

压气机叶顶流动不稳定性试验和数值研究

王 昊¹, 王 牌¹, 向宏辉², 张建武², 王掩刚¹

(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710129;

2. 中国航发四川燃气涡轮研究院, 四川 绵阳 621000)

摘 要: 为了研究大叶顶间隙下压气机的流动失稳演化过程和物理机理, 以某单级轴流压气机试验台为研究对象, 利用布置于机匣壁面的动态压力传感器测量叶顶流场的脉动特征, 利用全通道数值模拟获得与流场失稳发展相关的非定常流动细节。结果表明: 随着流量减小压气机内部流动经历了稳定状态、旋转不稳定性及旋转失速 3 个阶段, 叶顶泄漏涡的两种临界行为与不稳定性模式的转变有关。当叶顶泄漏涡移动到相邻叶片尾缘时, 在与相邻叶片的干涉作用下开始随时间振荡, 导致了小尺度的扰动沿周向传播, 即旋转不稳定性。在近失速工况下, 叶顶泄漏涡与主流交界面超过叶片流道进口平面, 导致前缘溢流, 并伴随着前缘径向涡的周期性产生、周向迁移和衰减。此时, 前缘径向涡沿周向几乎呈均匀分布, 构成了有序传播的扰动。随着压气机被进一步节流, 前缘径向涡的有序传播被破坏, 形成了局部聚集的分布特征, 从而产生了局部堵塞更强、畸更高的失速团。

关 键 词: 压气机; 动态压力测试; 叶顶间隙流; 流动不稳定性; 旋转失速

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Experiment and numerical investigation on tip flow instabilities of compressors

WANG Hao¹, WANG Pai¹, XIANG Honghui², ZHANG Jianwu², WANG Yangang¹

(1. School of Power and Energy,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710129, China;

2. Sichuan Gas Turbine Establishment,

Aero Engine Corporation of China, Mianyang Sichuan 621000, China)

Abstract: To study the tip clearance flow instability of evolution and the physical mechanism of the compressor, a single stage axial compressor experimental rig was taken as the research object. Using the dynamic pressure sensors in the casing wall, the oscillating characteristics of tip flow field were acquired. The unsteady development of flow details was obtained by full channel calculations. It was found that with the decrease of the flow rate, the internal flow of the compressor went through three phases: steady state, rotating instability and rotating stall. The two pivotal activities of the tip clearance vortex were related to the transformation of the instability mode. When the tip clearance vortices propagated to the trailing edge of the neighboring blade, it began to fluctuate under the interference with the neighboring blade, resulting in small scale disturbance propagating along the circumference, that was, rotational instability. In near-stall state, the interface between tip clearance vortices and incoming flow exceeded the inlet of the blade channel, leading to leading edge overflow, which was accompanied by periodic production, circumstantial migration and attenuation of leading edge radial vortices. At this time, the leading edge radial vortices

收稿日期: 2021-08-15

基金项目: 国家自然科学基金(51906205); 国家科技重大专项(J2019-II-0020-0041)

作者简介: 王昊(1986—), 男, 讲师, 博士, 主要从事叶轮机械非定常流动及压气机不稳定性研究。E-mail: wanghao@nwpu.edu.cn

引用格式: 王昊, 王牌, 向宏辉, 等. 压气机叶顶流动不稳定性试验和数值研究[J]. 航空动力学报, 2023, 38(3): 674-684. WANG Hao, WANG Pai, XIANG Honghui, et al. Experiment and numerical investigation on tip flow instabilities of compressors[J]. Journal of Aerospace Power, 2023, 38(3): 674-684.

were almost uniformly distributed along the circumferential direction, which constituted the organized propagating disturbance. However, as the flow rate further reduced, the organized propagation of the leading edge radial vortex was destroyed, forming the distribution feature of local aggregation, leading to the stall cells with stronger local blockage and higher entropy.

Keywords: compressors; dynamic pressure measurement; tip clearance flow; flow instabilities; rotating stall

压气机工作范围的低流量边界受到气动不稳定性的严格限制,通常被称为旋转失速或喘振。前者的特点是压气机压升的急剧下降,而后者特点是压气机内部流动剧烈的轴向振荡。在一个喘振周期中,旋转失速是压气机流场完全崩溃的前兆。研究人员对于旋转失速的流动机理、起始过程以及失速前流场非定常扰动等方面开展了大量的研究工作。深入了解失速演化过程中前失速扰动如何发展成一个完整的失速团,对于建立压气机失稳理论和发展可靠的失速预警技术具有重要意义。大量研究表明,在压气机中失速先兆通常分为两种类型:模态波型和突尖波型^[1-3]。模态波型失速先兆是小幅值大尺度(约为压气机周长)的扰动的逐渐增长,可以在失速开始之前10~100 r被检测到^[4-5]。突尖波型失速先兆是短尺度(几个叶距)大幅值的局部扰动在短时间内急剧增长,它在3~4 r内就从初始扰动过渡到完全发展的失速团^[6-7]。

在压气机失速前的运行工况,随着压气机向失速边界节流,压气机内部流场会出现了前失速扰动。在过去的二十年中,对前失速扰动的研究大体上分为叶顶流动非定常性^[8]和失速预警^[9]。Bergner等^[10]和Biela等^[11]通过动态压力测量研究了跨声速压气机中的短尺度扰动。他们观察到在近失速状态下转子叶顶区域内的压力场不稳定,这是由泄漏涡的振荡引起的。Hah等^[12]在跨声速转子上进行了机匣非定常压力测量和全通道大涡模拟,以研究叶顶间隙流动的不稳定性。他们发现,不稳定的涡旋运动会引起旋转流动扰动,并导致尖端间隙流的非定常性。关于失速预警技术,已经将失速前的叶顶流场扰动的检测用于早期失速预警,例如Dhingra等^[13]的工作。他们使用相关函数测量了叶片通过压力信号的重复性,发现随着失速的接近,相关函数幅值下降。Liu等^[14]发现,随着压气机流量向失速点逼近,由于转子叶顶区域出现了不稳定性,叶片通过信号的重复性迅速下降。通过进一步应用与Dhingra等^[13]

类似的技术,Christensen等^[15]成功开发了一个真正的压气机控制系统,该系统能够及时预警即将发生的失速,以便调整压气机的运行,使其远离危险。与上述研究结果相反,Young等^[16]通过对非轴对称叶顶间隙影响的研究,指出叶片通过特征的不均匀性在叶顶间隙最大的部分通道中上升,而在间隙较小的部分通道中发生衰减。他们的工作表明,叶顶间隙尺寸和偏心率对失速先兆扰动的特征有显著影响,并质疑基于这种方法的失速预警技术在航空发动机整个飞行周期中应用的有效性,因为在压气机使用寿命中其同心度和叶顶间隙是不断变化的。

一般而言,压气机的预期性能以其运行在设计叶顶间隙尺寸条件进行估计。但是在实际发动机运行过程中,叶顶间隙尺寸具有动态特性,在某些情况下可能会增加,例如转子偏心、叶片腐蚀以及转子与机匣之间不同的热膨胀率。相关研究表明^[17-19],增加的转子叶顶间隙会导致与叶顶泄漏流相关的阻塞增加,这是造成压气机整体损失的重要原因。因此,随着转子叶顶间隙的增大,压气机的总体性能普遍降低。对于压气机流动不稳定性,在大叶顶间隙压气机内,相关研究人员普遍观察到一种较为特殊的前失速流动现象,称为旋转不稳定性(rotating instability, RI)。尽管关于旋转不稳定性的命名和定义仍存在一些争议^[20],但通常认为可以通过脉动压力频谱上在大约一半BPF(blade passing frequency, 量符号记为 f_{bp})处的宽频凸起来识别它。Marz等^[21]用和数值方法研究了低速压气机的旋转不稳定性。结果表明,叶片前缘面附近径向涡的运动是导致近失速工况下流动不稳定的主要原因。Mailach等^[22]在一台4级压气机上进行了试验研究,在机匣和动叶上都安装了快速响应压力传感器。他们提出,叶顶间隙涡的周期性波动及其与相邻叶片干涉作用是产生高阶模态流动扰动传播(即旋转不稳定性)的主要原因。Inoue等^[23]和Yamada等^[24]通过对低压压气机的研究,观测到近失速状态下沿周向

传播的短波长扰动,其导致了压力谱约 $f_{bp}/4$ 处产生宽带激励。他们指出,这种现象类似于旋转不稳定性,并发现一个类似龙卷风的漩涡是旋转流动扰动的来源。最近,Eck 等^[25]研究了低速轴流压气机的旋转不稳定性及其作为失速指示信号的潜力。他们捕捉到旋转不稳定性的多重峰值特征,并将其归因于前缘径向涡的数量变化。上述研究工作对压气机失速过程及前失速扰动发展的物理机制提供了一些有价值的认识。然而,转子叶顶区域的各种复杂流动结构之间存在着强烈的相互依赖关系,构成了一个与压气机不稳定性相关的复杂因果链,深入认识此问题正是开展本文研究工作的初衷。

以往的研究工作大部分针对接近失速边界的狭窄工况范围内的前失速扰动现象,而大叶顶间隙条件下压气机前失速扰动出现的工况范围可能会延伸到失速前更大流量的工况。因此,本文试图阐明大叶顶间隙压气机在整个流动范围内流动不稳定性的演化规律及潜在的流动机制。采用布置于机匣壁面的动态压力传感器详细测量了压气机叶顶流场的压力脉动信号,通过时间序列和频谱分析了节流过程中不稳定流动的演化特征。此外,通过对压气机进行全通道 URANS (unsteady Reynolds average Navier-Stokes) 数值模拟,阐释了失稳演化过程中的非定常流动细节。

1 研究对象和测试方案

本文研究对象为某低速单级轴流式压气机试验台,表 1 给出了该压气机试验台的关键设计参数,表中 H 、 C 表示叶片高度和叶片弦长;图 1 给

出了试验台和相关测量装置的示意图。该试验台通过采用双纽线设计的进口集流器,为压气机提供稳定均匀的进气流场。在试验台出口布置锥形节流阀,通过改变其轴向位置,对压气机进行节流以调节流量。压气机转子由安装在轮毂中的电动机驱动,设计转速为 3 000 r/min,功率为 20 kW。压气机转子包含 21 个 NACA-65 系列叶片,轮毂比为 0.7。叶片中径处的弦长和安装角分别为 60 mm 和 35°。

表 1 压气机关键设计参数

Table 1 Key design parameters of the compressor

参数	数值
直径/mm	600
轮毂比	0.7
设计转速/(r/min)	3 000
设计流量/(kg/s)	4.9
进口导叶数	13
叶片数	21
展弦比	1.41
稠度	1.598
转子叶顶间隙	2.2% H
定子叶顶间隙	3.1% C
叶顶线速度/(m/s)	93.62

压气机试验台的进口总温和总压通过布置在试验台入口气动探针测得,并通过布置在机匣壁面的 4 个测压孔测量进口静压。利用转子下游的五孔探针在径向移动,测量转子的出口流动状态。通过在机匣壁面沿弦向布置的动态压力传感器 (PT1~PT11, Kulite XCQ-093) 测量压气机叶顶动

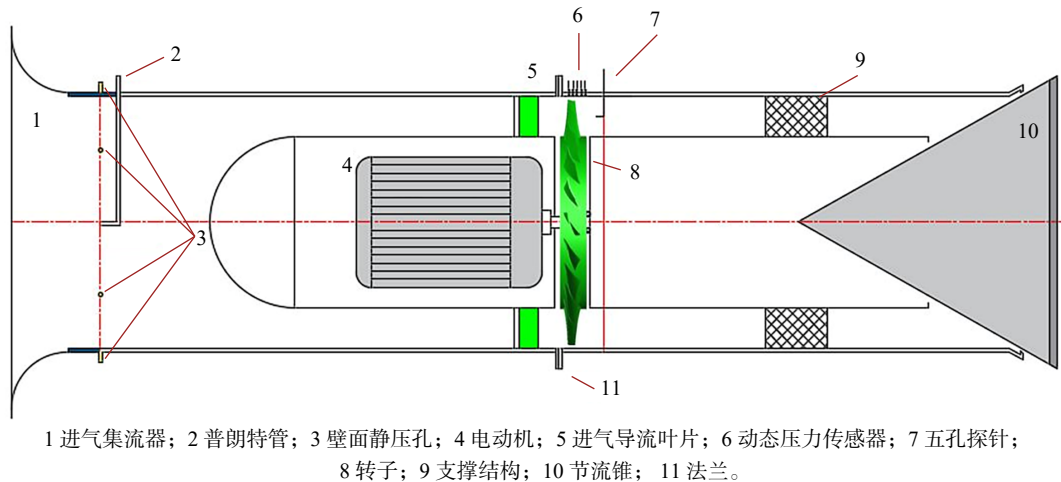


图 1 压气机试验台示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the compressor experiment rig

态压力脉动信号,如图2所示,图中 t 表示栅距, C_a 表示轴向弦长。由于传感器的轴向安装范围受转子上游法兰块的限制,传感器阵列覆盖范围为从转子前缘到转子下游25%轴向弦长位置。另外,一个额外的压力传感器PT0被放置在前缘平面上,通过与PT1数据的相关性来验证动态压力扰动的周向传播特征。采用NI PXI多通道数据采集系统,对12个传感器(PT0~PT11)的机匣动态压力信号进行了同步采集,采集时间为20 s,采样频率为84 kHz。在设计转速下叶片通过频率 f_{bp} 为1.05 kHz,能够实现每个叶片通道80个采样点的分辨率。

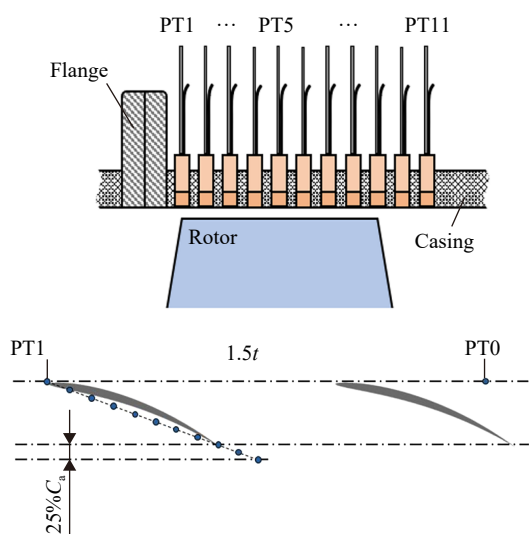


图2 动态压力测试布局示意图

Fig. 2 Setup schematic diagram of time-resolved pressure measurements

2 特性线及动态压力测试结果

图3给出了设计转速(3 000 r/min)下,压气机从大流量工况(节流阀全开)到失速边界的总压升-流量和效率-流量特性线。总压系数 ψ 和流量系数 ϕ 分别定义为 $\psi = 2p_t/\rho U_t^2$ 和 $\phi = 4q_v/\pi D_t^2 U_t$,其中 p_t 为压气机总压升, ρ 为气体密度, U_t 为叶尖线速度, q_v 为体积流量, D_t 为转子叶尖直径。根据动态压力测量结果与数值模拟的结果,工况 $\phi = 0.168$ 是转子顶部区域产生旋转不稳定性的起始工况(RI); $\phi = 0.166$ 、 $\phi = 0.154$ 以及 $\phi = 0.142$ 则分别对应 RI1、RI2 和 RI3 工况;从性能曲线上看,失速前的最后稳定状态为 $\phi = 0.139$, $\psi = 0.5$ 左右达到压气机最大压升。随着流量的进一步减小, $\phi = 0.137$ 时压升突然急剧下降,称为旋转失速(RS)工况。

图4给出了测得的转子前缘非定常压力(PT1)时间序列和频谱。压力信号采用无量纲系数 C_p 表

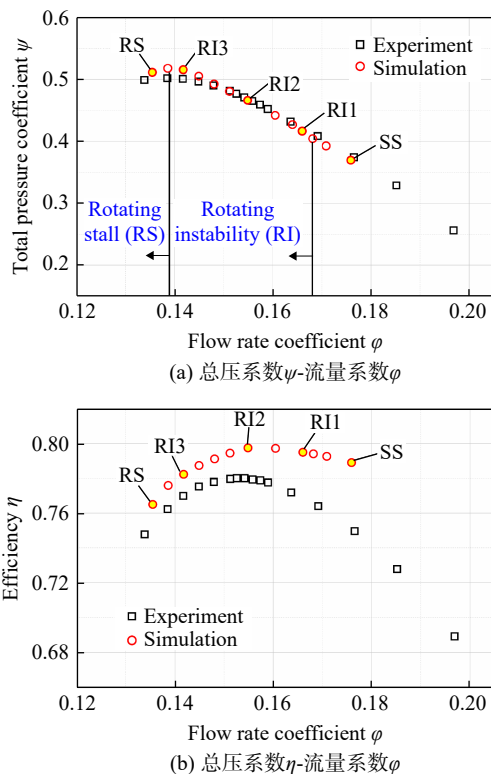


图3 压气机气动特性线(试验测量和数值模拟)

Fig. 3 Performance curve of compressor (experiment measurement and numerical simulation)

示,其定义为 $C_p = 2p/\rho U_t^2$,其中 p 为当地静压, U_t 为转子叶顶线速度;SPL表示声压级(sound pressure level,量符号记为 L_{sp});旋转不稳定性(RI)频率以及失速(RS)频率的量符号分别记为 f_{ri} 、 f_{rs} ,此处将频率作归一化处理,以叶片通过频率BPF(量符号记为 f_{bp})的倍数描述对应频率高低。RS工况下,如图4(a)底部所示的低通滤波后的压力信号(RS filtered)包含了脉动周期约为两个转子周期的谐波扰动。随着这个长尺度扰动的出现,压气机转子进入失速状态。在远离失速边界的大流量工况 $\phi = 0.176$,即稳态工况(SS)下,压力时间序列几乎呈现周期性波动,这是由叶片通过信号导致的。同时,SS工况下的压力谱只显示了叶片通过频率BPF(量符号记为 f_{bp})及其谐波,这意味着SS工况下脉动压力信号是由定常叶片负载的旋转导致的。

随着流量的减小,在 $\phi = 0.166$ 的工况下,即图3、图4中的RI1工况,从压力时间序列中可以看出叶片通过特征的不规则性明显增强,同时压力谱中BPF以下出现宽频带凸起,表明转子流场中出现非定常扰动。随着压气机进一步节流,在RI2(近峰值效率 $\phi = 0.154$)工况下,压力时间序列表现出更强的叶片通过特征不规则性(如虚线框中

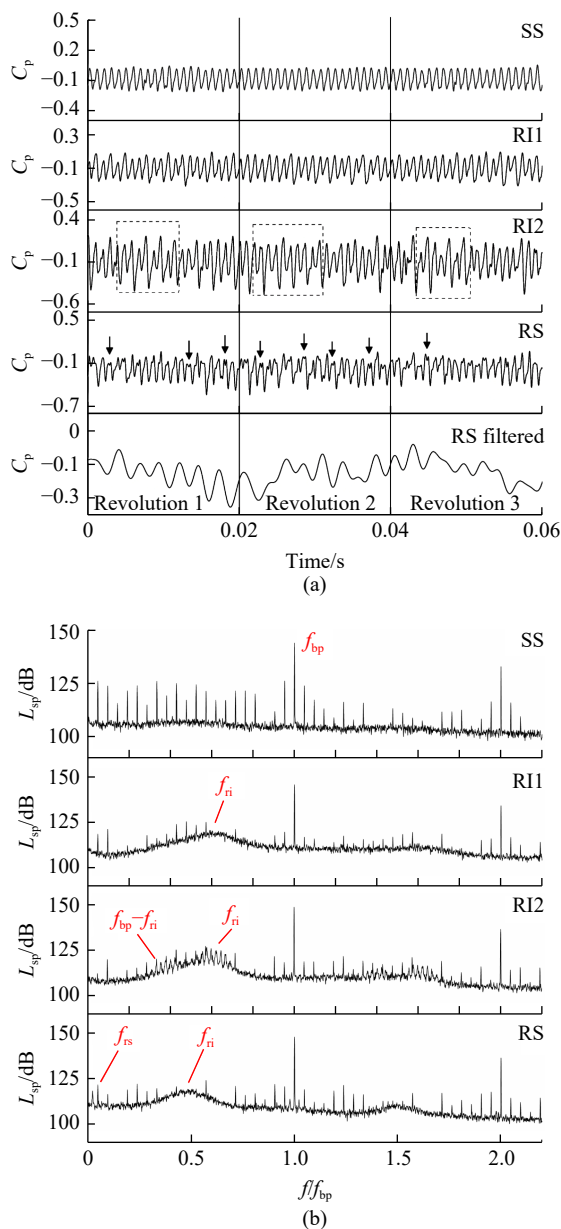


图 4 动态压力时间序列和频谱(试验结果)

Fig. 4 Time traces and frequency spectra of dynamic pressure (experimental result)

所示),同时 BPF 以下压力谱的宽频凸起变得更强,并包含多个间隔几乎恒定的频率尖峰。这一特征是“旋转不稳定性”现象的典型识别特征,这一流动现象作为前失速扰动已被大量研究^[21,25]。因此,频谱中 BPF 以下的宽频带凸起被认为是发生旋转不稳定性的标志。当流量系数低于 0.168 时,频谱中即出现了明显的宽频带凸起,代表旋转不稳定性此时已经产生,因此 $\varphi = 0.166$ 即 RI1 工况被认为是旋转不稳定性起始工况。在 RS 工况下,转子前缘脉动压力信号随机分布在局部低压区(以箭头标出)。这些低压区是由近失速工况下的一种涡脱落机制导致的,将在下文通过非定

常仿真结果进行详细讨论。

基于两个周向布置传感器(图 2 中的 PT0 和 PT1)的测量数据,利用相干函数谱和互功率谱相位谱分析了 RI 扰动的周向传播特性。相干函数 γ^2 是用于判断两个信号在频域相关性的函数,其定义式如下:

$$\gamma^2(f) = \frac{|G_{xy}(f)|^2}{G_{xx}(f)G_{yy}(f)} \quad (1)$$

式中 $G_{xy}(f)$ 表示两个信号 $x(t)$ 和 $y(t)$ 的互功率密度谱函数。若两个信号的频率分量 f 完全不相关,那么他们在频率 f 处的相干函数为 0,若两个信号的频率分量 f 完全相同,它们在频率 f 处的相干函数为 1。图 5 给出了旋转不稳定性最强的情况(RI2 工况)的结果。相干函数在 RI 的频率范围内具有较高的幅值,说明这两个周向分布的传感器测得的压力脉动信号具有相关性。图 5 同时给出了互功率谱的相位谱,提供了两个信号频率分量相对相位的信息。可以看出,在旋转不稳定性的频率范围内相位为线性变化趋势,这说明该频率范围内动态压力信号具有周向传播特性。采用 Liu 等^[26]提出的方法,利用线性相位部分的斜率和两个压力传感器之间的角位移,旋转不稳定性扰动的角速度可由下式计算:

$$a = \frac{\Delta\theta}{d\hat{\varphi}/d\omega} \quad (2)$$

式中 $\hat{\varphi}$ 在互功率谱的相位角, ω 是角频率,即 $\omega = 2\pi f$ 。 $\Delta\theta$ 是两个压力传感器之间的角距离。根据图 5 的数据和式(1),计算得到的旋转不稳定性扰动角速度为 194.5 rad/s,是转子旋转角速度的 61.9%。

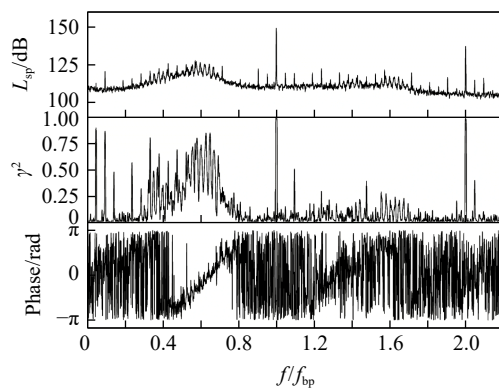


图 5 RI2 工况下动态压力的频率谱、相干系数谱和相位谱(试验结果)

Fig. 5 Spectra of frequency, coherence and phase angle of measured unsteady pressure at RI2 condition (experimental result)

3 数值模拟方法

为了精确捕捉流场扰动的周向传播,建立压气机转子全环计算模型。数值计算中去掉进口导叶,并以进口导流叶片(inlet guide vane, IGV)出口气流角作为转子进口的边界条件。IGV 根部出口气流角约为 -12° (与转子圆周速度相同为正),顶部出口气流角约为 -3° ,出口气流角从根部至顶部几乎呈线性变化。采用 Auto grid 对转子通道进行了结构化多块网格划分,在叶片通道主流区域采用典型的 O4H 拓扑结构,叶顶间隙区域采用 H&O 网格结构。壁面第 1 层网格尺度确保 $y^+ < 3$ 。通过 4 套不同网格数的方案,对网格无关性进行了评估。最终,选择了单通道网格数为 925 933 的方案,网格在叶片展向有 81 个节点,其中叶顶间隙区域 25 个点,流向 121 个点,节距方向 65 个点。通过复制单通道网格以获得总网格数约为 19×10^6 的全通道压气机计算网格。图 6 是给出了网格细节的示意图。计算域进口和出口到叶片的距离均为大约 1.5 倍的管道半径。

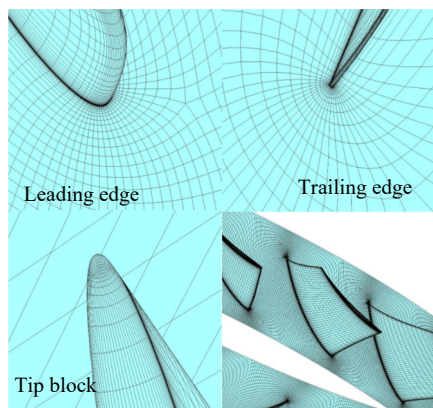


图 6 压气机计算网格细节

Fig. 6 Compressor calculated mesh details

数值计算采用商用 CFD 软件 Numeca FINE/TURBO 进行,采用控制体积法求解三维雷诺-平均 Navier-Stokes (RANS)组。利用 Spalart-Allmaras 的单方程湍流模型计算湍流黏度,2 阶迎风格式无黏通量进行离散,黏性项采用中心差分。采用显式 4 阶龙格-库塔法对定常 Navier-Stokes 方程进行时间推进求解,并利用当地时间步长、隐式残差光滑和多重网格技术加快收敛速度。采用隐式双时间步方法进行非定常模拟,将每一瞬时的流动解视为“准稳态”问题,采用 4 阶龙格-库塔格式进行显式求解。每叶片通过周期包含 64 个物理时间步长,每个时间步进行 60 次内迭代。边界

条件按照如下方式设置:进口给定均匀分布的总压、总温和气流角的展向分布;出口边界给定平均静压;所有叶片表面和壁面均采用无滑移绝热边界。

4 数值结果分析

4.1 数值方法验证

图 3 中同时给出了数值模拟得到的压气机特性线与试验结果进行对比。可以看出,在特性线的大部分流量范围内,数值模拟结果都与试验结果吻合较好。只是在近失速局部工况范围,数值模拟预测的总压升略高于试验结果。同时,对于失速工况的预测,数值模拟结果也与试验结果一致。另外,为了验证数值模拟结果对于流动非定常特征的预测能力,在 RI2 工况和 RS 工况下,对相同位置计算的频谱与测量的频谱进行了对比,见图 7。图中 Exp. 表示测量频谱,CFD 表示计算频谱。

可以看到,在 RI2 和 RS 工况下,计算的与测量的 f_{bp} 在频率值和峰值幅值上都是一致的。在 RI2 工况下,计算结果和测量结果都在相同的频

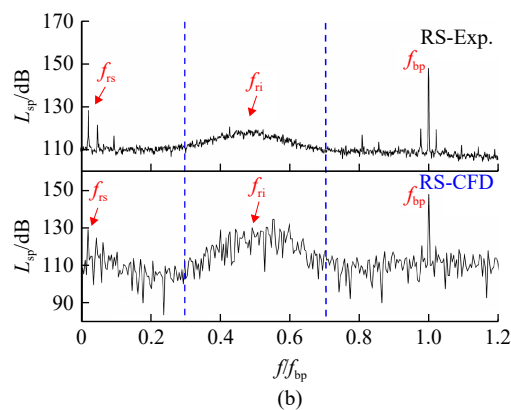
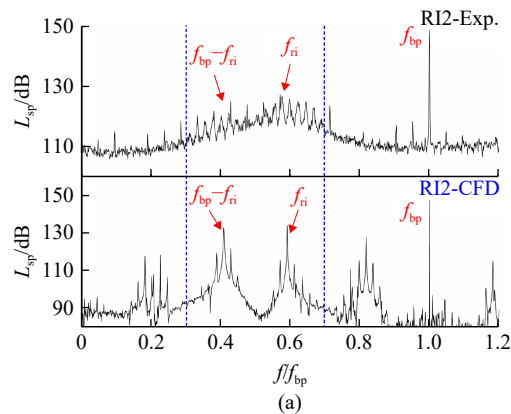


图 7 RI2 和 RS 工况下测试和计算的动态压力频谱对比
Fig. 7 Comparison of measured and calculated dynamic pressure spectra at RI2 and RS condition

率范围内出现了具有多重频率峰值特征的宽频凸起。而数值模拟得到的频谱中出现了更多的宽频凸起,这里分析原因如下:旋转不稳定性作为一种转子中沿周向传播的扰动,除了自身产生的主要宽频带 RI,由于扰动存在谐波,以及旋转不稳定性扰动与 BPF 扰动的干涉效应,还会出现如 $f_{bp}-f_{ri}$ 、 $2f_{ri}$ 、 $2(f_{bp}-f_{ri})$ 、 $3f_{bp}-2f_{ri}$ 等宽频带^[27]。但是,在试验测量中,由谐波和干涉效应导致的宽频带幅值较低,可能会被湮没在较高的湍流背景噪声之下。而数值计算中由于流场没有噪声干扰,这些宽频带都会显现出来。所以,数值模拟得到的频谱相对试验测量结果包含更多的宽频带。在 RS 工况下,旋转不稳定性与旋转失速的频率特征的测量结果与预测结果也吻合较好。虽然旋转不稳定性与旋转失速频率分量的幅值与预测结果存在一定差异,但目前的计算方法能够捕捉旋转不稳定性与旋转失速的主要特征。因此,可以认为该数值方法用来研究压气机流动稳定性演化过程中的非定常流动特征是有有效的。

4.2 非定常流动机理

为了分析叶顶泄漏涡(tip leakage vortex, TLV)的非定常特性及其与动叶的相互作用,图 8 给出了 RI1 工况下基于 λ_2 准则显示的叶顶区域涡结构和不同时刻的叶片表面静压。 λ_2 准则是一种涡结构识别方法,由 Jeong^[28] 提出。这种方法通过对称张量 $S^2 + \Omega^2$ 的第 2 个特征值来识别旋涡结构,其中 S 和 Ω 分别为速度梯度张量 ∇u 的对称部分和反对称部分。采用 λ_2 准则能够避免常规的涡量方法将涡结构与剪切层相混淆的问题。图中叶片表面静压采用基于叶尖线速度的动压进行无量纲化,

即静压系数 $C_p = 2p/\rho U_t^2$, 其中 p 为当地静压。由图可以观察到, TLV 轨迹此时运动到相邻叶片尾缘,并且 TLV 的尾部发生了明显的波动。图 8 给出了一个波动周期内 $\Delta t/T = 0, 0.25, 0.50, 0.75$ 的瞬时结果。可以看出, TLV 在撞击到相邻叶片压力面处形成一个局部低压区,如图中虚线圈所示。随着 TLV 的振荡,叶片压力面低压区逐渐向下游移动。TLV 形成的低压会影响转子叶顶附近叶片表面的压力分布。图 9 给出了 RI1 工况下不同时刻 98% 相对叶高处的叶片表面压力分布,以及叶顶处压力面和吸力面压差与间隙流泄漏速度沿轴向的分布。可以看出,不同时刻叶顶表面压力分布随时间发生改变。这种动叶叶顶流场的波动主要是由叶顶泄漏流与叶片顶部的表面压力分布相互作用引起的。随着时间的推移,叶顶泄漏流引起的局部低压点逐渐向下游移动。叶片表面压力分布的变化伴随着叶片压力面与吸力面压差的变化,进而对叶顶泄漏速度产生影响,导致相邻流道 TLV 强度和形态发生变化。这种 TLV 与相邻叶片表面压力分布的相互作用使 TLV 与叶片负荷的平衡无法保持稳定,从而引发了短尺度的流动扰动沿转子周向传播,即旋转不稳定性。

为了了解前失速扰动随着节流的演化特征及其与旋转失速的联系,这里对近失速工况下的叶顶流场不稳定特征进行分析。通过近失速工况 RI3 下叶顶区域 B2B(blade to blade)平面的静压分布与流线图(如图 10),发现此工况下间隙逆流和来流的交界面超过进口平面,导致了前缘溢流的发生。叶顶泄漏流在叶片前缘溢出导致了一个局部的低压区。通过 λ_2 准则显示局部位置旋涡结

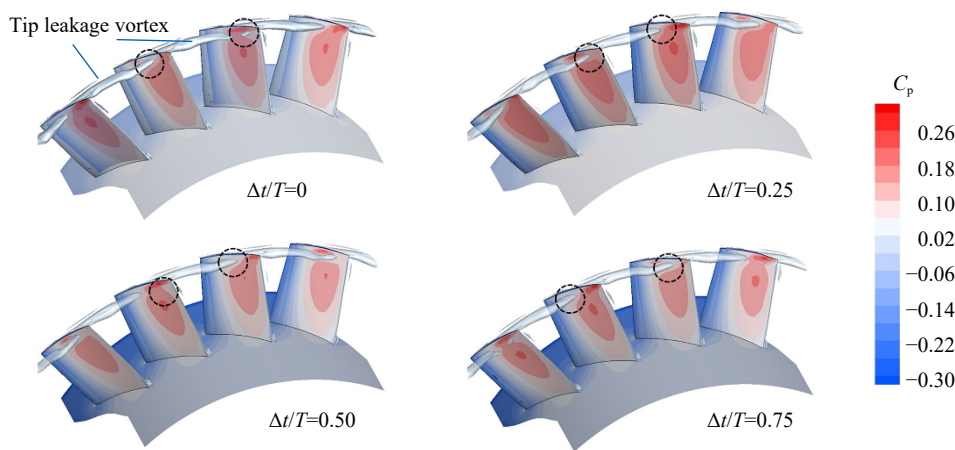


图 8 RI1 工况下瞬态叶顶泄漏涡结构(λ_2 判据)和叶片表面静压系数

Fig. 8 Instants of tip leakage vortex structure (λ_2 criterion) and blade surface pressure at RI1 condition

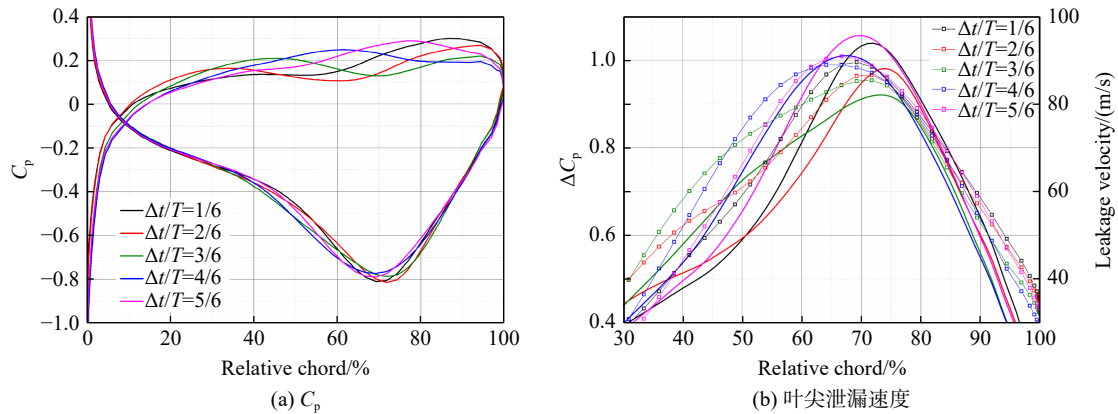


图9 R11 工况下 98% 相对叶高下不同时刻叶片表面压力系数和叶尖泄漏速度弦向分布

Fig. 9 Pressure coefficient of blade surface at 98% relative blade height and blade tip leakage velocity distribution for different instants at R11 condition

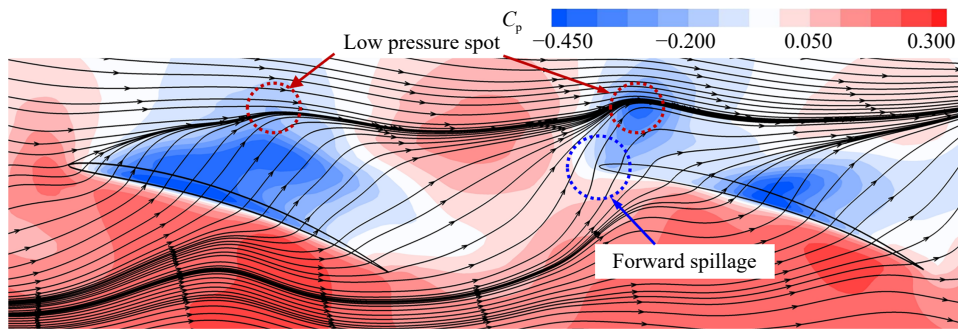


图10 R12 工况下的叶顶间隙 blade to blade 截面流线及静压系数分布

Fig. 10 Distribution of blade to blade section streamline and static pressure coefficient of tip clearance at R12 condition

构和流线图,如图11,可以看出该局部低压区是由横跨机匣和动叶吸力面的径向旋涡结构引起的,这里称之为前缘径向涡(leading edge vortex, LEV)。图4(a)中转转子前缘脉动压力信号出现的局部低压区(箭头标出)即是由LEV导致的。

图12给出了近失速工况NS条件下LEV随时间的演化过程。可以看出,LEV在叶片前缘附近产生后,沿周向向下一个叶片移动,移动方向

与转子旋转方向相反。随着LEV经过叶片中部弦长位置后,LEV与TLV发生了相融合的现象,同时在相邻叶片前缘附近又出现了新的叶顶间隙流动的前向溢出。另外,从图中还可以看出,TLV振荡与LEV演化高度耦合。也就是说,LEV在机匣上形成局部低压,周期性地产生、周向传播和衰减,产生周向传播的流动扰动,叠加在TLV的非定常振荡上。同样,当前缘溢流发生时(图10),

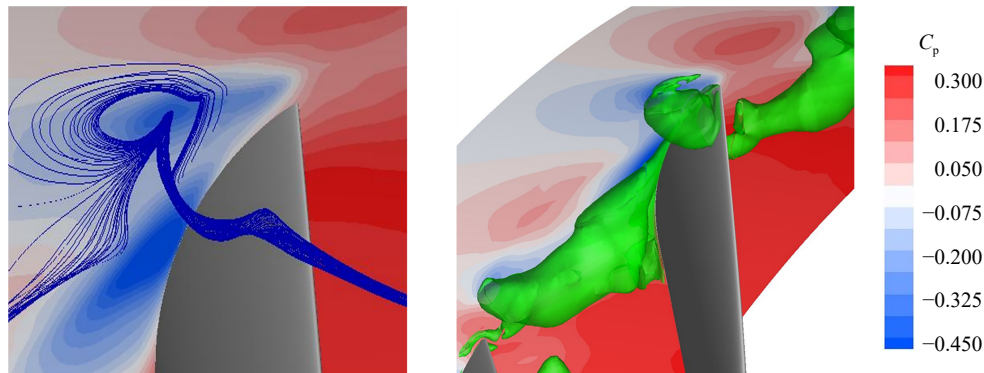


图11 R13 工况下前缘径向涡流线(λ_2 准则)

Fig. 11 Leading edge vortex streamlines at R13 condition (λ_2 criterion)

LEV 在前缘附近产生。然后,叶顶前部卸载,最大泄漏位置被推到下游,间隙逆流强度降低。当 LEV 移动到叶片中部弦长时,由 LEV 诱导的局部低压区增强了间隙逆流。

图 13 给出了 RI3 和 RS 工况下压气机整周 B2B 平面静压分布和 RS 工况下熵分布,为分析周向传播的扰动提供了一个全局的视角。通过靠近前缘平面的局部低压区,可以识别出 LEVs。在压气

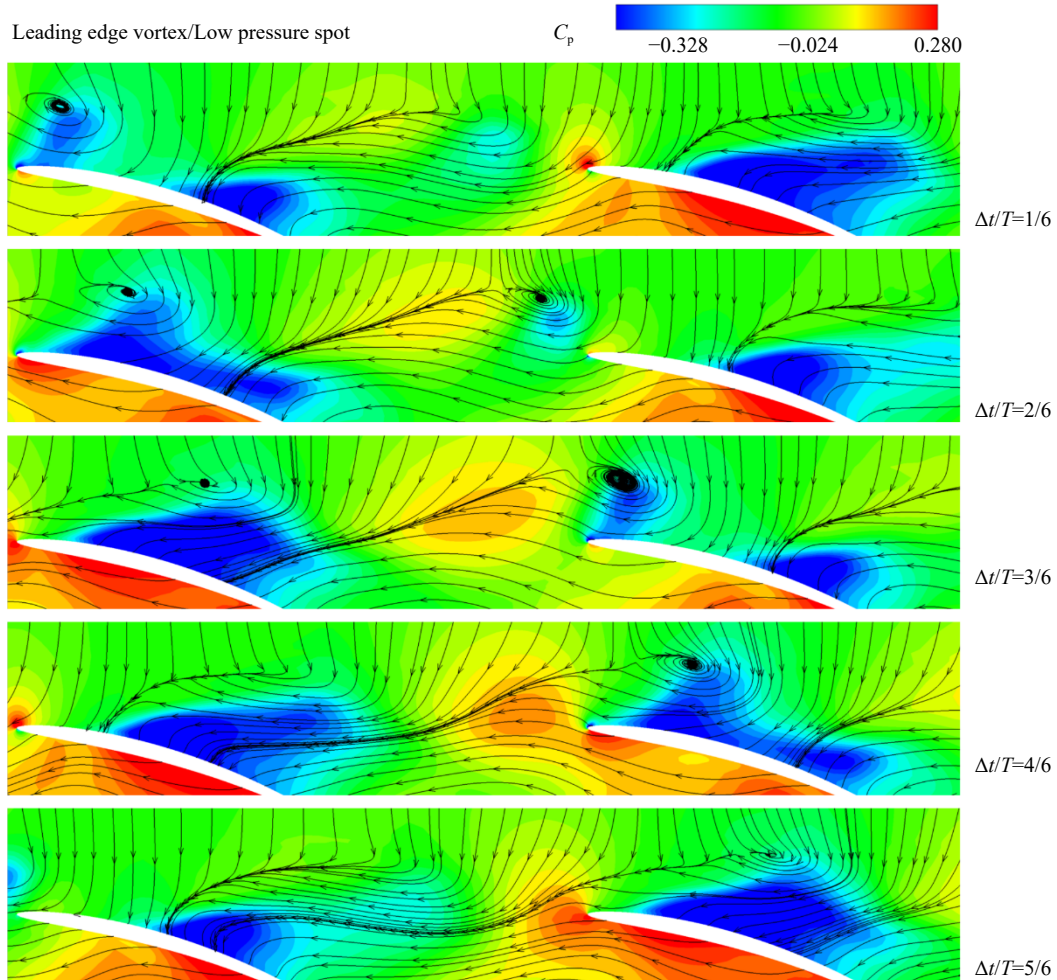


图 12 RI3 工况下前缘涡动力学的瞬态演化

Fig. 12 Transients evolution of leading edge vortex dynamics at RI3 conditions

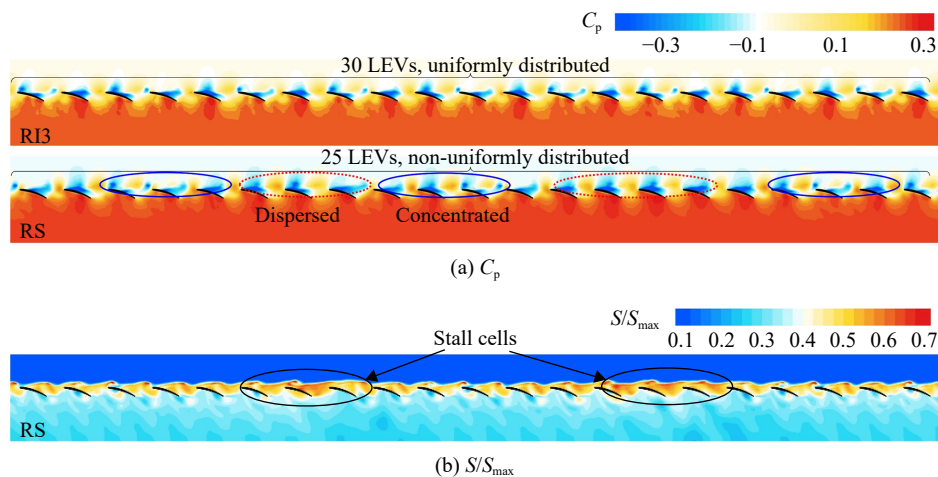


图 13 RI3 和 RS 工况下叶顶静压分布和 RS 工况下叶顶熵的分布

Fig. 13 Distribution of blade tip static pressure distribution at RI3 and RS condition and blade tip entropy distribution at RS condition

机整周上总共发现了 30 个 LEVs。Khaleghi^[7] 和 Inoue 等^[23] 之前的研究描述了与 LEV 类似的旋涡结构的产生会导致突尖型失速先兆的形成。与之前的研究结果相反, 本研究结果显示, 在近失速条件下, LEV 是沿周向传播时几乎是均匀分布的, 从而导致了一种有序的具有高模态短尺度的流动扰动, 而不是失速团。由 LEV 的周向迁移速度和 LEV 在整周的个数可以计算出 LEV 传播在静止坐标系下导致的频率约为 $0.57f_{bp}$, 与数值模拟监测到的 RI 频率几乎是一致的。随着压气机进一步节流到 RS 状态, LEVs 的有序传播被破坏, 如图 13 中 RS 工况下静压和熵分布。其中 S/S_{max} 为做归一化处理的熵大小, 表示本地熵值与全局最大熵值的相对大小。在 RS 工况下, LEV 的数量变为 25, 并观察到 LEVs 出现局部聚集-局部分散的分布规律。在 LEVs 聚集的局部区域, LEVs 的堵塞效应会导致局部范围流动损失显著增加。另外, 从前面分析可以指导, LEV 能够导致相应叶片负载和间隙逆流的加强, LEV 的局部聚集也加强了这种效应。因此, 此时压气机叶顶区域产生了局部堵塞更强、熵值更高的失速团, 使压气机进入失速状态。而且, 由于失速团的出现, 压气机叶顶流场出现了以转子周长为周期的长尺度扰动, 这个长尺度扰动的周向传播导致了频谱上的低频峰值, 即旋转失速频率。

5 结 论

以某台单级轴流压气机为研究对象, 通过细致的机匣壁面动态压力测量, 研究了大叶顶间隙条件下压气机被节流至失速边界的过程中流动不稳定性演化特征。另外, 通过压气机全环数值模拟阐释了与不稳定流动演变相关的非定常流动机理。得到的主要结论如下:

1) 对于大叶顶间隙压气机, 旋转不稳定性的产生能够同时通过动态压力频谱中低于 BPF 的宽频带凸起和叶片通过信号的不规则性检测到。旋转不稳定性从最高效率点之前的大流量工况即开始产生, 直至失速边界。同时, 数值模拟预测得到的旋转不稳定性与旋转失速的频谱特征与测试结果相吻合。

2) 结合动态压力测量和数值模拟结果, 发现当 TLV 轨迹运动至相邻叶片尾缘时, 在 TLV 与相邻叶片表面压力分布的相互作用下 TLV 结构开始随时间发生波动, 并引入了一个沿周向传播

的短尺度扰动, 即旋转不稳定性。

3) 在近失速工况下, 压气机动叶前缘发生前缘溢流, 导致了 LEV 的产生。前缘径向涡的周期性产生、迁移和衰减导致了一个短尺度高模态的扰动沿周向传播, 这个扰动叠加在由 TLV 振荡引发的扰动上, 成为旋转不稳定性扰动的一部分, 而没有发展为失速团。

4) 随着压气机向失速工况节流, 有序传播的 LEVs 被破坏, 导致了 LEVs 出现局部聚集-局部分散的分布。几个相邻的叶片在局部聚集 LEVs 的影响下负载增强, 间隙逆流增强, 从而导致了局部堵塞更强、熵更高的失速团的产生。

参考文献:

- [1] MOORE F K, GREITZER E M. A theory of post-stall transients in axial compression systems: Part I development of equations[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1986, 108(1): 68-76.
- [2] CAMP T R, DAY I J. A study of spike and modal stall inception in a low-speed axial compressor[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1998, 120(1): 393-401.
- [3] RIGHI M, PACHIIS V, KONOSY L, et al. Three-dimensional through-flow modelling of axial flow compressor rotating stall and surge[J]. *Aerospace Science and Technology*, 2018, 78: 271-279.
- [4] MZDOUGALL N M, CUMPSTY N A, HYNES T P. Stall inception in axial compressor[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1990, 112(1): 116-125.
- [5] GARNIER V H, EPSTEIN A H, GREITZER E M. Rotating waves as a stall inception indication in axial compressors[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1991, 113(2): 290-302.
- [6] WEICHART S, DAY J. Detailed measurements of spike formation in an axial compressor[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2014, 136(5): 051006.1-051006.9.
- [7] KHALEGHI H. Stall inception and control in a transonic fan: Part A rotating stall inception[J]. *Aerospace Science and Technology*, 2015, 41: 250-258.
- [8] LI Jichao, GENG Shaojuan, DU Juan, et al. Circumferentially propagating characteristic dominated by unsteady tip leakage flow in axial flow compressors[J]. *Aerospace Science and Technology*, 2019, 85: 529-543.
- [9] ZHANG Haideng, YU Xianjun, LIU Baojie, et al. Using wavelets to study spike-type compressor rotating stall inception[J]. *Aerospace Science and Technology*, 2016, 58: 467-479.
- [10] BERGNER J, KINZEL M, SCHIFFER H P. Short length-scale rotating stall inception in a transonic axial compressor: experimental investigation[R]. ASME Paper GT2006-90209, 2006.
- [11] BIELA C, MULLER M W, SEHIFER H P, et al. Unsteady pressure measurement in a single stage axial transonic compressor near the stability limit[R]. ASME Paper GT2008-50245, 2008.
- [12] HAH C, VOGES M, MUELLER M, et al. Characteristics of clearance flow instability in a transonic compressor[R]. ASME Paper GT2010-22101, 2010.
- [13] DHINGRA M, NEUMEIER Y, PRASAD J V R, et al. A stochastic model for a compressor stability measure[J]. *Journal of Engineer-*

- ing for Gas Turbines and Power, 2007, 129(3): 730-737.
- [14] LIU Yuan, DHINGRA M, PRASAD J V R. Active compressor stability management via a stall margin control mode[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2010, 132(5): 730-737.
- [15] CHRISTENSEN D, CANTIN P, GUTZ D, et al. Development and demonstration of a stability management system for gas turbine engines[J]. Journal of Turbomachinery, 2006, 130(3): 031011.1-031011.9.
- [16] YOUNG A, DAY J, PULLAN G. Stall warning by blade pressure signature analysis[J]. Journal of Turbomachinery, 2011, 135(1): 011033.1-011033.10.
- [17] HOEGER M, LAHMER M, DUPSLAFF M, et al. A correlation for tip leakage blockage in compressor blade passages[J]. Journal of Turbomachinery, 2000, 122(2): 426-432.
- [18] 赖生智, 吴亚东, 田杰, 等. 不同叶顶间隙下压气机旋转不稳定性特性[J]. 上海交通大学学报, 2020, 54(3): 265-276.
LAI Shengzhi, WU Yadong, TIAN Jie, et al. Rotating instability characteristics in compressor with different tip clearance[J]. Journal of Shanghai Jiao Tong University, 2020, 54(3): 265-276. (in Chinese)
- [19] WANG Zhiqiang, LU Bo, LIU Jianxin, et al. Numerical simulation of unsteady tip clearance flow in a transonic compressor rotor[J]. Aerospace Science and Technology, 2018, 72: 193-203.
- [20] DAY I J. Stall, surge and 75 years of research[J]. Journal of Turbomachinery, 2016, 138(1): 011004.1-011004.16.
- [21] MARZ J, HAH C, NEISE W. An experimental and numerical investigation into the mechanisms of rotating instability[R]. ASME Paper 2001-GT-0536, 2001.
- [22] 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.
- [23] INOUE M, KUROMARU M, YSHIDA S, et al. Effect of tip clearance on stall evolution process in a low-speed axial compressor stage[R]. ASME Paper GT2004-53354, 2004.
- [24] YAMADA K, KIKUDA H, FURUKAWA M, et al. Effects of tip clearance on the stall inception process in an axial compressor rotor[R]. ASME Paper GT2013-95479, 2013.
- [25] ECK M, GEIST S, PEITSCH D. Physics of prestall propagating disturbances in axial compressors and their potential as a stall warning indicator[J]. Applied Sciences, 2017, 7(3): 285-299.
- [26] LIU M J, HOLSTE F, NEISE W. On the azimuthal mode structure of rotating blade flow instabilities in axial turbomachines[R]. AIAA 96-1741, 1996.
- [27] 王昊, 吴亚东, 欧阳华. 低速轴流压气机旋转不稳定性数值研究[J]. 工程热物理学报, 2019, 40(3): 551-558.
WANG Hao, WU Yadong, OUYANG Hua. Numerical investigations of instability in a low speed axial compressor[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2019, 40(3): 551-558. (in Chinese)
- [28] JEONG J, HUSSAIN F. On the identification of a vortex[J]. Journal of Fluid Mechanics, 1995, 285: 69-94.

(编辑: 王碧琚)