

压气机叶顶泄漏流振荡周向传播特性的数值模拟

王 昊¹, 吴亚东^{1,2}, 欧阳华^{1,2}

(1. 上海交通大学 机械与动力工程学院, 上海 200240;

2. 上海交通大学 燃气轮机研究院, 上海 200240)

摘 要: 通过对一低速轴流压气机转子的叶顶泄漏流的振荡特性进行数值研究,发现在大流量工况下,叶顶流场随时间不发生变化.随着流量减小,叶顶流场逐渐产生脉动,同时叶顶泄漏流发生周期性振荡,表现为叶顶泄漏涡的产生位置、涡结构形态及撞击在相邻叶片的位置随时间发生变化.叶顶泄漏涡及其导致的脱离涡会导致相邻叶片表面产生低压区,因此叶顶泄漏流的振荡导致了叶片顶部压力分布的脉动,进而影响了相邻流道叶顶泄漏流的产生.这个叶顶泄漏流与相邻叶片的干涉作用是叶顶流场产生振荡的主要原因.而且,叶顶泄漏流在相邻流道间的振荡状态存在相位延迟,这导致了一个以非叶片数为周期的流动扰动结构绕转子旋转.

关 键 词: 压气机; 叶顶泄漏流振荡; 数值模拟; 频谱分析; 相位延迟

中图分类号: V23

文献标志码: A

Numerical simulations on circumferential propagating characteristics of tip leakage flow oscillation in compressor

WANG Hao¹, WU Ya-dong^{1,2}, OUYANG Hua^{1,2}

(1. School of Mechanical Engineering,

Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China;

2. Institute of Gas Turbine,

Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China)

Abstract: Through numerical investigations on the characteristics of tip leakage flow oscillation in a low speed axial compressor, it was found that at large flow rate conditions, the tip flow field did not vary with time. As flow rate decreased, the tip flow field gradually started to fluctuate, meanwhile the tip leakage flow oscillated periodically, showing that the origin position, vortex structure pattern and impinging position on the pressure surface of neighboring blade changed with time. The tip leakage vortex and its detached vortex induced low pressure regions on the neighboring blade surface, leading to the oscillation of pressure distribution in blade tip region. Then this also affected the generation of the tip leakage flow in the neighboring passages. The interaction effect of tip leakage flow and the neighboring blade was the main cause of the tip flow field fluctuation. Furthermore, the tip leakage flow oscillations had phase lag between neighboring blade passages, which induced a flow disturbance

收稿日期: 2015-06-29

基金项目: 国家自然科学基金(11202132); 2011 航空发动机协同创新计划

作者简介: 王昊(1986—),男,博士生,主要从事叶轮机机械内部非定常流动研究.

通讯作者: 吴亚东(1980—),男,副研究员,博士,主要从事叶轮机气动热力学与气动噪声方面研究.

引用格式: 王昊,吴亚东,欧阳华. 压气机叶顶泄漏流振荡周向传播特性的数值模拟[J]. 航空动力学报, 2017, 32(3): 538-548.

WANG Hao, WU Yadong, OUYANG Hua. Numerical simulations on circumferential propagating characteristics of tip leakage flow oscillation in compressor[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(3): 538-548.

with non-blade-number periodicity propagating circumferentially around the rotor.

Key words: compressor; tip leakage flow oscillation; numerical simulations; frequency spectrum analysis; phase lag

压气机内部的叶顶泄漏流动属于端壁区的二次流,是一种非常复杂的三维非定常流动,对压气机的性能和稳定性有重要影响.叶顶泄漏流不仅会造成流动损失,降低压气机效率,它在小流量工况下发生的非定常振荡还与压气机转子的气动不稳定性有密切关系,如旋转失速和旋转不稳定性^[1-3].近年来,世界上许多学者致力于对叶顶泄漏流非定常振荡特征的研究. Mailach 等人^[4-5]对某 4 级低速轴流压气机进行研究,发现在小流量和大叶顶间隙的情况下叶顶间隙涡会与相邻叶片发生周期性干涉,使叶顶流场发生非定常振荡,且相邻叶片通道的叶顶间隙涡呈现强弱交替的变化,导致了旋转不稳定性的产生,旋转不稳定性频率为约为 0.25 倍叶片通过频率 (blade passing period, BPF, 记为 f_{bp}). Bae 等人^[6-8]研究了某压气机平面叶栅内部叶顶泄漏流的非定常特性,发现当叶顶间隙大于 2% 叶顶弦长时,即使在设计工况叶顶泄漏流也发生了周期性振荡. Biela 等人^[9]证实叶顶区域的流动非定常性主要由叶顶泄漏流振荡导致,而且在近失速工况周向传播的扰动导致了 $0.5f_{bp}$ 附近的频带升高. Hah 等人^[10-11]对一跨声压气机转子进行了实验和数值研究,发现叶顶泄漏流的振荡频率为 $0.5f_{bp}$,并且通过数值模拟捕捉到了诱导涡的存在,认为是诱导涡导致了叶顶泄漏流的非定常振荡. DU Juan 等人^[12-13]通过对一跨声压气机转子进行数值研究,认为叶顶泄漏流与主流干涉会形成“自激非定常流动”,在旋转坐标系下这个非定常流动具有一个特征频率,且在绝对坐标系下监测到的主要频率

与实验测量值吻合. 吴艳辉等人^[14-15]发现当压气机接近失速点时,布置在叶顶机匣处的动态压力传感器信号频谱中出现了低于 f_{bp} 的宽带频率升高,说明转子叶顶流场产生了不稳定流动. 付磊等人^[16-17]的研究表明在小流量状态下,叶顶泄漏涡大幅振荡,并且其周向传播会导致旋转不稳定性的产生. 耿少娟等人^[18]发现压气机转子叶顶流场的非定常振荡具有沿周向传播的特征.

综上所述,叶顶泄漏流的非定常振荡通常会在转子叶片排中导致产生沿周向传播的流动扰动. 之前的研究大部分集中于叶顶泄漏流本身的非定常振荡特性,对其导致的周向传播流动扰动研究较少. 本文对一低速轴流压气机转子的不同流量工况进行了全通道非定常数值模拟. 通过布置在叶片流道中的压力监测点,捕捉转子叶顶流场的脉动,判断叶顶泄漏流发生振荡的工况. 利用 λ_2 准则显示不同时刻多个流道内叶顶泄漏涡的涡结构,发现叶顶泄漏流振荡在相邻流道中存在相位延迟,导致转子叶顶区域出现了一个沿周向传播的流动扰动,传播方向与转子旋转方向相反.

1 研究对象

低速轴流压气机实验台如图 1 所示,转子包含 21 个动叶,转子上游有 13 个主要起支撑作用的进口导叶. 压气机气流通道外径为 600 mm,轮毂比为 0.7,设计质量流量和转速分别为 4.9 kg/s 和 3000 r/min. 转子叶顶间隙大小与叶高的百分比为 2.2%. 在压气机管道进口安装进口集流器保证入口气流均匀稳定,压气机的流量通过移动

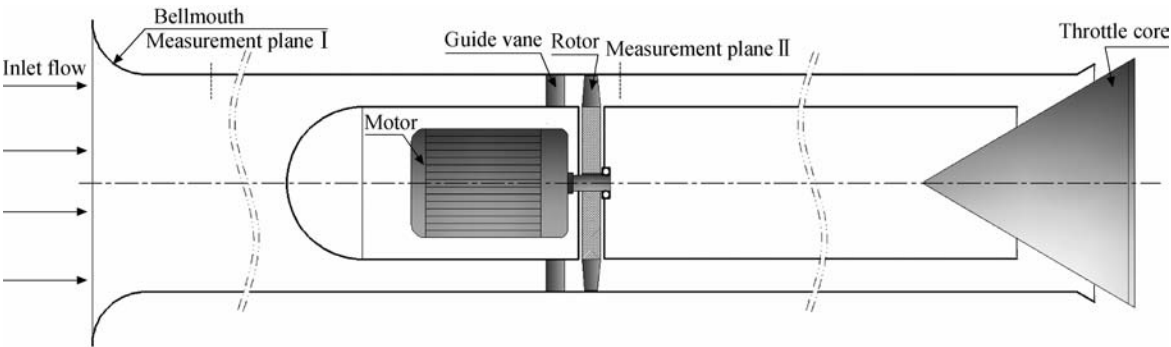


图 1 低速轴流压气机实验台结构图

Fig. 1 Configuration of the low speed axial compressor test rig

管道出口的节流锥来调节. 低速轴流压气机实验台的主要设计参数见表 1.

表 1 低速轴流压气机实验台主要参数
Table 1 Main design parameters of the low speed axial compressor test rig

设计参数	数值
外径/mm	600
轮毂比	0.7
设计转速/(r/min)	3000
设计质量流量/(kg/s)	4.9
导叶数	13
动叶数	21
动叶稠度	1.598
叶顶间隙与叶高比值/%	2.2
叶顶线速度/(m/s)	93.62

压气机气动特性实验的测量位置分别为位于管道进口处的测量平面 I 和位于转子下游的测量平面 II. 在测量平面 I 的位置布置了总温总压探针和壁面静压孔, 通过总温总压探针获得压气机进口的总温和总压, 通过壁面静压孔测得的静压换算出压气机的流量. 在测量平面 II 的位置利用一个 5 孔探针沿径向移动, 测量得到转子下游总压和速度方向沿叶高方向的分布.

2 数值模拟方法

为了准确捕捉叶顶泄漏流振荡导致的周向传播扰动, 本文对压气机转子进行全通道计算. 为了避免进口导叶的尾迹在动叶流道产生的振荡与叶顶泄漏流自身的振荡相混淆, 数值模拟时将进口导叶去掉, 仅对压气机转子部分进行计算. 数值计算采用软件 NUMECA/FINE 完成, 湍流模型采用 Spalart-Allmaras 模型, 差格式为 2 阶迎风格式. 定常计算采用当地时间推进的 4 阶显式 Runge-Kutta 法迭代求解. 非定常计算采用隐式双时间步法, 物理时间步长 $t^* = 1.488 \times 10^{-5}$ s, 一个叶片通过周期包含 64 个时间步长.

计算网格利用 IGG/AutoGrid 5 生成, 网格如图 2 所示. 叶片通道区域网格采用 O4H 拓扑结构, 叶顶区域为蝶形网格, 并对叶顶区域网格进行了加密处理. 给定近壁网格尺度保证 $y^+ < 3$. 通过单通道计算验证了网格无关性, 最终确定的全通道网格数为 14 351 085. 进口边界给定总温、总压和速度方向, 出口边界条件为平均静压值. 固体表

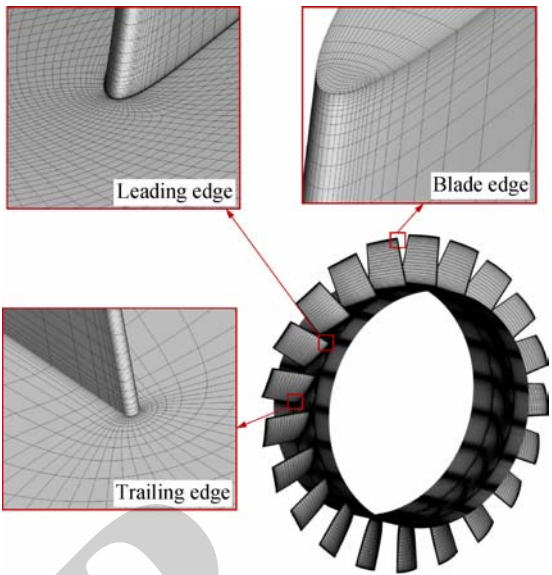


图 2 数值计算网格
Fig. 2 Numerical calculation mesh

面均为无滑移和绝热壁面条件. 为了分析叶顶泄漏流的振荡特性, 计算中布置了两组压力监测点, 如图 3 所示. 一组布置在动叶叶顶的吸力边上, 在其中一个动叶叶顶吸力边的不同位置布置 9 个监测点, 如图 3(a)中的 $P_1 \sim P_9$. 同时在其他叶片流通中, 在与 P_4 具有相同位置处也分别布置监测点, 如图 3(a)中的 $P_{4_b2} \sim P_{4_b5}$. 另外, 还有一组监测点布置在不同叶高处,

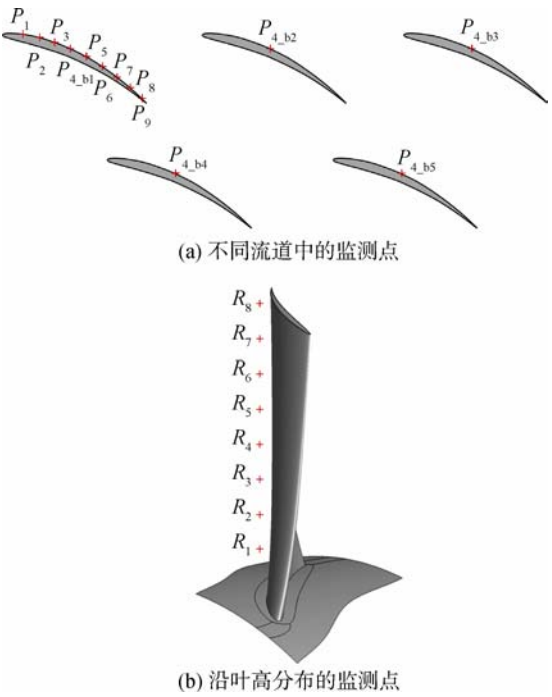


图 3 计算中的两组压力监测点(旋转坐标系)
Fig. 3 Two groups of pressure monitor points in calculations (rotating frame)

如图 3(b)中的 $R_1 \sim R_8$. 这些监测点都固结于网格点,随转子一起转动,因此采集的是旋转坐标系下的压力信号.

3 结果分析及讨论

3.1 数值计算结果校核

对压气机特性线上从大流量至失速点的多个工况进行了非定常数值计算,监测叶顶流场是否产生压力脉动,以判断叶顶泄漏流振荡产生的起始工况点. 为验证数值计算结果的准确性,将计算得到的压气机气动特性曲线与实验数据进行对比. 压气机气动特性线如图 4 所示,流量系数 φ 和总压系数 ψ 的计算如下式:

$$\varphi = \frac{4q_v}{\pi D_t^2 U_t} \tag{1}$$

$$\psi = \frac{2p_t}{\rho U_t^2} \tag{2}$$

其中 p_t 是压气机总压升, q_v 是体积流量, U_t 是转子叶顶线速度, D_t 是转子直径, ρ 是空气密度. 可以看出,计算得到的气动特性线与实验结果的变化趋势一致. 虽然在大流量工况(工况 A, B)和近失速工况(NS)附近数值模拟和实验结果产生了一定的误差,但误差大小在可以接受的范围内.

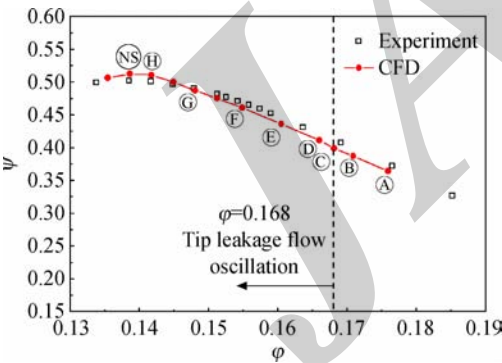
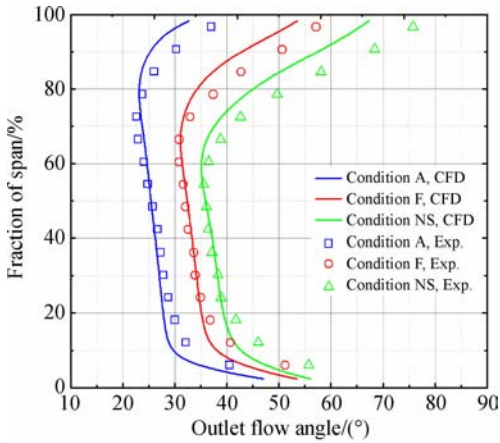


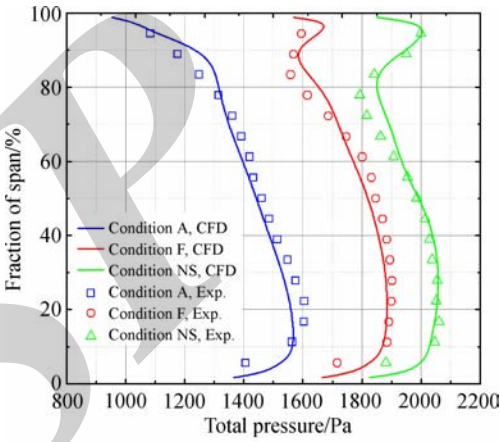
图 4 压气机气动特性线

Fig. 4 Aerodynamic characteristics of the compressor

图 5 给出了转子下游出口气流角和总压分布的实验与数值模拟结果对比. 从整体上看,数值模拟预测结果与实验结果吻合较好. 由于叶顶泄漏流阻塞作用的影响,在靠近叶顶机匣区域出口气流角出现了较高值和较大的径向梯度,表明速度方向更接近切向. 随着流量减小,出口气流角大小进一步升高,且高出口气流角的影响范围逐渐增大,表明叶顶泄漏流阻塞效应随流量减小逐渐增强. 从总压分布可以看出,在叶顶机匣附近出现了一个低的总压区域,这是由叶顶泄漏流产生的总



(a)



(b)

图 5 转子下游出口气流角和总压展向分布

Fig. 5 Outlet flow angle and total pressure spanwise distributions downstream the rotor

压损失和阻塞作用导致的. 可以看出,随着流量减小,叶顶泄漏流的影响范围逐渐增大,且向流道中部迁移. 至近失速工况,叶顶泄漏流导致的低总压区已经达到一半叶高处. 在主流区域,即叶片中部叶高附近,数值模拟的预测值与实验结果吻合很好. 虽然在叶顶泄漏流的影响区域,数值模拟一定程度上低估了出口气流角并高估了气流总压,但误差在可以接受的范围内. 而且,数值模拟对叶顶泄漏流影响区域以及其导致的出口气流角和总压分布的趋势的预测结果与实验结果一致. 综上所述,对于压气机气动特性线和转子下游气动参数分布的预测,数值计算与实验结果都吻合较好,可以使用该计算方法对所研究的压气机转子进行内部流动分析.

3.2 叶顶泄漏流非定常振荡特性

通过观察布置在叶顶监测点的压力信号的脉动情况,判断叶顶泄漏流是否发生振荡. 监测点 $P_1 \sim P_9$ 在不同流量下压力信号的时间历程见图 6,为

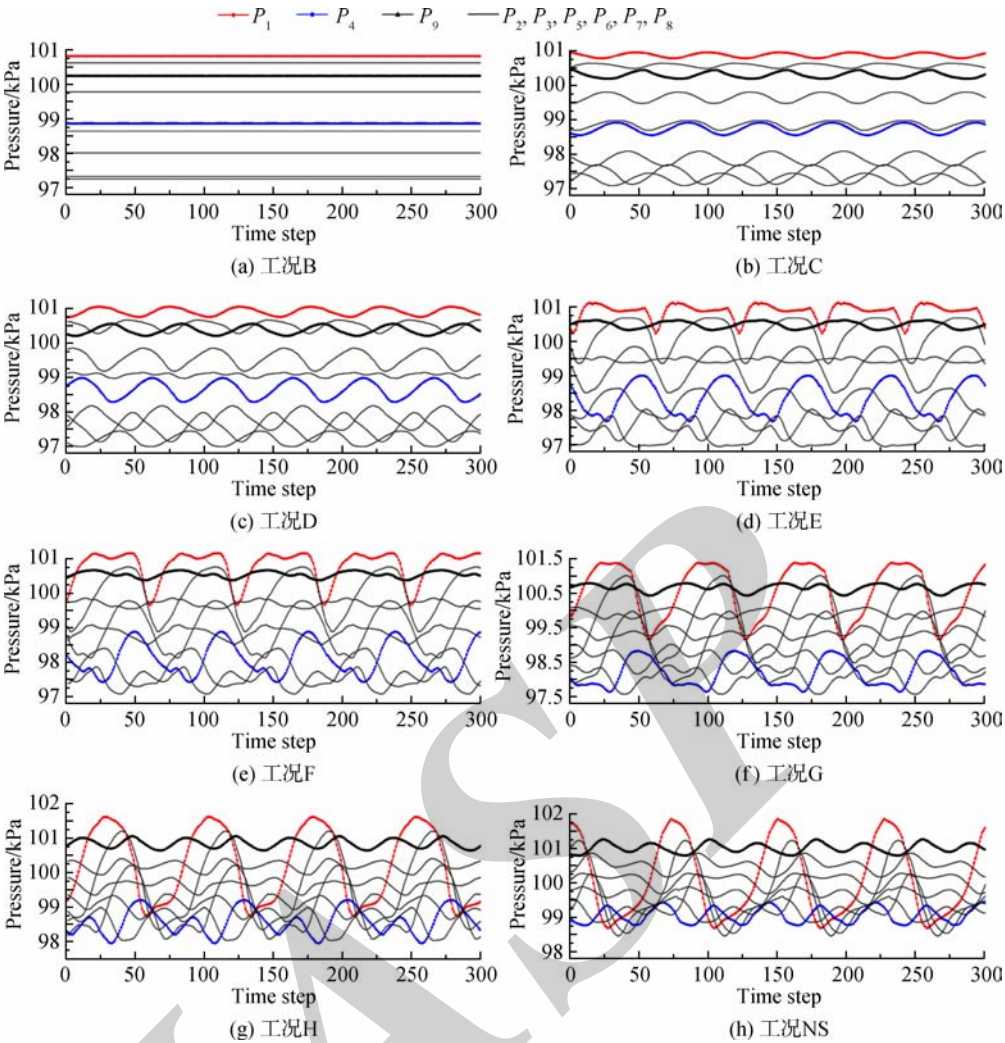


图 6 不同流量下监测点 $P_1 \sim P_9$ 压力时间历程

Fig. 6 Pressure time series of monitor point $P_1 \sim P_9$ at different flow rates

了清晰地显示,其中只有前缘附近的 P_1 点、位于叶片中部弦长的 P_4 点和尾缘附近的 P_9 点的压力脉动利用不同颜色区分出来,可以看出,工况 B 及流量更大的工况下,所有不同位置监测点的压力随时间都不发生变化,因此,此时整个流场不发生振荡,叶顶泄漏流不发生振荡,流场可按定常流

动处理.从工况 C($\varphi=0.168$)开始,叶顶压力信号发生脉动,说明叶顶泄漏流产生了振荡.而且,位于不同位置监测点的压力脉动是同时发生的,说明整个流场的压力脉动是随叶顶泄漏流振荡同步产生的.图 7 给出了监测点 P_1, P_4 和 P_9 压力信号的频谱.随着流量减小,叶顶流场振荡频率向低

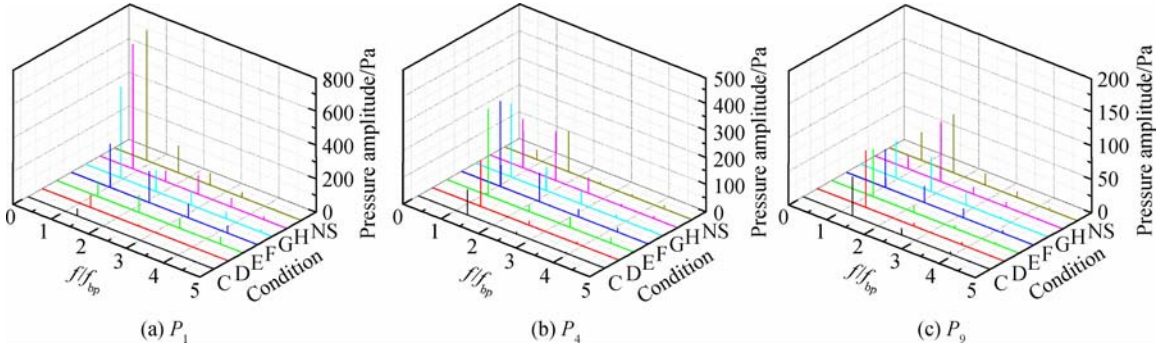


图 7 监测点 P_1, P_4, P_9 压力信号频谱

Fig. 7 Frequency spectrum of pressure signals at monitor point P_1, P_4, P_9

频段转移,同时叶顶流场压力脉动逐渐增强.位于前缘附近监测点 P_1 的压力脉动增强的幅度最为显著.且可以看出,在工况 NS,压力脉动主要集中在叶片前缘附近.从工况 C 至工况 F,位于叶片中部弦长的监测点 P_4 的压力脉动的幅度逐渐增强.而从工况 F 至工况 NS, P_4 点压力脉动的幅度却呈降低趋势,这可能是由于叶顶泄漏流产生位置随流量减小向前缘移动的结果.而对于尾缘附近的监测点 P_9 ,压力脉动的幅度随流量减小的增强非常微弱.

图 8 给出了工况 F 下监测点 $R_1 \sim R_8$ 的时间序列和频谱.可以看出,压力脉动主要在叶顶区域比较强烈,沿叶高方向脉动强度迅速减弱.图 9 给出了工况 D, F, H 下监测点 $P_{4_b1} \sim P_{4_b3}$ 的时间序列和频谱.对工况 D,压力脉动的周期 $T =$

$52t^*$,频率为 $1.23f_{bp}$;对工况 F,压力脉动的周期 $T = 63t^*$,频率为 $1.02f_{bp}$;对工况 H,压力脉动的周期 $T = 75t^*$,频率为 $0.85f_{bp}$.还可以发现,不同流道中的压力脉动几乎一致,但相邻流道间的压力脉动具有相位延迟.如对于工况 F,如果定义转子的旋转方向为上游,下游流道的压力脉动相对于相邻的上游流道延迟 $26t^*$.而且在不同的工况下,都观测到了这种相邻流道间压力脉动的相位延迟现象.表 2 给出了不同流量下,叶顶泄漏流振荡的振荡周期 T 、振荡频率 f 和延迟时间 Δt .可以看出,叶顶泄漏流的振荡周期 T 随流量减小逐渐增加,因此叶顶泄漏流在旋转坐标系下表现出的振荡频率 f 是逐渐降低的.而延迟时间 Δt 随流量减小并没有明显的变化趋势.

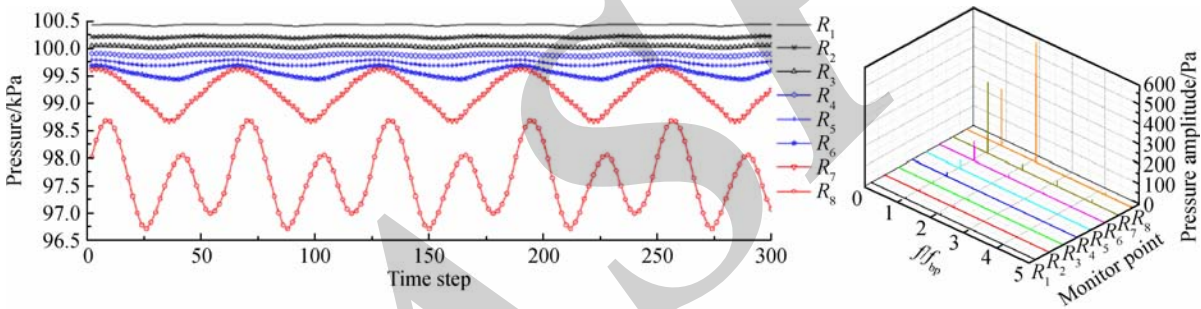
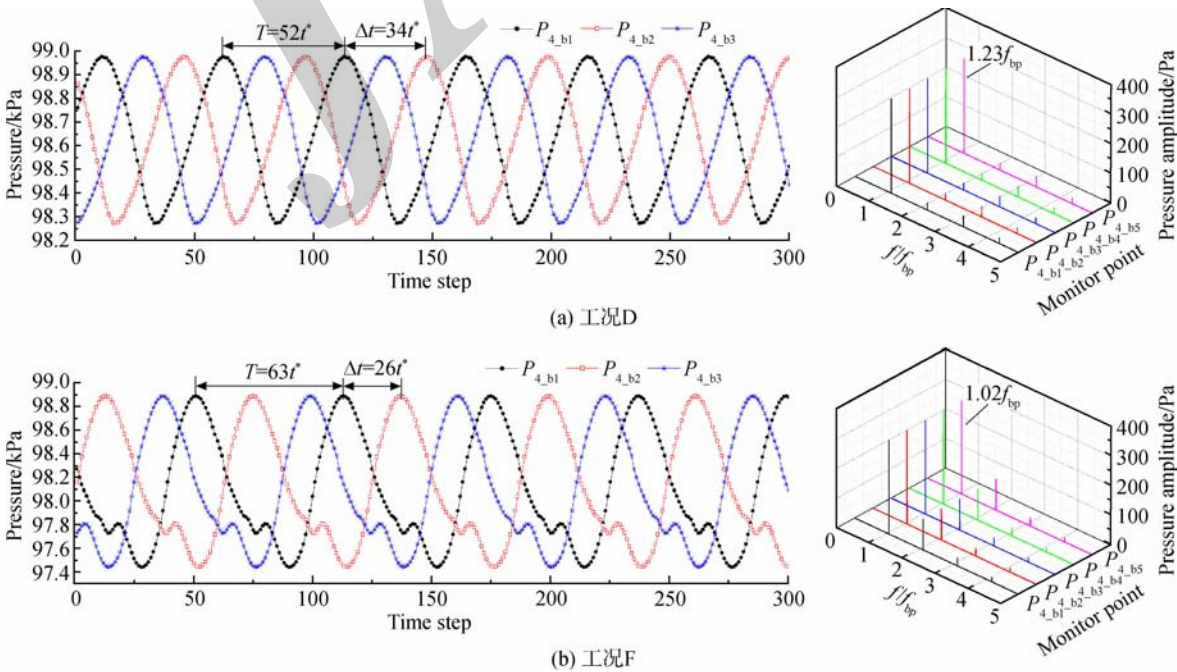


图 8 监测点 $R_1 \sim R_8$ 时间历程和频谱(工况 F)

Fig. 8 Pressure time series and frequency spectrum of monitor point $R_1 \sim R_8$ (condition F)



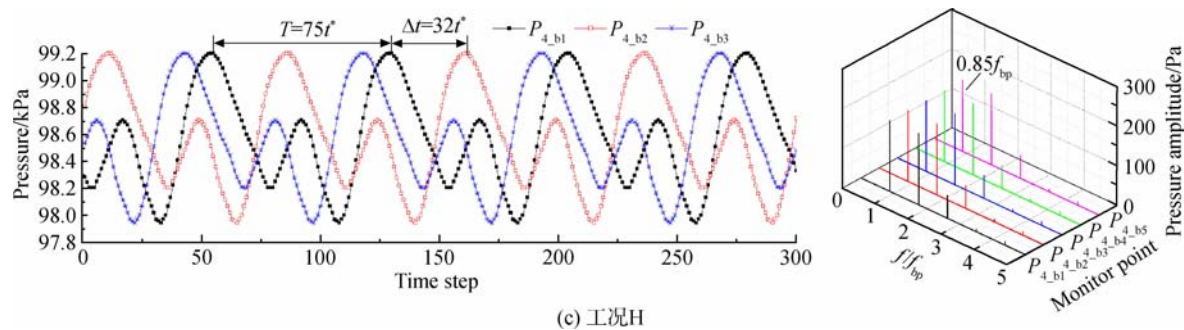


图 9 监测点 $P_{4_b1} \sim P_{4_b3}$ 压力时间序列和频谱(工况 D, F, H)

Fig. 9 Pressure time series and frequency spectrum of monitor point $P_{4_b1} \sim P_{4_b3}$ (condition D, F, H)

表 2 不同流量下叶顶泄漏流振荡周期 T 、延迟时间 Δt 和振荡频率 f

Table 2 Tip leakage flow oscillation period T , delayed time Δt and oscillation frequency f at different flow rates

工况	T/t^*	$\Delta t/t^*$	f/f_{bp}
C	50	34	1.28
D	52	34	1.23
E	59	26	1.08
F	63	26	1.02
G	70	29	0.91
H	75	32	0.85
NS	78	35	0.82

图 10 给出了不同工况下动叶压力面压力方均根值 δ_p 的分布。图中高压方均根值的区域代表了压力脉动幅度高的区域。动叶压力面的压力脉动主要是由叶顶泄漏流与相邻叶片压力面干涉导致的。在叶顶流场刚开始发生振荡的工况 D, 叶顶泄漏流与相邻叶片压力面的干涉位置主要集中于叶顶的中后部。随着流量减小, 在工况 F, 叶片表面压力脉动增强, 而且由于叶顶泄漏流的轨迹

随流量减小向前缘移动, 这个干涉区域也逐渐向前缘移动, 占据了较大的弦向范围。在接近失速的工况 H, 叶顶泄漏流与相邻叶片的干涉区域局限于叶片前缘附近。可以看出, 在工况 F, 叶顶泄漏流与相邻叶片的干涉范围最大, 导致的叶片压力面压力脉动也较强。可以预见在工况 F 下, 叶顶泄漏流与相邻叶片的干涉效果是最明显的。因此, 选择工况 F 对叶顶泄漏流振荡及与相邻叶片干涉特征的细节做进一步分析。

利用 λ_2 准则显示不同时刻转子中的叶顶泄漏涡结构, 如图 11 所示。首先观察同一个流道叶顶泄漏涡结构不同时刻的振荡特征。以图中靠左侧的流道为例, 其中叶顶泄漏涡的产生位置用红色虚线圆圈标出, 叶顶泄漏涡撞击在相邻叶片的位置用黑色虚线圆圈标出。可以看出, 叶顶泄漏涡结构形态随时间产生振荡, 同时叶顶泄漏涡的产生位置和撞击在相邻叶片的位置都随时间产生摆动。在 $40t^*$ 时刻, 在主流的拉拽作用和相邻叶片压力面的挤压作用下, 叶顶泄漏涡尾部的部分涡结构与叶顶泄漏涡主体发生了脱离, 脱离涡与主体分离后紧贴着叶片压力面向下游迁移。图 12 显示了叶顶泄漏涡及其产生的脱离涡对相邻叶片表面压力的影响。从图中可以看出, 在叶顶泄漏涡及其脱离涡与相邻叶片干涉的区域, 在相邻叶片表面产生了局部的低压, 由图中的黑色虚线圈标出。从而, 叶顶泄漏涡的振荡及其脱离涡的迁移导致相邻叶片叶顶的压力分布产生脉动, 进一步导致了相邻叶片压力面叶顶泄漏流的振荡。从图 11 中还可以发现, 3 个蓝色线框中的叶顶泄漏涡的形态是几乎一致的。在蓝色线框的下一个时刻的红色线框中的叶顶泄漏流形态也是相同的。这说明不同流道中叶顶泄漏流的振荡形式相同, 但不同流道中叶顶泄漏流的振荡具有非同步的特性。一个流道中的叶顶泄漏涡的形态, 在一个延迟时间

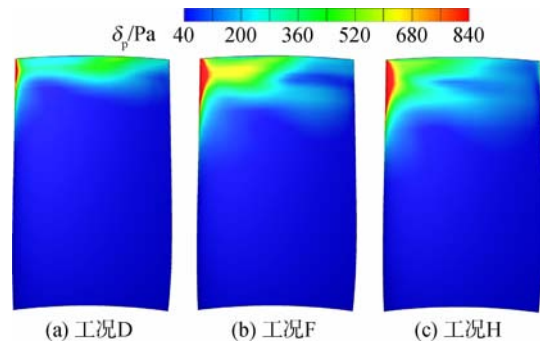


图 10 叶片压力面压力方均根值分布

Fig. 10 Root mean square pressure distributions on blade pressure surface

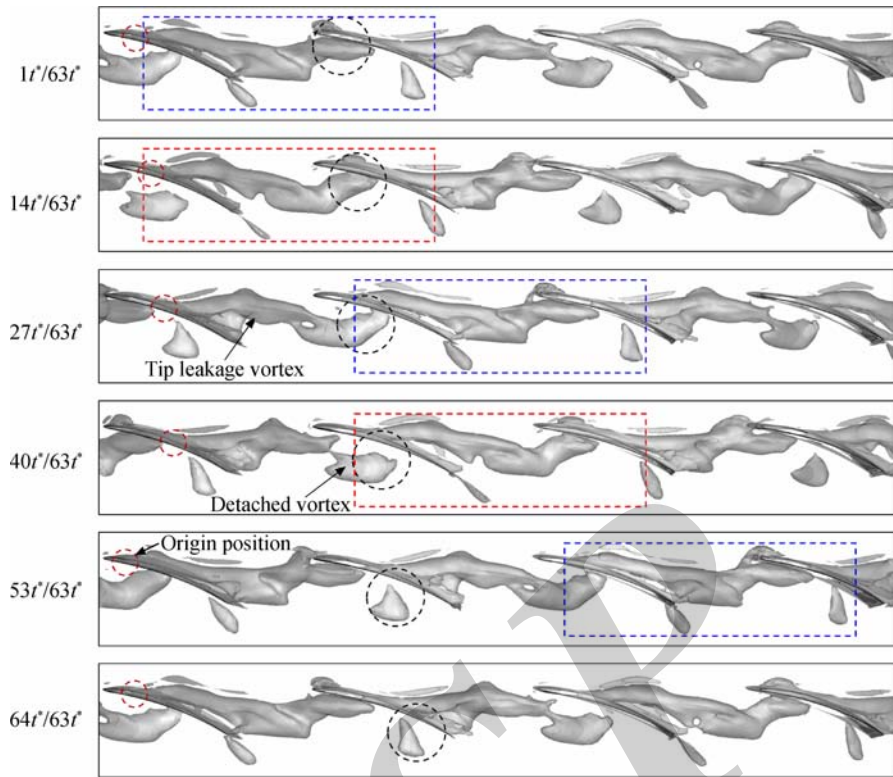


图 11 叶顶泄漏涡结构(λ_2 准则, 工况 F)

Fig. 11 Tip leakage vortex structures (λ_2 criterion, condition F)

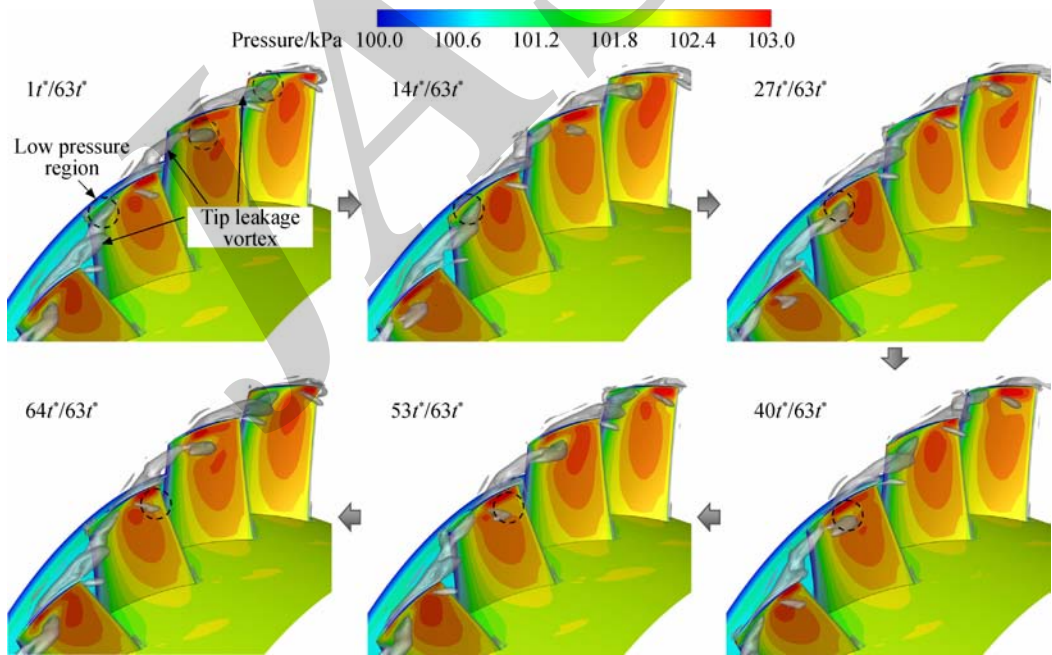


图 12 叶顶泄漏涡结构 λ_2 准则和叶片表面压力分布(工况 F)

Fig. 12 Tip leakage vortex structures λ_2 criterion and blade surface pressure distributions (condition F)

后会在相邻的流道重复出现. 这既是上文中发现的相邻流道中的压力脉动具有相位延迟的原因.

图 13 给出了工况 F 下不同时刻的机匣壁面瞬态压力分布. 在任意时刻, 相邻流道的压力分布

不同, 而相隔一个流道的两个流道的压力分布比较相似. 从前面得到的监测点压力的时间历程, 已经发现了相邻流道的压力脉动存在相位延迟. 这个流道间压力脉动的相位延迟现象也可以通过瞬

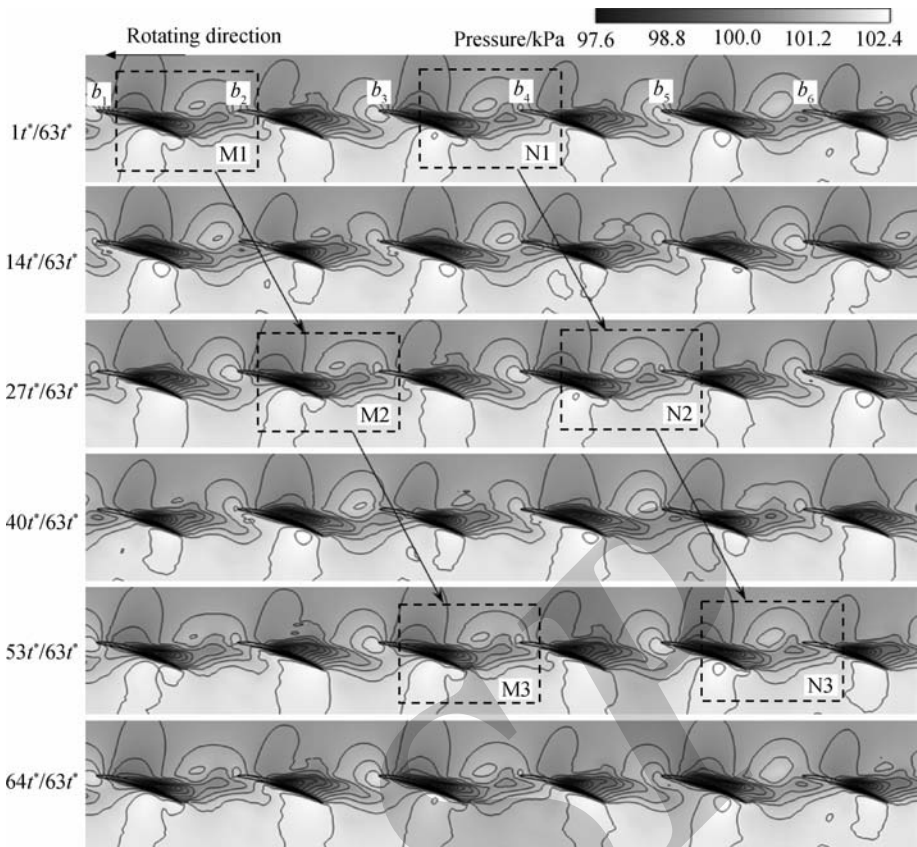


图 13 机匣壁面瞬态压力场(工况 F)

Fig. 13 Instantaneous casing pressure contours (condition F)

态压力分布看出来, 如在 $1t^*$ 时刻 b_1 流道的流场(黑框 M1)与 26 个时间步之后 $27t^*$ 时刻 b_2 流道的流场(黑框 M2)几乎一致, 同理如 M2 和 M3, N1, N2 和 N3. 相邻流道压力脉动相位延迟为 $26t^*$, 与之前观测压力时间序列得到的压力脉动的延迟时间一致. 这种压力脉动在相邻流道间的相位延迟现象导致了一个沿转子周向传播的流动扰动结构, 传播方向与转子转向相反.

图 14 给出了转子下游流道截面的总压分布云图. 从图中可以看出, 在转子下游靠近顶部机匣的区域, 出现了以非叶片数为周期的流动结构. 工况 D 的周期数为 35, 工况 F 和 H 的周期数为 30.

同时, 对于这 3 个工况, 在流道中部及以下的区域, 流动依然保持为以叶片数为周向模态数, 也就是在一个圆周内具有 21 个周期. 这个位于近顶部机匣的以非叶片数为周期数的流动结构是由叶顶泄漏流振荡导致的. 从不同时刻的总压分布可以看出这个流动结构沿周向的旋转. 在图 15 中, 黑色虚线表示动叶尾缘的位置. 这个云图是固结于转子的, 因此代表动叶尾缘位置的虚线随时间不发生移动. 位于虚线圆圈内的低总压区与动叶尾缘随时间的相对移动显示了这个叶顶泄漏流振荡导致的流动结构沿周向的旋转. 而且, 经过了 $63t^*$ 也就是一个叶顶泄漏流振荡周期之后, 在

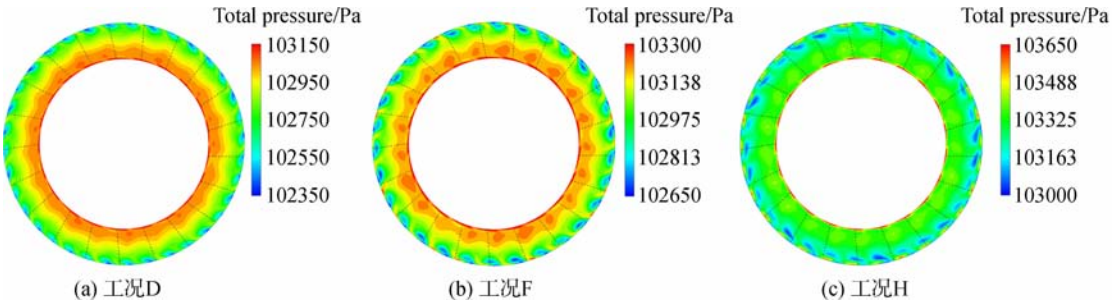


图 14 转子下游总压分布(工况 D, F, H)

Fig. 14 Total pressure distributions of the rotor downstream (condition D, F, H)

$64t^*$ 时低压区 I 旋转到了低压区 II 在 $1t^*$ 时所在的位置。根据旋转的角度和经过的时间可以计算出这个流动结构的旋转速度为 0.71 倍的转子转速。

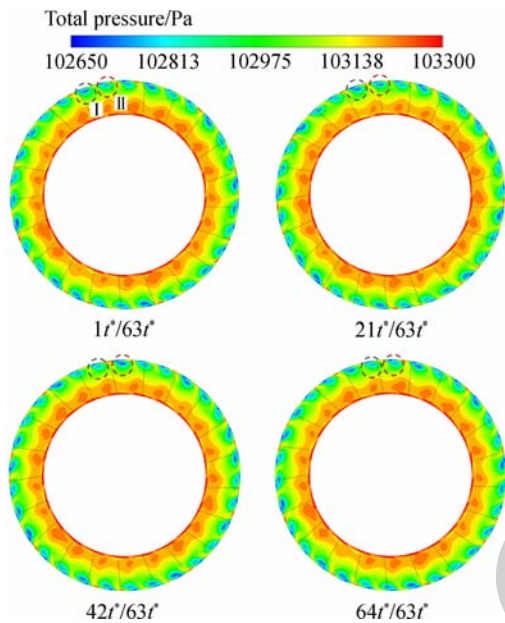


图 15 不同时刻转子上游总压分布(工况 F)
Fig. 15 Total pressure distributions of the rotor downstream at different time steps (condition F)

4 结 论

本文对一低速轴流压气机转子进行了全通道非定常数值计算,分析了叶顶泄漏流的非定常振荡特性。得到如下结论:

1) 在大流量工况下,压气机转子叶顶流场不发生振荡,整体几乎为定常流场。随流量减小,在工况 C($\varphi=0.168$)叶顶流场压力开始出现小幅脉动,且整个流场的压力脉动是同步产生的。随流量进一步减小,叶顶流场压力脉动幅度逐渐增强,叶片前缘附近的压力脉动增强最为显著。在近失速工况,叶顶压力脉动主要集中在叶片前缘附近。

2) 叶顶间隙流的振荡表现为叶顶间隙涡的产生位置、涡结构形态和撞击在相邻叶片的位置随时间发生周期性变化。叶顶泄漏流在相邻叶片吸力面产生了局部的低压,改变了叶片顶部压力分布。叶片顶部压力分布的改变又反馈作用于叶顶泄漏流的产生,这是导致叶顶泄漏流振荡的主要原因。

3) 转子中不同流道中叶顶泄漏流的振荡是非同步的。一个流道中某一时刻的流场结构会在

一个延迟时间后在下一个流道中重复出现。这导致相邻流道间的压力脉动具有相位延迟,从而引入了一个以非叶片数为周期的流动扰动结构绕转子旋转。

参考文献:

[1] 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.

[2] 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.

[3] 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.

[4] Mailach R, Sauer H, Vogeler K. The periodical interaction of the tip clearance flow in the blade rows of axial compressor[R]. ASME Paper 2001-GT-0299, 2001.

[5] 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.

[6] Bae J. Active control of tip clearance flow in axial compressor[D]. Cambridge, US: Massachusetts Institute of Technology, 2001.

[7] Bae J, Breuer K S, Tan C S. Active control of tip clearance flow in axial compressor [R]. ASME Paper 2003-GT-38861, 2003.

[8] Bae J, Breuer K S. Periodic unsteadiness of compressor tip clearance vortex[R]. ASME Paper 2004-GT-53015, 2004.

[9] Biela C, Muller 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, Voges M, Mueller M W, et al. 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 W, et al. Characteristics of tip clearance flow instability in a transonic compressor[R]. ASME Paper 2010-GT-22101, 2010.

[12] DU Juan, LIN Feng, ZHANG Hongwu, 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.

[13] DU Juan, LIN Feng, CHEN Jingyi, et al. Flow structures in the tip region for a transonic compressor rotor[J]. Journal of Turbomachinery, 2013, 135(3): 031012. 1-031012. 11.

[14] 吴艳辉, 吴俊峰, 程仿玉, 等. 轴流压气机转子近叶尖流动的试验和数值研究之一: 准定常工况流动特征分析[J]. 工程热物理学报, 2013, 34(5): 836-840.

WU Yanhui, WU Junfeng, LANG Fangyu, et al. Experimental and numerical investigation of near-tip flow-field in an axial flow compressor rotor; Part I flow characteristics at quasi-steady operating conditions[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2013, 34 (5): 836-840. (in Chinese)

[15] 吴艳辉, 吴俊峰, 稂仿玉, 等. 轴流压气机转子近叶尖流动的试验和数值研究之二: 近失速工况流动特征分析[J]. 工程热物理学报, 2014, 35(1): 60-65.

WU Yanhui, Wu Junfeng, LANG Fangyu, et al. Experimental and numerical investigation of near-tip flow-field in an axial flow compressor rotor; Part II flow characteristics at near-stall operating conditions[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2014, 35(1): 60-65. (in Chinese)

[16] 付磊, 宋西镇, 袁巍, 等. 跨声速压气机转子叶尖非定常流场数值研究[J]. 航空动力学报, 2013, 28(12): 2821-2828.

FU Lei, SONG Xizhen, YUAN Wei, et al. Numerical investigations on unsteady flow field at tip region in transonic compressor rotor[J]. Journal of Aerospace Power, 2013, 28(12): 2821-2828. (in Chinese)

[17] 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, 29(5): 1145-1153.

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

[18] 耿少娟, 张小玉, 聂超群, 等. 轴流压气机叶顶端区流场周向传播特征及其预测[J]. 机械工程学报, 2012, 48(16): 130-138.

GENG Shaojuan, ZHANG Xiaoyu, NIE Chaoqun, et al. Circumferential propagation characteristics of flow field in rotor tip region and its prediction as stall precursor[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48 (16): 130-138. (in Chinese)

(编辑: 陈 越)