

DOI: 10.19452/j.issn1007-5453.2017.04.001

亚音轴流压气机叶尖微喷气扩稳机理研究

晁晓亮*, 王俊琦, 高翔

中国飞行试验研究院, 陕西 西安 710089

摘 要: 叶尖喷气是提高压气机稳定工作裕度的一种重要方法。本文以某亚音轴流压气机孤立转子为研究对象, 采用非定常数值模拟方法探索微喷气提高压气机稳定工作裕度的原因。数值模拟结果表明, 高速喷气流降低了叶尖区域载荷, 在 $inj2$ 工况, 导致流动条件恶化的叶尖二次涡没有出现, 为此, 压气机的稳定裕度得以提升。

关键词: 轴流压气机; 数值模拟; 叶尖二次涡; 叶尖微喷气

中图分类号: V232.4 **文献标识码:** A **文章编号:** 1007-5453 (2017) 04-0001-07

压气机作为航空发动机的核心部件, 为了实现更高的推重比, 就需要单级压气机在保证高效率的前提下能够承受更大的载荷。然而级负荷的增加将会导致压气机稳定工作裕度降低。研究表明, 压气机的失速常常源于转子叶尖区域间隙泄漏流 (TLV) 的破碎, 叶顶来流以及相邻叶片的间隙泄漏流在转子通道前缘共同相互作用形成的叶尖二次涡 (TSV) 恶化了叶尖区域流动, 最终引起压气机失速。叶尖喷气作为提高压气机稳定裕度的重要方法, 其通过改善叶尖区域流动从而达到抑制叶尖失速的目的。

近年来, 叶尖喷气技术已取得了丰硕的研究成果。Day^[1] 首次通过实验以占压气机主流流量 1% 的喷射量, 使压气机获得了 6% 的裕度改进效果。Weigl^[2] 研究表明, 主动形式的叶尖喷气是使压气机从失速状态中迅速恢复的有效方法。Bhaskar^[3] 通过实验验证了叶尖喷气对不同叶型均有一定的扩稳效果。Gabriele 等^[4] 研究表明, 离散型的喷嘴布置方式可以获得很好的扩稳效果。聂超群^[5] 首次提出了叶尖微喷气的概念, 其通过实验发现叶尖微喷气使压气机稳定工作范围提高了约 5%, 这充分显示了微喷气在提高压气机稳定性方面有着良好的应用前景。虽然叶尖喷气可以使

压气机的稳定裕度得到明显的提升, 但叶尖喷气的扩稳机理至今也无统一结论。李清鹏^[6] 认为叶尖喷气使低能区的活动空间被极度压缩, 从而达到扩稳的目的。卢新根^[7] 认为叶尖喷气将叶顶间隙泄漏流推向转子通道尾缘, 有效抑制了失速的发生。由于叶尖区域流动过于复杂, 叶尖喷气扩大压气机稳定工作范围的物理机制也众说纷纭, 因此, 叶尖喷气在未来仍将是压气机扩稳方向的研究重点。本文正是基于此研究热点, 开展了相关研究工作, 试图探寻叶尖微喷气提高压气机稳定裕度的机理。

1 压气机实验台及喷嘴结构

本文以某亚音轴流压气机实验台为研究对象, 该实验台由直流电动机、增速器、扭力测功系统、进气段、试验段、排气段和堵锥式节气门组成。

表 1 给出了单级压气机的主要设计参数。该实验台可以进行单级或双级实验, 而本文仅针对孤立转子进行研究。实验采用的喷嘴处于转子前缘约 100% 轴向弦长位置处, 喷嘴直径 2mm, 其在子午面内与机匣的夹角约为 15° , 喷嘴喷气量约占压气机设计点流量的 0.050%。

收稿日期: 2016-12-09; 退修日期: 2017-02-24; 录用日期: 2017-03-17

* 通讯作者. Tel.: 18291967649 E-mail: 1206822016@qq.com

引用格式: CHAO Xiaoliang, WANG Junqi, GAO Xiang. Investigation of stability improvement mechanism based on micro tip injection in subsonic axial compressor[J]. Aeronautical Science & Technology, 2017, 28 (04): 01-07. 晁晓亮, 王俊琦, 高翔. 亚音轴流压气机叶尖微喷气扩稳机理研究 [J]. 航空科学技术, 2017, 28 (04): 01-07.

表 1 单级压气机设计参数

Table 1 The design parameters of single-stage compressor

设计参数	参数值
设计流量 / (kg/s)	5.6
设计等熵绝热效率	0.905
设计总压比	1.245
最大工作转速 /rpm	15200
叶尖相对马赫数	0.78
轮毂比	0.61
叶片数	30
叶片展弦比	1.94
顶部径向间隙 /mm	0.35

2 数值计算方法

本文数值计算采用 NUMECA 软件包的 Euranus 求解器。由于卢新根在实验中沿周向均匀布置了 6 个喷嘴且实验台转子叶片总数为 30, 因此, 本文选取五通道网格进行数值计算, 网格结构如图 1 所示。网格由 5 个完全一致的静止块与转动块组成。静止块采用 H 型网格拓扑结构。转动块采用 HI 型网格拓扑结构。靠近实壁处的网格进行加密处理。喷嘴采用蝶型网格拓扑结构以实现良好的正交性。计算进口边界条件给定实验测量的总温、总压。出口边界条件给定平均半径处静压, 按径向平衡方程计算出出口静压沿径向的分布。非定常计算采用隐式双时间步方法, 叶片通过一个栅距给定 20 个物理时间步。以定常计算最后一个收敛工况作为非定常数值计算的初场。非定常计算最后一个收敛工况对应着近失速工况, 其中, non-inj3 工况为未喷气条件下的近失速工况, inj4 工况为微喷气条件下的近失速工况。

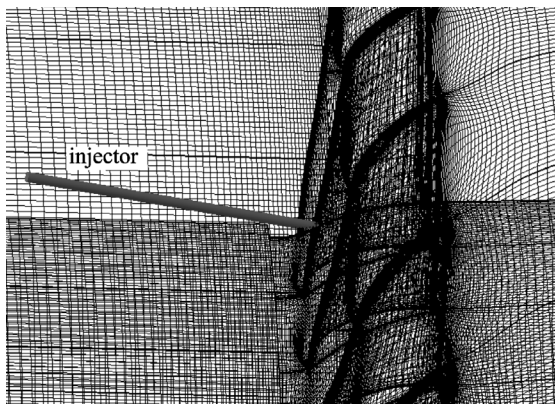
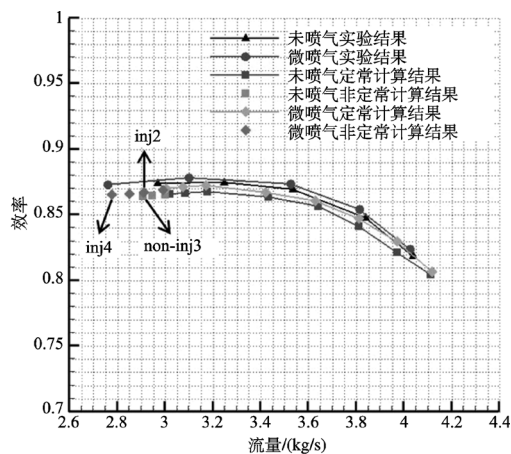


图 1 微喷气网格拓扑结构

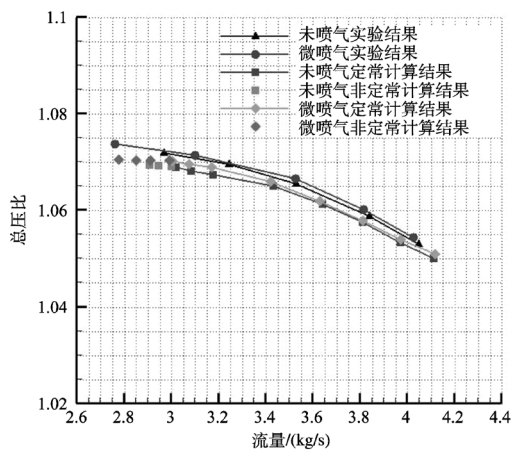
Fig.1 The grid topology structure of micro-injection

3 总性能比较

图 2 给出了未喷气及喷气条件下数值模拟效率及总压比特性曲线与实验结果的对比。从图中可以看出, 数值计算结果与实验结果契合程度较高, 采用现有的数值模拟方法能够准确获得微喷气提高压气机稳定裕度的原因。对比图 2 (a) 和图 2 (b) 可知, inj4 工况的流量较 non-inj3 工况明显减小。这说明微喷气后, 压气机的稳定工作范围明显增大, 压气机的最小流量由原来的 2.905kg/s 降为 2.774kg/s。定义流量裕度的改进量为: (喷气后失速点流量 - 无喷气失速点流量) / 无喷气失速点流量。根据此定义可以算出, 叶尖微喷气可使压气机的流量稳定裕度提高约 4.5%。



(a) 压气机效率特性曲线



(b) 压气机总压比特性曲线

图 2 压气机压比效率特性曲线

Fig.2 Characteristic curves of pressure ratio and compressor efficiency

4 微喷气提高压气机稳定裕度的机理分析

为了说明微喷气前后流场的差异, 减少不必要因素的影响, 这里选取微喷气时的 inj2 工况与 non-inj3 工况进行对比

比,其原因在于 non-inj3 工况和 inj2 工况总流量非常接近(如图 2(a) 所示)。因此,对 inj2 工况进行分析可以充分说明加入喷气后流场的变化,从而找出叶尖微喷气提高压气机稳定裕度的原因。

4.1 non-inj3 工况分析

图 3 给出了 non-inj3 工况的效率残差曲线,从图 3 中可以明显地看出,non-inj3 工况下的效率残差曲线均呈现出规律的周期性波动,且波动周期为 61 个物理时间步。

文献[8]和文献[9]指出图 3 所呈现出的这种周期性波动与一种新的涡系结构密切相关,并定义其为 TSV。进一步研究发现,叶尖流场区域椭圆形的轴向反流区为叶尖二次涡存在的标志,它的运动将会导致叶尖区域的流场发生周期性的变化,且叶尖二次涡的活动周期与流场中非定常扰动的周期完全一致。

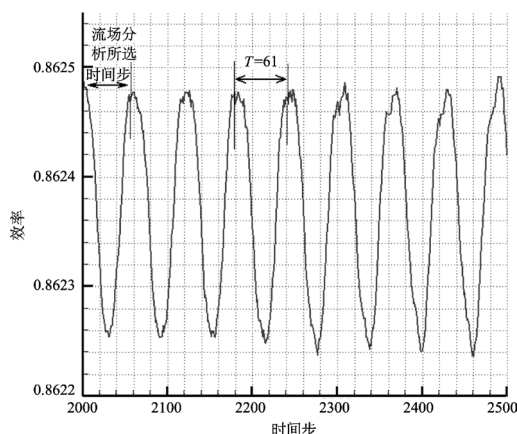


图 3 non-inj3 工况效率曲线

Fig.3 The efficiency curve on non-inj3 condition

图 4 给出了一个完整周期 ($T=61$) 内 99% 叶高处不同时刻的瞬态轴向速度分布,其中,等值线对应区域为 $W_z < 0$,即轴向反流区(狭长形轴向反流区代表间隙泄漏涡,与之垂直的椭圆形轴向反流区代表叶尖二次涡)。从图 4 中可以看出,不同时刻通道中均存在较为明显的椭圆形轴向反流区,在 $t=0/6T$ 时刻,通道 2 中二次涡的强度最大,通道 3 中二次涡的强度次之。随着时间的推进,各个通道中叶尖二次涡沿周向发生规律性的传播,每个叶片通道中叶尖二次涡经历从初步形成到强度由强变弱直至消失这一完整的过程。经历过一个完整的非定常周期后,在 $t=6/6T$ 时刻,流场内的流动细节与 $t=0/6T$ 时刻完全一致,叶片通道内的流场分布进入下一个非定常循环周期。这更进一步证实了文献中所提出的叶尖二次涡的变化周期与非定常扰动周期完全一致这一观点。随着背压持续提高,叶尖二次涡

的强度逐渐增大,因此,叶尖区域的流动阻塞不断加剧,叶尖区域的主流不能顺利地流出通道,最终引起压气机失速。

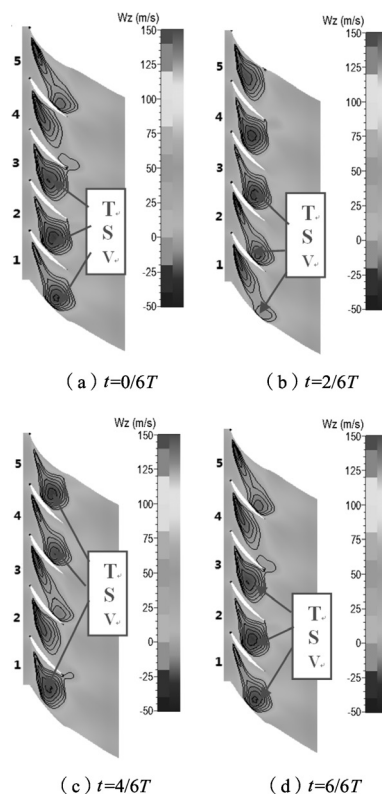


图 4 non-inj3 工况 99% 叶高处轴向速度分布

Fig.4 The distribution of axial velocity at 99% spanwise on non-inj3 condition

4.2 inj2 工况分析

图 5(a) 和图 5(b) 分别给出了 non-inj3 工况及 inj2 工况静止块与转动块中压力探针的 FFT 分析结果。对于 non-inj3 工况,我们在绝对坐标系下观察到了频率为 4065Hz 的叶片通过频率(BPF),而在相对坐标系下观察到了值为 1341Hz 对应的频率。经过换算可知 1341Hz 对应的时间为 61 个物理时间步,其值与 non-inj3 工况效率波动周期值完全吻合,这说明该频率值为流场中的非定常扰动频率,即叶尖二次涡活动频率。

对于 inj2 工况,我们依然在绝对坐标系下看到了叶片通过 BPF,在相对坐标系下我们观察到了频率值为 813Hz 及其倍频的一系列频率值,如图 5(b) 所示。对 813Hz 这一频率值进行换算,发现其对应的时间恰好为 100 个物理时间步,因此,该频率为转动块中压力探针受到喷气流冲击而产生的频率。此时,布置于转动块上的压力探针并没有监测到 1341Hz 这一频率值。这充分说明,微喷气后叶尖二次涡活动的特征频率消失。

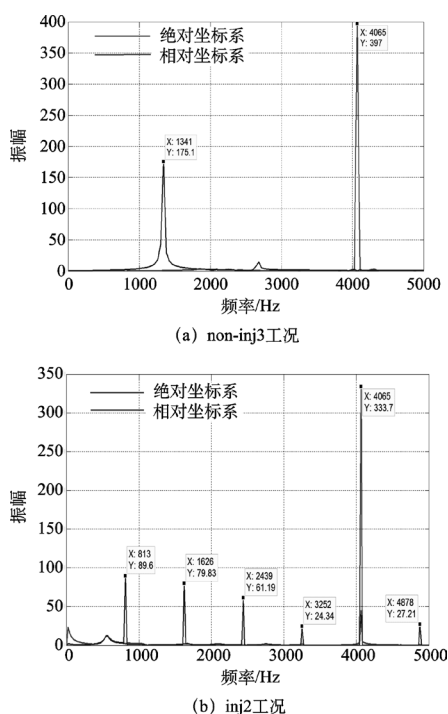


图5 non-inj3及inj2工况静压信号的FFT分析结果

Fig.5 The FFT analysis of static pressure on non-inj3 and inj2 condition

以喷气流扫过一个栅距为周期,图6给出了inj2工况一个周期内不同时刻99%叶高处的轴向速度分布(图中等值线区域表示 $W_z < 0$)。相比non-inj3工况,从轴向速度分布图中可以看出inj2工况各通道内仅出现了由间隙泄漏涡导致的狭长形轴向反流区,而椭圆形轴向反流区并未出现,且各个通道内轴向反流区的面积仅有微小的差异。因此,可以说明随着微喷气的引入,叶片通道中没有出现代表叶尖二次涡的椭圆形轴向反流区。由叶尖二次涡活动引起的非定常扰动被抑制,导致布置于转动块中的压力探针未能监测到叶尖二次涡活动的特征频率。

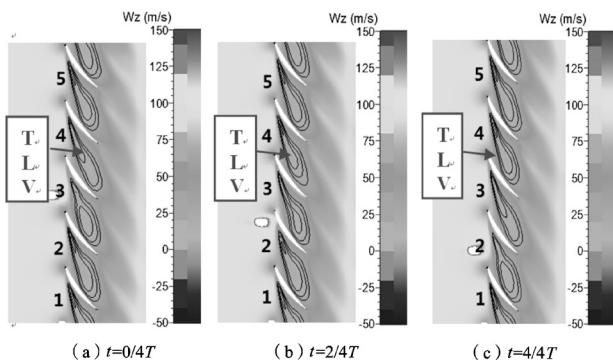


图6 inj2工况99%叶高处轴向速度分布图

Fig.6 The distribution of axial velocity at 99% spanwise on inj2 condition

4.3 微喷气导致叶尖二次涡消失的原因探讨

为了比较喷气前后载荷分布的变化,对non-inj3工况不同叶片的攻角进行平均处理,将处理后的攻角分布与inj2工况不同时刻的攻角进行对比,以此说明微喷气对载荷分布的影响。以喷嘴扫过一个栅距为周期,图7给出了该周期内不同时刻攻角的分布。

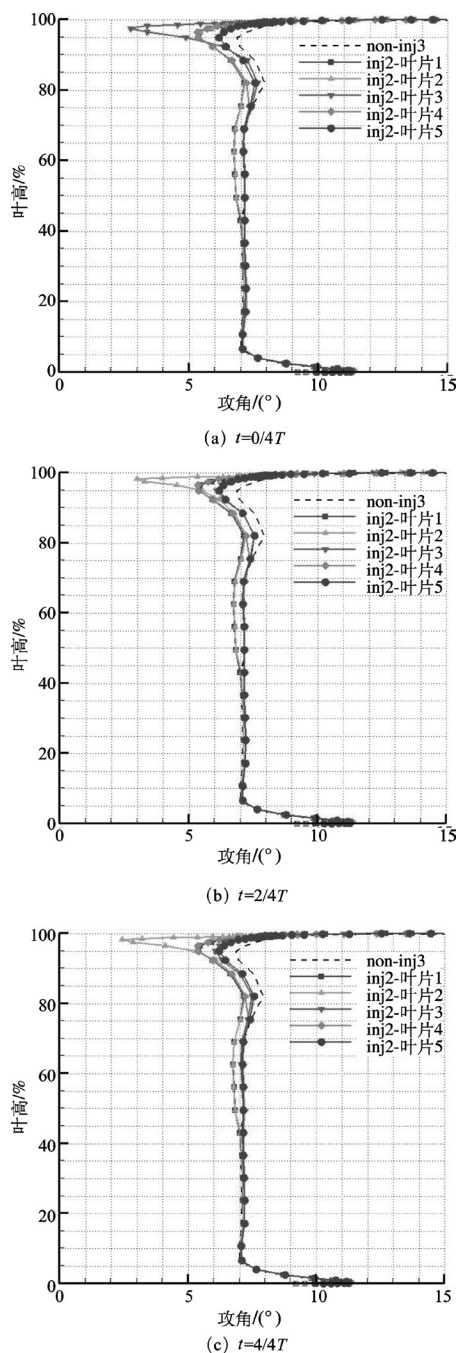


图7 inj2工况攻角分布

(0%叶高:叶根;100%叶高:叶尖)

Fig.7 The attack angle distribution on inj2 condition (0%blade: hub; 100%blade: tip)

从图 7 中可以明显地看出,微喷气条件下所有叶片不同时刻的瞬态攻角均小于 non-inj3 工况的攻角。叶片攻角在 40% 叶高以下差别不大,而在 80% 叶高范围以上,受到喷气流的影响,不同叶片的瞬态攻角相差较为明显。

在 $t=0/4T$ 时刻,喷气流恰好位于通道 3 中。由于叶片 4 刚刚经过喷气流的调整,叶尖载荷相对较小。而此刻叶片 3 恰好受到喷气流的冲击,高速的喷气流使叶片 3 的攻角降为瞬时最低值,载荷变为最小。由于微喷气流量相对较小,喷气流对叶尖区域的卸载作用仅局限于喷嘴正对的叶片,因此,其余叶片叶尖攻角之间的差异较小。在 $t=2/4T$ 时刻,高速射流的作用范围已越过叶片 3,此时高速射流对叶片 2 叶尖区域的卸载作用较为明显。从图中可以明显看出,较 $t=0/4T$ 时刻,叶片 2 的攻角显著降低,而叶片 3 的攻角显著增加。在 $t=4/4T$ 时刻,叶片 2 的攻角减为瞬时最小值,此时叶片 2 叶尖区域的载荷大小与 $t=0/4T$ 时刻叶片 3 的载荷大小完全一致。转子每转过一个栅距,其余叶片的叶尖攻角值也完成了周期性的更替。

微喷气改变了喷嘴所在位置处叶片的攻角,致使该叶片瞬态载荷显著降低,流场的动力学特性得以改变,叶尖二次涡的形成条件遭到破坏,因此,流场中的非定常扰动得到抑制。

4.4 微喷气条件下流场中非定常现象产生的原因分析

图 8 给出了 inj2 工况与 inj4 工况周向平均处理后攻角沿叶高的变化规律。由于 non-inj3 工况不同时刻攻角进行周向平均后的结果几乎相同,所以图中仅选取 non-inj3 工况一个时刻进行比较。从图中可以看出,对于 inj4 工况,整个叶高范围内的攻角均超过了 non-inj3 工况的攻角。这说明在微喷气条件下,压气机可在更高的载荷下保持稳定工作,即微喷气通过提高转子叶片极限载荷的方式使压气机的稳定裕度有所提升。但随着流量的进一步降低,一旦载荷超过叶片所能承受的极限载荷,压气机将会进入失速状态。

前述分析表明,对于 non-inj3 工况,流场中出现了由叶尖二次涡导致的轴向反流区沿流向传播的现象,流场中所有的非定常流动特征均由此现象引起。而 inj2 工况叶尖区域并未出现轴向反流区传播的现象。由图 8 可知, inj2 工况各个时刻的叶尖载荷均小于 non-inj3 工况的叶尖载荷。由此可以证明叶尖二次涡的传播与叶尖载荷分布有直接关系。在 inj2 工况与 non-inj3 工况所确定的这一载荷区间范围内,必然存在一个临界载荷,一旦超过此临界载荷,叶尖二次涡便开始沿流向传播,流场中的非定常现象因此而产生。为了验证上述猜测的正确性,需要对 inj4 工况叶尖区域流场进行分析。这是由于对于 inj4 工况而言,此时整个叶高范围

内的载荷均高于临界载荷。一旦 inj4 工况叶尖区域流场出现叶尖二次涡传播的现象,即可证明上述猜测的正确性。

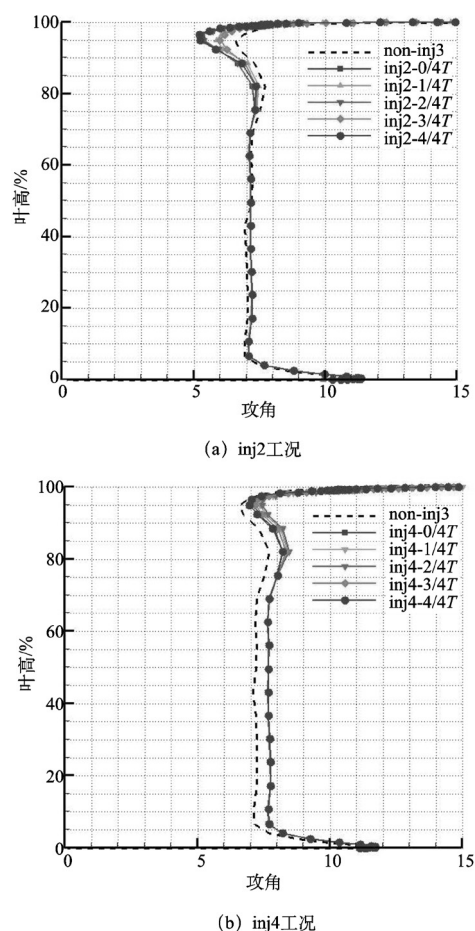


图 8 inj2 及 inj4 工况周向平均后攻角分布
(0% 叶高: 叶根; 100% 叶高: 叶尖)

Fig.8 The circumferentially-averaged distribution of attack angle on inj2 and inj4 condition
(0% blade: hub; 100% blade: tip)

图 9 给出了 inj4 工况喷嘴扫过一个栅距内不同时刻叶尖区域轴向速度分布云图(图中等值线区域代表轴向反流区)。从图中可以明显地看出,此时流场中出现了代表叶尖二次涡活动的椭圆形轴向反流区,且随着时间的推进其位置沿流向发生传播。这充分印证了上述分析的准确性,即叶尖载荷的大小是控制流场中非定常现象出现的最主要因素。一旦叶尖载荷超过临界载荷,叶尖二次涡即会沿周向及轴向发生传播。微喷气只是通过暂时缓解叶尖区域载荷的方式抑制流场中非定常现象的出现,但随着压气机背压的不断提高,微喷气对流场的控制作用已力所不及。对比图 6 及图 9 可以看出, inj4 工况轴向反流区的面积较 inj2 工况显著增大,从而引起流场中出现了大面积的环面阻塞区,微喷气此时已难以抑制叶尖载荷的迅速增加,压气机最终发展进入失速状态。

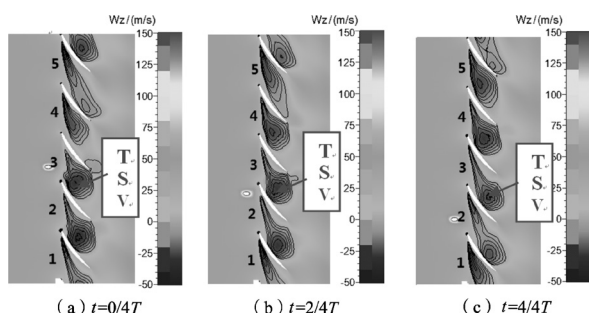


图9 inj4 工况 99% 叶高轴向速度分布

Fig.9 The axial velocity distribution at 99% spanwise on inj4 condition

5 结论

本文以某亚音轴流压气机试验台为研究对象,通过对比分析微喷气前后叶尖区域流场及载荷的变化规律,阐释了微喷气提高压气机稳定工作裕度的原因。通过分析,可以得到以下结论:

(1) 叶尖微喷气对压气机稳定裕度的改善作用较为明显,占设计点流量 0.050% 的喷气量可使压气机的稳定裕度提升 4.5%,因此,叶尖微喷气展现出了良好的应用前景。

(2) 微喷气改变了 inj2 工况叶尖区域的流场。此时叶片通道中没有出现代表叶尖二次涡活动的轴向反流区,由叶尖二次涡活动引起的非定常扰动因此得到抑制。

(3) 叶尖载荷的大小是控制流场中非定常现象出现的最主要因素,一旦叶尖载荷超过临界载荷,叶尖二次涡即会沿周向及轴向发生传播。微喷气只是通过暂时缓解叶尖区域载荷的方式抑制流场中非定常现象的出现,从而达到提高压气机稳定裕度的目的。

AST

参考文献

- [1] Day I J. Active suppression of rotating stall and surge in axial compressors[J]. Journal of Turbomachinery, 1993, 115 (1) : 40-47.
- [2] 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]. ASME Journal of Turbo Machinery, 1998, 120: 625-636.
- [3] Bhaskar R, Manish C, Kota V K, et al. Experimental study of boundary layer control through tip injection on straight and swept compressor blades[R]. ASME GT-2005-68304,

2005.

- [4] Gabriele C, Behnam H B, Albert K, et al. Parametric study of tip injection in an axial flow compressor stage[R]. ASME GT-2007-27403, 2007.
- [5] 童志庭, 聂超群, 朱俊强. 微喷气提高轴流压气机稳定性的研究 [J]. 工程热物理学报, 2006, 27 (S1): 121-124.
- TONG Zhiting, NIE Chaoqun, ZHU Junqiang. Investigation on micro tip injection improving the stability of an axial compressor [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2006, 27 (S1) : 121-124. (in Chinese)
- [6] 李清鹏. 轴流压气机失稳机理及叶顶喷气扩稳机理研究 [D]. 西安: 西北工业大学, 2012.
- LI Qingpeng. Investigation of flow instability mechanism and stability improvement mechanism based on tip injection in axial compressor [D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2012. (in Chinese)
- [7] 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. Study of flow instability and its passive control of a subsonic axial-flow compressor[D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2007. (in Chinese)
- [8] Wu Y H, Li Q P, TIAN J T, et al. Investigation of pre-stall behavior in an axial compressor rotor-Part I: unsteadiness of tip clearance flow[J]. Journal of Turbomachinery, 2012, 134 (5) : 1-12.
- [9] Wu Y H, Li Q P, TIAN J T, et al. Investigation of pre-stall behavior in an axial compressor rotor-Part II: flow mechanism of spike emergence[J]. Journal of Turbomachinery, 2012, 134 (5) : 051028.

作者简介

晁晓亮(1987—) 男, 硕士, 助理工程师。主要研究方向: 动力装置工作特性与性能飞行试验。

Tel: 18291967649

E-mail: 1206822016@qq.com

王俊琦(1989—) 男, 硕士, 助理工程师。主要研究方向: 航空发动机性能与工作特性试飞。

高翔(1990—) 男, 硕士, 助理工程师。主要研究方向: 航空发动机性能与工作特性试飞。

Investigation of Stability Improvement Mechanism Based on Micro Tip Injection in Subsonic Axial Compressor

CHAO Xiaoliang*, WANG Junqi, GAO Xiang

Chinese Flight Test Establishment, Xi'an 710089, China

Abstract: Tip injection is known as an effective method to enhance the stability of the compressor. In order to clarify how the tip micro injection extends stall margin markedly, the unsteady numerical simulations were done on the subsonic axial flow isolated rotor. The numerical simulation results demonstrate that the high speed injection decreases the loading in the tip region and the tip secondary vortex disappears in the inj2 condition, consequently, the stall margin of the compressor is extended distinctly after injection.

Key Words: axial compressor; numerical simulation; tip secondary vortex; micro tip injection

Received: 2016-12-09; **Revised:** 2017-02-24; **Accepted:** 2017-03-17

***Corresponding author. Tel. :**18291967649 **E-mail:** 1206822016@qq.com