

文章编号: 1673-3851 (2013) 01-0076-05

叶片穿孔小型轴流风扇气动性能的研究

李 博, 钱红玉, 张 立, 金英子

(浙江理工大学机械与自动控制学院, 杭州 310018)

摘 要:以小型轴流风扇为原型,对其叶片进行穿孔设计,采用 $k-\epsilon$ 两方程湍流模型和大涡模拟数值分析风扇的内部流场,对比分析原型风扇和叶片穿孔以后风扇的静特性和气动声学特性。结果显示:叶片穿孔后,在整个计算流量下,风扇的静压升稍有下降,但在最佳工况点时,风扇的静压升基本上和原型风扇相当;涡脱落位置更靠近叶顶;在出口区,涡流消失点向下游移动、涡量减弱,风扇的噪声整体减小,但在不同的频段噪声降低幅度不同,在35~45 kHz频率范围内,噪声降低幅度最大。这些研究结果说明,在风扇最佳工况点下采用叶片穿孔方法来降低噪声的方法是可行的。

关键词:轴流风扇;穿孔;噪声;频率

中图分类号: TM925.11 **文献标志码:** A

0 引 言

小型轴流风扇作为一种常见的散热元件,广泛应用于电脑CPU及制冷空调等领域。许多学者针对小型轴流风扇开展了高效能、低噪声的研究工作,取得了一定的成果。文献[1]采用实验和数值模拟方法研究了微型轴流风扇,用试验的方法证明了雷诺效应对其内部流动的影响,提出了适用于任何尺寸的轴流风扇的三维线性扩展方法。文献[2]采用数值模拟的方法对前掠和后掠型小型轴流风扇进行了研究,计算结果表明前掠型小型轴流风扇不仅增大了风扇的流量,而且减小了风扇的流动损失,更有利于小型轴流风扇散热能力的发挥。文献[3]对传统的轴流风扇和对旋风扇进行了实验和数值模拟分析,得出对旋风扇能够得到比传统风扇更多的压力升。文献[4]对叶片的尾缘进行了锯齿化处理,结果显示尾缘锯齿化有效地降低了转子尾迹,降低气动噪声并改善音质。文献[5]采用附加导叶降低气动噪声,发现轴流风扇的噪声A声级下降了4~5 dB,效率也有所提高。文献[6]分析了不同声源下双层

反转风扇的频谱特性,确定了其转子间距和转子间隙的最佳范围,为双层反转小型轴流换热风扇的性能研究和结构设计提供了理论依据。文献[7]研究了周向前弯动叶降噪技术,发现周向前弯技术不仅对气动效率的提高有很大的帮助,而且能够很好地降低气动噪声。文献[8]提出了叶片穿孔的原理,叶片穿孔可以使部分气体从吸力面流向压力面,促使涡流分离点向流场下游移动,分离区涡流减弱,噪声也随之减小。文献[9]用叶片穿孔法降低风机噪声,结果表明,通过叶片穿孔风机的噪声降低了3~5 dB,但在不同的频段上,噪声降低幅度不同。文献[10]研究了叶顶间隙对轴流风扇噪声的影响,结果显示:叶顶间隙处产生的涡流和泄露流是噪声产生的主要来源,当叶顶间隙和流速增大时,涡流的密度随之增大,涡流频率的峰值也变大。

叶片穿孔在大中型风机上已经有了一定的研究及应用,但在小型风扇上采用叶片穿孔这种方法来降噪的研究至今还比较少。本文对小型轴流风扇的叶片进行合理的穿孔设计,通过数值模拟的方法研究叶片穿孔对小型轴流风扇气动性能和内部流场的

收稿日期: 2012-06-08

基金项目: 国家自然科学基金(51276172);浙江省科技计划项目(2011C16038,2011C11073);浙江省自然科学基金(51006090)

作者简介: 李 博(1987-),男,河南唐河人,硕士研究生,主要从事流场测试及计算的研究。

通信作者: 金英子, jin.yz@163.com

影响,为降低小型轴流风扇的噪声提供了参考方法。

1 计算模型与数值方法

1.1 穿孔设计与计算模型

研究的小型轴流风扇的几何参数为:外径 84 mm,轮毂比 0.4,轮毂高 14.7 mm,转速 3 000 r/m,叶片数 7,基频 350 Hz,模型如图 1(a)所示。在原模型结构其他条件不变的情况下,根据风扇自身的几何形状特征及尺寸大小,同时也考虑穿孔对静特性的影响情况,孔的数量不能过多,孔的大小不能过大,综合考虑,对风扇的叶片进行合理的穿孔设计,在弦长 1/3 处的叶片上设计了三排孔,每排孔分别是 4 个、3 个、4 个,孔的直径都是 2 mm,叶片上的穿孔分布如图 1(b)所示。

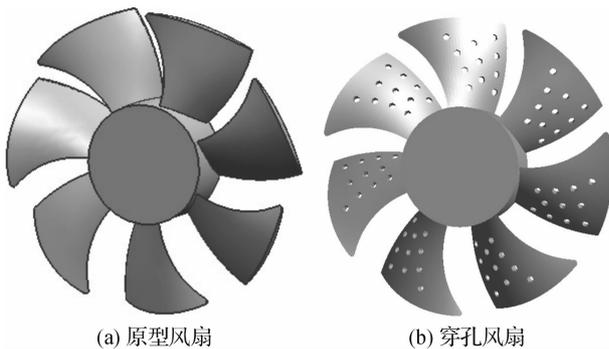


图 1 原型风扇及穿孔风扇

1.2 数值计算方法

数值模拟计算采用软件 Fluent 进行,先使用前处理软件 Gambit 进行网格的划分。为保证流体的充分发展,对风扇的进出口进行了延伸,继而将计算域划分为进口区域、出口区域、管道区域和旋转流体区域,如图 2 所示。规则的进口区和出口区使用容易收敛的结构化网格,网格间隙设置为 3 mm 左右。管道区和旋转区的结构比较复杂使用非结构化网格进行划分,管道区的网格间隙设置为 0.8~1 mm,旋转区的网格间隙设置为 0.5~0.8 mm,模型总网格数大约为 140 万。图 3 为转子上的网格图,图 4 为进口区、旋转区和出口区的网格图。



图 2 计算域划分示意图

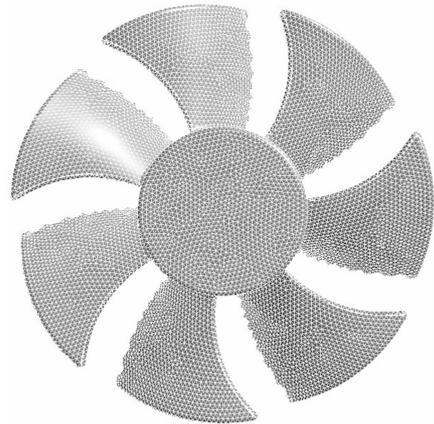


图 3 转子上的网格图

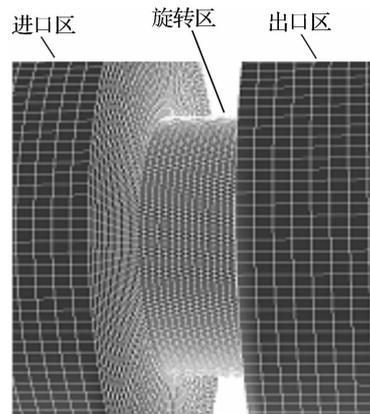


图 4 进口区、旋转区和出口区的网格图

定常计算部分采用 SIMPLE 算法和 Realizable $k-\epsilon$ 湍流模型,非耦合隐式求解器,求解三维时均雷诺 $N-S$ 方程,为了提高数值精度,控制方程的数值离散方法采用二阶精度迎风差分格式,叶轮旋转区采用参考坐标系 MRF,给定质量流量进口,压力出口边界条件,壁面区采用无滑移边界条件,设置一定的迭代次数,监测速度、压力变化曲线以保证计算结果的可信度,当各计算残差值小于 10^{-3} 时,认为计算收敛。

非定常计算以定常计算收敛以后得到的流场数据作为计算初场,采用大涡模拟 (LES) 计算声场,压力与速度耦合采用 PISO 算法,控制方程的数值离散方法采用 PRESTO! 中心差分格式,交界面处使用滑移网格,交界面设置在旋转流体区和管道区的交界处,各项的收敛残差为 10^{-4} 。在非定常计算流场的基础上,噪声预测采用 FW-H (Ffowcs Williams-Hawkings) 声学模型来模拟,并用 FFT 方法对噪声数据进行处理,获得噪声频谱分布特性。

2 风扇静特性及气动特性分析

2.1 静特性

图 5 为风扇的流量-静压曲线,由图 5 可以看

出:a) 在整个计算流量下,原型风扇数值模拟结果和实验结果基本吻合,由于受到环境和人工操作等因素的影响,实验结果偏小,但整体上趋势是一样的。故对风扇模型进行数值模拟分析有一定的可靠性。b) 对比分析原型风扇和穿孔风扇的模拟计算的静压升,在整个流域内,两种模型的静压都是随着流量的增加静压减小;由于叶片穿孔后,部分气体不经过转子做功,导致静压升比原型风扇的压差小,但是在设计工况点 $Q=0.011 \text{ kg/s}$ 附近,两个风扇模型的压差基本相同。

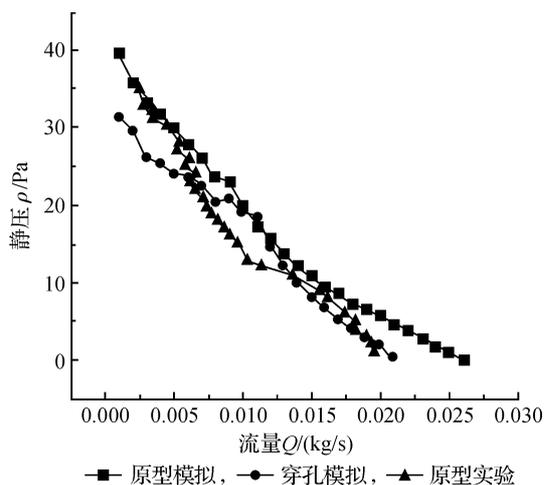


图5 流量-静压曲线

图6是两种风扇模型图的流量-效率曲线,可以看出两个风扇模型在工作流量范围内趋势相同,随着流量的增大效率都是先增大后减小。在 $Q=0.013 \text{ kg/s}$,原型风扇效率达到最大值 34.7%,相对于原型风扇,穿孔风扇的最高效率值有所降低,为 33%,且最高效率对应的流量值向着小流量方向偏移。

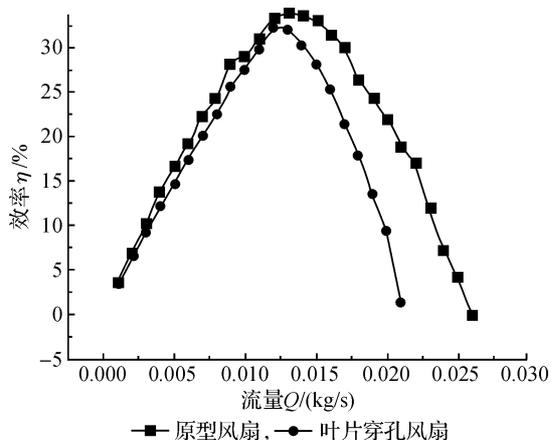


图6 流量-效率曲线

图7是设计工况流量 $Q=0.011 \text{ kg/s}$ 下两个风扇子午面静压等值线图。由图7可以看出:a) 原型风扇的进口区两侧没有高压区,叶片穿孔风扇模型

的进口区两侧有小面积的高压区,是因为叶片穿孔风扇的部分气体不经过转子做功,进入出口区的速度小,导致出口区的压力变大。b) 叶片穿孔后,出口区的高压区面积比原型风扇大,静压强也比原型风扇高,由此可知,在设计工况流量下,叶片穿孔风扇的静压差比原型风扇的静压差大,与图5所示的流量-静压曲线数据相吻合。

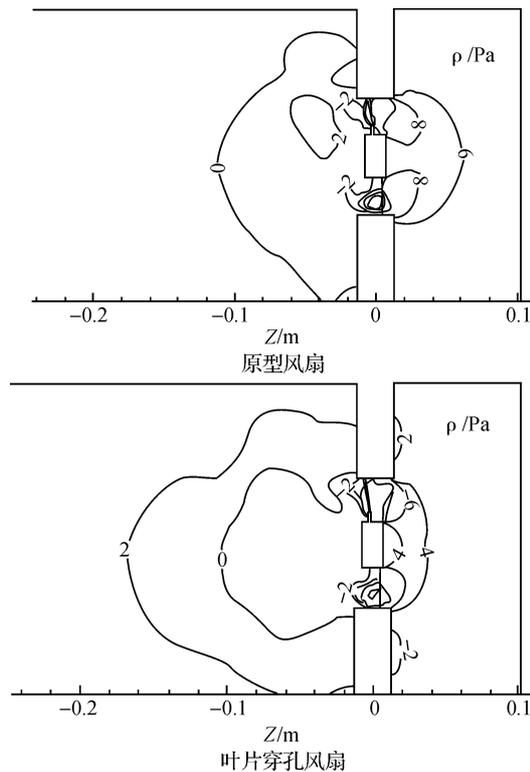


图7 子午面静压等值线

2.2 气动声学特性分析

图8是在叶顶间隙和出口区离转子中心 50 mm 处噪声监测点处的声压级-时间图。由图可以看出:a) 叶片穿孔风扇模型的噪声均比原型风扇小。b) 当噪声监测点在叶顶间隙处时,在一个周期内,叶片

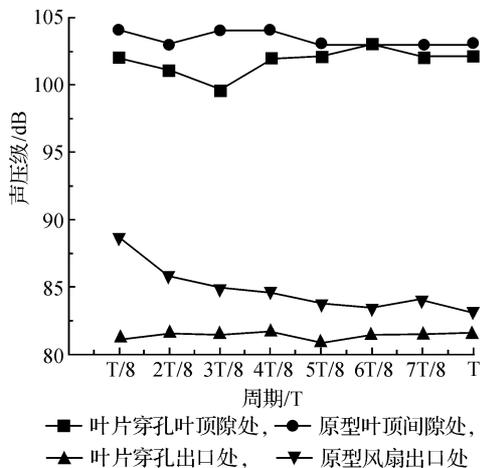


图8 监测点处的声压级-时间关系曲线

穿孔风扇模型的声压级稳定性不好,在 $2T/8$ 时,声压值较低。c) 当监测点在出口区时,在一个周期内,原型风扇模型的噪声在 $T/8$ 时,声压值最高,接着在下一时刻声压级减小且以后逐渐保持平稳,叶片穿孔风扇模型的声压值比较稳定。说明叶片穿孔风扇对叶顶间隙处和出口区的流场都有影响,且叶顶间隙处的流场稳定性不好。

图 9 是两个风扇模型在出口区离转子中心 50 mm 处监测的 $1/3$ 倍噪声频程图。由图 9 分析可知:a) 频率在 27.5~35 kHz 范围内,叶片穿孔风扇的 A 级声压值比原型风扇的高,在其他的频率范围内,叶片穿孔风扇的 A 级声压值都比原型风扇低。b) 随着频率的增大,A 级声压值的每个频段范围也增大,但两个风扇模型的每个频段范围都相同,在整个频率范围内,叶片穿孔风扇模型的声压级范围比原型风扇的声压级范围小,在每个频段,叶片穿孔风扇模型的噪声降低幅度都不相同,在 35~45 kHz 频率范围内,噪声降低幅度最大。

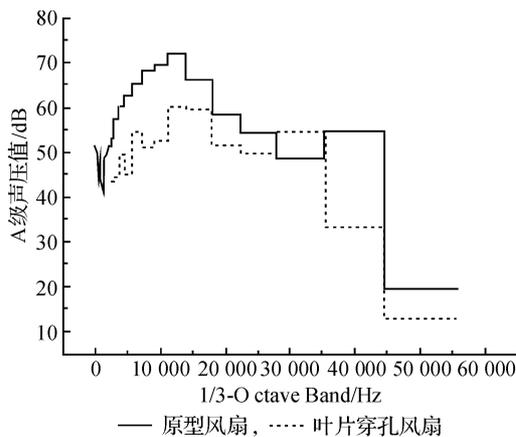


图 9 监测点 $1/3$ 倍频程图

综合图 8 和图 9 所述,除了 27.5~35 kHz 频段,叶片穿孔风扇模型能够一定程度上降低噪声,且叶片穿孔对各个频段上的噪声影响程度也不一样。

图 10 为两个风扇模型中心截面上的涡量分布图。由图 10 可以看出两个风扇模型都有涡脱落现象产生,叶片穿孔风扇模型的涡脱落现象没有原型风扇涡脱落明显,且叶片穿孔风扇模型的涡脱落位置更靠近叶顶。风扇的宽频噪声主要由涡脱落引起,由此可知,原型风扇的噪声值比叶片穿孔风扇大,与图 8 所示结果吻合。

图 11 两个风扇模型子午面上的流线分布图。图 11 可以看出,两个风扇的流线分布相似,在叶顶间隙处,都有叶顶泄露涡存在,在出口区都有两个大

涡在出口区中间和两个小涡在出口处两侧。叶片穿孔风扇模型的出口区大涡的面积比原型风扇的大很多,涡流消失离点向下游移动,从而噪声降低。

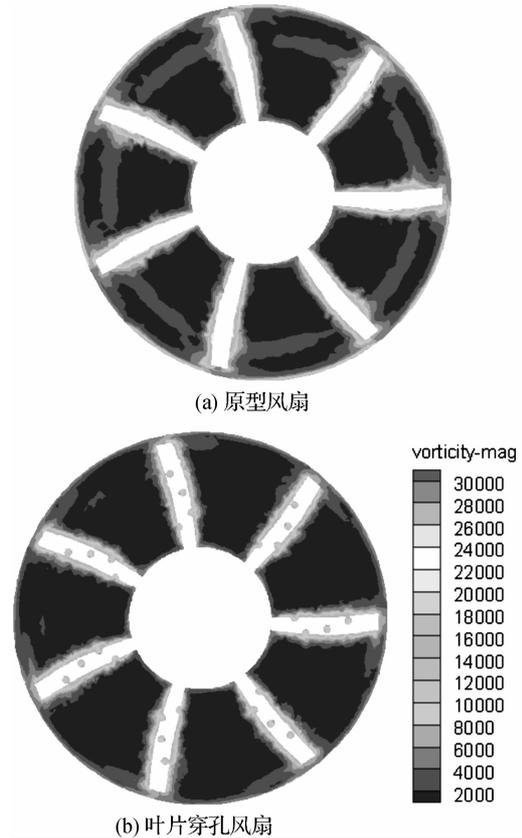


图 10 风扇截面涡量分布

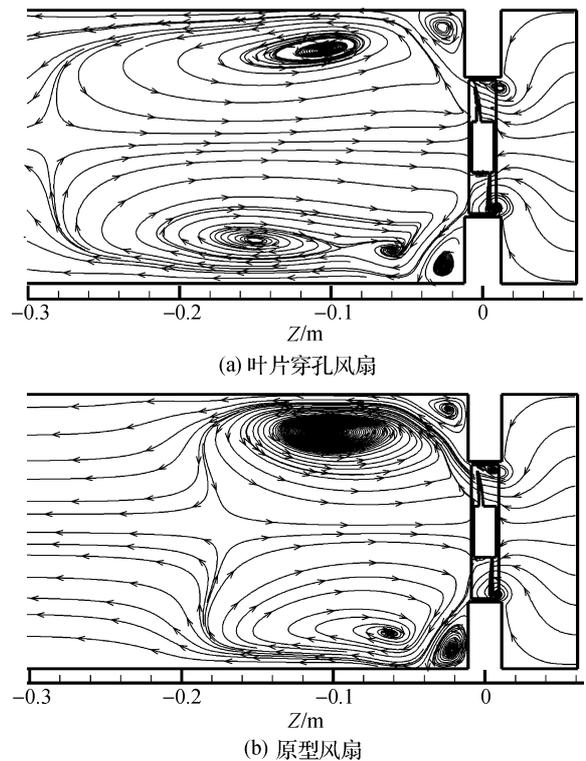


图 11 风扇子午面上流线图

3 结 论

根据数值模拟结果,分析了原型风扇和穿孔风扇的性能曲线、静压分布、涡流分布、流线图、涡强图等,可得到以下结论:

a) 由于效率受压升的影响,叶片穿孔分布对静压曲线和性能曲线的影响趋势相同,原型风扇的静态特性曲线均比叶片穿孔风扇略高,这是由于叶片穿孔后,有部分气体不经过转子做功,直接从进口区流入出口区,但由于孔比较小且少,静态特性比原型风扇下降得较少。

b) 叶片穿孔后,叶顶间隙处和出口区的噪声都减小,说明叶片穿孔对叶顶处的声场和出口区的声场都有影响,对各个噪声频段的分布没有影响,但是不同的频段噪声降低幅度不同,在 35~45 kHz 频率范围内,噪声降低幅度最大。

c) 叶片穿孔后,涡脱落减少且脱落位置更靠近叶顶,在出口区涡流消失点向下游移动,在出口处涡量减弱,使噪声减小。

参考文献:

- [1] Quin D, Grimes R, Walsh E, et al. The effect of reynolds number on microfan performance[C]// Proceedings of the 2nd International Conference on Microchannels and Minichannels. Rochester, NY, USA, 2004: 124-131.
- [2] 杨爱玲, 陈康民. 掠动叶对小型轴流风扇转子气动及声学特性的影响研究[J]. 流体机械, 2002, 30(1): 18-21.
- [3] Yuki Okabe, Yano Tadahiro, Fukutomi Junichiro, et al. On the internal flow of contra-rotating small-sized axial fan[J]. The Japan Society of Mechanical Engineers, 2009, 105(48): 395-396.
- [4] 游 斌, 程志明, 马 列, 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.
- [5] 吕文灿. 旋转导叶风机的理论分析与试验研究[J]. 华中理工大学学报, 1991, 19(1): 69-75.
- [6] Pin Liu, Yingzi Jin, Yanping Wang. Effects of rotor structure on performance of small size axial flow fans [J]. Journal of Thermal Science, 2011, 20(3): 205-210.
- [7] 欧阳华, 钟芳源. 叶轮机械气动噪声及周向前弯动叶降噪技术的研究[J]. 风机技术, 2002(5): 11-15.
- [8] 伍先俊, 李志明. 风机叶片噪声机理及降噪[J]. 风机技术, 2001(4): 11-14.
- [9] 方开翔, 李豪杰, 高 慧. 基于 Fluent6.0 的风机流场模拟与噪声预估[J]. 江苏科技大学学报: 自然科学版, 2008, 22(4): 42-47.
- [10] Fukano T, Jang C M. Tip clearance noise of axial flow fans operating at design and off-design condition[J]. Journal of Sound and Vibration, 2004, 275: 1027-1050.

Aerodynamic Performance Study on Small Axial Fan with Perforation Blades

LI Bo, QIAN Hong-yu, ZHANG Li, JIN Ying-zi

(School of Machinery and Automation, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China)

Abstract: By using a certain type of small fans as prototype, this thesis designs a fan model with perforation blades and uses N-S equations coupled with $k-\epsilon$ turbulence model to simulate the three-dimensional flow field of small axial flow fans. In addition, it analyzes static characteristics and pneumatic acoustic characteristics of the two fans based on the results of numerical simulation. The results show, as a leaf perforation fan, the static pressure decreases in the whole calculation flow but rises just the same as the prototype fan at the best condition point; the position of vortex shedding is closer to the blade tip, vanishing point of vortex moves downstream in the export zones eddy and vorticity weakens, so all the noise of the fan decreases. However, there is a different noise reduction at different frequency bands and the noise reduction is the largest in the 35~45 kHz frequency range. These results suggest that using some fan blade perforation methods to reduce the noise is feasible on the best condition.

Key words: axial flow fan; perforation; noise; frequency

(责任编辑: 朱松英)