

槽式处理机匣开槽数目对扩稳效果的影响^{*}

楚武利¹, 张皓光¹, 吴艳辉¹, 党春宁²

(1 西北工业大学 动力与能源学院, 陕西 西安 710072

2 第二炮兵工程学院, 陕西 西安 710025)

摘 要: 采用试验与数值手段研究周向凹槽槽数变化对压气机性能的影响, 在一亚声速转子上进行 4 种不同槽数的周向槽处理机匣试验。试验结果表明, 4 种不同槽数的机匣处理都提高压气机的失速裕度, 在相同槽宽下开槽数最多的扩稳效果最好, 开槽数目最少的扩稳效果最差。数值计算所获得总性能与试验结果符合良好。通过详细地分析凹槽槽数变化对压气机顶部区域流场结构的影响, 揭示了周向槽数变化对压气机性能影响的流动机理。

关键词: 压气机; 机匣处理; 槽数⁺; 实验; 数值仿真

中图分类号: V231.3 文献标识码: A 文章编号: 1001-4055 (2008) 05-0598-06

Effects of grooved number of grooved casing treatment on stall margin

CHU Wu-Li¹, ZHANG Hao-guang¹, WU Yan-hui¹, DANG Chun-ning²

(1 School of Power and Energy Northwest Polytechnical Univ., Xi'an 710072, China

2 The Second Artillery Engineering Coll., Xi'an 710025, China)

Abstract Experimental and numerical investigations were conducted to study the effects of grooved number of circumferential grooved casing treatment on a compressor performance. Four kinds of grooved numbers of circumferential grooved casing treatment were tested in a subsonic rotor. Experimental results show all grooved numbers of groove casing treatment increase the stall margin of the compressor. The maximum grooved number has the best effect in increasing the stable operating range. The least grooved number has inferior effect in improving the stable operating range. The calculated overall performance lines showed good agreement with the experiments. The fundamental flow mechanism was obtained by detailed analyzing the flow at the blade tip, which reveals the effects of grooved width of circumferential grooved casing treatment on compressor performance.

Key words Compressor; Casing treatment; Grooved number⁺; Experiment; Numerical simulation

1 引 言

周向槽机匣处理可以基本不降低压气机的原有效率而获得一定的稳定裕度改进量, 文献 [1~3] 提到了这方面的研究。周向开槽具有结构简单, 易于在压气机外壳上进行改装的优点。周向槽机匣处理已经在亚声速和跨声速压气机上得到了应用。到目前为止, 大部分关于周向槽机匣处理开槽数目对扩稳效果的影响研究都是利用实验完成的。在实验中, 采用打开某几个处理槽来确定开槽数、开槽位置、开槽深度等对失速点流量的影响^[4]。文献 [5] 中实验研究

了开槽数目等因素对扩稳效果的影响。

在相同槽宽下, 槽数变化对压气机内部流场影响的流动机理还没有得到完全的理解。以往的周向槽机匣处理试验仅仅局限于获得总性能或者基元级性能参数, 随着计算机技术以及计算流体力学的发展, 国内外的一些学者开始尝试对周向槽机匣处理进行数值模拟, 文献 [6~8] 中揭示了周向槽机匣处理内部的一些流动机理。本文基于试验结果, 利用数值模拟方法对凹槽槽数变化如何影响扩稳效果进行研究。主要分析处理机匣与压气机叶尖耦合流动, 探讨周向凹槽槽数变化对压气机内部流场影响的流动机理。

* 收稿日期: 2007-07-25 修订日期: 2008-02-29。

基金项目: 航空科学基金 (05C53016); 国家自然科学基金 (50506026)。

作者简介: 楚武利 (1964—), 男, 博士, 教授, 研究领域为叶轮机气动热力学。E-mail: wlchu@nwpu.edu.cn

2 压气机试验台与处理机匣结构

实验是在西北工业大学单级轴流压气机试验台上进行的,实验台由以下主要部分组成:调速直流电机,增速器,压气机实验段,排气段和自动控制的移动式锥体节气阀门。单级轴流压气机的轮毂比为 0.61,展弦比 1.94,叶片数 30,尖部半径为 0.149 m,设计转速为 15.20 kr/m in,设计压比为 1.25,绝热效率 0.92。实验前将静子叶片后移,仅起整流作用,对孤立转子进行实验。实验判明该转子首先在叶尖部位发生旋转失速,并同时波及整个环面,因此数值分析时,主要分析叶顶区的流场。

4种处理机匣结构简图如图 1所示,4种周向槽机匣处理试验件的几何尺寸列于表 1中。其中结构 B是在结构 A的基础上剔除掉前面 2凹槽,结构 C、D是在结构 A的基础上分别剔除掉后面 2、4凹槽。与实壁机匣的一样,各处理机匣试件的叶尖径向间隙均为 0.32 mm。

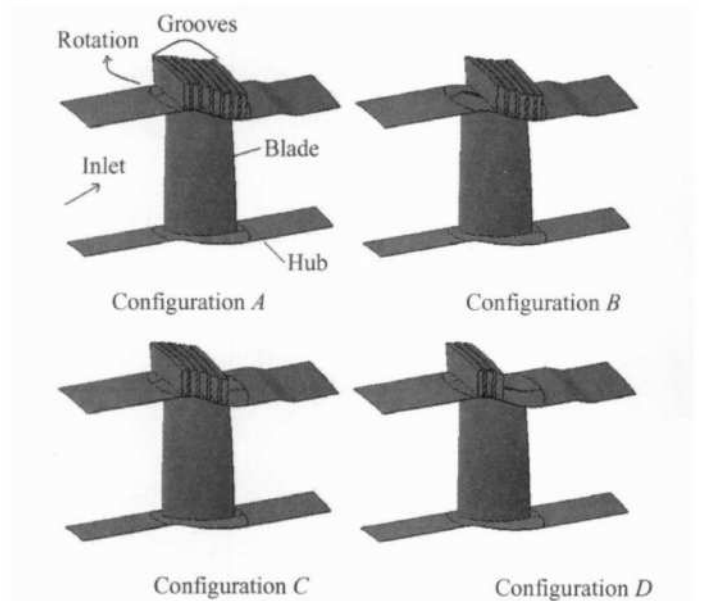


Fig. 1 Rotor and configurations of circumferential groove

Table 1 Basic geometry parameters of circumferential groove				
Configuration	A	B	C	D
Groove number n	7	5	5	3
Groove depth/Blade tip pitch	0.384	0.384	0.384	0.384
Groove depth/Groove width	5.45	5.45	5.45	5.45
Groove width/Groove pitch width	2.44	2.44	2.44	2.44
Treatment length L /mm	21.0	14.8	14.8	8.4

3 数值计算方法

数值计算采用了 NUMECA FNE 软件包的 Euranus 求解器。采用 Jameson 的有限体积差分格式并结合 Bakwin-Lomax 湍流模型对相对坐标系下的三维雷诺时均 Navier-Stokes 方程进行求解,当流动是附体时,BL 湍流模型一般都可以较好地确定压强分布,但与其他模型比较,对叶尖泄漏预测的能力稍弱,但数值稳定性高。采用显式四阶 Runge-Kutta 法时间推进以获得定常解,为提高计算效率,采用了多重网格法、局部时间步长和残差光滑等加速收敛措施。

转子通道内使用 O 型贴体网格,进出口延伸段使用 H 型网格,叶片前后缘处网格加密。未带机匣处理前计算网格数约为 6.43×10^5 。为了降低计算量,采取单通道计算。周向槽采用 H 型网格。4 种处理机匣每一个凹槽内网格点分布为: $65 \times 49 \times 9$ (周向 $\times$ 径向 $\times$ 轴向)。周向槽网格块与转子通道网格块的交接面采用非完全匹配连接处理。图 2 给出了结构 A 处理机匣的计算网格图。

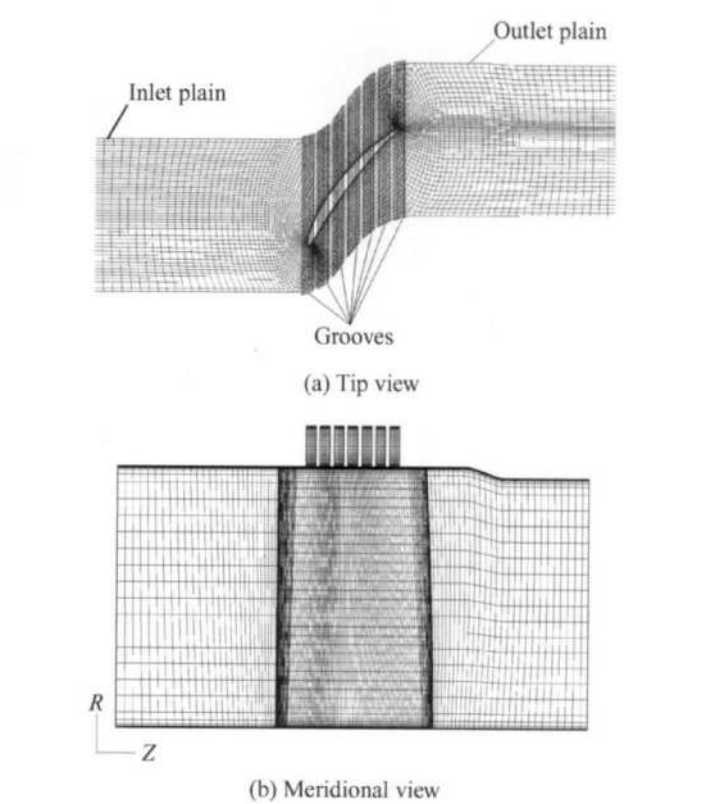


Fig. 2 Grid for blade passage and configuration A casing treatment

计算中,轮毂、机匣以及叶片等固壁上给定绝热无滑移边界条件,转子上游延伸段进口边界条件取总

压为 101.325 kPa, 进口总温为 288.2 K, 根据试验数据给定进口气流角分布, 转子下游延伸段出口边界条件设为平均静压, 通过不断调整出口延伸段背压获得特性线。当压气机出口背压调整到一定程度时, 经过一定迭代步数后各物理量不收敛时, 认为进入失速工况。

4 计算结果与分析

实验与数值计算均在 8.13Q 10.765 kr/min 两个换算转速下进行, 其相对转速分别为 0.54、0.71。在比较各种处理机匣与实壁机匣下压气机总性能时, 引入稳定裕度改进量 m 指标, 参数定义见文献^[1]。

4.1 总性能比较

图 3 为两个换算转速下实验与计算得到的结构 A 机匣处理、实壁的总性能图 (为了辨别清楚, 在图中仅列出扩稳效果最佳的处理机匣特性线)。在图中可看到, 机匣处理后, 扩大了压气机稳定工作范围。从图中的效率曲线可看到, 无论实验还是数值计算时, 机匣处理后, 压气机的边界点效率和峰值效率与实壁机匣比较, 都有不同程度的降低。计算得到的总压比特性以及等熵效率特性线趋势与试验值符合得较好。

表 2 为 4 种周向槽理处理机匣试验与数值计算

得到的裕度改进量结果。通过表 2 可看到, 计算得到的 4 种处理机匣稳定裕度改进量变化趋势与实验的符合良好。堵槽后 m 值均比全 7 槽开放的小, 其中堵后 4 槽的裕度改进量最小。在两换算转速下堵前 2 槽、后 2 槽对裕度改进量的影响较小, 且堵前 2 槽的裕度改进量没堵后 2 槽的大。

4.2 压气机叶尖与处理机匣耦合流动分析

压气机间隙泄漏流动的产生与叶顶处的载荷有着直接的联系。文献 [7] 提到叶顶间隙泄漏运动主要是由叶片顶部压力面与吸力面之间的静压差驱动产生, 压差越大, 叶尖泄漏速度越大, 叶尖泄漏运动与叶片通道主流相互作用产生间隙泄漏涡, 间隙泄漏涡涡核的损失与泄漏速度成正比。图 4(a), (b) 分别为叶片 99% 叶高处及叶顶间隙内 25% 高度处的静压分布图。4 种压气机流量都近似相等, 此时 D 处理机匣近失速状态。从两图中可看到沿叶顶弦长方向, 压差是逐渐减少的, 而 B 机匣处理时, 叶片前缘附近部位 (图 4(a) 中 A 区域) 的静压差比其它 3 种处理机匣的大。在间隙区中, 除了叶片前缘部位外, 在其它部位 4 种处理机匣的压力分布趋势大致相同。A、C、D 三种机匣处理后, 削弱了产生叶尖泄漏运动的驱动力。

图 5 为 4 种处理机匣转子叶顶 50% 间隙高度区

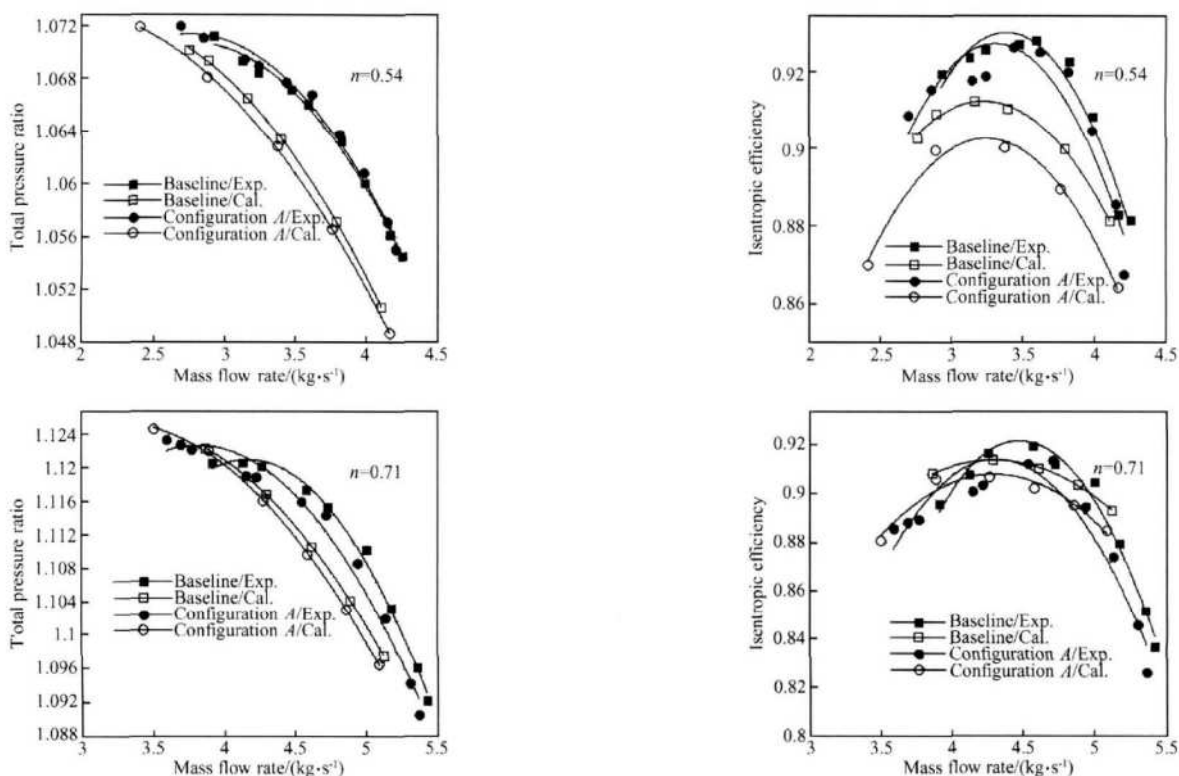


Fig. 3 Experimental and calculated rotor performance lines

Table 2 Experimental and calculated stall margin improvement

Configuration	Groove number n	Groove width/mm	Exp $/n = 0.54$ $m \%$	Cal $/n = 0.54$ $m \%$	Exp $/n = 0.71$ $m \%$	Cal $/n = 0.71$ $m \%$
A	7	2.2	8.81	14.57	9.33	13.87
B	5	2.2	6.28	9.25	5.56	6.81
C	5	2.2	7.75	10.10	7.23	8.95
D	3	2.2	5.28	3.80	5.30	2.78

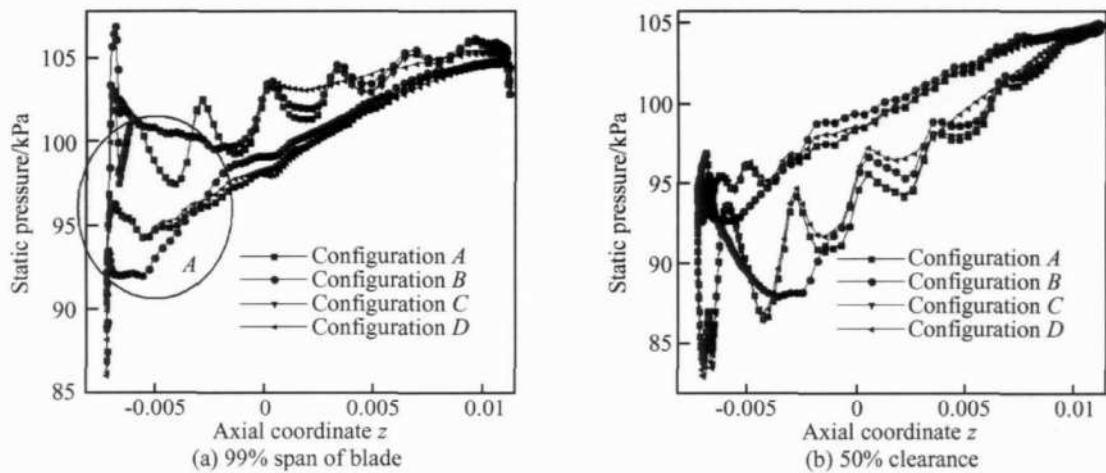


Fig. 4 Static pressure distribution of rotor

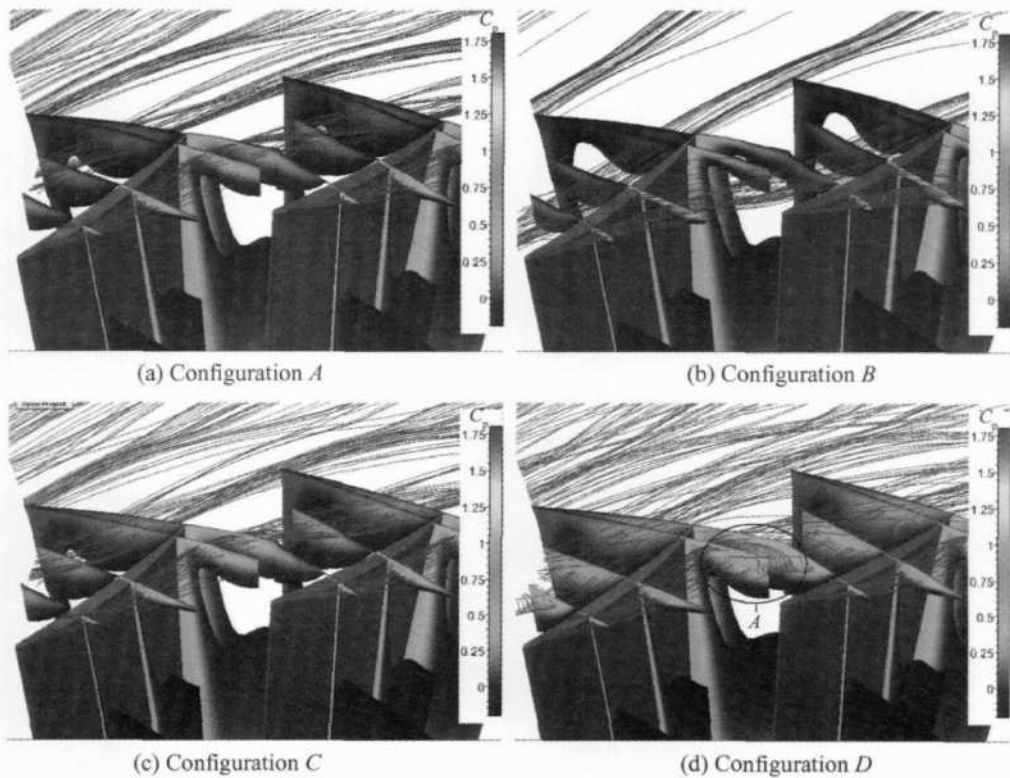


Fig. 5 Tip leakage streamlines, total pressure loss coefficient ($n = 0.54$, configuration D, near stall)

的泄漏流线分布图及通道内 4 个近似垂直叶表的截面上总压损失系数分布图, 压气机流量都近似相等, 此时 D 处理机匣近失速状态。这里总压损失定义

为: $C_p = \frac{p_{t_{inlet}} - p_t}{0.5 \rho w_{inlet}^2}$, $p_{t_{inlet}}$, w_{inlet} 分别为进口截面的平均相对总压及平均相对速度, ρ 为密度, $p_t = p_s + \frac{1}{2} \cdot$

P_0^2 为叶片通道内任一点的气流相对总压。从图中可看到, A , C 两处理机匣间隙前缘处的泄漏流动以及通道内的总压损失系数分布情况类似, B 处理机匣的泄漏流线与其他 3 种处理机匣比较更加靠近相邻叶片的压力面, 这是由于 B 处理机匣在叶片前缘处没凹槽处理, 在图 4 中也可看到, 叶尖泄漏运动的驱动力比其它 3 种处理机匣的大, 造成泄漏速度大, 使泄漏流线更接近切向。 A , B , C 三种处理机匣时在通道内没有明显的泄漏涡现象, 这是因为周向凹槽把泄漏流动切断成几部分, 削弱间隙泄漏涡的发展。 D 处理机匣时, 叶片通道内有明显的泄漏卷起现象, 从总压损失系数的分布也可看出, 在叶顶通道后 2 个截面有大面积的高总压损失区存在 (图中符号 A 标注), 几乎占据整个叶片顶部通道出口, 结合泄漏流线和通道内总压损失的分布, 可推测此时泄漏涡涡核已破碎。

很多文献都提到间隙泄漏涡涡核的破碎是压气机失速的前兆。图 6 为 99.4% 处 S_1 流面上相对马赫数分布云图, 两处理机匣工况与图 5 分析中的一致, 此时 D 处理机匣近失速状态。图中矩形标注代表较低马赫数范围, 椭圆形标注代表相对马赫数接近 0 数

值区域。从图中可观察到, D 处理机匣时, 在叶片通道后大半部分, 存在大面积的低相对马赫数区域, 其中 0 数值相对马赫数区域靠近叶片压力面, 叶顶区的低能泄漏流体与通道主流通过动量交换以获取能量使之能流出叶片通道且保持集中涡核形态, 当压气机出口压力达到一定程度时, 尽管低能流体与通道主流有动量交换, 但在大的逆压梯度的作用下不足以使之流出叶片通道且维持泄漏涡涡核的集中状态, 泄漏涡涡核发生破碎, 在叶片通道内有大面积的循环区域存在, 造成高的堵塞, 最终将触发压气机失速。与 A 处理机匣比较, D 处理机匣在叶顶后面缺少 4 个凹槽的处理, 没能把机匣端壁区低能流体抽吸或吹除, 不能抑制叶尖泄漏涡的发展以及减弱因它造成的堵塞。

图 7 给出了子午流面上相对总压分布云图 (周向平均) 与相对速度矢量图, 压气机流量都近似相等, 此时 B 处理机匣近失速状态。图中曲线 L 代表高、低相对总压交接面曲线, A , C 处理机匣在图中的流场分布类似, 差别在于 C 处理机匣中的曲线 L 与叶片相交于稍低的叶展位置。 B 处理机匣时, 曲线 L 在通道内的位置比其它两种处理机匣的更靠前且与

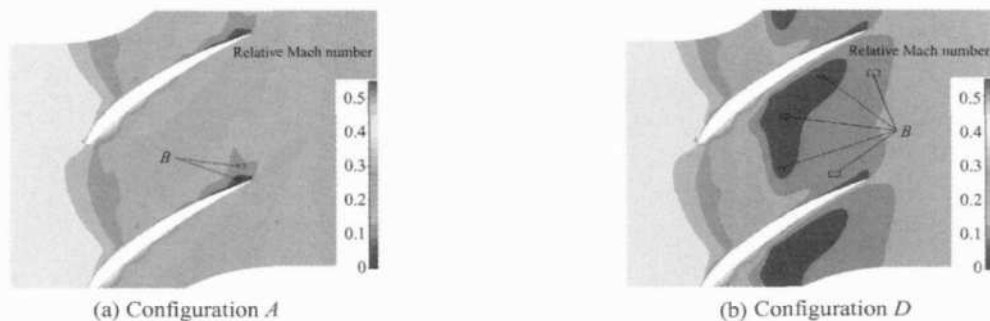


Fig. 6 Relative Mach number at the 99.4% span
($n = 0.54$, configuration D , near stall)

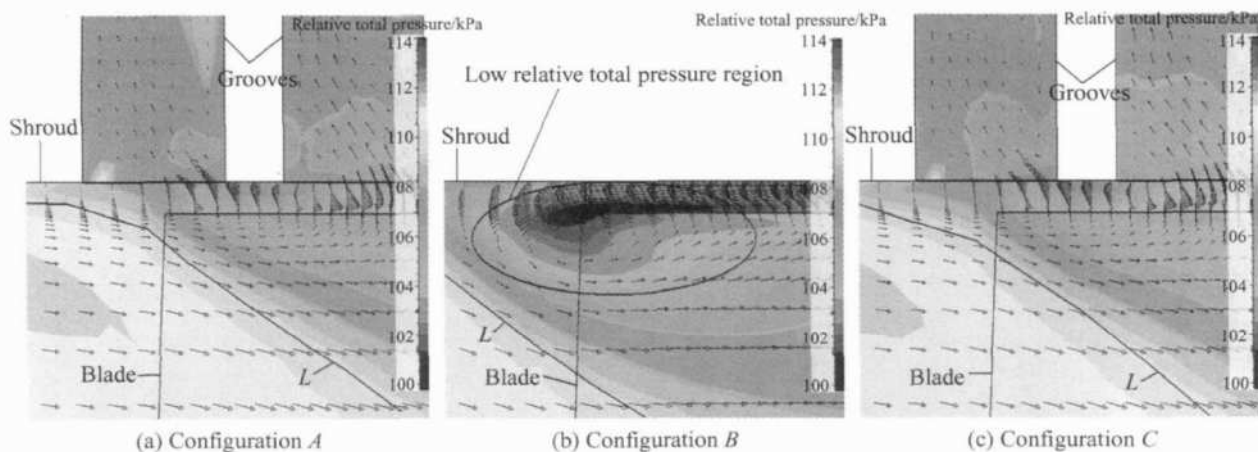


Fig. 7 Relative velocity vector and relative total pressure of part meridional plane
($n = 0.54$, configuration B , near stall)

叶片相交于更低的叶展位置,这代表间隙泄漏流动和通道主流相交于更加低的叶展位置。从图中还可看到, B 处理机匣时,在叶片顶部前缘处存在旋涡,旋涡覆盖区域的相对总压较其他部位低很多,这意味着此处的流动损失很大,在叶顶前缘存在大的堵塞区,而且间隙倒流的开始位置比其它两种处理机匣的更靠前且倒流现象更显著。在图 5 分析中提到由于 B 处理机匣在叶片前缘处没凹槽处理,使泄漏流线接近切向。随着压气机出口背压的增加,泄漏流线更加接近切向,叶顶前缘处的堵塞范围将增大,最终阻碍流体进入叶顶通道,使压气机进入失速状态。

图 8、图 9 分别给出了 99.4% 处 S_1 流面上的相对速度矢量图、相对马赫数分布云图,压气机流量都近似相等,此时 C 处理机匣近失速状态。在图 8(b) 中可看到在叶片通道尾缘处有逆流出现,这与文献 [9] 提到的近失速准则相吻合,从图 9 也可看到, C 处理机匣时,叶顶通道后部存在大范围的低相对马赫数区域,几乎占据整个栅距方向,这说明流通能力不强,堵塞情况较明显,随着流量的降低,压气机将进入失速工况。

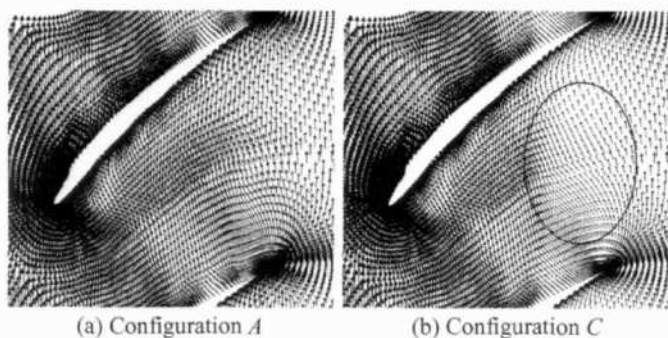


Fig. 8 Relative velocity vector at the 99.4% span
($n=0.54$, configuration C, near stall)

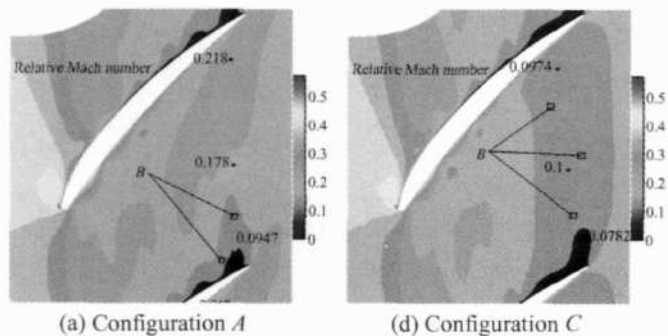


Fig. 9 Relative Mach number at the 99.4% span
($n=0.54$, configuration C, near stall)

5 结 论

采用试验与数值手段研究周向槽处理机匣槽数

的变化对一亚声速压气机扩稳效果的影响,数值预测结果很好地与试验结果相吻合,试验与数值结果都表明,随着槽数从全 7 槽开放、前 5 槽开放、后 5 槽开放、到前 3 槽开放变化,扩稳效果是逐步减小。通过叶顶区的流场分析表明,前 3 槽开放机匣处理时,触发该压气机失速的原因是间隙泄漏涡破碎,叶片通道内有大面积的循环区域存在,造成高的堵塞。后 5 槽开放机匣处理时,引起失速的原因是泄漏流线接近切向,叶顶前缘处存在旋涡,造成大的堵塞区域。前 5 槽开放机匣处理与全 7 槽开放比较,由于没受到凹槽抽吸或吹除叶尖低能气团的作用,叶顶通道后部存在大范围的低相对马赫数区且叶顶通道尾缘处有逆流出现,堵塞情况明显,最终引起该压气机失速。

参考文献:

- [1] 刘志伟,张长生,时静洵,等. 关于周向槽机匣处理的若干观测[J]. 西北工业大学学报, 1985, 3(2): 207~215
- [2] Aamir Shabbir, John J Adamczyk. Flow mechanism for stall margin improvement due to circumferential casing grooves on axial compressors[R]. ASME 2004-GT-53903
- [3] Rabe D C, Hah C. Application of casing circumferential grooves for improved stall margin in a transonic axial compressor[R]. ASME 2002-GT-30641
- [4] Prince D C, J Wisler D C, Hilvers D E. A study of casing treatment stall margin improvement phenomena[R]. ASME 75-GT-60
- [5] Fujita H, Takata H. A study on configurations of casing treatment for axial flow compressor[J]. Bulletin of the JSME, 1984, 27(230): 1675~1681
- [6] 楚武利,卢新根,吴艳辉. 带周向槽机匣处理的压气机内部流动数值模拟与试验[J]. 航空动力学报, 2006, 21(1): 1~6
- [7] 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 2002-GT-30642
- [8] 陈海昕,黄旭东,符松. 压气机机匣处理的数值研究[J]. 航空动力学报, 2007, 22(2): 298~304
- [9] Huu Duc V, Choon S Tan. Criteria for spike initiated rotating stall[R]. ASME 2005-GT-68374

(编辑: 郭振伶)