

小型风扇叶顶间隙内部流动数值模拟

王立红¹, 金英子¹, 张立²

(1. 浙江理工大学机械与自动控制学院, 杭州 310018; 2. 浙江经贸职业技术学院应用工程系, 杭州 310018)

摘要: 通过对不同叶顶间隙小型风扇内部数值模拟, 得出不同叶顶间隙小型风扇的静特性曲线、相同 S 面间隙涡流变化及叶顶到机闸内表面各回转面涡流变化。研究得出: 当流量 Q 小于 $0.0065 \text{ m}^3/\text{s}$ 时, 4 个不同叶顶间隙的总压变化趋势一致, 均随叶顶间隙的增加总压减小。流量增加时, 叶顶间隙为 2.5 mm 时性能较好; 在相同 S 面上, 间隙涡流现象随叶顶间隙的增大而减弱; 对于同一个风扇模型, 轮毂到叶顶之间不同回转面上无涡流出现, 叶顶到机闸内表面之间不同回转面涡强随半径增加而增强, 在 $r=43.5$ 所对应的回转面上达到最大, 在机闸对应的回转面上涡强减弱, 且出现二次涡; 当其他条件不变、只改变叶顶间隙时, 相同半径回转面上的涡强随着叶顶间隙的增加而减弱, 且涡核逐渐沿吸力面弧线向下游移动。最大涡强均出现在 $r=43.5$ 回转面上, 且叶顶间隙为 2 mm 和 3 mm 时, 回转面上出现较明显的二次涡。以上结论为分析不同叶顶间隙对小型风扇气动性能的影响提供了一定的理论依据。

关键词: 小型风扇; 叶顶间隙; 回转面; 涡流; 二次涡

中图分类号: TM925.11 **文献标识码:** A

0 前言

小型轴流风扇在家电产品、计算机等行业中作为重要的散热元件, 利用强制对流气流对电子组件降温冷却, 以保持整个系统正常运作, 其通风量和内部气体流动会直接影响风扇的散热效果和相关产品的性能。设计制造出体积小、效率高、噪音低、可靠性高的风扇便成为一项重要的课题。风扇内部流动是一个极其复杂的三维流动, 其影响因素很多, 如: 叶片数目, 叶片形状, 叶顶间隙, 轮毂比等。其中由叶顶间隙引起的泄漏流动是叶轮机械中重要的流动现象之一^[1-5]。Schaubetal^[3]认为在小型高压涡轮中, 间隙流动引起的流动损失占动叶轮流动损失的 45% 。Boothetal^[4]认为 1% 相对间隙高度会造成流量的 $1\% \sim 2\%$ 通过间隙形成间隙流动, 导致涡轮级效率下降 $1\% \sim 3\%$ 。牛茂生^[5]等指出间隙流在间隙内叶片顶部靠近压力面侧产生叶顶分离涡, 流出间隙后与主流掺混, 卷起形成间隙涡, 导致动叶后非定常流动, 流动损失增加、机械效率下降。

本文通过改变不同叶顶间隙进行数值模拟, 观察不同叶顶间隙下小型风扇内部泄露流与二次涡的变化, 以此分析不同叶顶间隙对小型风扇气动性能的影响。

1 研究对象

采用的风扇原型为一小型轴流换热风扇, 叶轮直径为 83 mm , 轮毂比为 0.51 , 叶顶间隙为 2.5 mm , 叶片数为 5 , 额定转速为 3000 r/min 。

模型建立过程中, 采用逆向建模技术建立物理模型, 利用三维软件得到风扇模型。模型出口安装角为

收稿日期: 2010-04-01

基金项目: 浙江省科技厅重大项目(0803355-E); 浙江省自然科学基金(R107635); 国家自然科学基金(50735004)

作者简介: 王立红(1983—), 女, 河北衡水人, 硕士研究生, 主要从事流体机械及工程的研究。

通讯作者: 金英子, 电子邮箱: jin_yz@163.com

37.4°,如图1(a)。图1(b)为计算域示意图。风扇轮毂圆心为坐标原点,通道前延长段为50 mm,即进口为距离风扇50 mm处,通道后延长段长度850 mm,约为叶轮直径的10倍,通道后延长段渐扩处角度为17°。经试算和数据分析可知^[7],通过不断增加渐扩段角度,发现出口侧体积较大的性能曲线比体积小的好。但随着体积增大,网格数量增加,为提高计算速度,同时取得较好的静特性,因此选此模型作为工作区域。

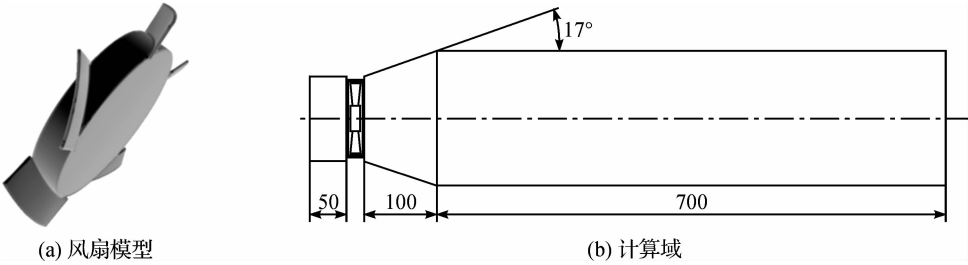


图1 风扇叶片模型及计算域

2 计算域网格划分及湍流模型选取

由于此小型风扇的结构比较复杂,叶片形状不规则,单纯使用结构化网格有一定难度,因此不同模型区域,采用不同的网格进行划分。叶片与旋转区采用结构化网格,即四面体网格,而进出口管道均采用非结构化网格。边界条件采用流量进口、压力出口、壁面和周期性边界,网格数量在140万左右。经过网格质量检查,网格扭曲度集中在0.1~0.5之间,最大扭曲度在0.7左右。按Gambit网格质量要求来看,网格质量较好。

由于气流马赫数不超过0.3,所以视流入风扇的气流为不可压缩流体。定常模拟采用不可压分离式求解器(Segregated)隐式方案,采用RNG κ - ϵ 模型进行湍流模拟。由于不考虑温度的影响,所以控制方程中不使用能量方程。使用SIMPLC算法解决速度和压力的耦合问题,控制方程的数值离散方法采用一阶精度的迎风差分。

3 叶顶间隙对风扇特性影响

通过选取4组不同叶顶间隙,分别为1.5、2.0、2.5、3.0 mm,进行数值计算,得到不同间隙下的流量—全压曲线和流量—风力效率曲线,分别如图2、图3所示。其中全压为进出口全压压差,风力效率计算公式为:

$$\eta = \frac{Q\Delta P}{M\omega}$$

其中, Q 为流量, ΔP 为全压压差, M 为力矩, ω 为角速度。

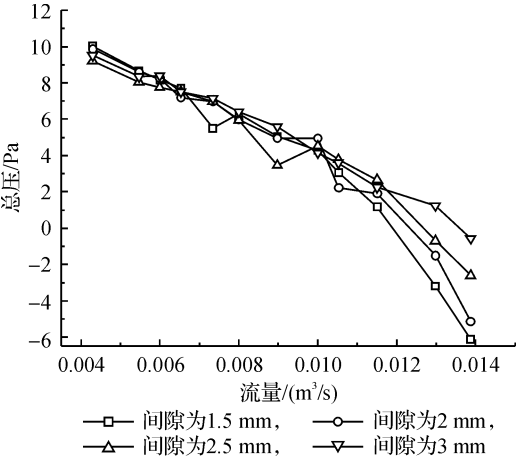


图2 流量—全压曲线比较

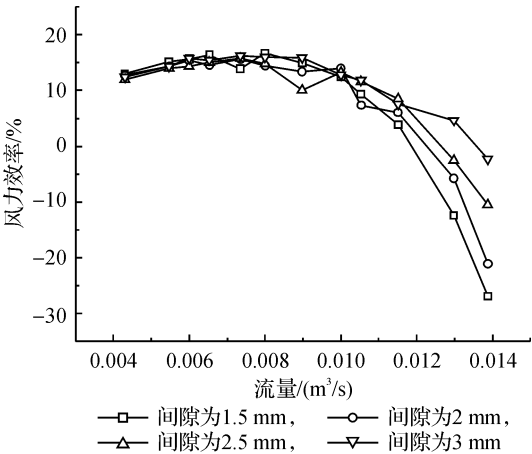


图3 流量—风力效率曲线比较

由图2可知,当流量 Q 小于0.006 5 m³/s时,4个不同叶顶间隙的变化趋势是一致的,即均随着流量的增加总压减小。相同流量下随叶顶间隙增加,总压减小。这是因为径向间隙越小,当气流通过径向间隙时,

由于机壳内部壁面边界层的存在,降低了流过径向间隙处的气流速度;气流受阻,向阻力小的方向流动,因此部分气流将沿着叶面流动。虽然由于壁面边界层的影响损失了一部分能量,但边界层也堵塞了径向间隙的空间,使大部分通过径向间隙的气流的能量得以传递,这样就减少了风扇全压的损失。

当 $0.0065\text{ m}^3/\text{s} < Q < 0.008\text{ m}^3/\text{s}$ 时,叶顶间隙为 1.5 mm 时的总压最低。这是因为当流量增加后,气流速度增加,使气流向着叶面的方向流动,这样部分气体直接通过径向间隙流出,经过叶轮做功的气流减少,风扇的全压降低。

当流量 $0.008\text{ m}^3/\text{s} < Q < 0.01\text{ m}^3/\text{s}$ 时,叶顶间隙为 2 mm 时,几乎对应最高全压,而流量为 $0.001\text{ m}^3/\text{s} < Q < 0.012\text{ m}^3/\text{s}$,叶顶间隙 2.5 mm 时,对应最高全压,当 $Q > 0.012\text{ m}^3/\text{s}$ 时,总压出现负值。说明出口压强大于进口压强,出现回流,不符合设计目标。因此,通过比较,通风流量较大时,叶顶间隙为 2.5 mm 的风扇性能较好。

由图 3 知,由于风力效率与全压有关,因此变化受全压影响。当流量 $Q < 0.0065\text{ m}^3/\text{s}$ 时,叶顶间隙值为 1.5 mm 时的风力效率最高。在 $0.0065\text{ m}^3/\text{s} < Q < 0.01\text{ m}^3/\text{s}$ 区间段,叶顶间隙为 3 mm 时风力效率最高,当 $0.001\text{ m}^3/\text{s} < Q < 0.012\text{ m}^3/\text{s}$ 时,叶顶间隙为 2.5 mm 时的风力效率最高,随后随着流量增加,叶顶间隙为 2.5 mm 较 3 mm 风力效率有所下降,但由于小型风扇更注重通风流量,效率次之,所以综合静特性考虑,在保证较大流量($0.01\text{ m}^3/\text{s} < Q < 0.012\text{ m}^3/\text{s}$)下,叶顶间隙为 2.5 mm 时性能相对最好。

4 同 S 面下叶顶间隙对泄漏涡流的影响

叶顶间隙的大小对泄漏流动的影响比较大。一般叶顶泄漏涡流的位置通过涡量等值线和速度矢量图线结合给出,一般定义为叶顶泄漏涡的涡量最大点^[2],此处采用压力等高线来解释。以流量 $0.0043\text{ m}^3/\text{s}$ 为例,如图 4 所示,取叶顶处回转面,由其压力等高线图可知,靠近压力面处有一个低压区,此处速度最大。由图 5 叶顶回转面涡量等值线图可知,在轴弦 $2/3$ 左右开始涡量最大,因此涡流的涡心即选此位置。因此取轴弦 $2/3$ 处 S 面,观察在此 S 面叶顶间隙值对泄漏涡流强度以及范围的影响。

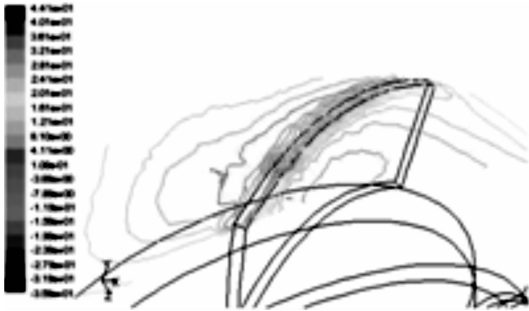


图 4 叶顶处回转面压力等高线图

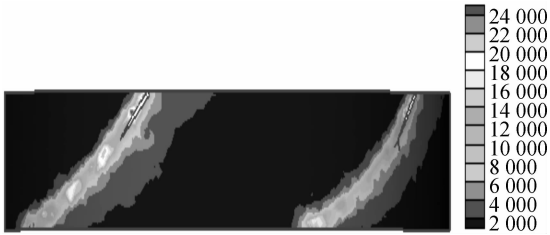


图 5 涡量等值线图

通过数值模拟得到小型风扇在不同叶顶间隙下轴弦 $2/3$ 处 S 面泄露流动的特点,由于在流量 $0.0043\text{ m}^3/\text{s}$ 下变化较明显,因此选此流量下的速度矢量图,如图 6 所示。

由图 6 可知间隙涡流现象随着叶顶间隙的增大而变得越来越不明显,叶顶间隙为 1.5 mm 时泄漏涡流强度最大,当叶顶间隙从 1.5 mm 增大到 2 mm 的过程中,泄漏涡流随着叶顶间隙值的增大而减弱,叶顶间隙增加 2 mm 时涡流基本趋于平缓,这是因为叶顶所处的回转面有一个低压区,且随着叶顶间隙的增加,这一低压区逐渐扩大。相同流量下,气流通过径向间隙,气流沿着叶面流动,由于叶顶间隙小的叶片表面压力较低,速度变化就较明显,涡流强度相对较大,反之,涡流强度较小。

5 不同叶顶间隙内部涡流变化

为详细观察叶顶间隙内部涡流变化,分别截取径向坐标方向上不同回转面,限于篇幅,选取径向方向半径 r 为 $30, 33, 36, 39, 41.5, 42.5, 43.5, 44\text{ mm}$,其中 $r=30\text{ mm}$ 对应叶根回转面, $r=41.5\text{ mm}$ 对应叶顶回转面, $r=44$ 对应机闸回转面。此处依然以 $Q=0.0043\text{ m}^3/\text{s}$ 为例,首先得到叶顶间隙为 1.5 mm 时不同回转面的涡量等值图,由于回转面上每个叶片处的涡量一样,截取局部涡量图,如图 7 所示。

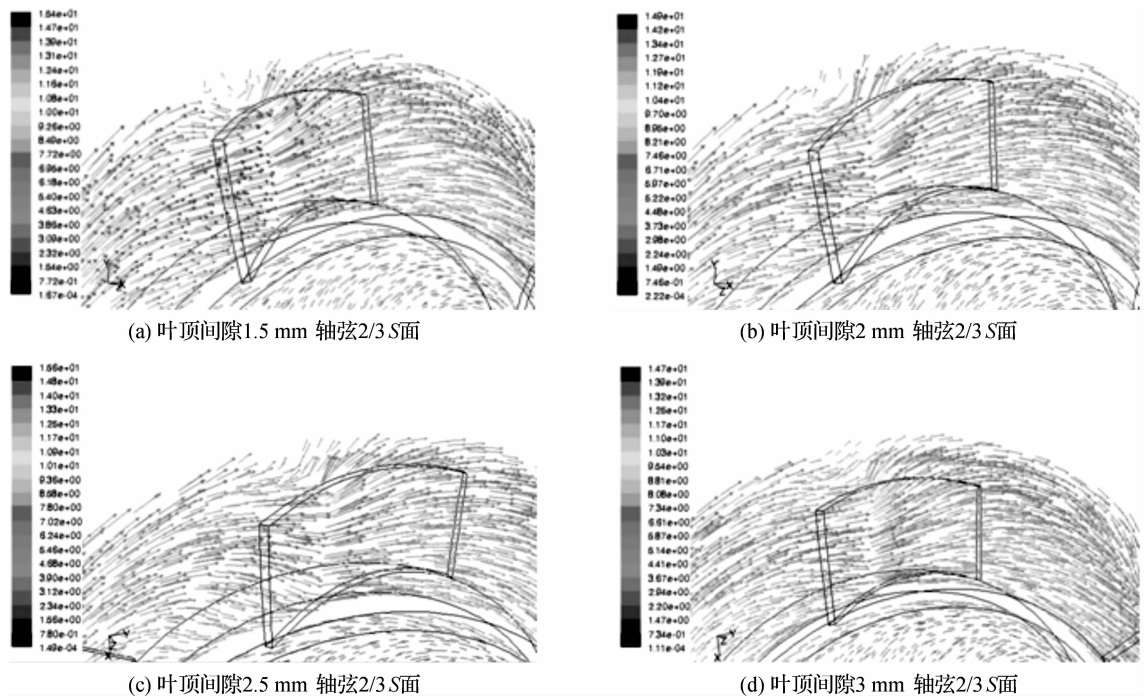


图 6 不同叶顶间隙轴弦 2/3 S 面速度变化

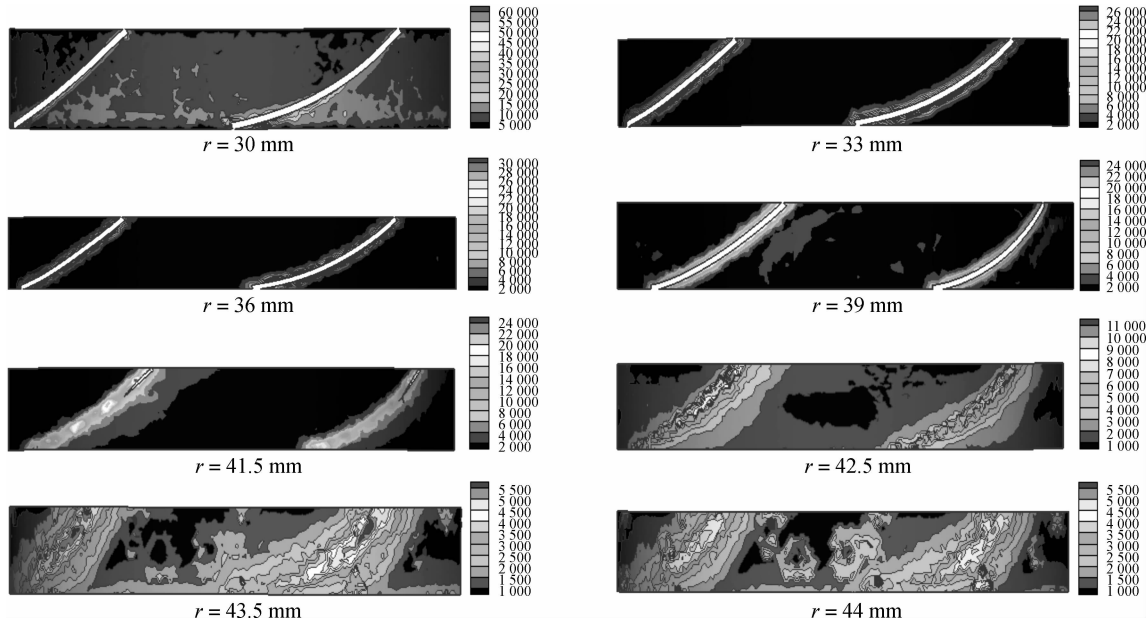


图 7 叶顶间隙 1.5 mm 时不同回转面涡量等值图

由图 7 可知,在叶根部分出现强度很小的涡流,这是因为气流流入风扇内部时遇到轮毂固壁,少量气流方向发生变化所导致。随着径向方向半径增加,风扇内叶片之间气流运动比较均匀,对应的不同回转面上无涡流出现,只有叶片四周涡强较大。在 $r=39\text{ mm}$ 的回转面上吸力面附近出现较弱涡强,同时此回转面叶片四周涡强增大。当 $r=41.5\text{ mm}$,即叶顶对应的回转面,出现较明显涡强,且沿叶片弦长吸力面侧涡强均增加。随着半径的增加所对应的回转面,叶顶上方的涡强也随之增强,涡强在 $r=43.5\text{ mm}$ 对应的回转面上达到最大。在机闸对应回转面上涡强减弱,但出现二次涡。这是因为流体在叶片压力面与吸力面静压差作用下加速通过间隙,在间隙内叶顶压力面附近出现叶顶分离涡,流出间隙以后,受主流及切向负压力梯度作用而沿着径向往下移动,同时在叶片吸力面附面层径向上移的作用下而卷起形成间隙涡。

由于在叶片间隙内部涡流变化不大,因此只比较不同叶顶间隙下叶顶到机闸内部表面之间回转面上涡量的变化,如图 8 所示。

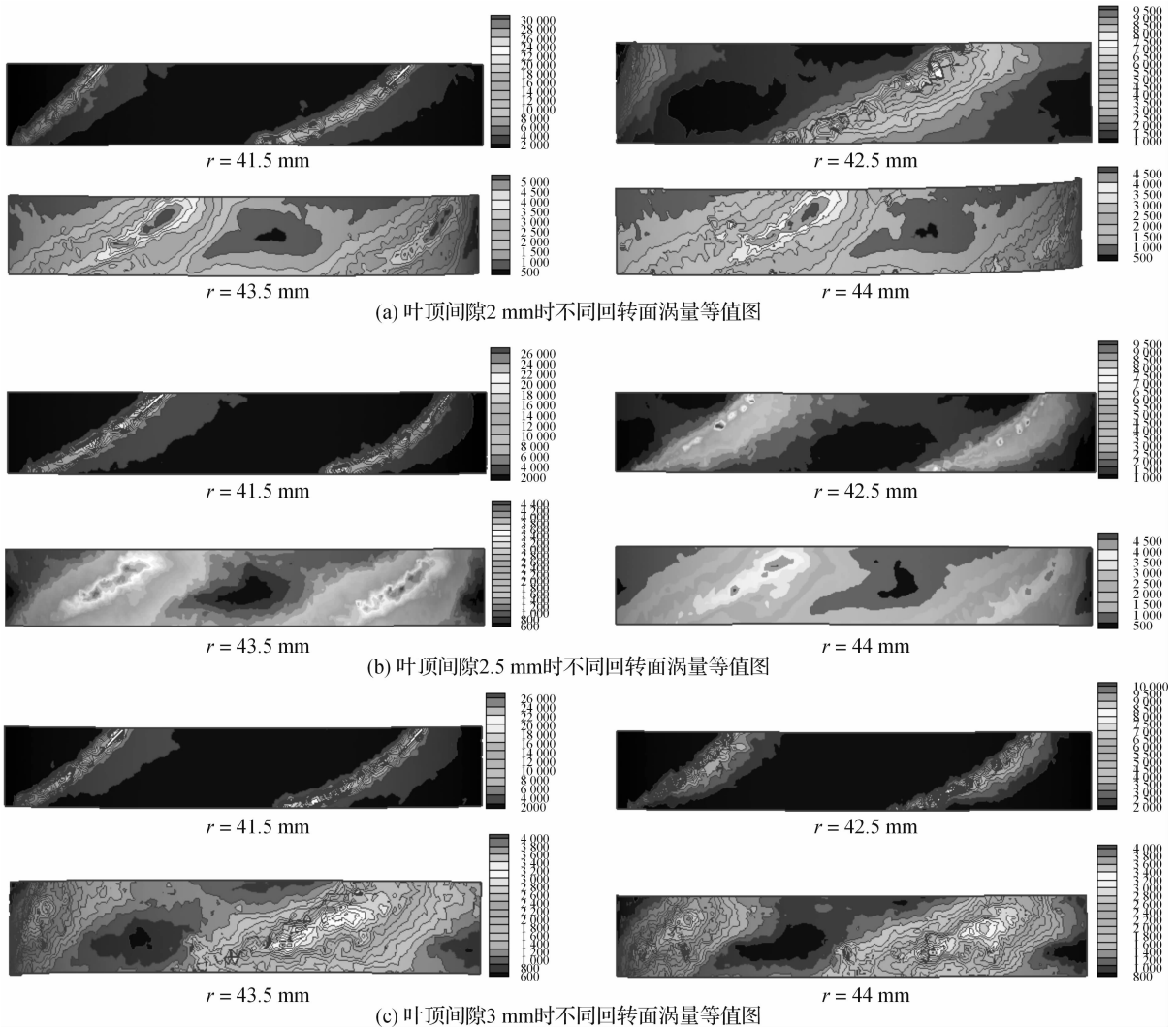


图 8 不同叶顶间隙下叶顶到机匣内部表面之间回转面上涡量变化

由图 8 可见叶顶到机匣内表面之间不同回转面的涡量分布。在叶顶回转面,间隙涡核主要在叶顶靠近叶片前缘的部分,涡核形成以后,逐渐沿吸力面弧线向下游移动,且随着半径的增加,涡强逐渐增加。在 $r = 42.5$ mm 回转面上,涡强较叶顶回转面增加,但叶顶分离涡并不是很明显,说明该截面不是叶顶分离涡的主要影响范围。在 $r = 43.5$ mm 回转面上涡强达到最大,同时没有被卷入叶顶分离涡的流体在流出间隙后,会围绕间隙涡核旋转,向下游移动,叶片后部流体围绕间隙涡旋转形成二次涡。而机匣内部表面回转面上较 $r = 43.5$ mm 回转面涡强减小,因为机匣附近受边界层的影响存在一个低速区,同时叶片中前部流体在叶顶压力面侧形成叶顶分离涡。

通过图 7 与图 8 各图相比较可知:相同径向方向半径回转面上的涡强随着叶顶间隙的增加而减弱,且涡核逐渐沿吸力面弧线向下游移动。在最大涡强出现的 $r = 43.5$ mm 回转面上,叶顶间隙为 2 mm 和 3 mm 的回转面上出现明显的二次涡,同时叶顶间隙为 2.5 mm 的回转面涡强较 1.5 mm 回转面涡强减弱。

6 结 论

通过对不同叶顶间隙内三维流动进行数值模拟,可以得出:

a) 当小流量($Q < 0.0065 \text{ m}^3/\text{s}$)时,4 个不同叶顶间隙的总压变化趋势一致。而随着流量增加,不同流量段均有一叶顶间隙对应最高全压,流量 $0.001 \text{ m}^3/\text{s} < Q < 0.012 \text{ m}^3/\text{s}$ 时叶顶间隙 2.5 mm 对应最高全压,当流量较大($Q > 0.012 \text{ m}^3/\text{s}$)时总压出现负值,不符合设计目标。同时效率与全压特性具有相同变化趋势。

b) 相同 S 面间隙涡流现象随着叶顶间隙的增大而变得越来越不明显。

c)相同叶顶间隙下,叶根部分出现强度较小涡流。叶片之间不同回转面上无涡流出现。由叶顶到 $r=43.5\text{ mm}$ 对应的回转面之间不同回转面上的涡强随着半径的增加而增强,在 $r=43.5\text{ mm}$ 时达到最大,随后涡强减弱,在机闸上对应回转面二次涡。

d)不同叶顶间隙相同径向方向半径回转面上的涡强随着叶顶间隙的增加而减弱,且涡核逐渐沿吸力面弧线向下游移动。最大涡强均出现在 $r=43.5\text{ mm}$ 回转面上,在此回转面上,叶顶间隙为 2 mm 和 3 mm 的回转面有较明显二次涡,叶顶间隙为 2.5 mm 的回转面涡强较 1.5 mm 回转面涡强减弱。

叶顶间隙及叶顶泄漏涡流直接影响小型风扇的气动性能及噪声产生,因此本文为小型风扇的优化设计及降噪处理提供一定的理论依据。

参考文献:

- [1] 赖焕新, 吴克启. 轴流压气机转子内流数值模拟及叶顶间隙泄漏分析[J]. 工程热物理学报, 1998, 19(5): 576—580.
- [2] 郭 强, 竺晓程, 胡丹梅, 等. 采用 PIV 研究轴流风机叶顶泄漏流动[J]. 流体力学实验与测量, 2004, 18(1): 33—37.
- [3] Schaub U W, Vlastic E, Moustapha S H. Effect of tip clearance on the performance of a highly loaded turbine stage technology requirement for small gas turbines[C]//Montreal, Canada: North Atlantic Treaty Organization, 1993, 29: 1-11.
- [4] Booth T C, Dodge P R, Hepworth H K. Rotor tip leakage: part I-basic methodology[J]. ASME Engineering for Power, 1982, 104: 154-161.
- [5] 牛茂升, 臧述升, 黄名海. 涡轮叶顶间隙内部流动的数值研究[J]. 燃气轮机技术, 2008, 21(4): 26-31.
- [6] 贾希诚, 王正明, 王嘉伟. 叶轮机械中的泄漏流与泄漏涡[J]. 工程热物理学报, 2003, 24(5): 753-756.
- [7] Jang C M, Furukawa M, Inoue M. Analysis of vortical flow field in a propeller-fan by LDV measurement and LES: part I three-dimensional vortical flow structures[J]. Fluids Trans of the ASME, 2001, 123: 748-754.

Numerical Simulation on the Small Cooling Fan Internal Flowing

WANG Li-hong, JIN Ying-zi, ZHANG Li

- (1. School of Machinery & Automation, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China;
2. Applied Engineering Department, Zhejiang Economic & Trade Polytechnic, , Hangzhou 310018, China)

Abstract: In this paper, the internal of small cooling fan with different tip clearance are numerically simulated. The static characteristic curve of small fan at different tip clearance, changes of tip clearance vortex on the same S surface and changes of vortex on revolution surface from blade top to surface of machines inside are obtained. The results are: when flow rate is smaller than $0.0065\text{ m}^3/\text{s}$, the trend of total pressure change on four different tip clearances are same, that is to say, the total pressure decreases with the increasing of tip clearance. Compared four different tip clearance models, performance of the small fan with 2.5 mm tip clearance is the best when flow rate increases, and in the same S surface, the tip clearance vortex weakens with tip clearance increasing; For the same fan model, there is no vortex from hub to blade top, but on the revolution surface from blade top to radial radius $r=43.5\text{ mm}$, the vortex intensity increases with the radial radius increasing, which reaches the maximum value on the revolution surface of $r=43.5\text{ mm}$; vortex intensity is weakened and secondary vortex is generated on the internal surface of machines; Changing the tip clearance and maintaining other conditions unchanged, the vortex on revolution surface weakens with tip clearance increases, and vortex core offsets gradually along the suction surface arc downstream. Overall, for four models, there is the strongest vortex in the $r=43.5$ revolution surface, obvious secondary vortex appears in revolution surface that tip clearance are 2 mm and 3 mm . These conclusions for analysis of different tip clearance have an effect on small fan aerodynamic performance on a certain theoretical basis.

Key words: small fan; tip clearance; revolution surface; vortex; secondary vortex

(责任编辑: 杨元兆)