

跨声速压气机转子叶尖流场旋转不稳定现象的数值研究

付 磊, 袁 巍, 宋西镇, 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: 对某跨声速压气机转子在不同工作流量下的叶尖非定常流场进行了数值研究. 结果显示: 大流量状态下, 该转子叶尖流场几乎不发生振荡. 此时, 叶尖流场可以按定常流场进行分析; 小流量状态下, 叶尖泄漏涡大幅振荡, 相邻叶片通道内的叶尖泄漏流之间也存在周期性相互干涉. 其结果是在稳定状态时出现由于叶尖泄漏流的振荡及其周向传播造成的“旋转不稳定”现象. “旋转不稳定”流场结构主模态旋涡个数大约为 40% 的叶片通道个数; 其周向尺度占据 2~3 个栅距.

关 键 词: 跨声速压气机转子; 旋转不稳定; 叶尖泄漏流; 非定常流动; 模态分析

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Numerical investigation on rotating instability phenomenon in tip flow field of transonic compressor rotor

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

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

Abstract: Numerical simulations were performed on tip unsteady flow field of a transonic compressor rotor with different work mass flows. The results show that no oscillation occurs in tip flow field of rotor under high mass flow condition, which can be regarded as steady flow field for analysis, and the oscillation of tip leakage vortex is intensive under low mass flow conditions. Furthermore, periodical interference within the tip leakage flow between adjacent blade passages emerges. As a result, a phenomenon called “rotating instability” caused by the oscillation of tip leakage vortices and its circumferential propagation, is found in stationary frame. The dominating cell number of “rotating instability” flow field is nearly 40% of the blade passage number, and the cell size in circumferential direction is 2—3 pitches.

Key words: transonic compressor rotor; rotating instability; tip leakage flow; unsteady flow; modal analysis

“旋转不稳定”(rotating instability, RI)现象是指压气机仍处于稳定工作状态时, 在转子叶尖

区域周向传播的非定常流动现象. 一系列研究表明^[1-8]: 在低速轴流压气机中, RI 出现于一个宽广

收稿日期: 2013-11-29

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.

通讯作者: 宋西镇(1977—), 男, 陕西宝鸡人, 讲师, 博士, 主要从事叶轮机械气动力学等研究.

的频带范围内,其周向模态为 0.3~2 倍转子叶片数,因此其周向波长介于 0.5~3 倍转子栅距之间;旋转速度与具体压气机类型相关,为 25%~90% 转子转速。

Mailach 等^[1]在低速轴流压气机的实验中发现:RI 出现在大叶尖间隙条件下的近失速区域,在机匣壁面压力频谱图上表现为一个频带范围,在此频带范围内,RI 幅值增加很快,其最大幅值对应的频率约为叶片通过频率的 25%。在随后的平面叶栅实验中^[2],他们发现只有在大叶尖间隙和大攻角的情况下,叶尖泄漏涡才会和相邻叶片发生周期性干涉,形成周向传播的非定常扰动。此时,RI 主模态为叶片数的一半,在叶尖区域形成“双通道流场结构”,即相邻两个叶片通道中叶尖泄漏涡核轨迹的相位相反,并构成一个叶尖流场结构单元。Biela 等^[9]在单级跨声速压气机实验中也发现了类似的现象。但是,这种“双通道流场结构”在跨声速压气机中是否普遍存在还有待进一步研究。Marz 等^[3]通过实验和数值方法对某低速单级风扇中出现的 RI 现象的研究表明:该风扇转子叶尖前缘区域的主流、叶尖泄漏流、壁面倒流三者相互干涉形成一种位于叶片通道内部的旋涡结构,RI 现象是由这个旋涡结构以 50% 转子转速从叶片吸力面向相邻叶片压力面周向移动而形成的,此时叶片前缘并未出现溢流,因此压气机仍然工作于稳定状态。与低速压气机不同,Hah 等^[10-12]发现跨声速压气机中 RI 现象主要由激波和叶尖泄漏涡干涉造成,并且叶尖前缘已经出现间歇性溢流。

对于 RI 现象物理本质的认识,一些学者提出了不同的看法,Tong 等^[13]和 Du 等^[14]认为压气机转子单通道内叶尖泄漏流与主流相互干涉会形成“自激非定常流动”,RI 现象不过是“叶尖泄漏涡自激非定常流动”在多通道环境下受到干扰而产生的一个特例。

此外,RI 现象在触发旋转失速过程中起着何种作用,目前学界尚未达成统一的认识。Inoue 等^[4]实验研究某低速轴流压气机失速过程时发现:该转子发生 spike 型旋转失速前叶尖区域存在类似 RI 的扰动,该扰动由转子前缘叶背“龙卷风”式分离涡和破碎的叶尖泄漏涡形成,主频率约为叶片通过频率的 25%。日本某研究小组^[5-8]则发现:低速轴流压气机中,RI 与 spike 型旋转失速之间并无直接联系。

综上所述,目前关于 RI 现象的本质及其是

否会诱发压气机旋转失速还没有完全统一的认识,研究也大都集中于低速轴流压气机中,对于跨声速压气机中 RI 现象的研究尚未深入进行。因此,本文将就以下问题进行探索:①跨声速压气机叶尖区域出现 RI 现象时,“双通道流场结构”是否普遍存在;②跨声速压气机转子中 RI 现象是如何形成及发展的。

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高负荷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^[15-16],可以为数值计算提供校核,以保证数值模拟的有效性。该跨声速压气机转子设计的基本几何参数和气动参数如表 1 所示^[15]。

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
叶尖间隙/mm	0.9
叶片数	17
总压比	1.57
转速/(r/min)	22000
叶尖切线速度/(m/s)	409.85
叶尖相对马赫数	1.41

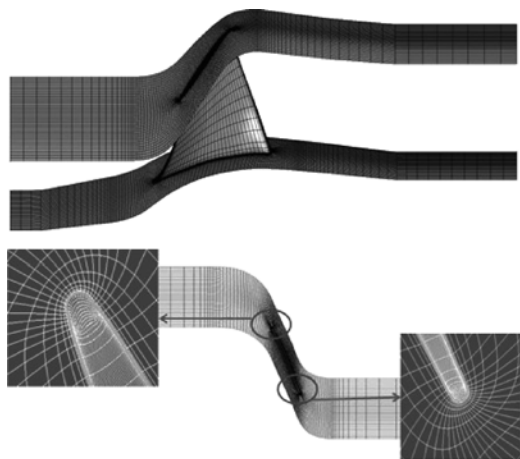
2 数值模拟方法

数值模拟采用 ANSYS CFX 软件,结合标准 $k-\epsilon$ 湍流模型求解相对坐标系下守恒形式的三维 Navier-Stokes 方程。为了研究 RI 现象中出现的“双通道流场结构”在跨声速压气机中普遍存在还是由于数值模拟中选取不同计算域导致,本文分别对 4 通道/全周计算域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 20 个物理时间步,每一个物理时间步下的虚拟时间步为 5 步。

单通道计算网格的空间离散网格由软件 IGG/AutoGrid 5 生成,见图 1(a),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 33,49,101;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;每个叶片通道总网格节点为 34 万.根据所选择的湍流模型,保证固壁面第一层网格单元 $20 < y^+ < 100$.4 通道网格由单通道网格周向复制 3 个得到.在全周计算域数值模拟中,为保证进出口边界条件不影响压气机内部流动,根据拉普拉斯方程,计算域进口、出口计算延长段分别取 $1D$ 和 $2D$ (D 为转子机匣外径);全周计算域网格总数约为 650 万.近堵塞点的定常计算结果作为非定常计算的初场.在全周定常计算中,转静交界面采用 frozen rotor;非定常计算中转静交界面采用 transient rotor stator,保证上下游数据的实时传递.

数值模拟中进口设定总温为 288.15 K,总压为 101325 Pa,气流轴向进气;定常计算中出口设置堵塞点流量,作为第一个非定常计算工况的初场;非定常计算设置出口压力,通过调节出口压力来得到不同工作状态下的非定常流场.全周计算域数值模拟中探针布置如下:转子上游 150%弦长处周向均匀分布 4 个压力探针 $P_{up9} \sim P_{up12}$ (绝对坐标系,见图 1(b), Ω 为转速, c 为弦长);转子上游 50%弦长处周向均匀分布 8 个压力探针 $P1 \sim P8$ (相对坐标系,见图 1(b));每个叶片通道内部相同位置布置 3 个压力探针,位置点分别为 $M_0, A_0, B_0, M_1, A_1, B_1, \dots, M_{16}, A_{16}, B_{16}$ (相对坐标系,见图 1(b)和图 1(c))来监测通道中叶尖泄漏涡的振荡行为.探针径向位置为 99%叶高.



(a) 叶片通道网格

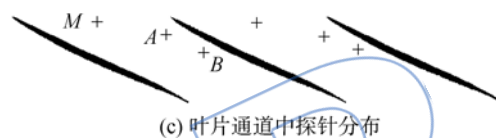
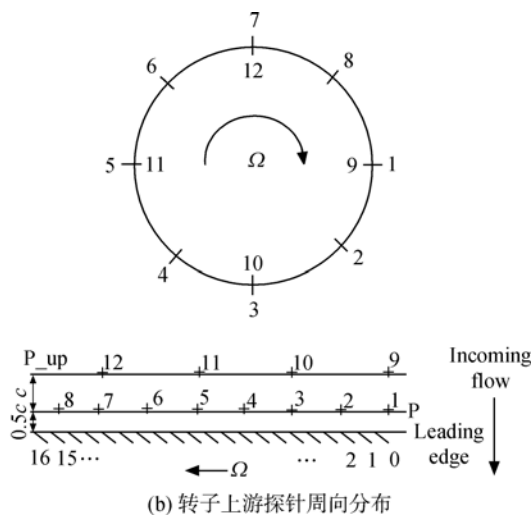


图1 计算网格及探针分布示意图

Fig.1 Schematic of computational grid and probes location

3 计算结果及分析

3.1 计算结果校核

本文数值模拟是在 98% 设计转速 (21 560 r/min) 的情况下进行的,与实验测试的情况保持一致.

为验证数值模拟结果的准确性,本文将该转子单通道、4 通道以及全周计算域非定常数值模拟得到的总性能与实验数据进行对比.图 2 是总压比随换算流量(以设计流量为基准无量纲化)的变化情况.图中标示了大流量点(PE)和小流量点(NS);如图所示,计算总压比略低于实验值;考虑

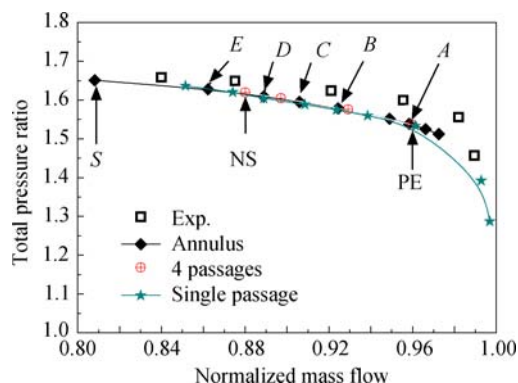


图2 总压比随换算流量变化

Fig.2 Total pressure ratio varying with normalized mass flow

到实验测量误差,在整个流量范围内,数值计算和实验结果符合程度较好.因此,可以应用该数值计算方法对所研究的跨声速压气机转子内部流动进行分析.

3.2 叶尖流场演化特征

国内外研究表明:RI 现象发生时,压气机处于小流量状态^[1-6,9-14].因此,本文针对小流量状态下的叶尖流场特征(非定常性和空间结构)进行分析,并结合绝对/相对坐标系下所得到的叶尖周向压力频谱特征来探索叶尖流场中 RI 现象的形成及发展过程.

3.2.1 叶尖流场的非定常特征分析

在小流量区域,跨声速转子仍然处于稳定状态,其流量、总压比、绝热效率等总性能参数出现微幅振荡,位于叶片前缘的探针测得压力振荡高达 30 kPa,流动非定常特征显著;与之相对,大流量状态下,该处压力振荡仅有 80 Pa,流场可按定常流动处理;如图 3 所示(全周模拟结果).

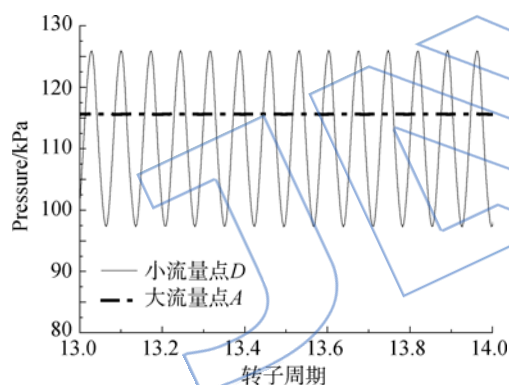


图 3 A_0 处压力振荡

Fig. 3 Pressure oscillation at location A_0

本节首先以 4 通道模拟结果为例,分析小流量状态下叶尖流场的非定常特征.

图 4 是在小流量(图 2 中 NS 点)状态下,3 号叶片经历一个非定常周期($T_0 \sim T_{10}$)的过程中 95% 叶高的叶片负荷(用叶片表面压力衡量)的变化情况:叶片前 70% 弦长压力面压力振荡强烈,叶片后 30% 弦长吸力面压力振荡明显.同时,由图中叶片吸力面的压力分布可以看到,在一个非定常周期中,激波与叶片吸力面的交点位置基本固定.

图 5 是 NS 点不同瞬时,通道 4 中叶尖压力等值线,白色虚线表示通道 4 中叶尖泄漏涡(TLV)涡核轨迹.叶尖泄漏涡与相邻叶片压力面

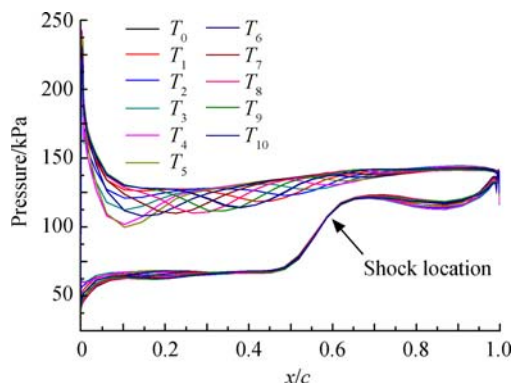
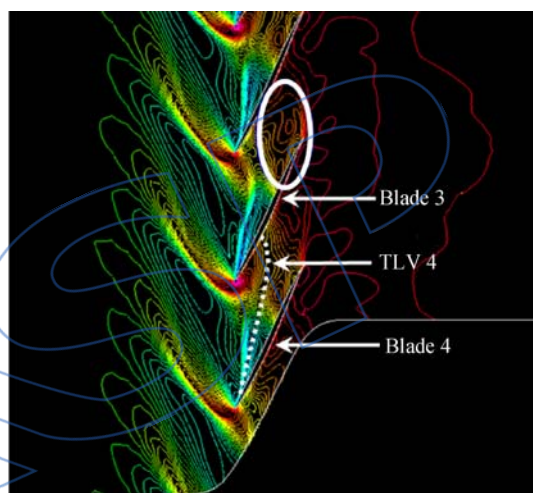
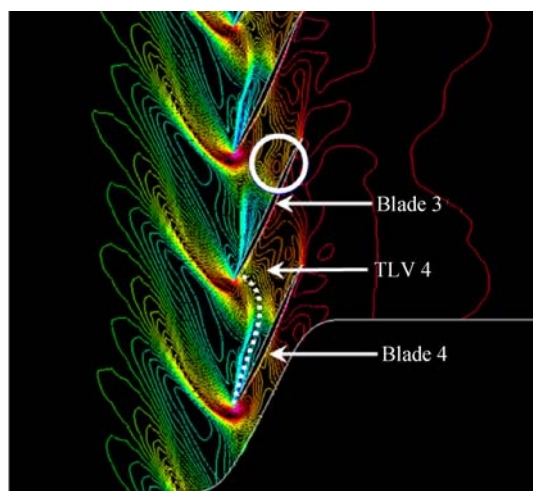


图 4 NS 点 3 号叶片 95% 叶高的叶片负荷

Fig. 4 Blade 3's loading at 95% spanwise on NS point



(a) T_0



(b) T_5

图 5 NS 点 98.5% 叶高压力等值线

Fig. 5 Counter lines of pressure at 98.5% spanwise on NS point

相交,叶尖泄漏涡沿流向振荡的非定常行为导致了相邻叶片压力面前 70% 弦长出现大幅压力振荡;叶片后 25% 弦长吸力面压力的振荡,则由叶

背分离涡的形成和脱落引起(白圈区域)。

全周计算域模拟的小流量状态下,单个叶片95%叶高的叶片负荷变化情况与4通道计算域模拟情况相似,表现出强烈的非定常性。

图6是转子坐标系下叶片通道内叶尖泄漏涡内近吸力面30%弦长处(点B)的压力振荡史,泄漏涡内另外两处(M, A)的压力振荡史与之相似。另外,转子上游50%弦长处周向均布的8个压力探针(P1~P8)的压力振荡史也与之相似。因此,叶尖流场非定常性由叶尖泄漏涡的非定常性导致,并且每个叶片通道内的非定常流场经历相同的演化过程,流场中压力扰动的传播方向与转子转动方向相反。

图7是在相对坐标系下,0号叶片通道内部 B_0 处压力的频谱分析结果,另外两处(M, A)的压力变换频谱与之相同。由图可见,叶尖非定常流场在相对坐标系下的振荡频率为一个频率范围:4500~6000 Hz,其显著频率为叶尖泄漏涡的振

荡频率 $f_{div}=5270$ Hz。

3.2.2 叶尖流场的空间结构分析

小流量状态下,跨声速压气机转子单个通道内叶尖流场具有非定常特征;此外,同一时刻,多个通道叶尖流场空间结构周向分布呈现出非均匀特征。本节首先以4通道计算域模拟结果为例进行分析,研究“双通道流场结构”的形成机理。

图8是在一个非定常周期内99.5%叶高叶片前缘压力的周向分布,叶尖流场表现出显著的非定常性(θ 为周向坐标)。在4通道计算域模拟中,叶尖流场出现“双通道流场结构”,即每两个相邻叶片通道形成一个流场结构单元;在每个瞬态流场,单个通道流场结构隔一个通道后重复出现,相邻两个通道的流场结构相位相反(相位差为 π)。

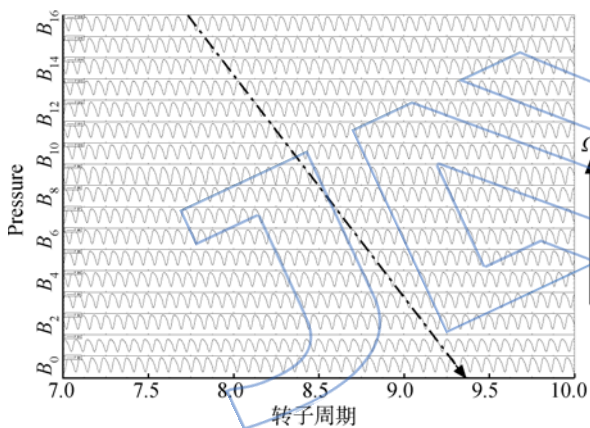


图6 $B_0 \sim B_{16}$ 处压力振荡史

Fig. 6 Time history of pressure oscillation at locations B_0 to B_{16}

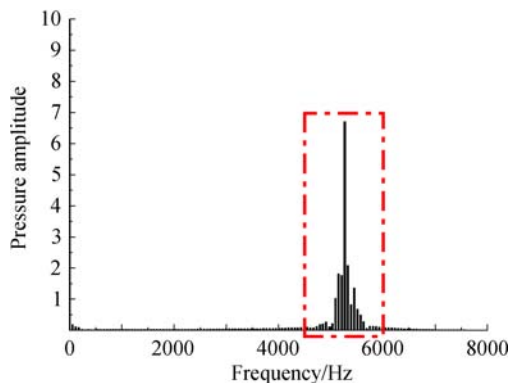


图7 B_0 处压力快速傅里叶变换分析

Fig. 7 Fast Fourier transformation analysis of pressure at location B_0

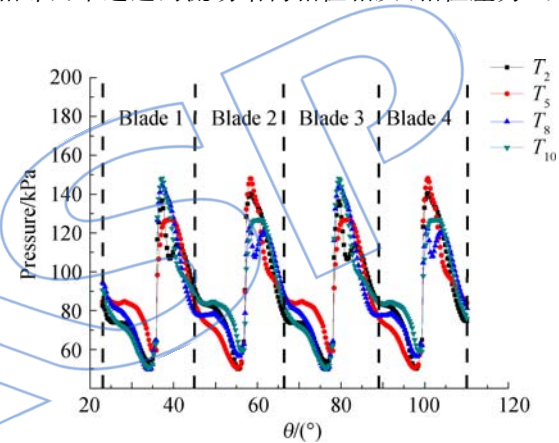


图8 NS点叶片前缘压力周向分布

Fig. 8 Circumferential distribution of pressure at blade leading edge on NS point

图9显示了在某个瞬时(T_5),4通道模拟中各叶片95%叶高的叶片负荷分布情况。图中更清晰地显示出“双通道流场结构”。

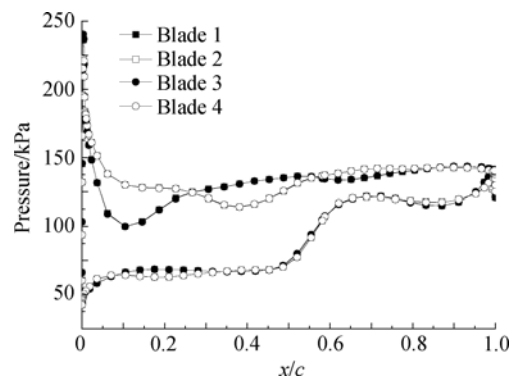


图9 NS点95%叶高的叶片负荷(T_5)

Fig. 9 Blade loading at 95% spanwise on NS point (T_5)

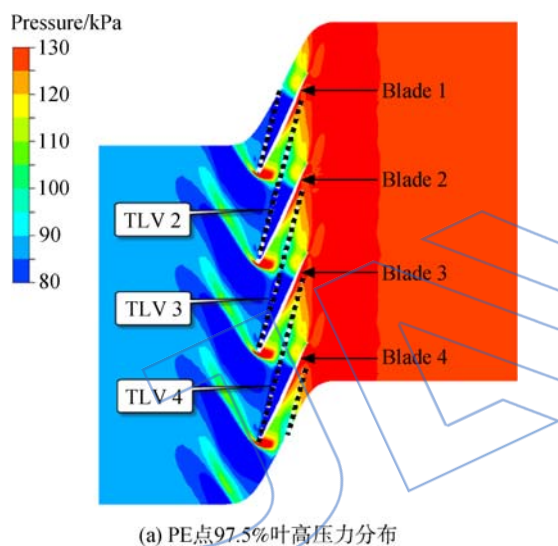
图 10 是不同工作状态下叶尖流场对比,黑色虚线表示叶尖泄漏涡核。大流量状态下(PE点,图 10(a)),叶尖泄漏涡核尚未与相邻叶片压力面相交就已经流出了叶片通道,各个叶片通道内流场具有相同的结构。小流量状态下(NS点,图 10(b)) T_5 时刻,流经叶片 4 的叶尖泄漏涡(TLV4)向转子前缘移动,叶尖泄漏涡的涡核是一个低压区,它与叶片 3 压力面前缘相交时降低了交点处的压力,导致叶片 3 前缘压力面与吸力面压力梯度减小(见图 9),从而减弱该处的叶尖泄漏流动,形成较弱的叶尖泄漏涡(TLV3)。较弱的叶尖泄漏涡(TLV3)与叶片 2 压力面的交点更加靠近叶片尾缘。此时,叶片 2 前缘压力面与吸力面的压力梯度增大,叶尖泄漏涡 TLV2 随之增

强,与叶片 4 情况相同(见图 9),从而形成“双通道流场结构”。由此可以推断,这种“双通道流场结构”只有在小流量状态下叶尖泄漏涡打到相邻叶片压力面前半部分才会发生。

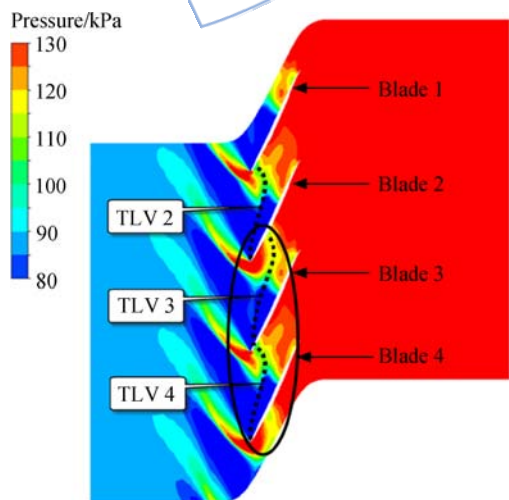
这与 Mailach 等^[1-2]于 2001 年在低速叶栅中得到的结果类似。但是,这种“双通道流场结构”是真实的流场结构还是由于采取 4 通道作为计算域而形成的特定流场结构,抑或是同一转子在特定流量下出现的流场结构,则需要在全周计算域模拟结果中进行详细分析。

全周计算域模拟结果分析以小流量状态下 D 点某时刻的叶尖流场为例。

图 11 中选取了小流量状态(D点)某时刻相邻 7 个叶片 95% 叶高的叶片负荷。由图可见:同一时刻,各个叶片负荷存在显著差异。与 4 通道计算域模拟结果不同,在全周计算域模拟情况下,相邻叶片通道中的流场结构不再处于相反相位,该流场结构空间波长可以通过对叶尖周向压力分布进行空间离散快速傅里叶变换得到,如图 12 所示。



(a) PE点97.5%叶高压力分布



(b) NS点97.5%叶高压力分布(T_5 时刻)

图 10 不同工作状态下叶尖流场对比

Fig. 10 Comparison of tip flow field with different work conditions

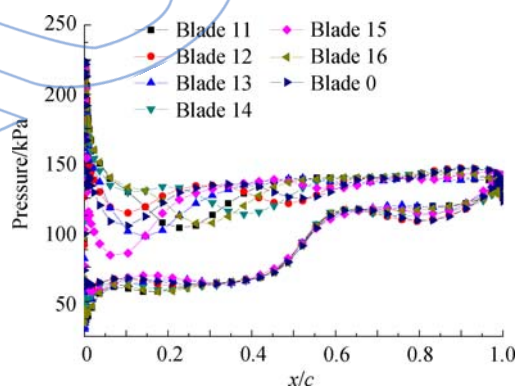


图 11 D 点 95% 叶高的叶片负荷

Fig. 11 Blade loading at 95% spanwise on D point

图 12 是小流量状态(D点)某时刻 99.5% 叶高、40% 弦长处叶尖压力的空间离散快速傅里叶变换结果。该转子在此状态下叶尖流场存在两个显著的空间谐波结构:17 阶谐波和 7 阶谐波。其中,17 阶谐波代表转子叶片数,是单个叶片通道流场结构的反映;7 阶谐波表明叶尖流场中存在周向占据 2~3 个栅距的流场结构单元(见图 13),数目约为 40% 的叶片通道数。此流量下其他时刻,该转子叶尖流场空间谐波结构与之相同。

因此,对于本文所研究的跨声速压气机转子,小流量状态下叶尖非定常流场所出现的“双通道流场结构”是由于采取 4 通道作为计算域而形成

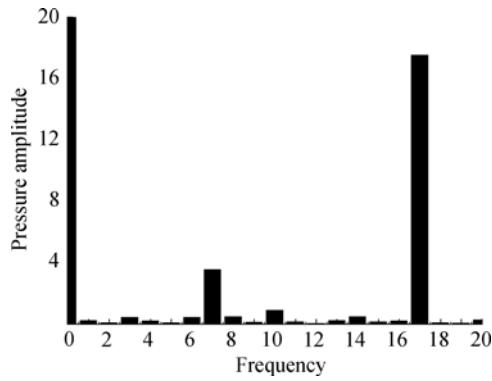


图 12 99.5%叶高,40%弦长处周向压力
快速傅里叶变换分析

Fig. 12 Fast Fourier transformation analysis of
circumferential pressure at 40% chord,
99.5% spanwise

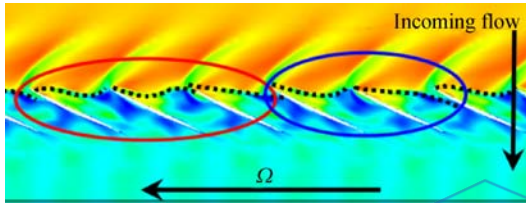


图 13 98.5%叶高相对马赫数分布(D点)

Fig. 13 Distribution of relative Mach number at
98.5% spanwise (D point)

的特定流场结构。

综上所述,与低速压气机转子相似,跨声速压气机转子叶尖出现 RI 现象的流场结构的周向波长取决于具体的压气机类型;但是,造成这种流场结构的流动机理一致:由相邻叶片通道内的叶尖泄漏流相互干涉形成。

3.2.3 RI 现象的演化过程分析

在压气机实验中,压力探针通常被设置于绝对坐标系下,但是,叶尖流场的演化是在相对坐标系下进行,因此,需要将两种坐标系下的信号进行转换,才能更清晰地分析叶尖流场特征。

图 14 是绝对坐标系下,转子上游 150%弦长处测得的压力的快速傅里叶变换结果.图中包含以下显著频率:转子转动频率 $f_0 = 360$ Hz;叶片通过频率 $f_{bp} = 6108$ Hz;叶尖振荡频率 f_{ri} ;转子高阶倍频,例如 $f_4 = 1440$ Hz $= 4f_0$,其中该状态下 RI 现象的典型频率 $f_{ri} = 2775$ Hz。

绝对坐标系下,表征 RI 现象的频率可由式(1)得到

$$f = \left| M \pm \frac{1}{N} \right| \cdot f_{bp} \quad (1)$$

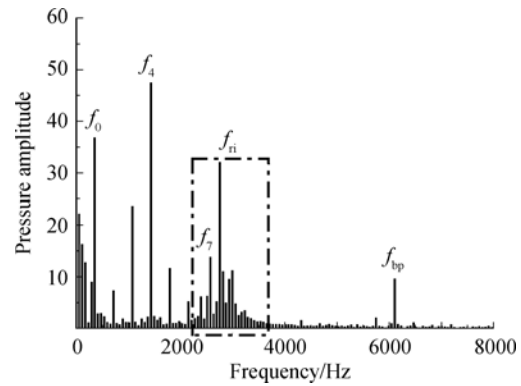


图 14 P_up9 压力快速傅里叶变换频谱

Fig. 14 FFT analysis of static pressure at P_up9

其中 f 为绝对坐标系下某点测得某物理参数的特征频率; f_{bp} 为绝对坐标系下测得的叶片通过频率;相对坐标系下每个流场结构单元周向尺度为 N 个叶栅; M 为相对坐标系下叶尖流场的振荡频率与叶片通过频率之比。

推导过程如下:

为简化分析,假设流场中物理参数变化规律为正弦波。

1) 相对坐标系下的定常流场

对于压气机转子内流场参数,在相对坐标系下,各个物理参数沿栅距方向均具有周期性,则某时刻(t_0)流场中物理参数 P 沿周向分布可表示为

$$P(y^r, t_0) = J \sin \left[\frac{2\pi}{N \cdot L_{pitch}} y^r + \phi_y \right] \quad (2)$$

其中 J 表示振幅,在定常流场中为常数; ϕ_y 为初始相位; L_{pitch} 为栅距。

在绝对坐标系中观察,两种坐标系存在如下关系:

$$y = y^r + ut \quad (3)$$

式中 y, y^r 分别代表绝对坐标系和相对坐标系的周向空间位置, u 代表转子周向速度。

联立式(2)和式(3)可得

$$\begin{aligned} P(y^r, t_0) &= \\ J \sin \left[\frac{2\pi}{N \cdot L_{pitch}} (y - ut) + \phi_y \right] &= \\ J \sin \left[\frac{2\pi}{N \cdot L_{pitch}} y - 2\pi \frac{f_{bp}}{N} t + \phi_y \right] &= \\ J \sin \left[-2\pi \frac{f_{bp}}{N} t + \phi_{y0} \right] & \quad (4) \end{aligned}$$

这样,相对坐标系下的定常流场转变为绝对坐标系下的非定常流场

$$P(y^r, t_0) = J \sin \left[-2\pi \frac{f_{bp}}{N} t + \phi_{y0} \right] \quad (5)$$

其中 ϕ_{y0} 为初始相位。

2) 相对坐标系下,假设每个叶片通道内的非定常流场都会经历相同的演化过程(如图 6 所示),叶尖非定常流场中空间某点物理参数随时间变化(以叶尖泄漏涡振荡为例),即式(2)中 J 为随时间变化的变量

$$J = J(y_0, t) = K \sin(2\pi f_{lv} t + \phi_0) = K \sin[2\pi(M \cdot f_{bp})t + \phi_0] \quad (6)$$

其中 K 为变量 J 的振幅; ϕ_0 为初始相位。

3) 相对坐标系下的非定常流场在绝对坐标系下的分布及变化规律可联立式(5)和式(6)得到

$$P(y, t) = J \sin \left[-2\pi \frac{f_{bp}}{N} t + \phi_{y0} \right] \cdot \sin[2\pi(M \cdot f_{bp})t + \phi_0] \quad (7)$$

根据积化和差公式对式(7)进行变换,得到 $P(y, t)$ 的特征频率为

$$f = \left| M \pm \frac{1}{N} \right| \cdot f_{bp} \quad (8)$$

以 D 点流场为例对式(1)进行验证:

由图 12 中可知 $N=17/7$; 由图 7 可得 $M=f_{lv}/f_{bp}=0.8628$; 代入式(1), 可得 $f=0.451 \cdot f_{bp}=2754 \text{ Hz}$, 与绝对坐标系下测得的显著频率 $f_n=2755 \text{ Hz}$ (图 14) 相近。需要指出的是, 图 14 中叶尖振荡频率为一个频率范围: $2400 \sim 3600 \text{ Hz}$ 。该频率带是叶尖泄漏流在相邻几个叶片通道中相互干涉所形成的流场结构(图 13)在绝对坐标系下的反映——RI 现象。小流量状态下各点的显著频率分析见表 2, 与上述推导结果一致。

表 2 小流量状态下显著频率分析

Table 2 Analysis of remarkable frequency under low mass flow conditions

点	f_{lv}/Hz	M	N	$M - \frac{1}{N}$	f_n/Hz	f_n/F_{bp}
D	5270	0.8640	17/7	0.4520	2755	0.4510
E	5000	0.8186	17/7	0.4068	2483	0.4065
S	4800	0.7860	17/7	0.3740	2299	0.3760

由表 2 中还可以发现: 在小流量状态下, 该跨声速压气机转子在各个流量点的叶尖流场空间谐波结构相同, 波长为 $2 \sim 3$ 个栅距; 随着流量减小, 相对坐标系下叶尖非定常流场振荡频率降低, 最终导致绝对坐标系下观测到的 RI 现象频率降低。

4 结 论

本文对跨声速压气机转子在不同工作状态下

的叶尖流场进行了详细的数值研究, 结果表明:

1) 大流量状态下, 该跨声速压气机转子叶尖流场不存在显著的非定常特征, 可以按照定常流动来处理; 小流量状态下, 该转子叶尖流场体现出强烈的非定常特征, 主要表现为叶尖泄漏流的轴向及周向振荡, 以及各通道间叶尖泄漏流的相互干涉。

2) 跨声速转子叶尖泄漏流的非定常性和空间结构的周向非均匀性导致叶尖区域出现 RI 现象。4 通道数值模拟情况下叶尖流场空间结构表现为“双通道流场结构”; 全周情况下则表现为周向波长为 $2 \sim 3$ 个栅距的流场结构。但是, 两种情况下 RI 现象的形成机理一致: 叶尖泄漏流与相邻叶片压力面前缘相遇, 降低其与吸力面之间的压力梯度, 从而降低流经该区域的泄漏流强度; 相邻叶片通道内的叶尖泄漏流相互干涉, 最终形成周向波长大于 1 个栅距的流场结构; 该流场结构的形成及周向传播导致绝对坐标系下观测到 RI 现象。

3) 在小流量状态下, 该转子在各个流量点的叶尖流场空间谐波结构相同; 但是随着流量减小, 相对坐标系下叶尖非定常流场振荡频率降低, 最终导致绝对坐标系下观测到的 RI 现象频率降低。

参考文献:

- [1] Mailach R, Lehmann I, Vogeler K. Rotating instabilities in an axial compressor originating from the fluctuating blade tip vortex[J]. Journal of Turbomachinery, 2001, 123(3): 453-460.
- [2] Mailach R, Sauer H, Vogeler K. The periodical interaction of the tip clearance flow in the blade rows of axial compressors[R]. ASME Paper 2001-GT-0299, 2001.
- [3] Marz J, Hah C, Neise W. An experimental and numerical investigation into the mechanisms of rotating instability[J]. Journal of Turbomachinery, 2002, 124(3): 367-374.
- [4] Inoue M, Kuroumaru M, Yoshida S, et al. Effect of tip clearance on stall evolution process in a low-speed axial compressor stage[R]. ASME Paper 2004-GT-53354, 2004.
- [5] Nishioka T, Kuroda S, Nagano T, et al. Influence of rotating instability on stall inception patterns in a variable-pitch axial-flow fan[R]. ASME Paper 2006-GT-90589, 2006.
- [6] Nishioka T, Kanno T, Hayami H. Characteristics of end-wall flow at spike and modal stall inceptions in a variable-pitch axial-flow fan[R]. ASME Paper 2007-GT-27738, 2007.
- [7] 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.

- [8] Nishioka T, Kanno T, Hiradate K. Rotor-tip flow fields near inception point of rotating instability in an axial-flow fan[R]. ASME Paper 2011-GT-45338, 2011.
- [9] Biela C, Mulier M W, Schiffer H, et al. Unsteady pressure measurement in a single stage axial transonic compressor near the stability limit[R]. ASME Paper 2008-GT-50245, 2008.
- [10] Hah C, Bergner J, Schiffer H. Tip clearance vortex oscillation, vortex shedding and rotating instabilities in an axial transonic compressor rotor[R]. ASME Paper 2008-GT-50105, 2008.
- [11] Hah C, Voges M, Mueller M, et al. Characteristics of tip clearance flow instability in a transonic compressor[R]. ASME Paper 2010-GT-22101, 2010.
- [12] Hah C. Near stall flow analysis in the transonic fan of the RTA propulsion system[R]. AIAA-2010-277, 2010.
- [13] Tong Z, Lin F, Chen J, et al. The self-induced unsteadiness of tip leakage vortex and its effect on compressor stall inception [R]. ASME Paper 2007-GT-27010, 2007.
- [14] Du J, Lin F, Zhang H, et al. Numerical investigation on the self-induced unsteadiness in tip leakage flow for a transonic fan rotor[J]. Journal of Turbomachinery, 2010, 132(2): 021017. 1-021017. 9.
- [15] 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)
- [16] 袁巍. 处理机匣的几何结构对压气特性的影响研究[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2003.
YUAN Wei. The research on the influence of casing treatment geometry on compressor characteristic [D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2003. (in Chinese)