

低速轴流压气机中气动旋转不稳定性和 叶顶泄漏流脉动特性

王 昊¹, 吴亚东², 欧阳华¹

(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 航空航天学院, 上海 200240)

摘 要: 为了探究气动旋转不稳定性和叶顶泄漏流脉动特性的关系,对一台 1.5 级低速轴流压气机进行了实验和数值研究. 在转子顶部机匣上布置动态压力传感器,采集不同流量下叶顶的压力脉动信号,在小流量下捕捉到了旋转不稳定性的产生. 通过锁相平均和方均根压力图谱,发现当叶顶泄漏流与相邻叶片发生干涉时叶顶流场脉动显著增强. 对压气机转子进行全通道数值模拟,发现叶顶泄漏流在小流量下发生周期性振荡,且相邻流道间的压力脉动具有相位延迟,这诱导产生了一个具有多重频率的旋转压力波. 通过频谱分析发现:脉动的叶顶泄漏流产生的旋转压力波与旋转不稳定性具有一致的频率特性,表明叶顶泄漏流的脉动对压气机中旋转不稳定性的产生具有重要作用.

关 键 词: 气动旋转不稳定性; 叶顶泄漏流脉动特性; 动态压力测量; 锁相平均; 频率特性

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Aerodynamic rotating instability and fluctuated characteristics of tip clearance flow in low speed axial flow compressor

WANG Hao¹, WU Ya-dong², OUYANG Hua¹

(1. School of Mechanical Engineering,

Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China;

2. School of Aeronautics and Astronautics,

Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China)

Abstract: To investigate the relationship between aerodynamic rotating instability and fluctuated characteristics of tip clearance flow, experiment and numerical studies were conducted on a 1.5 stage low speed axial flow compressor. The rotating instability was detected through casing mounted dynamic pressure sensors. The phase-locked and root mean square (RMS) pressure contours showed that the interaction of tip clearance flow with the neighboring blade was the most likely cause of casing flow field fluctuation. From the calculated results of whole-annulus cascade, it is found that the tip clearance vortex structure oscillates periodically at low flow rate conditions. Furthermore, phase lag of pressure fluctuations exist between two neighboring passages, which induces a rotating pressure wave of multiple frequencies. The frequency characteristics of this rotating pressure wave caused by fluctuation of tip clearance flow are coincident with the frequency of rotating instability. This suggests that the fluctuation of tip clearance flow is the major contributor to the initiation of rotating instability.

收稿日期: 2014-12-15

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,吉林长春人,博士生,主要从事叶轮机械内部非定常流动方面的研究.

Key words: aerodynamic rotating instability; fluctuated characteristics of tip clearance flow; unsteady pressure measurements; frequency characteristics; phase-locked average

压气机的气动不稳定性通常出现在小流量和高负载的工况,会使压气机进入危险的流动状态并导致噪声的增强.最被大家广泛熟知的压气机气动不稳定性是旋转失速,它会限制压气机的稳定运行工况范围,导致压气机性能急剧降低.当旋转失速发生时,转子攻角增大,一个或几个失速团以低于转子转速的速度绕叶片排旋转.

压气机中还存在另一种气动不稳定性,它在压气机依然在稳定工况下运行时就已出现,并没有直接导致旋转失速的产生,被称为旋转不稳定性(rotating instability, RI).这种现象经常在具有大叶顶间隙的压气机转子和高负载的工况下出现,并会导致叶顶间隙噪声加强和叶片振动的产生.旋转不稳定性可以被理解为一个脉动的流动结构绕转子转动.而旋转失速中的失速团则是相对固定的流动结构,随时间变化很小.从动态压力的频谱特性比较旋转失速和旋转不稳定性,前者通常会产生尖峰频率,而后者则呈现宽频的频率特性.旋转不稳定性和旋转失速区别的示意图见图1,图中 t 代表时间, $t_1 \sim t_5$ 代表不同时刻.

旋转不稳定性这个名词首先由 Mathioudakis 和 Breugelmans^[1]提出,用来描述一个单级压气机中的一组小尺度失速团. Baumgartner 等^[2]在高压多级压气机上的实验研究表明,旋转不稳定性的强度主要集中在叶顶区域,而且它会导致叶片的非同步振动. Kameier 和 Neise^[3-4]通过实验

测量分析了一台轴流风扇上的旋转不稳定性现象,指出旋转不稳定性可以通过频谱上低于1倍叶片通过频率的宽带频率凸起来发现.而且,他们将旋转不稳定性模化为一个绕转子旋转的声源,但并没有阐释这个声源的流动机制. März 等^[5], Mailach 等^[6]和 Nishioka 等^[7]分别在不同的轴流压气机上进行了实验,以尝试解释旋转不稳定性的流动机理.他们都将旋转不稳定性归因于叶顶区域脉动的涡结构. Hah 等^[8-9]使用高频响压力探针测量和大涡模拟数值方法对一台高速压气机的旋转不稳定性现象进行了研究. Vo^[10]对一台孤立转子压气机进行了单通道和多通道数值模拟,发现旋转不稳定性及叶片的非同步振动是由于叶顶间隙流撞击在相邻叶片的吸力面导致的. Thomassin 等^[11]进一步应用 Vo 的理念,定量的预测出了叶片的非同步振动.在他们的研究中,叶顶泄漏流都被认为对旋转不稳定性的形成起到了关键的作用.近几年,一些学者提出了与之前的研究结果不同的观点. Pardowitz 等^[12]利用动态压力测量和模态分析方法研究旋转不稳定性,并提出了剪切层不稳定性机制来解释旋转不稳定性的产生原因. Zhang 等^[13]通过对二维模型数值模拟,在汽轮机末级捕捉到了旋转不稳定性频率,而其中并没有叶顶间隙流动.尽管在这些研究者中存在着不同的观点,但他们都认为旋转不稳定性与端壁区流场的脉动有紧密的联系.而且,很多研究中都发现,脉动的

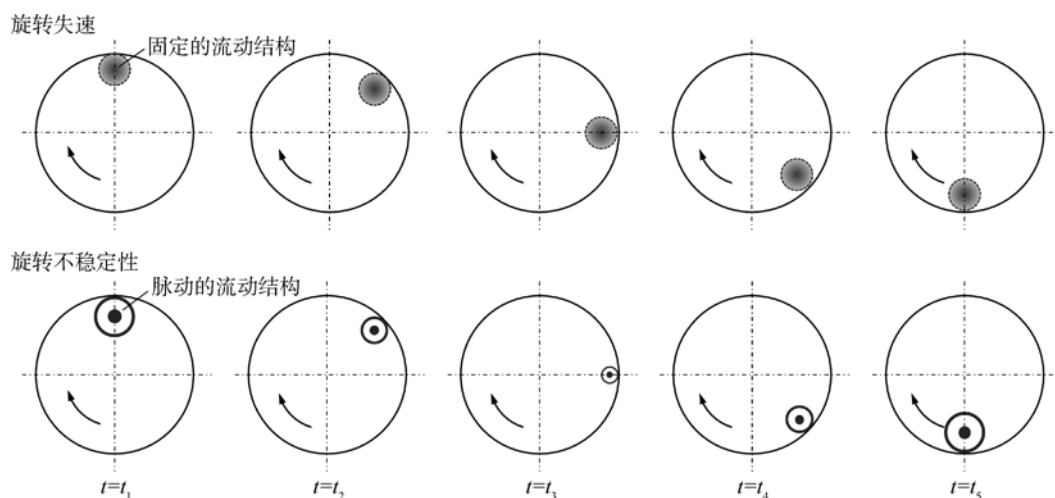


图1 旋转不稳定性与旋转失速

Fig. 1 Schematic presentation of the difference between rotating stall and rotating instability

叶顶泄漏流是端壁区流场中很强烈的非定常现象. 国内一些学者也对叶顶流场的非定常脉动现象进行了相关研究. 吴艳辉等^[14-15]发现随着压气机接近失速点, 叶顶区域出现的非定常流动现象增强. 付磊等^[16-17]研究表明在小流量状态下, 叶顶泄漏涡大幅震荡, 并且其周向传播会导致旋转不稳定性的产生. 耿少娟等^[18]分析了压气机叶顶端区非定常波动的频率特性, 并研究了非定常波动沿圆周方向的传播特征. 综上所述, 为了认识旋转不稳定性产生的机理, 很有必要探索脉动的叶顶泄漏流与旋转不稳定性的关系.

本文使用实验和数值方法对一台 1.5 级低速轴流压气机进行研究. 通过布置在机匣壁面的动态压力传感器捕捉到了旋转不稳定性的产生. 并利用锁相平均和方均根压力图谱分析了叶顶泄漏流轨迹和端壁区的压力脉动. 通过对压气机转子进行全通道数值模拟, 发现端壁区流场在小流量

下产生周期性的振荡, 且相邻流道间压力脉动存在相位延迟现象. 并且这种相位延迟现象诱导产生了一个绕转子旋转的压力波. 通过对频率特性分析, 探讨了这个旋转压力波与旋转不稳定性的关系.

1 实验设备

本文的研究在上海交通大学 1.5 级低速轴流压气机实验台上进行, 实验台示意图如图 2 所示. 压气机设计转速为 3 000 r/min; 设计流量为 4.9 kg/s; 轮毂比为 0.7; 共有 3 排叶片, 包括 13 个进口导叶、21 个动叶和 21 个静叶. 一个外径为 1.2 m 的进口集流器安装在压气机管道进口, 以提供均匀而稳定的进口流动. 通过移动布置在管道出口节流锥, 来调节压气机的流量. 动叶和静叶的翼型分别为 NACA6510 和 NACA9415. 叶顶间隙大小为 2.2% 叶高. 压气机实验台其他的一些详细设计参数见表 1.

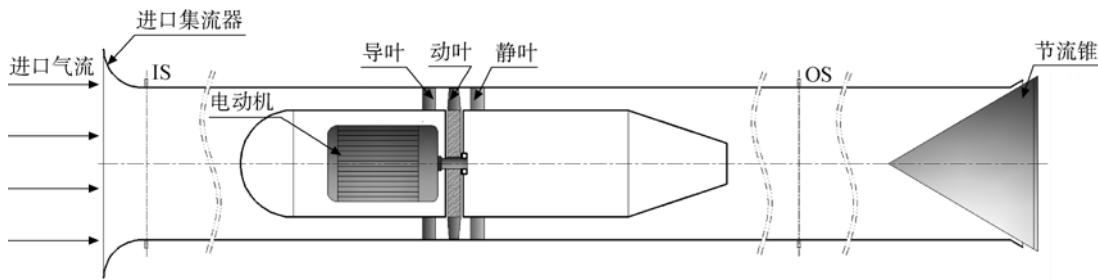


图 2 压气机实验台示意图
Fig. 2 Schematic of the compressor facility

表 1 压气机主要设计参数
Table 1 Main design parameters of the compressor

设计参数	数值
外径/mm	600
轮毂比	0.7
设计转速/(r/min)	3 000
设计流量/(kg/s)	4.9
叶顶速度/(m/s)	94.25
流量系数	0.19
总压系数	0.36
叶片数(导叶+动叶+静叶)	13+21+21
动叶稠度	1.598
静叶稠度	1.548
(叶顶间隙/叶高)/%	2.2

压气机气动特性实验根据中国国家标准 GB1236-2000《工业通风机-用标准化风道进行性

能试验》进行. 压升和流量通过布置在管道壁面的静压孔测得. 静压孔在压气机实验台管道进口和出口的布置位置如图 2 中的 IS 和 OS 所示. 总压通过静压与由流量换算而来的动压之和求的. 图 3 给出了压气机的无量纲化气动特性曲线, 其中

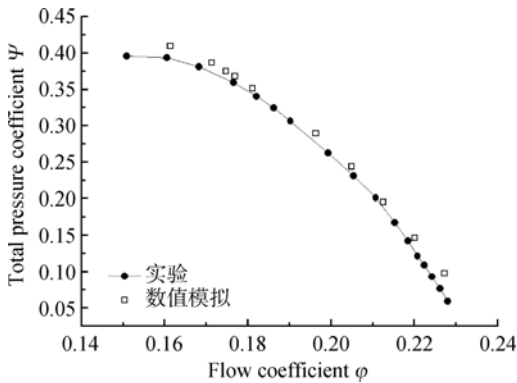


图 3 压气机无量纲化性能曲线
Fig. 3 Non-dimensional performance curve of compressor

的流量系数 φ 和总压系数 Ψ 分别按照下式计算:

$$\varphi = \frac{4Q}{\pi D_t^2 U_t} \quad (1)$$

$$\Psi = \frac{2\Delta p_t}{\rho U_t^2} \quad (2)$$

其中 Q 为体积流量; Δp_t 为总压升; D_t 为转子直径; U_t 为转子叶顶线速度; ρ 为空气密度。

2 测量方案和数据处理方法

2.1 动态压力测量

为了获得转子叶顶区域流场的非定常脉动特性,利用8个布置在叶顶区域机匣上的动态压力

传感器采集叶顶区域的压力信号。8个 Kulite 传感器沿叶顶弦长等间距布置,如图4中的 H1~H8 测点。实验中采用了如图4中所示的 pin-hole 连接方式安装动态压力传感器,即在被测壁面钻一个直径为1 mm的小孔,小孔上面是一个容腔,传感器安装在容腔中感受传递进来的脉动压力信息。利用 NI PXI®多通道数据采集系统同步记录8个传感器的信号,采样频率为84 kHz。在设计转速下,1阶叶片通过频率为1.05 kHz,因此,测量的分辨率为每个流道80个点。图5给出了动态压力测量在一个流道内的测量网格。

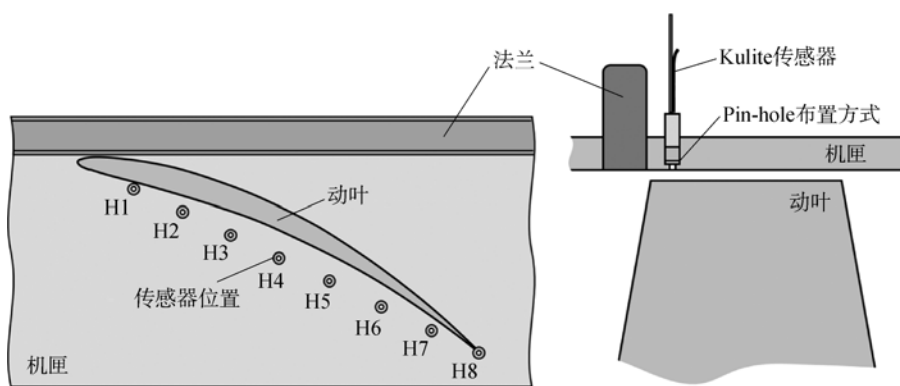


图4 叶顶动态压力测量布置方案

Fig. 4 Position and installing method of unsteady pressure instrumentation of tip



图5 叶顶动态压力测量网格

Fig. 5 Unsteady pressure sampling mesh of tip

2.2 锁相平均技术

布置在叶顶机匣的每个动态压力传感器采集测量点的瞬态压力的时间序列,一排8个传感器就获得了一个测量线上的瞬态压力分布的时间序列。转子转动导致叶片连续的扫过压力测量孔,在一个确定时刻的压力信号对应流道的一个相位的压力。这样就可以将瞬态压力的时间序列从时间坐标转换到转子周向的空间坐标上,得到叶顶压力分布云图。这种处理方式是基于转子压力场在旋转坐标系下是定常的这个假设。在大流量和小叶顶间隙的情况下,转子叶顶区域流场的脉动很弱,流场几乎为定常,此时可以获得的压力场十分接近转子叶顶区域的真实压力场。而在小流量工况下,转子叶顶区域流场非定常脉动很强,这种方式无法反应转子叶顶区域的真实瞬态压力场。

整体平均(ensemble averaging)是一种可以消除动态压力信号中非旋转分量的有效方法。为了清晰地显示叶顶区域流场的流动结构,捕捉叶顶泄漏涡的轨迹,这里使用了一种作用于单个流道的整体平均,被称为锁相平均技术(phase-locked averaging technique)。如图6所示,锁相平均是将各个流道相同相位点的压力值做平均,同时可以得到各个点的方均根值(root mean square, RMS, 记为 R_{ms})。方均根值代表了各个通道在该点的压力脉动的大小。锁相平均和方均根分别按下式计算:

$$\bar{p} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N p(\theta + i \times \tau) \quad (3)$$

$$R_{ms} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N [p(\theta + i \times \tau) - \bar{p}]^2} \quad (4)$$

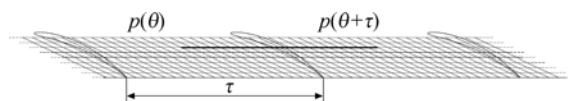


图6 锁相平均方法

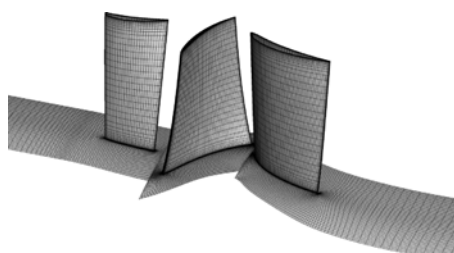
Fig. 6 Phase-locked averaging method

其中 $p(\theta)$ 为瞬时压力, $\bar{p}$ 为锁相平均压力, τ 为流道节距。

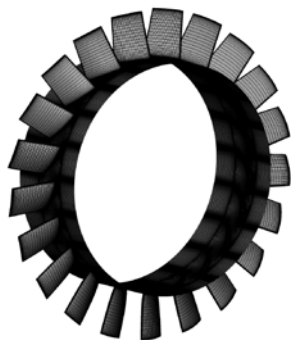
动态压力测量在转子周向上具有很高的采样频率, 为每个流道 80 个采样点。而在轴向上的空间分辨率较低, 只布置了 8 个测点。因此, 为了清楚的显示叶顶泄漏涡轨迹, 在叶顶流场压力分布云图上, 对叶片的弦长方向进行了样条插值。获得的锁相平均压力云图见后面部分章节。

3 数值模拟方法

利用三维 Navier-Stokes 流动求解器 NUMECA/FINE, 分别在单通道模型和全通道模型上进行了数值模拟, 图 7 为数值计算网格图。计算中差分格式采用 2 阶迎风格式, 4 阶 Runge-Kutta 法迭代求解, 采用湍流模型 Spalart-Allmaras 以估计涡黏性的尺寸。首先, 对压气机 3 排叶片进行单流道计算, 以获得压气机的性能曲线和内部基本流动现象, 同时验证了数值方法的准确性和网格无关性。然而, 旋转不稳定性和叶顶泄漏流脉动特性具有跨流道的周期性, 而单通道计算无法捕捉到这种跨流道的周期性, 因此需要进行全通道计算。全通道计算仅对转子进行, 用进口导叶的出口流场的周向平均结果作为转子的进口流场。非定常计算的物理时间步长 t^* 为 1.488×10^{-5} s, 相当于一个叶片通过周期包含 64 个时间步长。



(a) 单通道网格



(b) 全通道网格

图 7 数值计算网格

Fig. 7 Numerical calculation mesh

利用 NUMECA/IGG 生成结构化网格, 非叶顶区域网格拓扑形式为 O4H, 叶顶区域采用蝶形网格。给定壁面第 1 层网格尺度以确保 $y^+ < 3$ 。单通道计算中采用了 3 套具有不同网格密度的网格验证了网格无关性, 3 套网格的网格数分别为 848 749, 1 585 470 和 2 674 360。最终选用了网格数为 1 585 470 的网格进行单流道计算, 以同时保证计算的准确性和效率。全通道计算的网格密度与单通道计算保持一致, 全通道模型总网格数为 14 351 085。边界条件为进口给定总温、总压和速度方向。单通道计算出口给均匀分布静压, 全通道计算出口给定 50% 叶高处静压值, 利用径向平衡条件获得整个叶高静压分布。叶片表面和固体表面均采用无滑移边界条件和绝热壁面条件。

4 结果及讨论

4.1 数值模拟结果验证

利用单通道模型在不同流量下对压气机进行了数值模拟。计算得到的压气机性能曲线与实验结果进行对比, 以验证数值计算的准确性, 见图 3。从图中可以看出, 计算得到的总压系数在整体上与实验结果吻合较好, 说明采用该数值方法具有足够的可靠性。

4.2 实验结果分析

旋转不稳定性产生时会伴随着低于 1 阶叶片通过频率 (BPF, blade passing frequency, 量符号记为 f_{bp}) 的宽频噪声的出现。在不同流量下的叶顶机匣 H2 和 H8 测点动态压力信号的功率谱见图 8, 其中频率 f 利用叶片通过频率 f_{bp} 进行无量纲化, 后文中均用同样方法无量纲化。图中可以很清楚的看出 BPF 及其谐波频率。从流量系数为 0.193 的工况开始至更小流量工况, 在低于 BPF 的位置出现了宽带频率的凸起, 这代表着旋转不稳定性的产生。旋转不稳定性频率 (RIF, rotating instability frequency, 量符号记为 f_{ri}) 的中心频率在图中用虚线标出。旋转不稳定性首先出现在 $\varphi=0.193$ 工况下, 此时旋转不稳定性强度较小, 中心频率为 $0.67 f_{bp}$ 。随着流量减小, 旋转不稳定性频率逐渐向低频段转移, 且强度逐渐增强。而且, 除了旋转不稳定性频率, 在一些工况下还在 $f_{ri} + f_{bp}$ 位置出现了频带凸起。

为了分析旋转不稳定性强度在不同轴向位置的分布, 图 9 给出了 8 个测点的动态压力信号的功率谱被集合起来做成的云图, 纵坐标 d_i 表示测

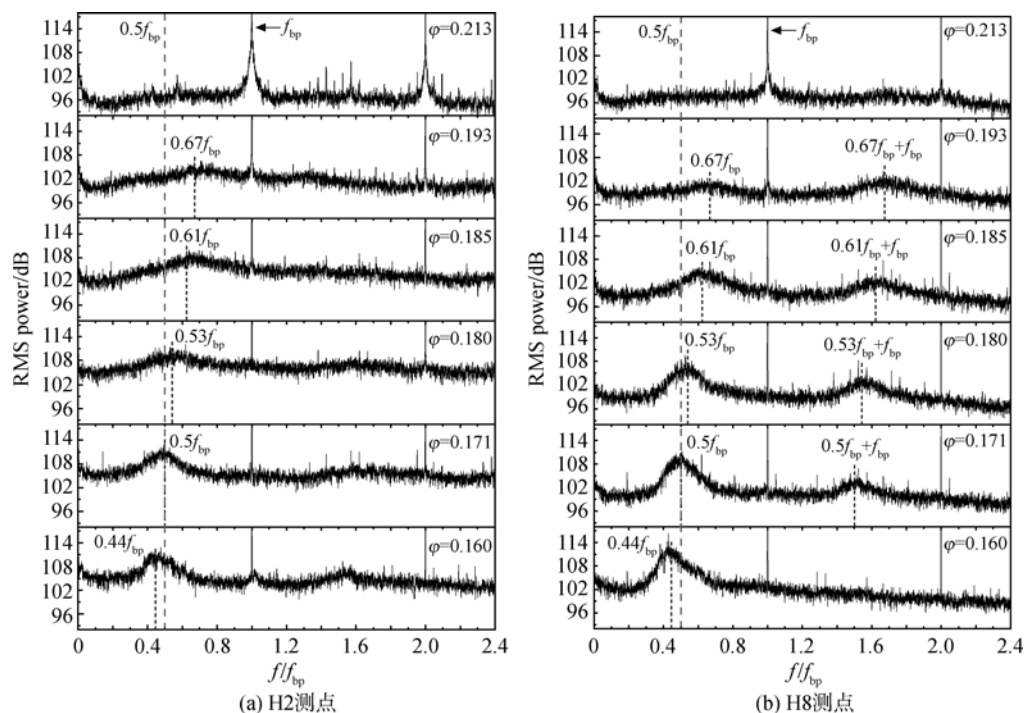


图8 H2测点和H8测点壁面压力信号功率谱

Fig. 8 Power spectra of pressure signal at monitor points H2 and H8

点距叶片前缘距离, C 表示叶片弦长. 在大流量工况 $\varphi=0.213$ 情况下, 功率谱的背景很干净, 没有频带的升高. 在 $\varphi=0.193$ 工况下, 旋转不稳定性首先出现在 25% 至 62.5% 轴向弦长的位置. 随着流量降低, 旋转不稳定性沿着轴向发展, 并向低频段移动. 直到工况 $\varphi=0.180$, 旋转不稳定性的强度都主要集中在流道的前半部分. 随着流量进一步降低, 从工况 $\varphi=0.180$ 至 $\varphi=0.160$, 旋转不稳定性发展至尾缘, 并且在整个弦长范围都具有较高的强度.

图 10 给出了通过动态压力测量得到的叶顶区域锁相平均和方均根压力云图. 其中静压通过基于叶顶线速度的动压无量纲化, 定义式如下:

$$C_p = \frac{2p}{\rho U_t^2} \quad (5)$$

其中 C_p 为静压系数.

在锁相平均压力云图中, 叶顶泄漏涡的轨迹通过静压斜槽的方向得到 (在图中由黑色虚线标出). 方均根静压系数 $C_{p, rms}$ 云图中同时显示了压力的等值线. 高方均根值的位置代表了叶顶处流体脉动较强烈的区域. 从图 10 中看出, 在大流量工况 $\varphi=0.213$ 下, 叶顶泄漏涡在叶片中部产生, 与弦长方向成一定角度向下游传播, 直至流出叶片流道. 在这个工况下, 脉动的流体主要集中在叶顶泄漏涡涡核区域. 随着压气机被节流, 叶顶泄漏

涡的产生位置向叶片前缘移动, 并且叶顶泄漏涡轨迹与叶片弦长方向的夹角逐渐增大. 这导致了叶顶泄漏涡从工况 $\varphi=0.193$ 开始撞击到相邻叶片的压力面. 叶顶泄漏涡与相邻叶片的干涉显著改变了叶顶流场的脉动情况. 当叶顶泄漏涡撞击到相邻叶片时, 叶顶泄漏涡横贯整个叶片流道, 这增强了叶顶泄漏涡对主流的阻塞效应. 从方均根压力云图看出, 在流量系数小于 0.193 的工况, 强脉动流体主要集中在两个区域. 一个区域横穿叶片流道, 位于叶顶泄漏涡轨迹的上游, 在图中由 I 标出. 并且这个强脉动区随着流量减小逐渐向前缘移动. 另一个区域紧贴叶片后半部分的吸力面, 由 II 标出, 而且它不随流量的变化改变位置. 在数值模拟结果中, 如图 11 中的方均根压力云图和叶顶泄漏涡流线图, 发现了两个与实验测量结果一致的强脉动流体区域. 可以看出, 区域 I 对应叶顶泄漏涡与主流的干涉区域, 区域 II 对应叶顶间隙回流区域, 这部分流体在压力面和吸力面的压差作用下翻过叶顶, 并被卷入叶顶泄漏涡中. 在两个小流量工况 $\varphi=0.180$ 和 $\varphi=0.171$ 下, 叶顶泄漏轨迹变得更加接近周向. 同时, 由叶顶泄漏导致的低压斜槽并不像较大流量的工况下那样明显, 而且叶顶区的流体脉动强度也急剧加强. 实际上, 在这两个工况下, 叶顶泄漏涡随时间开始发生振荡, 这可以从后文的数值模拟结果看出来.

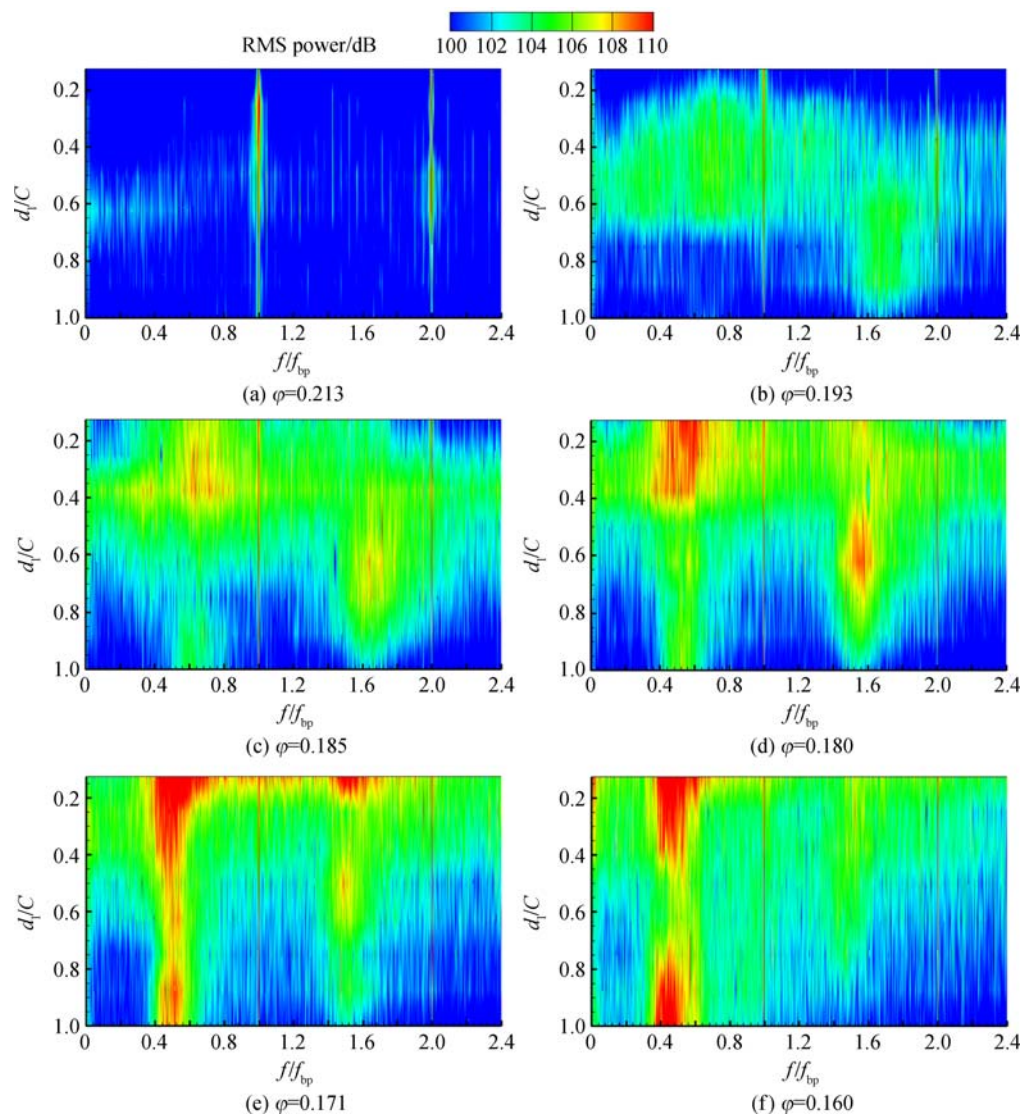


图9 不同轴向位置的壁面压力信号功率谱

Fig. 9 Power spectra of pressure signal at different axial positions

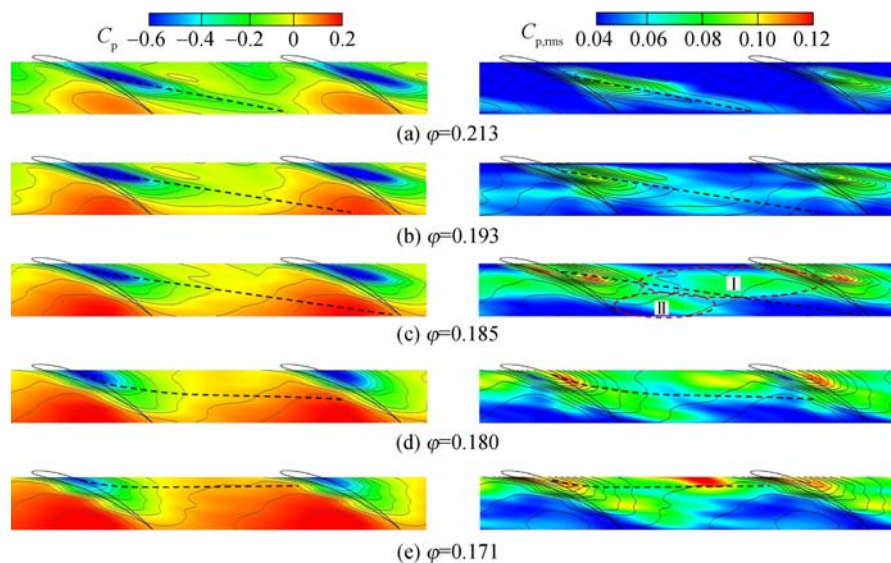


图10 锁相平均和方均根压力云图

Fig. 10 Phase-locked averaged pressure and RMS pressure contours

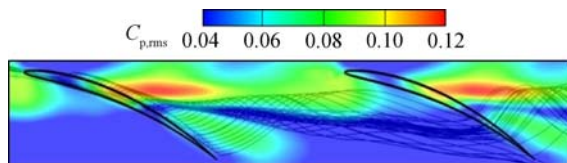
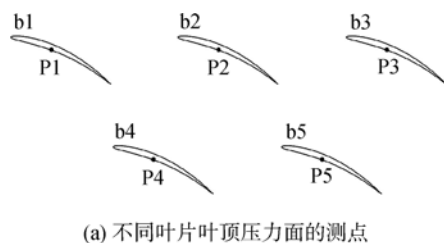


图 11 壁面方均根压力云图和叶顶泄漏涡流线
(CFD, $\varphi=0.180$)

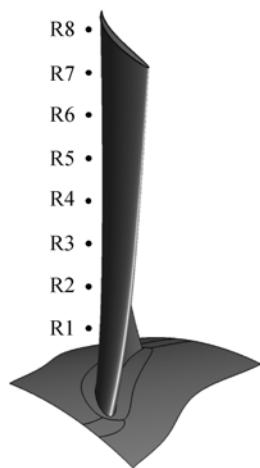
Fig. 11 Wall RMS pressure contour and streamlines of tip clearance vortex (CFD, $\varphi=0.180$)

4.3 数值计算结果分析

为了分析叶顶泄漏流在小流量下的脉动特性,在全通道计算中布置了两组压力测点来监测动叶流道中的压力脉动.一组测点布置在不同叶片(b1~b5)叶顶压力面上的相同轴向位置,如图 12(a)中的 P1~P7.另一组测点布置在一个流道中的不同叶高处,如图 12(b)中的 R1~R8.这些测点都是固结于转子并随转子一起转动,所以采集的是旋转坐标系下的压力信号.这些测点的压力信号的时间序列和频谱分别在图 13 和图 14 中给出,图中 T_{bp} 表示叶片通过周期.从图 13 中可以看出,叶顶区域的压力产生了周期性的脉动.压力脉动的周期为 $63t^*$,频率为 $1.03 f_{bp}$.而且,在每个流道中的压力脉动的频率和幅值都是一样

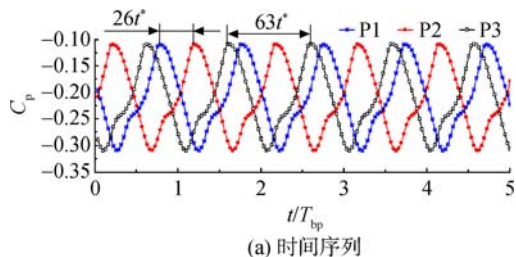


(a) 不同叶片叶顶压力面的测点

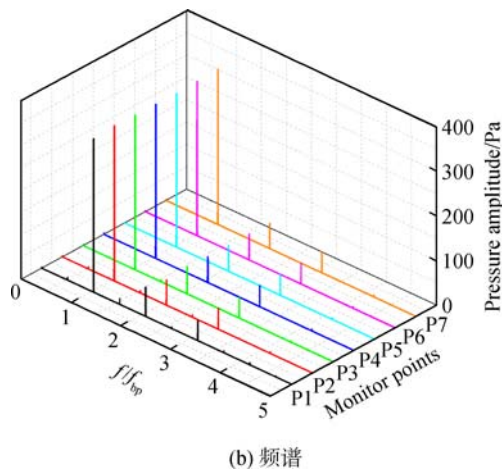


(b) 不同径向位置的测点

图 12 全通道计算中两组测点(旋转坐标系下)
Fig. 12 Two groups of monitor points in the whole-annulus calculations (rotating frame)



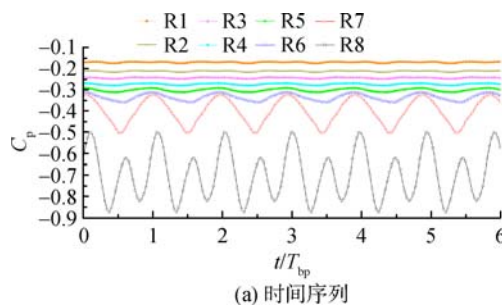
(a) 时间序列



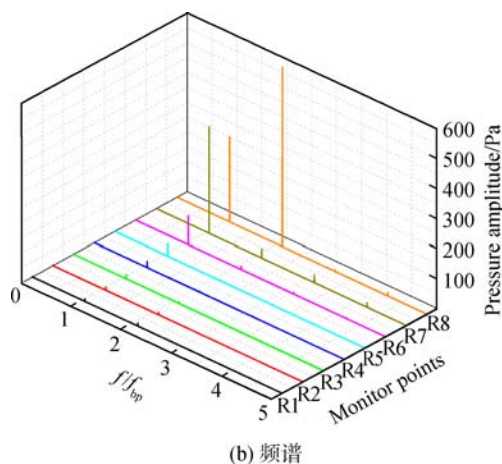
(b) 频谱

图 13 测点 P1~P7 压力信号的脉动特性($\varphi=0.171$)

Fig. 13 Fluctuated characteristics of pressure signals of monitor points P1~P7 ($\varphi=0.171$)



(a) 时间序列



(b) 频谱

图 14 测点 R1~R8 压力信号的脉动特性($\varphi=0.171$)

Fig. 14 Fluctuated characteristics of pressure signals of monitor points R1~R8 ($\varphi=0.171$)

的,说明不同流道中的流场脉动是相同的.但是,相邻流道间的压力脉动具有相位延迟.如果定义转子的旋转方向为上游,那么下游流道的压力脉动相对于上游流道延迟 $26t^*$.从图 14 中可以看出,叶顶区域(R8 和 R7 测点)的压力脉动比较强烈,沿叶高方向压力脉动迅速减小.在 50% 叶高以下的位置几乎没有压力的脉动.这说明流道中的流场脉动主要集中在叶顶区域.

图 15 给出了 $\varphi=0.171$ 工况下不同时刻的机匣壁面瞬态静压分布.在图中,由静压斜槽得到的叶顶泄漏涡传播轨迹用白色虚线标出.首先,观察单个流道不同时刻的流场.由叶片 b7 不同时刻的叶顶泄漏涡轨迹可以看出,叶顶泄漏涡的涡结构随时间不断的振荡,这导致了端壁区流场的强烈振荡.在时间步 t^* ,由叶片 b7 产生的叶顶泄漏涡流出了动叶流道.而在时间步为 $14t^*$,叶顶泄漏涡轨迹指向相邻叶片的前缘位置.时间步为 $64t^*$ 的叶顶泄漏涡轨迹与时间步为 t^* 的一致,这说明叶顶泄漏涡的振荡周期为 $63t^*$,与图 13 得到的

端壁流场的脉动周期一致.当由一个叶片产生的叶顶泄漏涡与相邻叶片干涉时,由叶顶泄漏涡导致的低压会对相邻叶片顶部的压力分布产生影响.这会改变相邻叶片压力面和吸力面压差沿弦向的分布,进而改变相邻叶片产生的叶顶泄漏涡.因此,由同一时刻不同流道的压力分布可以看出,如时间步为 t^* ,相邻流道的叶顶泄漏涡轨迹是不同的.而相隔一个流道的两个流道的叶顶泄漏涡轨迹非常相似,这导致了叶片排的压力分布具有几乎是两个流道的周期性.而且,流场脉动在流道间的相位延迟现象也可以从图中看出来.叶片 b3 流道在 $27t^*$ 的压力场与叶片 b2 流道在 t^* 的压力场几乎一致,同时,叶片 b4 流道在 $53t^*$ 的压力场与叶片 b3 流道在 $27t^*$ 的压力场几乎一致.这表明下游流道的流场脉动相对上游流道延迟 $26t^*$,这与之前通过压力测点观测到的现象一致.相位延迟现象导致了一个叶片流道的压力分布形式会在一个延迟时间后在下一个叶片流道重复出现.从整体上看,这可以被看作是一个绕转子旋转的

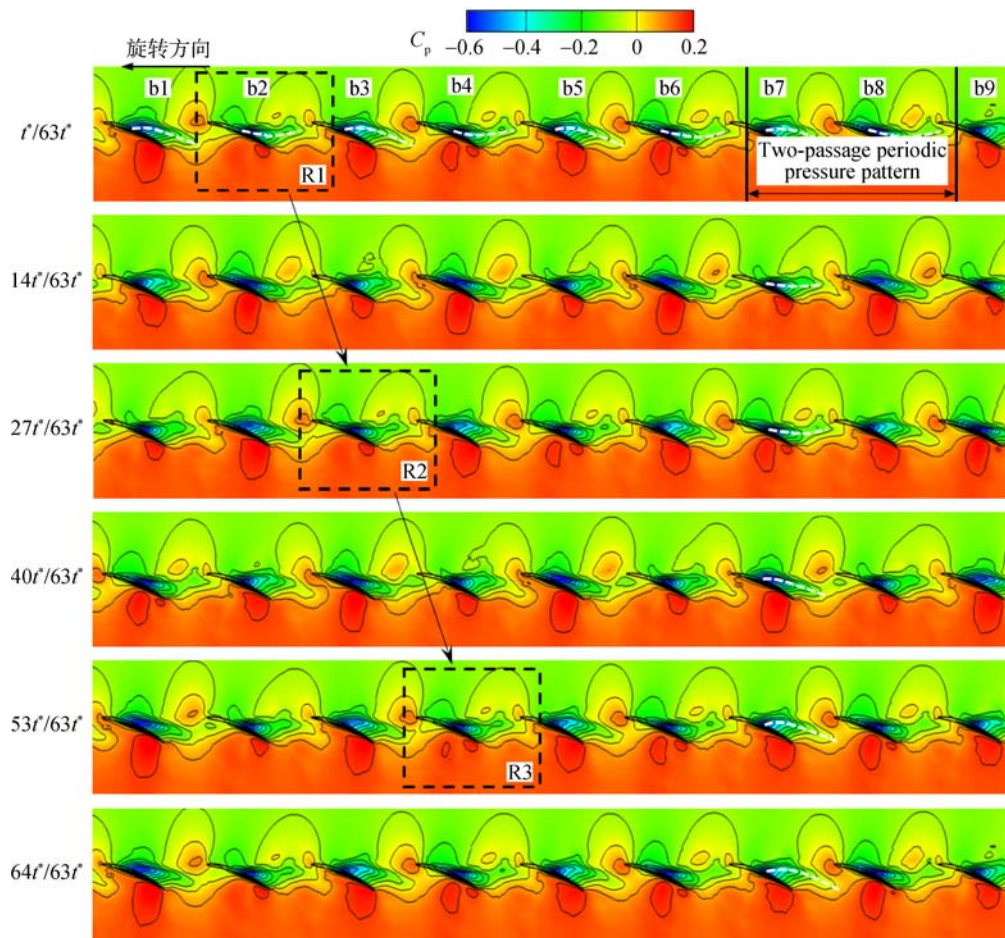


图 15 机匣壁面瞬态压力场($\varphi=0.171$)

Fig. 15 Instantaneous pressure contours of casing wall ($\varphi=0.171$)

压力波,旋转方向与转子旋转方向相反。

通过9个布置在叶顶机匣上的测点(A1~A9)捕捉静止坐标系下的压力脉动信号,如图16所示。对这些压力测点的时间序列利用快速傅里叶变换得到频谱,结果在图17中给出。由于脉动的叶顶泄漏涡在转子叶片排中导致产生了一个旋转的压力波,所以,除了叶片通过频率,机匣上的测点还会感受到由这个旋转压力波产生的频率。在图17中,由这个旋转压力波产生的频率用(TCVF, tip clearance vortex frequency, 量符号记为 f_{tcv})标出。可以看出,这个由叶顶泄漏涡脉动导致的旋转压力波包含多重频率,它们分别是 $0.397 f_{\text{bp}} (f_{\text{tcv},1})$, $0.603 f_{\text{bp}} (f_{\text{tcv},2})$, $1.397 f_{\text{bp}} (f_{\text{tcv},3})$ 和 $1.603 f_{\text{bp}} (f_{\text{tcv},4})$ 。在旋转坐标系下,叶顶泄漏涡脉动只有一个频率成分,而在静止坐标系下包含多重频率成分,这是由于旋转坐标系下的单个频率成分与叶片通过频率发生频率调制的结果。在图17中,由机匣壁面动态压力测量得到的 f_{ri} 和 $f_{\text{ri}} + f_{\text{bp}}$ 的带宽范围用虚线标出。可以发现,

由叶顶泄漏涡脉动的频率成分全部在旋转不稳定性频率的带宽范围内。而且,4个叶顶泄漏流脉动频率满足以下关系:

$$\begin{cases} f_{\text{tcv},3} = f_{\text{tcv},1} + f_{\text{bp}} \\ f_{\text{tcv},4} = f_{\text{tcv},2} + f_{\text{bp}} \\ f_{\text{tcv},1} = f_{\text{bp}} - f_{\text{tcv},2} \end{cases} \quad (6)$$

以上关系式表明,叶顶泄漏涡脉动导致的多重频率之间的数学关系与旋转不稳定性的频率特性一致,当旋转不稳定性发生时,除了 f_{ri} ,还会伴随着 $f_{\text{ri}} + f_{\text{bp}}$ 和 $f_{\text{ri}} - f_{\text{bp}}$ 的出现。而且,在压气机实际运行时,叶顶泄漏流的脉动周期和相邻流道间的延迟时间都不会保持一个定值,而是随时间在一个值附近波动。所以在压气机实际运行中,叶顶泄漏流脉动频率应该具有宽频的性质。综上所述,叶顶泄漏涡脉动导致的频率不仅全部处于旋转不稳定性频率的带宽范围内,而且叶顶泄漏涡脉动的频率特性也与旋转不稳定性的频率特性一致。因此,压气机中叶顶泄漏流的脉动对旋转不稳定性的产生有重要的作用。

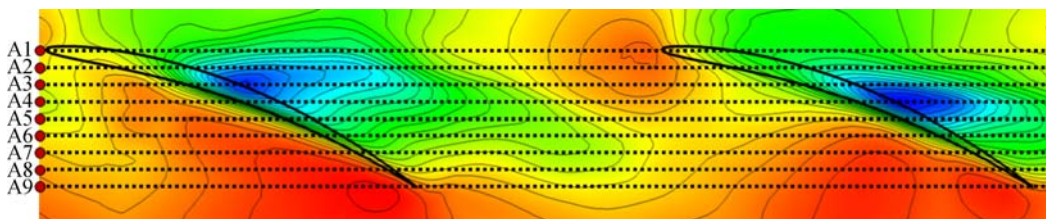


图16 机匣壁面上的测点(静止坐标系下)

Fig. 16 Monitor points on the casing wall (fixed frame)

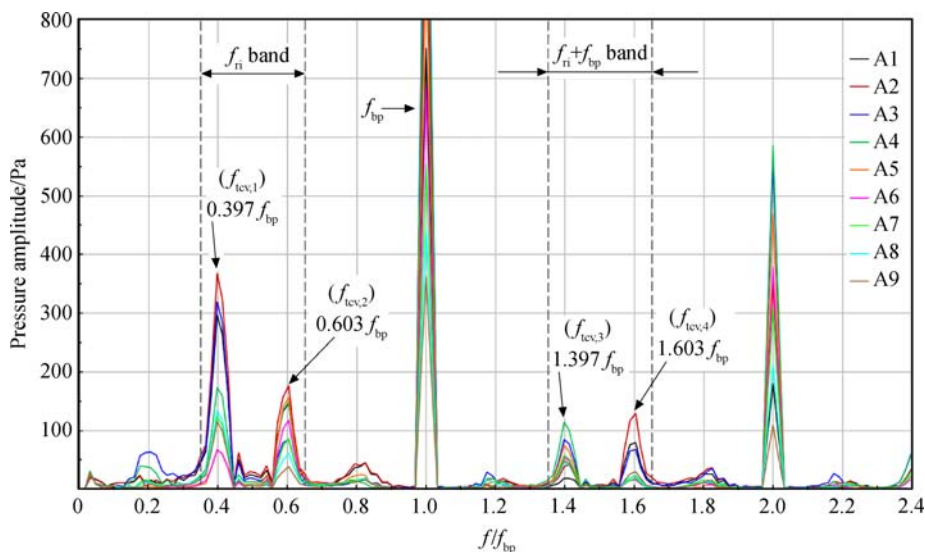


图17 测点A1~A9压力信号的频谱($\varphi=0.171$)

Fig. 17 Frequency spectrums of pressure signal on monitor points A1~A9 ($\varphi=0.171$)

5 结 论

本文对一台 1.5 级轴流压气机进行了实验和数值研究. 通过布置在机匣上的动态压力传感器测量叶片顶部的压力脉动, 捕捉到了旋转不稳定性的产生. 利用全通道数值模拟的结果, 对叶顶泄漏流的脉动特性进行了详细的分析, 并比较了脉动的叶顶泄漏流和旋转不稳定性的频率特性. 本文研究结论总结如下:

1) 在壁面动态压力信号的频谱中, 通过低于 1 阶叶片通过频率的宽带频率凸起发现了旋转不稳定性在小流量下产生. 当旋转不稳定性产生时, 除了旋转不稳定性频率 f_{ri} , 还会出现 $f_{ri} + f_{bp}$ 的频率. 旋转不稳定性频率随着流量减小向低频段转移.

2) 通过锁相平均和方均根压力分布云图, 发现当叶顶泄漏流与相邻叶片的干涉时, 叶顶区域流场的脉动显著增强.

3) 从数值计算结果发现, 叶顶泄漏流和叶顶流场在小流量下产生周期性脉动. 叶顶泄漏流的脉动在不同流道中是相同的, 但在相邻流道间具有相位延迟, 这导致产生了一个绕转子旋转的压力波.

4) 由叶顶泄漏流脉动导致的旋转压力波包含多重频率. 而且这些频率满足关系: $f_{tcv,3} = f_{tcv,1} + f_{bp}$, $f_{tcv,4} = f_{tcv,2} + f_{bp}$ 和 $f_{tcv,1} = f_{bp} - f_{tcv,2}$. 这些频率值之间的关系与旋转不稳定性的频率特性一致. 而且, 叶顶泄漏流脉动特性频率全部在旋转不稳定性频率的带宽范围内. 这表明叶顶泄漏流的脉动是压气机中旋转不稳定性的产生的重要因素.

参考文献:

- [1] Mathioudakis K, Breugelmans F A E. Development of small rotating stall in a single stage axial compressor[R]. ASME Paper 1985-GT-0227, 1985.
- [2] Baumgartner M, Kameier F, Hormouziadis J. Non engine order blade vibration in a high speed compressor[R]. International Symposium on Airbreathing Engines, ISABE Paper 95-7094, 1995.
- [3] Kameier F, Neise W. Rotating blade flow instability as a source of noise in axial turbomachines [J]. Journal of Sound and Vibration, 1997, 203(5): 833-853.
- [4] Kameier F, Neise W. Experimental study of tip clearance losses and noise in axial turbomachines and their reduction [J]. Journal of Turbomachinery, 1997, 119(3): 460-471.
- [5] März 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.
- [6] 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.
- [7] 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.
- [8] Hah C, Bergner J, Schiffer H P. Tip clearance vortex oscillation, vortex shedding and rotating instability in an axial transonic compressor rotor[R]. ASME Paper 2008-GT-50105, 2008.
- [9] 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.
- [10] Vo H D. Role of tip clearance flow in rotating instabilities and nonsynchronous vibrations[J]. Journal of Propulsion and Power, 2010, 26(3): 556-561.
- [11] Thomassin J, Vo H D, Mureithi N W. The tip clearance flow resonance behind axial compressor nonsynchronous vibration[J]. Journal of Turbomachinery, 2011, 133(4): 041030. 1-041030. 10.
- [12] Pardowitz B, Tapken U, Enghardt L. Time-resolved rotating instability waves in an annular cascade[R]. AIAA 2012-2132, 2012.
- [13] Zhang L Y, He L, Stüer H. A numerical investigation of rotating instability in steam turbine last stage[J]. Journal of Turbomachinery, 2013, 135(1): 011009. 1-011009. 9.
- [14] 吴艳辉, 吴俊峰, 粮仿玉, 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, 粮仿玉, 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. 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 Zhenxi, 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 Zhenxi, 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: 秦理曼、王碧珺)