

自适应流通处理机匣喷气位置对 压气机性能的影响

张皓光¹, 吴俊¹, 王云鹏¹, 楚武利^{1,2}, 吴艳辉¹

(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072;

2. 先进航空发动机协同创新中心, 北京 100191)

摘 要: 采用数值模拟方法研究了跨声风扇转子 Rotor 67 的失速机理和 3 个喷气位置的自适应流通处理机匣对转子性能的影响。结果表明:叶顶间隙泄漏涡中低速团是诱发失速的主要原因;3 个喷气位置的处理机匣均增大了压气机的稳定工作范围,喷气位置居中和后移的处理机匣综合稳定裕度改进量分别为 13.43%, 9.47%, 均大于前移的 2.72%;喷气位置居中和后移有利于抑制间隙泄漏流的发展,减小低能流体泄漏范围;相比前移和居中,后移不能激励压力面前缘处的低速团和抑制低能流体从叶顶前部泄漏。

关 键 词: 轴流压气机; 处理机匣; 喷气位置; 失速机理; 间隙泄漏流

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Influence of the injecting position of self recirculation casing treatment on compressor performance

ZHANG Hao-guang¹, WU Jun¹, WANG Yun-peng¹,

CHU Wu-li^{1,2}, WU Yan-hui¹

(1. School of Power and Energy,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China;

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

Abstract: A numerical investigation was carried out on the transonic axial-flow compressor Rotor 67 to clarify the stall mechanism and the influence of self recirculation casing treatment (with three injection positions) on its performance. The result showed that low-speed region in the tip leakage vortex played a major role in stall. Casing treatments with three different injection positions improved the aerodynamic stability of compressor, and those with forward injector gives less improvement (2.72%) on stall margin than those with center (13.43%) and backward (9.47%) injectors. Casing treatment with center or backward injector performed better in suppressing the tip leakage flow, thus reducing the spreading of low energy fluid. Additionally, the backward injector showed no effect in accelerating the blockage around pressure side leading edge and suppressing the low energy leakage, so the ability of improving flow-field of backward injector was lower than that of center injector.

Key words: axial-flow compressor; casing treatments; injection positions;
stall mechanism; tip leakage flow

收稿日期: 2014-08-29

基金项目: 国家自然科学基金重点项目(51236006); 国家自然科学基金(51006084); 航空科学基金(2014ZB53014);
中央高校基本科研业务费专项资金(3102014JCY01004)

作者简介: 张皓光(1981—), 男, 广西宾阳人, 副教授, 博士, 研究领域为叶轮机械气动热力学。

叶顶间隙泄漏流对压气机的性能有重要的影响. 主流与叶顶间隙泄漏流相互作用形成间隙泄漏涡, 在跨声速压气机转子中泄漏涡/激波/端壁边界层之间的相互作用构成复杂的叶顶流场结构. 其中间隙泄漏涡与激波相互作用后产生的低速区被认为是导致跨声轴流压气机转子失稳的重要原因之一^[1-2]. 为了保证轴流压气机的稳定性, 处理机匣作为一种被动控制技术而受到广泛、深入的研究. 传统的机匣处理主要包括槽式机匣和缝式机匣, 国内外学者针对这两种形式的处理机匣结构进行了充分的数值模拟与实验研究^[2-7]. 为了兼顾压气机的稳定性和效率, Hathaway^[8]提出自适应流通机匣处理结构, 并对该机匣处理结构进行数值研究. 结果表明该处理机匣在保持压气机效率基本不变的同时增加了压气机的稳定裕度. 随后自适应流通处理机匣逐渐引起各国学者的关注. Yang 等^[9]通过对传统轴向缝处理机匣进行改装, 也设计了一种自适应流通装置, 数值结果表明该装置使得跨声轴流压气机转子获得 4.4% 的流量裕度改进量并提高了其总压比, 仅略微降低了转子的效率. Strazisar 等^[10]对 Rotor 35 进行了带自适应流通处理机匣的研究, 结果表明自适应流通处理机匣增加了 70% 和 100% 设计转速下压气机转子的稳定运行范围. Weichert 等^[11]先对自适应流通装置喷、引气装置的形状、位置和角度等方面进行了优化, 随后研究了流通装置数目变化对压气机性能的影响. 结果表明使用 12 个自适应处理机匣在不降低效率的前提下获得 2.6% 的裕度改进量. 文献[12]对带自适应处理机匣的某亚声速轴流压气机转子进行非定常数值研究, 结果表明处理机匣获得了 12% 的综合稳定裕度改进量. 文献[13]对带自适应流通装置的 Rotor 37 进行非定常数值研究, 结果显示装置获得了 7.6% 的稳定裕度改进量且增加了中低流量范围的效率. 文献[14]对带不同数目的自适应流通装置的轴流压气机进行全通道非定常数值研究, 结果表明使用 15 个自适应装置的处理机匣比使用 10 个的处理机匣多获得 2.7% 的稳定裕度改进量, 但效率不及后者.

现今公开发表的文献对自适应处理机匣的作用、机理均有涉及, 但少有关于其喷气位置的研究, 仅文献[8, 11]中对喷气的位置有过研究, 但其对压气机内部流场分析较少. 绝大多数学者在分析其作用机理的时候经验性地将喷气位置置于转子叶尖前缘上游. 事实上, 当喷气位置与叶顶弦长

存在重合时, 处理机匣的喷气流将与间隙泄漏流发生直接作用. 由前述分析知道, 这很有可能对压气机的性能有着重大影响. 因此, 本文以 NASA Rotor 67 为研究对象, 先通过数值模拟研究该跨声轴流风扇转子的失速机理, 在此基础上详细分析研究自适应流通处理机匣 3 个不同喷气位置 (包含喷气位置与叶顶弦长重合的情况) 对跨声轴流压气机转子性能的影响.

1 研究对象及数值计算方法

1.1 研究对象

本文研究对象为 NASA 设计的一个跨声轴流风扇转子 Rotor 67, NASA 对该风扇转子内部流场进行过详细的测量, 测量结果公开发表在 NASA 技术报告^[15]中. 表 1 为 Rotor 67 的主要设计参数及几何参数. 图 1 给出了该转子的实验数据测量位置及计算区域.

表 1 Rotor 67 的设计参数

Table 1 Design parameters of Rotor 67

Parameter	Value
Blade number	22
Rotating speed/(r/min)	16 043
Mass flow/(kg/s)	33.25
Total pressure ratio	1.63
Tip clearance/cm	0.1016

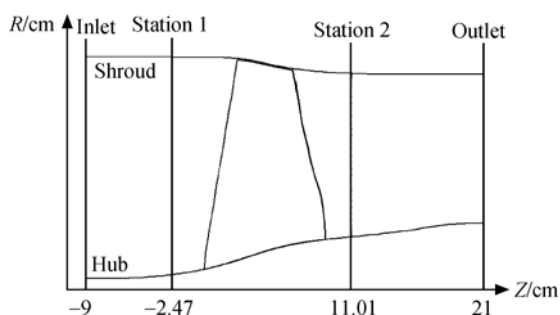


图 1 Rotor 67 的实验测量位置及计算域

Fig. 1 Experimental measuring position and compute field of Rotor 67

在数值研究中, 自适应处理机匣结构在参考文献[12-13]设计的基础上, 对不同结构参数的处理机匣进行过模拟, 最后选取扩稳效果相对较好的处理机匣作为研究对象.

3 种自适应处理机匣 (分别记为 CT A, CT B, CTC) 主要的设计参数见表 2, 其中 L 为喷气

表2 自适应处理机匣的主要几何参数

Table 2 Basic geometry parameters of self recirculation configuration

Item	CT A		CT B		CT C	
	D	θ/rad	D	θ/rad	D	θ/rad
Injecting part	$D_1=0.208$	0.143	$D_1=0.208$	0.143	$D_1=0.208$	0.143
Bridge	$D_2=2.068$	0.143	$D_2=1.688$	0.143	$D_2=1.408$	0.143
Bleeding part	$D_3=0.392$	0.143	$D_3=0.392$	0.143	$D_3=0.392$	0.143
$L/\%$	-33		5		33	

装置前缘线和叶尖前缘线间距(用叶尖轴向弦长无量纲化), D 为轴向宽度 (D_1, D_2, D_3 分别为喷气、桥道及引气部分的轴向宽度, 用叶尖轴向弦长无量纲化), θ 为对应部分的周向宽度。

3 种自适应处理机匣保证喷气装置主要参数相同或相似, 其中三者喷气角度大致相等为 17° (喷气结构中弧线与机匣线的切线夹角), 吸气装置轴向位置不变均位于转子尾缘下游大约 100% 轴向弦长处的机匣面上, 桥道的下端到机匣面的平均距离大致相等约为 30% 转子平均叶高, 桥道高度均为 7% 平均叶高, 变化 3 种处理机匣喷气装置的轴向位置以研究喷气位置变化对压气机性能的影响。图 2 给出了 CT B 处理机匣的结构图。

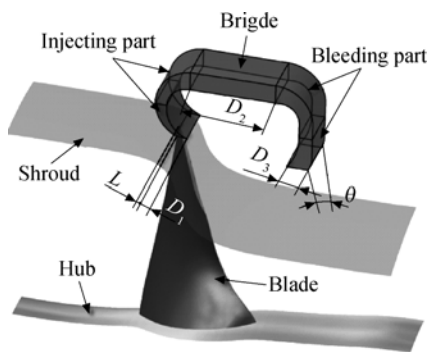


图2 CT B 处理机匣的结构图

Fig. 2 Configuration of CT B casing treatment

1.2 数值计算方法

数值计算使用 Numeca 软件中的 Fine/Turbo 模块, 采用 S-A 湍流模型求解三维雷诺平均 N-S 方程, 空间项的离散采用 Jameson 的 2 阶有限体积格心格式。对于定常计算, 时间项的离散采用显式 4 阶龙格-库塔方法推进获得定常解; 非定常计算时, 采用双时间步法, 转子单通道划分 30 个物理时间步, 每物理时间步下虚拟推进 20 步。非定常计算的初场使用同一工况点的定常计算结果或上一工况点的非定常计算结果。计算另外使

用多重网格法、局部时间步长等措施加速收敛。

计算网格由 IGG/Autogrid 模块构建。主通道采用 HOH 型拓扑结构; 间隙网格采用分区网格技术, 具体划分方法参考文献[7]。为减小计算量, 采用单通道进行计算。通道网格数总计 94.5 万, CT A, CT B, CT C 处理机匣网格数分别为 11.1 万, 10.7 万, 10.4 万。其网格拓扑及周向、厚度方向网格分布完全一致, 差异仅在于桥道部分轴向网格分布(需根据桥道长度适当调整, 保证网格尺度基本一致)。图 3 给出了 CT B 处理机匣网格分布的三维图。在数值计算中, 所有的工况都是在设计间隙和设计转速下进行的。进口边界条件给定绝对总温为 288.15 K, 绝对总压为 101 325 Pa, 出口边界条件给定平均静压, 通过不断调整出口静压获得不同工况点的性能。



图3 CT B 处理机匣的三维网格图

Fig. 3 View of 3-D mesh with CT B casing treatment

2 实壁机匣总性能对比分析

图 4 为设计转速下计算与试验性能曲线对比图, 数值模拟测量截面与试验测量截面相同, 全工况计算结果均由定常计算获得, 图中给出了文献[16]中采用 Standard $k-\epsilon$ 湍流模型的计算结

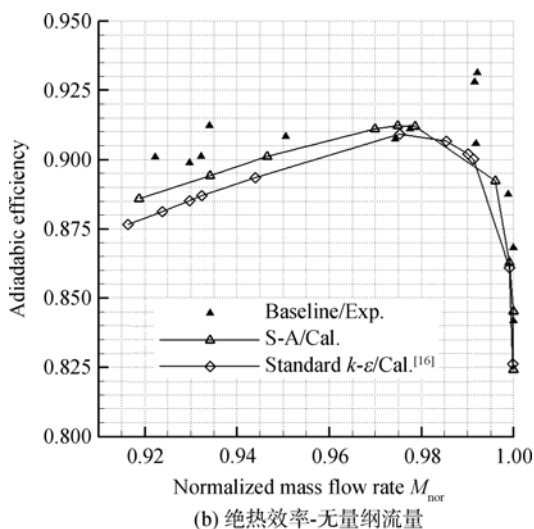
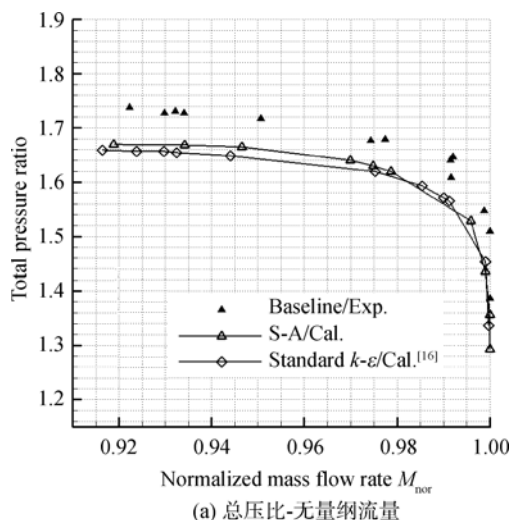


图4 转子的总性能曲线

Fig. 4 Total performance lines of rotor

果. 文献中对该转子进行多种两方程湍流模型验证, 结果表明 Standard $k-\epsilon$ 湍流模型计算得到结果跟试验结果吻合最好, 本文采用 S-A 湍流模型

计算得到总性能曲线与不同工况不同叶高相对马赫数分布均和文献中采用 Standard $k-\epsilon$ 湍流模型的计算结果相差不大(由于篇幅仅给出总性能曲线对比图), 其中总性能曲线与试验的吻合程度稍好于后者, 因此, 结合计算精度和计算效率考虑, 本文选用 S-A 湍流模型. 下面对本文数值计算结果与试验结果进行对比, 数值计算堵塞点流量为 34.62 kg/s, 与试验测量堵塞点流量为 34.96 kg/s 之间的相对误差为 0.97%. 由图可以看出, 计算性能曲线总体趋势与试验结果吻合程度较好, 只是在数值上略低于试验值, 总压比的相对误差尤为明显, 这与文献[8, 16]计算结果基本一致, 计算得到的近失速点流量稍小于试验值.

3 跨声速轴流压气机失速机理分析

图5为转子通道内近似垂直叶表的截面上相对马赫数 Ma_r 分布云图. 由图可以看出叶顶低速团随节流过程的发展. 峰值效率点时, 通道激波之后出现低速团; 随着工况向近失速点靠近, 通道中低速团范围不断增加. 近失速点时, 有大量低速团堆积于叶顶压力面前缘, 此时吸力面侧并未出现明显的分离低速区. 位于压力面前缘低速团对叶顶通道形成严重堵塞, 若继续加大背压, 将触发压气机失速.

图6为叶顶间隙泄漏流线及转子通道内近似垂直叶表的截面上总压损失系数分布云图, 总压损失系数定义为

$$C_p = (p_{t, \text{inlet}} - p_t) / p_{t, \text{inlet}}$$

式中 p_t 为叶片通道内某一截面上流体的相对总压, $p_{t, \text{inlet}}$ 为进口截面的平均相对总压. 转子前缘附近的高损失区对应间隙泄漏涡. 观察 C_p 云图和间隙泄漏流流线图可以看出, 随着泄漏涡向下游

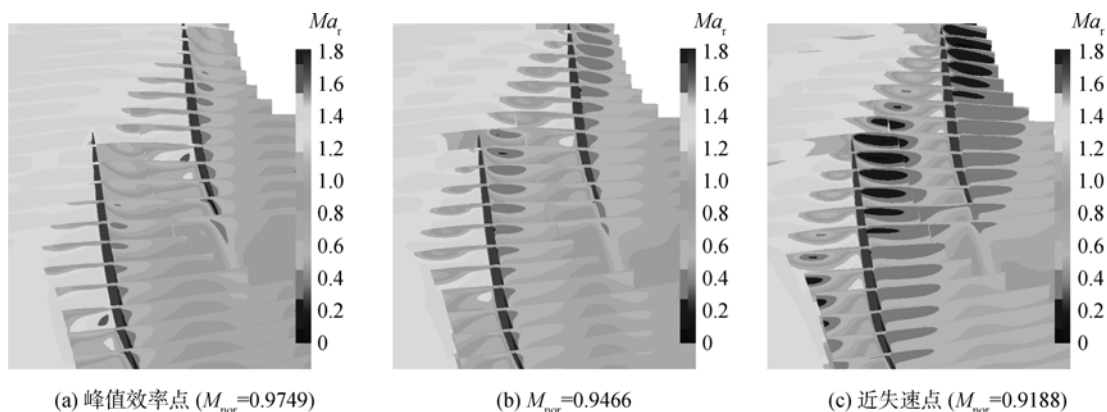


图5 转子通道内相对马赫数分布云图

Fig. 5 Relative Mach number contour in the rotor passage

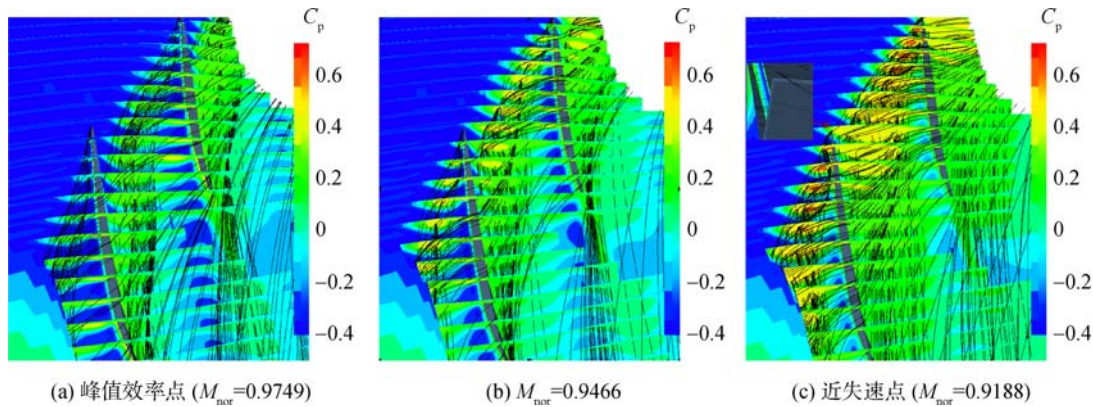


图6 叶顶间隙泄漏流线及转子通道内总压损失系数分布云图

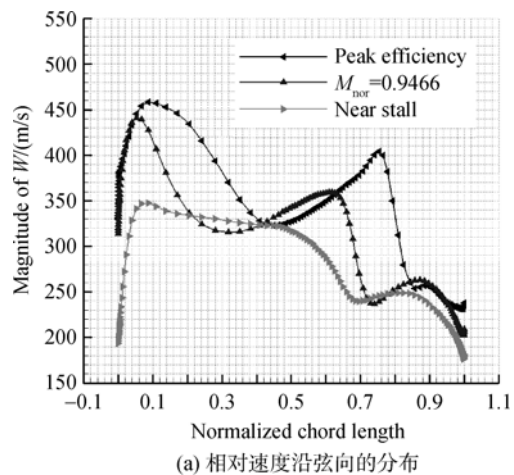
Fig. 6 Tip leakage streamlines and total pressure loss coefficient in the rotor passage

运动,泄漏涡尺度并未出现突然膨胀,根据文献[17]中旋涡破碎判断依据,可以得出该转子中间隙泄漏涡未发生破碎.这个结果与文献[16]对该转子进行非定常数值研究结果相一致.观察图中 C_p 云图可以发现:随着压气机的节流,通道截面中高总压损失区面积不断增加,在通道前几个截面泄漏涡核中的总压损失系数不断增大;近失速点时,叶顶压力面前缘出现大面积的高总压损失区,通道前几个截面出现极高相对总压损失区.

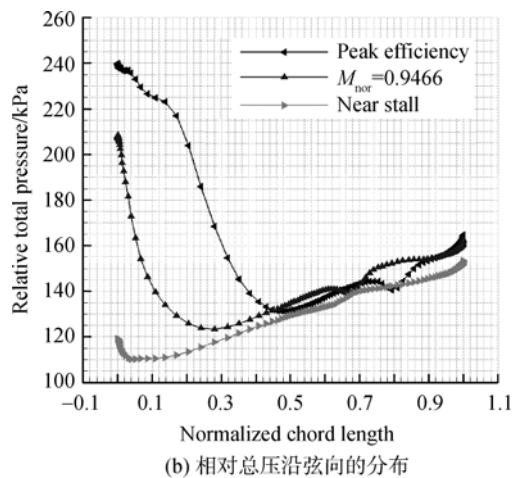
图7给出了叶顶间隙泄漏流的特性,图7(a)、图7(b)分别为间隙泄漏流相对速度和相对总压沿弦向的分布图.文献[18]提到间隙泄漏涡核的损失与前缘泄漏速度成正比.由图7(a)可以看到,随着背压的提高,前40%弦长范围间隙泄漏流相对速度基本上呈现不断减小的趋势,因而间隙泄漏涡核中相对总压损失强度应是不断降低的.再由图7(b)可以发现,原来造成通道上游泄漏涡核中高 C_p 出现的主要原因是叶顶间隙泄漏流相对总压的不断减小.

结合图5~图7可以分析出,随着压气机节流,主流/间隙泄漏流交界面前推,泄漏涡到达通道压力面的位置相应前移,与激波相互作用后低能流团堆积于叶顶压力面侧的范围向上游扩展.由图7(b)可以明显看到,叶顶间隙泄漏流低相对总压范围不断向上游扩展并且相对总压“波谷值”逐渐降低.近失速点时,具有低相对总压的叶顶间隙泄漏流大量卷入间隙泄漏涡,由此堆积于涡核中的低能流体,即使与主流相互作用也无法获得足够的能量以克服通道中的逆压梯度.通道中出现大量的低速团并堆积于叶顶压力面前缘,严重堵塞叶顶通道.进一步的节流将引起失速.

由上述分析可知,激波后泄漏涡内低能流体导致通道中低速团产生,该低速团是诱发失速的主要原因.因此,可从激励泄漏涡中低速流体、减少低能流体泄漏、抑制泄漏流/涡等方面采用控制措施来提高转子的稳定性.



(a) 相对速度沿弦向的分布



(b) 相对总压沿弦向的分布

图7 叶顶间隙泄漏流的特性图

Fig. 7 Characteristics of tip leakage flow

4 自适应处理机匣数值结果分析

4.1 总性能分析

图8给出了实壁机匣及3种自适应处理机匣的性能曲线,图中数值模拟测量截面均为计算域的进出口,黑色虚线标示出了实壁机匣近失速点流量.压气机的性能曲线主要由定常计算获得,仅在与实壁机匣近失速流量对应的工况点进行非定常计算.观察图中性能曲线可以看出,相较于CT A处理机匣,大流量点时,CT B和CT C处理机匣对转子压比和效率的降低程度明显减小,小流量点时,两个处理机匣甚至提升了转子的压比和效率;3种处理机匣均减小了压气机的近失速点流量,CT B处理机匣稳定运行范围最大,增加了压气机的稳定运行范围,其中CT C处理机匣其次,CT A处理机匣最小.

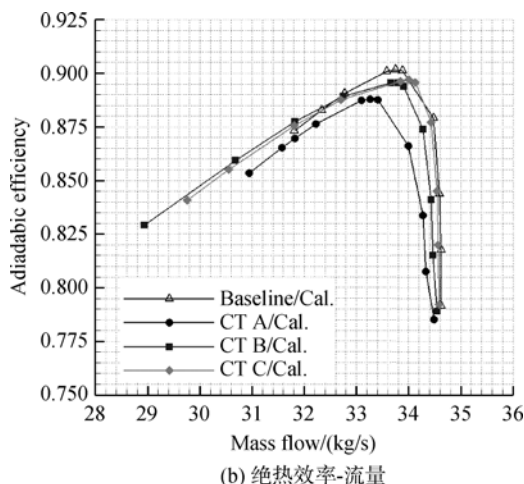
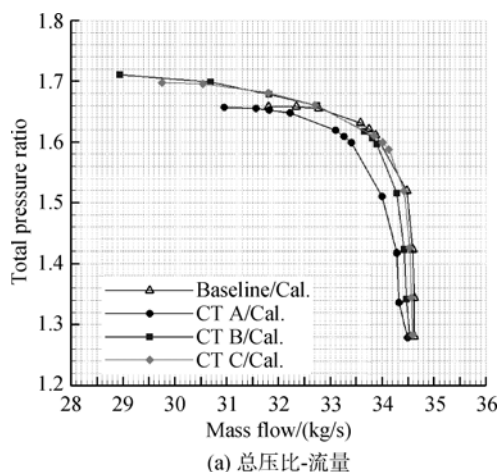


图8 不同机匣的总性能曲线

Fig. 8 Total performance lines with different cases

为了综合考虑稳定裕度和叶轮性能的关系,引入综合稳定裕度改进 ΔS_m

$$\Delta S_m =$$

$$[(\pi_{ns,ct}/\pi_{ns,sw})/(m_{ns,ct}/m_{ns,sw}) - 1] \times 100\%$$

式中 π 和 m 分别代表总压比和进口流量;下标 ct, sw, ns 分别代表处理机匣、实壁机匣、近失速点.

表3给出实壁机匣及3种自适应处理机匣峰值效率点和实壁机匣近失速点时的性能参数及扩稳效果(表中数值模拟测量截面为计算域的进出口).3种处理机匣峰值效率均小于实壁机匣,其中CT B和CT C处理机匣峰值效率比CT A处理机匣分别大0.76%和0.91%.实壁机匣近失速点时,CT A处理机匣压比较实壁机匣稍低,而CT B和CT C处理机匣对转子压比提升较大;CT B和CT C处理机匣综合稳定裕度改进量 ΔS_m 分别为13.43%和9.47%均大于CT A处理机匣的2.72%.实壁机匣近失速工况点时,CT A, CT B, CT C 3种处理机匣的流通流量分别为0.4257, 0.4070, 0.2468 kg/s, 约占实壁机匣近失速工况点流量的1.34%, 1.28%, 0.78%.

表3 不同机匣的性能参数

Table 3 Performance parameters of different cases

Style	$\eta_{pe}/\%$	π_{pe}	$\eta_{ns,sw}/\%$	$\pi_{ns,sw}$	$\Delta S_m/\%$
SW	90.17	1.621	87.31	1.658	0
CT A	88.79	1.609	86.96	1.652	2.72
CT B	89.55	1.609	87.73	1.678	13.43
CT C	89.70	1.599	87.55	1.683	9.47

由上述分析,相比于喷气位置在前缘上游的方案(CT A处理机匣),自适应处理机匣喷气位置与叶顶弦长重合(CT B, CT C处理机匣)更有利于提升压气机的稳定性,并减小损失.由于3种处理机匣吸气装置轴向宽度及几何形状均相同,并且由其处理机匣流通流量可知,CT A处理机匣吸气装置抽吸能力强于CT B和CT C处理机匣,因而可以认为三者对压气机性能影响不同的主要原因是喷气位置的变化,下面将结合具体流场对其原因进行分析.

4.2 压气机叶尖的耦合流动分析

以下流场分析中,若无特殊说明均以实壁机匣近失速点流量作为比较基准.

图9为转子通道内近似垂直叶表的截面上相

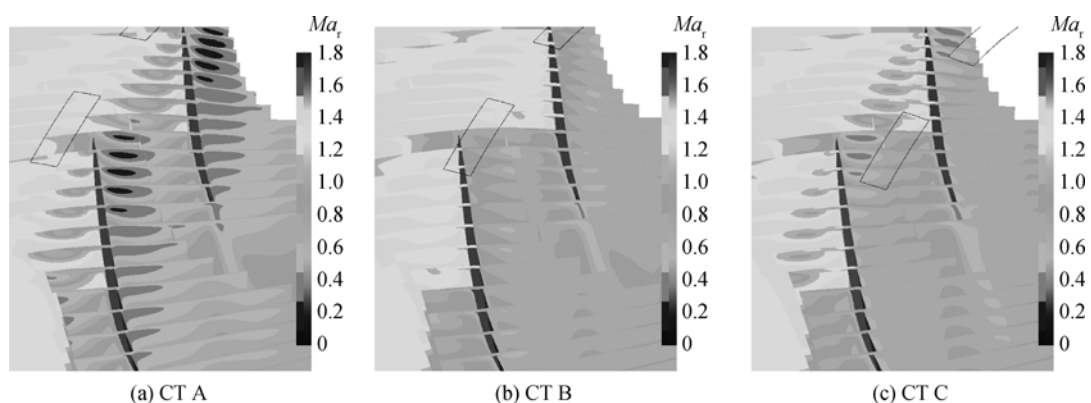


图9 转子通道内相对马赫数分布云图

Fig. 9 Relative Mach number contour in the rotor passage

对马赫数 (Ma_r) 分布云图 (时均值), 图中给出了自适应处理机匣喷气装置的位置. 由图可以看出, 相较于实壁机匣 (见图 5(c)), CT A 处理机匣时, 通道中堆积于叶顶压力面处的低速团范围明显减小, 对进口气流的堵塞作用减弱, 通道中的流场情况得到明显. CT B, CT C 处理机匣时通道中的低速团范围几乎消失, 其改善叶顶通道内流场的能力强于 CT A 处理机匣. 进一步比较 CT B, CT C 处理机匣可以发现: CT B 处理机匣时通道中低速团位于通道中部, CT C 处理机匣时通道中低速团靠近压力面前缘并且相对马赫数数值稍低, 两个处理机匣通道中低速团并不堆积于喷气位置处, 带自适应流通处理机匣后, 具有较高动量的喷气流与通道中低速团相互作用, 对通道中低速团的堆积起到了一定的抑制作用, CT C 处理机匣由于喷气位置后移, 喷气流不能激励堆积于压力面前缘处的低速团. 由上分析可知, CT B 处理机匣改善叶顶通道内流场的能力最强, CT C 处理

机匣其次, CT A 处理机匣最弱.

图 10 为 98% 叶高处相对速度 W_{xyz} 的矢量分布图 (时均值). CT A 处理机匣时, 在通道中圆形标注区域存在低速区, 该区域流体在逆压梯度的作用下, 出现向压力面前缘倒流的趋势, 通道内流体的流通能力不强; CT B 处理机匣时, 通道内不存在明显低速区, 气体能顺利流进/流出叶片通道; 对比 CT A 处理机匣可以发现, CT C 处理机匣时, 通道低速区基本消除, 但是在圆形标注区域内流体尚存在向压力面前缘折转的趋势, 通道内流体流通能力弱于 CT B 处理机匣. 结合对图 9 和图 10 的分析, 可以推断出 CT B 处理机匣扩稳效果最好, CT C 处理机匣其次, CT A 处理机匣最弱.

由前节对实壁机匣失速机理的分析可知叶顶低能流体是通道低速团产生的重要因素, 在 3 个不同喷气位置的自适应流通处理机匣中, 如果某个喷气位置的处理机匣能很好地减少低能流体的泄漏, 势必将带来更好的扩稳效果. 图 11 为转子

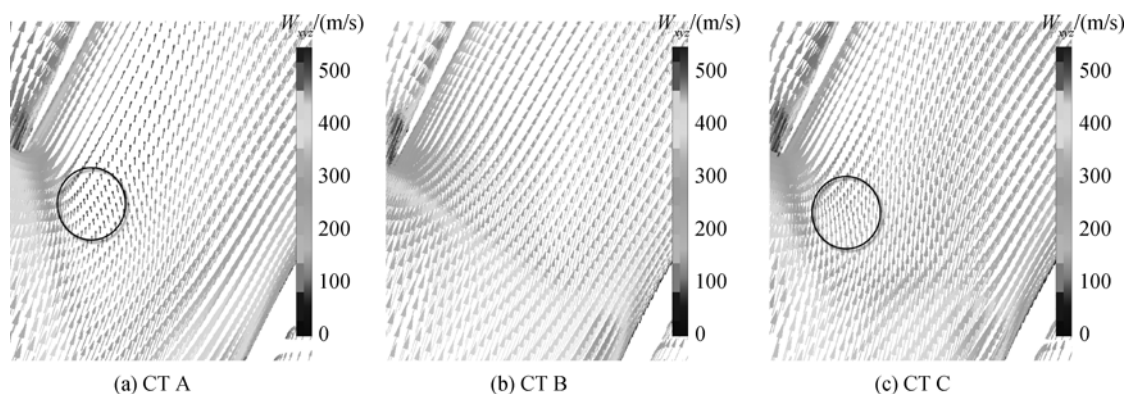


图10 98%叶高处相对速度的矢量分布图

Fig. 10 Relative velocity vector at the 98% span

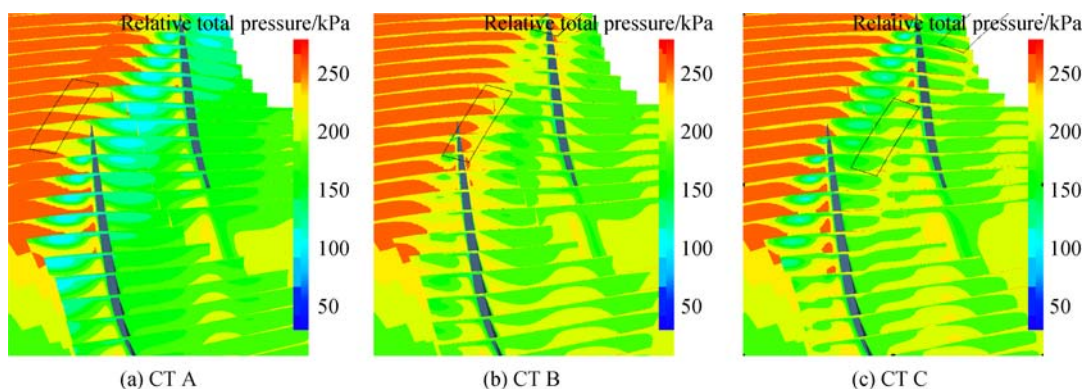


图 11 转子通道内相对总压分布云图

Fig. 11 Relative total pressure in the rotor passage

通道内近似垂直叶表的截面上相对总压分布云图(时均值),图中给出了自适应处理机匣喷气装置的位置.观察图 11 可以看出,CT A 处理机匣时,叶顶压力面前部堆积着大量具有低相对总压的流体,CT B 处理机匣时,明显增加叶顶压力面侧前部流体的相对总压,基本消除了通道中低相对总压区,CT C 处理机匣时,靠近叶顶压力面侧低相对总压区面积明显减小但还是影响叶顶压力面前部.

图 12 为叶顶间隙泄漏流相对总压沿弦向的分布图.由于叶顶压力面侧流体相对总压分布的不同,使得 3 种处理机匣叶顶间隙泄漏流相对总压分布的不同,使得 3 种处理机匣叶顶间隙泄漏流相对总压沿弦向的分布也存在差异.相较于 CT A 处理机匣,CT B 处理机匣明显提高叶顶间隙泄漏流的相对总压,CT C 处理机匣前 33% 弦长范围内泄漏流的相对总压高于 CT A 处理机匣,但低于 CT B 处理机匣,而 33% 弦长以后范围

间隙泄漏流的相对总压有明显的增加.相较于 CT A 处理机匣,CT B,CT C 处理机匣减小了低能流体泄漏范围,提高间隙泄漏流的相对总压,使得泄漏涡内流体能克服更高的逆压梯度,减小通道中低速团的范围.

图 13 为转子叶顶间隙泄漏流在两个典型时刻的分布图.观察图 13(a)中 CT A 处理机匣间隙泄漏流流线可以看出,CT A 处理机匣时,主流/间隙泄漏流交界面靠近叶片压力面前缘.观察图 13(b)可以明显看到,自适应流通处理机匣后,在两个时刻中当喷气装置对准叶片前缘时,泄漏流线受到喷气流的挤压,抑制了泄漏流向叶顶压力面前缘的发展.当喷气装置未对准叶片前缘时,叶顶中部泄漏流明显运动到更靠近叶顶前缘的位置.对比图 13(a)和图 13(b)可以发现,CT B 处理机匣时,由于喷气装置位于叶顶前部,总体上主流/间隙泄漏流交界面向下游推移程度大于 CT A 处理机匣,并且间隙泄漏流中低能流体也可与喷气流相互作用,进而减小低能流体堆积于叶顶压力面的范围.观察图 13(c)可以看到,随着喷气位置进一步后移,CT C 处理机匣时,处理机匣不能控制叶顶前部间隙泄漏流,主流/间隙泄漏流交界面靠近叶顶压力面前缘,形成间隙泄漏涡内低能流体堆积于叶顶压力面前部的情况,但喷气流能抑制喷气位置下游处叶顶间隙泄漏流向通道上游的发展,阻止其卷吸入发源于叶顶上游的间隙泄漏涡,同时喷气流抑制间隙泄漏涡中低能流体从叶顶大约后 67% 弦长范围泄漏,增加了此范围处叶顶间隙泄漏流的相对总压,叶顶大约后 67% 弦长范围内大部分间隙泄漏流并不参与低速区的形成.

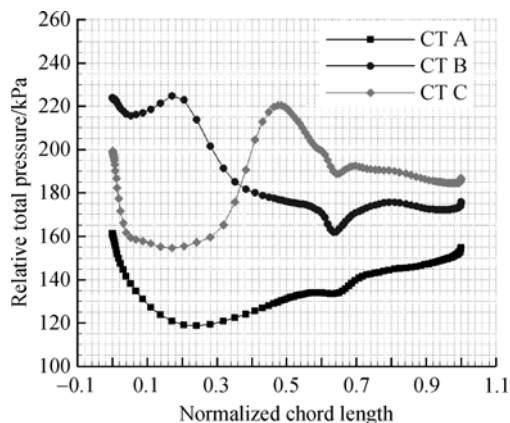


图 12 叶顶间隙泄漏流相对总压沿弦向的分布图
Fig. 12 Relative total pressure distribution of tip leakage flow

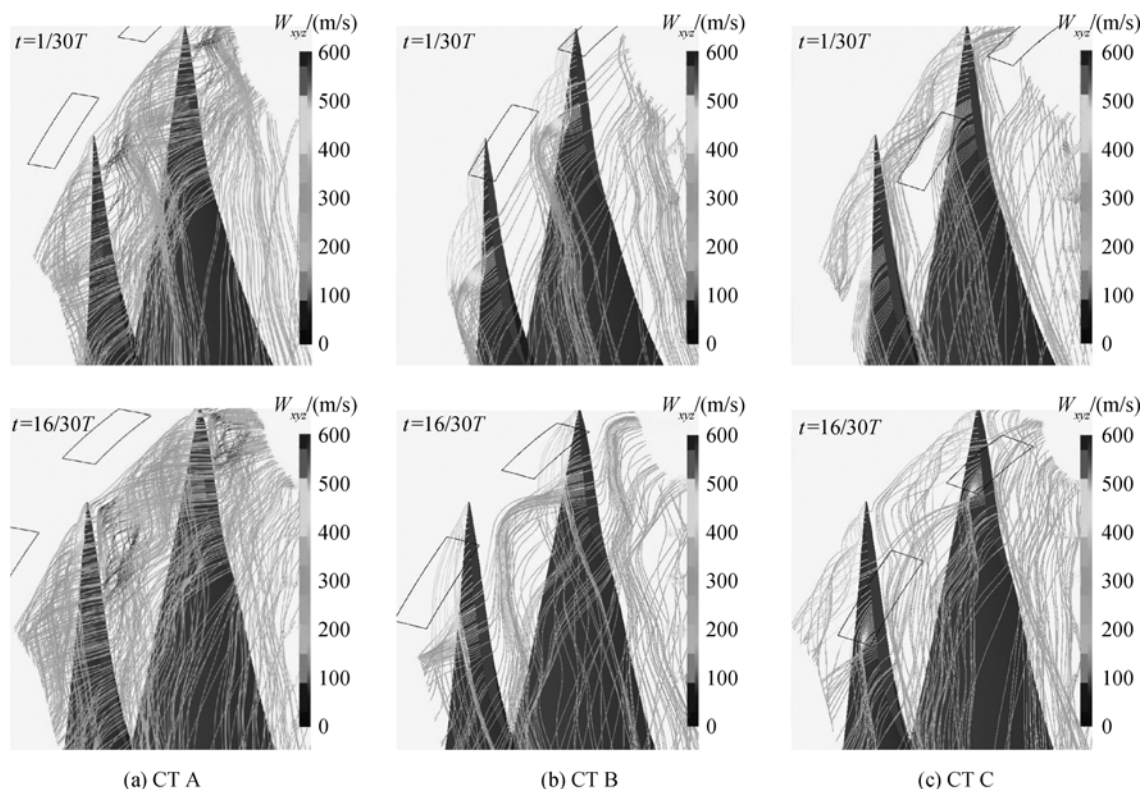


图13 叶顶间隙泄漏流线在两个典型时刻的分布图

Fig. 13 Unsteady tip leakage streamlines in the tip clearance

5 结 论

论文针对 NASA 转子 Rotor 67, 开展了带 3 种不同喷气位置的自适应流通处理机匣数值研究, 结果表明, 3 种处理机匣均扩大了压气机的稳定工作范围, 喷气位置居中的处理机匣扩稳效果最好, 后移其次, 前移最差。得到主要结论如下:

1) 实壁机匣时, 激波后泄漏涡内低能流体泄漏导致通道中大面积低速团产生, 该低速团是诱发失速的主要原因。

2) 自适应流通处理机匣后, 具有较高动量的喷气流与通道中低速团相互作用, 给低能流体提供额外的能量, 削弱了叶顶通道内低能气团堆积的程度, 进而提高叶顶的流通能力。

3) 与喷气位置前移的处理机匣比较, 喷气位置居中和后移有效地抑制间隙泄漏流的发展, 减小了低能流体泄漏范围, 并提高泄漏流的相对总压, 减小叶片通道中低速团的范围。喷气位置后移的处理机匣不能激励堆积于压力面前缘处的低速团和抑制低能流体从叶顶前部泄漏, 使其扩稳效果没有居中的好。

参考文献:

[1] Yamada K, Funazaki K, Furukawa M, et al. The behavior

of tip clearance flow at near-stall condition in a transonic axial compressor rotor[R]. ASME Paper GT2007-27725, 2007.

[2] Muller M W, Biela C, Schiffer H P, et al. Interaction of rotor and casing treatment flow in an axial single-stage transonic compressor with circumferential grooves[R]. ASME Paper GT2008-50135, 2008.

[3] Müller M W, Biela C, Schiffer H P, et al. Effect of circumferential on the aerodynamic performance of an axial single-stage transonic compressor[R]. ASME Paper GT2007-27365, 2007.

[4] LU Xingen, CHU Wuli, ZHU Junqiang. Mechanism of the interaction between casing treatment and tip leakage flow in a subsonic axial compressor[R]. ASME Paper GT2006-90077, 2006.

[5] 李相君, 楚武利, 张皓光. 高负荷跨声速轴流压气机周向浅槽处理机匣扩稳机理[J]. 推进技术, 2013, 34(5): 629-637.

LI Xiangjun, CHU Wuli, ZHANG Haoguang. Stabilizing mechanism of shallow circumferential grooves on a high loaded transonic axial-flow compressor[J]. Journal of Propulsion Technology, 2013, 34(5): 629-637. (in Chinese)

[6] 张皓光, 楚武利, 吴艳辉, 等. 轴向倾斜缝机匣处理影响压气机性能的机理[J]. 推进技术, 2010, 31(5): 555-561.

ZHANG Haoguang, CHU Wuli, WU Yanhui, et al. Investigation of the flow mechanism of affecting compressor performance with axial skewed slots casing treatment[J]. Journal of Propulsion Technology, 2010, 31(5): 555-561.

- (in Chinese)
- [7] 张皓光, 楚武利, 吴艳辉. 缝式处理机匣轴向位置对压气机特性影响的机理[J]. 航空动力学报, 2011, 26(1): 92-98.
ZHANG Haoguang, CHU Wuli, WU Yanhui. Mechanism of influences of axial positions of axial skewed slot on a compressor performance[J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(1): 92-98. (in Chinese)
- [8] Hathaway M D. Self-recirculating casing treatment concept for enhanced compressor performance[R]. ASME Paper GT2002-30368, 2002.
- [9] Yang H, Nuernberger D, Nicke E, et al. Numerical investigation of casing treatment mechanisms with a conservative mixed-cell approach[R]. ASME Paper GT2003-38483, 2003.
- [10] Strazisar A J, Bright M M. Compressor stall control through endwall recirculation[R]. ASME Paper GT2004-54295, 2004.
- [11] Weichert S, Day I, Freeman C, et al. Self-regulating casing treatment for axial compressor stability enhancement[R]. ASME Paper GT2011-46024, 2011.
- [12] 张皓光, 楚武利, 吴艳辉, 等. 压气机端壁自适应流通延迟失速的数值分析[J]. 推进技术, 2009, 30(2): 202-208.
ZHANG Haoguang, CHU Wuli, WU Yanhui, et al. Numerical investigation of the flow mechanisms of compressor stall delay through end wall self recirculation[J]. Journal of Propulsion Technology, 2009, 30(2): 202-208. (in Chinese)
- [13] 张皓光, 楚武利, 吴艳辉, 等. 自适应流通机匣处理改善压气机性能的机理[J]. 推进技术, 2010, 31(3): 301-308.
ZHANG Haoguang, CHU Wuli, WU Yanhui, et al. Flow mechanisms of improving compressor performance through self recirculation casing treatment[J]. Journal of Propulsion Technology, 2010, 31(3): 301-308. (in Chinese)
- [14] 张皓光, 吴俊, 楚武利, 等. 带自适应流通处理机匣的轴流压气机全通道数值研究[J]. 推进技术, 2013, 34(7): 918-924.
ZHANG Haoguang, WU Jun, CHU Wuli, et al. Full-annulus numerical investigation of axial flow compressor with self recirculation casing treatment[J]. Journal of Propulsion Technology, 2013, 34(7): 918-924. (in Chinese)
- [15] Strazisar A J, Wood J R, Hathaway M D, et al. Laser anemometer measurements in a transonic axial flow fan rotor[R]. NASA TP-2879, 1989.
- [16] 杜娟. 跨音压气机/风扇转子叶顶泄漏流动的非定常机制研究[D]. 北京: 中国科学院工程热物理研究所, 2010.
DU Juan. Investigation on the unsteady mechanism of tip leakage flow in transonic compressor/fan rotors[D]. Beijing: Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, 2010. (in Chinese)
- [17] 童秉纲. 非定常流与涡运动[M]. 北京: 国防工业出版社, 1993: 350-351.
- [18] Wilke I, Kau H P. A numerical investigation of the influence of casing treatments on the tip leakage flow in a HPC front stage[R]. ASME Paper GT2002-30642, 2002.

(编辑: 秦理曼)