



## 分流叶片弦长与周向分布对无蜗壳离心 通风机内部流动影响

马寅辉, 窦华书

(浙江理工大学机械与自动控制学院, 杭州 310018)

**摘 要:** 在无蜗壳离心通风机叶轮流道内, 加装分流叶片并修改了分流叶片弦长及分流叶片在流道内的周向位置。采用定常的三维 N-S 方程和 RNG  $k-\epsilon$  湍流模型, 对不带分流叶片的离心通风机与加装了不同弦长及周向位置分流叶片的离心通风机性能进行了数值模拟, 结果发现: 当分流叶片的周向位置处于流道正中部位置且分流叶片弦长为主叶片弦长的 50% 时, 在各工况下均能削弱叶片吸力面上的分离涡并抑制流道内的二次流, 使得风机静压提升 10 Pa, 静压效率提升 7%。数值模拟结果表明, 将分流叶片结构置于流道中央有效提升了无蜗壳离心通风机的静压及静压效率, 改善了内部流动情况。

**关键词:** 无蜗壳风机; 数值计算; 分流叶片; 分离涡; 二次流

**中图分类号:** TK83

**文献标志码:** A

**文章编号:** 1673-3851 (2019) 07-0466-08

## Influence of chord length and circumferential distribution of splitter blade on internal flow of volute-free centrifugal fan

MA Yinhui, DOU Huashu

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

**Abstract:** Splitter blades were added into the impeller flow channel of the volute-free centrifugal fan, and the chord length of the splitter blade and the circumferential position of the splitter blade in the flow channel were modified. The numerical simulation was carried out for the properties of centrifugal fans without splitter blade and with different chord length and circumferential position splitter blade by the steady three-dimensional N-S equation and RNG  $k-\epsilon$  turbulence model. The results show that when the circumferential position of the splitter blade was at the middle of the flow channel and the chord length of the splitter blade was 50% of that of main blades, the separation vortex on the suction surface of the blade could be weakened under various working conditions and secondary flow in the flow channel could be suppressed. As a result, the static pressure of the fan increased by 10 Pa and the static pressure efficiency increased by 7%. It has been confirmed that placing the splitter blade in the center of the flow passage effectively promote the static pressure and static pressure efficiency of volute-free centrifugal fan and improve the internal flow.

**Key words:** volute-free centrifugal fan; numerical calculation; splitter blades; separation vortex; secondary flow

收稿日期: 2018-12-23 网络出版日期: 2019-05-06

基金项目: 国家自然科学基金项目(51536008, 51579224); 浙江省重点研发计划项目(2018C03046); 浙江省科技计划项目(2017C34007)

作者简介: 马寅辉(1993-), 男, 内蒙古呼和浩特人, 硕士研究生, 主要从事流体机械理论及应用研究方面的研究。

通信作者: 窦华书, E-mail: huashudou@yahoo.com

## 0 引言

在石油化工、矿井通风、空调制冷等领域,传统的离心通风机发挥着重要的作用<sup>[1]</sup>。无蜗壳离心通风机因具有无喘振、高效、噪声低、易安装等优点,近几年来颇受关注<sup>[2-3]</sup>。刘春霞等<sup>[4]</sup>通过实验测量,得到了无蜗壳离心通风机在不同流量工况下的进出口流动特性。孙政等<sup>[5]</sup>通过数值计算,研究了蜗壳对于离心风机性能影响。高钰等<sup>[6]</sup>对无蜗壳离心通风机进行了研究,发现无蜗壳离心通风机存在气动噪声大、出口动能损失多、气流摩擦损失高等缺点,改善无蜗壳离心通风机内部流动情况,是提升无蜗壳离心通风机静压效率有效手段。

针对无蜗壳离心通风机静压效率低等特点,王杨等<sup>[7]</sup>通过改变旋转无叶扩压器直径比有效提升了无蜗壳离心通风机的性能,但旋转无叶扩压器会增加内部流动摩擦损失。李建森等<sup>[8]</sup>对无蜗壳离心通风机叶片型线进行优化设计,得到了能够改善风机流动情况的翼型结构。复杂的翼型叶片增加制造成本,而板式叶片加工方便,利于无蜗壳离心通风机的大规模工业生产。在对传统离心通风机内部流动的研究过程中,一些学者提出通过安装分流叶片来提升风机性能,以达到了提升风机效率的目的<sup>[9-11]</sup>。特别是在离心泵领域,分流叶片结构已经被验证是一种有效改善内部流动情况的手段<sup>[12-14]</sup>。已有关于无蜗壳风机内部流动的研究并未涉及分流叶片,因此本文综合考虑分流叶片弦长与安装位置对无蜗壳风机的影响,对不同风机模型进行数值模拟并进行对比分析,最终得到静压效率提升最为明显的无蜗壳风机结构。

## 1 模型与数值方法

### 1.1 通风机模型及流动特性

本文研究的板式无蜗壳离心通风机如图1所示。风机叶轮由前盘、后盘、主叶片组成,其中叶片为板式叶片,叶片数为6。离心风机叶轮转速为1200 r/min,流量为0.50 kg/s,叶轮入口半径125 mm,叶轮出口半径180 mm。已有研究<sup>[15-16]</sup>发现:在低流量系数工况下,叶片吸力面分离涡会导致风机效率下降;在额定工况与大流量系数工况下,二次流等复杂流动的相互作用是造成风机效率下降的主要原因。分流叶片结构能够有效地抑制分离涡的产生,并在一定程度上削弱了流道内部二次流。本文综合考虑分流叶片长度与周向位置分布对风机出口流动情况与静压效率的影响。

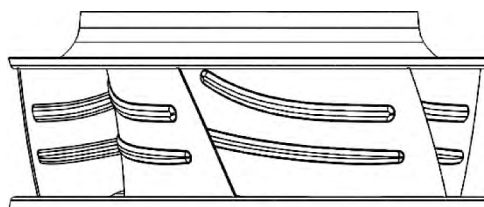


图1 板式后向无蜗壳离心通风机叶轮示意图

### 1.2 实验装置

本文研究的离心通风机与风机测试装置皆来自浙江某公司。无蜗壳风机的测试与实验按照《工业通风机用标准化风道性能试验》(GB/T 1236—2017)进行,并结合国内外测量方法搭建的试验台,无蜗壳风机测试装置示意图如图2所示,试验台照片如图3所示,详细设备参数见文献<sup>[17]</sup>。在试验台入口处安装辅助风机以达到调节气流并克服管道阻力的目的。气流经过风室整流进入叶轮,叶轮出口处直接与大气相连。风机入口处静压在气流流经风室时测得。通过毕托管测试法测得压差 $\Delta p$ 来计算风道气体流速。

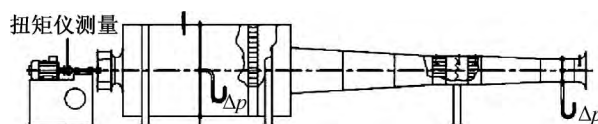


图2 无蜗壳离心通风机测试装置示意图<sup>[17]</sup>



图3 无蜗壳离心通风机测试台装置照片<sup>[17]</sup>

### 1.3 离心通风机网格划分

流域网格的划分对于数值模拟结果的精确程度有很大的影响。根据实验测量,将整体流域划分为叶轮进口域、叶轮出口域以及叶轮域(如图4所示),其中叶轮进口域直径为叶轮直径的1.5倍,长度为叶轮直径的10.0倍,叶轮出口域直径为叶轮直径的5.0倍。放大的叶轮域网格如图5所示,因叶片结构复杂,对全流道采用非结构网格划分,并对叶片近壁面进行网格加密(如图6所示),以保证计算准确性。

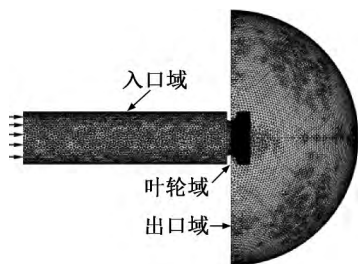


图4 全流域网格

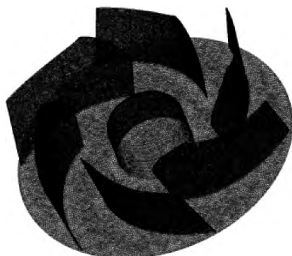


图5 板式无蜗壳后向离心通风机叶轮网格

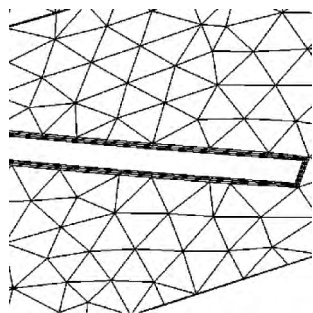


图6 叶片表面网格加密

#### 1.4 计算模型与边界条件

对流域网格进行三维定常计算,流体介质为 25℃ 的空气,风机转速较低,故不考虑气体的可压缩性。采用有限体积法求解时均化连续方程,时均化控制方程如式(1)所示:

$$\left\{ \begin{aligned} & \left( \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \right) = 0 \\ & \frac{\partial \rho \bar{u}}{\partial t} + \text{div}(\rho \bar{u} \bar{\mathbf{u}}) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \text{div}(\mu \text{grad} \bar{u}) + \\ & \quad \left( -\frac{\partial \rho \overline{u'u'}}{\partial x} - \frac{\partial \rho \overline{u'v'}}{\partial y} - \frac{\partial \rho \overline{u'w'}}{\partial z} \right) \\ & \frac{\partial \rho \bar{v}}{\partial t} + \text{div}(\rho \bar{v} \bar{\mathbf{u}}) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial y} + \text{div}(\mu \text{grad} \bar{v}) + \\ & \quad \left( -\frac{\partial \rho \overline{v'u'}}{\partial x} - \frac{\partial \rho \overline{v'v'}}{\partial y} - \frac{\partial \rho \overline{v'w'}}{\partial z} \right) \\ & \frac{\partial \rho \bar{w}}{\partial t} + \text{div}(\rho \bar{w} \bar{\mathbf{u}}) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial z} + \text{div}(\mu \text{grad} \bar{w}) + \\ & \quad \left( -\frac{\partial \rho \overline{w'u'}}{\partial x} - \frac{\partial \rho \overline{w'v'}}{\partial y} - \frac{\partial \rho \overline{w'w'}}{\partial z} \right) \end{aligned} \right. \quad (1)$$

其中: $\rho$  为气体密度, $t$  为时间, $\bar{\mathbf{u}}$  为时均速度矢量, $\bar{u}$ 、 $\bar{v}$ 、 $\bar{w}$  为时均速度分量, $\bar{p}$  为时均压力, $\mu$  为气体粘度, $u'$ 、 $v'$ 、 $w'$  为脉动速度分量, $\overline{u'u'}$  为脉动速度分量乘积的时均值。对 N-S 中的对流项采用高分辨率的二阶精度差分格式,对其他项采用中心差分格式,选取湍流模型为 RNG  $k-\epsilon$  模型。RNG  $k-\epsilon$  模型相比于标准的  $k-\epsilon$  模型对湍流粘性系数进行了进一步改进,提高了对旋转流动的计算精度。同时 RNG  $k-\epsilon$  模型针对于工程中采用的普朗特系数提出了解析公式,有助于处理低雷诺数和近壁面流动问题。该模型在保证计算量无明显提升的前提下,相比于原始的  $k-\epsilon$  模型,有着更高的计算准确性。

对于边界条件设置,近壁面采用无滑移边界条件并采用标准壁面函数。质量流量作为入口边界条件,静压作为出口边界条件。旋转的叶轮域与静止的进口域及出口域的连接方式为 GGI,针对旋转的叶轮域采用冻结转子的方法进行计算。针对差分格式的微分方程选择 SIMPLE 方法进行求解。将网格模型导入 CFX 求解器进行三维定常数值计算。监测进出口的静压值、速度值及叶轮扭矩。当计算结果的残差低于  $10^{-4}$  时,且监测值稳定,判定计算收敛,对计算结果进行处理与分析。计算 350 万、530 万、700 万、962 万网格数量的模型以验证网格无关性,并将入口处的平均静压值作为网格无关性验证的指标,数值模拟结果如表 1 所示。从表 1 中得出,当网格数量从 530 万增长到 962 万的过程中,静压值并无明显变化,说明此时网格数量对于计算结果无明显影响。考虑到计算资源与计算时间,选择 702 万网格对风机内部流动进行数值模拟。

表1 网格无关性验证结果

序号	网格数量/万	静压/Pa
1	352	160
2	530	163
3	702	166
4	962	167

## 2 数值模拟及结果分析

### 2.1 数值计算数据与实验数据对比

对原始离心通风机进行了流量从高到低 5 组工况的实验测量,无蜗壳离心通风机外特性测量实验数据见表 2。实验测量结果与数值计算结果如图 7 所示。在第 3 组工况下风机性能达到最优,将此工况设定为额定工况,并以此工况作为标准,对流量进

行无量纲化处理。以进口流量和出口大气压作为边界条件对 5 组工况进行数值计算,对比入口静压、全

压、风机静压效率和风机全压效率,以验证计算方法的准确性。

表 2 板式无蜗壳后向离心通风机实验数据

工况	流量/( $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ )	全压/Pa	静压/Pa	静压效率/%	全压效率/%	质量流量/( $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ )	流量系数
1	1996.32	85.65	69.48	32.91	40.57	0.66	1.31
2	1723.48	142.62	130.57	48.81	53.31	0.57	1.13
3	1524.87	176.10	166.66	52.85	55.85	0.50	1.00
4	1099.80	217.84	212.92	48.21	49.32	0.36	0.72
5	520.60	257.00	255.90	33.37	33.52	0.17	0.34

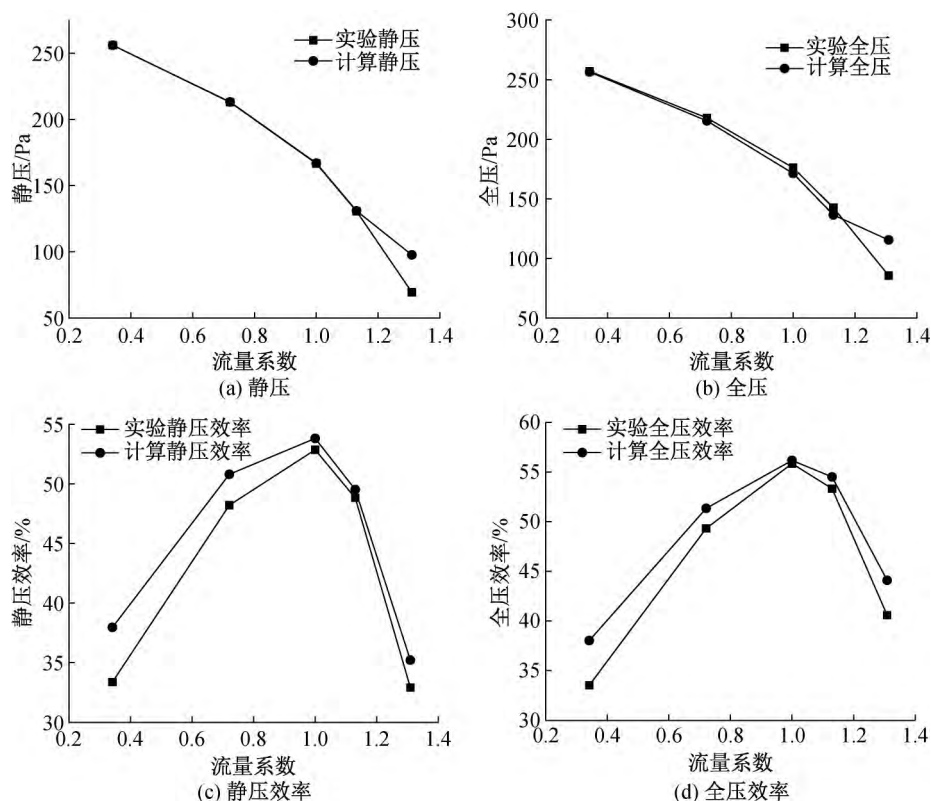


图 7 板式无蜗壳后向离心通风机数值计算结果与测试结果对比 ( $n = 1200 \text{ r/min}$ )

从图 7(a)~(d)中可以看出,在额定流量工况与大流量工况下,原始风机模型数值计算结果与实验结果误差在 5% 以内;在低流量工况下,原始风机模型数值计算结果与实验结果误差在 7% 以内。数值模拟结果与实验数据接近,这表明计算的准确性。静压与全压值随着流量的增加而减小,同时静压效率与全压效率随着流量系数的增大呈现出先增大后减小的趋势。对分流叶片在传统旋转机械上的研究<sup>[18-19]</sup>表明,分流叶片能够减少分离涡的产生,并且抑制二次流等复杂流动,提升风机效率。本文研究分流叶片周向分布对无蜗壳离心通风机性能及内部流动情况的影响。风机结构示意图如图 8(a)所示。此处  $R_1$  为分流叶片径向投影长度,  $R_0$  为进出口半径差值,  $\theta$  为分流叶片与主叶片周向偏移角度。

本文研究了 3 个长度系数分流叶片 ( $R_1/R_0 = 0.25$ 、 $0.38$ 、 $0.50$ ) 和不同周向分布 ( $\theta = 15^\circ$ 、 $30^\circ$ 、 $45^\circ$ ) 对风机内部流动影响。为保证计算的一致性,对安装有分流叶片结构的叶轮域用非结构网格进行划分,如图 8(b)所示。

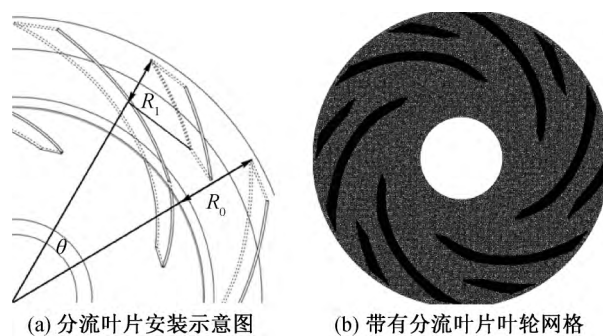


图 8 分流叶片安装示意图及网格

## 2.2 分流叶片周向分布对风机性能影响

图9(a)~(c)为相同分流叶片长度系数下不同分流叶片周向分布风机静压效率曲线,分别显示了在不同长度分流叶片下分流叶片周向位置对于无蜗

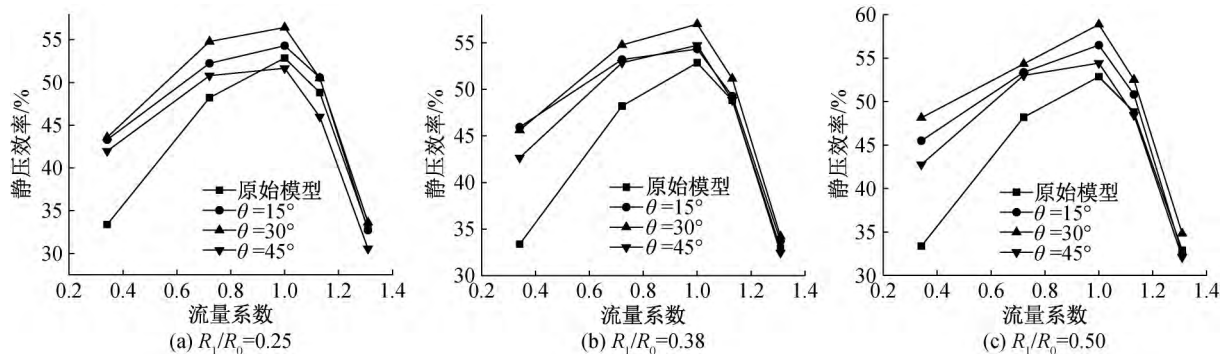


图9 相同分流叶片长度系数下不同分流叶片周向分布风机静压效率曲线 ( $n = 1200 \text{ r/min}$ )

从图9中可以看出,安装于流道中心处的分流叶片对于风机效率提升最为明显。靠近主叶片吸力面安装分流叶片,对于风机提升程度略低于前者。当分流叶片安装在主叶片压力面侧时,其静压效率提升不明显,在大流量系数下其静压效率会略低于原始模型。因此推测:当分流叶片安装在主叶片吸力面与中间流道之间能破坏主叶片吸力面处的涡流,减少涡流对于出口流动的影响,有效提升风机静压效率。当分流叶片位于主叶片压力面与中间流道之间,不能有效改善出口流动情况,并且在大量流量工况下,会加剧涡流,降低风机效率。为证明推测结论,将从定性与定量两个角度对风机内部流动情况进行分析。从图9中可以看出,当分流叶片长度系数  $R_1/R_0 = 0.50$  时,对于风机静压效率提升最为明显,故选取  $R_1/R_0 = 0.50$  的工况进行讨论。

## 2.3 分流叶片周向分布对风机内部流动影响

截取离心风机径向面并分析流线,风机径向面流线图如图10所示,在风机运行过程中,会在叶片吸力面产生分离涡。在图10(a)中,没有安装分流叶片结构的离心风机在叶片吸力面处产生尺寸较大的分离涡,分离涡的存在会导致风机出口处周向速度增大。因风机无蜗壳结构,风机出口处周向速度产生的动压不能有效转化为静压从而降低了风机的效率。减少分离涡或将涡流进行破坏是降低风机出口处周向速度并提升风机静压效率有效手段。如图10(b)~(c)所示,安装分流叶片结构的叶轮,在分流叶片吸力面与主叶片压力面之间流动的气体均能沿径向流出。当分流叶片靠近主叶片压力面时,仍存在一定的分离涡影响流出气体。当分流叶片位于流道中间时,分离涡依然存在,但分离涡的尺

壳离心通风机静压效率的影响。从图9中可以看出,分流叶片结构均能提高风机的静压效率,在不同长度系数分流叶片结构当中,随着  $\theta$  增大,对风机静压效率的提升均呈现出先增加后减小的趋势。

寸及影响范围均有所减小。在图10(d)中,当分流叶片安装于叶片吸力面,会在分流叶片吸力面产生了尺寸较小的分离涡,没有明显改善通道内气体流动情况。



图10 叶轮径向面流线

## 2.4 分流叶片周向分布对风机出口速度影响

从定量的角度对无蜗壳风机出口处的速度进行分析。图11所示为风机出口轴向速度曲线图,纵坐标为速度大小,横坐标为标准化叶轮后盘到前盘的距离,数值为0代表叶轮后盘,数值为1代表叶轮前盘。从图11可以看出:在低流量系数下,当分流叶片安装于主叶片压力面处,会在分流叶片吸力面产生分离涡,该现象导致了出口轴向速度的增大;而其他两种安装位置的叶片能够将分离涡进行一定程度

的破坏,因此轴向速度变化规律与波动幅度与原始风机模型接近。在额定工况下,分流叶片仅从一定程度上缓解了因复杂流动造成的轴向冲击,其变化规律与原始模型相同,但优化了出口处轴向速度的波动幅度,使得出口轴向气流更为均匀。在大流量

工况下,可以明显看出,安装于流道中央的分流叶片能够有效优化出口气体轴向速度,而其他分流叶片并无明显优化作用,说明此时位于流道中央处的分流叶片有效缓解了因复杂流动导致的出口气流轴向流动不均匀现象。

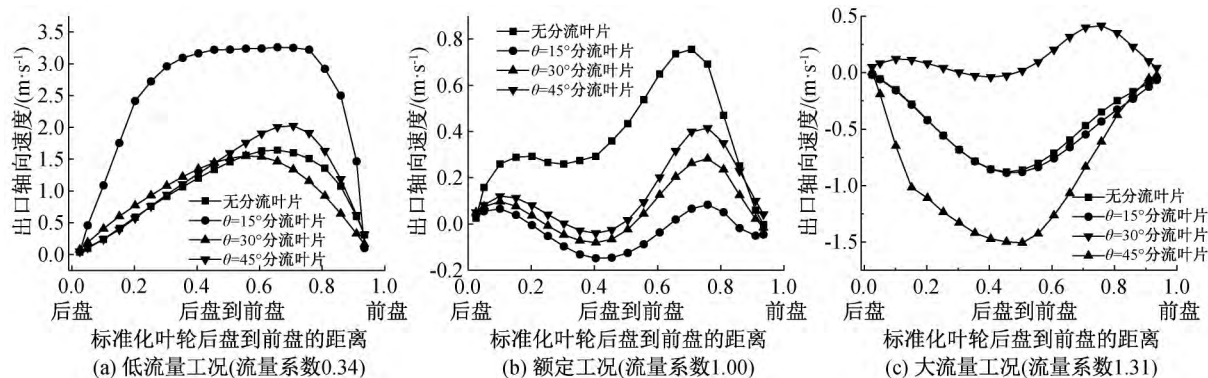


图 11 风机出口轴向速度分布

出口周向速度是无蜗壳通风机损失的主要原因之一,降低出口处气流的周向速度能够有效提升风机的静压效率。叶轮出口处的周向速度如图 12 所示,在低流量系数下,安装在压力面附近的分流叶片会使得风机出口周向速度增大,而其他两种分流叶片均能减少风机出口处的周向速度,其中安装于流道中间的分流叶片使得低流量下出口处气流的周向

速度更为平均。在额定工况下,分流叶片仅降低了出口处的周向速度,对于周向速度的变化规律并无影响,其中安装于流道中央的分流叶片对于周向速度的降低最为明显。在大流量工况下,分流叶片对于出口周向速度的影响与额定工况下相同,靠近叶片吸力面处的分流叶片对于周向速度的降低最为明显,其次是安装于流道中央的分流叶片。

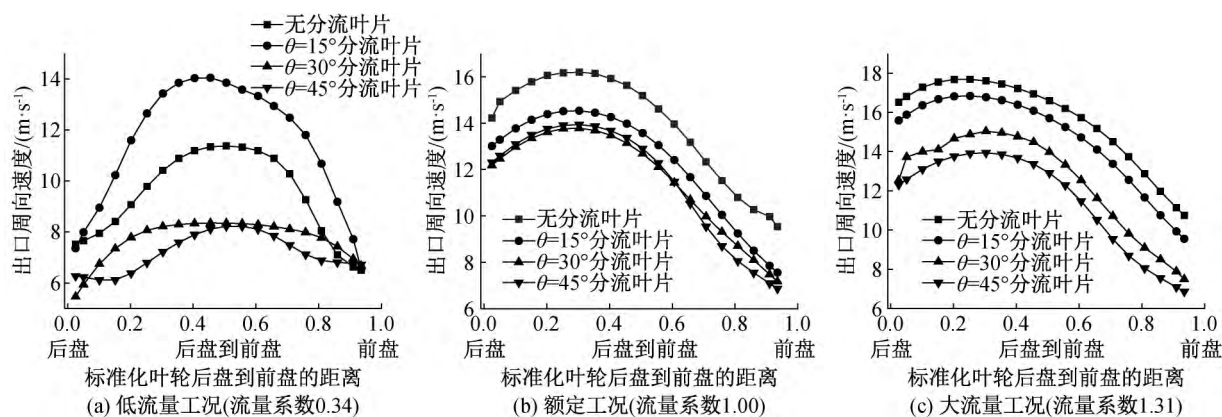


图 12 风机出口周向速度分布

无蜗壳通风机出口处的径向速度是体现无蜗壳风机性能的重要指标。图 12 所示的是各个工况下,安装于不同位置处分流叶片对于叶轮出口处径向速度的影响。在低流量工况下,安装于流道中央的分流叶片对于出口径向速度有着明显的提升,但速度波动较大。相同工况下,安装于叶片压力面与吸力面处的分流叶片均能减小出口处径向速度的波动幅度。在额定工况下,带有分流叶片结构的风机相比与原始风机,径向速度更大,风机做功能力更强。在此工况下,分流叶片安装位置对于出口处径向速度

变化规律无明显影响。在大流量工况下,安装于压力面与吸力面处的分流叶片,均导致了径向速度一定程度的降低。同时,安装于流道中央处的分流叶片对于径向速度大小仅有略微提升,径向速度变化规律与原始模型相同。

从本节对于出口处流出气体速度的分析发现:在低流量工况下,分流叶片能够有效减小分离涡尺寸,从而对于叶轮出口处流出气体的流动情况有明显的改善;在额定工况与大流量工况下,分流叶片仅从一定程度上减小了出口处流出气体的周向速度,



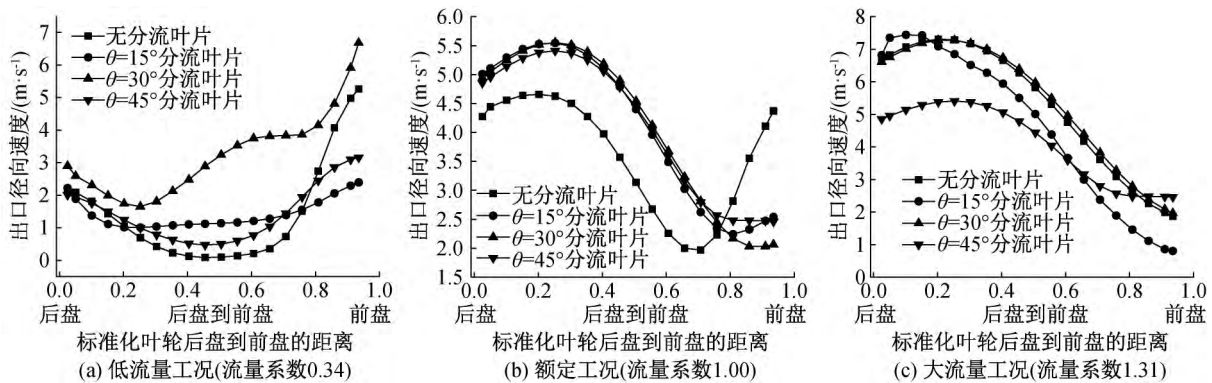


图13 风机出口径向速度分布

增加出口处流出气体的径向速度。结合图12与图13可以发现,在额定工况与大流量工况下,速度均呈现出由高到低的非线性变化趋势,造成这种现象的原因是流道中二次流等复杂流动形成了“射流—尾迹”结构导致出口速度不均匀。安装有分流叶片结构的离心风机,其出口处流出气体速度变化规律相比于原始风机无明显区别,说明分流叶片结构并不能有效削弱“射流—尾迹”现象。

综上所述,当分流叶片安装于流道中央时,在低流量工况下能够有效改善内部流动明显提升风机静压效率;在额定流量与大流量工况下,将比与其他两种安装位置,最有效提升了出口径向速度。因此将分流叶片安装于流道中央,是改善风机内部流动提升风机静压效率最为有效的手段。

### 3 结论

通过对安装有分流叶片的无蜗壳离心风机进行数值模拟,主要分析了分流叶片周向分布对于无蜗壳风机内部流动及静压效率的影响,得出如下结论:

a) 安装有分流叶片结构的无蜗壳离心通风机,其外特性相比于原始风机,其静压效率在全流量工况下均有一定程度提升。其中位于流道中央处的分流叶片对于风机静压效率的提升最为明显。

b) 从定性角度分析发现,分流叶片结构能够有效减少分离涡的尺寸,改善流道内气体的流动情况。其中靠近叶片压力面与位于流道中央处的分流叶片均能使分流叶片吸力面与主叶片压力面之间的流动情况得到明显改善。对于安装在叶片吸力面处的分离叶片,会在分流叶片吸力面处生成分离涡,对于叶轮内部流动情况并无明显提升。

c) 从定量角度分析发现,安装于流道中央的分流叶片能够有效的降低出口处的周向速度,并能够提升出口处的径向速度,同时降低出口气流对于叶

轮后盘的冲击。在低流量系数下,因分流叶片能够有效抑制分离涡,所以对于叶轮出口处的速度有明显的改善。在额定工况与大流量工况下,分流叶片仅降低了出口处流出气体的周向速度并提升径向速度,没有改变出口处流出气体的速度变化规律。

### 参考文献:

- [1] 郁惟昌, 陆城军, 龚兴龙. 无蜗壳风机空气动力性能解读及其应用[J]. 暖通空调, 2018, 48(6):69-73.
- [2] 廖明仕, 卢隼. 无蜗壳离心通风机特性及其在空调领域的应用[J]. 四川建材, 2013, 39(2):261-263.
- [3] 郁惟昌, 唐学波, 卜庭栋, 等. 无蜗壳风机的特性研究[J]. 暖通空调, 2005, 35(1):61-64.
- [4] 刘春霞, 聂波, 陈金鑫. 无蜗壳离心通风机性能研究[J]. 流体机械, 2010, 38(4):4-7.
- [5] 孙政, 许敏, 顾晓卫, 等. 无蜗壳与有蜗壳离心式风机在空调系统中的流场对比分析[J]. 制冷与空调, 2016, 16(5):37-39.
- [6] 高钰, 孟丽, 贾玲, 等. 无蜗壳风机研发中的几个问题[J]. 风机技术, 2012(3):16-18.
- [7] 王杨, 刘艳. 旋转扩压器对通风机性能影响研究[J]. 热科学与技术, 2018, 17(3):253-258.
- [8] 李建森, 朱与伦, 王磊. 无蜗壳风机分析与优化设计[J]. 现代商贸工业, 2017(16):169-170.
- [9] Wang X L, Yang D H, Yang G S, et al. Air flow simulation in high-pressure fan with splitter blade[J]. Advanced Materials Research, 2013:805-806.
- [10] Shigemitsu T, Fukutomi J, Kaji K, et al. Unsteady internal flow conditions of mini-centrifugal pump with splitter blades[J]. Journal of Thermal Science, 2013, 22(1):86-91.
- [11] 陈强, 赛庆毅. 分流叶片对小型高速离心风机性能影响的试验研究[J]. 机械研究与应用, 2017, 30(5):102-104.
- [12] 胡全友, 刘小兵, 赵琴, 等. 叶片数及分流叶片对离心泵流场和空化性能的影响[J]. 中国农村水利水电,

- 2016(4):112-115.
- [13] Shigemitsu T, Fukutomi J, Wada T, et al. Performance analysis of mini centrifugal pump with splitter blades[J]. Journal of Thermal Science, 2013, 22(6):573-579.
- [14] Guo X M, Zhu L, Zhu Z C, et al. Numerical and experimental investigations on the cavitation characteristics of a high-speed centrifugal pump with a splitter-blade inducer [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2015, 29(1):259-267.
- [15] 张晓伟, 杨爱玲, 陈二云. 离心风机双圆弧型线的气动特性研究[J]. 能源工程, 2018(2):7-11.
- [16] 毛义军, 汤宏涛. 双吸离心通风机流场数值研究[J]. 流体机械, 2013, 41(11):37-42.
- [17] 曹文斌, 杨立军, 陈永宁, 等. 无蜗壳风机的特性研究及应用[J]. 风机技术, 2016, 58(3):60-65.
- [18] 张海涛, 邵文洋, 王巍, 等. 离心叶轮分流叶片位置与扩压器相互影响的模拟研究[J]. 风机技术, 2017, 59(5):13-19.
- [19] 卜远远, 楚武利. 分流叶片周向位置对离心叶轮性能及内部流动的影响[J]. 流体机械, 2011, 39(9):16-20.
- (责任编辑:康 锋)