

单级轴流压气机叶端区二次流动的研究

吴艳辉^{1,2}, 刘 军¹, 安光耀¹, 陈智洋¹, 彭文辉¹

(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072;

2. 先进航空发动机协同创新中心, 北京 100191)

摘 要: 为揭示某单级压气机非设计转速下影响效率和稳定性的关键因素,采用实验和数值模拟相结合的方法,系统地研究了该压气机动、静叶通道内的二次流动随工况(即叶片负荷)的变化规律。对于转子,大流量工况叶端区的二次流主要以泄漏流/泄漏涡和轮毂角区分离为主,而到了峰值效率和近失速工况,整个叶高基元的过度扩压导致的叶片失速抑制了轮毂角区失速的发生。静叶叶尖端区的二次流动虽然具有三维性,但到了近失速工况它依然没有发展成为角区失速。静叶叶根的泄漏流动虽然对端壁附面层的低能流体向轮毂吸力面角区的汇聚起到了一定的抑制作用,但它对角区失速的控制效果却受到压气机不同流量工况的影响。近失速工况叶根泄漏流动抑制角区失速的能力不足是导致压气机效率下降的主要因素,而转子叶尖的二次流动造成的对整个叶尖通道的阻塞是限制压气机稳定性的关键因素。

关 键 词: 轴流压气机; 叶端区; 二次流动; 泄漏流; 角区失速

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Investigation of secondary flows near the endwall region in a single-stage axial-flow compressor

WU Yan-hui^{1,2}, LIU Jun¹, AN Guang-yao¹,

CHEN Zhi-yang¹, PENG Wen-hui¹

(1. School of Power and Energy,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China;

2. Collaborative Innovation Center for Advanced Aero-Engine, Beijing 100191, China)

Abstract: To determine the key factors influencing the efficiency and stability of a subsonic axial flow compressor stage at off-design speed, experimental and numerical investigations were conducted to analyze the evolution of its secondary flow near the end-wall over a full stable operating range. The results show that a hub corner stall and a tip leakage flow dominate the endwall region of the rotor at a large mass flow condition. However, the full-span blade stall due to the over-diffusion inhibits the hub corner stall at peak efficiency and near stall flow conditions. The flow separation in the corner region of the casing of the stator blade is three-dimensional, but doesn't evolve into a hub corner stall even at the near stall flow condition. The leakage flow of the stator near hub could decrease and energize the cross-flow due to the overturning of the fluid near the casing, thus inhibiting or mitigating the hub corner stall. However, the control effect is influenced by different flow conditions of the compressor. At the near stall condition, a decrease in the stage efficiency mainly comes from the fact that the leakage flow has not enough capability for suppressing the hub corner stall, while the compressor stage stability is limited by the flow blockage arising from the second-

收稿日期:2016-03-08

基金项目:国家自然科学基金(51536006,51276148,11572257); 航空科学基金(2015ZB53027)

作者简介:吴艳辉(1972—),女,新疆霍城人,教授、博士生导师,博士后,主要从事叶轮机械气动热力学研究。

ry flow near the rotor tip.

Key words: axial-flow compressor; endwall region; secondary flows; leakage flows; corner stall

叶轮机械内部近一半的流动损失来自于端壁区^[1],端壁区存在的二次流动对叶栅通道内的流动损失有重要影响^[2-3].深入认识压气机叶端区的二次流损失,探究其内在的流体力学机制,对提高压气机的性能和拓宽压气机的稳定工作范围有着非常重要的理论意义和工程应用价值.

由于转子旋转,动叶和机匣壁之间留有一定的径向间隙.因此,动叶端区的二次流动是以泄漏流以及相关涡系为主导的复杂三维流动. Inoue 等^[4]对一低速轴流压气机设计工况点的叶尖流场进行了详细的测量,发现叶尖泄漏流与主流以及其他二次流动相互作用形成了沿流向发展的螺旋状的旋涡结构(称之为泄漏涡),由此形成了靠近机匣壁面的主要流动损失源.间隙泄漏涡造成的损失在动叶和压气机级的总能量损失中占很大比重,并且随着压气机负荷的提高,它已成为影响压气机稳定裕度的主要因素^[5]. Van Zante 等^[6]评定了全三维 RANS(Reynolds averaged Navier-Stokes)定常数值模拟在预测间隙区域流场方面的准确性,发现对叶尖区的网格进行加密并采用合适的湍流模型可以预测出与实验测量结果一致的泄漏流动及泄漏涡的发展.以实验检测出突尖波的某亚声速轴流压气机转子为研究对象, Ho-ying 等^[7]采用定常和非定常 RANS 计算方法评定了叶尖端区的流场变化与失速起始之间的关联.他们发现,随着流量的减小,叶尖区的主要流动特征是主流和间隙流的交接面向叶尖前缘平面推进,而当其越过叶尖前缘平面时泄漏涡会失去稳定性从而诱发突尖失速先兆波的产生.

动叶叶根区以及带冠静子叶端区的二次流动也具有三维特征.在通道横向压力梯度的作用下,端壁附面层中的低能流体向叶片吸力面和端壁的角度汇聚.这些低能流体在流向逆压梯度作用下发生三维分离,而且分离区的厚度以及相应的损失随奇点数的增加而增大^[8].角区失速(Corner stall)是指发生在端壁和叶片吸力面角区的大尺度三维流动分离,它出现的标志为在叶片吸力面和端壁近壁面区同时出现反流和回流. Dring 等^[9]实验研究了某低速大尺寸轴流压气机转子中的二次流动,发现在负荷较低的工况转子叶片吸力面和轮毂角区发生了角区失速,而随着负荷的

提高其发展为全叶高失速,使得分离区以及尾迹区流体的径向速度增加,从而抑制了角区失速的发展. Joslyn 等^[10]测量了某双级压气机第二级静叶中的流场,发现从大流量工况点到近失速工况点在叶片吸力面和端壁的角度都发生了角区失速.随着叶片负荷的提高,近机匣侧的角度失速呈减小的趋势,而近轮毂侧的角度失速却急剧增长,这是导致双级压气机性能恶化的主要原因.

Schulz 等^[11-12]详细测量了某环形压气机叶栅中端壁区的流动,并提出了有关角区失速的流动拓扑结构.该拓扑结构是由端壁上的流动分离线以及叶片吸力面上的流动分离线界定的某一空间流面构成,通过该流面将失速流体与自由流分隔开. Schulz 等还指出当端壁和叶片吸力面上的分离焦点个数 ≥ 2 时,可能存在与反流和回流区相关的空间环涡结构.以 Schulz 等实验研究的环形叶栅为研究对象, Hah 等^[13]采用全三维 RANS 定常数值模拟对其内部流场进行了数值模拟.在对计算结果进行实验校核的基础上,对角区失速内部复杂的涡系结构进行了分析,证实了 Schulz 等提出的空间环涡结构的存在. Weber 等^[14]针对某跨声速压气机叶栅的实验和数值研究也表明,在角区失速内部出现了一个弱的环涡结构.

扩散因子(DF)是普遍认可的评估自由流区叶片载荷的气动参数,在压气机设计中扩散因子的常规设计极限值为 0.6.然而,扩散因子并不适用于评估叶端区的叶片载荷,因为该区域的流动黏性和三维性起了很重要的作用.以无扭转压气机叶栅理论推导为基础, Lei 等^[15]尝试提出了一种包括失速指示器和扩散参数(D)的判定轴流压气机角区失速的新准则.基于大量的数值算例,他们总结出了发生角区失速的扩散参数的临界值为 0.4.尽管这一准则得到了来自工业界的部分压气机转子和静子实验数据的支持,但它的普适性还有待于进一步的验证.从降低扩散参数的角度出发, Lei 等^[15]提出了抑制端壁区横向流动的吸力面喷气的控制方案,并在平面叶栅中实验验证了其控制效果. Dong 等^[16]的针对某轴流压气机静子的实验研究表明,在静叶和轮毂之间引入间隙泄漏流动也可以减轻角区失速.然而,这些研究仅是针对单一工况点,本文将探讨不同工况下间隙

泄漏流对角区控制效果的影响。

压气机叶端区的二次流动的发展以及其对性能的影响是随压气机的设计参数和运行工况的变化而变化的。本文以某高速小尺寸单级亚声速轴流压气机(悬臂式静子)为研究对象,采用实验和数值模拟相结合的方法研究其非设计转速下转子和静子端区的二次流动,检验了扩散参数的普适性,系统分析叶端区的二次流动随工况点(即叶片负荷)变化的规律以及变工况下间隙泄漏流动的控制角区失速的效果,从而确定非设计转速下影响该单级压气机效率和稳定性的关键因素,为发展有效的扩稳增效型流动控制方法奠定基础。

1 研究对象及测量方法

本文的研究对象为西北工业大学的单级轴流压气机实验台。实验台的基本结构及测点布置如图1所示。基本设计参数见表1。本文的实验和数值模拟都是在53.5%的设计转速下进行的。

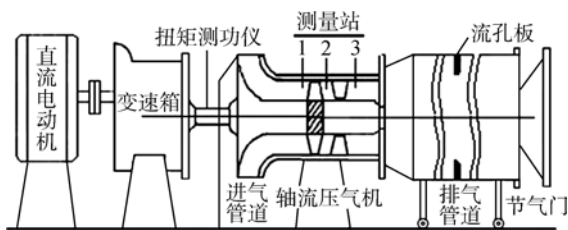


图1 单级轴流压气机实验台结构及测试点位置简图

Fig. 1 Diagrammatical section of single-stage axial-flow compressor and the test point locations

表1 基本设计参数

Table 1 Basic design parameters

参数	数值
设计流量/(kg/s)	5.6
设计等熵绝热效率	0.905
设计点增压比	1.245
设计转速/(r/min)	15200
轮毂直径/mm	182
轮毂比	0.61
转子进口外径/mm	298
静子进口外径/mm	295.2
转子叶片数目/片	30
静子叶片数目/片	44
转静叶尖径向间隙/mm	0.3

该装置的实验测量段沿轴向设有3个参数采集站,如图1所示。通过组合式三孔气动探针进行压力、温度、速度等参数的测量。实验前三孔压力探针须在马赫数为0~0.6的范围中进行校准。

转子前的测量站1距转子叶根的前缘约50%的转子叶根轴向弦长。转子出口的测量站2分别距离转子叶根尾缘以及静子前缘约60%转子叶根轴向弦长和40%静子叶根轴向弦长。静子出口测量站3距离静子叶根尾缘约40%静子叶根轴向弦长。

组合式气动探针固定在坐标架上并可随坐标架沿径向上下移动也可周向转动。对于转子进、出口的气动参数,只需要将探针按等环面规律进行7点径向测量。对于静子出口气动参数测量需考虑尾迹不均匀性的影响,因此要将静子沿周向在一个栅距的范围内均匀转动14个位置,并沿径向按等环面规律进行7点测量。将相同叶高处14个周向测点的值进行平均,可得到总、静压沿叶高分布的型面。考虑到实验转速下,压气机进出口温差较小,而用热电偶测温时误差较大,因此通过测量扭矩来计算压气机功耗,得到压气机的扭矩效率。

2 数值模拟方法

数值模拟采用Euranus流体求解器,结合Spalart-Allmaras湍流模型求解三维雷诺时均Navier-Stokes方程。空间离散格式采用2阶迎风格量差分裂格式,时间项用4阶显式Runge-Kutta法求解,同时采用多重网格、局部时间步长及隐式残差光顺等措施来计算加速收敛过程。

图2为本文数值模拟研究采用的单级轴流压气机的单通道三维计算网格。网格拓扑结构为H-O-H型,叶片通道内采用O型贴体网格,进出口延伸段采用H型网格,并在叶片前后缘进行了网格加密,转静子间隙径向网格为17个节点,总的网格节点数为147万。为了保证近壁面第1层网格节点的宽度满足计算要求,本文中取 y^+ 值为1,实现近壁面第1层网格宽度为0.005mm。进口设定轴向进气,并给定总温、总压;出口给定平均静压;通过增大出口静压逐步逼近失速边界点。此外,转子和与转子相连的部分轮毂壁面(轴向位置为0.295~0.340m)设定为转动机构,给定恒定转速(N_{cor})为8130 r/min;而静子、机匣面和其它轮毂面设定为静止壁面。所有壁面都采用绝热无滑移边界条件。

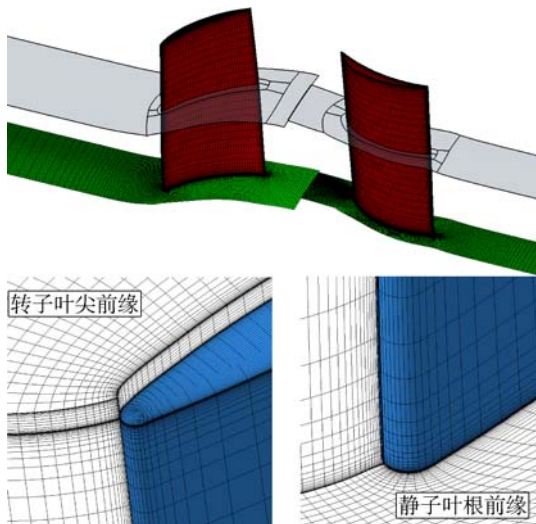


图 2 计算网格

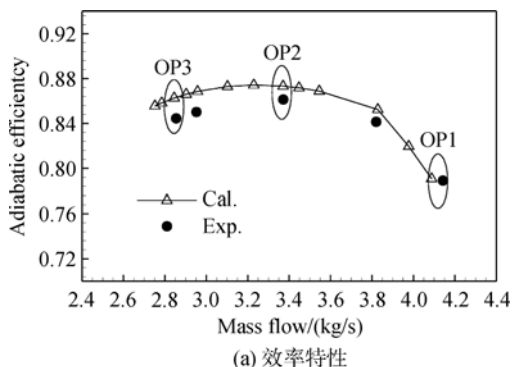
Fig. 2 Computational grid

3 计算结果与分析

3.1 实验和计算结果对比

图 3 所示是实验压气机的总压比/流量和效率/流量特性曲线的计算与实验结果的对比. 由图中可知, 计算所得与实验值相差较小, 变化趋势基本一致. 从整个流量范围来看, 计算和实验吻合较好. 除了总体性能外, 还选取了图 3 中所示的 OP1, OP2, OP3 工况点来比较计算和实验得到的面积平均的绝对总压、静压沿叶高分布. 其中 OP1 对应大流量工况 ($\dot{m}=4.08 \text{ kg/s}$), OP2 对应峰值效率工况 ($\dot{m}=3.34 \text{ kg/s}$), OP3 对应近失速工况 ($\dot{m}=2.85 \text{ kg/s}$). 图 4 和图 5 分别比较了实验和计算得到的转子出口测量站 2 以及静子出口测量站 3 的绝对总压沿叶高的分布.

由图 4 中可以看出, 计算得到的绝对总压的径向分布和实验测量结果的径向分布一致. 随着流量的减小, 沿径向基元叶栅的扩压能力增强, 转子出口测量站 2 处的绝对总压不断增加. 大流量工况 OP1, 40% 叶高以下绝对总压急剧减小, 将



(a) 效率特性

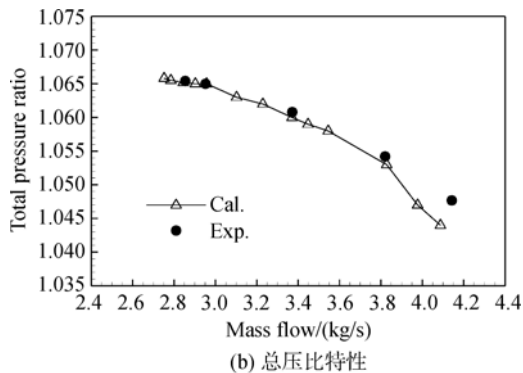
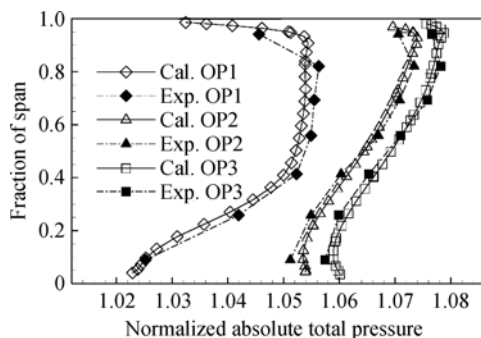
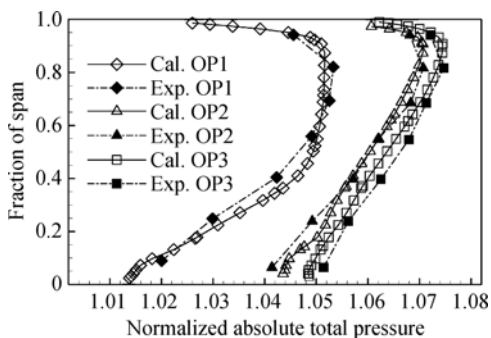


图 3 总性能对比

Fig. 3 Comparison of overall performance

图 4 测量站 2 处的基元性能对比 ($N_{\text{cor}}=8130 \text{ r/min}$)Fig. 4 Comparison of spanwise profiles of aerodynamic parameters at station 2 ($N_{\text{cor}}=8130 \text{ r/min}$)图 5 测量站 3 处的基元性能对比 ($N_{\text{cor}}=8130 \text{ r/min}$)Fig. 5 Comparison of spanwise profiles of aerodynamic parameters at station 3 ($N_{\text{cor}}=8130 \text{ r/min}$)

该范围区域称为总压亏损区. 到了近峰值效率工况 OP2 和近失速工况 OP3, 从叶尖到叶根绝对总压变化较为平缓, 未能明显的看到总压亏损区.

由图 5 可以看出, 计算得到的静子出口测量站 3 处的绝对总压沿径向的分布和实验测量结果也是一致的. 大流量工况 OP1, 静子出口近轮毂区出现了转子出口类似的总压亏损区, 且随着流量减小绝对总压的径向变化趋于平缓.

对于转子和静子近轮毂区总压损失的成因以及其随流量的变化而变化的原因将在后续的流场分析中给予详细的解释。

3.2 内部流场分析

3.2.1 动叶端区二次流动分析

图6给出了OP1, OP2, OP3共3种工况下转子出口截面的相对总压分布(图中PS表示压力面, SS表示吸力面), 该截面垂直于回转轴且距离转子叶根尾缘1%轴向弦长。在大流量工况, 轮毂和叶片吸力面角区堆积了大量的低总压流体。同时, 近机匣叶片通道中靠近压力面侧也出现了一个低总压区, 但该处流体的相对总压值要高于吸力面轮毂角区流体的相对总压值。随着流量的减小, 峰值效率工况(OP2)下在叶片吸力面和轮毂角区连接处已观察不到低总压流体堆积, 近失速工况(OP3)的情形与峰值效率工况类似。与此同时, 叶片尾迹随着流量的减小而变厚, 近机匣壁的低总压流体与叶片的尾迹发生了相互作用, 其径向影响范围在近失速工况明显扩大。

为了探究近轮毂和近机匣处低总压流体出现的原因以及它们随流量/载荷变化而变化的原因。图7比较了3个流量工况轮毂端壁以及叶片吸力面上的极限流线图。图8给出了3个流量工况下吸力面附面层中的径向速度分布云图以及图6所示的转子出口截面上的径向速度分布云图。结合图7和图8可以看出:

在大流量工况下, 轮毂附面层中的低能流体在通道中横向压力梯度的作用下向吸力面和轮毂连接处汇聚, 同时一部分来自相邻叶片通道轮毂附面层中的低能流体也绕过吸力面尾缘汇聚在轮毂吸力面的连接处。这两部分低能流体在流向压

力梯度的作用下发生了三维分离从而在吸力面上形成了一条角区分离线, 并在轮毂壁面上留下了两个分离焦点。以上流动分离的拓扑结构与Schulz等^[11]针对环形叶栅角区失速实验研究的油流显示结果是一致的。角区分离线向上延伸到40%叶高处, 与非常靠近叶片尾缘的吸力面层分离线汇聚。因此, 大流量工况下堆积在叶片和吸力面角区的低总压流体是由于角区失速造成的。此外, 从吸力面近壁区以及出口下游截面的径向速度分布可以看出, 角区分离线之后的径向速度较低, 流体的径向输运能力很弱, 因此低能流体大量堆积在轮毂角区, 形成轮毂角区失速。

随着流量的减小/叶片的载荷提高, 峰值效率工况叶片吸力面附面层已发生了全叶高分离。分离线之后吸力面近壁区的径向速度以及尾迹区的径向速度较大流量系数工况显著提高, 影响范围也从40%叶高扩展到80%叶高。这使得原本堆积在轮毂吸力面角区的低总压流体沿径向朝叶尖方向输运, 从而阻止了轮毂角区失速的发生, 并使得尾迹的宽度增加。到了近失速工况, 吸力面附面层分离线之后叶表附面层中的径向速度值进一步提高, 其径向范围已发展到叶尖。近失速工况靠近机匣壁的低总压流体的径向范围明显扩大表明叶表附面层中的低能流体已被输运到机匣壁近壁区。

图9给出了近峰值效率工况(OP2)和近失速工况(OP3)转子叶尖泄漏流流线以及垂直于转轴切面上的相对总压分布云图。近峰值效率工况, 从叶尖前缘附近发出的泄漏流线与主流相互作用形成了沿流向发展的螺旋状的细长涡体——泄漏涡。泄漏涡的螺旋运动在沿轴向分布的切面上诱导出低总压流体区, 图6中观察到的机匣壁附近的低总压流体区是由于泄漏涡的运动造成的。

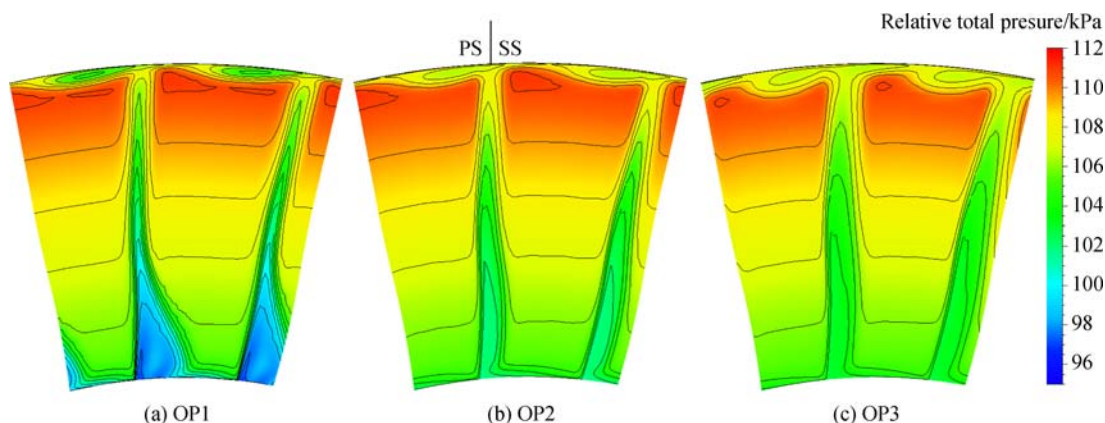


图6 OP1, OP2, OP3 工况转子出口下游截面上的相对总压云图(距转子尾缘1%叶根轴向弦长)

Fig. 6 Relative total pressure contours at OP1, OP2, OP3 (1% axial chord after the rotor outlet)

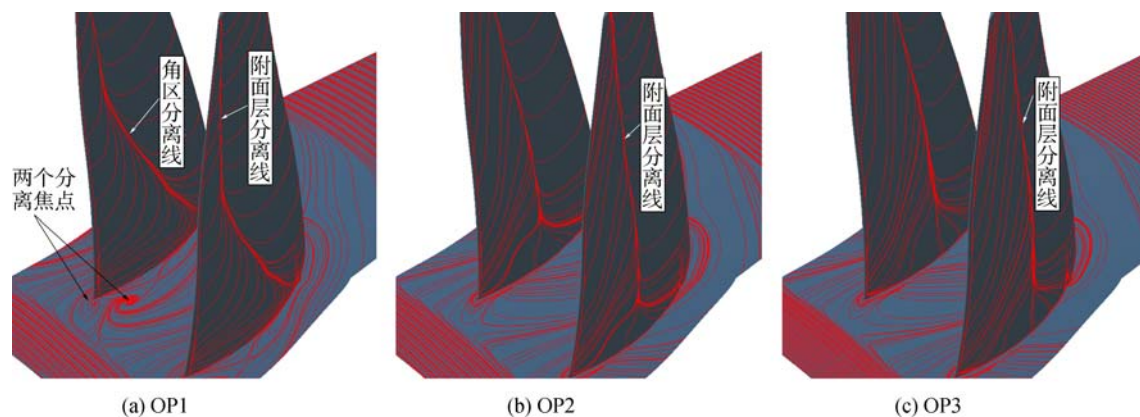


图 7 OP1, OP2, OP3 工况转子轮毂和吸力面上的极限流线

Fig. 7 Limiting streamlines on the hub and blade suction surface of rotor at OP1, OP2, OP3

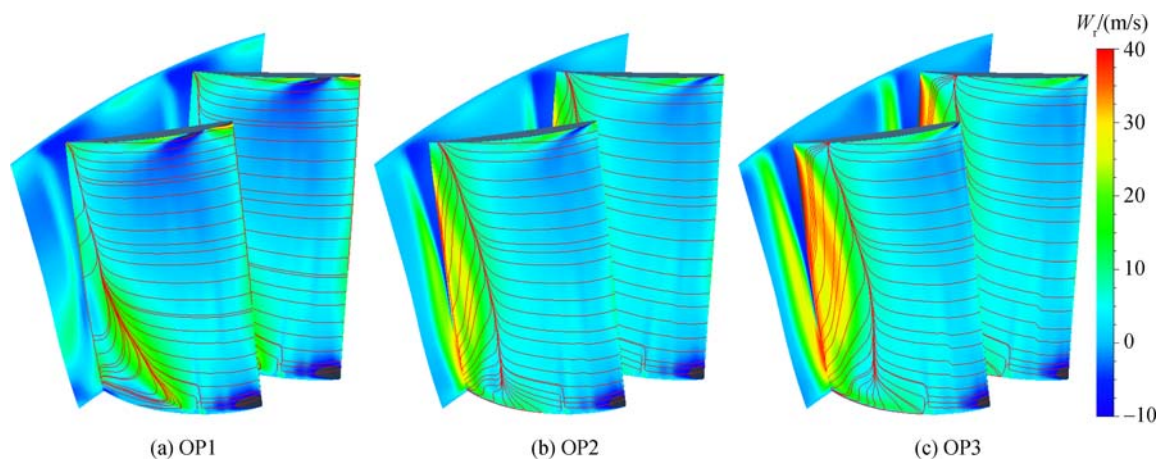
图 8 OP1, OP2, OP3 工况转子叶片吸力面近壁面区以及出口下游截面上的径向速度分布
(距转子尾缘 1% 叶根轴向弦长)

Fig. 8 Contour plots of radial velocity near the blade suction surface and on the axial cut downstream of the rotor outlet at OP1, OP2, OP3 (1% axial chord after the rotor outlet)

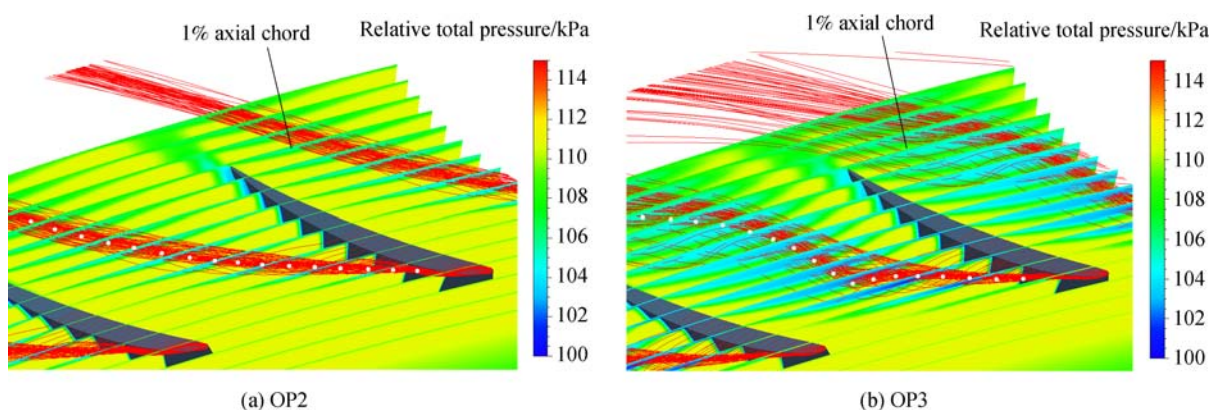


图 9 叶尖泄漏流线图及垂直于转轴切面上的相对总压分布

Fig. 9 Leakage streamlines and relative total pressure contour on the axial cuts perpendicular to the axial direction

随着流量的减小/叶尖载荷的提高,近失速工况泄漏涡的运行轨迹(白色点线标识)在通道中部出现了轻微的弯曲,总体的发展趋势较之于近峰值效

率工况无明显变化,但各轴向切面上位于泄漏涡运行轨迹和通道压力面之间的低总压流体的周向和径向范围明显增大.近失速工况机匣近壁区低

总压流体的增多是由两方面的原因造成的:一是泄漏涡随叶尖载荷的增大而增强,围绕其涡核发展的低能流体区的范围扩大;二是吸力面近壁区的低总压流体被输送到叶尖后,在泄漏流体的连带作用下又向通道的压力面侧输运。

对于所研究的轴流压气机转子,大流量工况(OP1)、峰值效率工况(OP2)和近失速工况(OP3)近叶根、平均半径以及近叶尖的扩散因子分别0.68, 0.41, 0.36; 0.76, 0.54, 0.51; 0.76, 0.64, 0.58。这3种流量工况下扩散因子沿叶高的分布与Dring等^[9]实验测量的大尺寸低速轴流压气机转子相当,而本文的数值模拟结果与其实验测量结果也是一致的。此外,根据Lei等^[15]提出的判定角区失速的新准则,大流量工况(OP1)、峰值效率工况(OP2)以及近失速工况(OP3)转子叶根的扩散参数分别为0.40, 0.47和0.48,这些值均 $\geq$ 发生角区失速的扩散参数的临界值(0.4),而本文的数值模拟结果表明仅在大流量工况下出现了角区失速现象。因此,本文以及Joslyn和Dring^[10]的研究结果表明,Lei等^[15]提出的判定角区失速的新准则具有局限性,不适用于本文所研究的压气机转子。

综合以上分析,大流量工况(OP1)动叶端区的二次流动是以轮毂角区失速以及叶尖泄漏流(泄漏涡)为主导。随着负荷的提高,叶片吸力面附面层分离加剧,整个叶高基元的过度扩压使得叶片吸力面附面层分离加剧,分离区流体的旋度增加,加之离心力的作用,使得堆积在轮毂吸力面角区的低总压流体沿径向朝叶尖方向输运,从而阻止了轮毂角区失速的发生。而到了近失速工况,泄漏涡的活动增强,沿径向输运的低总压流体与叶尖泄漏流发生了相互作用。

对图4中出现的实验测量结果可以这样解释:大流量工况(OP1)转子出口测量截面2上出现的近轮毂区的总压亏损是由于轮毂角区失速引发的;而峰值效率工况(OP2)和近失速工况(OP3)吸力面附面层分离诱发的径向速度加强了轮毂吸力面角区低能流体的径向输运,从而使得近轮毂的总压亏损区急剧缩小。

3.2.2 静叶叶端区二次流动分析

图10给出了3种流量工况下静子出口截面的绝对总压的分布,该截面垂直于回转轴且距离静子叶根尾缘1%轴向弦长。大流量工况(OP1),静子叶片吸力面和轮毂以及机匣的交接处堆积有低总压流体,而且,机匣侧的低总压流体区的面积

远小于轮毂侧的。随着流量的减小,峰值效率工况(OP2)轮毂和机匣侧的低总压流体区都有扩大的趋势。到了近失速工况(OP3),这两个区域的低总压流体进一步扩大。随流量的减小,机匣侧的低总压流体区虽然有一定程度的增加,但变化并不明显。与之相对照的是,轮毂侧的低总压流体区的径向和周向范围都有明显扩大。

实验压气机的静子为悬臂安装结构,轮毂和静子叶片的叶根留有一定的径向间隙,这就决定了其轮毂侧的二次流动比机匣侧的要复杂。首先分析机匣侧的二次流动。图11给出了3种流量工况下机匣和静子叶片吸力面上的极限流线图。可以看出,尽管3种工况下机匣壁附面层的低能流体也向机匣和静子叶片吸力面的角区汇聚,但机匣壁附近并没有出现回流区,这是与大流量工况转子轮毂壁的极限流线明显的不同之处(图7中OP1工况)。从静叶吸力面上的极限流线图可以看出,汇聚在机匣和吸力面角区的低能流体沿吸力面向上爬升,并在距离机匣约10%叶高处形成一个三维分离焦点。从静子出口的绝对总压分布图(图10)可以看出,从分离焦点进入主流的低能流体的影响范围仅局限于非常靠近吸力面的位置。上述分离流动的拓扑结构与Gbadebo等^[8]研究的轴流压气机叶端区的三维分离类似。尽管这种分离也具有三维性,但近机匣壁并没有出现回流,因此它们并不属于角区失速。根据Lei等^[15]提出的判定角区失速的新准则,3种流量工况下静子近叶尖的扩散参数为0.08, 0.21和0.27,这些值均低于发生角区失速的扩散参数的临界值(0.4)。这进一步证明Lei等^[15]提出的判定角区失速的新准则对于压气机静子是适用的。

田江涛等^[17]针对同一压气机相同转速下的数值模拟表明,静子无叶根间隙时在叶片吸力面和轮毂的交汇处发生了角区失速,其拓扑结构和与本文大流量工况下的转子叶片吸力面与轮毂交汇处的角区失速类似(图6中OP1工况和图7中OP1工况)。因此,轮毂和静叶吸力面角区的二次流动涉及到间隙泄漏流动和角区分离的交互影响。图12给出了3种流量工况下轮毂端壁以及叶片吸力上的极限流线图。由于静叶叶根吸压力面的静压差决定了间隙泄漏流速度的大小,图13给出了3种工况下静子叶根吸压力面静压差分布。结合图10、图12和图13可以看出:

大流量工况(OP1),在压差驱使下的泄漏流动,一方面抑制了边界层的低能流体向静叶吸力

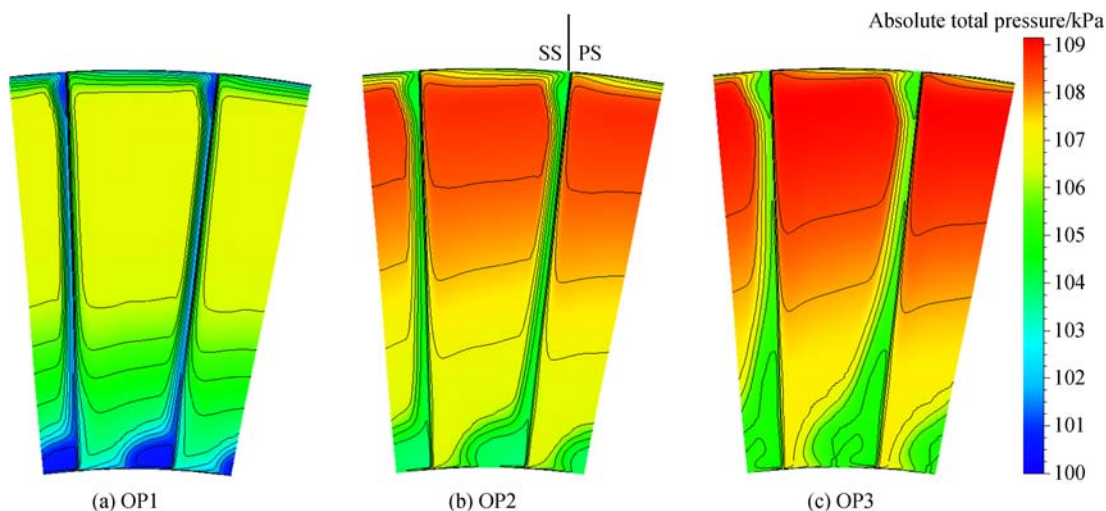


图 10 3 个流量工况静子出口下游截面上的绝对总压云图(距静子尾缘 1% 叶尖轴向弦长)

Fig. 10 Absolute total pressure contours of axial cut at three flow conditions
(1% axial chord downstream of the stator outlet)

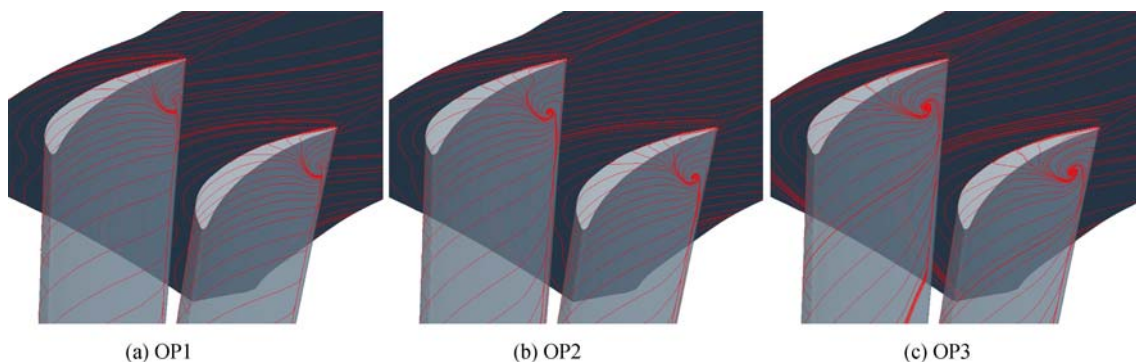


图 11 3 个流量工况静子机匣和吸力面上的极限流线

Fig. 11 Limiting streamlines on the casing and blade suction surface of stator at three flow conditions

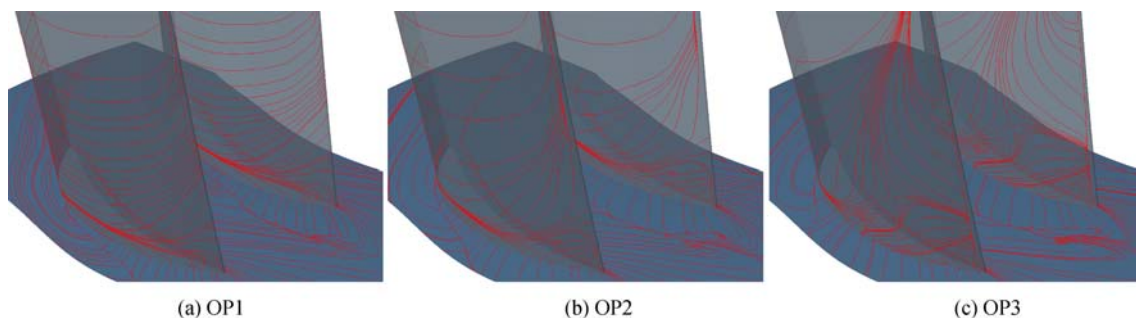


图 12 3 个流量工况静子轮毂和吸力面上的极限流线

Fig. 12 Limiting streamlines on the hub and blade suction surface of stator at three flow conditions

面角区的汇聚,另一方面对低能流体起到了激活作用,即,为其注入了流向动量从而提高其抗逆压梯度的能力.因此,在轮毂壁上没有出现与图 7 中 OP1 工况类似的两个分离焦点.出现在轮毂壁上的分离线以及吸力面上的再附线表征了泄漏涡的

形成.在静子出口截面上出现的椭圆形的低总压区是泄漏涡的螺旋运动引发,因此其形状区别于角区失速引发的类似三角形的低总压流体区(图 7 中 OP1 工况).该工况静叶吸力面附面层并没有发生分离,而距离轮毂 10% 叶高范围内的径向

流动是由泄漏涡的再附引发的。

峰值效率工况(OP2),静叶叶根前30%弦长范围的压差较大流量工况(OP1)有大幅上升,在上游泄漏流强烈的卷吸作用下,导致下游通道泄漏流的分离线也向远离吸力面的方向发展。而且,随着叶栅负荷的提高,该工况静叶吸力面的附面层发生了分离,再附的泄漏流体与边界层分离的低能流体发生了相互作用,在叶片吸力面上形成了一个三维分离焦点,其位于约80%弦长处。静叶叶根后70%弦长范围的压差与大流量工况相比逐渐减小,该压差驱使的泄漏流体虽然能抑制向吸力面/轮毂角区堆积的边界层低能流体,但其激活作用已变得不足。因此轮毂壁上与角区失速相关的两个分离焦点再次出现。静子出口的低总压区较之于大流量工况(OP1)有所扩大,但其形状仍为椭圆形,表明该工况泄漏流对角区失速仍然起到了很好的抑制作用。因此,近端壁的损失仍以泄漏流为主。

到近失速工况(OP3),前80%叶根弦长的泄漏流体分离线随静子近前缘压差的增加进一步远离吸力面,再附的泄漏流体与吸力面边界层分离的低能流体相互作用形成的三维分离焦点向前移动到60%弦长处。由于静子近尾缘压差进一步减小,该部分泄漏流体对边界层低能流体的激活作用也进一步减弱。静子出口的低总压区流体区由椭圆形变为近似三角形,表明该工况泄漏流对角区失速的抑制作用已变得很有限。因此近轮毂区流动损失包括角区失速和泄漏流损失两部分。

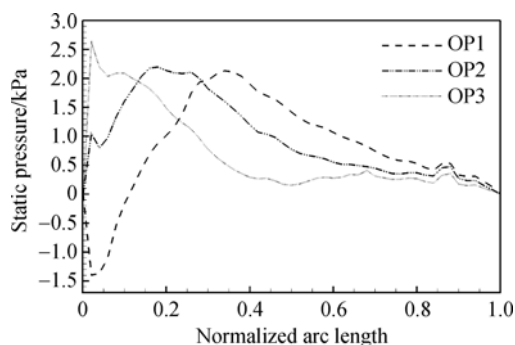


图13 3种流量工况静子叶根吸压力面静压差分布
Fig. 13 Static pressure difference distribution of suction and pressure section at stator blade root at three flow conditions

综合以上分析,3种工况下静子叶尖端区的二次流动虽然具有三维性,但它们并不属于角区失速。而静子叶根端区的二次流动涉及到角区失

速和泄漏流动的相互作用,由叶根吸压力面静压差驱使的泄漏流体抑制了端壁附面层的低能流体向轮毂吸力面角区的汇聚,因此对角区失速的发生起到了抑制/减轻作用。然而,泄漏流动对角区失速的控制效果随工况(即叶根吸压力面静压差)的变化而变化。

对图5中出现的实验测量结果可以这样解释:大流量工况(OP1)静子出口测量截面3上出现的近轮毂区的总压亏损是由于前面级转子轮毂角区失速以及泄漏流动的综合影响;而到了负荷较高的峰值效率工况(OP2)和近失速工况(OP3),泄漏流对其角区失速的抑制作用及其对边界层低能流体的激活作用填平了近轮毂壁的总压亏损。

3.2.3 影响压气机效率和稳定性的关键因素分析

图14给出了3种流量工况下转子周向平均的无量纲损失沿叶高分布。图15给出了3种流量工况下静子周向平均的无量纲损失沿叶高分布。

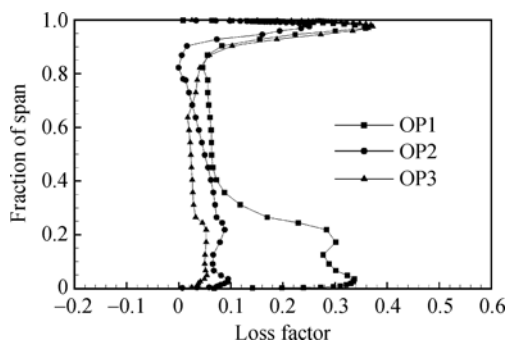


图14 周向平均的转子损失系数沿叶高分布
Fig. 14 Distribution of loss factors of rotor along span

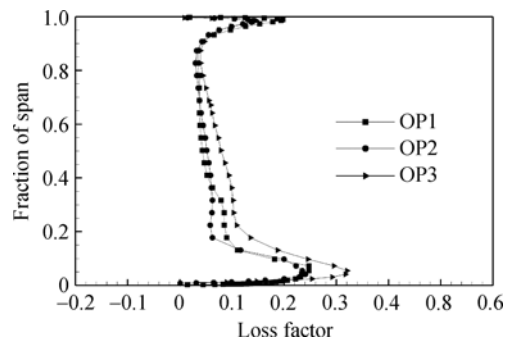


图15 周向平均静子损失系数沿叶高分布
Fig. 15 Distribution of loss factors of stator along span

转子损失定义如下:

$$F_{lr} = \frac{U(W_{t2} - W_{t1})}{0.5\rho U_m^2} - \frac{p_{t2} - p_{t1}}{0.5\rho U_m^2} \quad (1)$$

静子的无量纲损失定义如下:

$$F_{1s} = (p_{12} - p_{13}) / (p_{12} - p_2) \quad (2)$$

式中 p_t 为总压, p 为静压, W_t 表示相对速度的切向值, U 为轮缘速度, ρ 为密度. 下标数字为与 3 个实验测量站相对的位置, m 为叶展中部.

由图 14 和图 15 可以看出, 3 种流量工况下转子近轮毂侧的流动损失变化幅度最大, 静子近轮毂侧的流动损失的变化次之, 转子叶尖区以及静子叶尖区的流动损失变化幅度最小. 这与前面的流场分析结果是一致的. 因此, 与峰值效率工况相比较, 大流量工况(OP1)效率的降低主要是由转子轮毂侧的角区失速引起的, 而近失速工况效率的降低主要是由于静子叶根泄漏流动抑制角区失速的能力减弱引起的.

卢新根等^[18]针对同一压气机相同转速下的失速起始过程进行了实验测量, 结果表明单级压气机的失速起始是由转子叶尖区出现的突尖波引发的. 图 16 比较了 3 种流量工况下转子叶尖平面的熵分布图. 从图中可以看出, 随着流量的减小, 主流和间隙流的交接面不断向叶尖前缘平面推进, 这与 Hoying 等^[7]提出的诱发突尖波的局部流动准则是一致的.

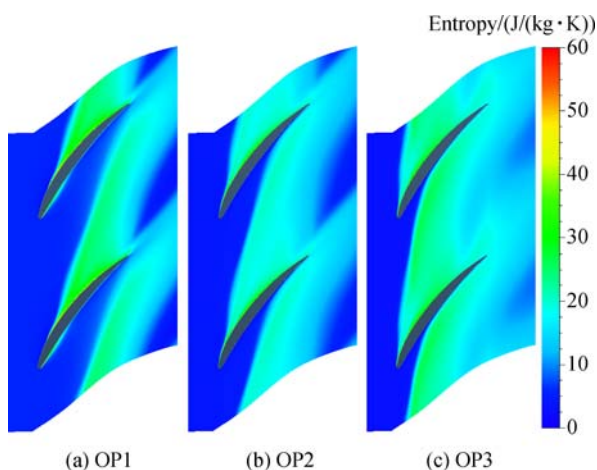


图 16 转子跨叶尖截面熵分布云图

Fig. 16 Distribution of entropy contours across the tip section of rotor

综合以上分析, 高负荷工况点影响单级压气机效率的关键因素是静子轮毂端区的二次流动. 而影响该压气机稳定性的关键因素是转子叶尖区的二次流动. 因此, 要想达到扩稳增效的流动控制目标, 必须在对转子叶尖区的流动实施控制的同时探寻更为有效的控制静子轮毂角区失速的新方法.

4 结 论

本文以西北工业大学单级轴流压气机实验台为研究对象, 采用气动探针对级间及出口气动参数进行测量. 同时对该单级压气机内部流场进行了全三维数值模拟, 计算的到的压气机总性能、级间及出口参数沿径向的分布与实验结果较为一致. 在此基础上分析了转子、静子叶端区的二次流动特征, 并总结影响压气机级性能的关键因素. 本文的实验和数值模拟得出了以下结论:

1) 大流量工况动叶端区的二次流动是以轮毂角区失速以及叶尖泄漏流(泄漏涡)为主导, 而到了峰值效率工况和近失速工况, 整个叶高基元的过度扩压使得叶片吸力面附面层分离加剧, 分离区流体的旋度增加, 加之离心力的作用, 使得堆积在轮毂吸力面角区的低总压流体沿径向向叶尖方向输运, 从而阻止了轮毂角区失速的发生.

2) 从大流量工况到近失速工况, 静子叶尖端区的二次流动虽然具有三维性, 但它们并不属于角区失速. 而静子叶根端区的二次流动涉及到角区失速和泄漏流动的相互作用, 由叶根吸压力面静压差驱使的泄漏流体抑制了端壁附面层的低能流体向轮毂吸力面角区的汇聚, 因此对角区失速的发生起到了抑制作用. 然而, 泄漏流动对角区失速的抑制作用随工况(即叶根吸压力面静压差)的变化而变化.

3) 从大流量工况到近失速工况, 转子近轮毂侧的流动损失变化幅度最大, 静子近轮毂侧的流动损失的变化次之, 转子叶尖区以及静子叶尖区的流动损失变化幅度最小. 因此, 与峰值效率工况相比, 大流量工况效率的降低主要是由转子轮毂侧的角区失速引起的, 而近失速工况效率的降低主要是由于静子叶根泄漏流动抑制角区失速的能力减弱引起的.

4) 所研究的单级压气机在非设计转速下工作时, 高负荷工况点影响其效率的关键因素是静子轮毂端区的二次流动, 而影响其稳定性的关键因素是转子叶尖区的二次流动. 因此, 要想达到扩稳增效的流动控制目标, 必须在对转子叶尖区的流动实施控制的同时探寻更为有效的控制静子轮毂角区失速的新方法.

参考文献:

- [1] Wiseler D C. Loss reduction in axial-flow compressor through low-speed model testing[J]. Journal of Engineer-

- ing for Gas Turbines and Power, 1985, 107(2): 354-363.
- [2] 钟兢军, 王会社, 贾剑波, 等. 压气机叶栅内二次流的数值研究[J]. 航空动力学报, 2001, 16(4): 398-401.
- ZHONG Jingjun, WANG Huishe, JIA Jianbo, et al. Numerical simulation of secondary flow in compressor cascade [J]. Journal of Aerospace Power, 2001, 16(4): 398-401. (in Chinese)
- [3] 林奇燕, 郑群, 岳国强. 叶栅二次流漩涡结构与损失分析[J]. 航空动力学报, 2007, 22(9): 1518-1525.
- LIN Qiyan, ZHENG Qun, YUE Guoqiang. Analysis of secondary flow vortex structure and losses in turbine cascades [J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(9): 1518-1525. (in Chinese)
- [4] Inoue M, Kuroamaru M. Structure of tip clearance flow in an isolated axial compressor rotor[J]. Journal of Turbomachinery, 1989, 111(3): 250-256.
- [5] Denton J D. The 1993 IGTI scholar lecture: loss mechanisms in turbomachines[J]. Journal of Turbomachinery, 1993, 115(4): 621-656.
- [6] Van Zante D E, Strazisar A J, Wood J R, et al. Recommendations for achieving numerical simulation of tip clearance flows in transonic compressor rotors[J]. Journal of Turbomachinery, 1999, 122(4): 733-742.
- [7] Hoying D A, Tan C S, Vo H D, et al. Role of blade passage flow structures in axial compressor rotating stall inception [J]. Journal of Turbomachinery, 1999, 121(4): 735-742.
- [8] Gbadebo S A, Cumpsty N A, Hynes T P. Three-dimensional separations in axial compressors[J]. Journal of Turbomachinery, 2005, 127(4): 331-339.
- [9] Dring R P, Joslyn H D, Hardin L W. An investigation of axial compressor rotor aerodynamics[J]. Journal of Engineering for Power, 1982, 104(1): 84-96.
- [10] Joslyn H D, Dring R P. Axial compressor stator aerodynamics[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1985, 107(2): 485-493.
- [11] Schulz H D, Gallus H D. Experimental investigation of the three-dimensional flow in an annular compressor cascade [J]. Journal of Turbomachinery, 1988, 110(4): 467-478.
- [12] Schulz H D, Gallus H D, Lakshminarayana B. Three-dimensional separated flow field in the endwall region of an annular compressor cascade in the presence of rotor-stator interaction: Part 1 quasi-steady flow field and comparison with steady-state data [J]. Journal of Turbomachinery, 1990, 112(4): 669-678.
- [13] Hah C, Loellbach J. Development of hub corner stall and its influence on the performance of axial compressor blade rows[J]. Journal of Turbomachinery, 1999, 121(1): 67-77.
- [14] Weber A, Schreiber H A, Fuchs R, et al. 3-D transonic flow in a compressor cascade with shock-induced corner stall[J]. Journal of Turbomachinery, 2002, 124(3): 358-366.
- [15] Lei V M, Spakovszky Z S, Greitzer E M. A criterion for axial compressor hub-corner stall[J]. Journal of Turbomachinery, 2008, 130(3): 1-10.
- [16] Dong Y, Gallimore S J, Hodson H P. Three-dimensional flows and loss reduction in axial compressors[J]. Journal of Turbomachinery, 1987, 109(3): 354-360.
- [17] 田江涛, 吴艳辉, 李清鹏, 等. 静子轮毂角区失速与间隙流动相互作用机理分析[J]. 工程热物理学报, 2011, 32(12): 2034-2039.
- TIAN Jiangtao, WU Yanhui, LI Qingpeng, et al. The analysis of interactional mechanism between hub corner stall and tip leakage flow in an axial-flow compressor stator[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2011, 32(12): 2034-2039. (in Chinese)
- [18] 卢新根. 轴流压气机内部流动失稳及其被动控制策略研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2007.
- LU Xingen. Flow instability and its passive control strategies in axial-flow compressor [D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2007. (in Chinese)

(编辑: 叶 青)