

# 轴流压气机转子叶尖泄漏堵塞特性的试验研究

刘宝杰, 张志博, 于贤君\*

北京航空航天大学 能源与动力工程学院 航空发动机气动热力国家级重点实验室, 北京 100191

**摘要:** 在低速大尺寸压气机试验台上, 利用体视粒子图像测速(SPIV)技术详细测量了不同气动负荷水平的叶片、不同转子叶尖间隙大小和不同工作状态时转子通道内部的流场结构。定量分析了不同测量条件下转子通道内堵塞分布特点, 讨论了影响堵塞发展的物理机制, 旨在为转子尖端流动控制和模化研究提供必要的理论帮助。结果表明: 在本文的各种测量条件下, 叶尖泄漏堵塞均呈现非线性、非单调性的特征, 通常在叶片通道内出现堵塞峰值; 叶片通道内的逆压梯度是堵塞增长的重要物理机制, 在逆压梯度环境下, 堵塞起始区域的流量越大, 堵塞增长得越迅速, 堵塞起始区域流体的总压损失越高, 堵塞越容易引起失速; 泄漏流与主流之间存在较强的湍流掺混, 在这个物理过程中, 黏性和湍流脉动所带来的主流与泄漏流之间的动能输运是使得堵塞衰减的主要物理机制。

**关键词:** 叶尖泄漏流; 端壁堵塞; 逆压梯度; 湍流掺混; 体视粒子图像测速; 压气机

**中图分类号:** V231.3 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-6893(2013)12-2682-10

叶尖泄漏流对压气机的性能影响显著, 因此, 对叶尖泄漏流动的特性和机理进行深入研究始终是叶轮机气动研究的重点。能够准确评估端壁堵塞和损失以及优化端区流动对压气机设计有重要的意义。自 20 世纪 40 年代以来, 人们对压气机叶尖泄漏流动开展了大量的研究, 其研究途径包括理论分析建立物理模型、试验测量以及计算流体力学(CFD)数值模拟等, 并且已经取得了丰富的研究成果。

众所周知, 压气机转子叶尖泄漏流具有强三维、强非定常等特点, 其与主流的相互作用通常会引起较强的端壁堵塞, 对压气机性能和稳定性都有重要的影响<sup>[1-4]</sup>。Koch 根据大量的试验数据发现, 增加叶尖间隙会显著影响压气机的增压能力<sup>[1]</sup>。Smith 的结果表明当转子间隙大于 1% 弦

长后, 峰值压比随着叶尖间隙增加而接近线性地减小<sup>[2]</sup>。Wisler 认为至少一半的压气机损失都与端壁流动相关, 并且根据大量的试验数据指出, 当转子间隙大于 1% 弦长后, 间隙与效率也近似成线性关系<sup>[3]</sup>。Baghdadi 通过大量试验, 发现当叶尖间隙小于 1% 弦长时, 叶尖间隙对压气机的稳定性影响较小, 而在常规的 1.5%~3.0% 弦长的叶尖间隙范围内, 间隙每增加 1% 弦长, 压气机的裕度相对于最佳间隙状态减少约 8%<sup>[4]</sup>。

为提高压气机设计的可靠性, 在设计过程中必须要考虑叶尖泄漏等典型二次流动的影响, 因而在深入认识这些流动的发展物理机制的基础上进行模化分析研究是必然途径。

早期由于受到测试手段以及 CFD 技术水平的限制, 人们对叶尖泄漏流动的模化研究主要依

收稿日期: 2013-01-30; 退修日期: 2013-03-07; 录用日期: 2013-04-15; 网络出版时间: 2013-04-25 10:12

网络出版地址: www.cnki.net/kcms/detail/11.1929.V.20130425.1012.003.html

基金项目: 国家自然科学基金(51136003, 51006007, 50976009)

\* 通讯作者. Tel.: 010-82316455 E-mail: yuxj@buaa.edu.cn

引用格式: Liu B J, Zhang Z B, Yu X J. Experimental investigation on characteristics of tip leakage blockage in an axial compressor. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2013, 34(12): 2682-2691. 刘宝杰, 张志博, 于贤君. 轴流压气机转子叶尖泄漏堵塞特性的试验研究. 航空学报, 2013, 34(12): 2682-2691.

靠理论分析和一些较为简略的试验数据。Rains<sup>[5]</sup>最早将叶尖泄漏的三维流动简化成二维问题并通过涡方法,给出了泄漏涡轨迹和尺度变化的物理模型。Chen等<sup>[6]</sup>通过提取影响泄漏涡发展的关键物理量,并通过拟合大量的试验数据,得到了泄漏涡轨迹随叶片负荷变化的规律。Kang和Hirsch通过对压气机叶栅通道内流场测量,给出了详细的泄漏涡发展过程和近端壁的损失分布<sup>[7-10]</sup>。Koch和Smich通过总结分析压气机重复级转静子出口边界层厚度的变化规律,指出影响端壁堵塞的主要因素是叶尖间隙大小以及整级的负荷水平<sup>[11]</sup>。这些典型研究成果提高了人们对叶尖泄漏流动的认识水平,可是由于缺乏非常细致的能够准确模拟真实环境的试验数据(这类数据需要在压气机试验台上获得),导致在模化过程中忽略了一些重要的影响因素(主要包括真实试验台环境中的旋转效应和泄漏涡在叶片通道内部的非线性发展过程等因素),使得模型的应用受到了一定的限制。

20世纪90年代以后,随着CFD技术的进步,人们可以通过数值模拟得到详细的压气机通道内的流场。Vo<sup>[12]</sup>、Hah和Rabe<sup>[13]</sup>运用CFD数值模拟方法,给出了亚声和跨声压气机转子中从近失速状态到进入完全失速状态泄漏涡的演化发展规律,并指出转子通道内泄漏涡堵塞的不断加剧,泄漏涡轨迹向上游前移,直至从前缘溢出是引起压气机失速的主要原因。Khalid和Khalifa<sup>[14-15]</sup>通过理论分析的方法,结合大量的CFD数值模拟结果,给出了提取和评价堵塞的方法,指出压气机气动负荷是影响端壁堵塞发展的决定因素,并建立了堵塞预测模型。2000年,Hoeger等<sup>[16]</sup>根据大量的跨声压气机转子和叶栅的CFD数值模拟结果,指出在通道内存在峰值堵塞,其分布特征明显受泄漏涡/激波相互作用的影响;并在压气机通流设计程序中添加了通道内部堵塞分布的物理模型,得到了与三维数值计算吻合较好的结果。

不难看出,上述对叶尖泄漏流动的研究充分地说明,叶尖泄漏流动在时间和空间上都存在非线性特征。但是,要对这种流动进行准确地模化分析,仅仅依靠数值模拟和较为粗略的试验数据是不够的,必须要有详细的叶片通道内部的试验数据。

近年来,笔者所在课题组通过一系列关键技术的攻关,基于体视粒子图像测速(SPIV)技术发展了较为完备的多级叶轮机任意叶排叶片通道内部全三维流动测量技术,并得到了大量详实的试验数据,建立了基于低速大尺寸压气机试验台的试验数据库<sup>[17-20]</sup>。本文将基于该数据库,通过对比不同的叶片负荷水平、叶尖间隙大小以及工作状态下试验台转子通道内部的堵塞分布特点,详细分析影响泄漏涡堵塞分布的物理机制,旨在为转子尖部流动控制和相关模化研究提供必要的理论帮助和数据支持。

## 1 试验设备和测试方法

### 1.1 试验设备

试验是在北京航空航天大学的低速大尺寸压气机试验台上进行的,该试验台是典型的单级布局,包括进口导叶、动叶和静叶。气流通道外径为1 m,轮毂比为0.6。设计转速为1 200 r/min,基于动叶叶尖弦长的雷诺数为 $7.5 \times 10^5$ ,详细参数见文献<sup>[21]</sup>。为考察不同叶片负荷的影响,测量是在Stage A和Stage B两组不同负荷水平的叶片上进行的,其叶型均为C4低速叶型,等环量设计,详细的设计参数如表1所示。为考虑间隙大小的影响,在测量Stage A时,转子叶尖间隙大小分别为0.5%和1.5%的叶片高度(对应为0.5%和1.5%叶尖弦长);在测量Stage B时,转子叶尖

表1 Stage A和Stage B的设计参数

Table 1 Design parameters of Stage A and Stage B

Parameter	Stage A	Stage B
Design flow coefficient	0.72	0.58
Configuration	IGV+Rotor+Stator	
Number of blades	36+17+20	
Camber angle at mid-span/(°)	17.4+20.2+50.5	7.0+40.8+42.6
Stagger angle at mid-span/(°)	10.4+25.2+12.4	5.0+36.5+14.7
Solidity(mid-span)	1.43+1.18+1.43	1.39+1.03+1.43
Aspect ratio (mid-span)	2.00+1.14+1.11	1.95+1.32+1.11
Blade chord at mid-span/mm	100+175+180	95+152+180

间隙为 1.00% 和 1.75% 的叶片高度 (对应为 1.06% 和 1.85% 叶尖弦长)。压气机特性曲线如图 1 所示, 两组叶片在大间隙下, 最高压比点的基于转子叶中的负荷系数 ( $\varphi = \Delta p_t / (\rho V_{\text{mid}}^2)$ ,  $\Delta p_t$  为进出口总压差;  $V_{\text{mid}}$  为叶中切线速度;  $\rho$  为密度) 分别约为 0.415 和 0.450。

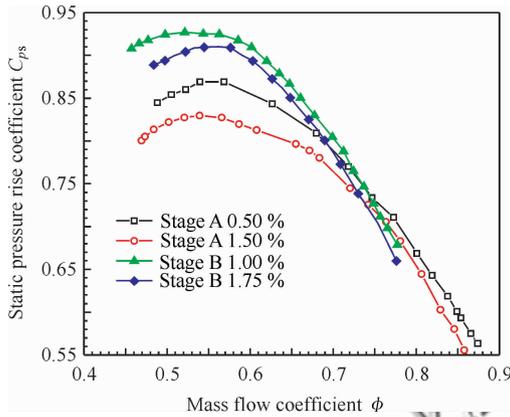


图 1 测量的压气机静压升特性曲线

Fig. 1 Static pressure rise coefficient characteristics of the test compressor

## 1.2 SPIV 测试系统

在测量 Stage A 时, 采用了 TSI 公司的 SPIV 系统。激光器是双腔 Nd: YAG 激光器, 能量为 150 mJ/Pulse, 频率为 15 Hz; 电荷耦合元件 (CCD)

相机采用 PIVCAM 13-8,  $1\ 280 \times 1\ 024$  pixels, 12 bit, 采集频率为 1.8 Hz; 测量控制和分析软件采用 Insight5。在测量 Stage B 时, 采用 Lavision 公司的 SPIV 系统, CCD 采用 ImagerProPlus/ProX4M,  $2\ 048 \times 2\ 048$  pixels, 12 bit, 采集频率为 3.03 Hz, 测量和分析软件采用 Davis8。本文测量时散播的示踪粒子直径保证在  $1 \sim 2\ \mu\text{m}$ , 从而较好地保证了粒子的跟随性, 详细的粒子生成散播方法参见文献[17]。

## 2 测量方案和数据处理方法

### 2.1 测量方案

采用相机 CCD 位于片光源异测的 SPIV 测量模式<sup>[17]</sup>。由于叶尖泄漏涡 (TLV) 是以流向涡量为主<sup>[18]</sup>, 为了更好地测量叶尖泄漏涡沿流向的发展, 本文试验中的测量截面如图 2 所示, 垂直于叶尖弦向, 即近似垂直于流向, 图中的  $x$ 、 $y$  和  $z$  3 个方向的速度分量对应分别为  $U$ 、 $V$  和  $W$ 。测量截面之间的间隔为 10% 叶尖弦长。为保证测量结果的空间分辨率, 测量平面没有覆盖整个叶片通道, 而是分吸力面一侧和压力面一侧两次测量。为了考虑不同工况下泄漏流堵塞的变化, 本文测量了从大流量状态、中间流量状态到近失速状态多个工况 (详细测量工况见表 2) 下的压气机转子尖部流场。

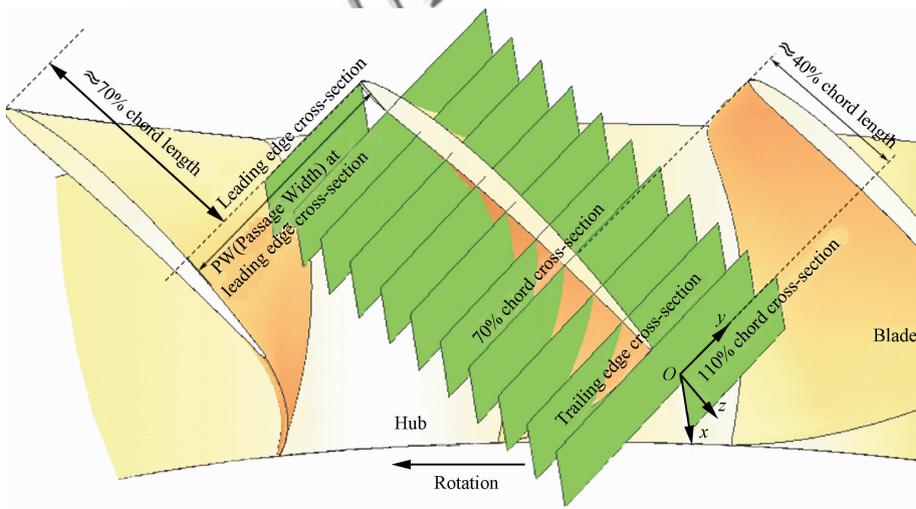


图 2 SPIV 试验测量截面布置方案

Fig. 2 Layout of SPIV measurement cross-sections

表 2 试验测量工况

Table 2 Test operating conditions

Configuration	Operating condition(mass flow rate)
Stage A 0.50%	$\phi=0.725, 0.490(\text{near stall})$
Stage A 1.50%	$\phi=0.725, 0.638, 0.525, 0.470(\text{near stall})$
Stage B 1.00%	$\phi=0.680, 0.580, 0.460(\text{near stall})$
Stage B 1.75%	$\phi=0.680, 0.580, 0.485(\text{near stall})$

## 2.2 数据处理方法

两组叶片的测量结果处理过程中均采用了多重网格的方法,对于 Stage A 查问域窗口大小为  $48 \times 48$  pixels 和  $24 \times 24$  pixels,对应的实际空间分辨率为  $1.15 \text{ mm} \times 1.12 \text{ mm}$ ,详细的数据处理方法参见文献[17]和文献[18];对 Stage B 的数据处理方法与 Stage A 近似,查问域窗口大小为  $64 \times 64$  pixels 和  $32 \times 32$  pixels,对应的实际空间分辨率为  $0.7 \text{ mm} \times 0.7 \text{ mm}$ ,处理每个测量截面的系综平均流场均使用约 600 个瞬态样本。在测量 Stage A 时由于样本数较小约 100~200,测量误差在主流区约为 2%~3%,在低能流体堆积的区域为 6%以上。在测量 Stage B 时,由于增加了统计样本数,并且测量结果的视场放大率从 13 增大到 22,使得在主流区的测量精度在 1%以内,在低能流体区域为 1%~3%,但在近失速状态时发生泄漏漏破碎的区域,测量精度约为 5%~10%,详细的精度分析方法参见文献[17]和文献[19]。

## 3 试验结果分析及讨论

### 3.1 堵塞的定义

采用文献[20]提到的基于流量的堵塞系数定义方式,其表达式为

$$B_m = \frac{m_b}{m_t} = \rho \frac{\iint_A (W_{\text{ext}} - W) dA}{m_t} \quad (1)$$

式中: $m_b$  和  $m_t$  分别为流动堵塞而减少的当地流量和实际的总流量; $W$  为流向速度; $W_{\text{ext}}$  为堵塞区域边界上的平均流向速度; $A$  为堵塞区域总的面积。由式(1)可知,提取堵塞系数的关键是找到合适的判断堵塞边界的方法。Khalid<sup>[14]</sup> 在分析了低能流体区域速度、气流角和速度梯度分布特

征之后,认为采用流向速度梯度定义堵塞区域最为合适,判断准则如下所示:

$$C_k = \sqrt{(\nabla_r(\rho v_m))^2 + (\nabla_\theta(\rho v_m))^2} \geq \delta \quad (2)$$

式中: $v_m$  为流向速度; $r, \theta$  分别为压气机的径向和周向。Suder<sup>[22]</sup> 在这之后给出了另外类似的基于流向速度梯度的判别标准,如下所示:

$$C_s = |\nabla_r(\rho v_m)| + |\nabla_\theta(\rho v_m)| \geq \delta \quad (3)$$

经对比发现,Khalid 和 Suder 的方法虽然都能较好地得到泄漏堵塞边界,但由于压气机通道是扩张通道,主流的流向速度逐渐降低,由此导致判断边界的阈值  $\delta$  在流向不同的测量截面很难统一,因此本文对式(3)做无量纲化处理,修订的判断准则如下:

$$C_m = \left| \nabla_r \left[ \frac{(\rho v)_m}{(\rho v)_{m,\text{avg}}} \right] \right| + \left| \nabla_\theta \left[ \frac{(\rho v)_m}{(\rho v)_{m,\text{avg}}} \right] \right| \geq \delta \quad (4)$$

考虑在低马赫数条件下密度不变,式(4)简化为

$$C_m = \left| \nabla_r \left( \frac{v_m}{v_{m,\text{avg}}} \right) \right| + \left| \nabla_\theta \left[ \frac{v_m}{v_{m,\text{avg}}} \right] \right| \geq \delta \quad (5)$$

式中: $v_{m,\text{avg}}$  为各个测量截面近尖部典型的特征速度。

选取测量截面 80% 叶高处的平均主流速度作为  $v_{m,\text{avg}}$ 。图 3(a) 给出了 Stage B 1.75% 近失速状态下转子尖部的流向速度场分布,图中: $V_{\text{tip}}$

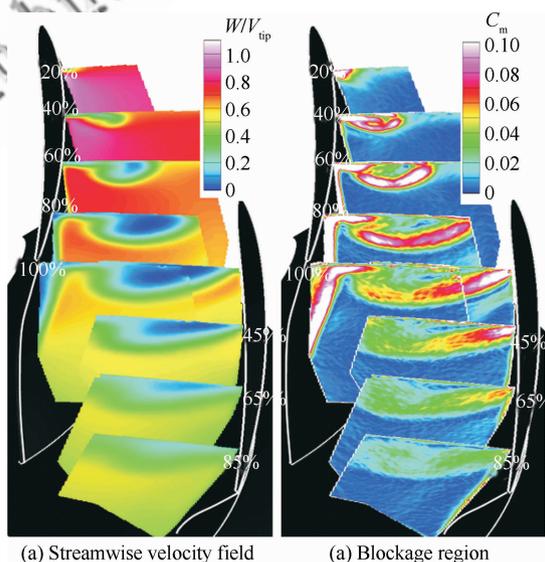


图 3 Stage B 1.75% 在近失速状态时的系综平均流向速度场和堵塞区域分布

Fig. 3 Ensemble-averaged streamwise velocity field and blockage region with Stage B 1.75% at near stall condition

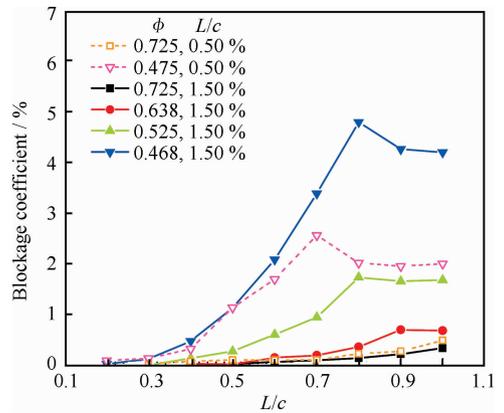
为转子叶尖切线速度。由图可知叶尖泄漏流引起了显著的流动堵塞;图 3(b)显示了根据式(5)得到的与图 3(a)相对应的堵塞区域,由图可知叶尖泄漏引起的堵塞区域与主流流体间有较为清晰的边界。

### 3.2 堵塞分布特点

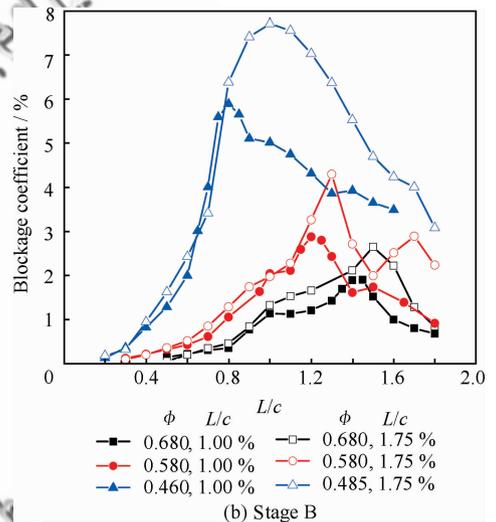
图 4(a)和图 4(b)分别给出了 Stage A 和 Stage B 在不同间隙和工况下泄漏流引起的堵塞系数沿转子通道流向的分布。由于测量 Stage A 时 CCD 像素较低,在保证足够空间分辨率的前提下,每个测量截面只能得到大约半个通道宽度的流场,因此如图 4(a)所示,只给出了近吸力面测量截面  $L/c=1.0$  ( $L$  为流向位置; $c$  为叶尖弦长)之前的堵塞系数分布,在这之后由于测得的泄漏堵塞区域完整度较差而没有给出堵塞系数;在测量 Stage B 时,CCD 像素提高了一倍,因此在保证近似甚至更高的空间分辨率时,测量截面可以得到接近 80% 的通道宽度的流场,大部分测量截面可以得到相对完整的泄漏堵塞区域,因此在图 4(b)中提取了从前缘到距前缘 1.8 倍叶尖弦长位置(即靠近叶片压力面尾缘处)的堵塞系数。

由图 4(a)可知,在大流量状态( $\phi=0.725$ )时,堵塞系数较小,在  $L/c=1.0$  时仅达到 0.5% 左右,随着流量的减小,堵塞系数逐渐增大,在近失速状态,0.5% 和 1.5% 叶高间隙下峰值堵塞分别达到 2.6% 和 4.8%;随流量减小,堵塞沿空间增长的速度逐渐增加,峰值位置向上游迁移。如图 4(b)所示,Stage B 中堵塞随工况的变化规律与 Stage A 中相同。在间隙大小分别为 1.00% 和 1.75% 叶高时,叶尖泄漏堵塞在大流量状态( $\phi=0.680$ )的峰值堵塞分别为 1.9% 和 2.7%;在近失速状态的峰值堵塞分别为 5.9% 和 7.8%,均明显强于在 Stage A 中的堵塞。

由图 4 可知,在本文各种测量条件下的试验结果中,堵塞系数沿流向的分布均呈现先逐渐增大,在通道中某个位置达到峰值后再逐渐衰减的分布特点。由于堵塞会引起堵塞边界附近主流流量有一定程度的增加,为了排除由于堵塞边界上平均流向速度  $W_{ext}$  的选取对堵塞系数分布带来的影响,提取了堵塞边界(根据本文不同试验结果而确定、统一的  $\delta$  所判断得到的堵塞边界)上的平均



(a) Stage A



(b) Stage B

图 4 Stage A 和 Stage B 转子叶尖泄漏造成的堵塞系数沿流向的分布

Fig. 4 Variations of the blockage coefficients in stream-wise caused by the tip leakage vortex and Stage A with Stage B

速度  $W_{ext0}$ , 堵塞边界向外延伸大约 3 倍涡核半径处的平均速度  $W_{ext1}$  以及各个测量截面 80% 叶高处的平均速度  $W_{ext2}$  作为  $W_{ext}$  求解堵塞系数分布(如图 5 所示),可以看出堵塞系数沿流向的分布依然非常接近,堵塞系数的变化规律没有改变,说明本文提取的该堵塞系数变化过程确实是客观存在的。

由此可知,在本文测量的不同来流和叶片几何条件下,泄漏堵塞在转子通道中均呈现先增大后减小的分布规律;叶片间隙的增大和负荷水平的提高带来堵塞程度的增加,并且堵塞峰值位置也明显向下游迁移。

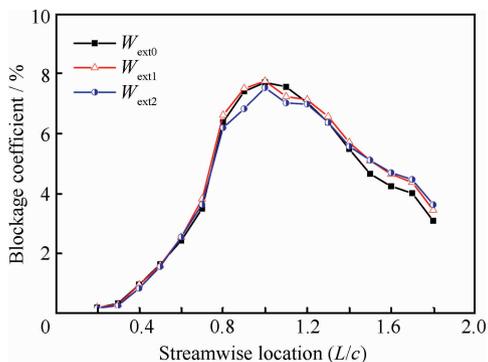


图5 根据不同的  $W_{\text{ext}}$  得到的 Stage B 1.75% 在近失速状态时的堵塞系数

Fig. 5 Variation of the blockage coefficients for different  $W_{\text{ext}}$  with Stage B 1.75% at near stall condition

### 3.3 影响堵塞发展的物理机制

通过对本文测量结果堵塞特性的分析可知,压气机叶尖泄漏流引起的堵塞分布在不同叶片负荷、间隙大小和工况下都具有相似分布规律,其堵塞的增长、峰值的产生以及衰减必然受到相关物理过程的影响。众所周知,压气机通道内逆压梯度环境下二次流的发展以及泄漏流等二次流动与主流的湍流掺混是压气机通道内重要的物理过程,因此,以下将着重分析逆压梯度以及湍流掺混对堵塞的影响及其物理机制。

#### 3.3.1 逆压梯度

为了分析泄漏涡在逆压梯度下堵塞的发展,假定旋涡内的轴向速度  $u_x$  是均匀的,切线速度为  $u_\theta$ ,泄漏涡在向下游的发展中忽略黏性损失从而保持总压  $p_t$  守恒,则根据伯努利方程可知:

$$\frac{\partial p_t}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x} \left[ p + \frac{1}{2} (u_x^2 + u_\theta^2) \right] = 0 \quad (6)$$

式中:  $p$  为流体静压。假定忽略旋涡切线速度的影响,则上述模型可进一步简化为具有均匀流向速度亏损的尾迹在逆压梯度下的发展变化(如图6所示)。图中:  $U_x$  为 mainstream 速度;  $A_t$  为总的流道面积;下标 1 和 2 表示低能流体在经历压力扩张前后的状态;从状态 1 到状态 2,环境流场的静压升系数为  $C_{ps}$  ( $C_{ps} = \Delta p / (0.5\rho U_{x1}^2)$ )。

Khalid 和 Khalsa<sup>[15]</sup> 利用上述简单的一维模型,根据伯努利方程和流量守恒定理,得到状态 2 处由于尾迹造成的亏损面积  $A_{b2}$ :

$$\frac{A_{b2}}{A_1} = \sqrt{1 - C_{ps}} \left[ \left( 1 - \frac{1}{\sqrt{C_{ps} - C_{pt}}} - \frac{1}{\sqrt{1 - C_{ps}}} \right) \right] \quad (7)$$

式中:  $C_{pt}$  为在初始状态 1 时堵塞区域的总压亏损系数,表达式为

$$C_{pt} = \frac{p_{t,\text{defect}} - p_{t,\text{freestream}}}{\frac{1}{2}\rho U_{x1}^2} = \left( \frac{u_{x1}}{U_{x1}} \right)^2 - 1 \leq 0 \quad (8)$$

式(8)中,由于不考虑静压变化,总压亏损等于堵塞区域相对于主流的速度亏损。根据式(7),将图6中的状态变量代入到式(1)中,并根据伯努利方程和流量守恒定律,可以得到在状态 2 时的堵塞系数为

$$\beta_m = \left[ \frac{\sqrt{1 - C_{ps}}}{\sqrt{1 + C_{pt} - C_{ps}}} - 1 \right] \beta_m \quad (9)$$

式中:  $\beta_m = m_1 / m_t$  为堵塞区域初始的相对流量,即初始堵塞流量  $m_1$  和实际的总流量  $m_t$  的比值。由式(9)可知,在无黏条件下,堵塞的发展和静压升系数、初始堵塞总压亏损系数以及堵塞区域初始的相对流量相关。显然,在压气机中  $\beta_m$  和泄漏流量与主流流量的比值相关,相对泄漏流量越强,则  $\beta_m$  越大。

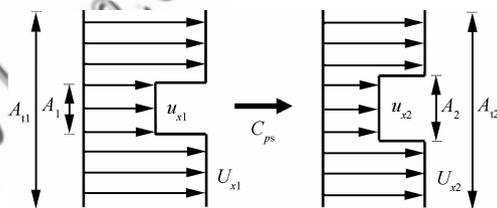
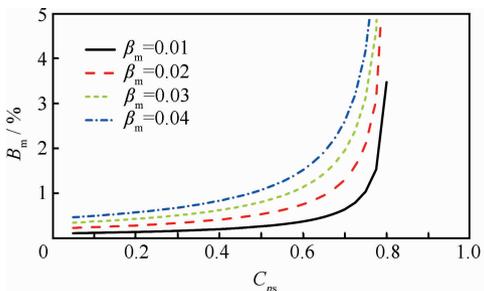


图6 一维尾迹模型示意图

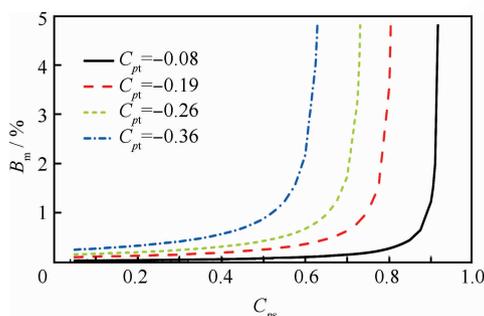
Fig. 6 Schematic of one-dimensional wake model

图7(a)给出不同初始堵塞相对流量  $\beta_m$  且初始堵塞总压亏损系数  $C_{pt}$  固定的条件下,堵塞系数随静压升系数的变化。由图可知在静压升系数较低时,堵塞变化较为平缓;随着静压升系数进一步提高,堵塞系数增长的速率逐渐加快;当  $C_{ps} = 0.7 \sim 0.8$  时,堵塞系数急剧增长,可以预测在压气机中,当静压升系数接近渐近线  $C_{ps} = 0.8$  时,堵塞会严重影响尖部的流通能力,从而导致失速。图中当  $\beta_m$  从 0.01 变化到 0.04 时,其渐近线均为  $C_{ps} = 0.8$ ,但堵塞增加的速率被成倍地放大。即在相同工况下,间隙增大可能会显著增加通道下游泄漏堵塞。图7(b)给出了相同的  $\beta_m = 0.01$ ,初

始堵塞总压亏损系数  $C_{pt}$  变化的条件下堵塞随静压升系数的变化。由图可知,当初始堵塞总压亏损系数较大时,其堵塞也更大,并且堵塞系数渐近线所对应的  $C_{ps}$  明显减小,即堵塞更容易受静压升系数的影响。



(a) The one-dimensional blockage results with  $C_{pt} = -0.19$



(b) The one-dimensional blockage results with  $\beta_m = 0.01$

图7 利用一维尾迹模型得到的堵塞系数随静压升系数的变化

Fig. 7 Variations of blockage coefficient with static pressure rise coefficient by one-dimensional wake model

基于以上分析可知,在压气机转子中,逆压梯度是引起堵塞增长的主要原因之一,并且泄漏流量越大,堵塞在逆压梯度环境下增长得越迅速;泄漏流的初始总压亏损越强,泄漏堵塞越容易引起失速。对比 Stage A 和 Stage B 的试验结果可知,当流量的减小特别是到了近失速状态(即通道内静压升系数增加)时,堵塞系数有明显的增大;并且当两组叶片间隙变大时(即泄漏流量增加),堵塞系数都有一定程度的增大,这些分布规律与通过以上简单一维尾迹模型得到的结果吻合得较好,进一步验证了逆压梯度是引起堵塞增加的主要影响因素。

### 3.3.2 湍流掺混

众所周知,由于泄漏流/涡存在强非定常、强

三维等特性,其与主流存在较强的相互作用。根据不可压湍流平均动能方程:

$$\frac{D}{Dt} \left( \frac{1}{2} U_i U_i \right) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( -\frac{p}{\rho} U_j + 2\nu U_i S_{ij} - \overline{u'_i u'_j} U_i \right) - 2\nu S_{ij} S_{ij} + \overline{u'_i u'_j} S_{ij} \quad (10)$$

式中:  $U_i$  为流体在  $i$  方向的速度分量;  $S_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right)$  为平均运动的应变变化率张量;  $u'_i$  为流体在  $i$  方向的脉动速率。根据式(10)可知,平均动能的输运项包含平均压力对机械能的输运  $\partial(-\rho U_j/\rho)/\partial x_j$ ; 平均运动的黏性力对机械能的输运  $\partial(2\nu U_i S_{ij})/\partial x_j$ ; 湍流脉动对机械能的输运  $\partial(-\overline{u'_i u'_j} U_i)/\partial x_j$ , 即由于空间的速度梯度和黏性以及湍流脉动都会引起平均动能的变化。

图 8(a) 给出了 Stage B 1.75% 近失速状态近吸力面从距前缘 30%~60% 叶尖弦长处, 系综平均流向速度  $W$  的分布, 图中虚线是用  $\lambda_2$  准则<sup>[23]</sup> 识别得到的泄漏涡核。图 8(b) 给出了相对应截面典型瞬态场的涡量  $\omega_z$  分布, 该值用转子的角速度  $\Omega$  无量纲化。从图中可以看出距前缘 50% 弦长的位置以前, 瞬态场中泄漏涡主要是以集中涡的形态存在, 在距前缘 60% 截面位置时, 涡核则突然膨胀、分裂、旋涡失去稳定性。由图 8(a) 可知,  $L/c = 0.5$  截面位置以前, 泄漏涡核

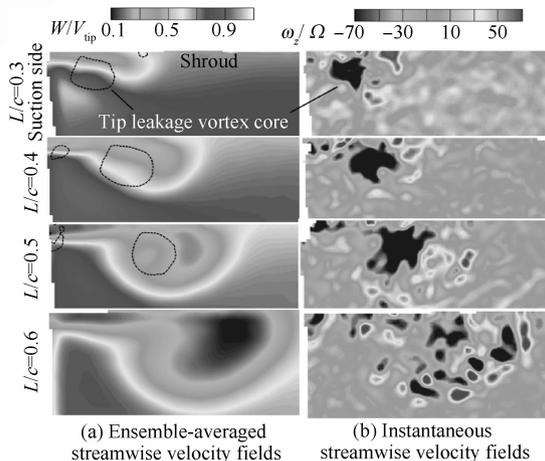


图8 近失速状态 Stage B 1.75% 系综平均的流向速度场和典型的瞬态流向涡量场

Fig. 8 Ensemble-averaged streamwise velocity fields and typical instantaneous streamwise vorticity fields with Stage B 1.75% at near stall condition

核内流向速度分布并不均匀,既包含来自叶尖泄漏的低能流体,也有一部分流体的动能较高,说明泄漏涡形成过程卷入了大量主流流体,发生了较大尺度的主流与泄漏流的相互卷绕掺混的物理过程。同时一部分低动能的泄漏流并没有卷入涡核内,而是堆积在涡核外围。

图9给出了按照式(3)得到的流向速度 $W$ 梯度场,由图可知主流流体和泄漏流有明显的流向速度梯度,甚至涡核与外围堆积的低能流体也有明显的速度差异,说明主流和泄漏堵塞区域之间以及堵塞区域内部必然存在较强的由黏性带来的动量输运,特别是泄漏涡与主流相互卷绕的掺混过程,更进一步加速了泄漏流与主流间的速度扩散,并且由于堵塞区域引入了主流高能流体,从而使得流通能力有所增加,堵塞系数减小。

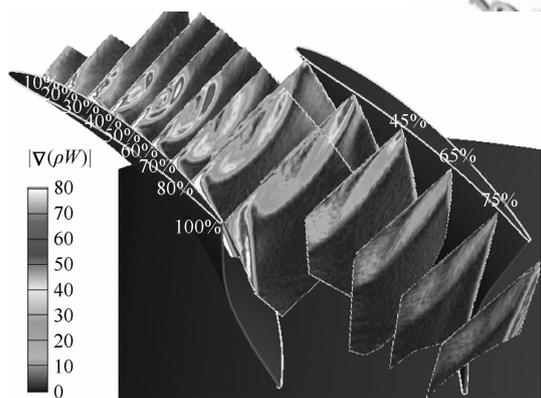


图9 近失速状态 Stage B 1.75% 转子通道内流向速度梯度的分布

Fig.9 Distribution of streamwise velocity gradient with Stage B 1.75% at near stall condition

另一方面,泄漏涡在形成发展过程中存在的非定常摆动会进一步促进堵塞区域的湍流掺混,引起较强的速度脉动。图10给出了 Stage B 1.75% 近失速状态时绝对湍流度  $Tu$  分布,湍流度用叶尖切线速度无量纲化。由图10可知泄漏涡在形成发展的过程中( $L/c=0.3\sim 0.5$ )堵塞区域的湍流度逐渐升高,可知湍流脉动在这过程中同样会引起动量输运。在  $L/c=0.5$  之后,泄漏涡发生失稳/破碎进一步加剧了堵塞区域内部流体以及与外部主流流体的湍流掺混,从图9和图10可知在泄漏涡失稳后有限空间范围内( $L/c=0.6\sim 0.7$ )仍然存在持续较高的速度梯度和湍流

脉动,即较强的湍流掺混,但在这之后堵塞区域内部的速度梯度和湍流度首先快速衰减,流动很快趋于均匀;在堵塞边界处的湍流度和速度梯度相比于堵塞区域中心仍然较高,说明在堵塞边界附近的湍流掺混仍在不断地向堵塞区域内部输运动能;在向下游发展过程中,堵塞区域整体的速度梯度都衰减得较快,并且在靠近转子通道出口时的梯度值非常低,即堵塞效应由于湍流掺混的影响逐渐被削弱,流通能力得以恢复。通过对比其他间隙、工况和叶片结构的试验结果发现,其流动发展过程是近似的。

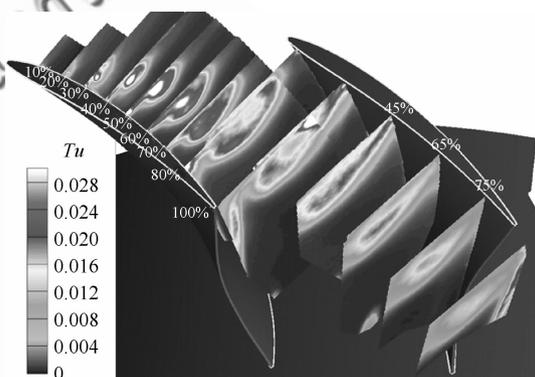


图10 近失速状态 Stage B 1.75% 转子通道内湍流度分布  
Fig.10 Distribution of turbulence intensity with Stage B 1.75% at near stall condition

基于以上分析可知,压气机转子叶尖泄漏流与主流的湍流掺混是引起尖部堵塞减弱的重要物理机制。在压气机转子通道上游,虽然也存在较强的湍流掺混,但由于逆压梯度的影响仍然较强,堵塞系数逐渐增大;转子通道下游,由于叶片存在落后角,扩压能力明显降低,使得堵塞增长能力大大减弱;而由于受泄漏涡破碎等物理过程的影响,湍流掺混对动能的输运作用得以增强,在堵塞的发展过程中占主导地位,因此从以上试验数据提取的堵塞系数分布上可以看出,在通道下游,堵塞系数是逐渐减弱的。

需要指出的是,根据式(10)可知,黏性和湍流脉动同样会引入损失,使得平均动能有所减弱,从而导致堵塞有一定的增加;由湍流掺混导致的总压损失对堵塞增长的影响程度以及黏性输运和脉动输运对堵塞的衰减所贡献的比例将在未来做进一步的分析。

## 4 结 论

1) 在本文测量的多种试验条件下,压气机转子通道内泄漏流堵塞分布均呈现非线性、非单调性的特点,往往在通道内部出现堵塞峰值,其分布规律主要受到逆压梯度和湍流掺混等物理因素的综合影响。

2) 转子通道内逆压梯度环境是引起泄漏堵塞增长的重要因素。根据一维尾迹模型推导的堵塞系数可以预测当静压升系数增长到一定程度后,堵塞会急剧增长,甚至可能引发失速;初始的泄漏堵塞流量越强,堵塞随静压升系数增长的越迅速;初始泄漏流体的总压越低,堵塞区域低能流体所能承受的静压升系数越小,越容易引发失速。

3) 叶尖泄漏流与主流之间湍流掺混所带来的动能输运是引起泄漏堵塞减弱的主要因素。湍流掺混过程是通过黏性以及湍流脉动两个机制共同把主流较高的动能输运到堵塞区域,使得泄漏流堵塞区域的流通能力增加;湍流掺混强度通常和泄漏涡状态有着密切的关系,泄漏涡的破碎/分裂会进一步加速湍流掺混过程。

## 参 考 文 献

- [1] Koch C C. Stalling pressure rise capability of axial flow compressor stages. *Journal of Engineering for Power*, 1981, 103(4): 645-656.
- [2] Smith L H, Jr. The effect of tip clearance on the peak pressure rise of axial-flow fans and compressors. *ASME Symposium on Stall*, 1958: 149-152.
- [3] Wisler D C. Loss reduction in axial-flow compressors through low-speed modal testing. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1985, 107(2): 354-363.
- [4] Baghdadi S. Modeling tip clearance effects in multistage axial compressors. *Journal of Turbomachinery* 1996, 118(4): 613-843.
- [5] Rains D A. Tip clearance flows in axial flow compressors and pumps. Pasadena: Hydrodynamics and Mechanical Engineering Laboratories, California Institute of Technology, 1954.
- [6] Chen G T, Greitzer E M, Tan C S, et al. Similarity analysis of compressor tip clearance flow structure. *Journal of Turbomachinery*, 1991, 113(2): 260-271.
- [7] Kang S, Hirsch C. Numerical simulation of three-dimensional viscous flow in a linear compressor cascade with tip clearance. *Journal of Turbomachinery*, 1996, 118(3): 492-502.
- [8] Kang S, Hirsch C. Experimental study on the three-dimensional flow within a compressor cascade with tip clearance: Part I-velocity and pressure fields. *Journal of Turbomachinery*, 1993, 115(3): 434-443.
- [9] Kang S, Hirsch C. Experimental study on the three-dimensional flow within a compressor cascade with tip clearance: Part II-the tip leakage vortex. *Journal of Turbomachinery*, 1993, 115(3): 444-450.
- [10] Kang S, Hirsch C. Tip leakage flow in linear compressor cascade. *Journal of Turbomachinery*, 1994, 116(4): 657-664.
- [11] Koch C C, Smith L H, Jr. Loss sources and magnitudes in axial-flow compressors. *Journal of Engineering for Power*, 1976, 98(3): 411-424.
- [12] Vo H D. Role of tip clearance flow on axial compressor stability. Massachusetts: Department of Aeronautics and Astronautics, Massachusetts Institute of Technology, 2001.
- [13] Hah C, Rabe D C. Role of tip clearance flows on flow instability in axial flow compressors. 15th International Symposium on Air Breathing Engines (ISABE), 2001.
- [14] Khalid S A. The effects of tip clearance on axial compressor pressure rise. Massachusetts: Department of Mechanical Engineering, Massachusetts Institute of Technology, 1995.
- [15] Khalid S A, Khalsa A S. Endwall blockage in axial compressors. *Journal of Turbomachinery*, 1999, 121(3): 499-509.
- [16] Hoeger M, Lahmer M, Dupslaff M, et al. A correlation for tip leakage blockage in compressor blade passages. *Journal of Turbomachinery*, 2000, 122(3): 426-432.
- [17] Liu B J, Yu X J, Yuan H J, et al. Application of SPIV in turbomachinery. *Experiments in Fluids*, 2006, 40(4): 621-642.
- [18] Yu X J, Liu B J, Yuan H J, et al. Characteristics of the tip leakage vortex in a low-speed axial compressor. *AIAA Journal*, 2007, 45(4): 870-878.
- [19] Zhang Z B, Yu X J, Liu B J. Precision analysis of the flow field measured in compressor rotor by using stereoscopic particle image velocimetry. *Journal of Aerospace Power*, 2010, 25(4): 868-876. (in Chinese)
- [20] 张志博, 于贤君, 刘宝杰. 压气机转子内部流场 SPIV 测量的精度分析. *航空动力学报*, 2010, 25(4): 868-876.
- [21] Yu X J, Liu B J. Stereoscopic PIV measurement of unsteady flows in an axial compressor stage. *Experimental Thermal & Fluid Science*, 2007, 31(8): 1049-1060.
- [22] Jiang H K, Li Y C, Zhang H, et al. A large-scale axial flow compressor facility and dynamic measurement techniques for rotor flow study. *Journal of Aerospace Power*, 2010, 25(4): 868-876.

1992, 7(1): 1-8. (in Chinese)

蒋浩康, 李雨春, 张洪, 等. 研究转子内流动的大尺寸轴流压气机实验装置和动态测量技术. 航空动力学报, 1992, 7(1): 1-8.

[22] Suder K L. Blockage development in a transonic, axial compressor rotor. *Journal of Turbomachinery*, 1998, 120(3): 465-476.

[23] Liu B J. The flow mechanism of wake vortices and its application. Beijing: School of Energy and Power Engineering, Beihang University, 1998. (in Chinese)

刘宝杰. 尾流旋涡的流动机制及其应用. 北京: 北京航空航天大学能源与动力工程学院, 1998.

Tel: 010-82316419

E-mail: lbj@buaa.edu.cn、

张志博 男, 博士研究生. 主要研究方向: 叶轮机械内部复杂流动。

Tel: 010-82338139-801

E-mail: zhang.zhibo@buaa.edu.cn

于贤君 男, 博士, 讲师, 硕士生导师. 主要研究方向: 叶轮机械气动力学。

Tel: 010-82316455

E-mail: yxj@buaa.edu.cn

#### 作者简介:

刘宝杰 男, 博士, 教授, 博士生导师. 主要研究方向: 叶轮机械气动力学。

## Experimental Investigation on Characteristics of Tip Leakage Blockage in an Axial Compressor

LIU Baojie, ZHANG Zhibo, YU Xianjun \*

*National Key Laboratory of Science & Technology on Aero-Engine Aero-thermodynamics, School of Energy and Power Engineering, Beihang University, Beijing 100191, China*

**Abstract:** Rotor passage flow fields are measured by stereoscopic particle image velocimetry (SPIV) in a large-scale low speed axial compressor test facility. The measurements are conducted in conditions of stages with different aerodynamic loading levels, different rotor tip gap sizes and different operating conditions. The variations of blockage inside the rotor passage are analyzed by a quantitative method. The results show that: in the test conditions the distribution of blockage by the tip leakage vortex has the characteristics of non-linearity and non-monotonicity, which means the peak blockage occurs inside the rotor passage; the adverse pressure gradient is the most important physical mechanism for the growing of the blockage; in an environment of adverse pressure gradient the higher the initial mass flow rate in the blockage region, the faster is the growth of blockage, and the higher the initial total pressure deficit, the easier it is to cause stall; intensive turbulent mixing occurs between the tip leakage flow and the mainstream, and the transport of kinetic energy between the mainstream and tip leakage flow by the viscosity and turbulent fluctuation in the turbulent mixing is the main mechanism for blockage decay.

**Key words:** tip leakage vortex; endwall blockage; adverse pressure gradient; turbulent mixing; stereoscopic particle image velocimetry; compressor

**Received:** 2013-01-30; **Revised:** 2013-03-07; **Accepted:** 2013-04-15; **Published online:** 2013-04-25 10:12

**URL:** www.cnki.net/kcms/detail/11.1929.V.20130425.1012.003.html

**Foundation items:** National Natural Science Foundation of China (51136003, 51006007, 50976009)

\* **Corresponding author.** Tel.: 010-82316455 E-mail: yuxj@buaa.edu.cn