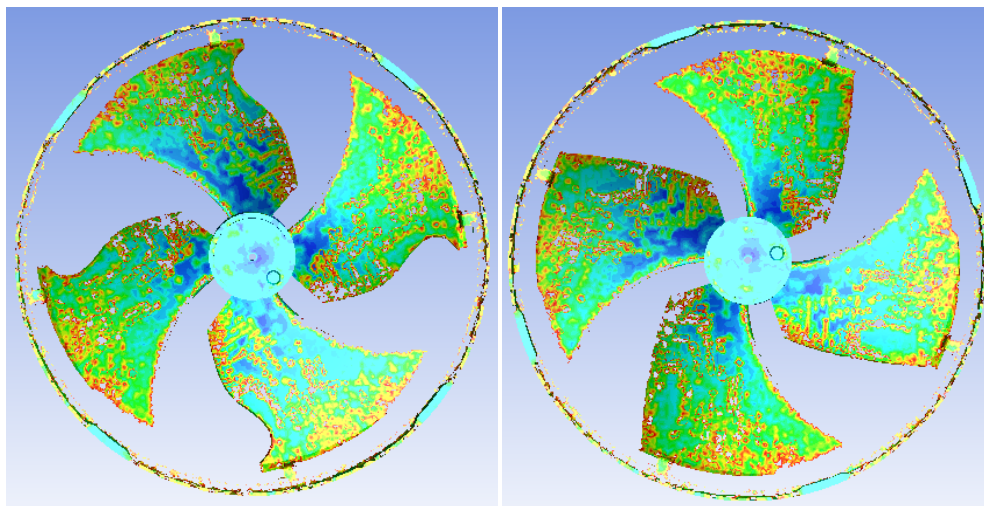


Figure 6. Vorticity map new fan (left), former fan (right)

图 6. 涡量图新风机(左)、原风机(右)

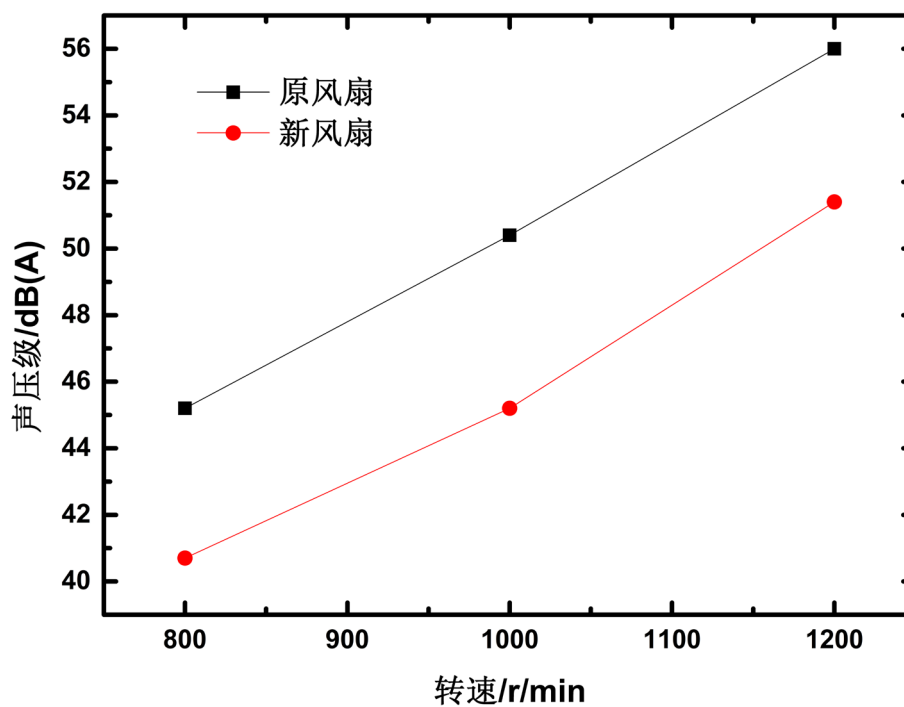
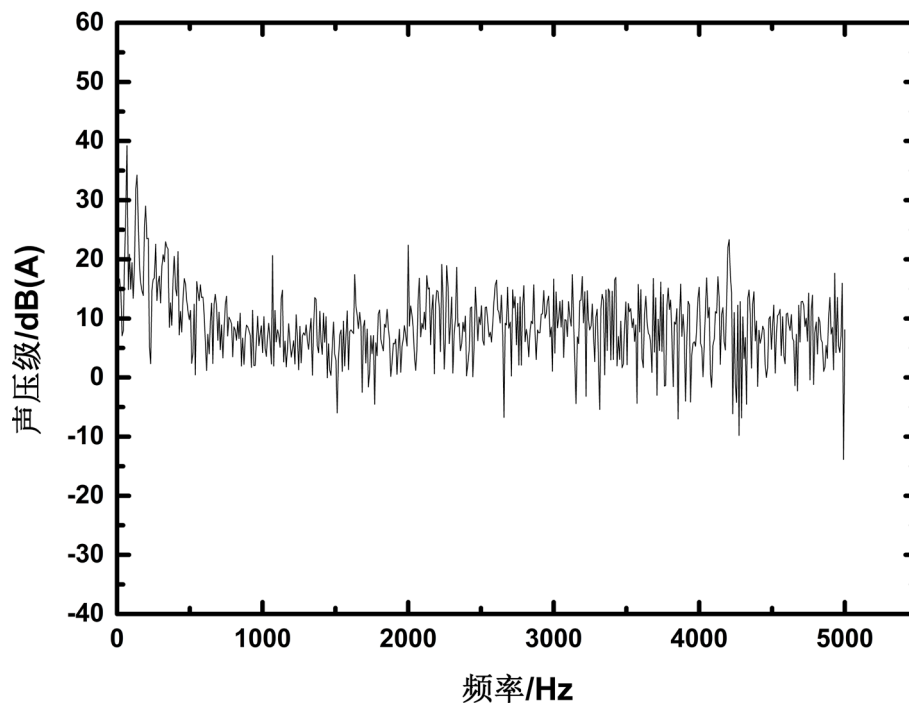
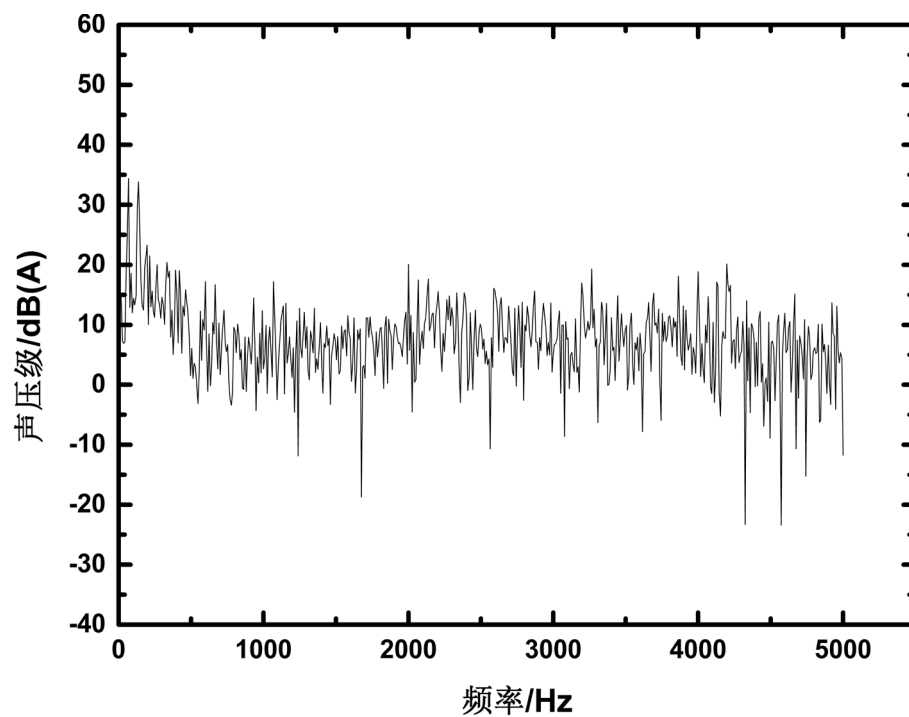


Figure 7. Impeller noise-speed curve

图 7. 叶轮噪声 - 转速曲线



(a) 原轴流风扇



(b) 新轴流风扇

Figure 8. Noise spectrum of two-axial fan

图 8. 两轴流风扇噪声频谱

## 5. 实验研究

本实验在大连理工大学船舶制造国家工程研究中心声学实验室中进行。该实验室为半消声室，本底噪声

为 16 dB(A)。试验中轴流风扇转速使用速为 SW6234C 光电式非接触手持转速仪进行测量, 测量精度为  $\pm 0.05\%$ 。噪声测量采用 B & K3560D 型 PULSE 多分析仪系统按照 GB/T7725-2004《房间空气调节器》进行。噪声测试数据采集系统硬件部分包括: 美国 PCB 公司生产的 130E20 型声压传感器和 426D01 型声压传感器前置放大器、丹麦 B & K 公司生产的型号为 PULSE3560D 的声音振动分析仪、DELL 笔记本; 软件使用 PULSE LabShop 噪声分析模块。采用 1/3 倍频程进行声压频谱测量, 然后转化为 A 声压级。风机叶轮实物图如图 9 所示。

沿轴流风扇旋转轴线方向距离风扇出口 1 m 处安装声压传感器, 测量轴流风扇在不同转速下的 A 声压级。如图 10 所示。图 11 为两叶轮的噪声特性曲线, 从图 11 可以看出随着叶轮转速的增大, 轴流风扇的总 A 声压级也相应的增大。在相同的转速下, 新风扇的噪声比原风扇的噪声要低 3~5 dB(A)。

以轴流风机旋转轴与出风口的交点为圆心, 以 1 m 为半径, 在风机的俯视垂直截面内, 逆时针方向旋转, 每间隔  $15^\circ$  取一点, 在半圆周内设置均匀分布的 13 个声接收点, 来预估它们的声压级。俯视图的具体测点分布如图 12 所示。

各个测量点声压级的大小如图 13 所示。在同一转速下, 轴流风扇的声压级在不同的方向上差异较大, 声压指向性图呈一条不规则的曲线;  $90^\circ \sim 180^\circ$  方向上的声压级比  $0^\circ \sim 90^\circ$  方向上的声压级略大。其中  $90^\circ$  方向上的声压



原轴流风扇

新轴流风扇

Figure 9. Fan impeller

图 9. 风机叶轮



Figure 10. Axial fan noise test

图 10. 轴流风扇噪声测试



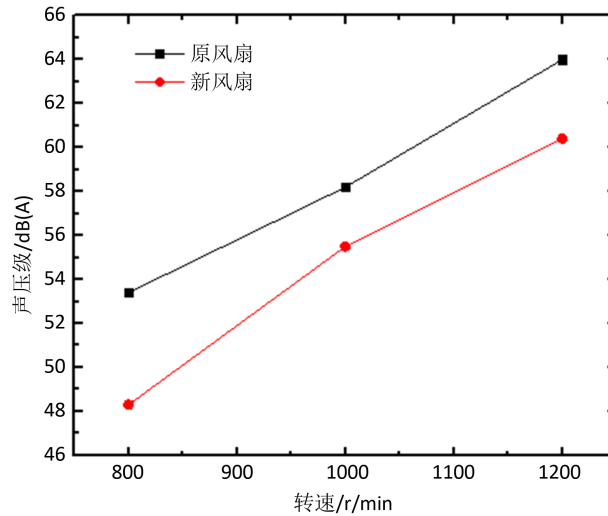


Figure 11. Impeller noise characteristic curve  
图 11. 叶轮噪声特性曲线

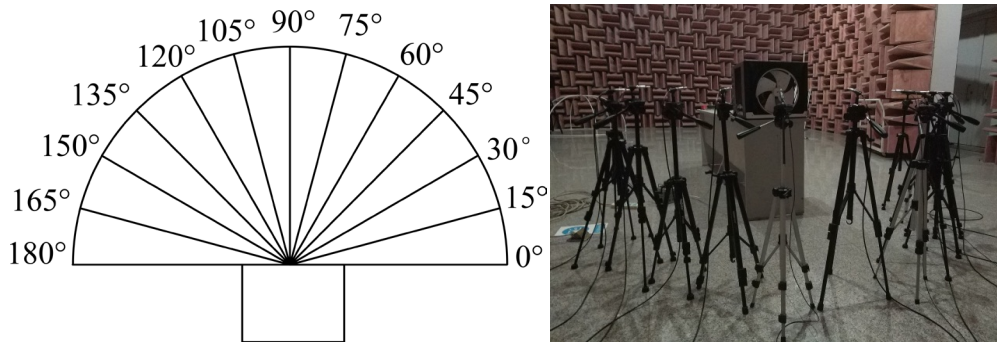


Figure 12. Survey location distribution  
图 12. 测点位置分布图

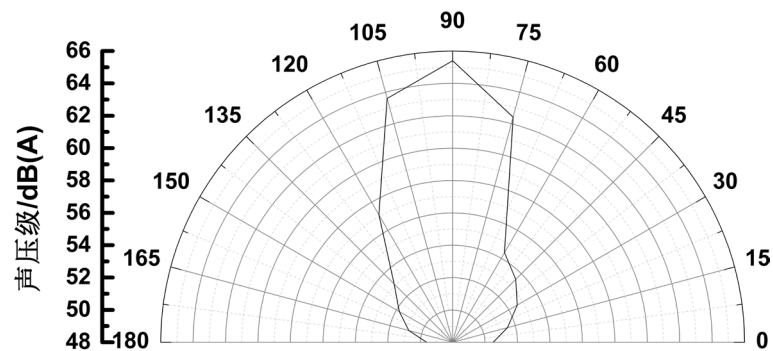


Figure 13. Sound pressure level distribution  
图 13. 声压级分布

级最大, 0°和 180°方向上的声压级最小, 说明轴流风扇的气动噪声主要沿轴线方向传播, 传向侧面的噪声最小。

图 14 为试验测量的两种轴流风扇的噪声频谱特性曲线, 由图 14 可以看出, 尾缘凹陷设计的轴流风扇和原轴流风扇的噪声频谱特性曲线变化规律相似。在低频段, 两风扇均出现了明显的峰值, 说明在低频段旋转噪声占主要成分; 在高频段, 噪声呈现出宽频噪声的特点。尾缘凹陷设计对旋转噪声的影响较小, 对宽频噪声的影响较大。由图 6 可知尾缘凹陷设计使尾缘处的涡量减小, 减少了附面层分离区, 从

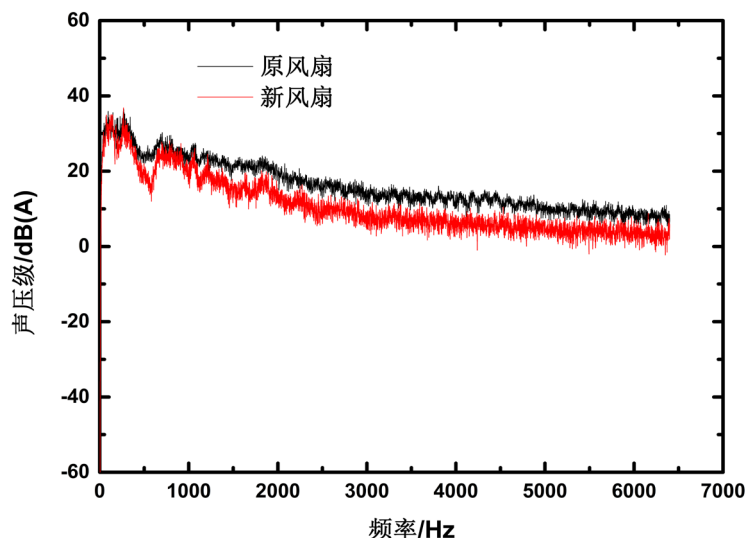


Figure 14. Axial fan noise spectral characteristic curve  
图 14. 轴流风扇噪声频谱特性曲线

而减弱了尾迹, 而宽频噪声就是由附面层分离引起的, 所以尾缘凹陷设计可以减小宽频噪声。从整体上来说, 尾缘凹陷设计的轴流风扇的噪声比原轴流风扇的噪声要低。尾缘凹陷之后, 轴流风扇的尾缘有效面积增大, 减弱了气流与叶片相互作用的强度。

## 6. 结论

本文对原轴流风扇和尾缘局部凹陷的轴流风扇的气动噪声进行了数值模拟, 然后对其气动噪声进行了实验研究。得出如下结论:

1) 轴流风机的气动噪声具有指向性规律。沿旋转轴线下游的噪声要比其他方向的噪声大。气动噪声主要沿旋转轴线方向传播。

2) 尾缘凹陷对旋转噪声影响不明显, 主要影响宽频噪声。尾缘凹陷设计可降低轴流风扇的气动噪声, 和原轴流风扇相比, 出口区的气动噪声降低 3~5 dB(A)。

3) 在不同的转速下, 气动噪声的模拟结果和实验结果虽然有误差, 但是噪声的变化趋势相同。说明 Fluent 可以预测轴流风扇的气动噪声。

## 参考文献

- [1] 高菲, 张季平. 噪声对健康的影响[J]. 生物学教学, 2007, 2(32): 10-11.
- [2] 吴国梁. 窗式空调器的噪声及其控制[J]. 噪声与振动控制, 1996, 12(6): 24-26.
- [3] 智乃刚, 萧滨诗. 风机噪声控制技术[M]. 北京: 机械工业出版社, 1985: 1-318.
- [4] 张强. 气动声学基础[M]. 北京: 国防工业出版社, 2012: 1-255.
- [5] Sharland, I.J. (1964) Sources of Noise in Axial Flow Fans. *Journal of Sound and Vibration*, **1**, 302-322.
- [6] 孙扬智, 肖世德, 等. 轴流风机旋转叶片的气动噪声分析[J]. 噪声与振动控制, 2016, 36(4): 124-128.
- [7] 游斌, 吴克启, 等. 齿形尾缘轴流叶轮内流数值分析与实验研究[J]. 工程热物理学报, 2007, 28(4): 592-594.
- [8] 钱红玉, 金英子, 等. 齿形尾缘小型轴流风扇的气动性能研究[J]. 浙江理工大学学报, 2012, 3(29): 374-377.
- [9] 陈坤, 刘庆萍, 等. 利用雕翎羽毛的消音特征降低小型轴流风机的气动噪声[J]. 吉林大学学报, 2012, 1(42): 79-84.
- [10] 宫武旗, 等. 叶片锯齿尾缘对降低空调室外机启动噪声影响的试验研究[J]. 工程热物理学报, 2011, 32(10): 1681-1684.

**知网检索的两种方式：**

1. 打开知网页面 <http://kns.cnki.net/kns/brief/result.aspx?dbPrefix=WWJD>  
下拉列表框选择：[ISSN]，输入期刊 ISSN：2324-8696，即可查询
2. 打开知网首页 <http://cnki.net/>  
左侧“国际文献总库”进入，输入文章标题，即可查询

投稿请点击：<http://www.hanspub.org/Submission.aspx>

期刊邮箱：[mos@hanspub.org](mailto:mos@hanspub.org)