



## 对旋轴流通风机叶轮内能量传递过程与演变特性

陈永平 刘荣华 陈世强 刘东 李洋溢 王潇

### 引用本文：

陈永平, 刘荣华, 陈世强, 等. 对旋轴流通风机叶轮内能量传递过程与演变特性[J]. 煤炭科学技术, 2024, 52(11): 356–367.  
CHEN Yongping, LIU Ronghua, CHEN Shiqiang. Energy transfer process and evolution characteristics in impeller of contra-rotating axial fan[J]. Coal Science and Technology, 2024, 52(11): 356–367.

在线阅读 View online: <https://doi.org/10.12438/cst.2023-1463>

### 您可能感兴趣的其他文章

#### Articles you may be interested in

##### 轴向间距对FBCDZ-10-No20型对旋风机失速过程的影响

Influence of axial spacing on stall development of FBCDZ-10-No20 mode contra-rotating fan  
煤炭科学技术. 2023, 51(6): 229–236 <https://doi.org/10.13199/j.cnki.cst.2022-0600>

##### 轴向间距对矿用对旋风机旋转失速性能的影响

Effect of axial spacing on rotating stall performance of FBCDZ-10-No20 contra-rotating fan  
煤炭科学技术. 2023, 51(9): 242–250 <https://doi.org/10.12438/cst.2022-1413>

##### 煤矿局部通风机风量智能控制系统研究及应用

Research on local ventilation constant air volume intelligent switching technology and its application  
煤炭科学技术. 2023, 51(4): 166–174 <https://doi.org/10.13199/j.cnki.cst.2022-2199>

##### 液电脉冲激波碎煤能量转换效率分析

Analysis of energy conversion efficiency of coal crushed by hydroelectric pulse shock wave  
煤炭科学技术. 2021, 49(12): 217–224 <http://www.mtkxjs.com.cn/article/id/0b088ba4-2999-4ad5-ae32-9f4e9baab78d>

##### 逐级降压解吸过程中解吸瓦斯膨胀能变化特性

Variation characteristics of expansion energy of desorption gas in process of stepwise decompression and desorption  
煤炭科学技术. 2022, 50(2): 122–128 <http://www.mtkxjs.com.cn/article/id/c21be9f6-f6b9-4f4b-ac00-dc7962a85484>

##### 套筒压裂作用下岩石细观裂隙与能量演化规律探究

Study on meso-fracture and energy evolution law of rock under sleeve fracturing  
煤炭科学技术. 2024, 52(2): 79–91 <https://doi.org/10.12438/cst.2023-1438>



关注微信公众号，获得更多资讯信息



陈永平, 刘荣华, 陈世强, 等. 对旋轴流通风机叶轮内能量传递过程与演变特性[J]. 煤炭科学技术, 2024, 52(11): 356–367.  
CHEN Yongping, LIU Ronghua, CHEN Shiqiang, et al. Energy transfer process and evolution characteristics in impeller of contra-rotating axial fan[J]. Coal Science and Technology, 2024, 52(11): 356–367.

移动扫码阅读

## 对旋轴流通风机叶轮内能量传递过程与演变特性

陈永平<sup>1,2</sup>, 刘荣华<sup>1</sup>, 陈世强<sup>1</sup>, 刘东<sup>3</sup>, 李洋溢<sup>4</sup>, 王潇<sup>5</sup>

(1. 湖南科技大学 资源环境与安全工程学院, 湖南 湘潭 411201; 2. 桂林航天工业学院 能源与建筑环境学院, 广西 桂林 541004; 3. 广西交通投资集团有限公司, 广西 南宁 530025; 4. 广西交通设计集团有限公司, 广西 南宁 530025; 5. 贵州中烟工业有限责任公司, 贵州 贵阳 550001)

**摘要:** 叶轮旋转将能量传递给风流, 如何实现能量高效转化是工程领域内关键问题, 掌握叶轮内能量传递过程是实现能量高效转化的前提与基础。为明确通风机叶轮内能量传递机理, 以对旋轴流通风机为研究对象, 采用数值模拟和试验方法获得了叶轮内部流场。基于叶轮机械能量转换理论, 探明了叶轮内风流流动角、轴向速度和叶轮局部理论全压升等参数演变规律, 揭示了叶轮内能量演变特性和流动损失过程。结果表明: 当流量大于  $0.7 Q_{BEP}$  ( $Q_{BEP}$  为最高效率工况) 时, 前级叶轮效率明显高于后级, 在最高效率工况, 两级叶轮效率差值约 26.5%, 当流量等于  $1.22 Q_{BEP}$  时, 效率差值高达 66.6%, 表明后级叶轮效率偏低是导致通风机整机效率降低的主因; 在流动方向, 后级叶轮流动损失集中在  $STL=0 \sim 0.3$  ( $STL$  为流动方向叶轮进口到出口的距离), 降低该区域的流动损失是提升后级叶轮效率的关键; 实际风流全压升曲线驼峰特性是叶轮理论全压升和流动损失共同作用的结果, 但主要与前级叶轮出口和后级叶轮入口理论全压有关; 流动角在叶展方向急剧减小或增大将引起轴向速度显著减小, 进而导致前级叶轮进出口和后级叶轮进口在  $SPN=0.8 \sim 1.0$  产生回流 ( $SPN$  为叶展方向轮毂至机壳的距离), 最终影响叶轮内理论全压升的大小, 因此流动角和轴向速度共同作用并改变叶轮内能量演变规律; 两级叶轮局部理论全压升均在叶轮中部区域获得较大提升, 而在叶轮进出口区域变化甚微, 局部理论全压升增长率是决定叶轮理论全压升大小的关键因素。

**关键词:** 对旋轴流通风机; 能量传递过程; 能量转换理论; 流动角; 局部理论全压升; 流动损失

中图分类号: TD441

文献标志码: A

文章编号: 0253-2336(2024)11-0356-12

### Energy transfer process and evolution characteristics in impeller of contra-rotating axial fan

CHEN Yongping<sup>1,2</sup>, LIU Ronghua<sup>1</sup>, CHEN Shiqiang<sup>1</sup>, LIU Dong<sup>3</sup>, LI Yangyi<sup>4</sup>, WANG Xiao<sup>5</sup>

(1. School of Resource & Environment and Safety Engineering, Hunan University of Science and Technology, Xiangtan 411201, China; 2. School of Energy Engineering and Building Environment, Guilin University of Aerospace Technology, Guilin 541004, China; 3. Guangxi Communications Investment Group Co., Ltd., Nanning 530025, China; 4. Guangxi Communications Design Group Co., Ltd., Nanning 530025, China; 5. China Tobacco Guizhou Industrial Co., Ltd., Guiyang 550001, China)

**Abstract:** Energy is transferred to the airflow during the rotation of impeller. In engineering, the efficient energy conversion is a key issue. Mastering the energy transfer process in impeller is the premise and basis for realizing efficient energy conversion. In order to clarify the energy transfer mechanism in impeller of contra-rotating axial fan, the internal flow field in impeller was obtained by numerical simulation and experiment. Based on the turbomachine energy conversion theory, the evolution characteristics of parameters such as flow angle, axial velocity and local theory total pressure rise were analyzed, and the laws of energy distribution and flow loss process in impeller were clarified. The results show that the efficiency of front impeller is significantly higher than that of the rear impeller when the flow rate is

收稿日期: 2023-10-12 策划编辑: 宫在芹 责任编辑: 刘雅清 DOI: 10.12438/cst.2023-1463

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51864014); 湖南省自然科学基金资助项目(2023JJ50232); 交通运输部交通运输行业重点科技项目清单基金资助项目(2021-MS5-126)

作者简介: 陈永平(1992—), 男, 江西丰城人, 博士研究生。E-mail: [ypchen1992@sina.com](mailto:ypchen1992@sina.com)

通讯作者: 陈世强(1978—), 男, 贵州遵义人, 教授, 博士。E-mail: [shiqiangchen@hnust.edu.cn](mailto:shiqiangchen@hnust.edu.cn)

greater than 0.7 QBEP (QBEP is flow rate at the best efficiency point). When  $Q=1.0 Q_{BEP}$ , the efficiency difference between the two-stage impellers is about 26.5%, and the efficiency difference is as high as 66.6% when the flowrate increases to 1.22  $Q_{BEP}$ , which indicate that the low efficiency of the rear impeller is the main reason for the efficiency reduction of the fan. In the streamwise location, the flow loss of the rear impeller is concentrated within  $STL=0-0.3$  ( $STL$  represents the dimensionless distance from the inlet to outlet of the impeller in the flow direction), and reducing the flow loss in this region is the key to improve the efficiency of rear impeller. The hump characteristic of actual total pressure rise curve is the result of the combined effect of theory total pressure rise and flow loss, but mainly related to the theory total pressure rise at the outlet of front impeller and inlet of rear impeller. The sharp decrease or increase in flow angle at the spanwise direction is the main cause of a significant decrease in axial velocity, which in turn leads to backflow in the inlet and outlet of the front impeller and inlet of the rear impeller within  $SPN=0.8-1.0$  ( $SPN$  represents the dimensionless distance from the hub to shroud of the impeller in the spanwise direction), and ultimately affects the theory total pressure rise in impeller. Therefore, the flow angle and axial velocity jointly affect the energy evolution law in impeller. The local theory total pressure rise is greatly improved in the middle region of the impeller, while the change in the inlet and outlet region is negligible. The significant increase growth rate of local theory total pressure rise is the key factor determining the theory total pressure rise of the impeller.

**Key words:** contra-rotating axial fan; energy transfer process; energy conversion theory; flow angle; local theory total pressure rise; flow loss

## 0 引言

通风系统是保障矿井安全、高效生产的基石,其中通风机是矿井通风系统稳定运行必不可少的动力设备,如同通风系统的“肺脏”<sup>[1-2]</sup>。对旋轴流通风机由两级旋转方向相反的叶轮组成,具有结构紧凑、高风压和大流量等优点,在矿井和隧道等领域得到了广泛应用<sup>[3-4]</sup>。在巷道掘进过程中,通风系统风阻及风量不断变化,很难保证通风机高效运行,通风机低效高耗,仍是当前普遍存在的问题<sup>[5-6]</sup>。本质上,叶轮旋转将能量传递给风流,风流在叶轮内持续获得能量,在能量持续传递过程中,不可避免产生流动损失。因此,研究叶轮内能量演变特性和流动损失过程,对实现能量高效转化和提升通风机性能具有重要意义。

目前,国内外学者围绕通风机结构优化、变频和变角调节等方面,对通风机性能开展了诸多研究。陈世强等<sup>[7]</sup>设计了一种节能型扩散器,并与倾斜式60°扩散器进行对比,发现节能型扩散器出口速度分布更均匀,可降低扩散器能量损失,实现矿用通风机节能运行。金永平和孙文龙等<sup>[8-9]</sup>指出,通过调整叶片叶型弯角和扭转角以改变叶轮内部流动,可提高通风机全压效率,但效率提升幅度有限。叶学民等<sup>[10-12]</sup>通过改变叶片模型(如增设尾缘襟翼、叶顶改型、叶尖开槽等)来拓宽通风机高效运行范围和提高效率。考虑对旋通风机两级叶轮轴向间隙影响,张永建等<sup>[13]</sup>指出轴向间距等于0.6倍前级叶片中部弦长时通风机运行效率最高。针对变频调速节能预估偏大问题,王海桥和陈世强等<sup>[14-15]</sup>开展了主通风机变频调节试验,实测了通风机流量、风压和风流功率,

建立了风量比和风压比与功率比的关系式,发现通风机变频调节非等比变化特性。温嘉斌等<sup>[16]</sup>提出改变叶片安装角可实现对旋通风机在不同流量工况下高效运行,从而改善长距离送风状态下,对旋通风机风量显著减小、前后级电机功率匹配难度大的问题。在对旋通风机不均匀进气方面,陈庆光等<sup>[17-18]</sup>分析了畸变进气条件对矿用对旋通风机性能的影响,发现不均匀的进气气流会严重恶化叶轮进口流场,从而降低通风机性能。进一步,MANAS等<sup>[19]</sup>探讨了3种畸变入流条件下对旋通风机性能差异,发现畸变入流将影响两级叶轮性能,并且前级叶轮性能所受到的影响更大。考虑部分流量工况下对旋通风机运行特性,SHIGEMITSU等<sup>[20]</sup>通过试验和数值分析,研究了小型对旋通风机在0.6倍设计流量工况下的性能和内部流动状况,讨论了通风机性能与流动条件的关系,分析了通风机在部分负荷工况下性能下降的原因。为改善对旋通风机在非设计工况下的性能,艾子健等<sup>[21]</sup>提出了前后级叶轮等功率,后级叶轮变转速运行方法,增大了对旋风机的高效运行范围。综上所述,以往的研究报道了较多提升通风机性能的方法,但普遍以通风机外特性分析为主,缺乏对引起通风机性能差异性本质的探究,关于通风机叶轮内能量传递机理方面的研究未见有相关报道。

鉴于此,笔者基于叶轮机械能量转换理论,结合叶轮内流场参数,研究不同流量工况下对旋轴流通风机叶轮内能量传递机制。首先,分析通风机能量特性,明确叶轮效率和全压升与流量的关系。其次,深入探讨叶轮内风流流动角和轴向速度演变规律,明确两者之间的内在联系。然后,揭示叶轮内局部理论压升演变特性,确定能量快速获取和传递的区

域。最后,分析叶轮内流动损失分布规律,明确叶轮内流动损失过程。研究结果可为通风机高效运行及优化设计提供理论指导。

## 1 能量转换理论分析

叶轮旋转对风流做功,将能量传递给风流,理想条件下单位质量风流能量与流体在叶轮中运动的关系可用欧拉方程<sup>[22-23]</sup>表示:

$$H_T = (u_2 v_{u2} - u_1 v_{u1})/g \quad (1)$$

由流体在叶轮进出口运动速度三角形可知:

$$v_{a1} = v_{u1}/\tan \alpha_1 \quad (2)$$

$$v_{a2} = v_{u2}/\tan \alpha_2 \quad (3)$$

$$w_1^2 = u_1^2 + v_1^2 - 2u_1 v_1 \cos \alpha_1 = u_1^2 + v_1^2 - 2u_1 v_{u1} \quad (4)$$

$$w_2^2 = u_2^2 + v_2^2 - 2u_2 v_2 \cos \alpha_2 = u_2^2 + v_2^2 - 2u_2 v_{u2} \quad (5)$$

式中:  $g$  为重力加速度,  $\text{m/s}^2$ ;  $H_T$  为理论压头,  $\text{m}$ ;  $\alpha$  为风流流动角, 即绝对速度与圆周速度之间的夹角, ( $^\circ$ );  $u$  为圆周速度,  $\text{m/s}$ ;  $w$  为相对速度,  $\text{m/s}$ ;  $v$  为绝对速度,  $\text{m/s}$ ; 下标 1 和 2 分别表示叶轮的进出口;  $v_u$  为绝对速度的圆周分量, 即切向速度,  $\text{m/s}$ ;  $v_a$  为轴向速度,  $\text{m/s}$ 。

结合式(2)和式(3), 可将式(1)改写为

$$H_T = \frac{u_2 v_{a2}}{g \tan \alpha_2} - \frac{u_1 v_{a1}}{g \tan \alpha_1} \quad (6)$$

将式(4)和式(5)代入式(1)中可得欧拉方程的另外一种表达式:

$$H_T = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} \quad (7)$$

对式(6)和式(7)进行变换, 可得到理论全压升的2种表达形式:

$$P_T = \rho \left( \frac{u_2 v_{a2}}{\tan \alpha_2} - \frac{u_1 v_{a1}}{\tan \alpha_1} \right) \quad (8)$$

$$P_T = \rho \left( \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} \right) \quad (9)$$

理论全压升可分为理论动压升和静压升:

$$P_{Td} = \rho \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} \quad (10)$$

$$P_{Tj} = \rho \left( \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} \right) \quad (11)$$

式中:  $P_T$  为理论全压升,  $\text{Pa}$ ;  $P_{Td}$  为理论动压升,  $\text{Pa}$ ;  $P_{Tj}$  为理论静压升,  $\text{Pa}$ ;  $\rho$  为空气的密度,  $\text{kg/m}^3$ 。

叶轮内任意位置理论动压、静压和全压可表示为

$$P_{Td} = \rho v_n^2/2 \quad (12)$$

$$P_{Tj} = \rho (u_n^2 - w_n^2)/2 \quad (13)$$

$$P_T = P_{Td} + P_{Tj} \quad (14)$$

式中:  $P_{Td}$  为理论动压,  $\text{Pa}$ ;  $P_{Tj}$  为理论静压,  $\text{Pa}$ ;  $P_T$  为理论全压,  $\text{Pa}$ ; 下标  $n$  表示叶轮进口到出口任意断面。

式(8)—式(11)只能反映叶轮内能量转换的总体情况, 无法描述叶轮内能量转换具体细节, 为此, 引入局部理论动压升、静压升和全压升来反映叶轮内局部能量分布特性, 其表达式如下:

$$P_{LTD} = P_{Td(n)} - P_{Td(1)} \quad (15)$$

$$P_{LTj} = P_{Tj(n)} - P_{Tj(1)} \quad (16)$$

$$P_{LT} = P_{LTD} + P_{LTj} \quad (17)$$

式中:  $P_{LTD}$  为局部理论动压升,  $\text{Pa}$ ;  $P_{LTj}$  为局部理论静压升,  $\text{Pa}$ ;  $P_{LT}$  为局部理论全压升,  $\text{Pa}$ 。

## 2 数值模拟方法

### 2.1 物理模型

笔者以矿井、隧道等领域广泛使用的 FBD No6.3 矿用对旋轴流通风机为研究对象, 为保证数值模拟物理模型与试验通风机一致, 对试验通风机叶轮进行 3D 扫描, 获得两级叶轮的点云数据, 基于此, 借助逆向工程软件 Geomagic Design X 建立叶轮的三维物理模型, 如图 1 所示。通风机主要参数见表 1。

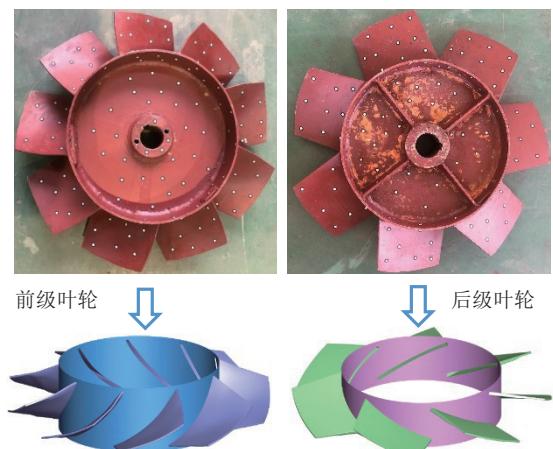


图 1 通风机叶轮模型

Fig.1 Impeller model of fan

### 2.2 数值模型与边界条件

采用商业软件 FLUENT 多重参考系模型对通风机进行稳态不可压缩数值模拟, 得到通风机内部流场。研究表明, SST  $k-\omega$  湍流模型更适合捕捉叶轮内流动分离和涡结构, 该模型被广泛应用于旋转机械数值计算<sup>[24-27]</sup>。因此, 选择 SST  $k-\omega$  湍流模型进行

求解,其数学表达式如下:

$$\mu_t = \frac{\rho b_1 k}{\max(b_1 \omega, S F_2)} \quad (18)$$

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = P_k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) - \rho \beta^* k \omega \quad (19)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \omega u_i) = \theta \frac{\omega}{k} P_k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] - \rho \beta \omega^2 + 2(1-F_1) \rho \frac{1}{\omega \sigma_{\omega,2}} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (20)$$

$$\sigma_k = \frac{1}{F_1/\sigma_{k,1} + (1-F_1)/\sigma_{k,2}} \quad (21)$$

$$\sigma_\omega = \frac{1}{F_1/\sigma_{\omega,1} + (1-F_1)/\sigma_{\omega,2}} \quad (22)$$

式中:  $\mu_t$  为湍流黏度,  $\text{Pa} \cdot \text{s}$ ;  $\mu$  为动力黏度,  $\text{Pa} \cdot \text{s}$ ;  $P_k$  为湍动能产生率,  $\text{kg}/(\text{m} \cdot \text{s}^3)$ ;  $F_1$  和  $F_2$  为混合函数;  $k$  为湍动能,  $\text{m}^2/\text{s}^2$ ;  $\omega$  为湍流比耗散率,  $\text{s}^{-1}$ ;  $\sigma_k$  和  $\sigma_\omega$  分别为  $k$  和  $\omega$  的普朗特数;  $b_1=0.31$ ;  $S$  为剪应力张量的常数项;  $x_i$  和  $x_j$  为笛卡尔坐标系中的 3 个方向 ( $i, j=1, 2, 3$ );  $\sigma_{\omega,2}=1.168$ ;  $\theta=0.52$ ;  $\beta^*=0.09$ ;  $\beta=F_1\beta_{i,1}+(1-F_1)\beta_{i,2}$ ;  $\beta_{i,1}=0.075$ ,  $\beta_{i,2}=0.0828$ ,  $\sigma_{k,1}=1.176$ ,  $\sigma_{k,2}=1$ ,  $\sigma_{\omega,1}=2$ ,  $\sigma_{\omega,2}=1.168$ 。

表 1 通风机主要参数  
Table 1 Main parameters of fan

项目	参数
前级叶轮叶片数	9
后级叶轮叶片数	7
叶顶间隙/mm	5
前级叶轮转速/( $\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$ )	900
后级叶轮转速/( $\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$ )	900
叶轮直径/mm	620
轮毂直径/mm	380

在研究中,选取压力入口和流量出口边界条件,根据试验数据确定出口流量,壁面采用无滑移边界条件,动静交界面采用 interface 边界进行连接,以实现两侧流域数据的传递。为保证数值模拟计算精度,离散方案均采用二阶迎风格式,残差收敛精度为  $10^{-4}$ 。

### 2.3 网格划分与无关性验证

考虑到通风机模型结构复杂,将流体计算域划分为 5 部分,分别为入口段、前级叶轮段、轴向间隙段、后级叶轮段和出口段,并对流体计算域进行六面体结构网格划分,叶轮段网格如图 2 所示。为准确捕捉边界层内流体流动特征,对每个部件壁面边界

层进行加密,使叶轮壁面  $y^+$  平均值小于 1.5。

网格密度是影响数值模拟精度的主要因素,为验证所采用网格能准确预测通风机内部流场,选取 6 套网格进行验证,网格节点为 494 万 ~ 1 361 万。图 3 给出了最高效率工况通风机全压升和效率随网格节点数增加的变化情况。当网格节点数超过 1 000 万时,全压升或效率的偏差小于 0.5%,综合考虑计算精度与成本,最终采用 1 361 万节点数网格方案。

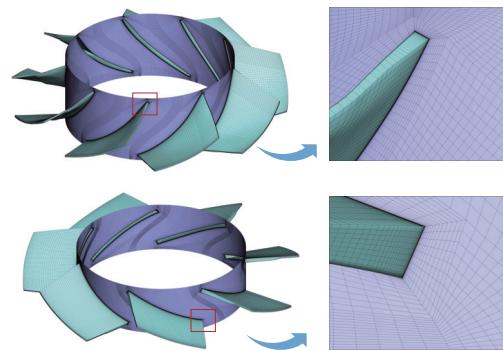


图 2 叶轮网格划分  
Fig.2 Grid division of impeller

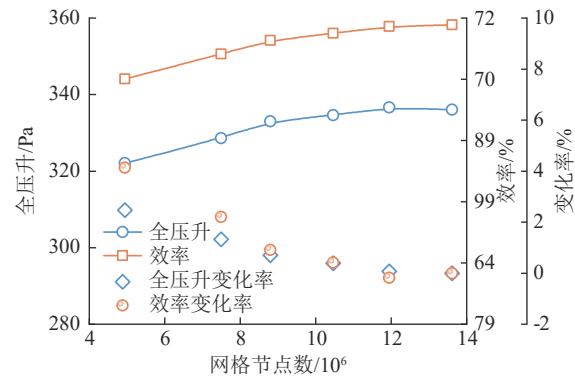


图 3 不同网格数下通风机全压升与效率对比  
Fig.3 Comparison of total pressure rise and efficiency of fan at different grid nodes

## 3 结果与讨论

### 3.1 试验验证

图 4 为试验系统示意,主要包括管道、对旋轴流通风机、数据采集和控制系统。风速、压力和叶轮转速分别由风速传感器、压力传感器和光电转速传感器采集。以通风机出口静压为指标,对数值模拟结果的准确性进行验证,数值模拟与试验结果对比如图 5 所示,图中横坐标  $Q$  表示通风机流量,  $Q_{\text{BEP}}$  表示最高效率工况。图 5 显示,数值模拟结果与试验结果吻合程度较好,相对误差均在 9% 以内,表明数值计算结果具有良好的可靠性。

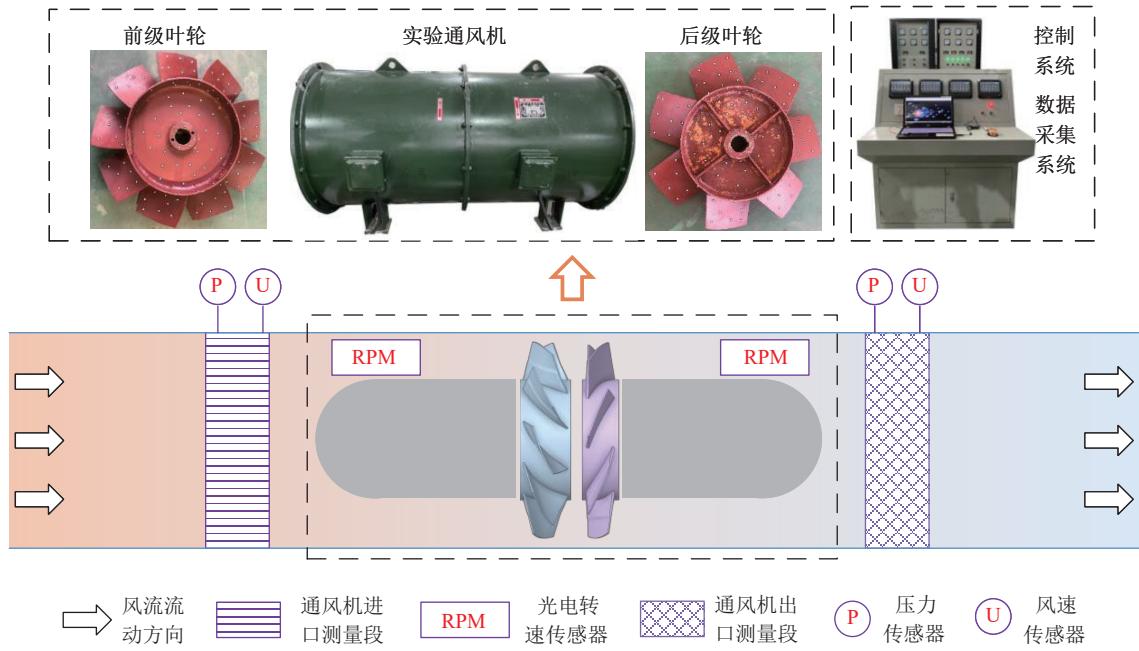


图4 试验系统  
Fig.4 Experimental system

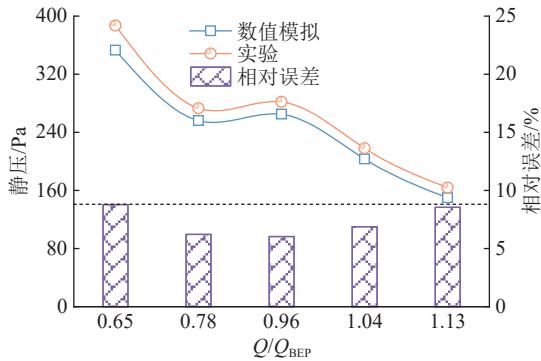


图5 数值模拟与试验结果对比

Fig.5 Comparison of numerical and experimental results

### 3.2 能量性能曲线

图6为通风机能量性能曲线,包括理论全压升 $P_T$ 、实际全压升 $P$ 和效率 $\eta$ 特性曲线。图6显示,理论全压升与实际全压升变化趋势基本一致,均出现了“驼峰区”,但前级叶轮所表现的驼峰特性更明显。由于能量传递过程中存在流动损失,实际全压升低于理论全压升,且受流量的影响较大。由此可知,理论全压升和流动损失是决定实际全压升的关键因素。

从图6还可以看出,在“驼峰区”右侧工况,前级叶轮全压升大于后级,随着流量的增大,后级叶轮全压升占比逐渐减小,特别是在大流量工况,后级叶轮对通风机全压升的贡献非常有限。由图6中效率曲线可知,当流量大于 $0.7 Q_{BEP}$ 时,前级叶轮效率明显高于后级叶轮,在最高效率工况,两级叶轮效率差值约26.5%,当流量增大至 $1.22 Q_{BEP}$ ,后级叶轮效率仅

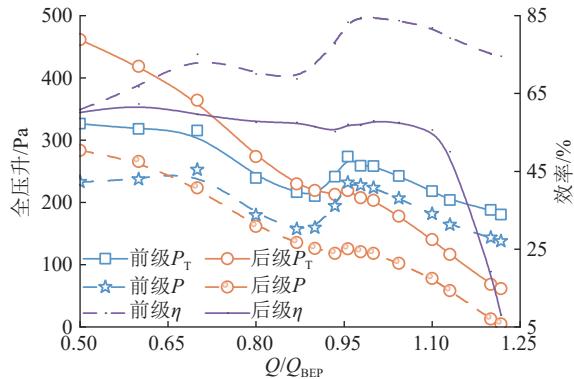


图6 通风机能量性能曲线

Fig.6 Energy performance curves of fan

为8%,比前级叶轮低66.6%;值得注意的是,后级叶轮效率在小流量工况变化较小,而前级叶轮效率整体呈下降趋势,当流量减小至 $0.5 Q_{BEP}$ ,两级叶轮效率非常接近。

### 3.3 叶轮内流动角分布特性

为分析叶轮内风流流动角、轴向速度和局部理论全压升等参数演变规律,选取典型位置参数作为分析对象,图7给出了沿流动方从叶轮进口(STL=0)到出口(STL=1.0)、叶展方从轮毂(SPN=0)到机壳(SPN=1.0)示意。STL(Streamwise Location)为流动方向叶轮进口到出口的无量纲距离,SPN(Spanwise)为叶展方向轮毂至机壳的无量纲距离。

图8给出了从叶轮进口到出口流动角 $\alpha$ 变化规律,其中流动角 $\alpha$ 为所在断面的面平均值。从图8

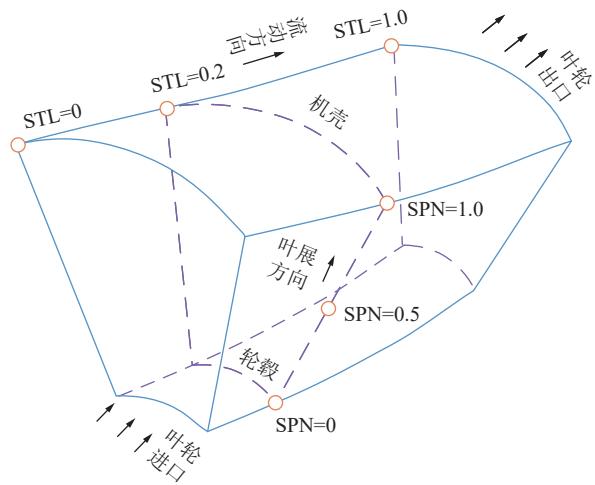
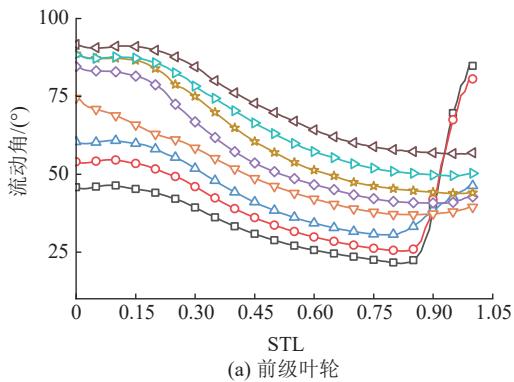


图 7 叶轮内沿流动和叶展方向示意

Fig.7 Distribution diagram of the streamwise and spanwise direction in impeller

可知,不同流量工况下,  $\alpha$  在叶轮内演变规律存在不同, 主要表现在叶轮进出口区域  $\alpha$  变化的差异性。图 8a 显示, 当流量  $Q \geq 0.9 Q_{BEP}$  时,  $\alpha$  在前级叶轮进出口附近区域变化甚微, 随着流量减小 ( $0.8 Q_{BEP}$ ),  $\alpha$  在进口附近区域迅速减小, 当流量减小至  $0.7 Q_{BEP}$  时, 进口附近区域  $\alpha$  恢复稳定, 但出口附近区域  $\alpha$  显著增大。图 8b 显示, 当流量  $Q \geq 1.0 Q_{BEP}$  时,  $\alpha$  在前级叶轮进出口附近区域变化甚微, 随着流量减小 ( $0.9 Q_{BEP}$ ),  $\alpha$  在进口附近区域迅速减小, 当流量减小至  $0.8 Q_{BEP}$  时, 进口附近区域  $\alpha$  恢复稳定, 但出口附近区域  $\alpha$  显著增大。

—□—  $0.5Q_{BEP}$  —○—  $0.6Q_{BEP}$  —△—  $0.7Q_{BEP}$  —▽—  $0.8Q_{BEP}$   
 —◇—  $0.9Q_{BEP}$  —★—  $1.0Q_{BEP}$  —◆—  $1.1Q_{BEP}$  —◀—  $1.2Q_{BEP}$



(a) 前级叶轮

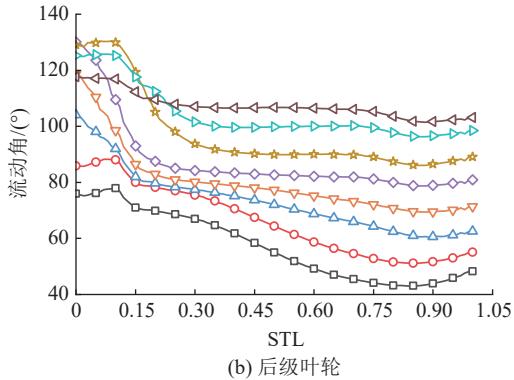


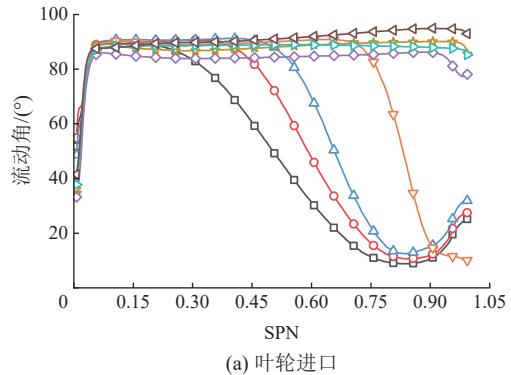
图 8 叶轮进口到出口流动角分布

Fig.8 Flow angle distribution from the impeller inlet to outlet

叶轮进出口附近区域变化较小, 而流量在  $0.7 \sim 0.9 Q_{BEP}$  内, 叶轮进口区域  $\alpha$  将急剧下降; 在流量降低至  $0.6 Q_{BEP}$  时, 进口区域  $\alpha$  将趋于平缓, 与前级叶轮不同的是, 叶轮出口附近区域  $\alpha$  仅有略微提升。值得注意的是,  $\alpha$  在叶轮中部区域均存在一定程度降低, 前级叶轮  $\alpha$  在  $STL=0.15 \sim 0.8$  区域降低幅度较大, 而后级叶轮  $\alpha$  在  $STL=0.3 \sim 1.0$  区域内变化甚微 ( $Q \geq 0.9 Q_{BEP}$ ), 但在  $STL=0.1 \sim 0.3$  区域显著减小。从图 8 中还可得出, 在最高效率工况, 前级叶轮进口和后级叶轮出口  $\alpha$  都接近  $90^\circ$ , 表明风流轴向流入与流出通风机, 这一特性与传统设计理念是吻合的。

由图 8 的分析可知, 叶轮进出口区域  $\alpha$  随流量的变化存在明显差异, 特别是在小流量工况, 为进一步探明引起该差异的原因, 图 9 给出了前级叶轮在叶展方向流动角  $\alpha$  分布规律。图 9a 显示, 当流量  $Q \geq 0.9 Q_{BEP}$  时,  $\alpha$  在叶轮进口叶展方向上变化较小, 均在  $90^\circ$  上下波动; 当流量减小至  $0.8 Q_{BEP}$  时,  $\alpha$  将急剧降低, 剧变的初始位置发生在  $SPN=0.75$ , 随着流量进一步减小 ( $0.5 Q_{BEP}$ ), 这一位置将偏移至  $SPN=0.30$ 。结合图 8a 不难发现, 在叶展方向  $\alpha$  的迅速减小是小流量工况叶轮进口  $\alpha$  显著降低的主因。图 9b 显示,

—□—  $0.5Q_{BEP}$  —○—  $0.6Q_{BEP}$  —△—  $0.7Q_{BEP}$  —▽—  $0.8Q_{BEP}$   
 —◇—  $0.9Q_{BEP}$  —★—  $1.0Q_{BEP}$  —◆—  $1.1Q_{BEP}$  —◀—  $1.2Q_{BEP}$



(a) 叶轮进口

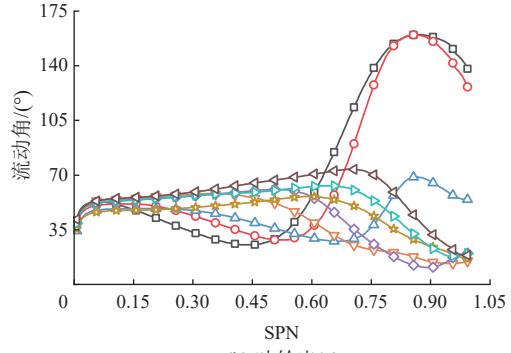


图 9 前级叶轮叶展方向上流动角分布

Fig.9 Flow angle distribution at front impeller in spanwise direction

$\alpha$ 在叶轮出口叶展方向变化较大,特别是小流量工况,当流量减小至 $0.6 Q_{BEP}$ , $\alpha$ 将在 $SPN=0.6$ 后显著增大,这也是叶轮出口 $\alpha$ 迅速提升的关键。从图9中还可得出, $\alpha$ 在轮毂附近区域显著提升,叶轮进口增幅高达 $30^\circ$ ,而叶轮出口增幅有所降低( $10^\circ$ 左右),这与轮毂附近的附壁流动有关。

后级叶轮在叶展方向流动角 $\alpha$ 分布规律如图10所示。图10a显示,相比前级叶轮,叶轮进口轮毂附近区域 $\alpha$ 提升幅度降低, $\alpha$ 沿叶展方向变化缓慢的区域明显减小,在 $SPN$ 大于0.6时, $\alpha$ 将发生显著的变化, $\alpha$ 在大流量工况迅速提高,在小流量工况, $\alpha$ 急剧降低后在叶顶附近得到较大提升。如图10b所示,相比前级叶轮,叶轮出口轮毂附近区域 $\alpha$ 提升幅度明显增大;在 $SPN=0.1 \sim 0.5$ 区域内 $\alpha$ 缓慢减小,随后 $\alpha$ 沿叶展方向显著变化,且在不同流量工况将呈现相反的变化规律;对于大流量工况, $\alpha$ 将迅速增大,而流量减小至 $0.9 Q_{BEP}$ , $\alpha$ 显著减小, $\alpha$ 在机壳附近的差异将明显增大。由此可知,小流量工况下,后级叶轮进出口 $\alpha$ 的减小与其在叶展方向迅速降低有关。

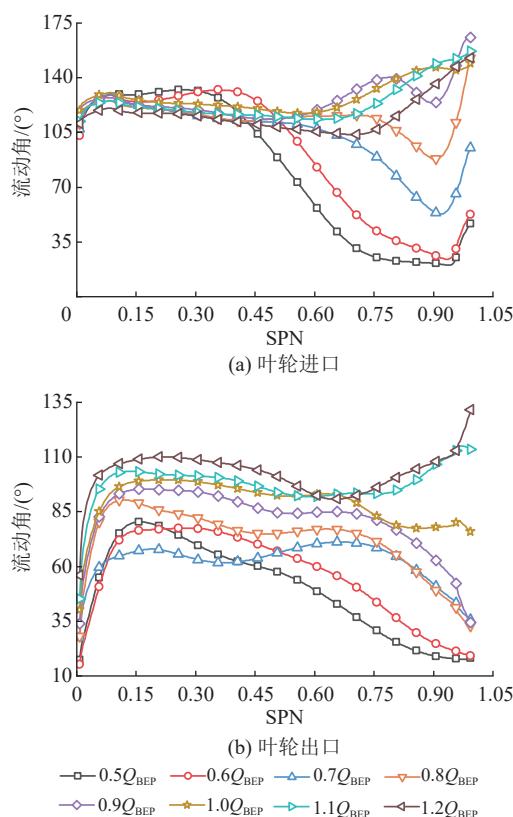


图10 后级叶轮叶展方向上流动角分布

Fig.10 Flow angle distribution at rear impeller in spanwise direction

### 3.4 叶轮内轴向速度分布特性

图11为前级叶轮在叶展方向上轴向速度 $v_a$ 分

布规律。由图11可知,轮毂附近区域 $v_a$ 均有较大提升,这与壁面区域高速度梯度有关。图11a显示,当流量 $Q \geq 1.0 Q_{BEP}$ 时, $v_a$ 在叶轮进口叶展方向上变化较小,仅在叶顶附近区域有所降低;随着流量的降低, $v_a$ 显著变化的区域明显增大,当流量减小至 $0.8 Q_{BEP}$ ,在 $SPN=0.9 \sim 1.0$ 区域内, $v_a$ 将小于0 m/s,说明该区域内出现了回流;随着流量进一步减小( $0.7 Q_{BEP}$ ), $v_a$ 出现负值的起始位置将偏移至 $SPN=0.85$ ,且速度最低时接近-10 m/s。图11b显示,对于叶轮出口, $v_a$ 不稳定区域明显增加,在流量减小至 $0.6 Q_{BEP}$ 时出现负值,出现负值区域与叶轮进口相当,但速度最低值明显提高(约为-4 m/s)。

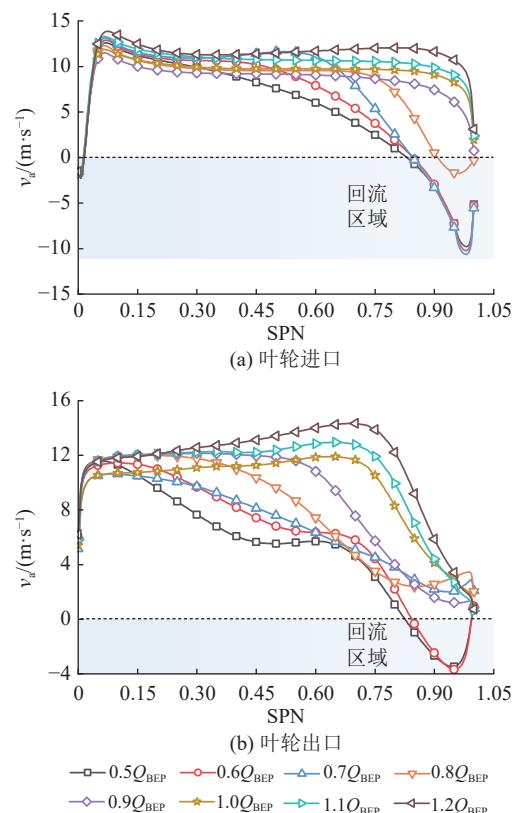


图11 前级叶轮叶展方向上轴向速度分布

Fig.11 Axial velocity distribution at front impeller in spanwise direction

图12为后级叶轮叶展方向上轴向速度 $v_a$ 分布规律。如图12所示,在靠近叶轮进出口轮毂附近, $v_a$ 均有较大提升,但在叶轮内均存在一段缓慢变化的区域,且基本维持在 $SPN=0.10 \sim 0.75$ 区域内,该区域在小流量工况将有所减小。图12a显示,当流量减小至 $0.9 Q_{BEP}$ 时, $v_a$ 在叶轮进口叶顶附近出现负值,但影响范围较小且基本趋近于0 m/s;随着流量进一步减小, $v_a$ 出现负值的起始位置将偏移至 $SPN=0.8$ ,且速度最低值接近-16 m/s。需要指出的是,在后级

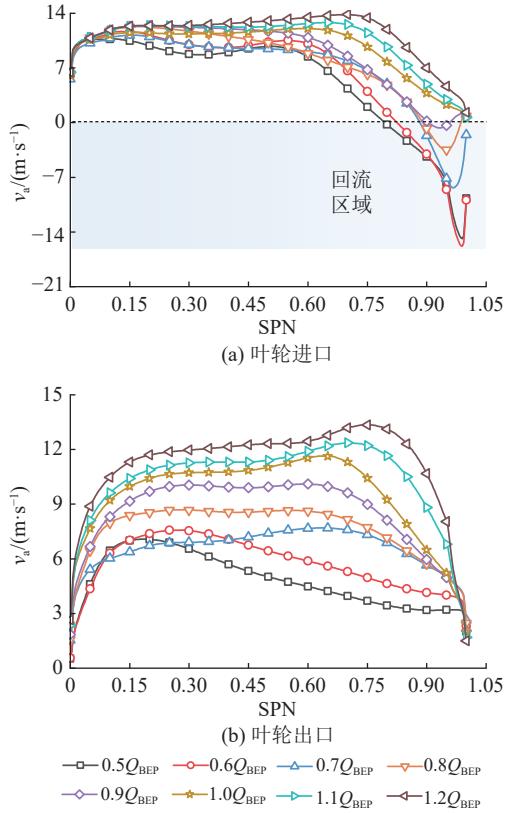


图 12 后级叶轮叶展方向上轴向速度分布

Fig.12 Axial velocity distribution at rear impeller in spanwise direction

叶轮出口  $v_a$  均大于 0 m/s。

通过对流动角  $\alpha$  和轴向速度  $v_a$  在叶轮内的演变规律分析可知, 在叶展方向,  $\alpha$  的急剧减小或增大是  $v_a$  显著减小的关键因素, 也是小流量工况前级叶轮进出口和后级叶轮进口叶顶附近区域产生回流的主要原因。需要指出的是,  $\alpha$  和  $v_a$  均是决定叶轮进出口理论全压  $p_T$  大小的关键, 特别要注意,  $p_T$  值的正负也与  $\alpha$  和  $v_a$  密切相关; 由于  $v_a$  在叶轮内分布并不均匀, 因此在对理论全压升  $P_T$  进行分析时, 不能忽略  $v_a$  的影响,  $v_a$  不仅决定了微元体过流流量和流体流动方向, 还决定了切向速度  $v_u$ , 从而改变叶轮理论全压升  $P_T$ 。

### 3.5 叶轮内能量演变特性

通过能量转换理论分析可知, 局部理论压升可用来表征理想条件下叶轮内任意位置单位体积风流所获得能量, 由式(15)—式(17)计算并得到了叶轮进口到出口局部理论压升曲线, 如图 13 所示。图 13a 显示, 不同流量工况下, 叶轮内局部理论全压升  $P_{LT}$  变化趋势相近, 在前级叶轮进出口附近区域  $P_{LT}$  变化极小, 而在叶轮中部区域  $P_{LT}$  变化较大, 表明风流能量主要在叶轮中部区域获得。大流量工况下,  $P_{LT}$  快速增长的起始位置距叶轮进口越远, 随着流量减小,

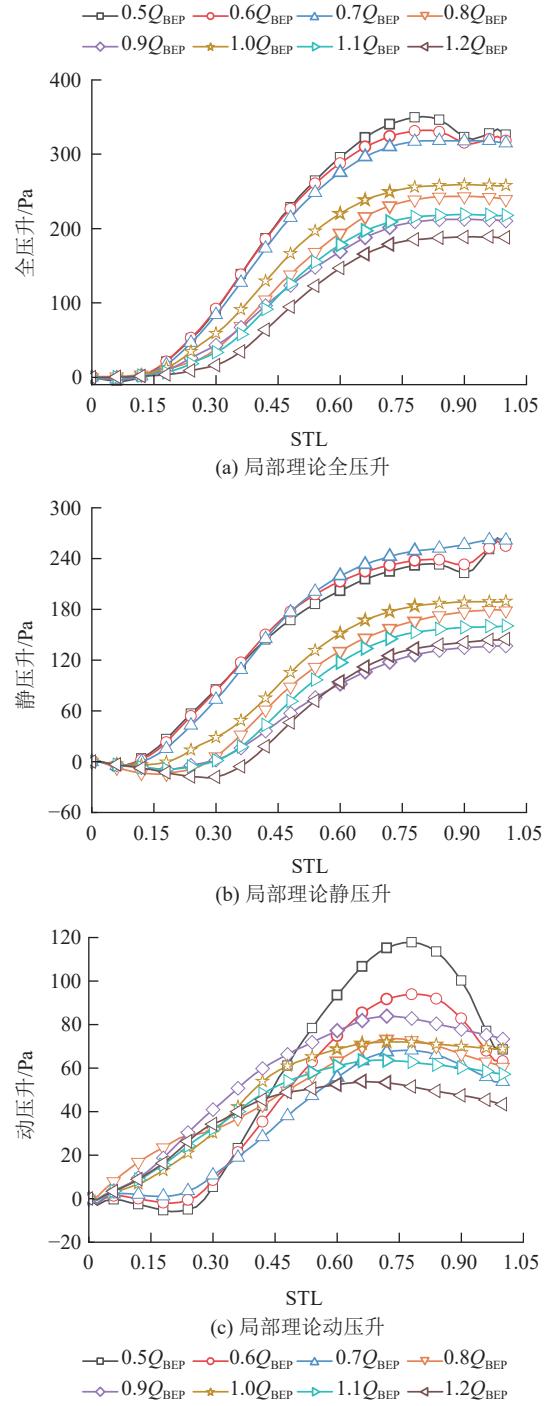


图 13 局部理论压升从前级叶轮进口到出口演变特性

Fig.13 Evolutionary characteristics of local theory pressure rise from the front impeller inlet to the outlet

$P_{LT}$  快速增长的起始位置距叶轮进口将逐渐减小并趋于稳定在  $STL=0.1$ , 且增长率将明显高于大流量工况。需要指出的是, 并不是流量越小, 在叶轮中部区域的增长率就越大, 通风机在“驼峰区”流量工况运行时,  $P_{LT}$  增长率反而有较小的下降, 这也是理论全压升  $P_T$  曲线显现驼峰特性的原因。值得注意的是, 当  $Q \geq 0.7 Q_{BEP}$  时,  $P_{LT}$  趋于稳定的位置均从  $STL=$

0.8开始,随着流量减小至0.6  $Q_{BEP}$ ,  $P_{LT}$ 趋于稳定的位置出现在 $STL=0.9$ ,在 $STL=0.8 \sim 0.9$ 出现负增长,这是前级叶轮理论全压升 $P_T$ 变化较小的主要原因。由此可知,不同流量工况下 $P_T$ 产生差异与 $P_{LT}$ 在叶轮内快速增长的起始位置和增长率有关,且受增长率的影响更大。

图13b显示,局部理论静压升 $P_{LTj}$ 在叶轮进口区域处于下降趋势,但下降幅度非常有限, $P_{LTj}$ 达到最低点后快速增长并在叶轮出口区域逐渐趋于稳定,但当 $Q \leq 0.7 Q_{BEP}$ 时,叶轮出口区域 $P_{LTj}$ 有一定增长。图13c显示,当 $Q \geq 0.8 Q_{BEP}$ 时, $P_{LTd}$ 自叶轮进口迅速增长,当流量减小至 $0.7 Q_{BEP}$ , $P_{LTd}$ 自叶轮进口小幅度减小后迅速增长,达到峰值后呈下降趋势,该峰值的出现位置受流量影响,在大流量工况时将更趋近于叶轮进口,但是峰值位置均出现在 $STL=0.6 \sim 0.8$ 之间。对比前级叶轮出口处 $P_{LTj}$ 和 $P_{LTd}$ 可知,前级叶轮风流所获得的理论能量主要以静压为主,动压为辅。

图14为不同流量工况下局部理论压升从后级叶轮进口到出口演变特性。图14a显示,后级叶轮局部理论全压升 $P_{LT}$ 在叶轮内的变化规律与前级叶轮有较大不同;在 $STL=0 \sim 0.1$ 区域 $P_{LT}$ 基本无变化,而在 $STL=0.1 \sim 0.2$ 区域 $P_{LT}$ 增长率最大,随后对于不同流量工况将表现出明显差异;当 $Q \leq 1.1 Q_{BEP}$ 时, $P_{LT}$ 快速增长,最终在 $STL=0.8 \sim 1.0$ 区域内趋于稳定;当流量增大至 $1.2 Q_{BEP}$ 时, $P_{LT}$ 将缓慢降低后再缓慢增长,最后在 $STL=0.8 \sim 1.0$ 区域内趋于稳定。由图14b、图14c可知, $P_{LTj}$ 与 $P_{LT}$ 的变化趋势基本一致,但 $P_{LTd}$ 则表现出完全相反的规律, $P_{LTd}$ 在叶轮内并未提升反而下降,且 $P_{LTd}$ 在 $0.7 Q_{BEP}$ 工况下降幅度最大,表明在后级叶轮内大量动压转化为静压,继而 $P_{LTj}$ 显著增大。由此可知,后级叶轮对于通风机 $P_{LTj}$ 的贡献较大,特别是 $Q \leq 1.0 Q_{BEP}$ 时, $P_{LTj}$ 将大于前级叶轮,后级叶轮所提供的静压对于克服通风管网阻力损失起主导作用。

图13、图14分析了前后级叶轮进口到出口局部理论压升的变化规律,掌握了能量从叶轮进口到出口的演变过程,但仍需进一步讨论叶轮进出口理论全压 $p_T$ 随流量的变化规律,以进一步揭示在不同流量工况下叶轮理论全压升 $P_T$ 产生差异的具体原因。图15给出了叶轮进出口理论全压与流量的关系。

由图15可知,前级叶轮进口 $p_T$ 接近于0 Pa,而叶轮出口 $p_T$ 远远大于进口,当流量减小至 $0.9 Q_{BEP}$ ,

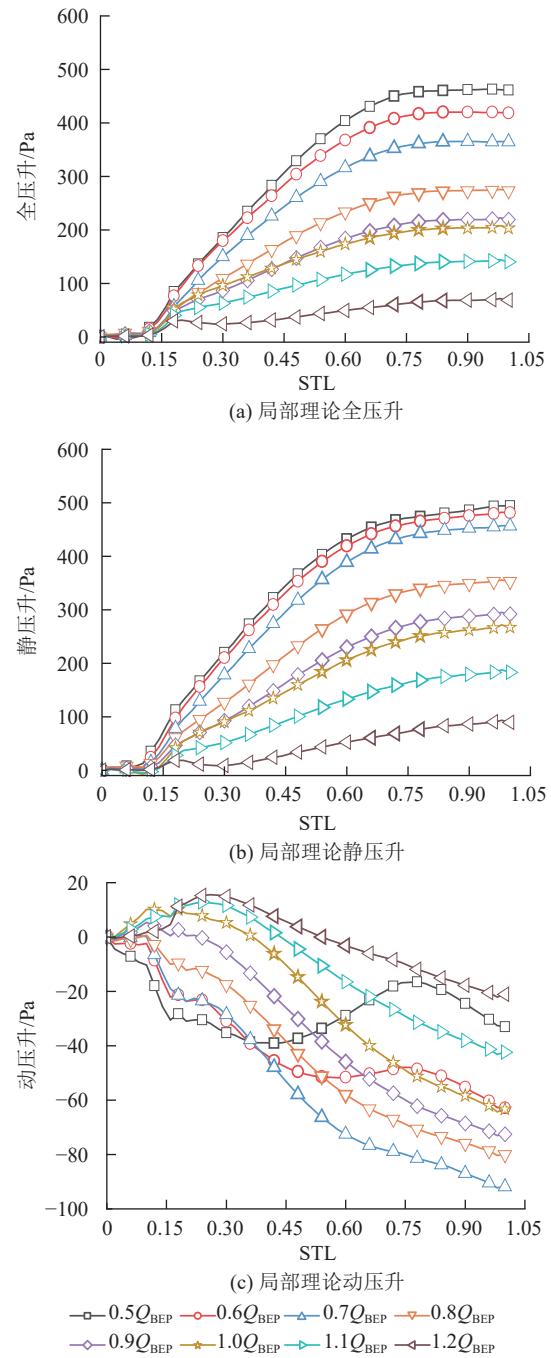


图14 局部理论压升从后级叶轮进口到出口演变特性

Fig.14 Evolutionary characteristics of local theory pressure rise from the rear impeller inlet to the outlet

叶轮出口 $p_T$ 将明显下降,从而引起理论全压升 $P_T$ 在该工况点有所降低,继而出现图6中所述的驼峰特性。后级叶轮进口 $p_T$ 均小于0 Pa,这是对旋轴流通风机反向旋转的结果; $p_T$ 随流量减小基本呈单调递减趋势,但当流量减小至 $0.9 Q_{BEP}$ ,叶轮进口 $p_T$ 有较大幅度提升,而叶轮出口 $p_T$ 随流量减小而增大, $P_T$ 在此工况点下降幅度有限,因此后级叶轮 $P_T$ 曲线驼峰特性的出现主要与叶轮出口 $p_T$ 减小有关,而后级叶

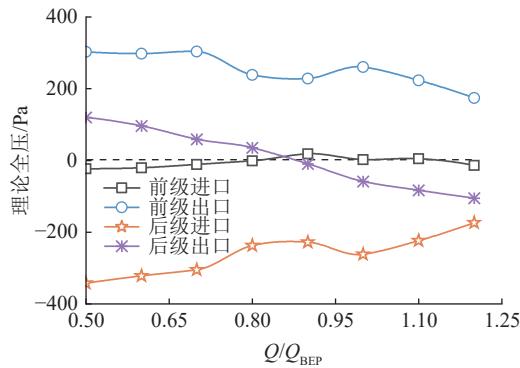


图 15 叶轮进出口理论全压与流量的关系

Fig.15 Relationship between theory total pressure and flowrates at inlet and outlet of the impeller

轮进口  $p_T$  的增大是引起其驼峰特性出现的关键。

### 3.6 叶轮内流动损失过程

风流能量在叶轮内得到提升,由于存在流动损失,无法将叶轮传递的能量完全转换为风流能量。为明确叶轮内流动损失情况,从叶轮进口到出口选取  $STL=0, 0.1, 0.2, 0.3, 0.4, 0.5, 0.6, 0.7, 0.8, 0.9$  和 1.0 共 11 个断面,每相邻 2 个断面组成 1 个区域,将叶轮划分为 10 个区域。对各区域全压损失进行无量纲归一化处理,定义相邻 2 个断面所组成区域全压损失与叶轮全压总损失之比为流动损失占比,其计算公式如下:

$$P_{\text{loss}(N)} = (p_{T(N)} - p_{T(N-1)}) - (p_{(N)} - p_{(N-1)}) \quad (23)$$

$$P_{\text{total-loss}} = \sum_{N=0}^{N=0} P_{\text{loss}(N)} \quad (24)$$

$$\gamma = (P_{\text{loss}(N)} / P_{\text{total-loss}}) \times 100\% \quad (25)$$

式中:  $P_{\text{loss}}$  为相邻断面所组成区域风流全压损失, Pa;  $p_T$  为理论全压, Pa;  $p$  为实际全压, Pa; 下标  $N$  表示上述叶轮进口到出口 11 个断面;  $P_{\text{total-loss}}$  为叶轮风流全压总损失, Pa;  $\gamma$  为流动损失占比, %。

流动损失占比从叶轮进口到出口的变化曲线如图 16 所示,图中横坐标区域 1 和区域 2 分别表示  $STL=0$  到  $STL=0.1$  和  $STL=0.1$  到  $STL=0.2$  之间的区域,以此类推。

由图 16a 可知,前级叶轮流动损失占比在叶轮内先增大,达到峰值后整体呈下降趋势;当  $Q \geq 0.9 Q_{\text{BEP}}$  时,流动损失峰值出现在  $STL=0.2 \sim 0.3$  区域,但在  $STL=0 \sim 0.1$  和  $0.9 \sim 1.0$  区域流动损失较小;当流量减小至  $0.7 Q_{\text{BEP}}$ ,流动损失峰值区域( $STL=0.1 \sim 0.2$  区域)将向叶轮进口偏移,此时叶轮出口区域流动损失陡增,当流量减小至  $0.5 Q_{\text{BEP}}$  时,流动损失占比高达 30%,叶轮出口回流是引起该区域流动损失

的主因。图 16b 显示,后级叶轮流动损失占比在叶轮内先增大,达到峰值后整体呈下降趋势;任意流量工况流动损失峰值均出现在  $STL=0.1 \sim 0.2$  区域,且流动损失占比均大于 30%,最大接近 40%,明显高于其他工况,并且流动损失集中在  $STL=0 \sim 0.3$  区域,最高接近 70%,降低此区域的流动损失是提升后级叶轮效率的关键。

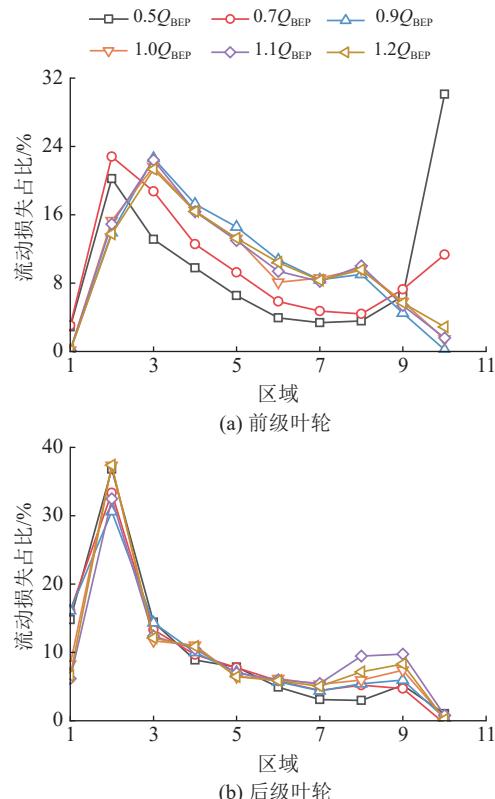


图 16 流动损失占比从叶轮进口到出口的变化

Fig.16 Changes of flow loss ratio from the impeller inlet to outlet

## 4 结 论

1) 当流量大于  $0.7 Q_{\text{BEP}}$  时,前级叶轮能量转换效率明显高于后级。前级叶轮流动损失高发区在  $STL=0.1 \sim 0.3$  或  $0.9 \sim 1.0$  区域,而后级叶轮流动损失在  $STL=0.1 \sim 0.2$  内最高,最大接近总损失的 40%,且流动损失区域更加集中,降低此区域流动损失是提升叶轮效率的关键。

2) 传统观点认为理论全压升与流量呈线性关系,事实上,工程上使用的有限多叶片通风机理论全压升曲线也存在驼峰特性,实际风流全压升曲线驼峰特性是理论全压升和流动损失共同作用的结果,优化前级叶轮出口和后级叶轮进口流动状态可降低驼峰特性的影响。

3) 风流流动角和轴向速度是决定理论全压升大

小的关键因素,流动角在叶轮内分布并不均匀,小流量工况,流动角在叶展方向急剧变化,在叶顶附近区域轴向速度将显著下降,从而导致叶轮内出现回流。

4) 叶轮中部是局部理论全压升迅速增长的关键区域,而局部理论全压升在叶轮进出口区域变化甚微;两级叶轮都以提升静压为主,动压为辅,当流量  $Q \leq 1.0 Q_{BEP}$  时,后级叶轮提升的静压将显著大于前级。

#### 参考文献(References):

[1] 周福宝,辛海会,魏连江,等.矿井智能通风理论与技术研究进展[J].煤炭科学技术,2023,51(1):313-328.  
ZHOU Fubao, XIN Haihui, WEI Lianjiang, et al. Research progress of mine intelligent ventilation theory and technology[J]. Coal Science and Technology, 2023, 51(1): 313-328.

[2] 张庆华,姚亚虎,赵吉玉.我国矿井通风技术现状及智能化发展展望[J].煤炭科学技术,2020,48(2):97-103.  
ZHANG Qinghua, YAO Yahu, ZHAO Jiyu. Status of mine ventilation technology in China and prospects for intelligent development[J]. Coal Science and Technology, 2020, 48(2): 97-103.

[3] 陈庆光,徐延辉,郭武,等.轴向间距对FBCDZ-10-No20型对旋风机失速过程的影响[J].煤炭科学技术,2023,51(6):229-236.  
CHEN Qingguang, XU Yanhui, GUO Wu, et al. Influence of axial spacing on stall development of FBCDZ-10-No20 mode contra-rotating fan[J]. Coal Science and Technology, 2023, 51(6): 229-236.

[4] AI Z J, QIN G L, LIN J X, et al. Variable-speed method for improving the performance of a mine counter-rotating fan[J]. Energy Science & Engineering, 2020, 8(7): 2412-2425.

[5] HAO H Q, JIANG S G, WU Z Y, et al. Experimental study on precise control air quantity on demand by the cooperation of multiple main fans in mine[J]. Journal of Cleaner Production, 2023, 414: 137626.

[6] 孙晓波,孟大伟,杨小妮.对旋风机电动机变极调速控制与节能分析[J].电机与控制学报,2019,23(11):60-66.  
SUN Xiaobo, MENG Dawei, YANG Xiaoni. Pole-changing control of motors and its energy saving of contra-rotating axial-flow fan[J]. Electric Machines and Control, 2019, 23(11): 60-66.

[7] 陈世强,成剑林,冯进,等.主扇扩散器出口速度分布的数值模拟与实验研究[J].中国安全科学学报,2008,18(8):32-36.  
CHEN Shiqiang, CHENG Jianlin, FENG Jin, et al. Numerical simulation and experimental research on the velocity distribution in outlet of main fan diffusers[J]. China Safety Science Journal (CSSJ), 2008, 18(8): 32-36.

[8] 金永平,刘德顺,文泽军.矿用对旋式轴流通风机前后两级叶片弯掠参数优化设计[J].煤炭学报,2010,35(10):1754-1759.  
JIN Yongping, LIU Deshun, WEN Zejun. Optimization design for skew and sweep parameters of mine contra-rotating axial fan two-stage blades[J]. Journal of China Coal Society, 2010, 35(10): 1754-1759.

[9] 孙文龙,方祥军.对旋风机叶片造型优化对气动特性的影响[J].工程热物理学报,2018,39(6):1251-1257.  
SUN Wenlong, FANG Xiangjun. Influence of blade structure optimization on the aerodynamic characteristics for counter-rotating fan[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2018, 39(6): 1251-1257.

[10] YE X M, ZHENG N, HU J M, et al. Numerical investigation of the benefits of serrated Gurney flaps on an axial flow fan[J]. Energy, 2022, 252: 124072.

[11] YE X M, ZHANG J K, LI C X. Effect of blade tip pattern on performance of a twin-stage variable-pitch axial fan[J]. Energy, 2017, 126: 535-563.

[12] 杨天康,叶学民,林卿,等.叶顶开槽:小翼结构对提升轴流风机性能影响的数值研究[J].热能动力工程,2023,38(7):36-43.  
YANG Tiankang, YE Xuemin, LIN Qing, et al. Numerical study on influence of blade tip slot-winglet pattern on performance improvement of an axial fan[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2023, 38(7): 36-43.

[13] 张永建,徐晓,陈庆光,等.轴向间距对矿用对旋式通风机性能的影响[J].煤炭学报,2011,36(7):1217-1221.  
ZHANG Yongjian, XU Xiao, CHEN Qingguang, et al. Effects of axial gap on contra-rotating mine fan's performance[J]. Journal of China Coal Society, 2011, 36(7): 1217-1221.

[14] 陈世强,王海桥,杨超,等.变频矿用主通风机流量比与功率比的非等比特性实验研究[J].湖南科技大学学报(自然科学版),2016,31(2):1-7.  
CHEN Shiqiang, WANG Haiqiao, YANG Chao, et al. Experimental investigation of a mine main fan with variable frequency adjustment and the non-equal law between flowrate-ratio and power-ratio[J]. Journal of Hunan University of Science & Technology (Natural Science Edition), 2016, 31(2): 1-7.

[15] TIAN F, WANG H Q, CHEN S Q, et al. Energy efficiency overestimated by classic affinity laws: relation between volumetric flow rate and static pressure of an axial mine fan adjusted by a variable frequency driver[J]. Mining Technology, 2019, 128(3): 186-191.

[16] 温嘉斌,和海波.对旋轴流通风机流场预测及两级电机功率匹配研究[J].电工技术学报,2015,30(1):105-111.  
WEN Jiabin, HE Haibo. Flow field estimation of counter-rotating axial flow fan and power matching research of two motors[J]. Transactions of China Electrotechnical Society, 2015, 30(1): 105-111.

[17] 陈庆光,邹璐瑶,李哲,等.进气型式对压入式矿用对旋主通风机内部流动及性能的影响[J].煤炭工程,2020,52(4):171-176.  
CHEN Qingguang, ZOU Luyao, LI Zhe, et al. Effect of intake type on internal flow and performance of mining contra-rotating main fan for forced ventilation[J]. Coal Engineering, 2020, 52(4): 171-176.

[18] 陈庆光,邹璐瑶,李哲,等.畸变进气条件下压入式矿用对旋主通风机失速机理研究[J].机械科学与技术,2021,40(5):670-677.  
CHEN Qingguang, ZOU Luyao, LI Zhe, et al. Study on stall mechanism of mining contra-rotating main fan for forced type

ventilation under distortion air intake condition[J]. *Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering*, 2021, 40(5): 670–677.

[19] MANAS M P, PRADEEP A M. Influence of distorted inflows on the performance of a contra-rotating fan[J]. *The Aeronautical Journal*, 2021, 125(1286): 702–719.

[20] SHIGEMITSU T, FUKUTOMI J, OKABE Y, et al. Performance and flow condition of contra-rotating small-sized axial fan at partial flow rate[J]. *International Journal of Fluid Machinery and Systems*, 2010, 3(4): 271–278.

[21] 艾子健, 吴龙, 高浩. 对旋风机两级叶轮等功率 R2 变转速试验研究[J]. *流体机械*, 2019, 47(3): 1–5.  
AI Zijian, WU Long, GAO Hao. Experimental study on the R2 speed matching with equal power for the two rotors of the counter-rotating fan[J]. *Fluid Machinery*, 2019, 47(3): 1–5.

[22] JUNG J H, JOO W G. The effect of the entrance hub geometry on the efficiency in an axial flow fan[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2019, 101: 90–97.

[23] JUNG J H, JOO W G. Effect of tip clearance, winglets, and shroud height on the tip leakage in axial flow fans[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2018, 93: 195–204.

[24] TIAN C Y, LIU X M, WANG J H, et al. Effects of bionic blades inspired by the butterfly wing on the aerodynamic performance and noise of the axial flow fan used in air conditioner[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2022, 140: 17–28.

[25] WANG K, JU Y P, ZHANG C H. Aerodynamic optimization of forward-curved blade centrifugal fan characterized by inclining bionic volute tongue[J]. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 2021, 63(5): 2493–2507.

[26] WHITE F M. *Fluid mechanics*[M]. New York: McGraw-Hill, 2011: 764–766.

[27] MUNSON B R, DONALD F Y, OKIISHI T H, et al. *Fundamentals of Fluid Mechanics*[M]. Hoboken: John Wiley & Sons, 2009: 647–652.