

失速团动态演变特性试验

马彩东, 吴云, 张志波, 宗豪华, 李一帆

(空军工程大学 航空航天工程学院 等离子体动力学重点实验室, 西安 710038)

摘 要: 对一台单级低速轴流压气机进行了节流特性试验,通过周向布置动态压力传感器测得了节流过程的动态压力信号,结合时域、频域及极坐标可视化的分析方法,研究了节流过程的失速团动态演变特性。结果表明:失速先兆类型为模态波失速先兆,其传播频率约为40%转子转动频率;压气机进入失速初期349.5 r时周向形成两个失速团,360 r时两个失速团合并为单个失速团,压气机进入深度失速时单个失速团重新分裂并在410 r时稳定为两个失速团;压气机退出失速的过程中,665 r时两个失速团重新合并为单个失速团,674.5 r时压气机退出失速。

关 键 词: 失速团; 节流特性; 极坐标; 动态演变; 模态波

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Experiment of dynamic evolution characteristics of stall cells

MA Cai-dong, WU Yun, ZHANG Zhi-bo,

ZONG Hao-hua, LI Yi-fan

(Science and Technology on Plasma Dynamics Laboratory,

Aeronautics and Astronautics Engineering College,

Air Force Engineering University, Xi'an 710038, China)

Abstract: The throttling characteristics of a single-stage low-speed axial compressor were experimentally investigated. Dynamic pressure signals were measured during the throttling process by dynamic pressure sensors in circumference. In order to analyze the dynamic evolution characteristics of stall cells during the throttling process, time domain analysis and frequency domain analysis were conducted combined with polar coordinate visualization. The results indicate that stall precursor type is modal wave and the frequency of modal wave is about 40% rotor rotation frequency; the compressor generates two stall cells at 349.5 r in circumference at the early stage of stall, and two stall cells merge into one at 360 r; one stall cell begins to split as the compressor runs into deep stall and splits into two stall cells at 410 r; two stall cells merge into one again at 665 r as the compressor exits stall, and finally the compressor exits the stall at 674.5 r.

Key words: stall cells; flow control characteristic; polar coordinate; dynamic evolution; modal wave

压气机是航空发动机的核心部件之一,足够的稳定裕度是压气机设计的重要性能指标。失速作为压气机最常见的内部流动失稳现象之一,会对航空发动机的稳定工作造成恶劣的影响。因此

失速特性的研究对于拓宽压气机的稳定性及提高航空发动机的性能具有重要的意义。压气机发生失速的过程中,失速团在相对坐标系中绕压气机周向反向旋转,并在不同阶段呈现出不同的失速

收稿日期:2014-03-02

基金项目:国家自然科学基金(51336011)

作者简介:马彩东(1985—),男,山西朔州人,博士生,主要从事叶轮机械气动热力学研究。

团特性,因此压气机失速团动态演变特性的研究对加深失速的认识具有重要的意义。

国内外研究人员关于失速做了大量的基础性研究工作^[1-13]. 试验研究中发现发生在失速之前会出现失速扰动信号,尖脉冲失速先兆^[1-3]和模态波失速先兆^[4-7]是两种失速先兆类型. 模态波失速先兆是一种波长为压气机环面周长数量级、幅值较小的正弦波,并在几十转的时间内发展为失速团. 尖脉冲失速先兆是一种旋转速度较高、由叶片局部效应导致的小尺度扰动,在 $2\sim 3r$ 的时间内其周向尺度和范围迅速变大并发展为二维失速团^[8]. Camp 和 Day^[9]通过试验较为系统地研究了压气机的失速起始过程,提出了确定失速先兆类型的模型. 研究表明压气机总特性线斜率为负值的区域为尖脉冲失速先兆发生区域,斜率为零或略为正值的区域为模态波失速先兆发生区域. 李军等^[10]对一台压气机的失速发展过程进行了试验研究,应用 Fourier 系数法发现失速发展过程中同时存在尖脉冲失速先兆和模态波失速先兆两种失速先兆类型. 失速团数目及周向位置作为失速团的重要特征参数对于失速的研究具有重要意义,因此国内外研究人员对其进行了大量的研究. Emmons 等^[1], Day^[4]通过在压气机周向布置传感器,并对测得的失速团压力波动应用时域分析的方法进行了研究. Levy 等^[14]、王春瑞等^[15]应用极坐标可视化的方法对失速团数目及周向位置进行了研究,研究表明该方法具有直观、准确的特点. 程晓斌^[16]根据压气机的转速并结合压气机失速的时域特征估算了失速团的数目.

本文以一台单级低速轴流压气机(以下简称压气机)为研究对象,在 100% 设计转速下进行了节流特性试验,重点分析了压气机进入失速到退出失速不同工况下的失速团特性,并通过极坐标的方法将失速团的数目及周向位置可视化,目的是获得失速团的动态演变特性,为失速的研究提供参考和依据。

1 试验装置

图 1 上半部分为压气机结构示意图,流道为轴向等面积的直环形通道,轴向进气、径向排气,轮毂直径为 400 mm,机匣直径为 600 mm. 压气机设计转速为 3 000 r/min,通过变频器可实现 $0\sim 3\,000$ r/min 变速. 压气机转子叶片数为 45,静子叶片数为 60. 设计条件下的主要性能参数如下:流量为 6.5 kg/s,总压比为 1.025. 排气段尾部的

节流阀位置可由步进电动机精确控制,通过节流阀的前后运动改变压气机的节流程程。

动态压力信号的采集选用 Kulite 高频动态压力传感器. 稳态压力信号采用压力信号变送器进行测量. 数据采集选用 16 路 USB-7646 采集卡,最高采样频率为 200 kHz,数模转换精度为 16 bit,量程为 ± 10 V.

图 1 还给出了动态压力传感器和静压测量孔的位置,其中 A_{s1} 和 A_{s2} 为静压测量孔截面, A_0 为动态压力传感器截面. A_{s1} 和 A_{s2} 截面分别沿周向均匀布置了 8 个直径为 4 mm 的静压测量孔,用于测量压气机进口和出口的平均壁面静压. A_{s1} 截面距离转子前缘为 800 mm, A_{s2} 截面距离转子尾缘为 400 mm. A_0 截面位于转子叶尖前缘 1/4 轴向弦长位置处,沿周向均匀布置 4 支动态压力传感器。

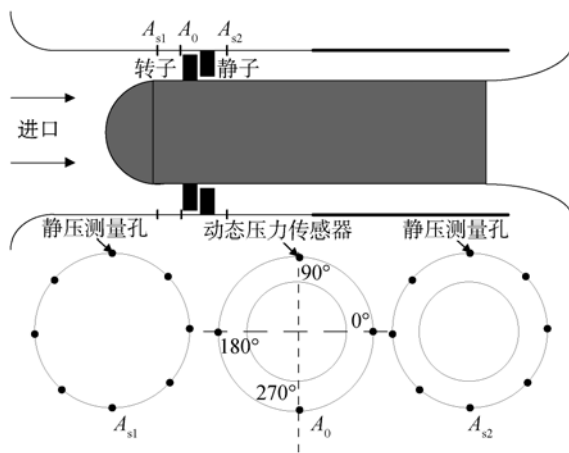


图 1 压气机结构及压力测量位置示意图

Fig. 1 Schematic of configuration of compressor and pressure measurement positions

2 试验结果与分析

2.1 节流特性试验

试验过程中调节变频器的频率,使压气机转速稳定在 100% 设计转速(即 3 000 r/min). 通过步进电动机匀速移动节流阀,使节流阀做往返运动,其运动的位置为 125 cm-136 cm-125 cm(最大流量状态-失速-最大流量状态),同时对动态压力传感器和压力信号变送器的压力信号进行采集,采样频率为 100 kHz.

图 2 为压气机转速为 3 000 r/min 时整个节流过程的节流特性. 图 2 中横坐标 ϕ 为流量系数,纵坐标 Ψ 为总静压升系数^[17]. 流量系数 ϕ 定义为

$$\phi = \frac{U_a}{U} \quad (1)$$

其中 U 为转子叶片中径处的线速度, U_a 为气流进口轴向速度. 气流进口轴向速度 U_a 的表达式为

$$U_a = \sqrt{\frac{2(p_0 - p_{s1})}{\rho}} \quad (2)$$

其中 p_0 为当地大气压, p_{s1} 为进口平均壁面静压, 由 A_{s1} 截面沿周向均匀布置的 8 个静压测量孔获得. 流量系数的计算忽略了进口管道附面层的影响. 转子叶片中径处的线速度 U 的表达式为

$$U = \frac{\pi D_m N}{60} \quad (3)$$

其中 D_m 为转子叶片中径, N 为压气机转速.

总静压升系数定义为

$$= \frac{s_2 - s_1}{s_1} \quad (4)$$

其中 p_{in} 为压气机进口总压, 本文近似为当地大气压. ρ 为当地大气密度, s_2 为出口平均壁面静压, 由 A_{s2} 截面沿周向均匀布置的 8 个静压测量孔获得.

由图 2 分析可知, 随着流量系数的减小, 压气机沿工况点 进入深度失速工作状态; 之后随着流量系数的增大压气机沿工况点 G-H 退出失速. 本文利用极坐标的方法将不同工况点的失速团数目及周向位置可视化, 进而获得压气机的失速团特性.

2.2 失速先兆类型分析

试验过程中采用准静态的动态节流方法, 通过步进电动机匀速、缓慢地控制节流阀开度^[6], 调节压气机的工作状态. 图 3 为 100% 设计转速 (即 3000 r/min) 压气机进入失速到退出失速 (节流阀

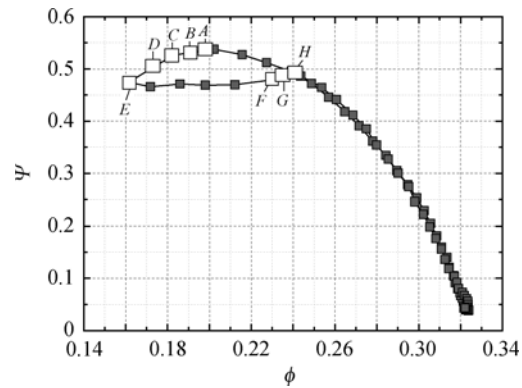


图 2 转速为 3000 r/min 时的节流特性

Fig. 2 Throttling characteristics at speed of 3000 r/min

位置为 134 cm-136 cm-134 cm) 4 个周向位置测得的动态压力信号 (4 个周向位置为 0° , 90° , 180° , 270° , 对应的动态压力传感器为 P1~P4), 横坐标采用表征失速现象特征时间尺度的转子旋转周期作为时间单位. 为了排除节流阀对压气机的影响, 在不同的节流阀移动速度下进行了压气机节流特性试验. 由于试验中节流阀由步进电动机带动, 步进电动机的转速可由每秒钟的脉冲个数所决定, 由此可计算出节流阀的移动速度. 试验中分别进行了节流阀移动速度为 6, 3, 1 mm/s 的压气机节流特性试验. 对比 3 次不同节流阀移动速度的试验结果, 其压气机特性线基本重合. 大量的试验研究表明该转速下压气机进入失速和退出失速所对应的节流阀位置基本重合, 节流阀产生的扰动对失速的影响较小, 节流阀移动速度为 6 mm/s 满足该压气机的节流特性^[8]. 由于采集的数据量较大, 选取节流阀移动速度为 6 mm/s 的试验结果进行论述.

图 4 为 320~360 r (压气机失速起始过程) 周向 4 个动态压力传感器测得的动态压力信号, 为

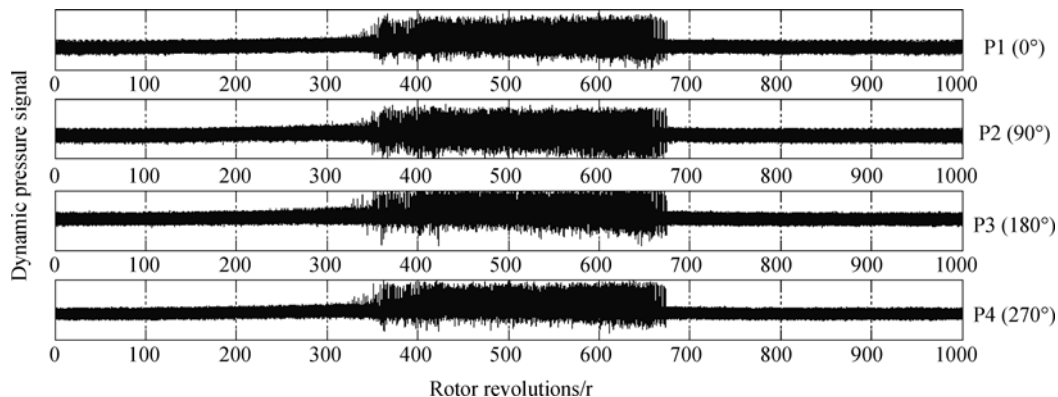


图 3 压气机节流过程的动态压力信号

Fig. 3 Dynamic pressure signal when compressor is throttled to stall

为了方便查看失速团沿周向传播的连续性,在 P4 下面列出了 P1 的动态压力信号.由 P1 的动态压力信号可知,349.5 r 时动态压力信号的幅值明显增大,压气机进入失速状态.而此前周向 4 个动态压力传感器也存在幅值较小的扰动信号,由图中可以看出 327 r 时扰动信号最先出现在 P3 附近,而 327 r 之前的动态压力信号较为平稳,由此可推断诱导压气机失速的扰动为 327 r 时出现的扰动,即失速先兆信号.图中 327~349.5 r 压气机进入失速的过程中,周向的 4 个动态压力传感器测得了沿压气机周向传播的小振幅波,经过约 22 r 发展为失速团.为了进一步对小振幅波的传播速度进行分析,对 4 个动态压力传感器 325~345 r 采集的数据进行频谱分析.数据处理中去除动态压力信号的平均分量,只对动态压力信号的脉动分量进行分析.由于扰动信号属于低频信号,一般不会高于转子转动频率的 90%^[4,12],对扰动信号进行低通滤波,去除大于 80 Hz 的扰动信号,如图 5 所示.由图 5 可以看出,动态压力信号在 80 Hz 内的频率组成主要为 20 Hz 及其倍频,由此可知

小振幅波的传播频率为 20 Hz,相当于转子转动频率的 40%.325~345 r 的数据点计算平均后所对应的压气机特性如图 2 中的 A 点所示.从图 2 中可以看出压气机在该点处总静压升特性线的斜率几乎为零.综上所述,该扰动信号的特点符合模态波失速先兆的特点,因此该压气机的失速先兆类型为模态波失速先兆.

图 6 为 345~370 r(压气机进入失速前后)4 个动态压力传感器的动态压力信号,实线为失速团沿周向的传播过程,虚线为失速小振幅波的传播过程.由上文可知 349.5 r 压气机进入失速,实线 S_1 为该时刻起失速团沿周向的传播过程,虚线 M_1 为失速前小振幅波的传播过程.由图中虚线 M_2 可知压气机失速后,依然存在沿周向传播的小振幅波.随着压气机进一步节流沿周向传播的小振幅波逐渐消失,如虚线 M_3 所示.由此可知,在失速发生的初期小振幅波与失速团同时绕压气机周向旋转,随着压气机节流程度的进一步加深,小振幅波消失,失速团的周向范围迅速增大(实线 S_4 后的区域).同时由于压气机向深度失速状态

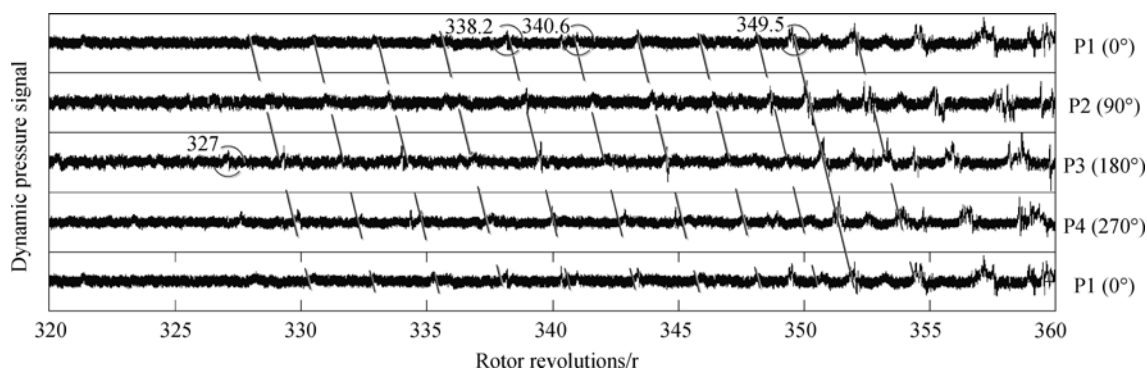


图 4 320~360 r 的动态压力信号

Fig. 4 Dynamic pressure signal at 320—360 r

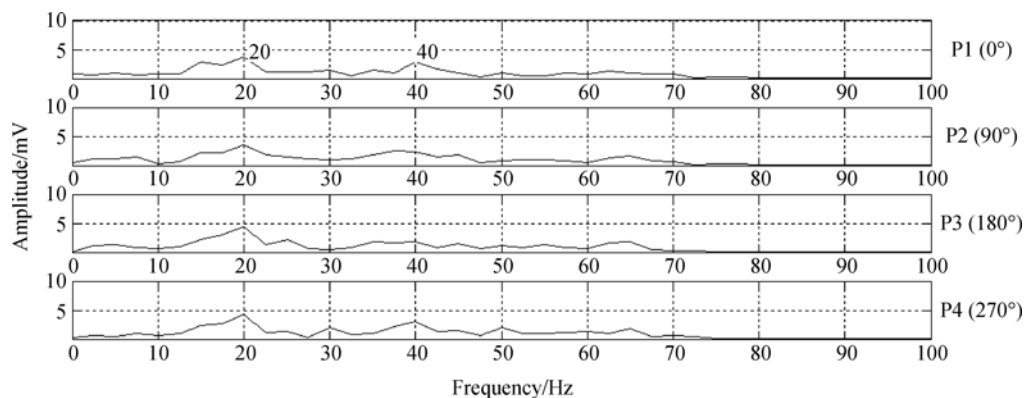


图 5 325~345 r 动态压力信号的频谱分析

Fig. 5 Frequency spectrum analysis of dynamic pressure signal at 325—345 r

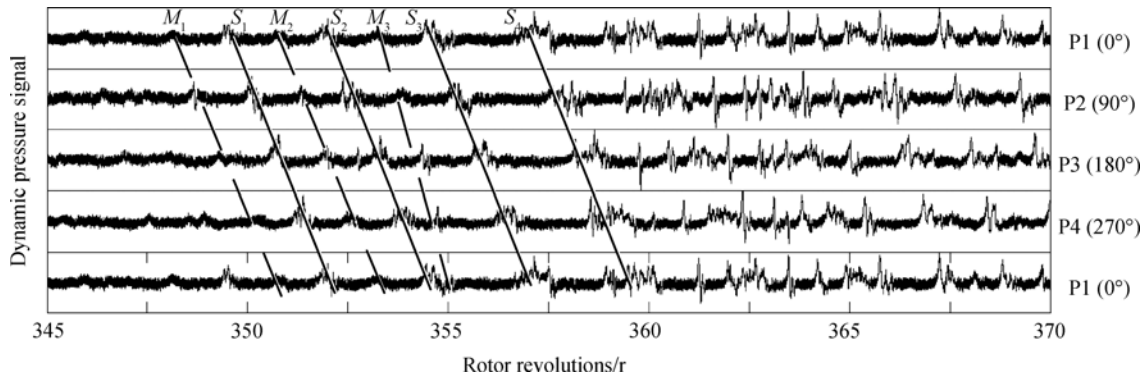


图6 345~370 r 的动态压力信号

Fig. 6 Dynamic pressure signal at 345—370 r

逼近,流场的紊乱程度增强。

2.3 失速团的演变过程分析

压气机发生失速的过程中,由于失速区总是伴随着压力的减小,因此将失速区压力场中的低压区定义为失速团^[14]。由于压气机横截面某一位置的压力时变特征与周向某一时刻的瞬时压力波动特征相似^[14-15],由动态压力波动的时间 Δt 和频率 f ,可得出相位 $\phi = 2\pi + \phi_0$ (ϕ_0 为初始相位),通过时域信号可求出对应时间 t 的动态压力信号的幅值,将动态压力信号的幅值和相位分别作为极坐标中的极径和极角绘制在极坐标中。极角代表动态压力信号的周向位置,极径 r 的长度代表时域信号幅值的大小,极径最小处的压力较小,即为失速团所在位置。为了论证极坐标方法的有效性,图7给出了不同失速团特性的极坐标图。图7(a)为455~457 r 动态压力信号的极坐标图,由图中可以清晰地看出该时段压气机周向形成两个失

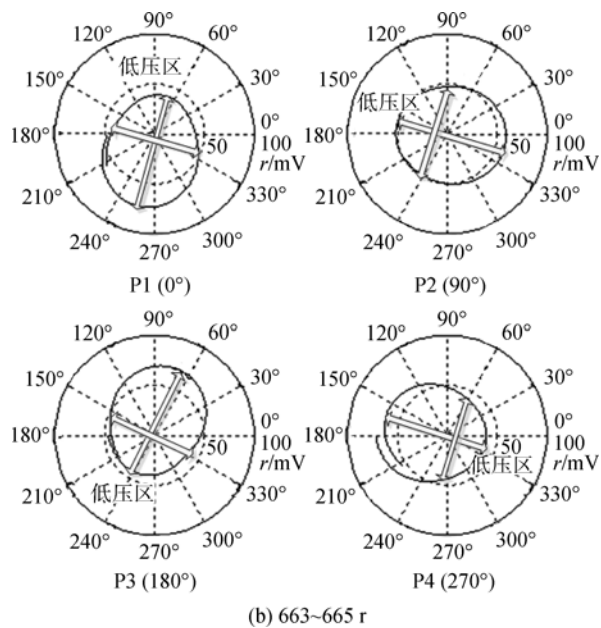
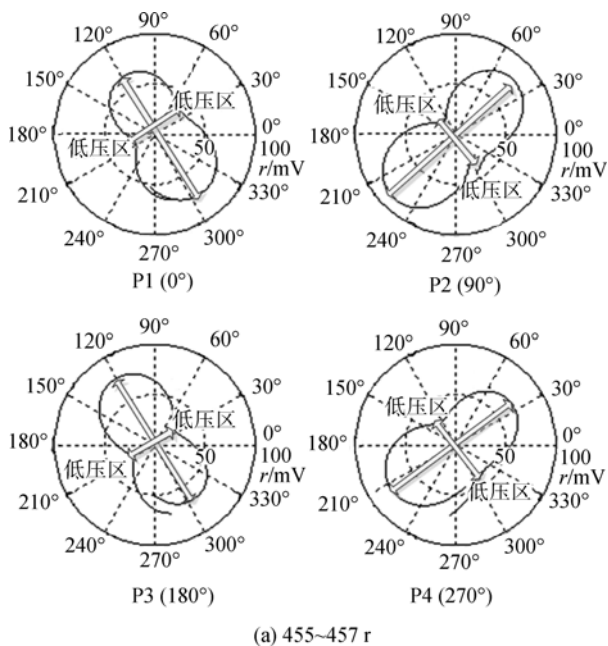


图7 动态压力信号的极坐标图

Fig. 7 Polar coordinate picture of dynamic pressure signal



(a) 455~457 r

速团,该失速团绕压气机逆时针旋转,且相邻动态压力传感器动态压力信号低压区的相位差约为 90° ,与动态压力传感器周向的相对位置一致。图中P1与P3,P2与P4动态压力信号的极坐标图基本相同,且P1与P3,P2与P4周向对称布置,因此可推断两个失速团在绝对坐标系下对称地围绕压气机周向旋转。图7(b)为663~665 r 动态压力信号的极坐标图,由图中可以看出该时段压气机周向形成单个逆时针旋转的失速团,且低压区在极坐标中的相位差约为 90° ,与动态压力传感器周向的相对位置一致。

为了进一步分析不同流量状态下的失速团特性,本文通过极坐标的方法将不同流量状态下的失速团数目及周向位置可视化。图8(a)为345~347.5 r 动态压力信号的极坐标图,由图中可以看

出此时压气机周向的动态压力信号较为平稳,只在周向的部分区域动态压力信号幅值一定程度增大.由上文的分析可知此时压气机并没有进入失速状态,动态压力信号幅值的增大是由压气机周向传播的小振幅波所引起的.图8(b)为347.5~350 r的极坐标图,该时段的压气机特性与图2中的工况点 $B(\phi_B=0.191, \Psi_B=0.531)$ 相对应,图中动态压力信号的低压区逐渐形成,压气机开始进入失速状态,并迅速发展为两个沿周向传播的失速团,如图8(c)所示.由上文分析可知349.5 r时压气机开始进入失速状态,图8更加直观地反映了压气机进入失速状态时的失速团特性.

图9(a)为356~358.5 r动态压力信号的极

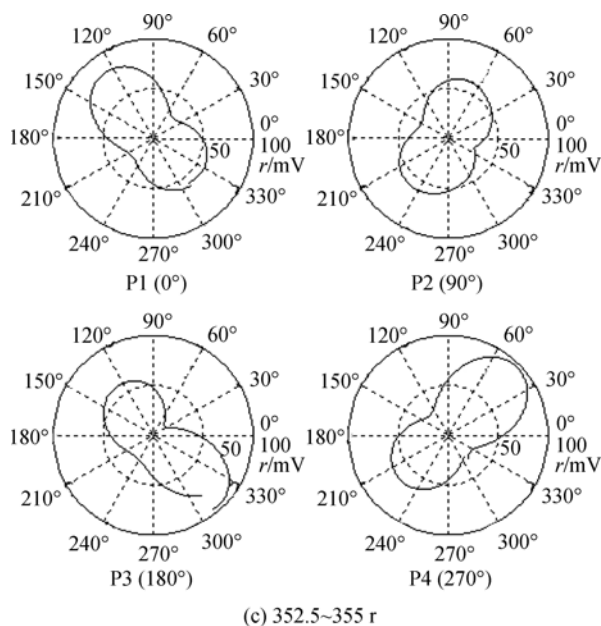
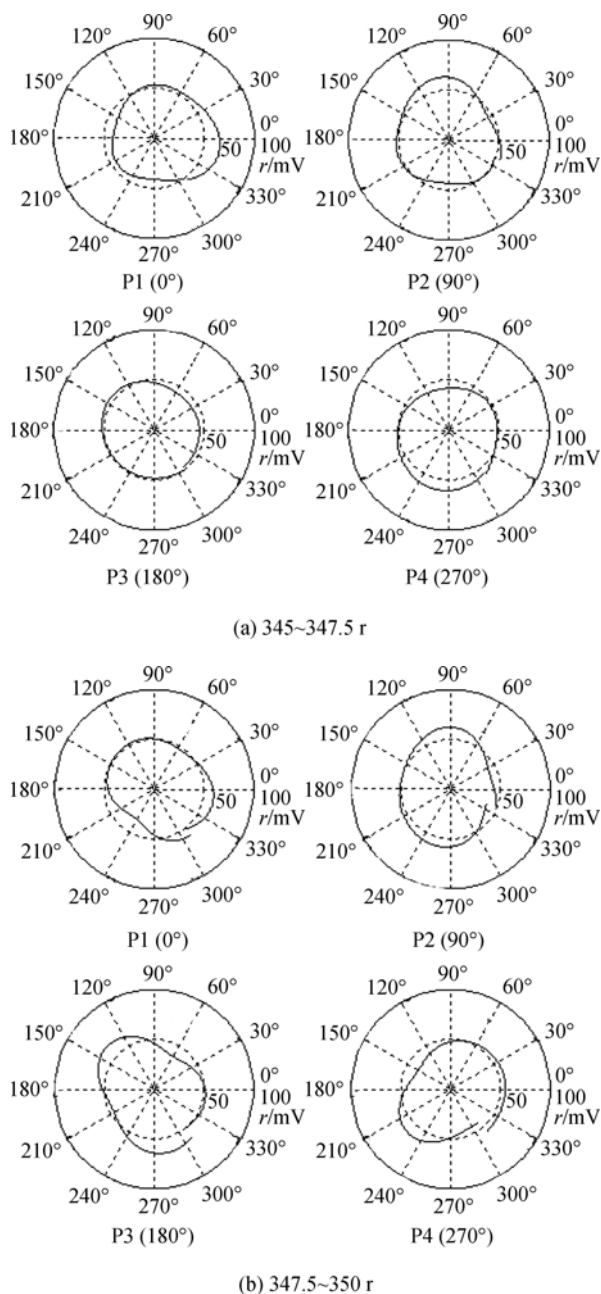


图8 345~355 r动态压力信号的极坐标图

Fig. 8 Polar coordinate picture of dynamic pressure signal at 345—355 r

坐标图,对比图8(d)可知该时段压气机周向的两个失速团开始合并,最终发展为一个失速团,如图9(b)所示,该时段的压气机特性与图2中的工况点 $(\phi=0.182, \Psi=0.526)$ 相对应.由以上分析可知从工况点 C 到 D ,随着流量系数的降低,在较短的时间内压气机周向首先分裂为两个失速团,随后两个失速团开始合并,并在点 D 发展为单个失速团.图9(c)为406.5~408.5 r动态压力信号的极坐标图,其压气机特性与图2中的工况点 $(\phi=0.173, \Psi=0.506)$ 相对应.由图9(c)分析可知压气机周向的单个失速团重新开始分裂,随着流量系数的降低,在工况点 $E(\phi_E=0.162, \Psi_E=0.476)$ 发展为两个失速团,如图9(d)所示.因此由点 C 到点 D ,随着流量系数的降低,压气机周向始终为单个失速团,到达点 D 时单个失速团开始分裂,并在点 E 稳定为两个失速团.点 E 为压气机流量系数的最小点,经过点 E 后压气机的流量系数开始增大,压气机逐渐退出失速状态.

从点 E 到点 F 随着流量系数的增大,压气机周向始终为两个失速团,不同流量系数下的极坐标图与图9(d)相似.图10为650~680 r动态压力信号,根据文献[14]的分析方法由虚线 B_1, B_2 之间的动态压力信号结合上文的分析可知,此时压气机周向存在两个失速团,659 r时开始合并为单个失速团(由实线 C_1, C_2 之间的动态压力信号



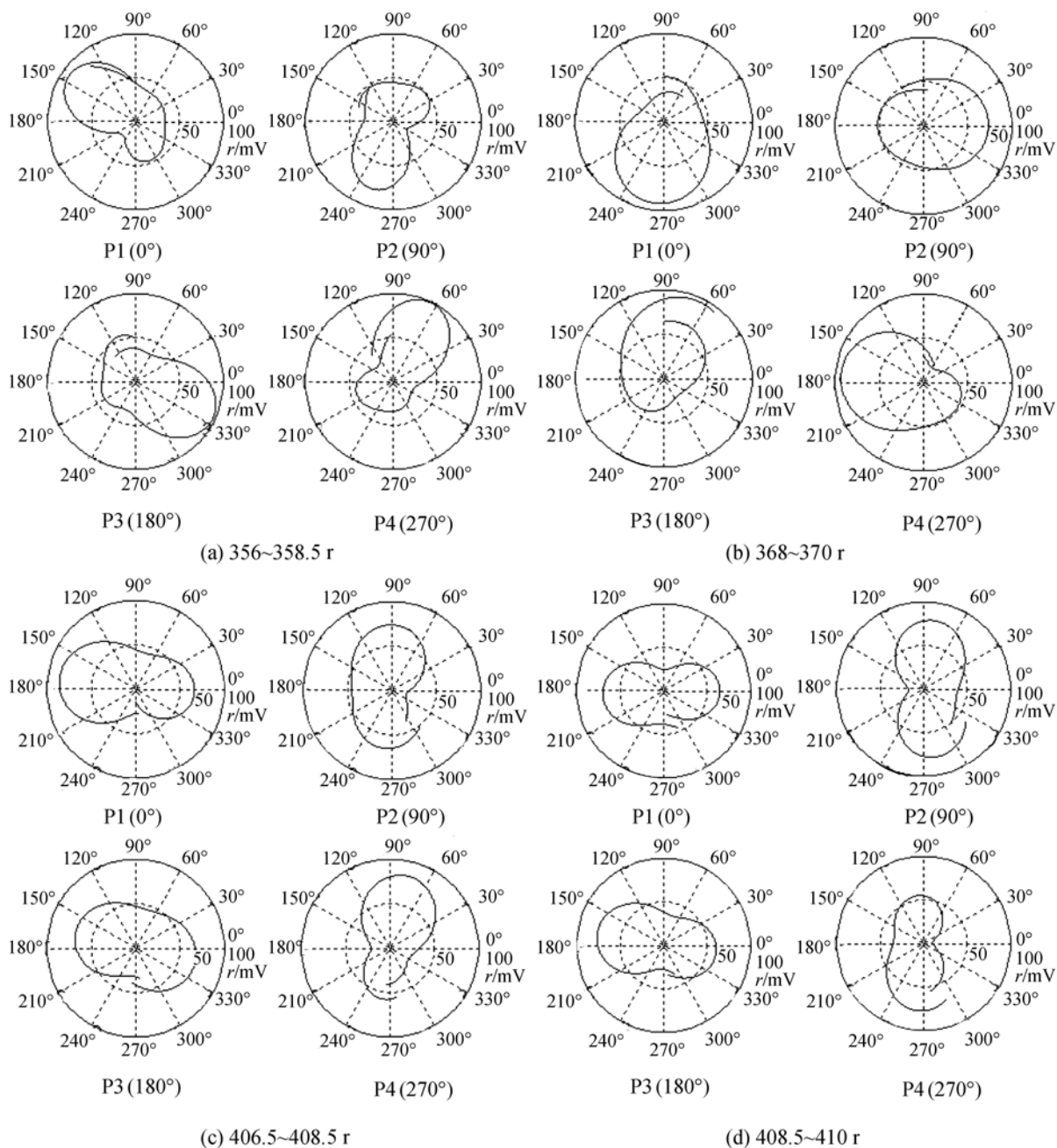


图9 356~410 r 动态压力信号的极坐标图

Fig. 9 Polar coordinate picture of dynamic pressure signal at 356—410 r

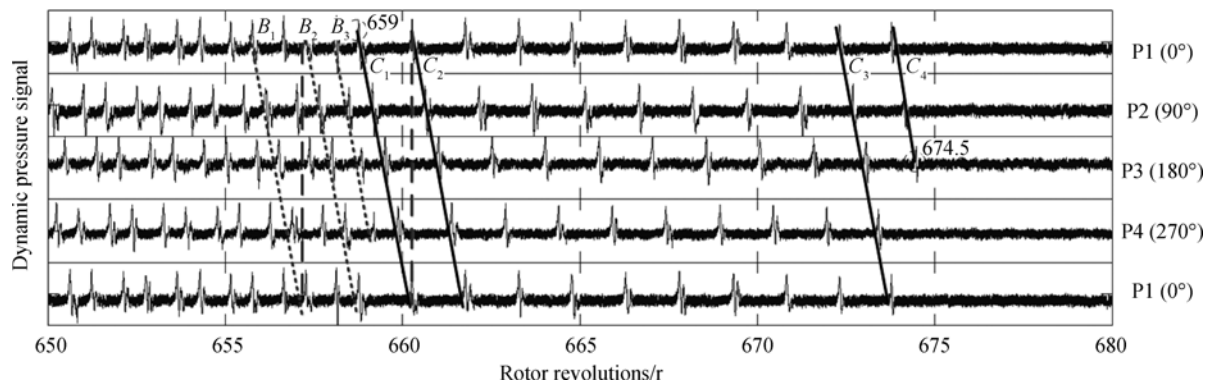


图10 650~680 r 的动态压力信号

Fig. 10 Dynamic pressure signal at 650—680 r

分析可知). 由图中实线 C_4 可知在约 674.5 r 时压气机退出失速, 动态压力信号恢复到平稳状态. 为了更加清晰地对压气机退出失速的失速团特性进行分析, 本文给出了 658.5~678.5 r (压气机退出失速过程) 动态压力信号的极坐标图. 图 11(a) 为 658.5~660 r 的极坐标图, 对应工况点 $F(\phi_F=0.232, \Psi_F=0.481)$. 由图 11(a) 分析可知该时刻压气机周向的两个失速团开始合并, 并发展为单

个失速团, 如图 11(b) 所示. 点 $G(\phi_G=0.237, \Psi_G=0.488)$ 由 675~676.5 r 的数据点计算平均后获得, 其动态压力信号的极坐标如图 11(c) 所示, 此时压气机开始退出失速状态, 并在点 $H(\phi_H=0.241, \Psi_H=0.493)$ 退出失速, 点 H 由 676.5~678.5 r 的数据点计算平均后获得, 其动态压力信号的极坐标如图 11(d) 所示.

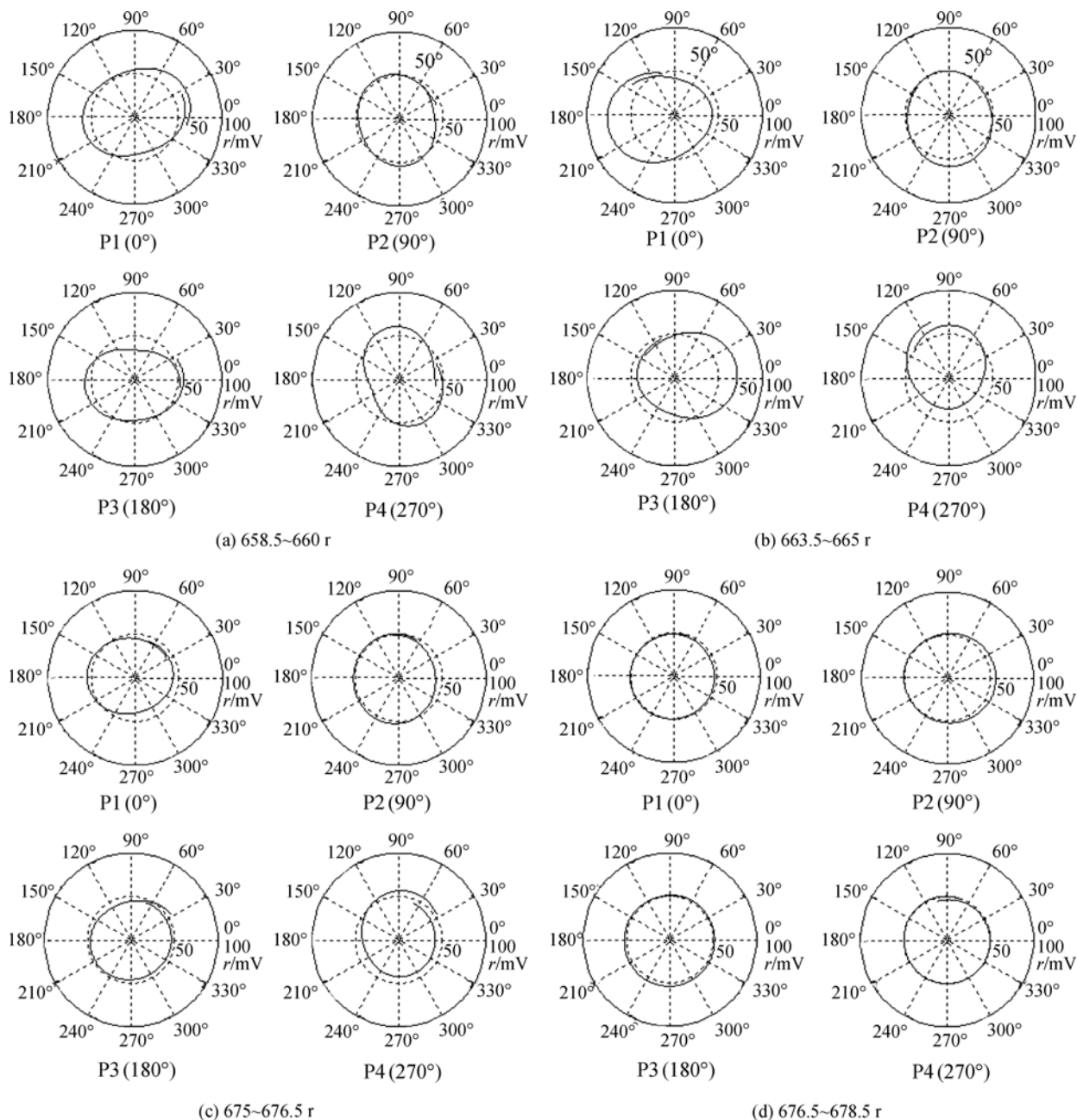


图 11 658.5~678.5 r 动态压力信号的极坐标图

Fig. 11 Polar coordinate picture of dynamic pressure signal at 658.5—678.5 r

3 结 论

本文以压气机为研究对象进行了节流特性试

验, 并通过极坐标的方法将压气机失速时不同流量状态的失速团特性可视化, 得到以下主要结论:

1) 压气机的失速先兆类型为模态波失速先

兆,并且在失速发生的初期,压气机周向的小振幅波与失速团同时绕压气机周向旋转,随着压气机节流程度的进一步加深,小振幅波迅速消失。

2) 压气机沿工况点 A-B-C-D-E 进入深度失速的过程中,随流量系数的降低,在点 B 进入失速并发展为两个失速团,随后两个失速团在点 C 处合并为单个失速团。在点 D 单个失速团重新开始分裂,并在点 E 处稳定为两个失速团。

3) 压气机沿工况点 E-F-G-H 退出失速的过程中,点 E 到点 F 始终稳定为两个失速团,在点 F 两个失速团开始合并,最终稳定为单个失速团。在点 G 压气机开始退出失速,并最终在点 H 恢复到稳定工作状态。

参考文献:

- [1] Emmons H W, Pearson C E, Crant H P. Compressor surge and stall Propagation[J]. Transactions of ASME, 1955, 77(3): 455-469.
- [2] Vo H D, Greiter E M. Criteria for spike initiated rotating stall[R]. ASME Paper 2005-GT-68374, 2005.
- [3] Tan C S, Day I, Morris S. Spike-type compressor stall inception, detection, and control[J]. Annual Review of Fluid Mechanics, 2010, 42(8): 275-300.
- [4] Day I J. Stall inception in axial flow compressor[J]. Journal of Turbomachinery, 1993, 113(1): 1-9.
- [5] McDougal N M, Cumpsty N A, Hynes T P. Stall inception in axial compressor[J]. Journal of Turbomachinery, 1990, 112(1): 116-125.
- [6] Garnier V H, Esptein A H, Greitzer E M. Rotating waves as a stall indication in axial compressor[J]. Journal of Turbomachinery, 1991, 113(3): 290-302.
- [7] Moore F K, Greitzer E M. A theory of post-stall transients in axial compressor systems; Part II application [R]. ASME Paper 85-GT-172, 1985.
- [8] 卢新根. 轴流压气机内部流动失稳及其被动控制策略研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2007.
- LU Xingen. Flow instability and its passive control strategies in axial-flow compressor [D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2007. (in Chinese)
- [9] 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.
- [10] 李军, 徐刚, 朱俊强, 等. 轴流压气机失速初始扰动形式的实验研究[J]. 航空动力学报, 1997, 12(1): 17-20.
- LI Jun, XU Gang, ZHU Junqiang, et al. Initial disturbance forms of rotating stall in axial flow compressor[J]. Journal of Aerospace Power, 1997, 12(1): 17-20. (in Chinese)
- [11] 聂超群, 陈静宜, 蒋浩康, 等. 低速轴流压气机旋转失速先兆特征的实验分析[J]. 工程热物理学报, 1998, 19(3): 293-298.
- NIE Chaoqun, CHEN Jingyi, JIANG Haokang, et al. Experimental investigation on inception of rotating stall in low-speed axial compressor [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 1998, 19(3): 293-298. (in Chinese)
- [12] 高曼, 楚武利, 吴艳辉, 等. 亚声速轴流压气机失速监测方法试验[J]. 推进技术, 2012, 33(3): 398-404.
- GAO Man, CHU Wuli, WU Yanhui, et al. Experiment of the algorithm of detecting the stall inception for the subsonic compressor[J]. Journal of Propulsion Technology, 2012, 33(3): 398-404. (in Chinese)
- [13] 屠宝锋, 胡骏, 王志强, 等. 低速轴流压气机旋转失速特性试验[J]. 航空动力学报, 2009, 24(1): 143-149.
- TU Baofeng, HU Jun, WANG Zhiqiang, et al. Experimental investigation on characteristic of rotation stall in a low-speed axial compressor[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(1): 143-149. (in Chinese)
- [14] Levy Y, Pismenny J. The number and speed of stall cells during rotation stall[R]. ASME Paper GT-2003-38221, 2003.
- [15] 王春瑞, 岳林. 轴流压气机失速特征识别[J]. 航空动力学报, 2011, 26(8): 1887-1892.
- WANG Chunrui, YUE Lin. Identification of stall characteristics of axial flow compressor[J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(8): 1887-1892. (in Chinese)
- [16] 程晓斌. 小波分析与压气机旋转失速先兆研究[D]. 北京: 中国科学院, 2000.
- CHENG Xiaobin. The study of wavelet analysis and rotating stall inception in compressor [D]. Beijing: Chinese Academy of Sciences, 2000. (in Chinese)
- [17] 童志庭. 轴流压气机中叶尖泄漏涡、失速先兆、叶尖微喷气非定常关联性的实验研究[D]. 北京: 中国科学院, 2006.
- TONG Zhiting. The interactive unsteady mechanism between tip leakage vortex, stall inception and micro tip injection in low-speed axial compressor[D]. Beijing: Chinese Academy of Sciences, 2006. (in Chinese)
- [18] 罗志煌, 李军, 杨朴, 等. 单级轴流压气机的旋转失速特性实验[J]. 航空动力学报, 2013, 28(2): 426-431.
- LUO Zhihuang, LI Jun, YANG Pu, et al. Experiment on single axial compressor of characteristic of rotating stall [J]. Journal of Aerospace Power, 2013, 28(2): 426-431. (in Chinese)