

出口轮毂形状对大型轴流风机性能影响的数值研究

尹超, 胡骏, 屠宝锋, 严伟, 张晨凯
(南京航空航天大学 能源与动力学院
江苏省航空动力系统重点实验室, 南京 210016)

摘要: 针对某大型轴流风机设计了 4 种出口段轮毂匹配方案, 采用数值模拟方法对比分析了 4 种方案下的风机特性和叶尖以及叶根流场结构. 结果表明: 出口轮毂形状的变化对该风机叶尖流场结构影响很小; 该风机出口无轮毂时, 在叶根区域出现约占 20% 叶高区域的分离流, 损失严重, 降低了工作效率; 在相同的叶尖间隙下, 风机效率随着出口轮毂扩压角的减小而提高; 在风机出口增加一个匹配的平直轮毂或收缩轮毂可使叶根分离涡后移, 分离区域减小至 5% 叶高以下, 同时可使该风机效率至少提高 2 个百分点.

关键词: 大型轴流风机; 全压效率; 出口轮毂形状; 结构匹配; 叶根分离涡
中图分类号: V211.4 **文献标志码:** A

Numerical investigation of effect of outlet hub geometry on performance of large scale axial fan

YIN Chao, HU Jun, TU Bao-feng, YAN Wei, ZHANG Chen-kai
(Jiangsu Province Key Laboratory of Aerospace Power System,
College of Energy and Power Engineering,
Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: Four different outlet hub geometries of a large scale axial fan were designed and investigated. CFD methods were used to compare the fan characteristics and analyze the flow field structures in the blade tip and blade root. The results show that variation of outlet hub geometry has little effect on the fan's tip flow structure; there is a large separated flow in the blade root region which occupies 20% of blade height when the fan isn't provided with outlet hub, causing serious loss and decrease of efficiency; with the same blade tip clearance, the fan's efficiency increases when the outlet hub diffuser angle decreases; a matching straight or convergent hub could make the blade root separated vortex move backwards, reduce the separated area to 5% of blade height and increase at least 2 percentage points of the fan efficiency.

Key words: large scale axial fan; total pressure efficiency; outlet hub geometry; structure matching; blade root separated vortex

轴流风机使用非常广泛, 与之相关的研究大多集中在转子叶尖区域^[1-4]以及动叶可调上^[5-6], 目前针对轴流风机部件之间的匹配对风机性能影响的研究相对较少, 主要针对风机进口段进行相

关分析和改进^[7-8].

大型冷却塔式轴流风机由于支撑架及电动机安装在风机进口段, 导致进口环境复杂, 很难再对进口管道形式进行有效的优化, 但其出口段外接

大气环境,不受其他部件的影响,因而可以进行很好的优化设计.不过出于安装简便和节约成本考虑,针对该类型风机出口段轮毂的处理通常都相对粗糙,没有规范的几何外形,造成风机结构的严重不匹配,很容易使原本性能很好的叶片,在装配到实际产品上之后整体达不到理想的性能要求,可见针对风机出口段轮毂的几何形式进行设计研究具有一定的工程研究意义.张夏、楚武利等^[9]针对某轴流风机的后支板通道进行了相关研究和改进;杨春等^[10]针对某小型风机的结构形式对其性能的影响进行了研究,主要针对风机进口段有无整流帽罩以及出口轮毂有无台阶的情况进行了对比分析.目前相关的研究均针对中小型轴流风机,而大型轴流风机部件匹配研究的相关文献还不多.

大型轴流风机由于内部流动的复杂性以及强三维性^[11],加上尺寸巨大,使得试验成本较高.CFD 技术不仅可以准确预测风机的整体性能,而且可以描述风机内部速度场、压力场等细节,因此数值模拟可以大大减少成本并缩短设计优化周期.本文以某大型冷却塔式轴流风机为研究对象,采用 CFD 方法对不同轮毂方案进行了详细的数值计算和流场分析,通过对比各方案下的风机特性以及内部流场细节,分析造成风机性能下降的主要原因,从而为优化风机性能提供相关的理论支持和合理建议.

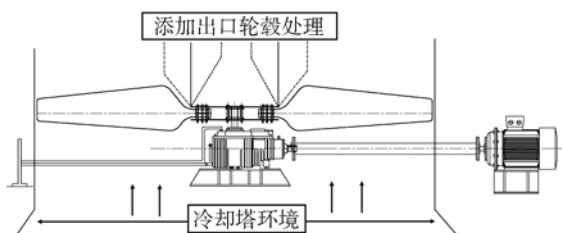
1 研究对象

本文的研究对象为某大型单转子冷却塔式轴流风机,相关参数如表 1 所示,其安装环境如图 1 (a)所示,图 1(b)显示的是该风机整体结构的三维造型以及叶片表面网格.

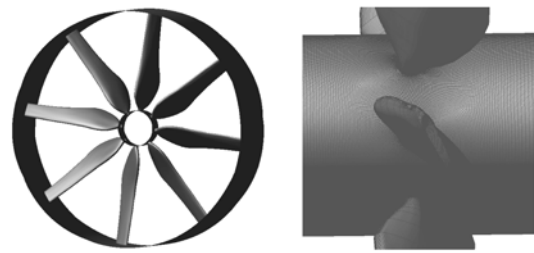
表 1 轴流风机基本参数

Table 1 Basic parameters of axial fan

外径/ mm	内径/ mm	叶尖间 隙/mm	叶片 数目	安装角/ (°)	转速 (r/min)
7950	600	25	8	22	155



(a) 风机安装环境



(b) 风机结构及叶片表面网格

图 1 风机安装环境和叶片几何特征

Fig. 1 Fan installation environment and blade geometry details

2 出口轮毂方案设计

陈海生、谭春青等^[12]分析过轴流风机转子和静子之间的轮毂间隙对整体性能的影响.本文研究的风机没有出口导向叶片,不存在轮毂间隙,因此只需针对轮毂形状进行研究.本文设计了 4 种出口段轮毂方案,如图 2 所示.

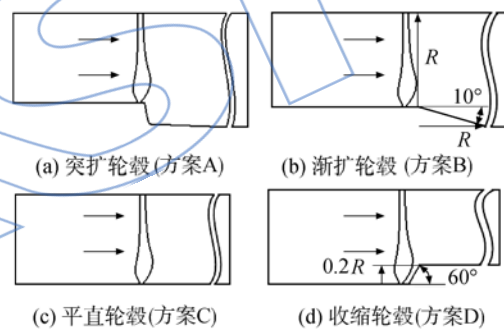


图 2 4 种轮毂方案

Fig. 2 Four cases of hub

图 2(a)为突扩轮毂,其出口轮毂与旋转轴基本重合,近似模拟风机叶片出口无轮毂状态;为了稳定地减少出口流速,降低排气噪声,可在轴流风机出口处安置扩压器^[13],一般锥形扩压器的扩张角取为 8°~12°.图 2(b)的渐扩轮毂即为一种锥形扩压器,此处的扩张角设为 10°,为保证与突扩方案的扩压比相同,扩压器的扩张段轴向长度近似等于叶高,往后则是平直管道.图 2(c)为平直轮毂,即扩张角为 0°;子午流道收缩可使流体加速,减少流动分离,提高风机效率.图 2(d)给出了一个收缩轮毂方案,为保持与叶片根部尾缘线沿径向的斜率相一致,此处收缩角设为 60°,收缩段至 20%叶高处后改为平直管道.

风机进口管道长度为叶片高度的 1.5 倍,为了保证出口流场的稳定和获得更快的收敛速度,出口轮毂总长度设为叶片高度的 3 倍.

3 研究方法与分析

本文采用软件 NUMECA 对这 4 种方案进行全流量(文中流量均为体积流量)范围数值模拟和分析. 计算选用 Spalart-Allmaras 湍流模型, 进口给定标准大气环境, 即总温为 288.15 K, 总压为 101325 Pa, 轴向进气, 出口给定平均静压, 通过调整静压的大小来实现流量的调节. 计算网格为结构化网格, 4 种方案下的网格量均在 200 万左右. 分别计算提取了该风机叶片在 22° 安装角下转速为 155 r/min 的轴功率、全压以及全压效率等特性, 特性计算依据紧靠风机叶片进出口的截面参数.

依据文献[13], 风机的轴功率可从以下公式计算得到:

$$N = T \cdot \omega = T \cdot n \cdot \pi / 30 \quad (1)$$

其中 T 为气流对叶片的扭矩, 单位为 $N \cdot m$; ω 为叶片角速度, 单位为 rad/s ; n 为叶片转速, 单位为 r/min .

风机全压定义为风机出口总压 p_{out}^* 与风机进口总压 p_{in}^* 之差, 即

$$p = p_{out}^* - p_{in}^* \quad (2)$$

风机全压效率可根据以下公式计算得到

$$\eta = \frac{pQ}{N} \quad (3)$$

其中 Q 为风机流量, 单位为 m^3/s .

流量系数 \bar{Q} 为

$$\bar{Q} = \frac{Q}{u_2 A_2} \quad (4)$$

效率系数 $\bar{\eta}$ 本身就是一个无量纲数

$$\bar{\eta} = \eta \quad (5)$$

其中 u_2 , A_2 分别表示叶轮轮缘速度和风机通风面积.

3.1 算法验证

由于该大型轴流风机尺寸上的限制, 针对原型进行试验测量的成本太高, 可将直径为 8 m 的原型风机等比例缩小为直径为 1.6 m 的验证风机, 再送至风机检测站进行相关动力性能试验.

无量纲性能参数 \bar{Q} , $\bar{\eta}$ 也是相似特征数, 由相似理论^[13]可知: 凡是相似的风机, 不论其尺寸的大小、转速的高低和流体密度的大小, 在对应的工作点, 它们的相似特征数相等, 因此可以通过对比无量纲特性进行验证.

试验和 CFD 计算得到的流量系数-全压效率特性曲线对比如图 3 所示. 验证风机与 CFD 模拟

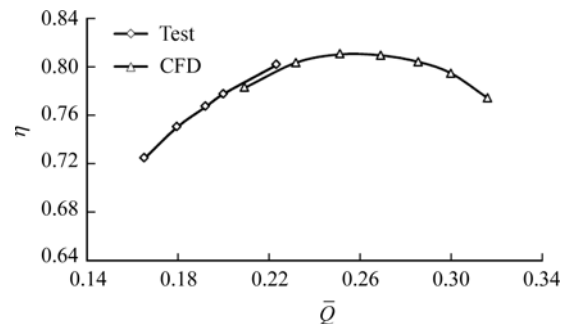


图 3 试验与 CFD 计算无量纲全压效率特性对比

Fig. 3 Dimensionless total pressure efficiency characteristic comparison between test and CFD calculation

的原型风机叶片安装角均为 18°, 原型风机 CFD 模拟转速为 155 r/min, 为保证动力相似, 验证风机的转速为 730 r/min.

由于 CFD 计算无法收敛到小流量状态, 而试验测量的流量范围偏小, 因而不能进行全流量范围内特性对比. 但从图 3 仍可较为清晰地看出: 在重合的流量范围内, 试验和 CFD 计算得到的全压效率基本一致, 并且试验结果与 CFD 计算结果朝小流量下的特性发展趋势也一致, 据此可判断所采用的 CFD 计算模型是可靠的. 下面以所采用的 CFD 计算模型对所设计的 4 种方案进行详细的特性计算和流场分析.

3.2 风机特性曲线对比

图 4 给出了该风机在 4 种方案下的特性对比. 从图 4(a)中可看出方案 A 的全压效率最低, 可见若为了节约成本, 不安装出口轮毂会大大削弱风机的气动性能. 方案 C 和方案 D 在相同流量下的全压效率均比方案 A 和方案 B 更高, 并且方案 C 和方案 D 下的风机的稳定工作范围也得到一定程度的扩大, 可见在风机出口增加一段整流轮毂不仅能较为显著地提高风机的全压效率, 还能进一步稳定风机流场, 使得风机可以在更小流量下稳定地工作.

图 4(b)和图 4(c)显示的是 4 种方案下风机的全压和轴功率特性曲线. 从全压曲线可见, 方案 C 和方案 D 的全压在流量小于 740 m^3/s 时相差不多, 比方案 A 和方案 B 略高, 但在流量大于 740 m^3/s 时, 方案 C 的全压比其余 3 个方案均高出不少; 从轴功率特性中可见, 方案 C 的轴功率相较于其余方案为最高, 而方案 D 对轴功率的消耗却最低. 由此可初步判断出这两种方案可以应对不同的工作要求: 若主要关心风机的全压提升, 此时可

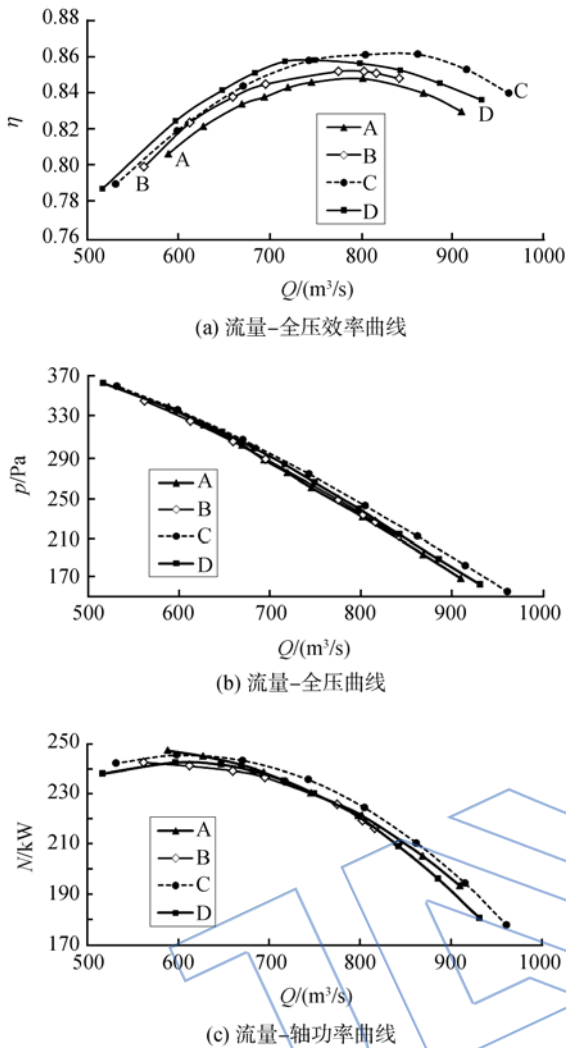


图 4 4 种方案下风机特性对比

Fig. 4 Characteristic comparison for four cases of fan

以采用方案 C;如果更关心轴功率的消耗,可以采用方案 D.

3.3 流场分析

最高效率点下风机的性能最优,因此在各方案的最高效率点下进行流场分析可更为清晰地说明各方案的优劣.

图 5 显示的是 4 种方案在各自最高效率点下的子午面相对速度流线.由于关心的重点在于叶片出口附近的流场,因而图中只给出了近一半叶高长度进出口管道中的流线分布.从图 5 中可看出,4 种方案下的风机相对速度沿径向逐渐增加,且在叶尖和叶根位置均有一个涡产生,叶尖的涡所占整个通道比例很小,它是由于叶尖间隙引发的叶尖泄漏涡.4 种方案的主要不同之处在于叶根分离涡的大小.

方案 A 和方案 B 本质上都是在出口增加一

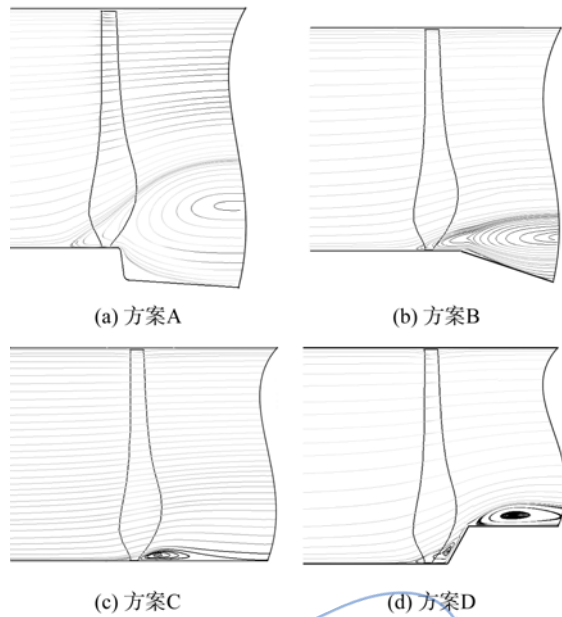


图 5 4 种方案最高效率点下子午面相对速度流线

Fig. 5 Meridian relative velocity streamlines in highest efficiency point for four cases

个扩压器,其扩压比相同,但扩张角不同.方案 A 的理论扩张角达到了 90° ,其根部分离涡范围已经占据了整个通道高度的 20%,并且涡的最前端已经发展到超出了根部叶片的前缘位置,整个叶片根部区域都受到强烈的回流影响,导致该范围内叶片出口气流的总压得不到提升,造成根部区域效率明显低下,最终使整机效率出现严重下降,这与杨春等^[10]的研究成果相一致.而方案 B 的根部分离涡所占叶片通道的比例相对较小,且分离起始点朝叶片尾缘移动.

扩压器的主要作用是减小出口速度,提高出口静压.在逆压力梯度下,随着静压的提高,扩压器损失也逐渐增大,扩压器效率是用来表征扩压器性能优劣的参数,即沿扩压器的静压与动压降之比,以 η_d 表示

$$\eta_d = \frac{p_{s2} - p_{s1}}{\frac{1}{2}\rho v_1^2 - \frac{1}{2}\rho v_2^2} \quad (6)$$

其中 p_s 表示静压,下标 1,2 分别表示扩压器的进、出口截面.

结合伯努利方程,可得到扩压器效率 η_d 和扩压损失 ΔH_d 之间的关系

$$\eta_d = 1 - \frac{\Delta H_d}{\frac{1}{2}\rho v_1^2 \left[1 - \left(\frac{A_1}{A_2} \right)^2 \right]} = 1 - \frac{K_d}{1 - \left(\frac{A_1}{A_2} \right)^2} \quad (7)$$

其中 K_d 表示扩压损失系数, $\frac{A_2}{A_1}$ 表示扩压比.

由式(7)可看出:当扩压比一定时,扩压损失系数 K_d 增大,即扩压损失 ΔH_d 增大,则 η_d 下降;反之亦然.在扩压器中,由于从入口到出口气流速度减小而静压增大,流动处于逆压状态,附面层气流受阻,厚度快速增加,相当于增加了壁面阻力,从而损失更多的能量.根据经验公式,扩压损失为

$$\Delta H_d = \frac{1}{2} \rho v_1^2 \times 0.6 \times \tan \theta \times \left[1 - \left(\frac{A_1}{A_2} \right)^2 \right] \quad (8)$$

由式(8)可知:当扩压比一定时,扩张角增大,扩压损失亦增大,而方案 A 的理论扩张角远比方案 B 大,因此其扩压损失也大,导致方案 A 的扩压器效率低于方案 B,在流场中则体现为方案 A 的叶根分离涡所占通道比例远比方案 B 大.

从方案 B 到方案 D,出口轮毂逐渐收缩,叶片根部流速不断增加,其叶根分离涡随之减小,并且分离涡的起始位置朝根部尾缘移动,可见根部的性能得到了明显的改善.其中方案 C 的叶根分离涡已经退化到紧贴叶根尾缘出口轮毂,而方案 D 的根部主要是角区分离涡,且所占根部比例很小,其叶片根部的效率得到显著提高.

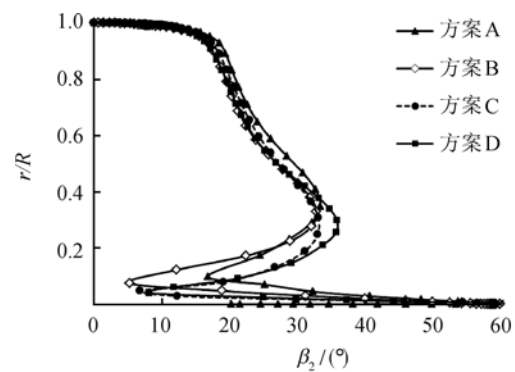
需要说明的是,方案 D 在出口截面之后的轮毂处也存在一个较大的分离涡,该分离涡是由于出口收缩通道的突然扩张而产生的,其分离起始点位于风机轮毂的收缩段之后,因而对风机叶片的出口截面参数影响不大.由此也可看出,还可针对该方案收缩之后的扩张段形式进行进一步优化设计.

由以上分析可知:方案 C 和方案 D 均能改善叶片根部的流场结构,起到明显的整流作用,提高风机效率.

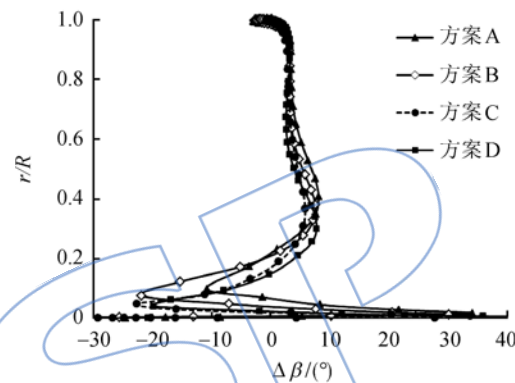
图 6 给出了 4 种方案在各自最高效率点下的出口相对气流角 β_2 和气流转折角 $\Delta\beta$ 沿叶片相对叶高 (r/R) 分布.

图 6(a) 中 4 种方案出口相对气流角在 35% 叶高以上相差不大,但在 35% 叶高以下方案 C 和方案 D 的出口相对气流角均比方案 A 和方案 B 大,而出口相对气流角的增加意味着落后角的减小,相应的气流损失也随之减小.由此可见方案 C 和方案 D 对于风机根部流场具有显著的改善作用.

从图 6(b) 同样可以看出:在 35% 叶高以下,方案 C 和方案 D 的气流转折角均比方案 A 和方案 B 要大.气流转折角的增加意味着做功能力的增加^[14],由此可见方案 C 和方案 D 还显著提高了



(a) 出口相对气流角沿叶片相对叶高分布对比



(b) 气流转折角沿叶片相对叶高分布对比

图 6 4 种方案最高效率点下气流角对比

Fig. 6 Flow angle comparison in highest efficiency point for four cases

叶片根部区域的做功能力.

需要注意的是,在 8% 叶高以下的叶片根部,出于对风机叶片的气动弹性强度的考虑^[15],该区域叶片设计得很厚,其横截面已经与翼型相差很大,一般不考虑该区域内的气动性能.

方案 C 和方案 D 对于风机叶片根部流场均具有良好的改善作用,将它们再进行对比,还可发现,方案 D 更能增加叶片根部的出口相对气流角和气流转折角,这意味着方案 D 对于叶根气动性能的改善作用还要优于方案 C,说明方案 D 可更有效地降低气动损失,从而更能减小轴功率的消耗.而从前面的特性分析中可见,相同流量下方案 C 比方案 D 具有更高的全压提升能力,可见两者各有优势,可根据实际情况选用不同的方案.

图 7 和图 8 分别对比了方案 A 和方案 D 在最高效率点下的叶尖和叶根相对速度流线分布,从中可清晰地看出方案 D 对叶根流动结构明显的改善作用.其中图 8(a) 和图 8(b) 分别对应方案 A 和方案 D.

从图 7 中可以看出:两种方案下的叶尖区域

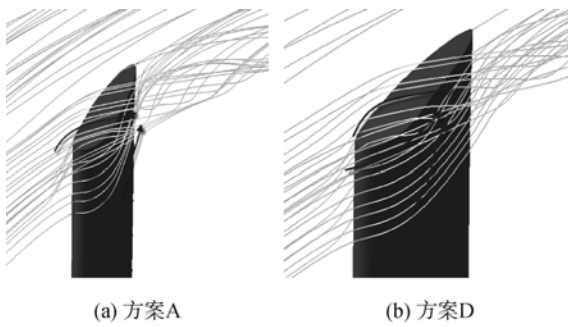


图 7 叶尖三维相对速度流线

Fig. 7 3-D relative velocity streamline in tip blade region

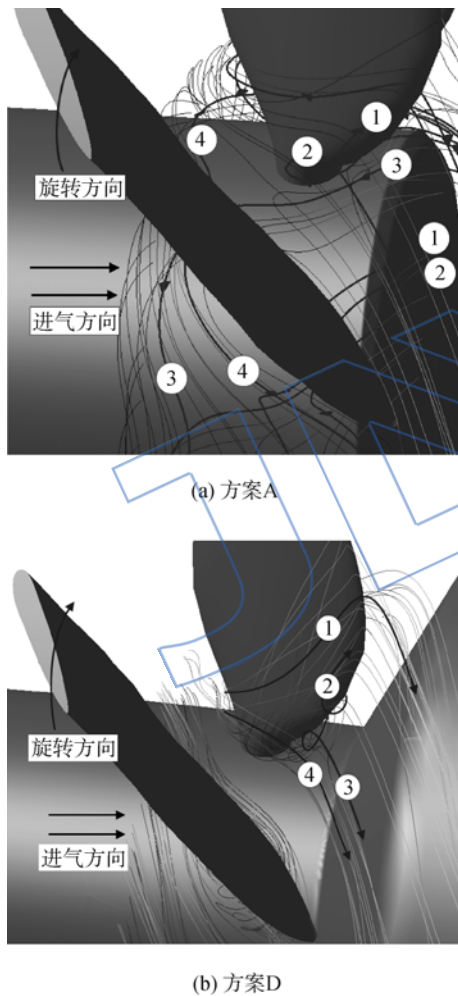


图 8 叶根三维相对速度流线

Fig. 8 3-D relative velocity streamline in blade root region

出现的均是泄漏涡,并且流动结构相同.一般而言,风机的叶尖泄漏涡强度随着叶尖间隙的增大而增强,并且其起始位置更靠近后缘^[4].该风机在 4 种方案下的叶尖间隙相同,且所占叶高比例很小,因此产生的泄漏涡影响区域均很小,且其起始

位置均位于叶片前缘,可见该泄漏涡的强度很小,由此可知根部轮毂形状的变化对风机叶尖的性能没有明显影响.

从图 8 中可以看出方案 A 和方案 D 在叶根流场存在的明显不同.方案 A 的叶根流动具有强烈的三维性,其叶根存在一个明显的回流区,气流从叶片尾缘出口流向前缘进口,同时伴有较大的指向叶尖的径向速度,见图中 1,2,3 号流线.从图中 4 号流线还可清晰地看出:回流区的存在导致叶根出现大面积的堵塞,使得根部叶片前缘进口的部分气流相对于叶片做大范围的周向移动,进一步造成强烈的流动损失,严重影响了风机的进气质量,造成风机在进口存在较大的畸变流,从而降低风机性能^[14].

相对于方案 A 而言,方案 D 下叶根区域的流动更为流畅和稳定.其叶根表面仍没有明显的分离流,只是在根部尾缘附近从压力面流过的气流受到角区回流的影响产生一个向上的分速度,发展到 15% 叶高左右时在主流的影响下改变方向转向下游流动(见图 8(b)中 1,2 号流线),可以看出在叶根出现的分离流的起始点位于尾缘附近,且强度不大,影响区域也相对较小.

4 结 论

本文针对某大型冷却塔式轴流风机的出口段设计了 4 种轮毂方案,并进行了详细的数值模拟和流场分析,最终得到如下结论:

- 1) 当该风机无出口轮毂或出口轮毂为台阶形突扩通道时,叶片根部存在强烈的逆压梯度,导致根部区域存在较大面积的回流和堵塞,能量损耗严重,造成效率降低.
- 2) 随着风机出口轮毂扩张角的减小,其流动损失减小,扩压器效率有所提高.
- 3) 在叶尖间隙一定的情况下,风机效率受叶根流场影响较大,良好的设计应使风机叶片与出口轮毂结构保持合理的匹配.
- 4) 在风机叶片出口增加一段平直轮毂或收缩轮毂可提高根部流速,减小根部叶片表面的气流分离,较大幅度提高风机工作效率,扩大风机的稳定工作范围.
- 5) 平直轮毂对于风机的性能的提高主要体现在对全压的更大提升,而收缩轮毂则更能减少风机损失,降低对轴功率的消耗.两者各有优势,可根据实际需求选择相应的轮毂方案.

需要说明的是,为了保证 CFD 计算收敛质

量,本文中所设计的出口轮毂总长度为叶片高度的3倍,实际轮毂不可能有这么长.从方案C和方案D计算结果可以看出,风机出口气流经过50%叶高的轴向长度之后趋于稳定,因此建议对于该大型轴流风机出口轮毂长度保持约一半叶高即可.但此结论是否适用于其他类型的风机还有待进一步研究.

参考文献:

- [1] 马宏伟,蒋浩康,聂超群.轴流风机转子通道内尖区三维流场[J].工程热物理学报,1998,19(1):45-48.
MA Hongwei,JIANG Haokang,NIE Chaoqun. Three-dimensional turbulent flow field in the region of an axial-flow fan rotor passage[J]. Journal of Engineering Thermophysics,1998,19(1):45-48. (in Chinese)
- [2] 竺晓程,林万来,杜朝辉.轴流通风机叶顶区域流动的实验研究[J].上海交通大学学报,2005,39(2):177-181.
ZHU Xiaocheng,LIN Wanlai,DU Chaohui. Experimental study on the tip leakage flow of an axial fan[J]. Journal of Shanghai Jiaotong University,2005,39(2):177-181. (in Chinese)
- [3] 李杨,欧阳华,杜朝辉.周向弯曲低压轴流风机叶顶泄漏流动数值研究[J].工程热物理学报,2005,26(2):240-243.
LI Yang,OUYANG Hua,DU Chaohui. Numerical study of leakage flow of the low pressure axial flow fans with circumferential skewed blades [J]. Journal of Engineering Thermophysics,2005,26(2):240-243. (in Chinese)
- [4] 王军,姚瑞锋,刘静,等.低压轴流风机叶顶间隙对叶尖涡及外部性能的影响研究[J].流体机械,2011,39(9):26-30.
WANG Jun,YAO Ruifeng,LIU Jing,et al. Influence of tip clearance on external performance and tip leakage vortex of low-pressure axial fan[J]. Fluid Machinery,2011,39(9):26-30. (in Chinese)
- [5] 李景银,陈巍巍,吕峰.带有前后导叶的新型可逆轴流风机数值研究[J].机械工程学报,2010,46(2):139-144.
LI Jingyin,CHEN Weiwei,LÜ Feng. Numerical investigation on a new type of fully reversible axial fan with two blade rows on both sides of the rotor[J]. Journal of Mechanical Engineering,2010,46(2):139-144. (in Chinese)
- [6] 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(2):163-166.
YE Xuemin,LI Jun,WANG Songling,et al. Numerical simulation of the inner flow characteristics of an axial fan with rear guide vanes[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power,2009,24(2):163-166. (in Chinese)
- [7] 刘飞,吴克启.大型轴流风机来流条件对内流影响的数值分析[J].工程热物理学报,2006,27(1):145-148.
LIU Fei,WU Keqi. Numerical analysis of internal flow effect from inlet flow conditions in large axial fan[J]. Journal of Engineering Thermophysics,2006,27(1):145-148. (in Chinese)
- [8] 李景银,黄靓,吕峰.带有进气箱的轴流风机性能变化数值分析[J].工程热物理学报,2007,28(1):161-164.
LI Jingyin,HUANG Liang,LÜ Feng. Numerical studies of the effect of an inlet box on the performance of an axial flow fan[J]. Journal of Engineering Thermophysics,2007,28(1):161-164. (in Chinese)
- [9] 张夏,楚武利,邓文剑,等.轴流风机中支板通道的流动分析与改进[J].航空动力学报,2006,21(6):1048-1052.
ZHANG Xia,CHU Wuli,DENG Wenjian,et al. Flow analysis and the improvement of axial fan support strut[J]. Journal of Aerospace Power,2006,21(6):1048-1052. (in Chinese)
- [10] 杨春,李秋实,袁巍,等.风机结构形式对其性能影响的数值与实验研究[J].航空动力学报,2005,20(3):512-517.
YANG Chun,LI Qiushi,YUAN Wei,et al. Numerical and experimental investigation of the fan structure effects on performance [J]. Journal of Aerospace Power,2005,20(3):512-517. (in Chinese)
- [11] 舒士甄.叶轮机械原理[M].北京:清华大学出版社,1991.
- [12] 陈海生,谭春青,康顺,等.轮毂间隙对轴流风机性能和流场影响的数值与实验研究[J].流体机械,2006,34(2):1-6.
CHEN Haisheng,TAN Chunqing,KANG Shun,et al. Numerical and experimental study on effects of hub leakage on performance and flow field of axial fan[J]. Fluid Machinery,2006,34(2):1-6. (in Chinese)
- [13] 张玉成,仪登利,冯殿义,等.通风机设计与选型[M].北京:化学工业出版社,2011.
- [14] 乔清华,钟芳源,杨波.轴流风机的进口径向畸变研究[J].航空动力学报,2009,24(5):1114-1121.
QIAO Qinghua,ZHONG Fangyuan,YANG Bo. Investigation on the inlet radial distortion of axial-flow fan[J]. Journal of Aerospace Power,2009,24(5):1114-1121. (in Chinese)
- [15] 毛军,杨立国,郝艳红.大型轴流风机叶片的气动弹性数值分析研究[J].机械工程学报,2009,45(11):133-139.
MAO Jun,YANG Ligu,XI Yanhong. Numeric analysis of on the pneumatic elasticity of large axial-flow fan blade [J]. Journal of Mechanical Engineering,2009,45(11):133-139. (in Chinese)