



# 轴向间距对FBCDZ-10-No20型对旋风机失速过程的影响

陈庆光 徐延辉 郭武 张祯江

## 引用本文：

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. 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.

在线阅读 View online: <https://doi.org/10.13199/j.cnki.cst.2022-0600>

## 您可能感兴趣的其他文章

### Articles you may be interested in

#### 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>

#### 新型大功率分断式永磁涡流摩擦限矩器的轴向力-滑差特性研究

Research on the axial force-slip characteristics of permanent magnetic eddy current Frictional torque limiter  
煤炭科学技术. 2023, 51(4): 198–208 <https://doi.org/10.13199/j.cnki.cst.2022-1352>

#### 基于撞击流调控的煤泥水混合过程强化研究

Study of slime water mixing process intensification using impingement flow regulation  
煤炭科学技术. 2023, 51(10): 323–335 <https://doi.org/10.13199/j.cnki.cst.2022-1460>

#### 考虑轴向应力影响的圆形巷道围岩塑性区边界近似解

Approximate solution of plastic zone boundary of surrounding rock of circular roadway considering axial stress  
煤炭科学技术. 2023, 51(10): 12–23 <https://doi.org/10.13199/j.cnki.cst.2022-1405>

#### 碟盘刀具轴向振动破碎煤岩载荷模拟与粉碎量研究

Study on broken coal-rock load simulation and pulverization of axial vibration of disc cutter  
煤炭科学技术. 2020, 48(1) <http://www.mtkxjs.com.cn/article/id/ea8c356c-da5e-4f5c-ad70-f78d295e20bb>

#### 多放煤口综放开采起始放煤顶煤时空场耦合分析

Coupling analysis of top coal space-time field in initial coal caving with top coal caving mining group  
煤炭科学技术. 2019(11) <http://www.mtkxjs.com.cn/article/id/cc9d0141-75aa-4ad9-ad47-62f2563ed176>



关注微信公众号，获得更多资讯信息



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.

移动扫码阅读

## 轴向间距对 FBCDZ-10-No20 型对旋风机失速过程的影响

陈庆光,徐延辉,郭 武,张祯江

(山东科技大学 机械电子工程学院, 山东 青岛 266590)

**摘要:** 对旋风机在小流量工况运行时容易出现失速甚至喘振等不稳定现象, 为研究轴向间距对对旋风机失速起始及其发展与传播过程的影响, 采用 Shear Stress Transport(剪切应力输运)  $k-\omega$  湍流模型, 对一台 FBCDZ-10-No20 型对旋风机全通道内的非定常流动进行数值模拟, 探究了 2 种轴向间距下对旋风机的失速发展过程。结果表明: 轴向间距对对旋风机失速起始及发展过程具有显著影响。在失速起始阶段, 当对旋风机两级叶轮的轴向间距为 170 mm 时, 失速起始扰动首先发生于后级叶根吸力面的尾缘区域, 之后扰动沿径向从叶根向叶顶发展, 沿周向向某个叶片通道聚集, 导致该叶片通道堵塞, 从而引起对旋风机失速; 当轴向间距为 70 mm 时, 失速起始扰动先后发生于前、后级的叶顶区域, 之后扰动逐渐增强, 最终发生失速。在完全失速阶段, 轴向间距对于失速涡团沿周向、轴向及径向的传播都具有显著影响。轴向间距为 170 mm 时对旋风机进入单涡团全叶高失速, 失速涡团沿轴向传播范围限于后级叶轮区域, 沿周向以 33.3% 的后级转速旋转; 轴向间距为 70 mm 时对旋风机进入多涡团部分叶高失速, 失速涡团先后在两级叶轮叶顶区域产生, 沿轴向向上、下游传播, 沿径向分散于各叶片通道的 70% 叶高以上区域。由于两级叶轮轴向间距的改变, 引起了对旋风机的失速起始扰动类型发生了由“局部喘振型”向“突尖型”的转变。

**关键词:** 对旋风机; 轴向间距; 失速起始; 叶顶泄漏流; 径向涡流

中图分类号: TD441 文献标志码: A 文章编号: 0253-2336(2023)06-0229-08

### Influence of axial spacing on stall development of FBCDZ-10-No20 mode contra-rotating fan

CHEN Qingguang, XU Yanhui, GUO Wu, ZHANG Zhenjiang

(College of Mechanical and Electronic Engineering, Shandong University of Science and Technology, Qingdao 266590, China)

**Abstract:** The rotating fan is prone to instability such as stall and even surge when operating at low flow rates. In order to study the influence of axial spacings on the stall inception and its development and propagation process of a contra-rotating fan, a Shear Stress Transport(SST)  $k-\omega$  turbulence model was used to numerically simulate the unsteady flow in the whole passage of a FBCDZ-10-No20 contra-rotating fan. The stall evolution of fan under two axial spacings are investigated. The results show that the axial spacing has significant influence on the inception and development of fan stall. In the stall inception stage, when the axial spacing between the two-stage impellers is 170 mm, the stall inception first occurs within the rear impeller, which locates in the trailing edge area on the suction surface of the blade root. Then stall inception develops from the blade root to the tip area along the radial direction, and accumulates towards a blade passage along the circumferential direction and falls off on the way to form a blocking area, which eventually leads to stall. When the axial spacing is 70 mm, the stall inception successively occurs the tip area of the two-stage impellers. Then stall inception keeps increasing, which eventually leads to stall. During the full stall stage, the axial spacing has a significant effect on the propagation of the stall vortex in the circumferential, axial and radial directions. When the axial spacing is 170 mm, the type of stall vortex shows the single vortex full-blade high stall. The propagation range of the stall vortex in the axial direction is limited to the region of rear impeller, and rotates at 33.3% of the rear impeller speed in the circumferential direction; When the axial spacing is 70 mm, the type of stall vortex shows the multi-vortex partial blade high stall. The stall vortex are successively generated in the tip area of the two-stage impellers, propagating upward and downstream

in the axial direction, and are dispersed in the area above 70% of the blade height of each blade channel in the radial direction. Due to the change of the axial distance between the two-stage impellers, the type of stall inception of the fan is changed from “partial surge type” to “Spike-type”.

**Key words:** contra-rotating fan; axial spacing; stall inception; tip leakage flow; radial vortex flow

## 0 引言

对旋风机作为矿井广泛使用的主通风设备,其在小流量工况运行时极易出现旋转失速乃至喘振等失稳现象,严重影响其安全运行<sup>[1-2]</sup>。两级动叶之间的轴向间距作为对旋风机的重要结构参数,不仅与其效率、全压等性能参数密切相关,而且对对旋风机运行的稳定性也具有重要影响<sup>[3-4]</sup>。

大量研究表明,失速起始扰动具有2种典型的类型,一种是发展速度相对较慢、线性的大尺度模态型;另一种是发展速度相对较快、非线性的小尺度突尖型。MOORE和GREITZER<sup>[5]</sup>从系统稳定性的角度出发建立了压缩系统稳定性模型,该模型模拟得到压气机旋转失速起始的模态波,并认为压气机的旋转失速是由模态波引起的。VO等<sup>[6]</sup>提出了“突尖型”失速起始扰动出现的先决条件,即叶顶泄漏流发生前缘溢流和尾缘反流。然而,由于压气机、风机设计的多样性,现有文献中也常出现不同于模态波型和突尖波型的失速起始扰动类型。DELL'ERA等<sup>[7]</sup>发现了一种不同于模态波和突尖波的压气机叶根失速起始扰动,且其类型随工作转速不同而改变。YAMADA等<sup>[8]</sup>在所研究的压气机中发现,失速是从轮毂侧的分离开始的,随着分离范围的增长,逐步发展为旋转失速。李思敏等<sup>[9]</sup>、潘天宇等<sup>[10]</sup>在一台低速轴流压气机上,发现了特征为低频、轴对称、首发于叶根区域且其形成的失速团以较低转速沿周向旋转的失速起始扰动,称其为“局部喘振”。武文倩等<sup>[11]</sup>在实验中发现了起始于叶根的新型压气机失速起始形式,并通过数值方法对该压气机进行了研究,结果表明,静子叶根区域首先形成堵塞区,验证了失速起始扰动起源于叶根区域。XU等<sup>[12]</sup>研究了不同轴向间距下的压力损失分布,结果表明:当轴向间距减小时,静子的入射角减小,吸力侧的流动分离得到抑制,从而提高了升压能力。李传鹏等<sup>[13]</sup>发现轴向间距对压气机失速点流量影响显著,转子与静子轴向距离减小时,压气机失速推迟,并且压气机进入旋转失速的方式与轴向间距有关,轴向间距较大时,压气机进入多涡团全叶高旋转失速。HEWKN-SMITH等<sup>[14]</sup>、杜鹃等<sup>[15]</sup>研究了压气机失速过程中叶顶间隙泄漏流前移的动力学机制,结果表明随着压气机的节流,叶

顶泄漏流与主流的轴向动量比逐渐增大,从而推动压气机进入失速状态。JIANG等<sup>[16]</sup>和强冠杰等<sup>[17]</sup>研究了轮毂角区径向涡流与叶顶泄漏流相互作用引发叶顶失速的发生机制。总之,轴流压气机在不同设计或工作条件下的失速起始扰动类型、起始位置、发展及传播过程都存在显著差异。

通过数值模拟研究不同轴向间距下对旋风机的失速起始及其发展过程,揭示轴向间距对失速起始及其发展过程的影响规律,对于优化对旋风机结构及提高其运行稳定性具有重要意义。

## 1 几何模型与网格划分

以FBCDZ-10-No20型对旋风机(下文简称风机)为对象,其设计工况流量为75 m<sup>3</sup>/s,前、后级叶片数分别为19、17,叶顶间隙为2 mm,两级转子额定转速为980 r/min,图1为其结构简图。

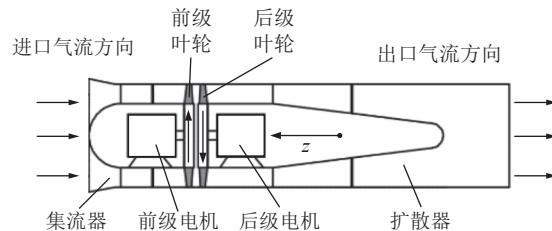


图1 风机结构

Fig.1 Schematic of the contra-rotating fan

图2为5种轴向间距下风机全压效率随网格数的变化情况。当网格总数达到650万时,全压效率已基本保持不变,因此4种间距下整体计算域采用的网格数均为650万左右。

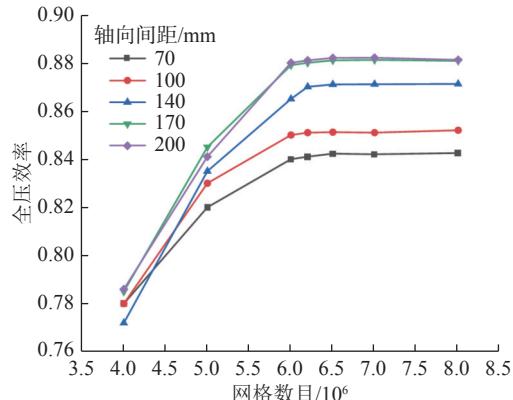


图2 网格无关性验证

Fig.2 Grid independence verification

## 2 数值模拟方法

### 2.1 数值计算方法

采用能够精准预测逆压梯度流动的 SST(shear stress transport)  $k-\omega$  湍流模型<sup>[18]</sup>, 非定常计算采用隐式双时间步推进法, 时间步长设为 0.000 3 s, 即在一个时间步内叶轮转过 1.8°。

### 2.2 边界条件设置

数值模拟计算域以集流器入口、扩散器出口为入、出口边界, 入口边界设置为总压入口, 相对总压值为 0; 出口边界为静压出口; 进气方式为轴向均匀进气; 所有壁面均设为无滑移边界; 计算过程中, 通过逐步提升背压的方式逼近失速点。

### 2.3 监测点布置

为更好地了解风机叶轮内部的压力脉动情况, 在后级叶轮通道内部设置压力监测点 M1、M2、M3, 布置方式如图 3 所示, M1、M2、M3 分别位于 10%、50%、90% 叶高处。

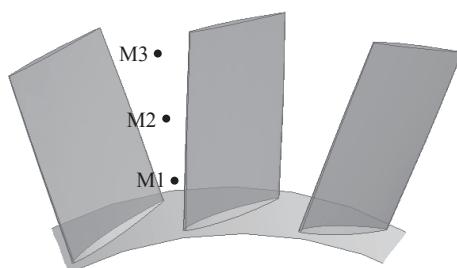


图 3 监测点布置

Fig.3 Arrangement of monitoring points

## 3 模拟结果分析

### 3.1 轴向间距对风机性能的影响

图 4 为 5 种轴向间距下的风机特性曲线。可以看出, 随着轴向间距的增大, 风机的失速临界流量逐渐增大, 稳定运行范围逐渐缩小。根据计算结果及文献 [6, 10], 将 5 种不同轴向间距下的失速类型分为 2 类, 一类是 70、100、140 mm 下的突尖型失速起始扰动; 另一类是 170、200 mm 下的局部喘振型失速起始扰动。为此, 选取了具有代表性的间距 (70、170 mm), 用来揭示不同轴向间距时的失速起始扰动类型和失速发展过程。选取 70 mm 轴向间距是因为其为该型对旋风机的设计轴向间距, 且其失速临界流量最小, 失速裕度最大; 选取 170 mm 轴向间距是由于当轴向间距增至 170 mm 后, 失速临界流量已基本维持不变。另外, 在相对合理的轴向间距范围内, 2 种间距下的失速临界流量相差最大且其涵盖了所

出现的失速起始扰动类型。

### 3.2 轴向间距为 170 mm 时风机的失速过程分析

#### 3.2.1 失速起始扰动的产生

角区分离通常是指在叶片吸力面尾缘和轮毂相连接的角区内出现的大面积分离、回流现象。图 5 为近失速阶段两级叶轮在叶高 5%、95% 处的速度矢量图, 图 6 给出了近失速阶段两级叶轮的流线和不同叶高环面的静熵分布。由图 5a 和图 6 可知, 随着出口背压的提高, 后级叶轮的叶根吸力面尾缘区域首先出现失速起始扰动, 并伴有角区分离, 这种分离会造成低能流体在叶根区域聚集, 而后在逆压梯度及离心力的作用下, 形成沿吸力面尾缘上升的径向涡流, 从而使叶根出现高熵区; 前级叶片通道内的流动状态良好。由图 5b 和图 6 可知, 两级的叶顶区域都未出现明显的流动分离现象。

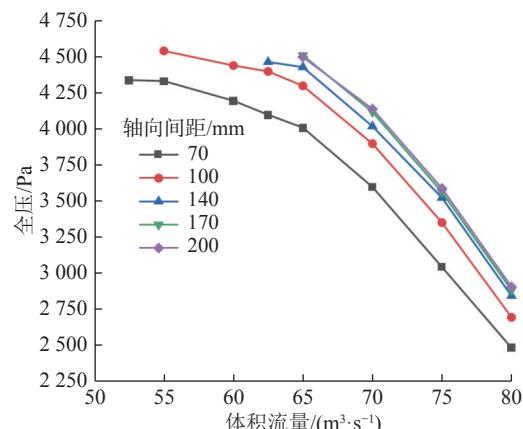


图 4 风机特性曲线

Fig.4 Performance curves of fan

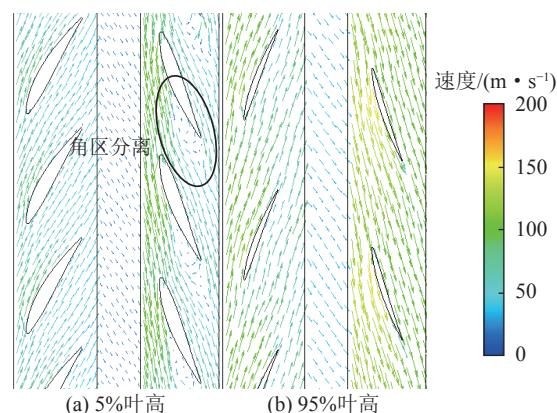


图 5 近失速工况两级叶轮的速度矢量

Fig.5 The velocity vectors distribution of two-stage impellers under near stall condition

#### 3.2.2 失速起始扰动的发展

图 7 为失速发展过程中不同时刻后级叶轮  $z=1.55$  m(50% 轴向弦长) 截面处的静熵云图。失速

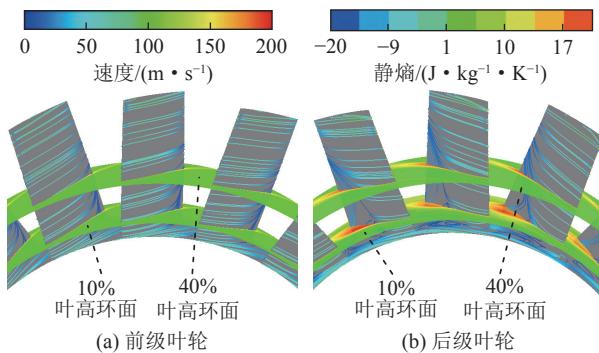


图6 两级叶轮流线和不同叶高环面静熵分布

Fig.6 The streamline distribution of the two-stage impellers and static entropy distribution of the different blade height sections

涡团的整个发展过程历经约 300 个时间步,即 0.09 s,并以出现失速起始扰动的时刻作为起始时刻。由图 7a 可见,设计流量下,后级叶片通道内流动良好,仅在叶顶存在因泄漏流引起的局部高熵区域。由图 7b 可见,后级叶根吸力面的径向涡流整体增强,从而引起叶根的高熵区扩大,各叶片通道内高熵区域的分布基本一致。由图 7c 可见,径向涡流在压力梯度和离心力的作用下进一步向叶顶迁移,此时堵塞区已沿径向延伸至各通道 40% 叶高处。由图 7d—图 7e 可见,随着失速过程的发展,高熵区域沿周向呈现出明显的分布规律,即分散在各个通道内的径向涡流逐渐向某几个叶片通道聚集并增强,高熵区域沿径向自叶根扩展至 80% 叶高处,此时失速涡团已见雏形。由图 7e—图 7h 可见,在风机进入完全失速过程中,失速涡团雏形在沿周向旋转过程中不断卷吸各通道内由角区分离产生的低能流体,从而形成成熟的失速涡团。

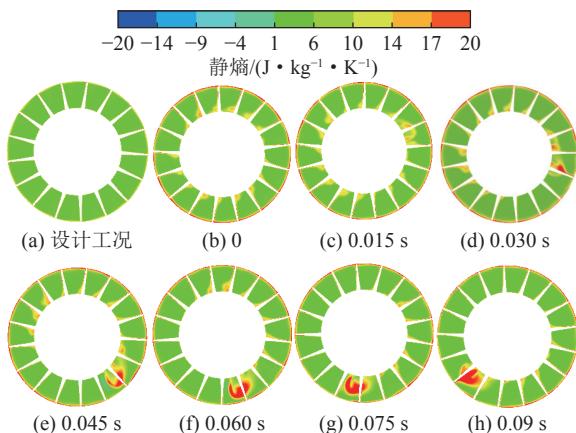


图7 失速发展过程中不同时刻后级叶轮的静熵分布  
Fig.7 Static entropy distribution of the rear-stage impeller developed from design conditions to full stall conditions

### 3.2.3 失速涡团沿后级转向的传播规律

图 8 为完全失速阶段两级叶轮在不同时刻 5% 叶高处的轴向速度分布,以图 7 中成熟失速涡团的形成时刻 0.09 s 作为图 8 的起始时刻。因为风机的进气方向与 z 轴正方向相反,所以轴向反流区域的速度为正值。可见,成熟的失速涡团占据约 2 个叶片通道,为单涡团失速,其运动方向与后级叶轮的旋转方向相同,其旋转一周耗时 0.18 s,而后级叶轮旋转周期仅需 0.06 s,即失速涡团的转速约为后级叶轮转速的 33.3%。失速涡团沿周向的传播机制与二维 Emmons<sup>[19]</sup> 模型类似,即进入失速的通道流动迅速恶化,退出失速的通道流动得到改善。

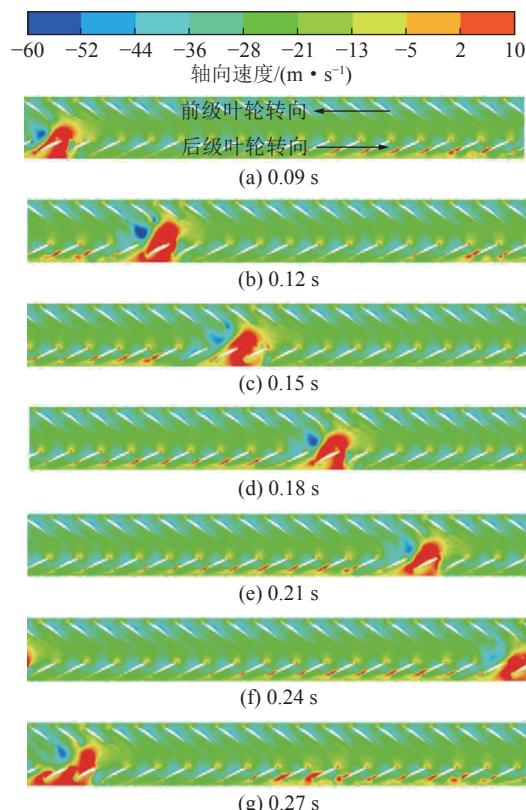


图8 5% 叶高截面的轴向速度分布  
Fig.8 Velocity  $w$  distribution of the 5% blade height sections

### 3.2.4 失速涡团的轴向传播规律

图 9 为完全失速阶段不同叶高环面的湍动能分布。沿轴向失速涡团扰动并未向前级叶轮区域传播而是限于后级叶轮和级间通道内,这是由于上游尾迹的干扰作用,抑制了失速涡团扰动向上游的传播;但其对于后级叶轮下游区域的影响范围较大,在 5% 叶高环面的下游 4 倍弦长处依然存在较大的高湍动能区。随着叶高的增加,失速涡团对于后级叶轮下游区域的影响范围变小,强度减弱。

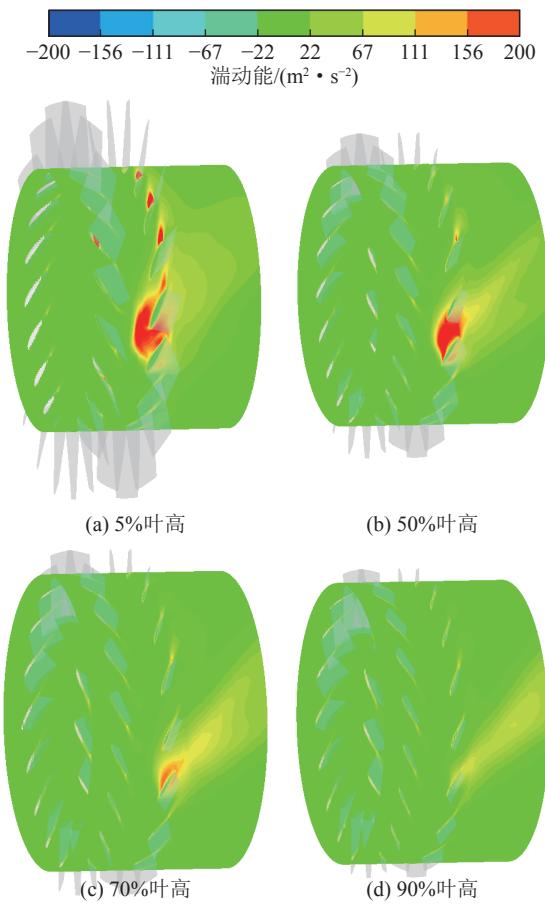


图 9 完全失速阶段不同叶高环面的湍动能分布

Fig.9 Turbulent kinetic energy distribution of the different blade height sections under full stall conditions

### 3.2.5 失速涡团的径向传播规律

图 10 为完全失速阶段两级叶轮在同一时刻不同叶高处的轴向速度云图。由图 10a—图 10e 可见, 因径向涡流引起的两级区域的轴向反流面积随叶高的增加, 逐渐减小, 在 90% 叶高处达到最小, 仅占距一个叶片通道, 轴向反流的强度也最弱。由图 10e—图 10f 可见, 此时由径向涡流引起的轴向反流面积已经很小, 而由叶顶泄漏流引起的反流面积却在不断扩大, 2 种不同成因的反流区在 90% 以上的某一叶高处汇合, 形成全叶高失速涡团。

为分析径向涡流和叶顶泄漏流相互作用的规律, 图 11 给出完全失速阶段后级叶轮叶片通道的流线分布。如图 10 中 *a* 区域所示, 叶根区域的径向涡流速度较低, 扭曲变形严重, 但其影响范围较小, 聚集于叶片吸力面的尾缘附近; 如图 11 中 *b* 区域所示, 当径向涡流到达叶顶区域后, 其速度有所提高, 影响范围扩大, 并在逆压梯度的作用下出现轴向反流, 堵塞后级叶轮通道的下游区域。由特性曲线分析易知, 风机在轴向间距为 170 mm 时更易发生失速, 原因可

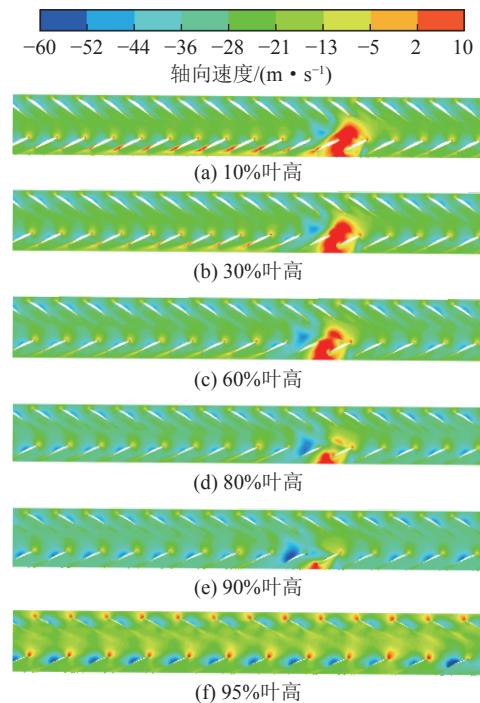


图 10 不同叶高截面的轴向速度分布

Fig.10 Velocity *w* distribution of the different blade height sections

能在于径向涡流从叶根区域向叶顶区域迁移的过程中堵塞了叶根及后级叶顶的下游区域, 从而使叶顶泄漏流无法随通道主流向下游流动, 而是演化为叶顶泄漏涡, 堵塞叶顶通道, 使失速提前发生。

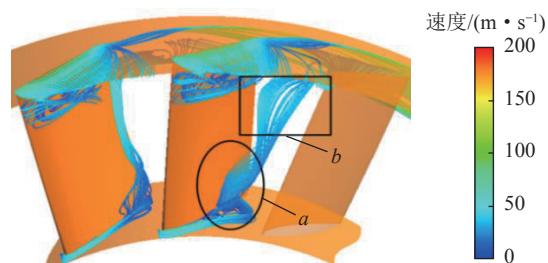


图 11 完全失速阶段叶片通道内的流线

Fig.11 The streamline distribution of the blade channel under full stall conditions

### 3.2.6 旋转失速过程中径向监测点的压力信号

前文已对 170 mm 轴向间距下风机失速过程的流场结构进行分析, 图 12 进一步给出风机在失速过程中后级叶轮监测点所监测到的动态压力信号, 图中横坐标表示失速过程所对应的时间, 第 0 s 表示失速起始时刻。为使压力信号便于观察, 将 M2、M3 在 M1 的基础上分别向上平移 2 000、4 000 个单位。由图可知, 从失速起始扰动发展为成熟失速涡团所需时间约 0.09 s, 与图 7 中失速起始扰动发展时间一

致;另外,由图中M1点的压力脉动情况可得,失速团的转速约为后级叶轮转子转速的33.3%,与图8所得转速一致。从径向上看,M1、M2、M3能够同时监测到失速涡团的存在,说明该失速涡团为全叶高失速涡团。无论是失速起始阶段还是完全失速阶段,风机内部的压力脉动程度均是随着叶高的增加逐渐减弱,这是由于失速起始扰动及失速涡团均是在叶根区域产生并逐渐向叶顶区域发展。由图12结合图5a和图7b可以推断,轴向间距为170 mm时,风机失速起始扰动的类型为“局部喘振型”,其符合潘天宇等<sup>[7]</sup>提出的失速起始扰动特征。

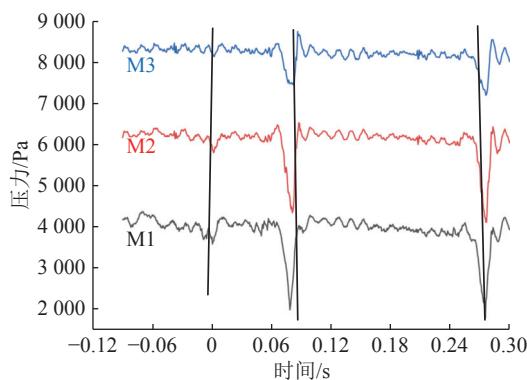


图12 后级叶轮内监测点的压力脉动时域

Fig.12 Pressure fluctuation time domain diagram of monitoring points of the rear-stage impeller

### 3.3 两种轴向间距失速起始及其发展过程的对比

图13给出近失速阶段70 mm轴向间距下两级叶轮不同叶高处的速度矢量分布,由图13b可知,随着出口背压的提高,前级的叶顶区域首先出现失速起始扰动,并伴有前缘溢流和尾缘反流,而后级叶片通道内的流动良好。由图13a可知,两级叶轮叶根区域均未见明显的分离现象。结合文献[20],轴向间

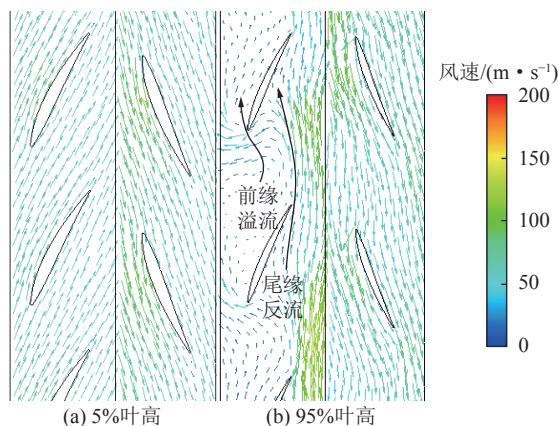


图13 轴向间距为70 mm时不同叶高截面的速度矢量

Fig.13 The velocity distribution of different blade height sections under the axial spacing of 70 mm

距为70 mm时,风机的失速起始扰动为“突尖型”,符合VO等<sup>[4]</sup>提出的失速起始扰动特征,这明显不同于轴向间距为170 mm的情况。

图14—图15为70 mm轴向间距下两级静熵及湍动能分布。由图14可知,在失速发展阶段,两级的叶顶区域产生了整周的失速扰动,随着失速的发展,失速扰动也未能在某几个叶片通道内聚集,而是被冲散在各通道的叶顶区域。原因在于当两级动叶轴向间距较小时,在强烈动-动干涉的作用下,叶根区域的边界层分离被抑制,导致叶根分离区减小。在完全失速阶段,两级叶顶区域的扰动强度增大,扰动范围从叶顶沿径向扩展至70%叶高处。叶根的高

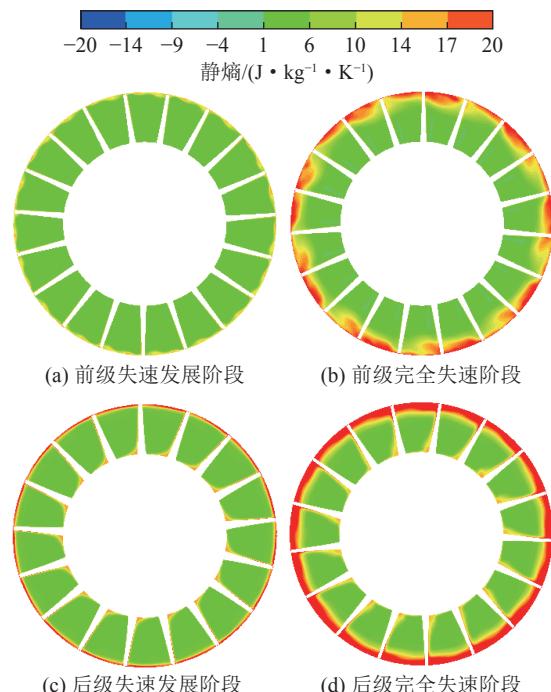


图14 轴向间距为70 mm时两级叶轮的静熵分布

Fig.14 The static entropy distribution of the two-stage impellers under the axial spacing of 70 mm

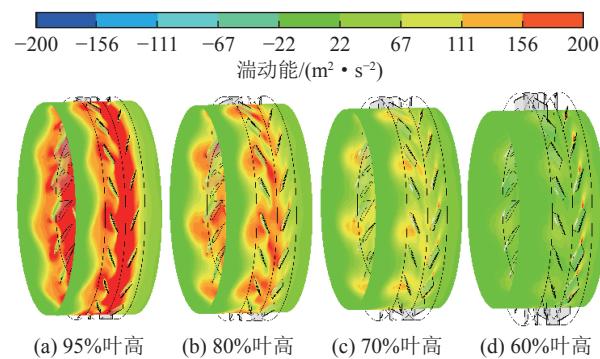


图15 轴向间距为70 mm时不同叶高环面的湍动能分布

Fig.15 Turbulent kinetic energy distribution of the different blade height sections under the axial spacing of 70 mm

熵区并未与叶顶的高熵区汇合,因此失速涡团类型属于多团部分叶高失速,这明显不同于风机在 170 mm 轴向间距下的失速涡团类型。由图 15 结合文献 [20] 可知,在 70 mm 轴向间距下,失速涡团先后在两级叶顶区域产生,前级产生的失速涡团可传播至前级叶轮的上游区域,导致上游 1 倍弦长内出现沿整周分布的高湍动能区,而后级产生的失速涡团对叶轮下游的影响范围较小,仅在叶轮尾缘附近存在高湍动能区。另外,受两级叶轮失速涡团的影响,两级叶轮之间也出现了高湍动能区。

## 4 结 论

1) 2 种轴向间距下的失速起始及其发展过程具有显著差异,失速起始的流量也明显不同。与轴向间距为 70 mm 时相比,当风机轴向间距为 170 mm 时,在更大的流量下即开始发生失速。

2) 失速起始扰动的首发位置、类型及流动特征具有明显不同。当轴向间距为 70 mm 时,风机的失速起始扰动类型为“突尖型”,其首发于前级叶轮的叶顶区域,并出现前缘溢流和尾缘反流现象;当轴向间距为 170 mm 时,风机的失速起始扰动类型为“局部喘振型”,其首发于后级叶轮叶根吸力面的尾缘区域,并出现角区分离现象。

3) 不同轴向间距是通过改变叶顶泄漏流的轴向动量及叶片吸力面径向涡流的强度来影响失速发展过程的。当轴向间距为 70 mm 时,失速涡团由叶顶泄漏流发展而来;而当轴向间距为 170 mm 时,失速涡团则是由叶片吸力面径向涡流发展而来。

4) 在完全失速阶段,轴向间距对于失速涡团沿轴向、径向及周向的传播都具有显著影响。当轴向间距为 70 mm 时,失速涡团先后在两级叶轮内产生,沿周向分散于各叶片通道的叶顶区域,沿轴向向上、下游传播,沿径向表现为部分叶高失速;而当轴向间距为 170 mm 时,失速涡团由后级叶轮产生的径向涡流沿周向聚集而成,其转速为后级叶轮转速的 33.3%,沿轴向传播范围也限于后级叶轮区域,沿径向表现为全叶高失速。

## 参考文献(References):

- [ 1 ] JIANG C L, LI M J, LI Enda, et al. Investigation on unsteady flow characteristics in an axial-flow fan under stall conditions [J]. *Processes*, 2020, 8(8): 958.
- [ 2 ] 钟兢军, 阚晓旭. 高负荷压气机叶栅内三维旋涡结构及其形成机理的研究进展 [J]. 推进技术, 2020, 41(9): 1946–1957.
- ZHONG Jingjun, KAN Xiaoxu. Research progress on three-dimen-
- sional vortex structures and formation mechanism of high-loaded compressor cascades [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2020, 41(9): 1946–1957.
- [ 3 ] 王仲奇, 王松涛, 张龙新. 轴向间距对低反力度压气机性能影响的二维非定常数值研究 [J]. 推进技术, 2017, 38(10): 2218–2223.
- WANG Zhongqi, WANG Songtao, ZHANG Longxin. Performance evaluation of a low-reaction compressor with different axial spacing by 2D unsteady simulation [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2017, 38(10): 2218–2223.
- [ 4 ] 陈庆光, 郭自超, 王默晗. FBCDZ-10-No36型通风机进气风道气流稳定性分析 [J]. 煤炭科学技术, 2017, 45(11): 155–160.
- CHEN Qingguang, GUO Zichao, WANG Mohan. Analysis on stability of air flow in intake air duct of FBCDZ-10-No36 mode ventilator [J]. *Coal Science and Technology*, 2017, 45(11): 155–160.
- [ 5 ] MOORE F K, GREITZER E M. A theory of post-stall transients in axial compressors: part i-development of the equations [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1986, 108(1): 68–76.
- [ 6 ] VO H D, TAN C S, GREITZER E M. Criteria for spike initiated rotating stall [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2008, 130(1): 011023–011031.
- [ 7 ] DELL'ERA G, HABOTTE N, DESSET J, et al. Experimental characterization of stall phenomena in a single-stage low-pressure axial compressor [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: *Journal of Power & Energy*, 2015, 229(5): 549–559.
- [ 8 ] YAMADA K, FURUKAWA M, TAMURA Y, et al. Large-scale detached-eddy simulation analysis of stall inception process in a multistage axial flow compressor [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2017, 139(7): 1–11.
- [ 9 ] 李思敏, 潘天宇, 李志平, 等. 圆弧槽处理机匣对影响跨声速压气机 [J]. 推进技术, 2017, 38(12): 2667–2673.
- LI Simin, PAN Tianyu, LI Zhiping, et al. Experimental study on hub stall instability evolution in a transonic compressor with arc-shaped slot casing treatment [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2017, 38(12): 2667–2673.
- [ 10 ] PAN T Y, LI Q S, LI Z P, et al. Effects of radial loading distribution on partial-surge-initiated instability in a transonic axial flow compressor [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2017, 139(10): 1–13.
- [ 11 ] 武文倩, 胡加国, 潘天宇, 等. 叶根失速先兆触发跨声速压气机失速的机制研究 [J]. 推进技术, 2017, 38(10): 2340–2347.
- WU Wenqian, HU Jiaguo, PAN Tianyu, et al. Mechanism study of stall triggered by hub region inception in a transonic compressor [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2017, 38(10): 2340–2347.
- [ 12 ] XU H, JIN D H, SUN D K, et al. Effect of rotor-stator axial spacing on the pressure-rise performance and flow field in an axial pump [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers-Part A-Power & Energy, 2019, 233(6): 727–737.
- [ 13 ] 李传鹏, 胡 骏, 王英锋, 等. 轴向间距对压气机失速特性的影 响 [J]. *工程热物理学报*, 2005(2): 246–248.
- LI Chuanpeng, HU Jun, WANG Yingfeng, et al. Effects of axial

- spacing on compressor stalling characteristics[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2005(2): 246–248.
- [14] HEWKIN-SMITH M, PULLAN G, GRIMSSHAW S D. The role of tip leakage flow in spike-type rotating stall inception[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2019, 141(6): 061010.
- [15] 杜娟, 王偲臣, 李继超, 等. 轴流压气机叶顶泄漏流与突尖先兆失稳机理的研究进展[J]. *推进技术*, 2017, 38(10): 2208–2217.
- DU Juan, WANG Sichen, LI Jichao, et al. Research progress on tip leakage flow and spike-inception stall mechanism in axial compressors[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2017, 38(10): 2208–2217.
- [16] JIANG B, SHI X T, ZHENG Q, et al. The relationship of spike stall and hub corner separation in axial compressor[J]. *International Journal of Turbo & Jet-Engines*, 2020, 37(1): 1–16.
- [17] 强冠杰, 乔渭阳, Hashmi S F, 等. 轴流风扇“尖峰型”失速起始特征及其物理机制的实验及数值研究[J]. *推进技术*, 2017, 38(3): 539–550.
- QIANG Guanjie, QIAO Weiyang, HASHMI S F, et al. Experiment and numerical investigation of spike rotating stall inception and physical mechanism with single stage axial-flow fan[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2017, 38(3): 539–550.
- [18] ZHANG L, ZHANG Q. Effects of the second-stage of rotor with single abnormal blade angle on rotating stall of a two-stage variable pitch axial fan[J]. *Energies*, 2018, 11(12): 3293–3311.
- [19] EMMONS H W, PEARSON C E, GRANT H P. Compressor surge and stall propagation[J]. *Transactions of the ASME*, 1955, 77(3): 455–469.
- [20] 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.