

某跨声速轴流压气机失稳过程试验

潘天宇^{1,2}, 贺雷^{1,2}, 李志平^{1,2}, 李秋实^{1,2}

(1. 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;
2. 先进航空发动机协同创新中心, 北京 100191)

摘 要: 为了深入认识高负荷单级跨声速轴流压气机的失稳过程,揭示其不稳定流动现象的发生、发展及其诱导压气机失稳的物理本质,针对某单级跨声速轴流压气机开展试验研究,对整个失稳过程进行了大量稳态和动态试验测量.通过对低通滤波和FFT (fast Fourier transform)变换分析,结果表明:对于静子叶根负荷高的压气机,在失稳过程中,静子叶根区域首先出现大幅值、轴对称的轴向低频扰动,此时,该压气机50%叶高以下的加功能力有所下降,但整机并未完全失稳.由于该扰动具有频率低、轴对称、幅值大等典型特征,因此,将这一独特现象定义为局部喘振.随着流量进一步降低,该低频扰动会沿轴向和径向传播,最终发展到全叶高,此后,该低频扰动在转子叶尖区域诱发出旋转失速团,随着其快速周向传播,最终导致压气机完全失稳.

关 键 词: 失稳过程; 局部喘振; 低频扰动; 失速团; 跨声速压气机

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Experiment on the instability process in a transonic axial compressor

PAN Tian-yu^{1,2}, HE Lei^{1,2}, LI Zhi-ping^{1,2}, LI Qiu-shi^{1,2}

(1. 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;

2. Collaborative Innovation Center for Advanced Aero-Engine, Beijing 100191, China)

Abstract: To fully understand the instability process and reveal the occurrence, development and essence of the unstable flow phenomena of a one-stage transonic axial compressor with high loading, experimental investigation was carried out with both steady and dynamic measurements. The analysis was performed by the original signal, the filtering and the FFT (fast Fourier transform) method. The results showed that the low frequency axisymmetric disturbance appeared firstly at the stator hub during the instability process. At that time, there was a decrease in the performance below 50% span of the compressor. But the compressor could still be operated. Meanwhile, considering the features such as low frequency, axisymmetry, large amplitude, this kind of unstable flow phenomena, named as partial surge, is identified. Then, the disturbance spread axially and radially with the further decrease of the mass flow. Next, this disturbance extended to the full span. Finally, it led to the stall cells at the rotor tip region, indicating the compressor reached the instability boundary.

收稿日期: 2014-01-21

基金项目: 国家自然科学基金(51176005)

作者简介: 潘天宇(1989—),男,北京人,博士生,主要从事叶轮机械流动不稳定性研究.

通讯作者: 李志平(1975—),男,四川宜宾人,副教授,博士,主要从事叶轮机械气动热力学、非定常流动机理及控制方法研究.

E-mail: leezip@mail. tsinghua. edu. cn

Key words: instability process; partial surge; low frequency disturbance; stall cells; transonic compressor

压气机的不稳定现象是当前压气机研究工作的一个热点研究问题,主要包括旋转失速和喘振. 由于两者的存在,使得压气机压比和效率的提升受到了严重制约. 为了推迟旋转失速和喘振的发生,首先要对压气机的失稳过程进行了解和分析^[1]. 在早期的研究工作中,Emmons 等^[2]首次提出失速沿着叶片排的传播机理并建立了最初的失速起始模型. Greitzer, Moore 等^[3-6]在 Emmons 理论模型基础上,从压缩系统稳定性的角度出发,建立了比较完整的压缩系统稳定性模型即 M-G (Moore-Greitzer)模型. 1990 年 McDougall 等^[7]首次在试验中证明了 M-G 模型所预测的失速初始扰动,并将这种扰动命名为模态波(modal wave). Garnier 等^[8-9]在 2 台低速轴流压气机上同样发现了模态波扰动,并在理论上推导出模态波扰动理论表达式. Day 等^[10-12]在试验中发现了与 Emmons 模型相对应的突尖波(spike). 1998 年 Camp, Day^[13]针对低速轴流压气机的失稳过程进行了系统的研究并总结出了由总压特性和动叶临界攻角的关系来判断失速扰动类型的简化模型. 在此之后,Mailach 等^[14]对轴流压气机近失速状态下的不稳定流动现象进行了总结并指出了一种新的多个小失速团扰动(muticell disturbance). 这种不稳定流动现象外在表现同样是小尺度的扰动,与突尖波类似,但是又不同于模态波和突尖波的不稳定流动现象.

陆亚钧等^[15]在跨声速轴流压气机旋转失速机理研究过程中发现了一种新的低频不稳定流动现象,并对这一现象进行了初步研究,指出转子叶根处和叶尖处分离区宽度由宽变窄再到宽的这一过程发生频率为 18 Hz. 在叶根处分离区宽度由窄变宽,速度平均值由大变小时,叶尖处分离区宽度却由宽变窄,速度平均值由小变大. 同时提出这一不稳定现象对于旋转失速的发生有一定的影响. Day 等^[16]在文章中论述了除去目前国内外认可的扰动形式之外,还可能存在低频扰动. 2009 年,脱伟等^[17]在文章中也提到这种低频扰动,认为该扰动为速度径向脉动. 2010 年,宋浩飞^[18]认为该种低频扰动是发生于叶根的大尺度模态波. 对于单级串列静子跨声速轴流压气机产生旋转失速的物理机制众说纷纭,学术界也难以形成统一的认识. 虽然之前的研究中也学者提出了低频

扰动,但并未阐述低频扰动发生、发展并最终诱导压气机失稳的整个过程.

因此,本文针对某单级跨声速轴流压气机的失稳过程开展试验研究. 选取巡航转速范围内的 88%额定转速作为试验转速,重点分析高负荷单级跨声速轴流压气机的失稳过程的流动特征,揭示低频扰动的发生、发展,及其诱导压气机失稳的物理本质. 为推迟旋转失速或喘振的发生等拓稳工作提供基础性理论参考和试验依据.

1 试验设备及方案介绍

1.1 跨声速压气机试验台

本文试验是在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跨声速压气机试验台上进行的,跨声速压气机试验台简图如图 1 所示,试验件为 1 台单级跨声速轴流压气机(以下简称压气机),具体设计参数如表 1 所示.

整个试验过程是从压气机峰值效率点开始,通过缓慢调节排气节流阀来控制排气面积从而对压气机出口进行节流,当压气机进入完全失稳状态后迅速打开排气节流阀,使压气机快速退出失稳状态. 在此过程中,通过调节燃气发生器的油门大小来控制试验段压气机工作转速,保证整个试验过程中压气机始终处于 88%额定转速(即 19360 r/min)条件下工作.

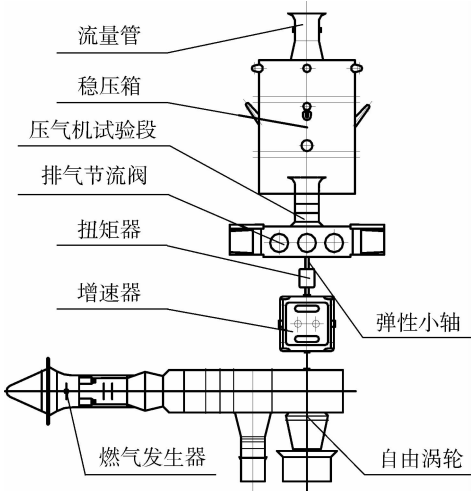


图 1 跨声速压气机试验台

Fig.1 Transonic compressor test rig

表 1 压气机设计参数
Table 1 Design parameters of compressor

设计参数	数值
设计转速/(r/min)	22 000
设计压比	1.6
设计效率	0.84
设计流量/(kg/s)	13.5
转子叶片数	17
串列静子前/后排叶片数	29/29
转子叶尖切线速度/(m/s)	451

1.2 试验方案及测点布置

本试验中测量参数除流量是在图 1 所示的流量管处测试之外,其余参数均是在压气机试验段上测量.其测点布置如图 2 所示,转子转动方向从进口方向观测为顺时针方向,其中图 2(a)为各个测点沿压气机轴向分布图.图中,截面 0 为进口总压测量截面,利用 1 支稳态总压梳来测量压气机进口径向总压分布;截面 1 沿周向均匀布置 4 支动态壁面静压传感器(如图 2(b)),用于监测转子叶尖壁面静压;截面 2 沿周向均匀布置 3 支贴附型热膜传感器(如图 2(c)),用于监测静子出口叶根总压脉动信号;截面 3 在 5%叶高位置处放置 2 支动态总压传感器(如图 2(d)),用于测量静子出口 5%叶高处的总压信号;截面 4 放置 2 支稳态总压梳(如图 2(e)),用于测量压气机出口径向总压分布.这种试验测点布置方案,既能捕捉轴向低频扰动的传播,也能捕捉周向旋转失速团的发展.

对于试验数据,本文采用滤波和 FFT 分析,

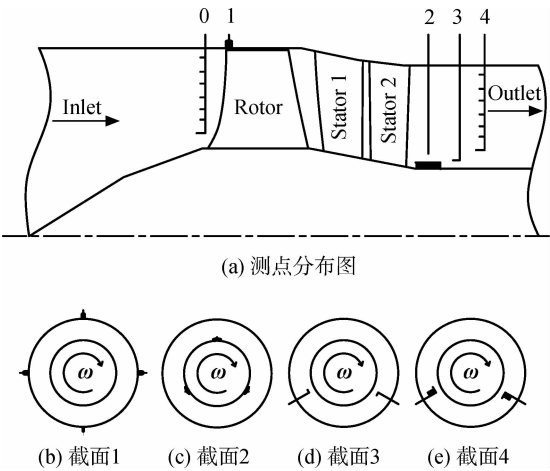


图 2 跨声速压气机试验台测点布置图
Fig. 2 Measurement points configuration of transonic compressor test rig

滤波主要目的是滤掉转子叶片通过频率、转子转动频率等,便于不稳定流动信号的分析 and 辨识. FFT 分析主要目的是频域分析,找到压气机失稳整个过程中不稳定流动信号的特征频率.同时,为了详细研究整个失稳过程并排除偶然因素,在上述试验方案下,共完成了 5 次试验测量.在这 5 次试验中,压气机失稳过程、不稳定流动现象的频率及其发生、发展过程基本一致.具体试验结果及分析如下文所述.

2 试验结果及分析

图 3 给出了压气机 88%额定转速下流量-压比特性曲线,其中横坐标为流量($\dot{m}$),纵坐标为压气机压比(π).图中,实线为压气机总压特性线,虚线为失稳边界,10.8 kg/s 为该转速下的设计流量点,随着进一步节流,压气机在 10.3 kg/s 左右完全失稳,而本文重点讨论的现象会在 10.6 kg/s 左右(图中三角形点)发生.

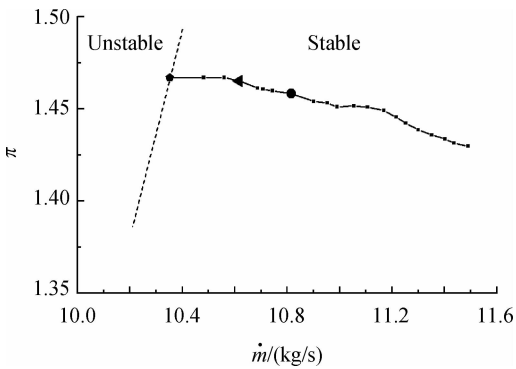


图 3 压气机流量-压比特性曲线
Fig. 3 Mass flow-pressure ratio performance curve of compressor

图 4 为压气机不同叶高区域流量-压升特性图,横坐标为流量,纵坐标为压升系数(C),图中沿横轴负方向描述的是节流过程.

由图 4 中压气机叶尖、叶中、叶根区域压升系数随流量的变化规律可知:在起始时,3 个区域的压升系数随流量的减少同时升高;随着流量降低,首先在叶根区域出现压升系数下降,叶中区域压升系数基本保持不变,而叶尖区域继续升高;随流量进一步下降,整个叶高区域压升系数全部下降.由此可将整个失稳过程分为 3 个阶段:①第 1 阶段,流量从 10.81 kg/s 减少至 10.61 kg/s 范围内,整个叶高压升系数均明显升高,此阶段定义为压气机稳定工作阶段;②第 2 阶段,流量从 10.61 kg/s 减少至 10.35 kg/s 范围内,叶尖区域压升系

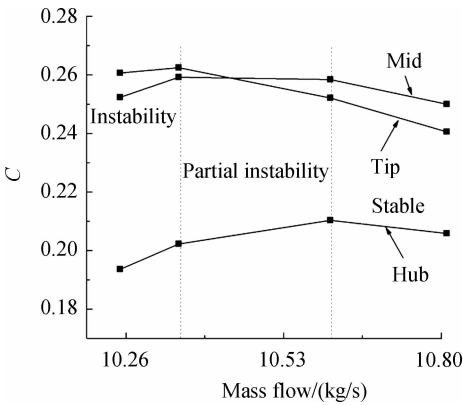


图 4 压气机不同叶高区域流量-压升特性图
Fig. 4 Mass flow-pressure rise coefficient performance curves of the compressor in different span

数仍然有所升高,叶中区域基本保持不变,而叶根区域压升系数开始下降,此阶段定义为压气机局部不稳定流动工作阶段;③第 3 阶段,流量从 10.35 kg/s 减少至 10.25 kg/s 范围内,整个叶高范围内压升系数均明显下降,此阶段定义为压气机全叶高不稳定流动工作阶段. 上述 3 个阶段中,2 个分界点的流量为 10.61 kg/s 和 10.35 kg/s,这 2 点分别对应转子转数第 500 转和第 1200 转.

2.1 叶根区域不稳定流动现象

在压气机近失速工作状态下,流量下降到 10.61 kg/s (即第 500 转) 时,静子叶根区域出现了一种低频轴向总压或速度亏损;随着流量的不断下降,这种扰动信号逐渐发展成连续的大幅值、轴对称低频总压或速度脉动.

图 5 为静子出口热膜传感器采集到的动态速度信号经过 20 Hz 低通滤波得到的波形图. 其中横坐标为转子转动转数,纵坐标为量纲一速度 V' . 由上文分析可知,只是在压气机局部不稳定流动工作阶段(第 2 阶段),叶根区域不稳定流动现象才出现并发展. 因此,着重对 0~1200 转的信号进行分析,去分析低频扰动的产生及发展过程. 从图 5 中可以看出,在 0~400 转范围内,该低频信号只出现几个小幅值无规律波动,并未出现明显低频扰动;在 400~950 转范围内,该低频扰动首次出现且幅值较大,之后又陆续出现几个连续的大幅值低频扰动波形,但此时低频扰动在周向上并不是轴对称的(如图 6),从波形分布看,有可能是静子通道出口叶根处总压亏损或是轴向速度亏损;950 转之后,可以观察到上述低频扰动已经发展成连续的低频扰动. 除此之外,还对 3 个热膜传感器动态速度信号进行对比,如图 6 所示,垂直

于横轴的虚线表示同一转数(也就是同一时刻). 由图 6 可知:在 0~950 转范围内,图中 3 个扰动信号并不存在一致性,由此说明,该低频扰动在开始出现、发展过程中周向上并不存在必然的联系;然而在 950 转之后,图中 3 个扰动信号呈现出了明显的轴对称性,同时也呈现出明显的脉动周期性,从而表明周向不同位置发生的轴向速度亏损是同步的. 图 7 中所给出的总压传感器的结果同样表明:该低频扰动信号最终在周向上具有一致性,从而说明该低频扰动现象在 950 转之后已经发展完全,这同时也否定了这种不稳定扰动是模态波的可能.

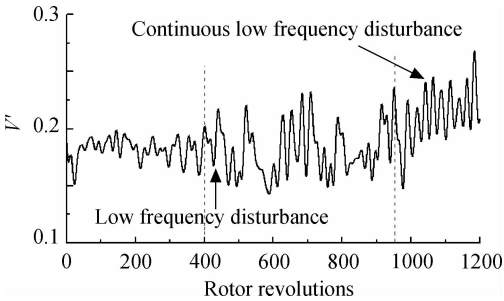


图 5 热膜传感器试验数据
Fig. 5 Test data of hot-film

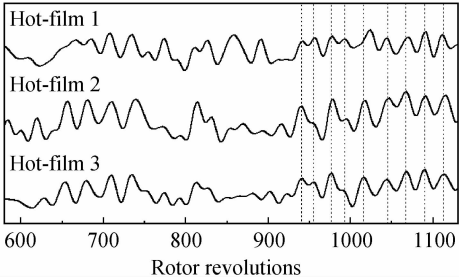


图 6 3 个热膜传感器信号对比
Fig. 6 Comparison of three hot-films' signal

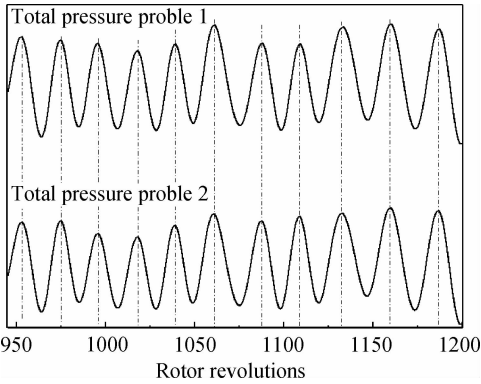


图 7 2 个总压探针信号对比
Fig. 7 Comparison of two total pressure probes' signal

对该第 2 阶段热膜传感器原始信号进行 FFT 分析得到的结果如图 8 所示,从图中可以明显得到 2 个不同频率的信号:14 Hz 和 325 Hz. 而后者明显为转子转动频率,因此 14 Hz 应为上文所述低频扰动的特征频率值,约为转子转动频率的 4%.

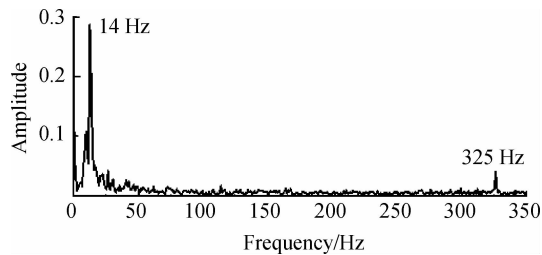


图 8 热膜传感器试验动态速度信号数据快速傅里叶变换结果

Fig. 8 FFT results of hot-films' dynamic velocity singals

综上可知,压气机级大幅值低频不稳定扰动首先表现为单个静子通道的轴向速度或总压亏损,并且扰动信号并没有向周向传播. 随着流量的下降,该低频扰动逐渐增强并最终演化成一种连续的大幅值、轴对称低频不稳定流动现象.

2.2 叶尖区域不稳定流动现象

在 88% 额定转速工况下,压气机转子叶尖相对马赫数大于 1,叶根处相对马赫数小于 1,为典型的跨声速工作状态. 在第 2 阶段(压气机局部不稳定流动工作阶段),静子叶根出口已经检测到低频不稳定流动现象. 随着流量继续下降,压气机进入全叶高范围不稳定流动工作阶段. 本小节将研究哪种不稳定流动现象最终导致压气机全叶高失稳. 在第 3 阶段,如图 9,对布置在转子叶尖前缘壁面静压传感器采集到的静压信号进行 FFT,图中可以清晰看出此压力信号主要由 14, 192, 325 Hz 三种不同频率信号构成. 其中 325 Hz 的信号同上文,为转子转动频率;而 192 Hz 在第 2 阶段并没有出现,由此可以说明这一高频信号为第 3

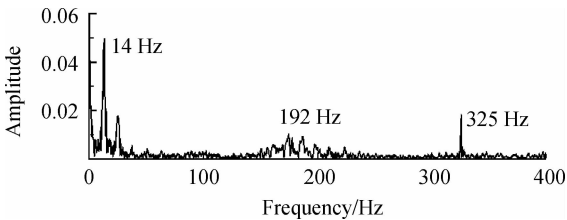


图 9 转子叶尖静压信号快速傅里叶变换结果

Fig. 9 FFT of static pressure signal from rotor tip region

阶段出现的叶尖区域不稳定流动信号;对于 14 Hz 的低频信号,本文认为这一信号是叶根区域低频扰动沿轴向和径向传播引起的叶尖区域不稳定流动现象,在下一节详细描述了叶根区域低频扰动的传播过程.

2.2.1 转子叶尖区域低频不稳定流动现象

首先对该信号进行 20 Hz 低通滤波,如图 10 所示. 从图中可以看出在 620 转(第 2 阶段)之前,信号未出现明显脉动,说明在此之前,转子叶尖区域流动一直处于稳定状态,并未出现低频不稳定流动现象;当转子转数超过 620 转之后,低频扰动信号开始出现,幅值很小,在起始阶段该低频扰动并不稳定,直到转子转数超过 1300 转(第 3 阶段)后,该扰动才逐渐趋于稳定,与此同时,该扰动幅值也随时间推移而增长. 这一结果表明转子叶尖区域同样出现了低频扰动现象,该现象同叶根区域低频扰动现象相似,同样具有一个逐渐的发展过程,并最终演变成一种低频大幅值的不稳定流动现象,但转子叶尖区域的低频扰动出现比静子叶根低频扰动要晚.

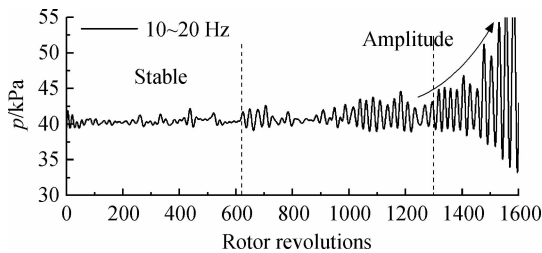


图 10 10~20 Hz 滤波后的静压信号

Fig. 10 Static pressure signal fileter by 10-20 Hz band

2.2.2 转子叶尖区域高频不稳定流动现象

从上文可知,转子叶尖区域不稳定信号不仅包含 14 Hz 低频信号,同时还存在 192 Hz 的高频信号. 因此本文除对其进行 10~20 Hz 滤波分析外,还进行了 150~200 Hz 滤波分析,如图 11 所示. 由于转子叶尖区域压升系数在压气机全叶高不稳定流动阶段(第 3 阶段)才出现下降,并且经过分析可知,转子叶尖区域在前 2 个阶段并未出现高频扰动,因此,图中只列出了压气机全叶高不稳定流动阶段(第 3 阶段)的数据. 从图中可以观察到,当转子转数到达 1500 转时,转子叶尖区域测得了一个高频大幅值扰动信号,这一信号出现 10 转后幅值迅速下降,并在此之后 60 转范围内并未出现明显变化. 但当转子转数超过 1575 转后,该高频扰动再次出现,且扰动幅值

迅速放大并呈现出周期性规律,压气机进入全叶高失稳状态.

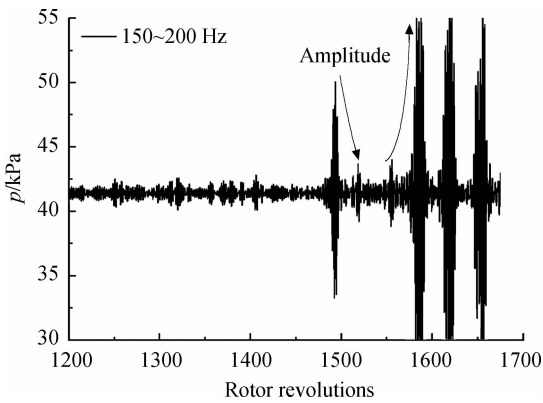


图 11 转子叶尖旋转失速扰动

Fig. 11 Rotating stall disturbance at rotor tip region

该扰动究竟是如何产生并发展的呢?通过机匣壁面周向均布的 4 支动态壁面静压传感器(P1~P4)所监测到的动态静压信号能够发现其演变规律,具体结果如图 12 所示.

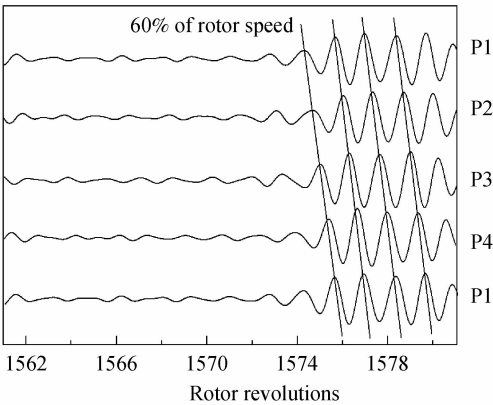


图 12 转子叶尖旋转失速团的生成与发展

Fig. 12 Generation and development of rotating stall cells at rotor tip regions

图 12 中横坐标为转子转动转数,此处给出了 1560~1580 转的数据,纵坐标为量纲归一化之后的静压信号幅值.自上至下依次列出了传感器 P1~P4 的数据,为了方便观察周向传播的连续性,在 P4 下面又重复列出了 P1 的数据.从图中的波形可以明确看出,流场中扰动在 1 转左右的时间内沿 P1—P2—P3—P4—P1 的方向(与转子旋转方向相反)周向传播,同时其幅值不断增加.并且在 1~2 转之内充分发展,由此基本证明该高频大幅值扰动即为旋转失速团诱发的大尺度静压脉动.此时,压气机进入全叶高旋转失速状态,也

能合理解释为何压气机全叶高范围均失去加功能力.

2.2.3 转子叶尖区域高、低频不稳定流动现象之间的关系

在压气机进入失稳状态时转子叶尖区域同时存在 14 Hz 低频扰动和旋转失速团,为明确 14 Hz 低频扰动和旋转失速团之间的联系,对这两种不稳定信号进行对比分析,如图 13 所示.由于第 1 个旋转失速团出现在 1500 转,因此为了方便观察两者之间的联系,这里只列出了 1480 转之后的数据.

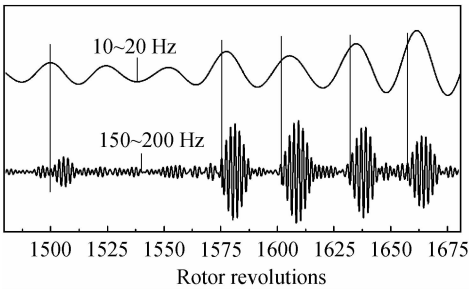


图 13 10~20 Hz 与 150~200 Hz 信号对比图

Fig. 13 Comparison of 10~20 Hz filter result and 150~200 Hz filter result

经过两者对比可以明确观察到 2 种现象:一是转子叶尖区域首次出现旋转失速扰动时,该扰动并没有迅速发展.同时,转子叶尖区域低频扰动幅值也基本保持稳定.经过 75 转,当旋转失速扰动再次出现时,其幅值放大了约 7 倍,并且此时低频扰动幅值也明显增大;二是无论旋转失速团出现之后是否继续发展,都可以明确旋转失速扰动出现于低频扰动波形上升接近波峰位置处.对于产生上述这两种现象,本文认为转子叶尖区域低频扰动直接影响转子叶尖轴向进气速度,由于试验中压气机处于恒定转速下工作,因而低频扰动直接影响压气机转子叶尖进气攻角,从而决定转子叶尖是否会出现叶背大分离现象,进而诱发旋转失速团的生成.进一步分析 2 种扰动的幅值随时间的变换(如图 14 所示)可以看出:转子叶尖低频扰动信号幅值在 1500 转是突然增大而后减小,但增大幅度较小.此时,与之相对应的旋转失速扰动幅值同样先增后减,在 1575 转时,低频扰动幅值再次大幅增大,从而诱发旋转失速扰动幅值相应大幅增大.由此可以充分说明转子叶尖区域低频扰动诱发了转子叶尖旋转失速团的生成与发展.

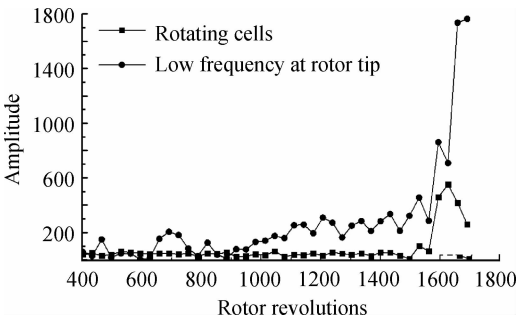


图 14 14 Hz 与 192 Hz 信号幅值对比
Fig. 14 Comparison of the amplitude of both 14 Hz and 192 Hz disturbances

2.3 低频扰动的传播过程及诱发原因

2.2.3 节已经表明,转子叶尖区域低频扰动的发生晚于静子叶根区域低频扰动,本小节主要研究静子叶根区域 14 Hz 低频扰动的传播过程.研究发现:①叶根区域低频扰动现象最早出现于 400 转左右(如图 5),而转子叶尖区域首次低频扰动现象却出现在 600 转左右(如图 10),相比而言,静子叶根区域低频扰动现象要早于转子叶尖区域 200 转发生;②叶根区域低频扰动现象连续发生时间也优先于转子叶尖区域.接下来针对两种低频扰动幅值随时间的变换进行对比,如图 15 所示.

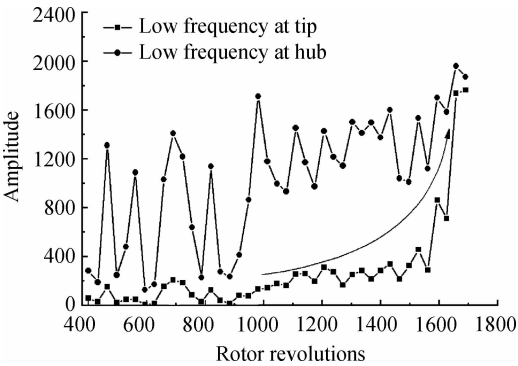


图 15 静子叶根和转子叶尖低频信号幅值对比
Fig. 15 Comparison of the amplitude of low-frequency disturbances at rotor tip and stator hub

由图 5 中两个低频信号幅值对比可知:在 950 转之前,静子叶根区域低频扰动现象幅值变化较大,而在 950 转之后这一幅值明显趋于稳定,结合 2.1 节分析结果更进一步说明静子叶根区域低频扰动现象是一种逐渐演变形成的大幅值扰动物理现象;与此同时,可以观察到转子叶尖区域低频扰动幅值在 900 转之后不断增长,其变化趋势与静子叶根区域扰动幅值变化趋势近似一致,并

且最终两者幅值极为接近,这一过程可以说明转子叶尖区域低频扰动现象是由静子叶根区域低频扰动发展的.随着压气机流量的减小,静子叶根区域低频扰动对转子叶尖区域的诱发作用愈发明显,使得转子叶尖区域低频扰动的幅值增加,最终在全叶高范围形成低频不稳定流动.因此,可以充分说明转子叶尖区域出现的低频扰动是叶根区域低频扰动沿轴向和径向传播发展的结果.虽然随着流量下降,该叶根区域低频扰动现象会逐渐发展至全叶高区域,但是这种扰动在起始阶段只发生在 50% 叶高以下区域,并且该扰动具有频率低、幅值大、轴对称等典型特征,与喘振现象的物理特征相似,因此,本文将这种发生在叶根区域的不稳定流动现象称为局部喘振.

针对上述现象并结合本试验压气机特点,本文认为局部喘振现象起始于压气机局部不稳定流动工作阶段,此阶段静子叶根区域出现大的角区分离,静子叶根通道严重堵塞.由压气机特性可知,角区分离特性主要与串列静子设计和转子负荷系数相关.在压气机设计中,串列静子布局相比常规叶片布局优势在于其能够承受更高的气动负荷.但是在转子高负荷系数的情况下,大加功量会使转子叶根区域可能优先出现分离或者使流体进入静子后在静子叶根区域产生严重分离,从而导致流体向周向和径向不断发展,最终诱发叶根区域低频脉动.

2.4 失稳过程

图 16 为压气机失稳过程简图.压气机整个失稳过程为:首先,在叶根区域出现了由单个静子通道不连续总压或轴向速度亏损所引起的局部喘振现象;接着,随着流量逐渐减小,其沿轴向和径向不断发展,最终在全叶高形成一种低频不稳定流动现象;流量进一步减小,转子叶尖区域低频扰动幅值不断增加,进气攻角逐渐增大,从而诱发了旋转失速团;随着其快速周向传播,最终导致压气机完全失稳.

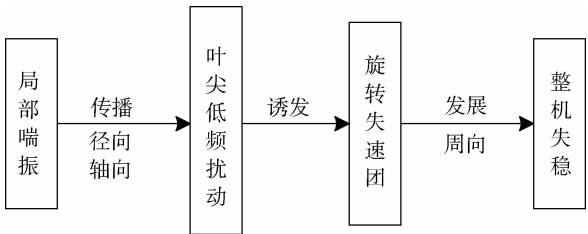


图 16 压气机失稳过程简图
Fig. 16 Schematic of instability process of compressor

3 结 论

针对高负荷压气机的失稳过程及其不稳定流动现象发生、发展及其诱导压气机失稳等现象的物理本质,在某型压气机开展试验研究,并且对该压气机稳态及动态的数据(主要是热膜传感器和壁面静压传感器测得的数据)进行分析,得出结论如下:

1) 首先分析了压气机不同叶高区域加功能力随流量下降的变化规律,并针对整个过程定义了 3 个工作阶段,初步简单分析了压气机的失稳过程. 针对第 2 阶段中出现在叶根区域的低频扰动进行了详细的描述,这种扰动具有频率低、幅值大、轴对称等特点.

2) 在压气机近失速状态下,随着流量进一步下降,叶根区域低频扰动沿轴向和径向传播,最终发展到全叶高区域. 同时,转子叶尖区域低频扰动诱导了旋转失速团的形成与发展. 而旋转失速团的出现标志着压气机进入失稳状态.

3) 分析了该型压气机的整个失稳过程,并针对这种叶根区域不稳定流动现象与喘振现象进行了对比,具有很多相似的特征,但由于这种不稳定流动现象在其发展起始阶段只影响 50% 叶高以下区域,因此将这一现象称为局部喘振.

本文初步研究了某高负荷压气机的失稳过程,并且详细阐述了不稳定流动现象的发生、发展及其诱发压气机失稳的物理本质. 同时,结合试验所用压气机的特点,本文认为该现象会发生在转子叶根高气动负荷或者有串列静子设计的跨声速压气机中.

参考文献:

[1] Paduano J D, Epstein A H, Valavani L, et al. Active control of rotating stall in a low-speed axial compressor[J]. Journal of Turbomachinery, 1993, 115(1): 48-56.

[2] Emmons H W, Pearson C E, Grant H P. Compressor surge and stall propagation [J]. Transactions of the ASME, 1955, 77(3): 455-469.

[3] Greitzer E M. Surge and rotating stall in axial flow compressors: Part I theoretical compression system model [J]. Journal of Engineering for Power, 1976, 98(2): 190-198.

[4] Greitzer E M. Surge and rotating stall in axial flow compressors: Part II experimental results and comparison with theory [J]. Journal for Engineering for Power, 1976, 98

(2): 199-211.

[5] Moore F K, Greitzer E M. A theory of post-stall transients in axial compressor systems; Part I development of equations [R]. ASME Paper 85-GT-171, 1985.

[6] Epstein A H, Ffowcs Williams J E, Greitzer E M. Active suppression of compressor instabilities [R]. AIAA 86-1994, 1986.

[7] McDougall N M, Cumpsty N A, Hynes T P. Stall inception in axial compressors [J]. Journal of Turbomachinery, 1990, 112(1): 116-125.

[8] 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): 290-301.

[9] Greitzer E M. Some aerodynamic problems of aircraft engines: fifty years after the 2007 IGTI scholar lecture [J]. Journal of Turbomachinery, 2009, 131(3): 031101. 1-031101. 13.

[10] Day I J. Active suppression of rotating stall and surge in axial compressors [J]. Journal of Turbomachinery, 1993, 115(1): 40-47.

[11] Day I J. Stall inception in axial flow compressors [J]. Journal of Turbomachinery, 1993, 115(1): 1-9.

[12] Day I J, Freeman C. The unstable behavior of low and high-speed compressors [J]. Journal of Turbomachinery, 1994, 116(2): 194-201.

[13] Camp T R, Day I J. A study of spike and modal stall phenomena in a low-speed axial compressor [J]. Journal of Turbomachinery, 1998, 120(3): 393-401.

[14] 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.

[15] 陆亚钧, 张顺林. 跨音压气机旋转失速机理及实验研究 [J]. 航空学报, 1982, 3(2): 61-71.

LU Yajun, ZHANG Shunlin. Flow mechanism experimental investigation of rotating stall in transonic compressors [J]. Acta Aeronautics et Astronautica Sinica, 1982, 3(2): 61-71. (in Chinese)

[16] 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.

[17] 脱伟, 陆亚钧, 袁巍, 等. 处理机匣激励频率对跨声速压气机性能的影响 [J]. 推进技术, 2009, 30(4): 430-433.

TUO wei, LU Yajun, YUAN Wei, et al. Effect of exciting frequency of casing treatment on transonic compressor performances [J]. Journal of Propulsion Technology, 2009, 30(4): 430-433. (in Chinese)

[18] 宋浩飞. 新型处理机匣对跨音压气机影响的实验和数值模拟研究 [D]. 北京: 北京航空航天大学, 2010.

SONG Haofei. The experiment and numerical simulation research on the influence of an innovative casing treatment on transonic compressor [D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2010. (in Chinese)