

# 叶顶间隙对小型轴流风扇气动性能的影响

张广星, 金英子, 张立, 李博

(浙江理工大学机械与自动控制学院, 杭州 310018)

**摘要:** 影响小型轴流风扇气动性能的因素很多,叶顶间隙是一个非常关键的因素。利用CFD软件中RNG  $k-\epsilon$  湍流模型和SIMPLE算法进行定常计算得出静特性,再利用大涡模拟(LES)和FW-H声学模型进行了非定常计算,得出叶顶间隙对风扇噪声的影响,并分析涡脱落现象。结果显示:四种叶顶间隙的静特性变化趋势虽然相似,但叶顶间隙为1.0 mm的风扇模型静态特性较好;在 $z=0$ 面上,叶顶间隙为0.75 mm和1.0 mm的风扇模型涡脱落现象比较明显;在叶顶间隙处,沿径向,小叶顶间隙涡脱落比大叶顶间隙早;离散噪声的峰值出现在基频和谐波频率处,并且在高频处声压衰减比较快。

**关键词:** 小型轴流风扇; 叶顶间隙; 静特性; 噪声; 数值模拟

**中图分类号:** TM925.11

**文献标志码:** A

## 0 引言

小型轴流风扇广泛用于笔记本电脑、服务器等较昂贵的电子产品中,而近些年对其研究主要集中在性能测试方面<sup>[1]</sup>,对于内部流动和优化方法的研究相对缺乏。计算机用小型轴流风扇的工作原理是快速将CPU的热量传导出来并吹到附近的空气中去,其性能直接影响计算机的性能和寿命。叶顶间隙的泄露流会造成风扇的整体性能下降,所以叶顶间隙已经成为设计时必须考虑的重要因素之一。因此研究叶顶间隙对小型轴流风扇总体性能的影响具有重要的意义。

小型轴流风扇的噪声主要是机械振动噪声和气动噪声,实践证明,气动噪声远远大于机械噪声,故气动噪声成为研究的重点<sup>[2]</sup>。1964年, Powell<sup>[3]</sup>提出了涡声理论,他认为在低马赫数条件下,涡是等熵绝热流体产生流场和辐射声场的基本且唯一的来源,为湍流发声提供了理论依据。Urray Hodgson等<sup>[4]</sup>对小型CPU风扇的噪声进行了研究,发现大流量下的噪声比低流量时的噪声大。毛佳妮等<sup>[5]</sup>通过改变叶顶的形状来研究叶顶间隙流,设计一种新型

叶片,能减少叶顶间隙泄漏涡的产生和通过叶顶间隙的泄漏量。T. Fukano等<sup>[6]</sup>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。欧阳华等<sup>[7]</sup>用CFD对轴流风机的气动噪声进行数值模拟,并将结果与实验对比,发现模拟预测精度较好,能够满足工程分析的需要。三维非定常湍流流动是叶轮区域流场的典型特征,而叶顶间隙的存在会使气体从压力面向吸力面泄露,产生涡流,对风扇的性能特别是风扇的效率、压比、气动噪声产生很大的负面影响<sup>[8]</sup>。充分地了解叶顶间隙的流动情况,可以有效地改善风扇的气动性能。

本文采用CFD软件,在4种不同叶顶间隙0.5、0.75、1.0、1.5 mm下,对小型轴流风扇的内部流场进行模拟,并对各风扇的气动性能进行比对和分析,为提高风扇的气动性能提供依据。

## 1 计算模型及计算网格

本文所采用的风扇模型的直径 $D_h=55$  mm,轮毂比 $D_h/D_t=0.54$ ,叶片数 $z=7$ ,额定转速 $n=$

收稿日期: 2012-11-15

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

作者简介: 张广星(1983-),男,山东青岛人,硕士研究生,主要从事电液控制与流体传动。

通信作者: 金英子,电子邮箱: jin.yz@163.com

4 300 r/min, 安装角  $\beta = 40.63^\circ$ , 基频  $f_0 = 502$  Hz。数值模拟时对实机进行了适当的结构简化, 不考虑电机及其支架的影响。

计算域的划分如图1所示, 转子的中心为坐标原点。对风扇的进出口进行了延伸, 以保证计算流场的稳定性。计算域划分为4个区, 分别为进口区、管道区、旋转区和出口区。进出口延长段采用六面体 cooper 网格, 旋转流体区和其周围的管道区采用非结构化网格, 图2为计算网格示意。

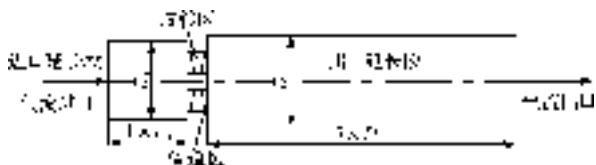


图1 计算域示意

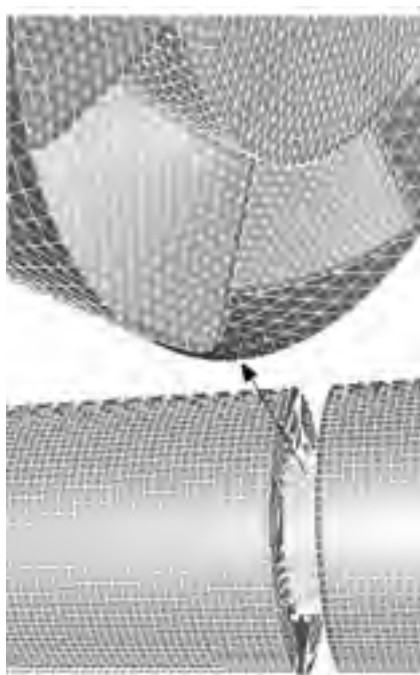


图2 计算网格示意

## 2 数值模拟方法

采用CFD软件进行三维流场模拟。假设流入风扇的气流为不可压缩, 壁面采用无滑移边界条件, 计算域给定流量进口和压力出口, 采用雷诺时均  $N-S$  方程求解。

定常计算选取 RNG  $k-\epsilon$  湍流模型和 SIMPLE 算法, 选用非耦合隐式求解器, 并采用二阶精度迎风差分格式以提高数值精度。非定常计算以定常计算得到的流场作为初场, 交界面采用滑移网格, 旋转区用参考坐标系, 并采用 LES 和 PISO 算法, 各项收敛残差  $10^{-3}$ 。在非定常计算流场基础上, 采用 FW-H 声

学模型来模拟, 结合 FFT 技术对噪声数据进行处理。

非定常计算时所选时间步长要足够小, 以便能在较宽的频率范围内分析噪声的频率特性, 故以旋转  $1^\circ$  所需要的时间作为一个时间步长  $\Delta t$ , 即

$$\Delta t = \frac{60}{360n} = \frac{60}{360 \times 4300} \approx 3.88 \times 10^{-5} \text{ s} \quad (1)$$

## 3 结果分析

### 3.1 静特性

对4种不同叶顶间隙的模型进行定常数值模拟, 其压力—流量特性曲线和流量—效率曲线分别如图3、图4所示。

图3给出了不同叶顶间隙下数值模拟压力—流量特性比较情况。从图3可以看出, 4个不同叶顶间隙的变化趋势是一致的, 即随着流量的增大静压减小。这可能是因为流量增加后, 气流速度也随之增加, 沿径向流动的气体增加, 这样经过叶轮做功的气流减少, 风扇的静压降低。在整个流量范围内, 总压从大到小依次是叶顶间隙为 1.0、0.7 及 0.5、1.5 mm 的风扇模型。由此可知叶顶间隙为 1.5 mm 的风扇模型  $P-Q$  性能曲线较差, 1.0 mm 的  $P-Q$  性能曲线较好。

图4为4种模型的  $\eta-Q$  性能曲线。由于效率与静压有关, 因此变化受静压影响。4条曲线在整个流量范围内变化趋势相同, 都是随着流量的增大, 效率先增大后减小, 且除了叶顶间隙为 1.0 mm, 其他的都在流量为 0.006 kg/s 时效率达到最大。当流量小于 0.006 kg/s 时, 呈上升趋势; 当流量大于 0.006 kg/s 时, 呈下降趋势。在整个流量范围内, 叶顶间隙为 1.0 mm 的风扇模型的效率为最高, 叶顶间隙分别为 0.5、0.75、1.5 mm 的风扇模型, 叶顶间隙越大, 效率越低。由于散热风扇更注重通风量。

故由图3和图4可知, 叶顶间隙为 1.0 mm 的风扇模型静特性相对较好, 叶顶间隙为 1.5 mm 的风扇模型静特性相对较差。

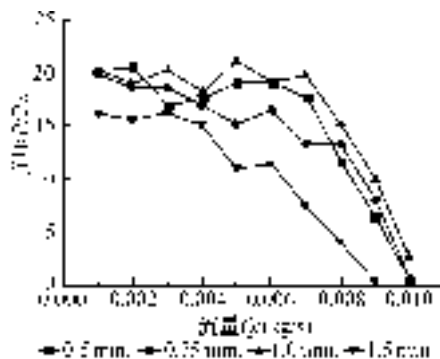
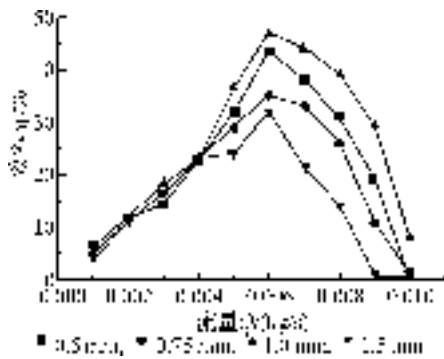


图3  $P-Q$  曲线

图4  $\eta$ - $Q$  效率曲线

为分析不同叶顶间隙对风扇性能的影响,以下的结果分析均取流量 0.006 kg/s。

图 5 为不同叶顶间隙下转子吸力面上的静压分布。最大压力区出现在尾缘靠近叶顶位置,且该区的压力梯度明显高于其它区域;最小压力区常出现在靠近前缘附近,且越接近叶根压力越低。图 5(a)和(b)的低压区比较明显,图 5(c)的低压区忽然变小,图 5(d)的低压区最小,这可能是由于叶顶间隙的增大,流过间隙的流速变大,泄露流增多的缘故。

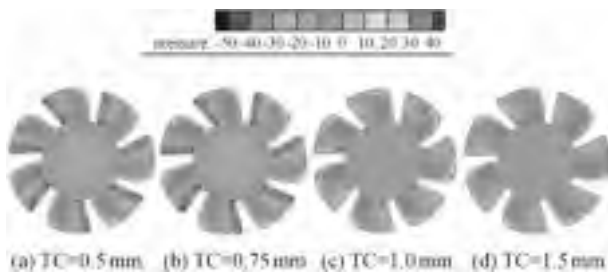


图5 转子吸力面静压分布

图 6 为不同叶顶间隙下转子压力面上的静压分布,其高压区都分布在叶顶处。随着叶顶间隙的增大,叶片上的高压区越来越小,轮毂上的压力分布基本没有变化。由图 5(d)和图 6(d)可知,叶顶间隙为 1.5 mm 风扇模型的吸力面和压力面压差最小,这与图 3 所示的压比曲线相吻合。

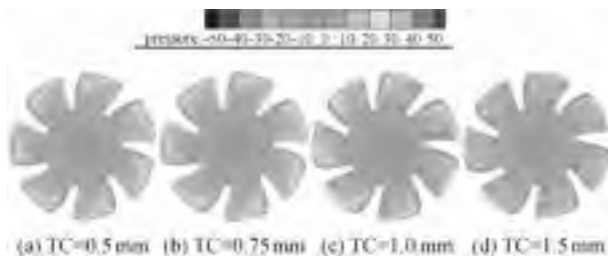


图6 转子压力面静压分布

### 3.2 噪声特性

图 7 为 1/3 倍频程图。噪声接收点设置在子午面的中心。声压值的峰值在基频和谐波处获得,图 7 显示叶顶间隙为 1.0 mm 的风扇模型的声压级最大,

叶顶间隙为 0.75 mm 的风扇模型声压级最小。

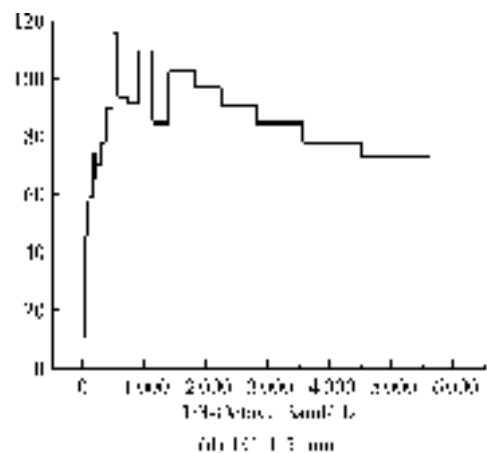
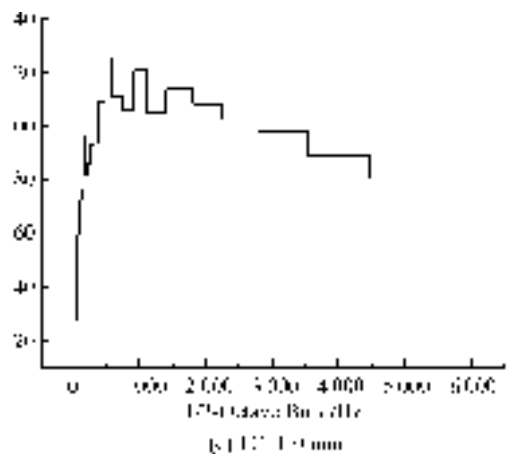
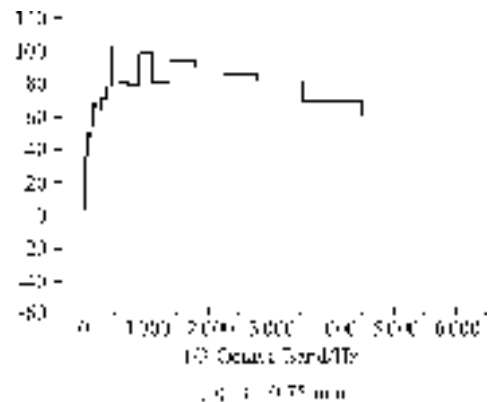
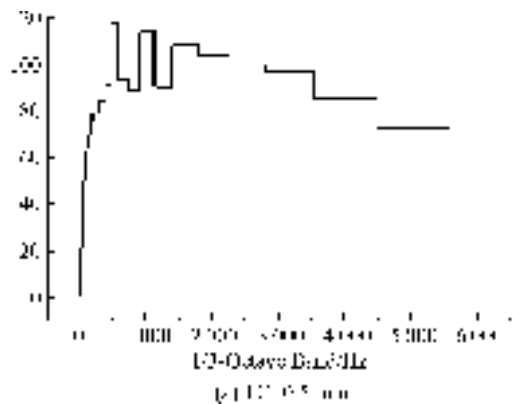


图7 1/3 倍频程图

图8为子午面上的流线图。很显然,在不同的叶顶间隙下,出口区的涡的分布都相似,两个尺寸较大的涡在流场中心,两个尺寸较小的涡分别位于出口区靠壁面处;叶顶间隙为0.5 mm的风扇模型出口区的涡相对尺寸较小。由于叶顶

间隙增大,泄露流也随之增加,其对主流的干扰也越来越严重,所以在叶顶间隙较大时,流场较远处的干扰程度也比小叶顶间隙时强。随着叶顶间隙的增大,较近的流场被干扰的程度也比较远处的强。

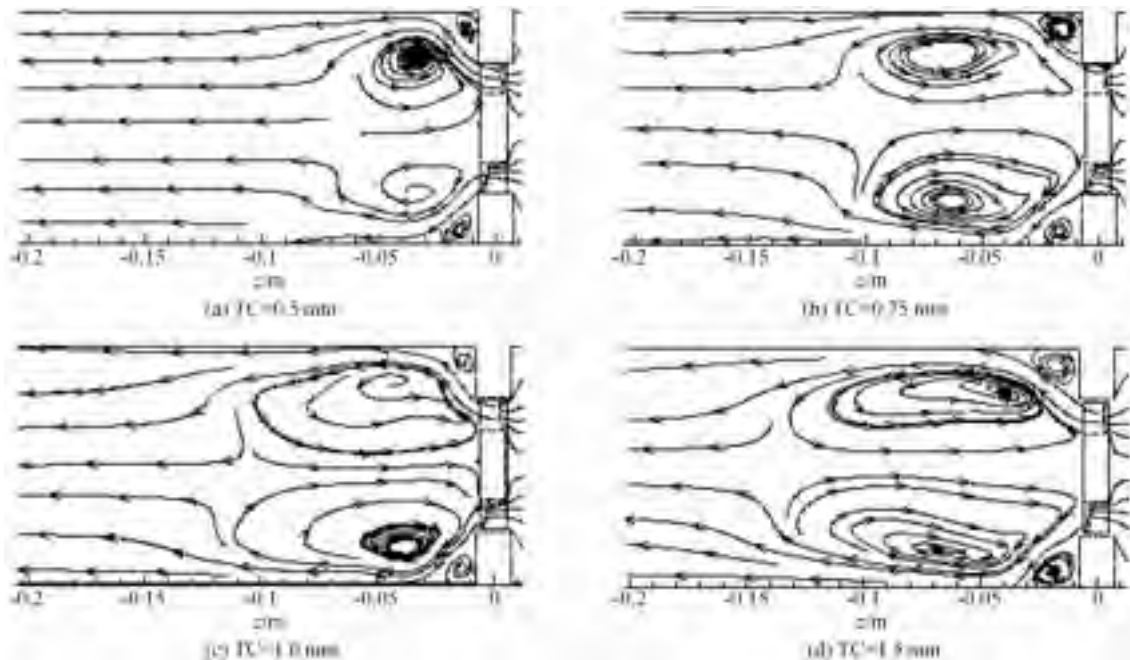


图8 子午面流线

图9为 $Z=0$ 面上的涡量分布。图9(a)可见,涡量主要集中在叶尖间隙及叶片表面,涡强最强处都在叶尖处;在叶轮旋转区,除了图9(a)没有涡

脱落现象,其他的都有涡脱落现象产生。图9(b)、(c)的涡脱落现象更为明显,且图9(c)的涡脱落更靠近叶顶。由于宽频噪声主要是由于涡脱落引起的,故叶顶间隙为0.75 mm和1.0 mm的风扇模型的宽频噪声相对较多,与图7比较吻合。

图10、图11为4个风扇模型在 $r=19$  mm及 $r=20$  mm回转面上的涡强分布。从图10可以看出,在叶顶间隙为0.5 mm时,涡的脱落现象出现,但随着间隙的增大,涡脱落的现象趋于不明显,其中叶片两侧处涡强最强。说明涡在此处形成,涡形成后,逐渐沿吸力面弧线向下游移动。

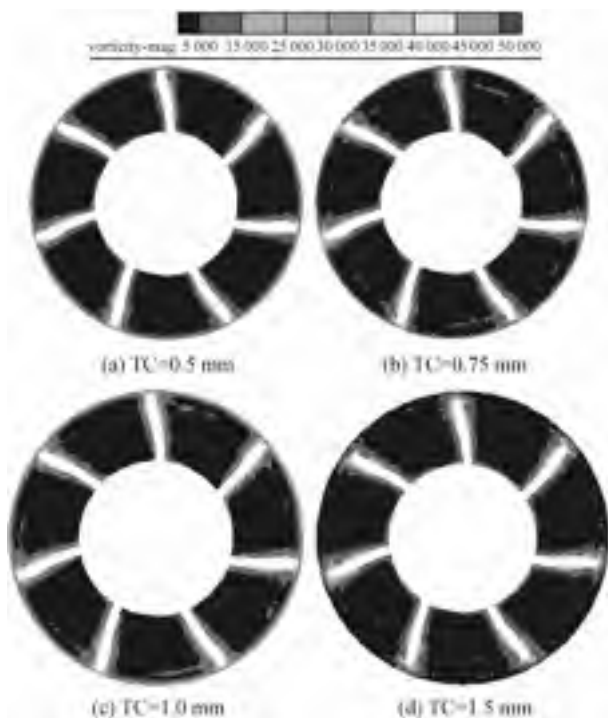


图9  $z=0$ 面上涡量分布

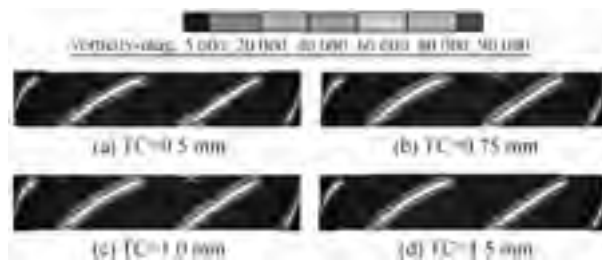


图10  $r=19$  mm回转面上涡强分布

小间隙时,流动比较复杂,随着叶顶间隙的增大,涡的脱落趋于明显,涡强也越来越大,在叶顶间隙为1.5 mm时,可以看到明显的涡脱落现象。叶

顶区附近涡强最强,说明此处是涡核形成区,并向另一叶片的压力面移动。

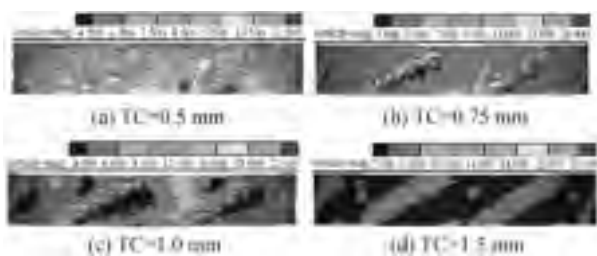


图 11  $r=20$  mm 回转面上涡强分布

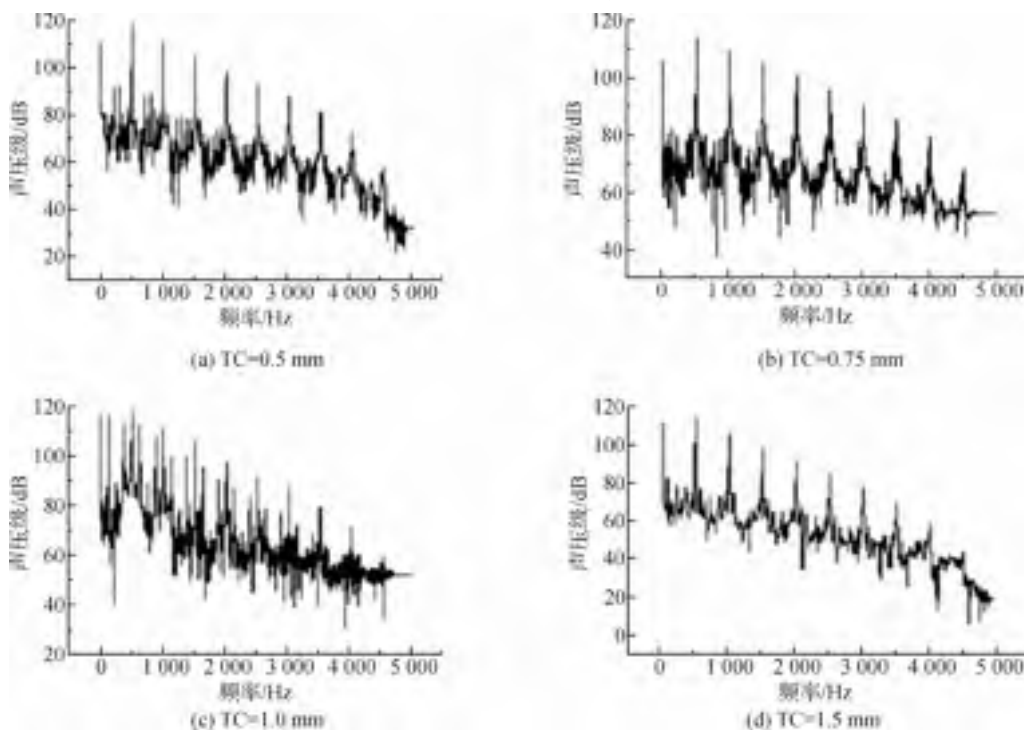


图 12 叶顶中心处频谱图

## 4 结 论

a) 叶顶间隙为 1.5 mm 的风扇模型的静特性相对较差,叶顶间隙为 1.0 mm 的风扇模型静态特性较好。

b) 叶顶间隙的大小对出口区涡的分布无明显影响影响,两个尺寸较大的涡在流场中间,两个尺寸较小的涡在两侧,但是随着叶顶间隙的增大,涡的范围越来越大。

c) 在  $z=0$  面上,叶顶间隙为 0.75 mm 和 1.0 mm 的风扇模型涡脱落现象比较明显;在叶顶间隙处,沿径向,小叶顶间隙涡脱落比大叶顶间隙早。

d) 噪声峰值出现在基频和谐波处,且在高频处声压衰减比较快。

由图 9、图 10 和图 11 可知,随着叶顶间隙的增大,涡的脱落位置沿径向远离转子中心,涡脱落现象亦越明显,且小叶顶间隙下容易形成混流。

图 12 为叶顶中心处频谱图。从图 12 可以看出,离散噪声的峰值出现在基频和谐波频率处,并且在高频处声压衰减比较快,叶顶间隙为 0.5 mm 和 0.75 mm 时,频谱相似,且在相同频率下,离散值也几乎相同;叶顶间隙为 1.0 mm 时,离散值比较多且值相对较大;叶顶间隙为 1.5 mm 时,离散值相对较少且值略小。

## 参考文献:

- [1] Hennissen J, Temmerman W, Berghmans J, et al. Modeling of axial fans for electronic equipment[J]. Proceedings of Eurotherm Seminar, 1995, 18(3): 20-22.
- [2] Wu Xianjun, Li Zhiming. Principle of ventilator blade noise and methods to cut it down[J]. Compressor Blower and Fan Technology, 2001, 4: 11-14.
- [3] Powell A. Theory of vortex sound[J]. The Journal of the Acoustical Society America, 1964, 36: 177-195.
- [4] Murray Hodgson, Isabella Li. Experimental study of the noise emission of personal computer cooling fans[J]. Applied Acoustics, 2006, 67: 849-863.
- [5] 毛佳妮, 曹紫胤. 抑制叶顶间隙泄漏的叶轮机械叶片的流场模拟[J]. 热能动力工程, 2009, 24(2): 154-157.
- [6] 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, 27: 1027-1050.

- [7] Ou Yanghua, Tian Jie, Wu Yadong, et al. Research of aerodynamic noise source of low speed axial fans based on vortex-sound theory [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2009, 30(5): 765-768.
- [8] Chen Qingguang, Li Lianju, Li Qingliang, et al. Numerical study on effect of tip clearance on aerodynamic noise of axial-flow fan[J]. Coal Mine Machinery, 2010, 31(5): 69-72.

## Research on Influence of Tip Clearance on Aerodynamic Performance of Small Axial Fan

ZHANG Guang-xing, JIN Ying-zi, ZHANG Li, LI Bo

(School of Mechanical Engineering & Automation, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China)

**Abstract:** There are many factors influencing the aerodynamic performance of small axial fan, among which tip clearance is a key factor. This paper conducts steady computation with RNG  $k-\epsilon$  turbulence model and SIMPLE algorithm in CFD software and obtains static characteristic; conducts non-steady computation with large eddy simulation(LES) and FW-H acoustic model and obtains the influence of tip clearance on fan noise and analyzes vortex shedding phenomenon. The result shows that, though four tip clearances have a similar variation trend of static characteristic, fan model with 1.0 mm tip clearance has a good static characteristic; at  $z=0$ , fan model with 0.75 mm and 1.0 mm tip clearances have an obvious vortex shedding phenomenon; at tip clearance, in the radial direction, vortex shedding of small tip clearance is earlier than that of large tip clearance; the peak value of discrete noise occurs at fundamental frequency and harmonic frequency. At high frequency, the sound pressure reduces rapidly.

**Key words:** small axial fan; tip clearance; static characteristic; noise; numerical simulation

(责任编辑: 张祖尧)