

文章编号:1000-8055(2013)12-2821-08

跨声速压气机转子叶尖非定常流场数值研究

付 磊, 宋西镇, 袁 巍, 周 盛, 陆利蓬

(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: 采用时间精确求解方法对某高负荷跨声速轴流压气机转子在 98% 设计转速下的叶尖非定常流场进行了数值研究. 结果显示, 激波自身振荡不明显, 叶尖区域流动的非定常性主要来源于叶尖泄漏涡的破碎及其与激波之间的相互干涉. 对比设计状态与失速状态下叶尖泄漏涡的特点发现: 在近失速点时, 叶尖区域间歇性出现前缘溢流. 分析表明: 叶尖泄漏涡在激波后破碎是造成堵塞的主要原因, 也是造成 spike 型失速初始扰动的原因.

关 键 词: 跨声速压气机; 非定常流场; 叶尖泄漏涡; 叶尖堵塞; spike 型失速;

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Numerical investigations on unsteady flow field at tip region in transonic compressor rotor

FU Lei, SONG Xi-zhen, YUAN Wei, ZHOU Sheng, LU Li-peng

(National Key Laboratory of Science and Technology on Aero-Engines Aero-thermodynamics,
School of Energy and Power Engineering,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: Time-accurate simulations were performed to investigate the unsteady flow field at the tip region of a high-loading transonic axial compressor rotor at 98% design rotating speed. The results show that the oscillation of the shock is weak and the unsteadiness at the tip region is originated from the breakdown of tip leakage vortex and the shock/vortex interaction. The characteristics of tip leakage vortex were compared between design condition and near-stall condition. Detailed analysis was then made to emphasize the development of the behavior of tip leakage vortex at near-stall condition, where leading-edge spillage occurred intermittently. The breakdown of the tip leakage vortex after the shock contributes to a large blockage and also the stall disturbance of spike type.

Key words: transonic compressor; unsteady flow field; tip leakage vortex; tip blockage; spike stall

叶尖间隙流动对轴流压气机的气动性能(总压比、绝热效率、稳定裕度)具有关键性影响. 目前, 世界上许多学者致力于叶尖间隙流动领域研究工作,

并通过相关理论和实验研究取得了一系列成果. 研究表明, 叶尖区域的损失可达总流动损失的三分之一^[1-2], 并且对失速的诱发起到了关键性的作

收稿日期: 2013-05-21

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20131111.1602.025.html>

基金项目: 国家自然科学基金(50906001)

作者简介: 付磊(1984—), 男, 河北安平人, 博士生, 主要从事叶轮机械气动热力学研究.

通信作者: 宋西镇(1977—), 男, 陕西宝鸡人, 讲师, 博士, 主要从事叶轮机械气动热力学研究.

用^[3-6],是限制压气机气动性能的主要因素之一。

跨声速压气机转子与低速转子的一个显著区别是叶片前缘存在着激波波系。在叶尖区域,激波与叶尖泄漏流、壁面边界层之间存在着十分复杂的相互作用,形成了复杂的流动现象。

Schlechtriem 等人^[7]研究了跨声速压气机近失速状态下由激波导致的叶尖泄漏流的破碎现象,破碎的叶尖泄漏流会覆盖流场中大部分区域,引起堵塞急剧增加,从而导致失速。Adamczyk 等人^[8]对 NASA67 转子叶尖流场的数值模拟发现:随着流量的减小,叶尖泄漏流运行轨迹在沿转子轴向方向上向周向偏转,激波和泄漏流造成的堵塞区也向前移动,并最终导致数值计算发散。Du 等人^[9]对跨声速 NASA 67 叶尖泄漏流非定常性进行数值研究则表明在 NASA 67 中并不存在叶尖泄漏流经过激波后的破碎现象。Suder 等人^[10]指出,减小激波和叶尖泄漏流相互作用产生的阻塞区是减缓旋转失速、提高工作稳定性的方法。

由此可见,国内外学者对跨声速压气机转子中叶尖泄漏流非定常特性还没有建立统一的认识,而且不同类型压气机的叶尖泄漏流的非定常性具有不同的表现形式。本文的目的是通过对某跨声速压气机转子各工作状态的数值模拟,对比设计状态与近失速状态下叶片通道内的非定常流场,重点分析近失速状态下叶尖区域流场的非定常性,探讨其对 spike 型失速触发的影响。

1 研究对象

本文研究对象为北京航空航天大学航空发动机气动热力国家级重点实验室的跨声速压气机实验台的孤立转子。该实验台已完成了大量实验,积累了大量的实验数据,可以为数值计算提供校核,以保证数值模拟的有效性。该跨声速压气机单转子设计的基本几何参数和气动参数如表 1 所示。

表 1 跨声速压气机转子设计参数

Table 1 Design parameters of transonic compressor rotor

参数	数值
展弦比	0.956
叶间间隙/mm	0.9
叶片数量	17
总压比	1.57
设计转速/(r/min)	22000
叶间切向速度/(m/s)	409.85
马赫数	1.41

2 数值模拟方法

数值模拟采用 ANSYS CFX 软件,结合 $k-\epsilon$ 湍流模型(其中,近壁处理采用标准壁面函数)求解相对坐标系下守恒形式的三维 Navier-Stokes 方程,对单通道进行定常及非定常计算。为了尽量准确模拟叶尖区域的流场,空间离散格式采用高分辨率格式,定常计算采用隐式格式时间推进以获得定常解。非定常计算采用隐式双时间步方法,在叶片转动一个栅距的时间内设定 45 个物理时间步,每一个物理时间步下的虚拟时间步为 5 步。

叶栅通道空间离散网格由软件 IGG/Auto-Grid 5 模块生成(见图 1),其中转子上游延长 3.5 倍轴向弦长,转子下游延长 5 倍轴向弦长,以减小进出口边界压力波的反射对计算域内流场的影响。本工作中采用了分块结构网格,计算网格分为两部分:叶片通道网格和叶尖间隙网格。叶片通道网格采用 O4H 型网格拓扑结构,沿径向、周向、流向网格数分别为 $33 \times 49 \times 101$;为提高网格正交性,叶尖间隙采用蝶形网格结构,径向分布 17 个网格节点;单通道总网格节点为 34 万。根据所选择的湍流模型,保证固壁面第 1 层网格单元 $20 < y^+ < 100$ 。

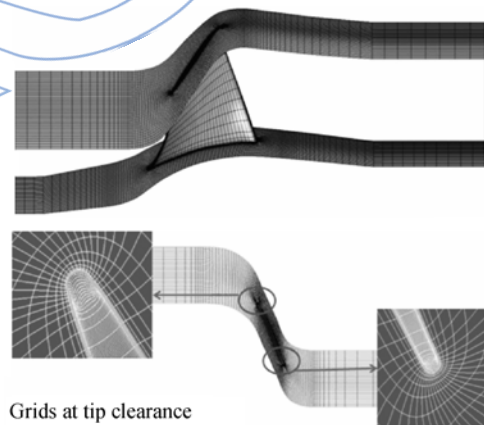


图 1 网格分布示意图

Fig. 1 Schematic of grid distribution

计算中进口给定总温为 288.15 K,总压为 101325 Pa,气流轴向进气;定常计算中出口给定流量;非定常计算以定常计算收敛结果作为初场,设置出口压力,通过调节出口压力来得到不同工况下的非定常流场。

3 计算结果及分析

3.1 计算结果校核

本文数值模拟是在转速为 98%设计转速(21560 r/min)的情况下进行的,与实验测试情况相同。

为验证数值模拟的准确性,本文计算了转子的总性能特性以及峰值效率状态下进出口测量截面上的基元气动参数性能,将总性能和基元性能同实验测量结果进行对比.图 2(a)与图 2(b)分别给出了总压比与绝热效率随换算流量(以设计点流量为基准无量纲化)的变化情况,图中标示了峰

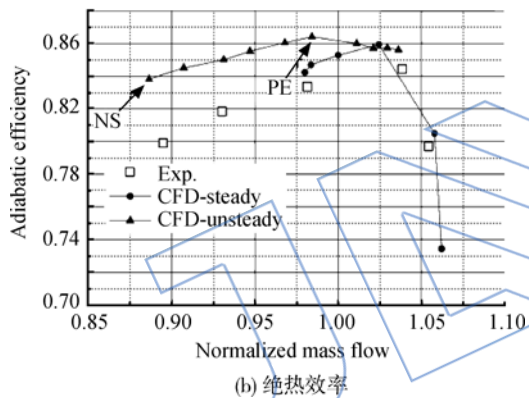
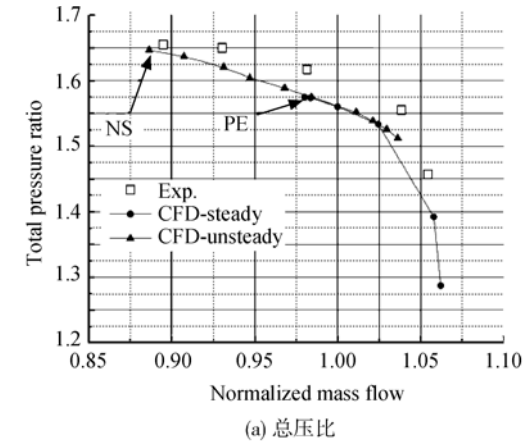


图 2 总性能数值计算与实验对比

Fig. 2 Comparison of numerical calculation and experimental results of total performance

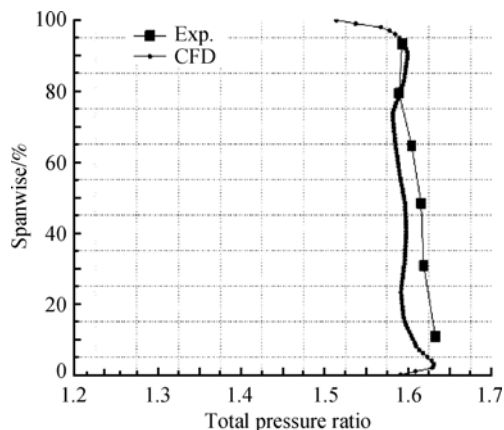


Fig. 3 Radial distribution of total pressure ratio on peak efficiency point at outlet of rotor

值效率点(PE)和近失速点(NS);图 3 给出了峰值效率点转子出口总压比沿径向的变化规律.

从图 2 和图 3 中可以看出,在整个流量范围内,计算总压比特性、基元级特性和绝热效率特性与实验结果趋势保持一致.因此,可以应用该计算模型对所研究的跨声速压气机转子内部流动进行数值分析.

3.2 峰值效率点流场分析

在峰值效率点,跨声速转子工作于稳定状态,进出口流量、总压比、绝热效率等参数保持不变,流场内压力探针压力波动很小,流动非定常性不明显.

图 4 是在叶片转过 1 个通道时间内的不同瞬时峰值效率点 95%叶高的叶片负荷分布(用表面压力表示, c 为弦长).由图可见,不同瞬时的叶片负荷并未发生变化,说明此状态系下叶尖泄漏涡、激波并未出现明显的振荡,流场非定常流动特性不明显.

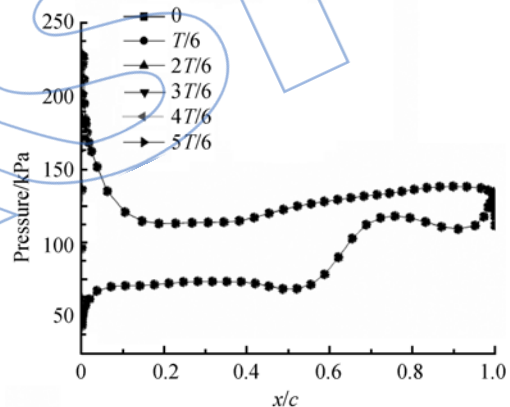


Fig. 4 Blade loading distribution at 95% span on peak efficiency point

图 5 是峰值效率点 97.5%叶高相对马赫数分布,虚线表示激波前叶尖泄漏涡的涡心轨迹,实线表示叶尖泄漏涡经过激波后的边界.由图可见,叶尖泄漏涡全部位于叶片通道中,但是在经过激波后涡核突然增大,随之出现低速区.此现象说明叶尖泄漏涡经过激波后发生破碎.但是,在此工作状态下的不同瞬时,叶尖泄漏涡与通道内叶片压力面始终相交于 43%弦长处,并未出现轴向或周向的大幅振荡.

3.3 近失速状态流场分析

大量实验研究表明^[11]:本文所研究的跨声速压气机转子在 98%设计转速下发生旋转失速的

形式为叶尖 spike 型失速。

Hoying 等人^[12]指出: spike 型失速发生前, 叶片通道中叶尖泄漏涡的轨迹与轴向垂直。也就是说, 在近失速状态, 叶片通道中来流与叶尖泄漏流的交界面与叶尖前缘平面平行。

图 6 为近失速状态下某瞬时的叶尖泄漏流(图例为 97.5% 叶高比熵分布): 叶尖泄漏流与来流的交界面已经与叶尖前缘平面平行, 表明该转子即将进入 spike 型失速。

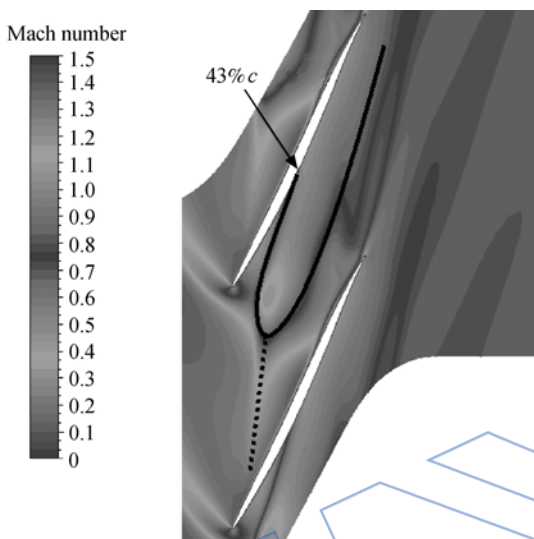


图 5 峰值效率点 97.5% 叶高相对马赫数分布

Fig. 5 Distribution of relative Mach number at 97.5% span on peak efficiency point

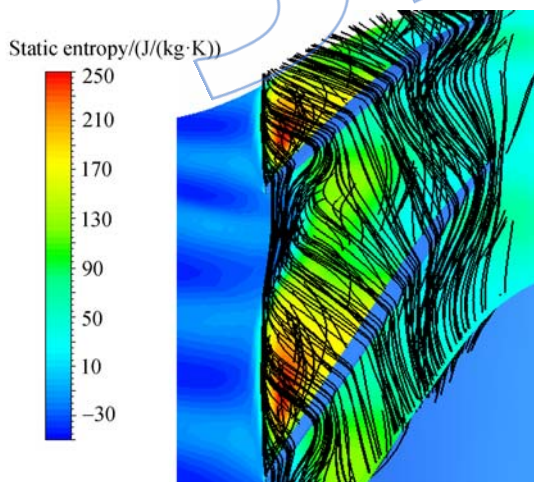


图 6 近失速状态下某瞬时的叶尖泄漏流

Fig. 6 Tip leakage flow at some instant on near stall condition

图 7 是叶片通道中叶尖泄漏涡内靠近压力面的某点的压力波动, 可以看出, 此压力呈现出明显的周期性。对该点压力波动进行快速傅里叶变换分

析表明其振荡主频率为叶片通过频率的 56.68%。

图 8 是在叶尖泄漏涡振荡的一个周期内叶片前缘峰值效率点周向速度的径向分布, 由图可见, 叶栅前周向速度变化主要集中于 85% 叶高以上, 与叶尖泄漏涡径向影响范围一致, 这一现象预示着通道内非定常流动主要由叶尖泄漏涡引起。

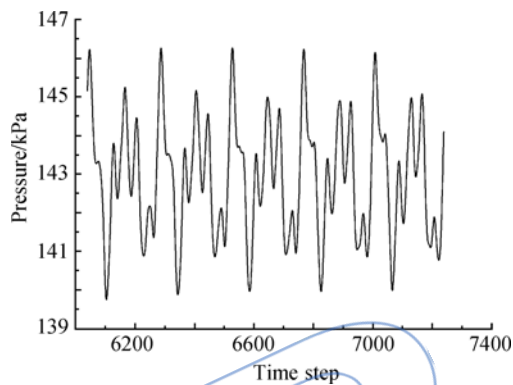


图 7 叶片通道中某点压力波动

Fig. 7 Pressure fluctuation at some point in passage of blades

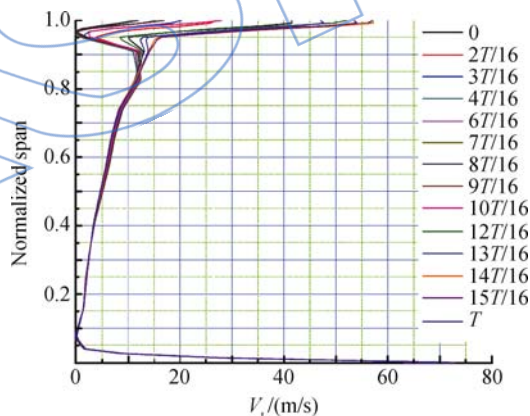


图 8 叶片前缘峰值效率点周向速度的径向分布

Fig. 8 Radial distribution of circumferential velocity on peak efficiency point at leading edge

图 9 是近失速点 95% 叶高叶片负荷分布, 可见: 叶片前半部分压力面压力波动大, 叶片后半部分吸力面压力波动也大。叶片前半部分压力面压力大幅波动, 是传统的叶尖泄漏涡大幅波动的反映; 后半部分吸力面压力大幅波动, 是叶片吸力面分离涡形成和脱落的反映。同时, 由图 9 中叶片吸力面的压力分布可以看到, 在一个非定常周期的不同瞬时, 激波与叶片吸力面的交点位置基本不随时间变化, 因此, 可以认为此过程中激波振荡值很小, 不是造成叶片通道内流动非定常特性的主要来源。

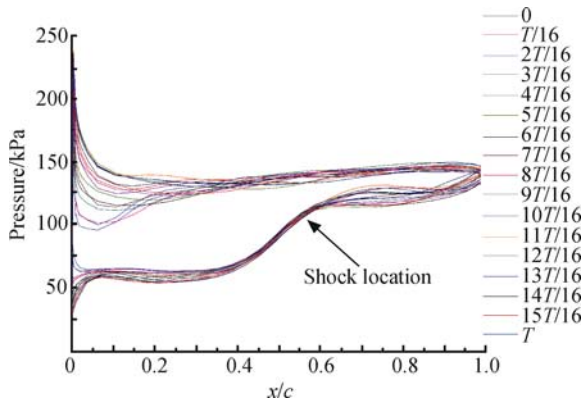


图 9 近失速点 95% 叶高的叶片负荷分布
Fig. 9 Blade loading distribution at 95% span
on near stall point

3.4 叶尖泄漏涡的发展

叶尖泄漏涡破碎是一种广泛存在于轴流压气

机内的非定常流动现象,主要有两种形式:气泡型(bubble)和螺旋型(spiral).影响叶尖泄漏涡破碎的主要因素有以下两点^[13-14]:涡强度和流向的逆压力梯度.叶尖泄漏涡破碎会导致涡体积突然膨胀,带来相应速度场的变化和大尺度振荡.

本节用涡量的 2 阶不变量 Q 来确定叶片通道中旋涡的结构,可以确定各个方向的旋涡结构.

Q 定义如下:

$$Q = -\frac{1}{2} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \quad (1)$$

式中 U 为速度.叶尖泄漏涡的中心可以由涡核中 Q 最大值来确定.

图 10 是 97.5% 叶高处,叶尖泄漏涡在一个非定常波动周期内 6 个不同瞬时的 Q 分布.其中,红色区域为叶尖泄漏涡的涡核,蓝色区域为来

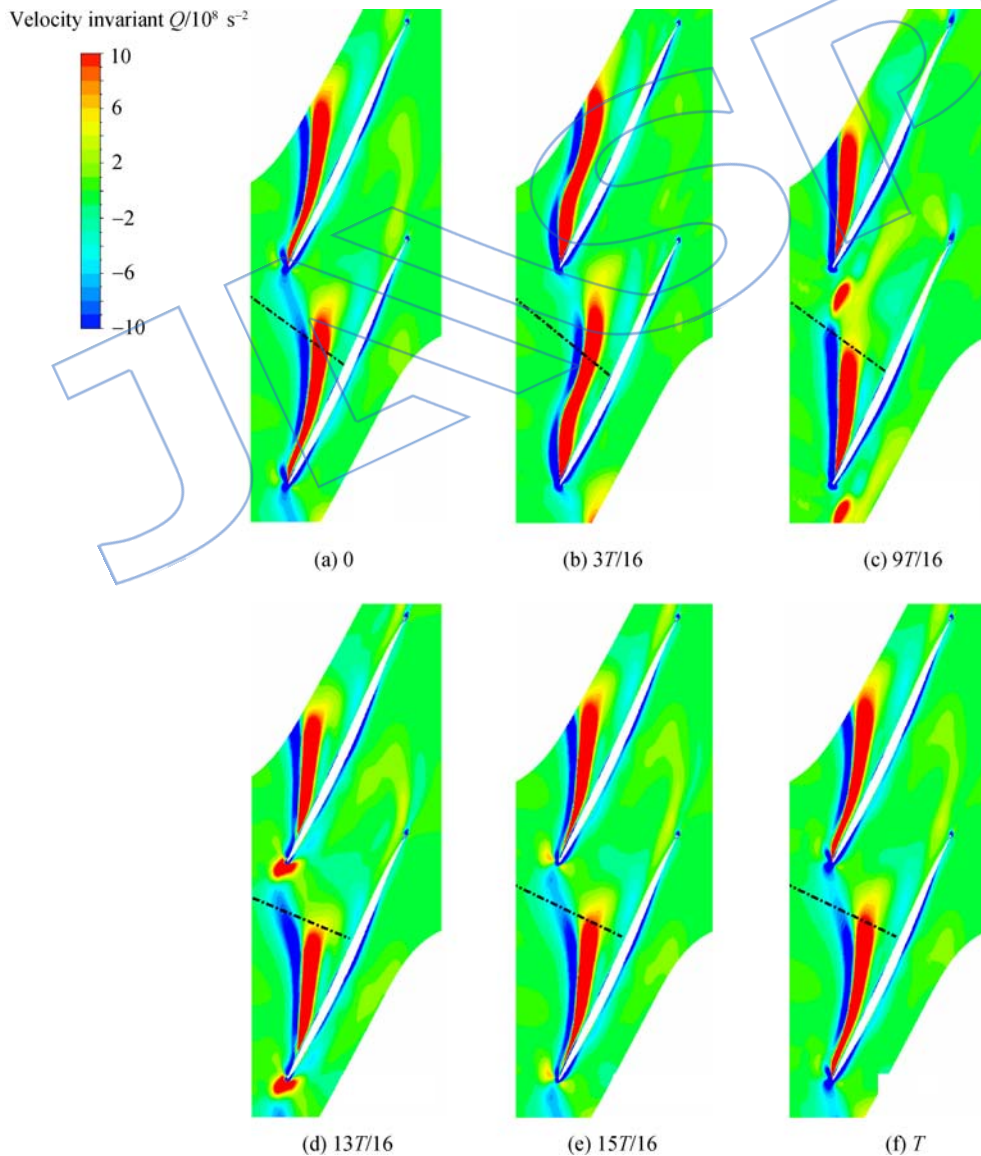


图 10 97.5% 叶高处 Q
Fig. 10 Distributions of Q at 97.5% span

流与叶尖泄漏流相遇形成的诱导涡涡核(与叶尖泄漏涡方向相反). 此叶高处激波的位置用黑色虚线标注.

由图 10 可以看出,叶尖泄漏涡涡核在经过激波后发生折转,涡核体积增大,叶尖泄漏涡在弦向和周向方向来回摆动,成为叶片通道中非定常流动的主要来源. 在非定常周期开始时刻,叶尖泄漏涡完全位于叶片通道中间,与峰值效率点形态相似. 经过 $9T/16$ 时间后,叶尖泄漏涡已经在激波后形成周向涡,并向叶片前缘移动. 经过一段时间后,周向涡另一端移动到叶片前缘后被叶片切割,一部分溢出到相邻叶片通道与泄漏流一起形成相

邻叶片通道内激波前的叶尖泄漏涡($12T/16$);另一部分仍在本叶片通道内沿叶片压力面向下游移动;在此过程中,激波前叶尖泄漏涡向叶片中心位置振荡. 到 T 时刻,叶尖泄漏涡又回到初始状态.

图 11 为用涡量的 2 阶不变量 Q 得到的不同瞬时叶尖泄漏涡涡核的形状. 由图中可以清楚地发现:叶尖泄漏涡在叶片通道中央和叶片前缘之间来回轴向振荡. 在叶尖区域,激波与叶片吸力面相遇后导致叶背分离,从而形成周期性脱落的叶背分离涡,造成叶片通道后部堵塞周期性增长和消失. 在 $7T/16$ 时刻,叶尖泄漏涡已经在激波后分为两部分:一部分将在叶片通道内部脱落,并沿

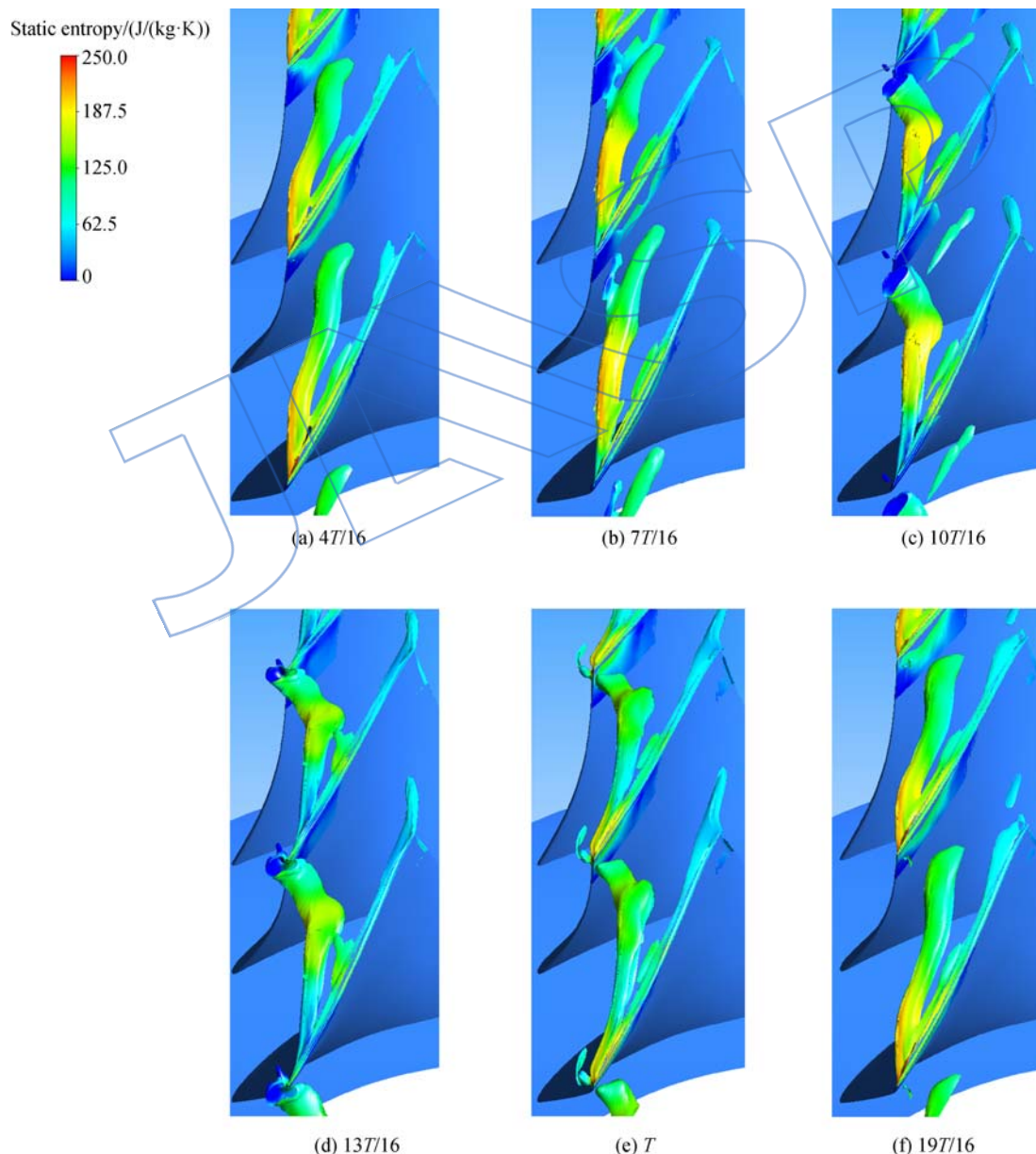


图 11 不同瞬时的叶尖泄漏涡涡核

Fig. 11 Tip leakage vortex core of different instants

着叶片吸力面向下游移动;另一部分则由于脱落涡造成的堵塞而向叶片上游移动到相邻叶片前缘,并折转形成周向涡(10 T/16)。

综上所述,在本文研究的跨声速转子中,叶尖泄漏涡在经过激波后体积突然增大,在叶片通道内发生破碎。破碎的叶尖泄漏涡形成一个低能区沿涡核中心发展,同时在流道中形成堵塞区。此低能区分为两部分:一部分在叶片通道内沿流向向叶片压力面移动,造成叶尖区域堵塞;另一部分仍保持泄漏涡的形态,并由于前一部分造成的堵塞而被推向上游,形成周向涡。

3.5 spike 型失速的形成

Vo 等人^[15]评估了叶片通道中的流动行为对压气机稳定性的作用,并提出了轴流压气机转子形成 spike 型失速初始扰动的两条准则:一是叶尖间隙流从相邻转子叶片前缘叶尖下方溢出;二是来自相邻叶片通道的叶尖间隙流在尾缘处叶片顶部以下出现反流(即前缘溢流和尾缘倒流)。本文所研究的跨声速压气机转子中这两种现象都出现了。

图 12 是不同工况下在 98% 叶高处的静熵分布。由图可见,随着流量减小,来流与叶尖泄漏流的交界面向叶片前缘移动。

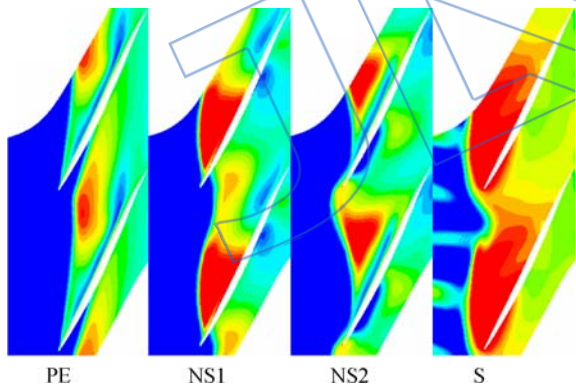


图 12 98% 叶高处的比熵分布

Fig. 12 Distributions of static entropy at 98% span

在峰值效率点(PE),叶尖区域流动非定常特性不明显,叶尖泄漏涡在叶片通道中位置固定,与叶片压力面始终相交于 43% 弦长处。

在近失速工况下,叶尖区域流动表现出强烈的非定常特征,具体表现为叶尖泄漏涡周期性地周向和轴向振荡,叶尖泄漏流有时会在叶片前缘(近失速点,时刻 2,记为 NS2)溢出,随后会振荡回到叶片通道内部(近失速点时刻 1,记为 NS1),然后再次在叶片前缘溢出,循环往复。

在失速工况下(S),叶尖泄漏流与主流交界

面始终位于叶片前缘上游,说明叶尖泄漏流始终溢出叶片前缘,导致叶片通道内流量不断下降。

图 13 是不同工况下在 98% 叶高处的相对速度矢量分布。由图可见,在峰值效率点(PE),叶尖区域并未出现前缘溢流或者尾缘倒流;在近失速点的时刻 2(NS2),出现前缘溢流,但是并未出现尾缘倒流,因此此刻失速并未发生;在失速工况下(S),前缘溢流和尾缘倒流现象同时出现,流动失稳,发生 spike 型失速,与实验结果一致。

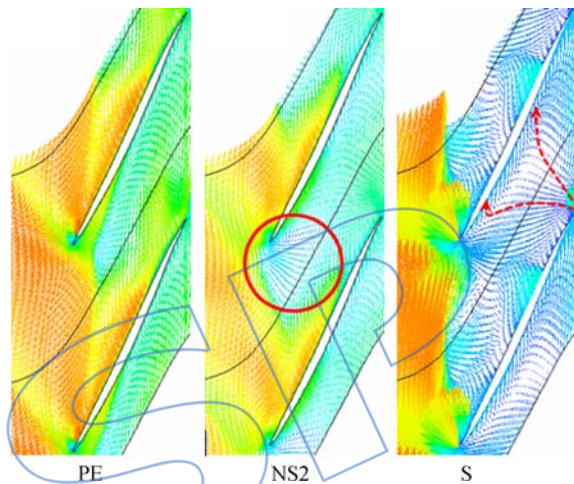


图 13 98% 叶高处的相对速度矢量分布

Fig. 13 Distributions of relative velocity vectors at 98% span

3.6 堵塞分析

叶片通道内部流动堵塞是衡量压气机是否能够稳定工作的最有效的标准。因此,本节分析了不同状态下叶片通道内的堵塞发展情况。堵塞与基于当地速度亏损的自由流或者主流区面积的减少相关,类似于边界层的位移厚度。本文中采用了类似文献[16]的方式,定义如下:

$$A_b = \iint \left[1 - \frac{\rho \omega}{\rho_e \omega_e} \right] dA \quad (2)$$

$$B = \frac{A_b}{A_{exit}} \quad (3)$$

其中 ρ, ω 分别为流场中当地密度、当地轴向速度; ρ_e, ω_e 分别为亏损区边界处的密度和轴向速度。 A_{exit} 为衡量截面(距转子出口下游 10% 弦长处)的面积, A_b 为整个衡量截面内亏损区的堵塞面积, B 表示整个截面的堵塞量。需要指出的是,叶尖亏损区堵塞面积 A_b 的积分区间为受到叶尖泄漏涡影响的叶高范围。

为描述堵塞随工作状况的改变,图 14 示出了总压比和转子出口的堵塞量随流量的变化,并且

单独给出了由叶尖区域造成的堵塞量(B-tip)及由叶片和轮毂边界层造成的堵塞量(B-root). 竖点划线表示近失速点处的无量纲流量系数.

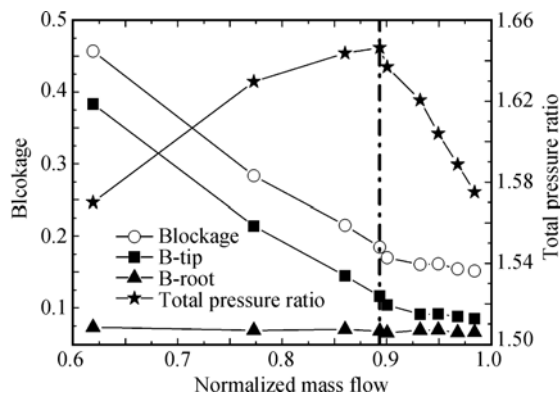


图 14 总压比和转子出口堵塞量随流量的变化

Fig. 14 Total pressure ratio and blockage at rotor outlet versus normalized mass flow

由图 14 可见,对于本文所研究的跨声速压气机转子,流动堵塞主要由叶尖区域造成.在稳定工作范围内,随着流量减小,叶片通道内堵塞量逐渐增大,但增长缓慢.经过近失速点后,随着流量继续降低,流场中总堵塞量急剧增加,主要来源于叶尖区域堵塞的增加,叶片及轮毂区的堵塞量却并未变化.

在近失速状态,叶尖区域流向速度减小,甚至出现倒流,叶尖区域堵塞主要来源于叶尖泄漏涡振荡及通过激波后的破碎形成的低能区,这说明叶尖泄漏涡的发展是造成流动堵塞的主要原因,也是导致转子进入旋转失速的关键流动结构.

4 结 论

1) 98%设计转速下,从堵塞状态到近失速状态,该跨声速压气机转子叶尖泄漏涡在激波后都发生破碎,并造成叶尖区域堵塞.

2) 峰值效率点时,此转子叶片通道内流场非定常特性不明显;近失速点时,激波振荡幅值较小,但叶尖泄漏涡出现大幅周向和轴向振荡,成为叶尖区域非定常流动的主要来源.

3) 该跨声速压气机转子的叶尖发生 spike 型失速的原因在于叶尖泄漏涡经过激波后破碎造成的堵塞.

参考文献:

[1] Smith L H. Casing boundary layers in multistage compressors, proceedings of the symposium on flow research on

blading[M]. Amsterdam, Netherlands: Elsevier Publishing Company, 1970.

- [2] Wisler D C. Loss reduction in axial-flow compressor through low-speed model testing[J]. Journal of Turbomachinery, 1985, 107(2): 354-363.
- [3] Hah C, Rabe D C, Wadia A R. Role of tip-leakage vortices and passage shock in stall inception in a swept transonic compressor rotor[R]. ASME Paper 2004-GT-53867, 2004.
- [4] 张靖周, 聂超群, 林峰, 等. 叶顶微喷气提高旋转畸变条件下低速轴流压气机失稳裕度的机理分析[J]. 航空动力学报, 2010, 25(1): 67-71.
ZHANG Jingzhou, NIE Chaoqun, LIN Feng, et al. Experimental study of the mechanism of improving stall margin of low speed axial-flow compressor with micro-injection under rotating inlet distortion[J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(1): 67-71. (in Chinese)
- [5] Nishioka T, Kanno T, Hayami H. Rotating stall inception from spike and rotating instability in a variable pitch axial flow fan[R]. ASME Paper 2008-GT-51466, 2008.
- [6] Furukawa M, Saiki K, Yamada K, et al. Unsteady flow behavior due to breakdown of tip leakage vortex in an axial compressor rotor at near-stall condition[R]. ASME Paper 2000-GT-666, 2000.
- [7] Schlechtriem S, Lotzerich M. Breakdown of tip leakage vortices in compressors at flow conditions close to stall [R]. ASME Paper 97-GT-41, 1997.
- [8] Adamezyk J J, Celestina M L, Greitzer E M. The role of tip clearance in high-speed fan stall[J]. Journal of Turbomachinery, 1993, 115(1): 28-39.
- [9] Du J, Lin F, Zhang H W, et al. Numerical investigation on the originating mechanism of unsteadiness in tip Leakage flow for a transonic rotor[R]. ASME Paper 2008-GT-51363, 2008.
- [10] Suder K L, Celestina M L. Experiment and computational investigation of the tip clearance flow in a transonic axial compressor rotor[R]. ASME Paper 94-GT-365, 1994.
- [11] 脱伟. 处理机匣对跨声速压气机全叶展流场影响的机理探索[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2009.
TUO Wei. Investigation of the influence of casing treatment on whole span flow field in a transonic compressor [D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2009. (in Chinese)
- [12] Hoving 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.
- [13] Leibovich S. The structure of vortex breakdown[J]. Annual Review of Fluid Mechanics, 1978, 10(1): 221-246.
- [14] Delery J M. Aspects of vortex breakdown[J]. Progress in Aerospace Sciences, 1994, 30(1): 1-59.
- [15] Vo H D, Tan C S, Greitzer E M. Criteria for spike initiated rotating stall[R]. ASME Paper 2005-GT-68374, 2005.
- [16] Khalsa A S, Waitz I A, Tan C S, et al. Endwall blockage in axial compressors[J]. Journal of Turbomachinery, 1999, 121(3): 499-509.