

微喷气对压气机稳定性影响的实验

李 亮, 胡 骏, 王志强 屠宝锋 赖安卿

(南京航空航天大学 能源与动力学院 江苏省航空动力系统重点实验室, 南京 210016)

摘 要: 在低速双级轴流压气机上开展了一系列不同喷射系统布局、射流参数的实验研究, 并探讨了微喷气扩大压气机稳定裕度的原因。结果表明: 当布局在压气机进口的喷嘴周向均布且不小于 4 个的时候, 压气机稳定裕度增量主要受到每个喷嘴的出口动量的影响; 微喷气扩稳的机理是从频率和压力幅值两个方面抑制模态波的发展, 越接近喷气流, 模态波被抑制的程度越大, 一旦喷气流无法抑制模态波的发展时, 压气机就会进入失速状态。

关 键 词: 压气机; 近失速; 微喷气; 模态波; 稳定裕度

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Experiment of effect of micro injection on compressor stability

LI Liang, HU Jun, WANG Zhi-qiang, TU Bao-feng, LAI An-qing

(Jiangsu Province Key Laboratory of Aerospace Power System,
College of Energy and Power Engineering,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: Experiment study was carried out on the low speed two-stage axial compressor about various injection arrangement and injection parameters, and the reason why the micro injection enhanced the compressor stability was explored. The results indicate: under the precondition that injection is equally distributed circumferentially and injectors aren't less than 4, the key influential factor to the compressor stable margin improvement is the outlet momentum of every injector. The mechanism of micro injection improvement stability is to suppress modal wave in the frequency and pressure amplitude, and closer to the injection means more modal wave is suppressed. Once injection can't suppress modal wave, the compressor enters into the stall condition.

Key words: compressor; near stall; micro injection; modal wave; stable margin

压气机的气动稳定性问题一直是我国研制风扇/压气机过程中的一个难题, 现今研究人员寄希望于失速主动控制技术来提高压气机的稳定裕度, 拓宽稳定工作范围。最常用的两种方法是机匣处理^[1-3]和叶尖喷气, 由于机匣处理在压气机不需要扩稳时会影响端壁流动, 有时会引起压气机性能的下降, 因而叶尖喷气越来越受到研究者的青睐。

最近几十年, 在研究叶尖间隙流机理的过程

中发现叶尖间隙流对触发失速有着非常重要的影响。McDougall, Vo 和 Hah 等^[4-6]通过数值研究认为短尺度扰动 (spike 波) 与外机匣端壁流动在叶片前缘的溢流是密切相关的。基于这个认识, 对于叶尖先失速的压气机, 最有效的方法就是在压气机进口上游叶尖处进行喷气, 并且都取得了很好的效果^[7-10]。

随后, 关于叶尖喷气的参数化研究开展得如

如火如荼. Weigl 等^[11]对一个跨声速压气机转子进行叶尖喷气实验,发现稳定裕度增量主要是由非定常喷气的定常成分获得的. Nie 等^[12]研究了微喷气对低速轴流压气机稳定性的影响,结果表明甚至是很小的流量也能推迟失速的发生. Suder 等^[13]研究了喷气速度和分散式喷嘴的周向布局对跨声速压气机转子的影响,认为稳定裕度增量与喷气系统周向总长度有关而与喷气装置的周向布局无关,喷气速度越大,喷气扩稳效果越好. Hiller 等^[14]在一台 8 级高压压气机上开展的微喷气实验中发现空气的冷热程度对压气机稳定性影响不大,并且还认为扩稳效果既与喷气流量有关也与喷气速度有关.

本文对由模态波引起的双级低速轴流压气机开展了叶尖微喷气的实验研究,并初步分析微喷气扩大压气机稳定裕度.

1 实验设备及测量系统

1.1 实验台及测量系统介绍

微喷气实验是在一台双级低速轴流压气机实验台上开展的,转子和静子都采用了 NACA 65 叶型,它们均是等弦长的叶片,第 1 级转子和第 2 级转子叶尖间隙分别为 1.5 mm 和 1.2 mm,相对叶尖弦长为 1.2% 和 0.98%. 该压气机具体的设计参数如表 1 所示.

表 1 压气机设计数据

Table 1 Design data of compressor

参数	数值
压气机外径/mm	900
轮毂比	0.6
设计转速/(r/min)	1500
设计总压比	1.035
设计效率	0.88
设计流量/(kg/s)	25

图 1 给出了双级低速轴流压气机的结构及各测量位置简图. 在 B-B 截面相对半径 $\bar{R}=0.9$ 处沿周向布置了一个高频响的动态总压探针 B_1 , 探针里放置了 Kulite 微型差压式动态压力传感器 (MIC-062), 从 D-D 到 H-H 截面外机匣壁面 D_1 至 H_1 分别嵌入了一个动态传感器, 并且在压气机出口 H-H 截面相对半径 $\bar{R}=0.9$ 径向位置处也布置了单点动态探针 G_1 . 实验过程中采样频率为 8192 Hz, 采集时间为 10 s.

1.2 喷气系统及喷嘴设计

该定常被动式喷气系统主要包括了空气压缩机、储气罐、压力计、阀门、流量表、集气管和喷嘴. 其简图如图 2 所示.

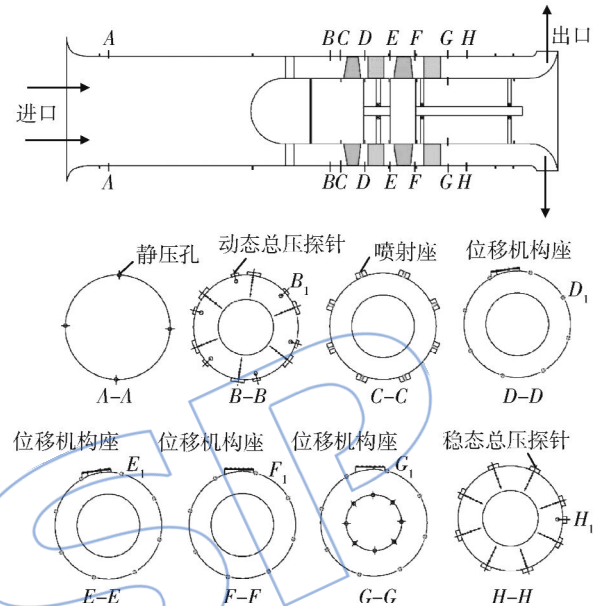


图 1 压气机结构和压力测量位置

Fig. 1 Configuration of compressor and pressure test location

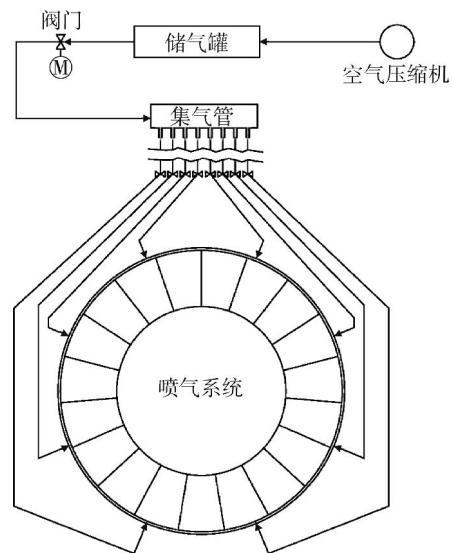


图 2 喷气系统简图

Fig. 2 Sketch of injection system

喷嘴安装在压气机进口上游距第 1 级转子叶尖前缘约 100% 弦长的外机匣上, 喷嘴出口与外机匣内壁相平齐, 这样就不会对转子进口前的流场产生额外干扰, 喷嘴在子午面上与压气机的轴向成 15° 角. 压气机进口周向均匀布置 8 个喷射座.

为了描述微喷气对压气机的扩稳能力,本文定义了流量裕度增量 $\Delta \dot{m}$,公式如下:

$$\Delta \dot{m} = \left[1 - \frac{\dot{m}_{\text{with}}}{\dot{m}_{\text{without}}} \right] \times 100\%$$

其中 $\dot{m}_{\text{with}}$ 和 $\dot{m}_{\text{without}}$ 分别代表有喷气和无喷气时压气机的近失速点流量。

2 实验结果及分析

2.1 压气机失速先兆类型及失速团判断

图3和图4分别给出了800 r/min换算转速下均匀进气时压气机进口B-B截面及级间各位置经过低通滤波后得到的脉动压力信号以及经过小波分析得到的第10层细节信号。图中R1、S1、R2和S2分别表示第1级转子、第1级静子、第2级转子和第2级静子; $\tilde{p}$ 表示相对静压差值, $\tilde{p}^*$ 表示相对总压差值。

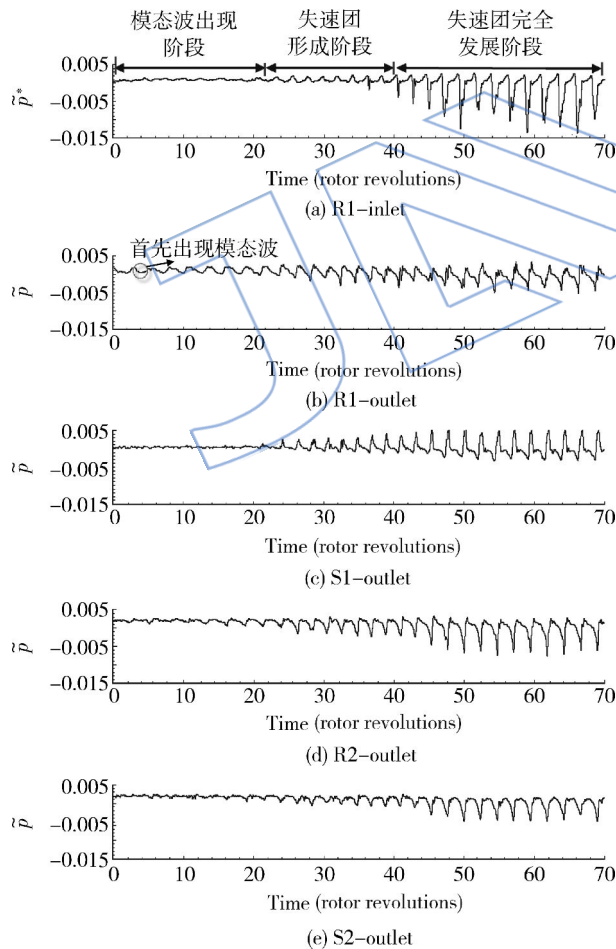


图3 动态失速过程中压气机级间壁面脉动压力信号

Fig. 3 Pressure fluctuations signal on wall between blade rows in stall inception

从图3中可以看出,在压气机进口处,当阀门

开度不断减小时总压信号出现小幅值的脉动,这种脉动信号与模态波扰动类似。在第42个转子周期附近时,总压急剧降低,表明失速团完全形成。从图4中很容易地看出,大压力幅值的模态波信号首先出现在第1级转子出口壁面处,为了更加有效地提高微喷气扩稳的效果,喷气系统布置在压气机进口上游叶尖处。为了后面的分析,将该过程分为3个阶段:模态波出现阶段、失速团形成阶段和失速团完全发展阶段。图5给出了压气机进口(测点B₁)模态波出现阶段和失速团完全发展阶段的频谱分析结果。从图中发现,动态失速过程中,压气机先是出现了相对转子旋转频率为37%的模态波扰动信号,随着模态波的发展,最终出现了相对转子旋转频率为42.3%的失速团。

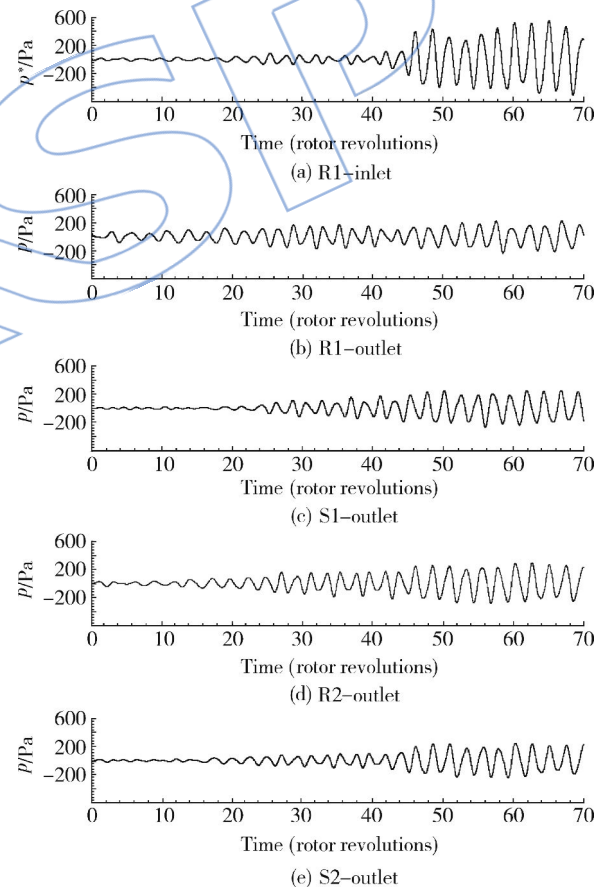


图4 动态失速过程中压气机级间壁面脉动压力信号的小波分析

Fig. 4 Wavelet analysis of pressure fluctuations signal on wall between blade rows in stall inception

2.2 微喷气对压气机稳定性的影响

为了研究喷嘴周向布局对压气机稳定裕度的影响,开展了6个喷嘴不同周向布局的实验,如图6所示。6个喷嘴总的喷气流量为均匀进气时

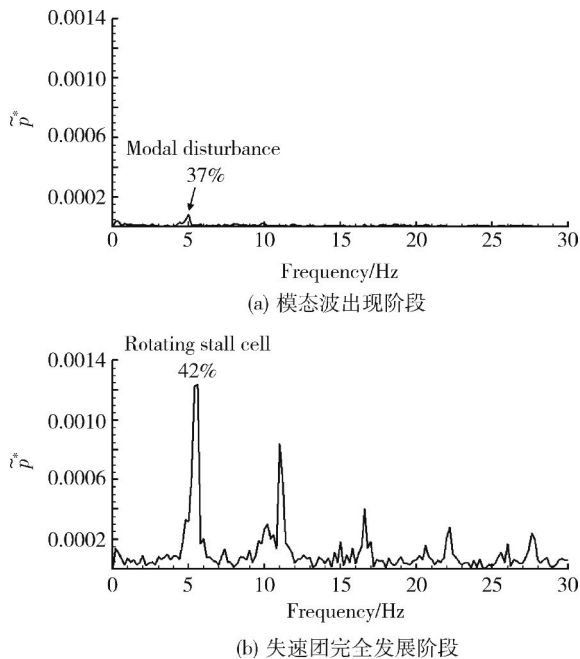


图 5 动态失速过程中压气机进口脉动总压的频谱分析

Fig. 5 Spectrum analysis of total pressure fluctuations in compressor inlet in stall inception

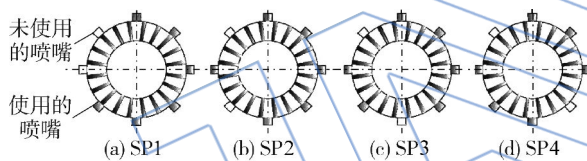


图 6 六个喷嘴 4 种不同的周向布局

Fig. 6 Four injection circumferential configurations of six injectors

近失速点流量的 0.075%。

图 7 给出了喷嘴不同周向布局与压气机稳定裕度增量的关系。从图中可以看出,当未使用的 2 个喷嘴周向距离越大时,定常喷气扩稳效果越好。

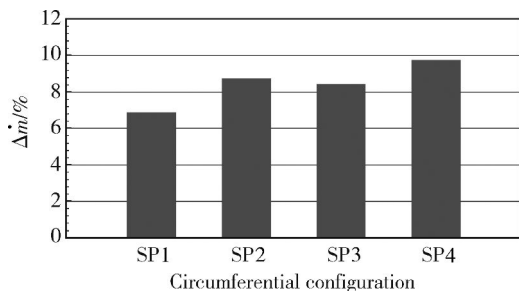


图 7 六个喷嘴的周向布局与压气机稳定裕度增量的关系

Fig. 7 Stable margin increasement as function of injection circumferential configuration of six injectors

从这可以分析得到,喷嘴周向分布越均匀,微喷气扩稳效果越好。

为了研究喷嘴数量对压气机稳定裕度的影响,开展了 5 种不同喷嘴数量的实验,实验中喷气角度为轴向,每一个喷嘴的喷气量为 0.0125% 压气机近失速点流量,不同数量喷嘴的周向布局如图 8 所示,根据喷嘴周向布置对压气机扩稳的结论,除了 1 个和 6 个喷嘴两种情况以外,其他数量的喷嘴沿周向都是均匀分布。图 9 给出了喷嘴数量与压气机稳定裕度增量的关系。从图中可以看出,当喷嘴数量小于 4 个时,随着喷嘴的增加,定常微喷气的扩稳能力增强;而当喷嘴数量不小于 4 个时,定常微喷气的扩稳能力将不再随着喷嘴数量增加而增强。从该结果中可以得出,当总的喷气流量达到一定数值时,微喷气扩稳能力将不再与喷气流量相关,而很有可能与喷气速度或者喷气动量相关。

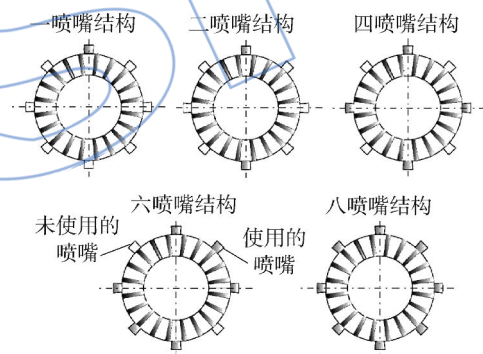


图 8 喷嘴数量示意图

Fig. 8 Scheme of different injector numbers

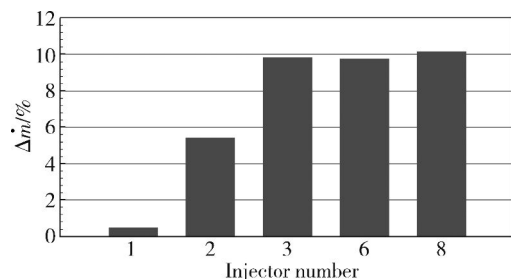


图 9 喷嘴数量与压气机稳定裕度增量的关系

Fig. 9 Stable margin increasement as function of injector numbers

根据上面的结果,在喷嘴数量不小于 4 个的前提下,分析了影响扩稳能力的主要因素。现在设计 4 种喷气情况,如表 2 所示。

表 2 四种喷气情况

Table 2 Four kinds of injections

参数	A	B	C	D
喷嘴数	4	8	8	8
总的喷气流量	$4 \dot{m}$	$4 \dot{m}$	$8 \dot{m}$	$4 \dot{m}$
总的喷气单位时间动量	$4 \dot{m}v$	$2 \dot{m}v$	$8 \dot{m}v$	$4 \dot{m}v$
每个喷嘴流量	$\dot{m}$	$\frac{1}{2} \dot{m}$	$\dot{m}$	$\frac{1}{2} \dot{m}$
每个喷嘴单位时间动量	$\dot{m}v$	$\frac{1}{4} \dot{m}v$	$\dot{m}v$	$\frac{1}{2} \dot{m}v$
喷嘴出口速度	V_a	$\frac{1}{2} V_a$	V_a	V_a

把情况 A 作为基准值,定义情况 A 中每个喷嘴的流量和单位时间动量为

$$\dot{m} = \rho A_a V_a \quad \dot{m}v = \rho A_a (V_a)^2$$

其中 A_a 和 V_a 分别是喷嘴出口面积和出口速度,利用如下定义的面积和速度的关系,得到表 2 所示的结果。

- 1) $V_b = \frac{1}{2} V_a$: 情况 B 和情况 A 总的喷气流量是相等的,情况 B 的喷嘴数是情况 A 的 2 倍。
- 2) $V_c = V_a$: 情况 C 总的喷气流量是情况 A 的 2 倍,情况 C 的喷嘴数是情况 A 的两倍。
- 3) $V_d = V_a$: 情况 D 和情况 A 总的喷气流量是相等的,情况 C 的喷嘴数是情况 A 的 2 倍;情况 D 的喷嘴数是情况 A 的 2 倍;情况 D 的喷嘴面积是情况 A 的 $\frac{1}{2}$ 。

对比表 3 中 4 种情况的稳定裕度增量,可以分析得出以下结果:

- 1) 总喷气流量与稳定裕度增量的关系:比较 A, C 两种情况,总喷气流量与稳定裕度增量无关。
- 2) 总喷气动量与稳定裕度增量的关系:比较 A, C 两种情况,总喷气动量与稳定裕度增量无关。
- 3) 每个喷嘴的流量与稳定裕度增量的关系:比较 B, D 两种情况,每个喷嘴的流量与稳定裕度增量无关。
- 4) 每个喷嘴的速度与稳定裕度增量的关系:比较 A, D 两种情况,每个喷嘴的速度与稳定裕度增量无关。

表 3 四种喷气情况的稳定裕度增量

Table 3 Stable margin increase of four kinds of injections

参数	A	B	C	D
$\Delta \dot{m}/\%$	9.83	5.6	10.14	8.37

综上所述,当压气机进口的喷嘴分布均匀且不小于 4 个的时候,压气机稳定裕度增量主要受到每个喷嘴出口动量的影响。

2.3 微喷气对压气机动态特性的影响

图 10 给出了压气机在 800 r/min 换算转速下有无喷气时的总静压升特性。图中 NSB (near stall point, baseline), no injection 表示无喷气、基准工况下的近失速工作点; NSB, injection 表示喷气、基准工况下的近失速工作点; NS, injection 表示喷气工况下的近失速工作点。图中横坐标 Φ 表示流量系数,纵坐标 Ψ_{st} 表示总静压升系数。

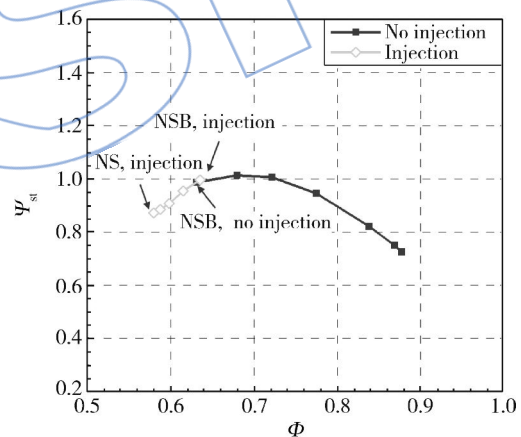


图 10 总静压升系数

Fig. 10 Total static pressure rise coefficient

现在分析 800 r/min 换算转速下受到微喷气影响时压气机进出口脉动总压信号的变化情况,如图 11 和图 12 所示,图中色谱表示的是相对总压差值的能量幅值 E_r 。这两图分别给出了 800 r/min 换算转速下有无喷气时基准近失速点和近失速点上压气机进出口截面上经过低通滤波(截止频率为 50 Hz)后得到的动态总压脉动信号以及经过 Stockwell 等^[15]提出的 S 变换得到的时频图谱。从图中可见,压气机在喷气时近失速点(NS)上出现了一个能量很高的频带,说明在近失速点上存在着一个周期性脉动信号。

图 13 给出了喷气时近失速工况下压气机进出口总压脉动信号的频谱分析。其中,横坐标相对频率是特征扰动信号频率与压气机旋转频率之

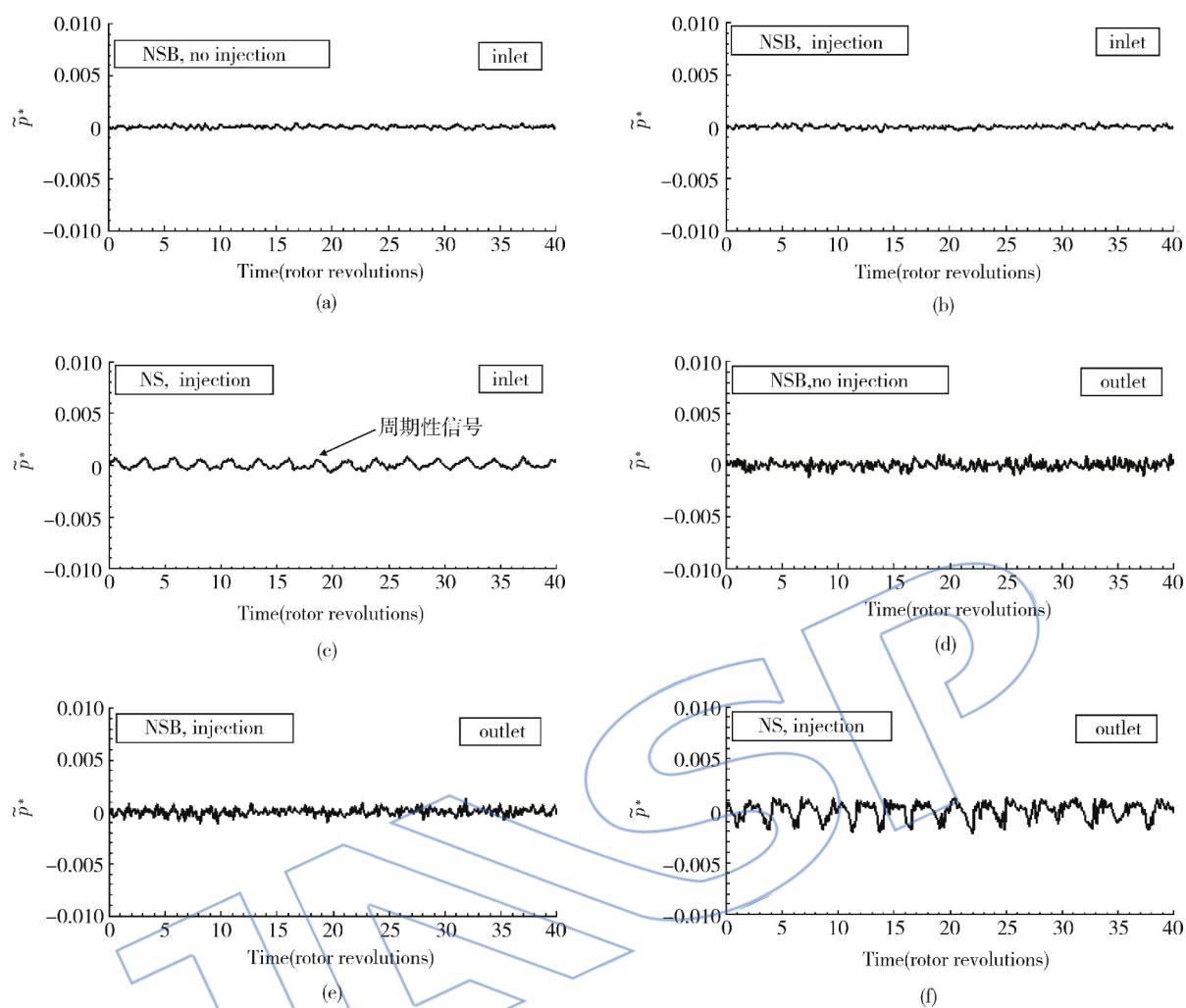
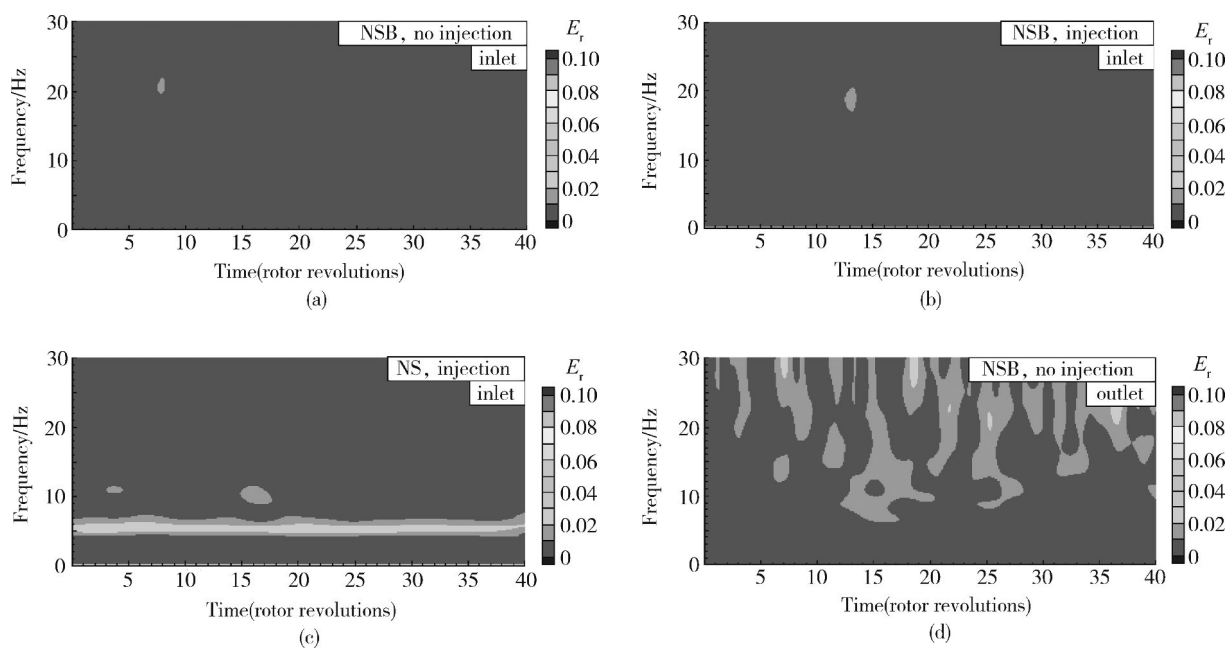


图 11 基准近失速点和近失速点上压气机进出口的脉动总压信号曲线
Fig. 11 Total pressure fluctuations signal curve of compressor inlet and outlet in baseline near stall point and near stall point



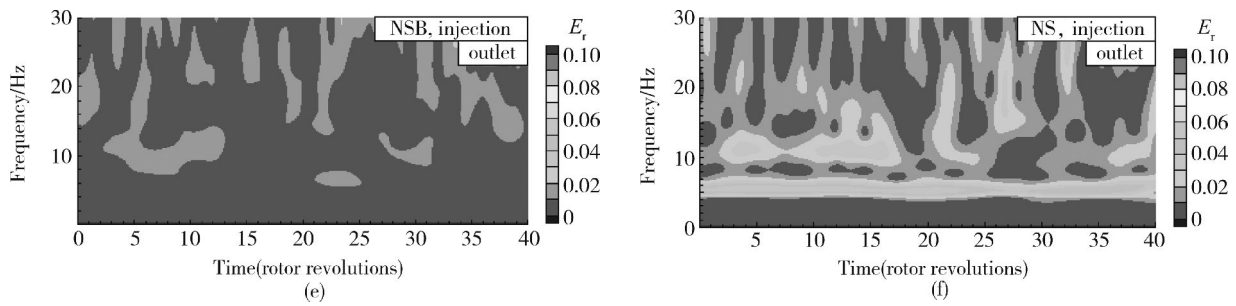


图 12 基准近失速点和近失速点上压气机进出口的脉动总压信号曲线的时频分析

Fig. 12 Time-frequency analysis of total pressure fluctuations signal curve of compressor inlet and outlet in baseline near stall point and near stall point

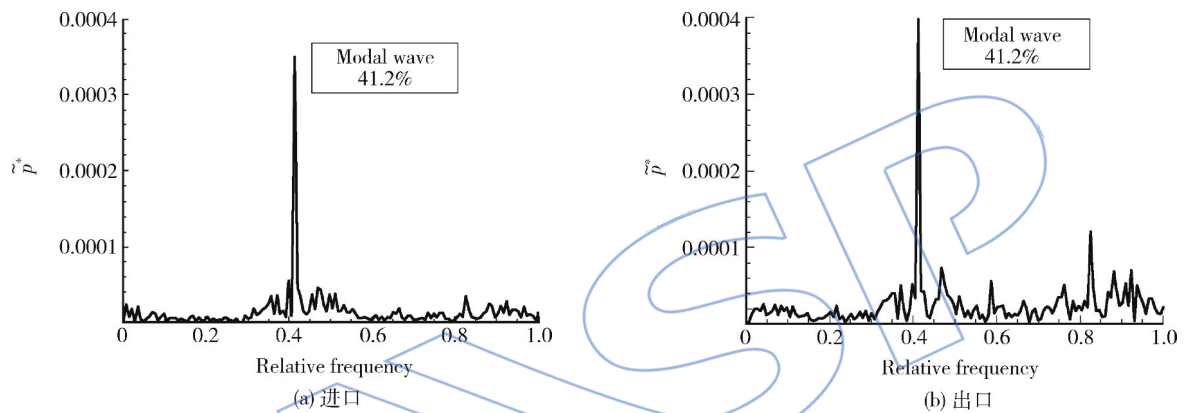


图 13 近失速点压气机进出口总压脉动信号的频谱分析

Fig. 13 Spectrum analysis of total pressure fluctuations signal at compressor inlet and outlet near stall point

比.从图中可以看出,在喷气时近失速工况下,压气机进出口在都存在着能量较高、相对频率为41.2%的扰动信号,从表4中发现,当流量系数是0.62时,该相对频率与之前没有喷气时压气机内动态失速过程中模态波的相对频率相等,可以判

断该扰动信号是模态波扰动信号,而不是旋转失速团信号.从这里可以很明显地看出,微喷气能提高压气机的稳定性是因为微喷气抑制模态波向旋转失速团的发展,而不是抑制模态波失速先兆的形成.

表 4 有无喷气时特征扰动信号相对频率和相对幅值变化

Table 4 Changes of relative frequency and relative amplitude of characteristic disturbance signal with and without injection

状态	流量点	不同阶段特征扰动信号相对频率/%	不同阶段特征扰动信号相对压力	
			压气机进口	压气机出口
无喷气	动态失速过程中			
	模态波先兆	37	1	1
	失速后	42.3	16.7	3.7
喷气	$\Phi=0.62$	37	1.6	1.5
	$\Phi=0.60$	38.6	1.8	2.1
	近失速点, $\Phi=0.57$	41.2	2.3	2.7
	失速后	42.3	6.5	2.7

表4给出了有无喷气时模态波特征扰动信号相对频率和相对压力幅值的变化情况。其中,相对压力幅值是指特征扰动信号压力幅值与无喷气时模态波扰动信号压力幅值的比值。从表中还可以看出,随着流量系数的减小,特征扰动信号的相对频率不断增加,直至进入失速时达到旋转失速团的相对频率。从这里可以看出,虽然微喷气能够抑制模态波的发展,但是随着流量系数的减小,模态波的频率却在不断增大,直至微喷气无法再抑制模态波的发展时,压气机就会进入失速状态,同时,微喷气也抑制了模态波的相对幅值。从图11中以及表4中都可以看到,由于受到喷气流的影响,在近失速点上压气机进口处的模态波相对幅值要小于压气机出口处的,因而得出,压气机主要抑制了压气机进口段及前面叶片排通道内模态波的发展,从而也在一定程度上抑制了压气机后面叶片排及出口段模态波的发展,从这可以看出,越接近喷气流,模态波被抑制的程度越大。

3 结 论

本文采用实验方法研究了叶尖微喷气对双级低速轴流压气机稳定裕度的影响,得到如下结论:

1) 压气机首先在第1级转子出口出现大幅值模态波信号,在压气机进口进行叶尖微喷气能够有效地提高压气机的稳定裕度。

2) 对于本台压气机,当喷嘴周向均布且不小于4个时,压气机稳定裕度增量主要受到每个喷嘴的出口动量的影响。

3) 微喷气扩稳的机理是从频率和幅值两方面抑制模态波的发展。随着流量系数的减小,模态波的频率和幅值逐渐变大,越接近喷气流,模态波被抑制的程度越大,一旦喷气流无法抑制模态波的发展,压气机就会进入失速状态。

参考文献:

- [1] Prince D C Jr, Wisler D C, Hilvers D E. Study of casing treatment stall margin improvement phenomena [R]. NASA CR-134552, 1974.
- [2] Hathaway M D. Self-recirculating casing treatment concept

for enhanced compressor performance[R]. ASME Paper GT-2002-30368, 2002.

- [3] Lu X, Zhu J, Chu W, et al. The effects of stepped tip gap on performance and flow field of a subsonic axial-flow compressor rotor[R]. ASME Paper, GT-2005-69106, 2005.
- [4] McDougall N M. Stall inception in axial compressor[D]. Cambridge, UK: Cambridge University, 1988.
- [5] Vo H D, Tan C S, Greitzer M. Criteria for spike initiated rotating stall[R]. ASME Paper GT-2005-68374, 2005.
- [6] Hah C, Schulze R, Wagner S, et al. Numerical and experimental study for short wavelength stall inception in a low-speed axial compressor[R]. International Society for Air Breathing Engines, ISABE 99-7033, 1999.
- [7] Strazisar A J, Bright M M, Thorp S A, et al. Compressor stall control through endwall recirculation[R]. ASME Paper 2004-GT-54295, 2004.
- [8] Weigl H J, Paduano J D, Frechette L G, et al. Active stabilization of rotating stall and surge in a transonic single stage axial compressor[J]. Journal of Turbomachinery, 1998, 120(4): 625-636.
- [9] Behnken R L, Leung M, Murray R M. Characterizing the effects of air injection on compressor performance for use in active control of rotating stall[R]. ASME Paper 1997-GT-316, 1997.
- [10] Roy B, Chouhan M, Kaudinya K V. Experimental study of boundary layer control through tip injection on straight and swept compressor blades[R]. ASME Paper GT-2005-68304, 2005.
- [11] Weigl H J, Paduano J D, Frechette L G, et al. Active stabilization of rotating stall and surge in a transonic single stage axial compressor[J]. Journal of Turbomachinery, 1998, 120(4): 625-636.
- [12] Nie C, Xu G, Cheng X, et al. Micro air injection and its unsteady response in a low-speed axial compressor[J]. Journal of Turbomachinery, 2002, 124(4): 572-579.
- [13] Suder K L, Hathaway M D, Thorp S A, et al. Compressor stability enhancement using discrete tip injection[J]. Journal of Turbomachinery, 2001, 123(1): 14-23.
- [14] Hiller S J, Matzgeller R, Hornet W, et al. Stability enhancement of a multi stage compressor by air injection [R]. ASME Paper GT-2009-59868, 2009.
- [15] Stockwell R G, Mansinha L, Lowe R P. Localization of the complex spectrum: the S transform[J]. Transactions on Signal Processing, 1996, 44(4): 998-1001.