

跨声速压气机转子叶尖非定常流动的数值模拟

卢波¹, 王志强¹, 王剑², 高翔¹

(1. 南京航空航天大学 能源与动力学院 江苏省航空动力系统重点实验室, 南京 210016;
2. 中国航空发动机集团有限公司 南方工业有限公司, 湖南 株洲 412002)

摘 要: 为了进一步加深对转子叶尖区域非定常流动现象的认识, 针对某一跨声速单转子轴流压气机, 采用三维非定常数值方法开展了详细研究。对单转子在不同进气条件以及不同工作流量下分别进行非定常模拟, 来研究该转子叶尖区域复杂流动结构以及叶尖非定常流动的发展过程。结果表明: 不同进气条件下, 转子叶尖区域流场结构形式表现不同。当进口非轴向进气时, 叶尖非定常流动呈单通道周期形式; 而轴向进气时, 叶尖区域出现了类似于“旋转不稳定”的沿周向传播的非定常流动现象, 且随着工作流量的减小, 叶尖区域流场结构也相应发生改变。

关 键 词: 叶尖泄漏流; 旋转不稳定; 非定常流动; 流场结构; 跨声速压气机

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Numerical simulation on blade tip unsteady flow in transonic compressor rotor

LU Bo¹, WANG Zhiqiang¹, WANG Jian², GAO Xiang¹

(1. Jiangsu Province Key Laboratory of Aerospace Power System,
College of Energy and Power Engineering,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;

2. South Industry Limited Corporation,

Aero Engine (Group) Corporation of China, Zhuzhou Hunan 412002, China)

Abstract: The detailed three-dimensional unsteady numerical study was conducted in a transonic compressor rotor to deepen the understanding of unsteady flow phenomenon in rotor blade tip region. Unsteady numerical simulations were studied in single rotor under different inlet conditions and different mass flows, so as to investigate the complex flow structure in rotor blade tip region and the development of blade tip unsteady flow. Results showed that the structure of blade tip flow field varied under different inlet conditions. When inlet direction was non-axial, signal passage periodical form emerged for unsteady flow at blade tip, while an unsteady flow phenomenon like “rotating instability”, spreading along circumferential direction, occurred in blade tip region under axial inlet condition. And with the decrease of mass flow, the structural flow field of blade tip region changed correspondingly.

Key words: blade tip leakage flow; rotating instability; unsteady flow; structure flow field; transonic compressor

收稿日期: 2015-08-27

基金项目: 国家自然科学基金(51406080); 中央高校基本科研业务费专项资金(NJ20150008)

作者简介: 卢波(1991—), 女, 硕士生, 主要从事叶轮机械气动热力学研究。

引用格式: 卢波, 王志强, 王剑, 等. 跨声速压气机转子叶尖非定常流动的数值模拟[J]. 航空动力学报, 2017, 32(6): 1481-1490. LU Bo, WANG Zhiqiang, WANG Jian, et al. Numerical simulation on blade tip unsteady flow in a transonic compressor rotor [J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(6): 1481-1490.

压气机转子叶尖间隙流动是压气机中最复杂的流动现象之一,对压气机性能以及稳定性都有着极其重要的影响,其主要影响表现为产生泄漏损失和堵塞,前者降低压气机效率,后者降低压气机的压升能力和稳定工作范围.因此,压气机转子叶尖区域的流场结构一直是研究人员关注的重点.随着压气机三维黏性非定常 CFD 计算手段以及非定常瞬态流场测量技术不断成熟和应用,更多的研究者开展了对包括泄漏流/涡在内的压气机内部非定常复杂流动的研究.

Bae^[1]的研究表明泄漏涡的非定常摆动是一种普遍的现象,是由旋涡的稳定性本质所决定的. Furukawa 等^[2]以及 Schlechtriem 和 Lotzerich^[3]提出泄漏涡可能存在涡破碎这一观点,发现泄漏涡发生破碎后会产生大面积的流动堵塞,并指出这是导致压气机失速的重要原因. Jackson^[4], Mcdougall 等^[5]以及 Day 等^[6]先后发现压气机旋转失速团最早出现在叶尖区域,认为失速先兆和叶尖区域的三维流动有着密切的联系. Hoying 等^[7]针对某单转子压气机开展了数值模拟研究,发现压气机的失速先兆与顶部泄漏涡的稳定性有关. Vo 等^[8]针对低速轴流压气机转子,利用数值模拟结果并结合多人的实验数据,分析了叶尖泄漏流对轴流压气机稳定性的影响,并提出触发尖脉冲型失速先兆的两个先决条件.

之后,Mailach 等^[9-10]在某台低速轴流压气机上开展实验研究,发现出现在压气机稳定工作范围内的叶尖非定常流动的结构和数目都是在不断变化,他们将此流动现象称为“旋转不稳定”(rotating instability, RI)现象,并认为 RI 的出现是由于叶尖间隙泄漏涡的非定常性引起的. Marz 等^[11]认为 RI 是受主流、经典的泄漏涡以及端壁区轴向反流相互作用引起的. Kielb 等^[12]认为这一现象是由吸力面涡脱落和叶尖流动不稳定性共同造成的. 国内付磊等^[13]针对某跨声速转子进行数值研究表明叶尖区域形成了由于叶尖泄漏涡的振荡以及周向传播造成的 RI 现象. 邓向阳^[14]、杜鹃^[15]、张晨凯等^[16]虽然证实了近失速状态下叶尖间隙区域存在非定常波动,但是并未专门针对 RI 现象开展相关的研究工作. 而杜鹃认为 Mailach 等所说的 RI 现象只是叶尖泄漏涡自激非定常性在多通道环境中,受某个小扰动影响后表现出来的一个特例.

为了进一步深入认识近失速工况下转子叶尖间隙非定常流动的产生机理及其发展过程,本文

针对某跨声速单转子压气机,采用三维非定常数值模拟方法,对某跨声速压气机转子叶尖流场开展详细研究,深入分析叶尖区域流场结构的特点以及叶尖非定常流动现象的形成及发展过程.

1 研究对象

本文的研究对象是某跨声速轴流压气机(带进口导向器)的第 1 级转子,该转子设计参数如表 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
转子叶片数	40
外径/mm	305.64
叶高/mm	90.5
弦长(叶尖、叶中、叶根)/mm	55,61,56
流量/(kg/s)	25.5
压比	1.45
效率	0.89
顶部稠度	1.145
顶部展弦比	1.696
前缘、尾缘轮毂比	0.70,0.738
叶尖间隙/mm	1.5
设计转速/(r/min)	12 000

2 数值方法

本文采用的是 NUMECA 商用软件的 EU-RANUS 求解器求解三维雷诺平均的 N-S(Navier-Stodes)方程.空间离散格式采用 2 阶迎风格式,以便能更准确捕捉激波的位置及附近的流场.采用显式 4 阶 Runge-Kutta 法时间推进以获得定常解,所采用的湍流模型是(S-A)Spalart-Allmaras 模型.为提高计算效率,采用了多重网格法、当地时间步长和隐式残差光顺等加速收敛措施.非定常计算时,以相同背压下的定常计算结果作为初场,计算时采用了双时间步法,设定每个物理时间步长为 5×10^{-6} s,即一个栅距中布置了 25 个物理时间步,每一个物理时间步下的虚拟时间步数为 50 步.

本文采用分块网格法划分网格,为保证较好的网格正交性,转子主通道采用 H-O-H 型结构化网格,叶尖间隙区域采用蝶形网格拓扑结构.图 1 为单通道计算域网格.对固壁附近进行了网格加密,设定固壁第 1 层网格的厚度为 2×10^{-6} m,以保证 $y^+<2$.

采用无滑移、绝热的壁面边界条件,叶片两侧周向边界定义为周期性边界;进口边界条件给定标准大气的总温、总压和气流角度. 为了研究不同进气条件对叶尖非定常流场结构的影响,本文中进口气流角有两种给定方式:按导向器出口气流角度(气流与轴向的夹角为 16°)以及轴向进气给定;出口边界给定平均半径处的静压,按径向平衡方程计算出静压的径向分布. 为了更加准确地摸清该转子叶尖非定常流动沿周向传播的特点,本文分别开展了单通道和 8 通道的非定常计算. 为了捕捉叶尖泄漏流脉动频率,在各个叶片叶尖压力面上沿弦向等间距布置了 10 个数值压力探针 $p_1 \sim p_{10}$,同时为了测得绝对坐标系下叶尖振荡频率,针对这 10 个轴向位置,每个轴向位置沿周向等间距布置 25 个压力探针(一个栅距内),8 通道计算时,探针总数为 $8 \times 10 \times 25$. 其中,沿弦向布置的探针位置示意图如图 2 所示.

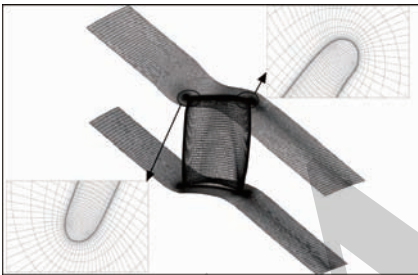


图 1 单通道计算网格

Fig. 1 Single passage computational grid

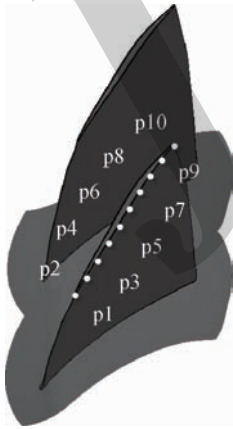


图 2 叶尖区域探针分布示意图

Fig. 2 Schematic map of probes location in blade tip region

数值模拟精度与计算网格数目密切相关,只有当计算网格的数目达到一定值之后,计算结果才与网格数量变化无关,此时方可认为网格数目满足计算精度要求. 为保证压气机流场计算结果的可靠性,本文划分了 3 套网格节点数目不同的

计算网格(均为单通道网格数目),分别命名为 Grid 1, Grid 2 以及 Grid 3. 各套网格节点分布如表 2 所示,前人的研究表明^[17],叶尖间隙沿径向布置 17 个网格节点能较好地模拟出尖部流动信息,因此本文中叶尖间隙径向布置了 17 个节点. 对各套网格的计算结果进行对比,从而来验证网格的无关性.

表 2 3 套网格节点分布

Table 2 Node distribution of three kinds of grid

网格方案	网格数目/ 10^4	转子主通道区域网格数目			
		轴向	周向	径向	O 型层数
Grid 1	77	153	41	81	26
Grid 2	145	161	57	84	34
Grid 3	231	197	65	104	38

图 3 给出了 3 套网格所计算得到的总压比、效率特性线对比图,进口给定的是非轴向进气条件. 横坐标表示无量纲流量 m_{cor} (以 Grid 1 计算得到的峰值效率点流量为基准进行无量纲化),纵坐标分别代表无量纲压比 π^* 及效率 η^* (以 Grid 1 计算得到的峰值效率点压比和效率为基准进行无量纲化). 从图 3 可以看出,随着网格的增密,总压比和效率都有所增加,但是 3 套网格特性线的整体趋势一致. 在每个工况下,Grid 2 和 Grid 3 所得到的压比和效率几乎完全重合,而 Grid 1 的压比以及效率明显低于后两者. 所以本文认为 Grid 2 已经满足网格无关性要求. 因此在后续计算中都采用 Grid 2 的网格方案.

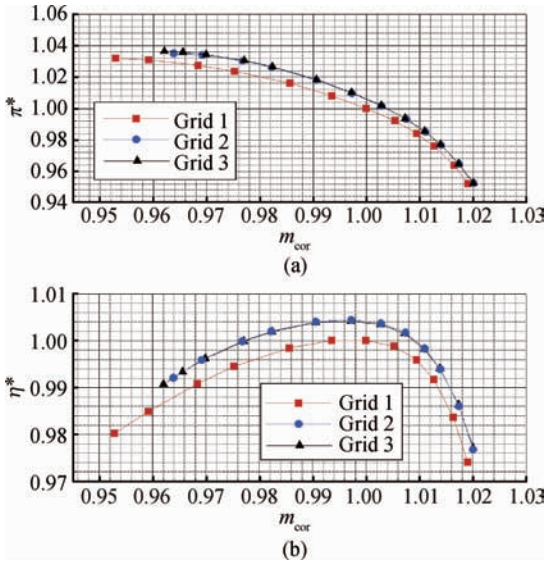


图 3 3 套网格计算得到的转子特性线

Fig. 3 Characteristic lines of computed by three kinds of grid

3 计算结果及分析

3.1 不同进气条件下的压气机特性结果

为了研究进气条件对叶尖非定常流动的影响,分别在轴向进气和非轴向进气两种条件下对单通道以及 8 通道进行定常及非定常数值计算. 图 4 给出了两种进气条件下定常计算得到的无量纲压比随流量的变化曲线(总压比和流量分别以非轴向进气时峰值效率点总压比和流量为基准进行了无量纲化). 图中 PE1, PE2 代表峰值效率工况, N2 指小流量工况, NS1 和 NS2 指近失速点工况. 1, 2 分别对应进口非轴向进气以及轴向进气条件. 可以看出, 两种进气条件下, 不同通道数时计算得到的特性线都吻合得较好, 但轴向进气条件下转子总压比明显比非轴向进气时大.

本文分别对 NS1, N2 和 NS2 这 3 个工况进行了非定常计算, 并以压力探针所监控的静压值出现周期性波动作为收敛标准. 图 5 所示的是 NS1 工况下非定常计算部分收敛历史.

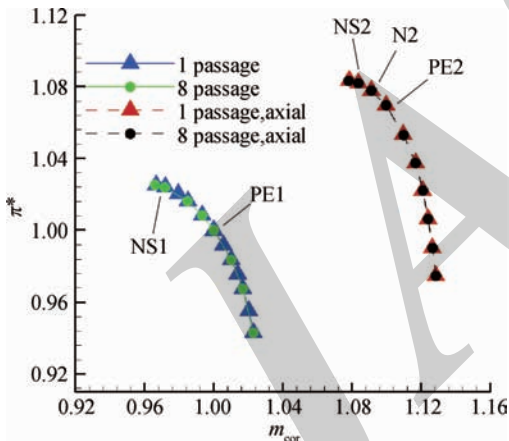


图 4 不同进气条件下得到的特性图
Fig. 4 Characteristic maps with different air-inlet conditions

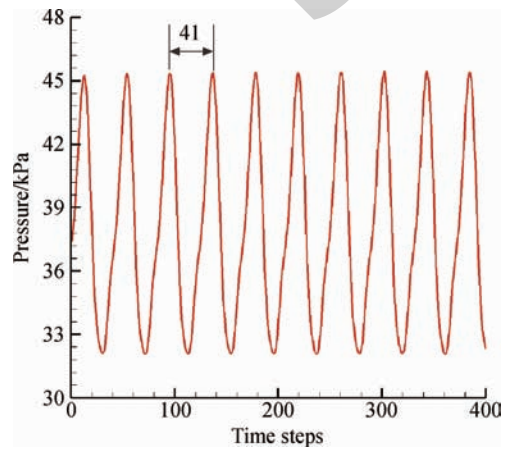


图 5 NS1 工况下非定常计算收敛历史
Fig. 5 Convergent history of unsteady computation at case NS1

3.2 叶尖区域非定常流场分析

3.2.1 非轴向进气

通过计算发现, 当转子进口为非轴向进气时, 该转子在小流量工况下的叶尖非定常流场结构跟近失速工况基本一致, 因此非轴向进气条件下的叶尖区域流场特点就针对近失速工况(NS1)来进行分析. 图 6、图 7 分别给出了 NS1 工况某一时刻下, 8 通道计算得到叶尖静压系数分布图, 以及同一时刻下各叶片 98% 叶高的压力面、吸力面静压系数沿弦长分布图, 图中 x/c 表示无量纲弦长. 静压系数的定义为

$$C_p = (p_s - p_{ref}) / (0.5 \rho U_t^2)$$

其中 p_s 为当地静压, p_{ref} 为叶尖进口总压, U_t 为转子叶尖旋转线速度.

从图 6 可以看出, 叶片泄漏流与相邻叶片压力面相互作用, 形成局部低压区, 并且每个通道内叶尖泄漏涡轨迹几乎一致, 即各通道内流动成重复性状态. 从图 7 可以看出, 同一时刻下各叶片负荷并没有明显的差异, 通道内部流场的相位差非常小, 并没有出现 Mailach 等提到的沿周向传播的“旋转不稳定”现象.

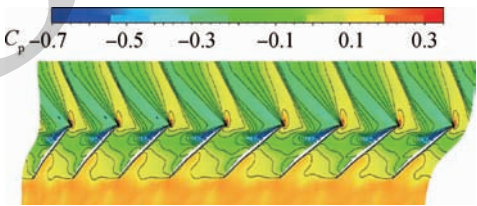


图 6 NS1 工况叶尖静压系数分布
Fig. 6 Distribution of static pressure coefficient on blade tip at case NS1

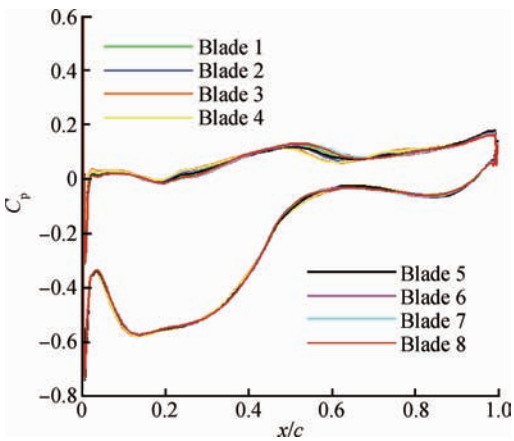


图 7 NS1 工况各通道 98% 叶高叶片负荷
Fig. 7 Blade loading at 98% spanwise in each passage on case NS1

由于每个叶片通道内流动情况一致, 因此针对非轴向进气条件, 通过单通道计算来分析叶尖

非定常流动情况.

图 8 给出了 NS1 工况下,叶尖 S_1 流面在一个非定常周期内的时间平均的马赫数分布云图.不难看出,转子前缘存在一脱体激波,气流通过激波之后静压增大,气流速度由超声速迅速减小至亚声速,随后由叶背处产生的膨胀波系的作用下又重新加速至超声速.随着流量的下降,轴向速度相应减小,从图中可以看出,在 NS1 工况下气流通过激波之后,速度明显下降,形成大范围低速区,并几乎占据整个通道.

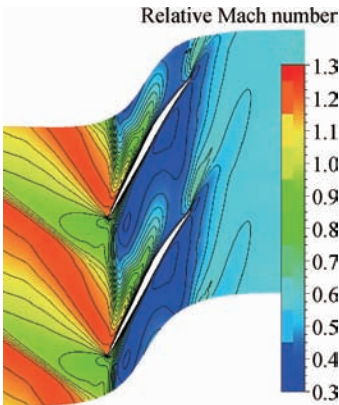


图 8 NS1 工况叶尖相对马赫数分布

Fig. 8 Distribution of relative Mach number on blade tip at case NS1

图 9、图 10 给出的是 NS1 工况下,单通道计算得到的一个非定常周期内叶尖静压系数图以及 98%叶高叶片负荷随时间的变化图.可以看出,泄漏流在与激波的相互作用之后,发生了一定的偏转.在 $T0/5$ 时刻(其中 T 表示一个非定常周期),叶尖泄漏流与相邻叶片压力面相互作用,并导致压力面 20%弦长位置形成一个局部低压区(图 9 中圆圈所示),与图 10 中压力面低压区位置一致(红色椭圆所示).该低压区的存在使得相邻叶片两侧压差减小,由于单通道计算中周向边界设为周期性条件,因此该叶片压差的减小使得泄漏流流量和动量的减小,此时主流起主导地位,泄漏流在压力面前缘局部高压区的推动下向叶片尾缘移动,且低压区在向下游移动过程中,不断与周围流体发生掺混,使得低压区逐渐减小甚至消失(对应于图 10 中低压区压力逐渐升高).在 $3T/5$ 时刻,压力面上的低压区被完全推移出通道,压差的恢复使得泄漏流流量和动量增加,泄漏流向前缘方向摆动,到 $4T/5$ 时刻,此时泄漏流开始与相邻叶片压力面相撞,形成新的局部低压区(如图 10 中蓝色椭圆所示).随着时间的推移,低压区范围逐渐增大,在 $5T/5$ 时刻,相邻叶片受泄漏流影响的低压区大小与位置与 $0T/5$ 时刻一致,此时叶尖区域又开始了一个新的非定常周期.

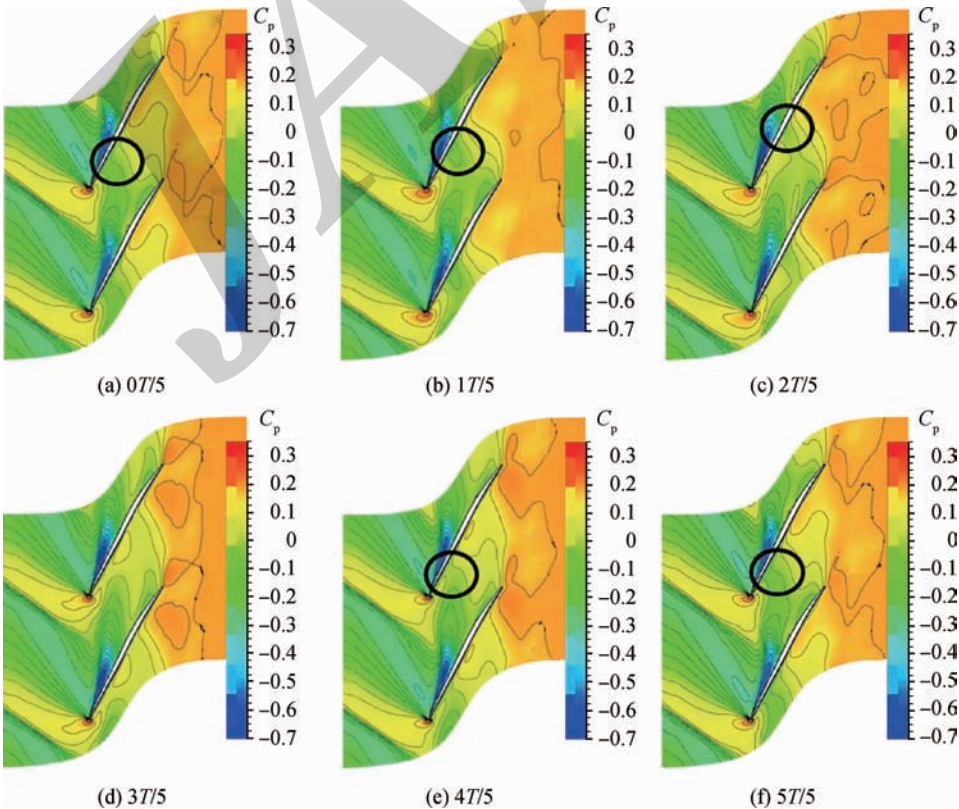


图 9 NS1 工况不同时刻叶尖静压系数变化

Fig. 9 Variation of static pressure coefficient on blade tip in different times at case NS1

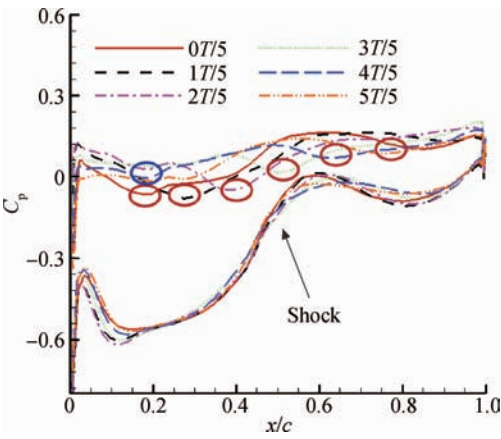


图 10 NS1 工况叶片 2 的 98% 叶高叶片表面静压系数分布

Fig. 10 Distribution of blade' surface static pressure coefficient at 98% spanwise of blade 2 on case NS1

考虑到静压方均根系数既能反映非定常波动的强度,又能反映非定常波动的区域.因此图 11 给出了 NS1 工况下叶尖区域 5 个波动周期内静压均方根系数分布.从图中来看,叶尖区域非定常波动显著区域主要分布在叶片压力面中部、泄漏涡轨迹位置、压力面前缘区域以及激波与泄漏涡干涉区域.其中,红色虚线所示位置为激波.值得注意的是,激波与泄漏流相互作用区域,泄漏涡轨迹两侧存在两块波动强度较大的区域(红色箭头所示区域),而激波前的泄漏涡轨迹中心位置虽然也存在明显波动,但是在两侧并不存在明显的扰动区域,说明激波前的泄漏涡在周向和弦向之间的摆动幅度并不明显,而激波后的泄漏涡出现明显摆动.说明激波加剧了叶尖流场的非定常效应.

静压方均根系数分布定义为

$$C_{p,rms} = \frac{\sqrt{\frac{1}{n} \sum_{t=0}^{n-1} (p_s(t) - \bar{p}_s)^2}}{\frac{1}{2} \rho U_1^2}$$

其中 $p_s(t)$ 为瞬态静压, $\bar{p}_s$ 为 5 个波动周期内的静压时均值.

图 12 给出了叶尖区域 10 个压力探针静压值随时间变化的 FFT(fast Fourier transformation) 结果.所有数值探针位置的静压波动均存在一个 4820 Hz 的峰值频率,约等于叶片通过频率的 60.25%,且 p4 和 p5 探针的 FFT 幅值最高,说明这两探针所处位置非定常波动最强烈,对比图 11 和图 12 可发现,两幅图中所反映的非定常波动显著区域相一致.

3.2.2 轴向进气

图 13 给出了轴向进气时小流量工况 N2 下,

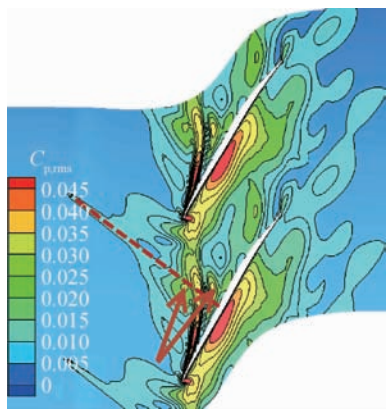


图 11 叶尖区域静压方均根系数分布

Fig. 11 Distribution of static pressure' RMS coefficient in blade tip region

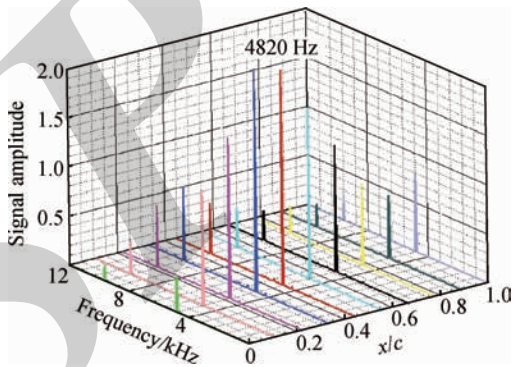


图 12 叶尖压力探针频谱特性图

Fig. 12 Spectrum characteristic map of pressure probes on blade tip

8 通道计算得到的某一时刻下 98% 叶高位置处各叶片表面压力系数情况.可以很清晰地看出,每个叶片表面压力系数分布形式隔 3 个栅距后又重复出现,叶尖流场呈现出“四通道周期结构”.由于各

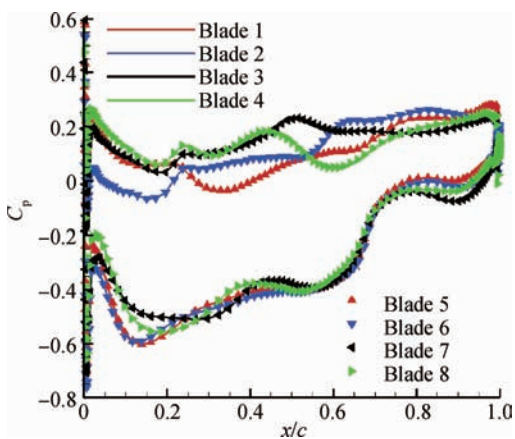


图 13 N2 工况某一时刻下各通道 98% 叶高叶片表面静压系数

Fig. 13 Blade' surface static pressure coefficient at 98% spanwise in a certain time of each passage at case N2

通道内流场存在差异,叶尖非定常流动呈现周向传播的特点,因此采用单通道计算无法准确地获得叶尖流场特征,故下文针对进口轴向进气条件,通过 8 通道计算结果来分析叶尖区域非定常流动特点.

图 14 显示的是 N2 工况下 8 通道计算得到的某一时刻叶尖 0.3 倍轴向弦长位置处静压沿周向的空间离散快速傅里叶变换结果.可以看出此时叶尖流场存在两个显著的空间谐波结构,分别是 2 阶谐波和 8 阶谐波.其中 8 阶谐波指的是计算域中转子叶片数目,反映的是计算域中流场通道数,而 2 阶谐波代表的是叶尖流场中存在周向尺度为 4 个栅距的流场结构单元的个数.

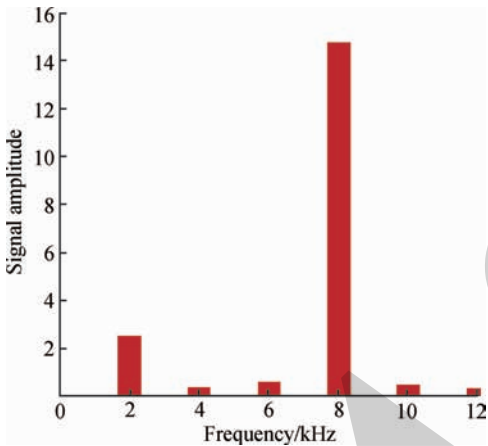


图 14 静压沿周向的空间离散 FFT 结果

Fig. 14 Spatial dispersion FFT result of static pressure along circumferential direction

图 15 给出了 N2 工况下 8 通道计算得到的一个非定常周期内叶尖静压变化情况.从图中可以看出,该叶尖流场表现出很明显的非定常流动特征,且“四通道周期结构”形式表现得极为显著.

在 $0T/6$ 时刻,叶片 1 压力面上存在大范围低压区,导致叶片 1 压力面与吸力面之间的压差减小,从而使得泄漏流流量和动量的下降,即此时该通道中主流起主导作用,泄漏流被主流逐渐推向下游,因此叶片 1 泄漏流向下摆动($1T/6$).此时由于叶片 2 泄漏流并不与叶片 3 压力面相撞,叶片 3 的高强度泄漏流影响范围逐渐延伸到叶片 4 压力面前缘位置,压力面低压区的存在使得在通道 4 中主流占主导位置,故叶片 4 泄漏流在主流的作用下向下游迁移,从而导致叶片 4 的泄漏流与叶片 5 压力面碰撞的位置(低压区位置)逐渐移向叶片尾缘(从 $0T/6$ 到 $2T/6$).叶片 1 的泄漏流向下摆动使得叶片 2 压力面的低压区减小甚至消失,从而叶片 2 泄漏流动量逐渐恢复,

$0T/6$ 时刻到 $1T/6$ 时刻静压云图的变化反映了叶片 2 泄漏流又逐渐向上游摆动.

在 $2T/6$ 时刻,由于叶片 1 压力面低压区的逐渐后移以及减少(与叶片 5 压力面低压区位置一致),叶片 1 泄漏流动量逐渐恢复,因此叶片 1 泄漏流向上游波动,而此时叶片 2 泄漏流已经影响到叶片 3 压力面前缘区域,由于叶片 3 压力面低压区的存在,通道 3 中主流占主导地位,泄漏流将被推至下游(从 $2T/6$ 时刻到 $4T/6$ 时刻).随着叶片 3 泄漏流向下游迁移所导致叶片 4 压力面低压区的后移以及减少,使得叶片 4 两侧压差逐渐恢复并导致叶片 4 泄漏流沿上游摆动(从 $3T/6$ 时刻到 $5T/6$ 时刻).在 $3T/6$ 时刻,叶片 1 泄漏流影响范围逐渐延伸到叶片 2 压力面前缘附近,通道 2 主流又逐渐占主导地位,从 $3T/6$ 到 $6T/6$ 时刻的静压变化反映出叶片 2 泄漏流沿叶片下游摆动,且在 $6T/6$ 时刻,叶片 2 泄漏流此时没有影响到叶片 3 压力面(与 $0T/6$ 时刻一致,这也就解释了在 $0T/6$ 时刻叶片 2 泄漏流并没有与叶片 3 压力面相撞).在 $6T/6$ 时刻,叶片 1 压力面低压区位置与 $0T/6$ 时刻一致,故认为流场进入下一个循环周期.

图 16 给出了轴向进气条件下 N2 工况时 8 通道计算得到的各通道内沿弦向第 4 个数值压力探针(相对坐标系下)的静压随时间变化的 FFT 结果.从图中可以看出,对于每个探针,均存在一个高幅值的频率(4033 Hz)及其倍频,表明每个通道内的叶尖泄漏涡脉动频率一致.

由于计算中所布置的监控点位置是相对于转子叶片静止,而在实验中探针是固定在机匣上,因此需要把探针相对坐标系下所得到的静压值转换到绝对坐标系,从而得到绝对坐标系下的叶尖振荡频率.处理方法参考了文献[12].图 17 给出的是 N2 工况绝对坐标系下的静压值随时间的 FFT 变换.可以看出在绝对坐标系下存在多个显著频率:转子叶片通过频率 $f_{\text{bpf}}=8000\text{ Hz}$ 及其倍频、叶尖流场振荡频率 $f_{\text{ti}}=1776\text{ Hz}$,以及 f_{ti} 和 f_{bpf} 的调制频率 6216 Hz .因此可知,绝对坐标系下的叶尖振荡频率 f_{ti} 约为叶片通过频率的 22.2%.

图 18 是两种进气条件下,98%叶高叶片吸力面、压力面静压系数分布对比图,其中实线和虚线分别代表的是非轴向进气和轴向进气条件.从图 10、图 13 可以看出两种进气条件下,叶片通道内槽道激波的位置在一个非定常周期内基本不变,因此只需给出某一时刻的叶片负荷情况.

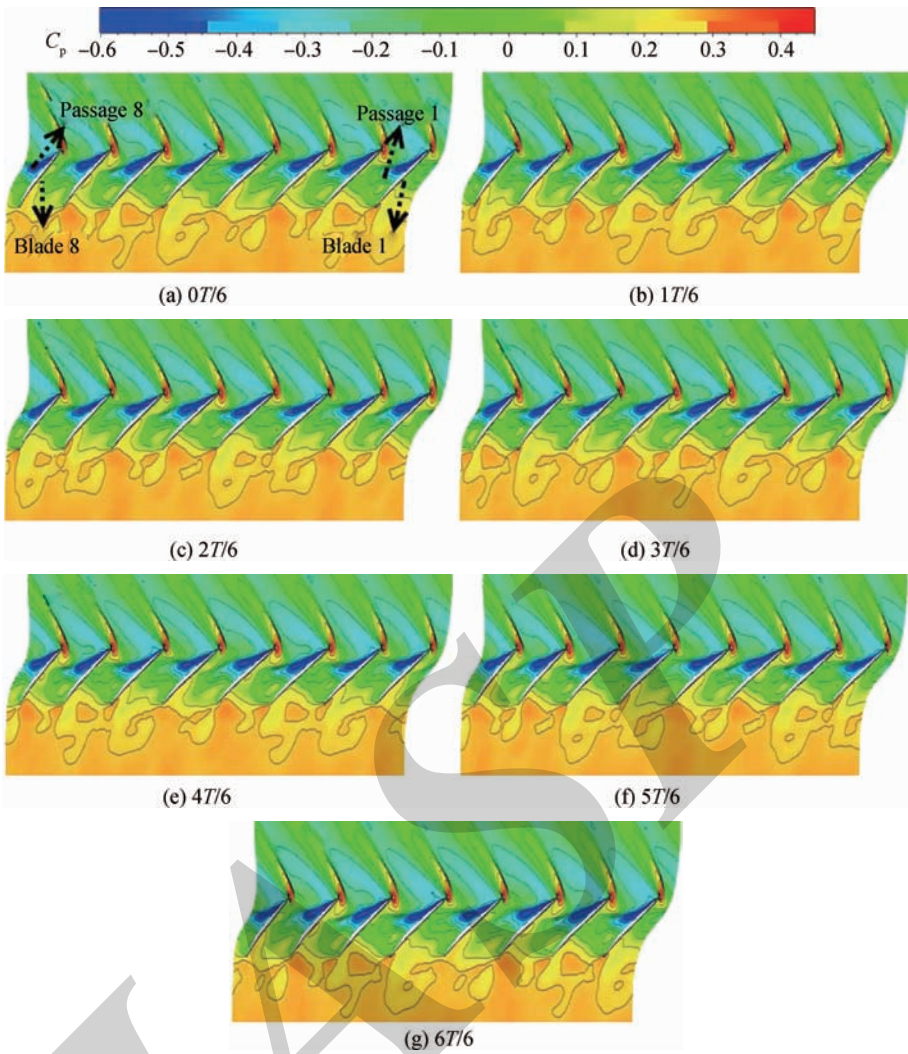


图 15 N2 工况下不同时刻叶尖静压系数云图

Fig. 15 Contour of static pressure coefficient on blade tip in different times at case N2

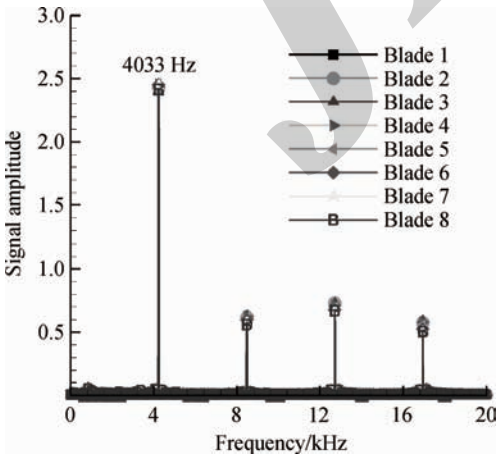


图 16 N2 工况各通道 p4 静压 FFT 结果

Fig. 16 FFT result of p4' static pressure in each passage at case N2

从图 18 中不难看出吸力面受激波的影响静压急剧上升,激波位置为箭头所示,很明显轴向进

气下激波的位置要远远靠后于非轴向进气. 气流通过激波后静压显著升高,吸力面激波后静压的增大使得叶片两侧压差显著减小. 从图 18 中可以看出,非轴向进气下受激波的影响,叶片中部压差明显下降,而泄漏流主要是由叶片两侧压差驱动形成的,压差的降低使得泄漏流强度减弱,因此不难得知非轴向进气时的泄漏流强度要弱于轴向进气. 而“旋转不稳定”现象是由相邻通道内泄漏流相互干涉而导致的,并且从上文得知非轴向进气下叶尖区域非没有形成“旋转不稳定”现象,因此可以推断,激波的位置是影响叶尖非定常流场结构的一个重要因素.

图 19 给出的是 NS2 工况下 8 通道计算得到的某两个时刻(t_0 时刻和 t_1 时刻)下叶尖静压系数云图. 可以看出,叶尖流场存在明显的非定常特征,与 N2 工况不同的是该工况下叶尖区域流场并没有形成“四通道周期结构”,而是形成了“八通

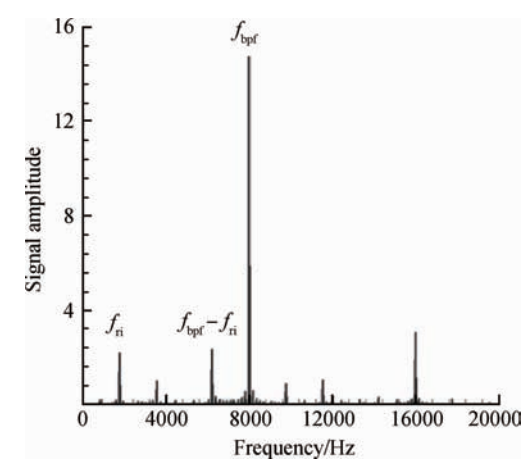


图 17 N2 工况绝对坐标系下静压 FFT 结果
Fig.17 FFT result of static pressure in absolute coordinate system at case N2

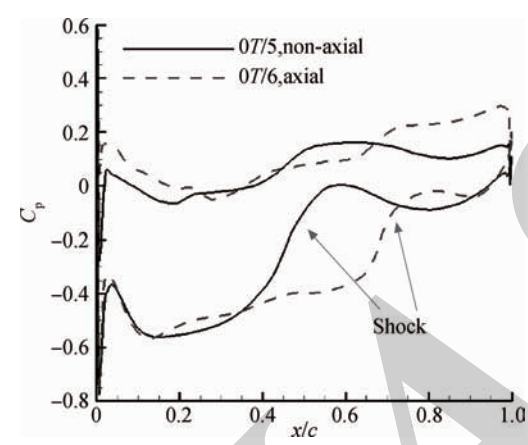


图 18 不同进气条件下 98% 叶高叶片表面静压系数的对比
Fig.18 Comparison of blade surface static pressure coefficient at 98% spanwise under different air-inlet conditions

道结构”,即同一时刻各个通道内流场均不一致.从静压图不难看出,由于叶尖泄漏流与相邻叶片压力面相互作用,使得相邻叶片压力面形成局部低压区,为叶尖自激非定常现象的出现提供了必要条件.当叶尖泄漏流与主流建立动态平衡后,叶尖泄漏流的周期性脉动使得相邻叶片两侧压差发生周期性波动,继而使得相邻叶片泄漏流发生周期性脉动,依次类推,在各个叶片泄漏流与相邻叶片压力面相互作用后,最终形成了沿周向传播的 RI 现象.在 NS2 工况下,之所以会形成“八通道结构”,可能是由于受计算域通道数目以及周向边界的周期性条件的限制.但是,这至少可以表明叶尖区域的非定常流场结构在不同的工况下有不同的表现形式,RI 现象会随着压气机工况的变化而发展变化.

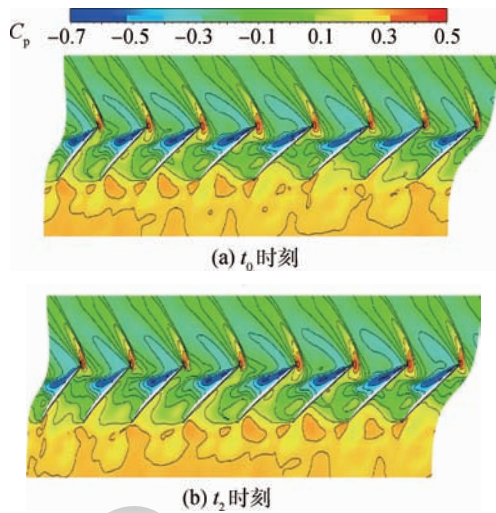


图 19 NS2 工况下某两个时刻的叶尖静压系数云图
Fig.19 Contour of static pressure coefficient on blade tip in two certain times at case NS2

4 结 论

本文通过对某跨声速压气机转子在不同进气条件以及不同流量状态下进行了非定常数值模拟,得到如下结论:

1) 激波与泄漏流相互作用区域,泄漏涡轨迹两侧存在两块波动强度较大的区域,激波前的泄漏涡在周向和弦向之间的摆动幅度并不明显,而激波后的泄漏涡出现明显摆动.说明激波加剧了叶尖流场的非定常效应.

2) 进气条件对本文所研究的转子叶片叶尖区域流场结构有重要影响.当转子进口为非轴向进气时,叶尖流场也存在非定常现象,但其空间结构表现为单通道周期结构,即每个通道内流场几乎完全一致;而进口为轴向进气时,叶尖非定常流场结构呈现多通道周期结构,且形成了沿周向传播的“旋转不稳定”现象.

3) 在轴向进气条件下,小流量工况时,叶尖流场呈“四通道周期结构”,近失速工况时呈现“八通道结构”,这表明随着流量减少,叶尖流场结构形态存在一个发展变化的过程,但是两者流场特点都表现为相邻叶片通道内叶尖泄漏流相互干涉形成沿着周向传播的“旋转不稳定”现象.

4) 轴向进气条件下,叶尖流场表现为“四通道周期结构”以及“八通道结构”,有可能是受计算域通道数目以及周期性周向边界的限制,因此在后续的研究中,可以通过开展全通道计算来深入研究该转子叶尖区域非定常流场结构的产生及其发展规律.

参考文献：

[1] BAE J. Active control of tip clearance flow in axial compressors [D]. Cambridge, Massachusetts: Massachusetts Institute of Technology, 2001.

[2] FURUKAWA M, SAIKI K, NAGAYOSHI K, et al. Effects of stream surface inclination on tip leakage flow fields in compressor rotors[J]. Journal of Turbomachinery, 1998, 120(4): 683-694.

[3] SCHLECHTRIEM S, LOTZERICH M. Breakdown of tip leakage vortices in compressors at flow conditions close to stall[R]. ASME Paper 97-GT-41, 1997.

[4] JACKSON A D. Stall cell development in an axial compressor[R]. ASME Paper 86-GT-249, 1986.

[5] MEDOUGALL N M, CUMPSTY N A, HYNES T P. Stall inception in axial compressors[R]. ASME Paper 89-GT-63, 1989.

[6] DAY I J, BREUER T, ESCURET J, et al. Stall inception and the prospects for active control in four high-speed compressors[J]. Journal of Turbomachinery, 1999, 121(1): 18-27.

[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] VO H D, TAN C S, GREITZER E M. Criteria for spike initiated rotating stall[J]. Journal of Turbomachinery, 2008, 130(1): 011023. 1-011023. 9.

[9] 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.

[10] 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.

[11] MARZ J, HAH C, NEISE W. An experimental and numerical investigation into the mechanisms of rotating instability[R]. ASME Paper 2001-GT-0536, 2001.

[12] KIELB R E, BARTER J W, THOMAS J, et al. Blade excitation by aerodynamic instabilities: a compressor blade study[R]. ASME Paper GT2003-38634, 2003.

[13] 付磊, 袁巍, 宋西镇, 等. 跨声速压气机转子叶尖流场旋转不稳定现象的数值研究[J]. 航空动力学报, 2014, 24(5): 1145-1153.

FU Lei, YUAN Wei, SONG Xizhen, et al. Numerical investigation on rotating instability phenomenon in tip flow field of transonic compressor rotor[J]. Journal of Aerospace Power, 2014, 29(5): 1145-1153. (in Chinese)

[14] 邓向阳. 压气机叶尖间隙流的数值模拟研究[D]. 北京: 中国科学院, 2006.

DENG Xiangyang. Numerical investigation on tip clearance flow in compressor[D]. Beijing: Chinese Academy of Sciences, 2006. (in Chinese)

[15] 杜娟. 跨声速压气机/风扇转子叶尖泄漏流流动的非定常流动机制研究[D]. 北京: 中国科学院, 2010.

DU Juan. Investigation on the unsteady mechanism of tip leakage flow in transonic compressor/fan rotors[D]. Beijing: Institute of Engineering Thermophysics, 2010. (in Chinese)

[16] ZHANG Chenkai, HU Jun, WANG Zhiqiang. Investigations on the effects of inflow condition and tip clearance size to the performance of a compressor rotor[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2014, 136(12): 122608. 1-122608. 9.

[17] WU Yanhui, CHU Wuli, LU Xingen. Behavior of tip-leakage flow in an axial flow compressor rotor[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part A Journal of Power and Energy, 2007, 221(1): 99-110.

(编辑:王碧琚)