

文章编号:1000-8055(2011)01-0092-07

缝式处理机匣轴向位置对压气机 特性影响的机理

张皓光, 楚武利, 吴艳辉

(西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072)

摘 要: 对轴向倾斜缝处理机匣轴向位置的改变如何影响轴流压气机性能进行了研究. 试验与数值结果均表明三个轴向位置的处理机匣均扩宽压气机的稳定工作范围, 轴向位置不变时扩稳效果最好, 轴向位置后移时效果最差. 同时轴向位置前移或后移使压气机等熵效率损害程度降低. 通过详细地分析压气机内部流场表明: 处理机匣轴向位置后移使叶顶机匣约 1/3 的轴向弦长宽度无处理机匣, 因此不能抑制叶顶泄漏流的发展, 后移处理机匣缝的抽吸能力弱, 致使扩稳效果差; 与处理机匣轴向位置未变时比较, 轴向位置前移或后移能够减少间隙流及二次流带来的流动损失, 并使叶顶加功量上升, 使压气机转子等熵效率提高.

关 键 词: 压气机; 处理机匣; 轴向位置; 泄漏流; 流动损失

中图分类号: V231.3

文献标识码: A

Mechanism of influences of axial positions of axial skewed slot casing treatment on a compressor performance

ZHANG Hao-guang, CHU Wu-li, WU Yan-hui

(School of Power and Energy,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: Two investigations were performed for an axial-flow compressor rotor to explore the effects of axial positions of axial skewed slot casing treatment on the rotor performance. The steady operating range of compressor rotor was extended and the compressor efficiency was reduced with all casing treatments in the experimental and numerical investigations. The ability to improve the rotor steady operating range was the best when the axial position of casing treatment was unchanged. The ability was depressed obviously by moving the axial position of casing treatment backwards. The degree of damage on compressor isentropic efficiency was decreased when the axial position of casing treatment was moved forwards or backwards. The detailed analyses of the flow-field in compressor with casing treatment indicate that, the development of tip leakage vortex could not be restrained by moving the axial position of casing treatment backwards, and the pumping ability of slot was reduced likewise, thus weakening the effect of extending the steady operating range of compressor; the work of blade forcing on air in the blade tip was not only increased, but also the flow loss caused by tip leakage flow and secondary flow were reduced when the axial position of casing treatment was moved forwards or backwards, making the rotor isentropic efficiency increase if compared the slot with axial position unchanged.

收稿日期: 2009-11-26; 修订日期: 2010-02-28

基金项目: 中国博士后科学基金(20090451395); 国家自然科学基金(51006084); 航空科技创新基金(08B53004)

作者简介: 张皓光(1981-), 男, 广西宾阳人, 博士, 主要从事叶轮机械气动热力学研究.

Key words: compressor; casing treatment; axial position; the leakage flow; the flow loss

轴流压气机作为航空发动机的三大核心部件之一,必须要求具有宽广的稳定工作范围.但压气机的非稳定工作状态,限制了其稳定工作范围.缝式处理机匣具有显著扩大轴流压气机稳定工作范围的能力,文献[1-6]中试验研究表明,在亚声速压气机和跨声速压气机上,缝式处理机匣均能够获得 20%左右的稳定裕度改进量,但也伴随着较大的效率损失.

目前在轴向倾斜缝处理机匣的研究中,很少涉及结构变化对压气机性能及流场有何影响,特别是在处理机匣轴向位置单独改变这个方面.文献[7]提到了轴向位置变化的试验研究,但在其研究中处理机匣的轴向宽度大小也是改变的.文献[8]中用试验的方法详细研究了折线斜缝式处理机匣的轴向位置变化对扩稳效果及性能的影响,但处理机匣中心与试验转子叶排中心的位置差均为正值(处理机匣前伸).与此同时,文献[7-8]虽然研究了轴向位置改变如何影响轴流压气机的总性能,但未详细地分析轴向位置的改变对压气机内部流场有何影响,即在机理研究方面有所欠缺.计算机硬件及 CFD(计算流体动力学)软件的蓬勃发展,为国内外学者数值研究带轴向倾斜缝处理机匣的压气机内部流动提供了便利,从早期的定常模拟[9]发展到现在的非定常模拟[10-12].目前关于轴向倾斜缝处理机匣轴向位置改变影响轴流压气机性能的机理研究仍缺乏一定的深度,仅文献[11]对轴向倾斜缝处理机匣的轴向位置改变如何影响轴流压气机性能及流场进行了研究,但处理机匣仅改变一个轴向位置.

本文以亚声速孤立转子为载体,试验及非定常数值研究多种轴向倾斜缝处理机匣轴向位置的改变如何影响该压气机转子的性能及内部流动,中心偏移度分别为 0.682,0,-0.362,主要分析轴流压气机转子与轴向倾斜缝处理机匣之间的非定常耦合流动,力图摸清处理机匣轴向位置的改变影响压气机性能的流动机制.

1 压气机及处理机匣结构

本文的研究对象为西北工业大学单级轴流压气机试验台的孤立转子,压气机试验台主要由直流电动机、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 给出了该压

气机孤立转子的主要几何及性能参数.

表 1 压气机转子设计条件下的主要几何与性能参数
Table 1 Design parameters of rotor

参数	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/(r/min)	15 200
轮毂比	0.61
叶片数	30
叶片展弦比	1.94
顶部径向间隙/mm	0.32

处理机匣的结构如图 1 所示,其主要结构参数见表 2,处理机匣的中心偏移度,定义为处理机匣中心与转子叶排中心的轴向位置差与叶尖轴向弦长之比.

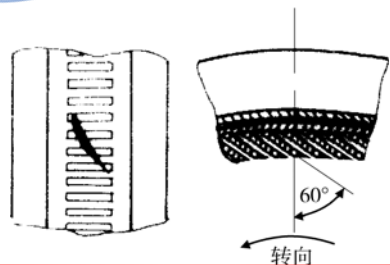


图 1 处理机匣结构简图
Fig. 1 Configuration of casing treatment

表 2 轴向倾斜缝处理机匣试件主要几何参数表
Table 2 Basic geometry parameters of axial skewed slot casing treatment

参数	处理机匣类型		
	A	B	C
缝深/mm	11	11	11
中心偏移度	0.608	0	-0.362
开缝面积/%	67	67	67
径向倾斜角/(°)	60	60	60
缝片宽与缝宽之比	0.5	0.5	0.5

2 数值计算方法

文中使用 CFD 软件 NUMECA 进行数值计算. 具体计算方法为: 结合 Baldwin-Lomax 湍流模型, 并采用有限体积中心差分格式对三维雷诺时均 Navier-Stokes 方程进行求解; 求解过程分为定常计算及非定常计算, 定常计算中采用显式四阶龙格库塔法时间推进以获得数值解, 同时加入了二阶和四阶人工黏性项用来消除数值计算过程中的伪数值振荡. 并使用多重网格法、局部时间步长等措施加速计算; 非定常计算时, 采用双时间步法, 在时间上使用二阶精度的隐式求解, 在虚拟时间步中的定常求解仍使用显式耦合法求解, 选用的物理时间步长总个数 $n=30$, 每一物理时间步下的虚拟时间步为 20. 为了节省计算耗时, 以相同工况的定常计算结果或者非定常工况结果作为下一阶段非定常计算的初场.

计算中采用多种网格拓扑结构, O 型贴体网格及 H 型网格分别应用于转子通道内及进出口延伸段. 叶顶间隙分为三层, 第一层采用“蝶型网格”, 第二、第三层均为 H 型网格, 在间隙处设置了三个动静干涉面(如图 2 所示), 唯一的静止块上固接处理机匣. 文中采用的间隙分块处理方式与文献[11-12]中的不同, 文献[11]中已略微增加部分间隙的代价提高了间隙处的流场分辨精度(采用蝶型网格拓扑). 文献[12]中间隙网格均采用简单 H 型网格, 使得间隙处的流场分辨精度有所欠缺.

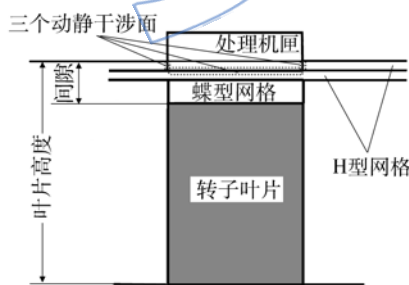


图 2 叶顶间隙分层及动静干涉面示意图

Fig. 2 Sketch of tip clearance delamination and rotor/stator interface

计算中, 将处理机匣缝数由 183 改为 180, 使得转子叶片数与处理缝数之比为 1:6, 这样不仅能满足区域缩放(domain scaling)法的要求, 而且还能进行单通道计算, 降低计算量. 带处理机匣的计算总网格数约为 100 万. 图 3 给出了 B 处理机匣的计算网格图.

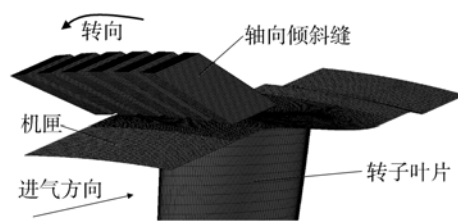


图 3 带处理机匣的计算网格图

Fig. 3 Grid for blade passage with casing treatment

计算中的边界条件为: 固体壁面为绝热无滑移边界条件; 进口延伸段设为总压、总温分布方式, 进气方向沿着轴向; 转子延伸段出口设为平均静压方式.

3 数值模拟结果分析

数值计算在 10765 r/min 换算转速下进行, 引入稳定裕度改进量指标 $\bar{m}$, $\bar{m} = [(\pi_{cs}^* / \pi_{bs}^*) / (M_{cs} / M_{bs}) - 1] \times 100\%$, π^* 和 M 分别代表总压比和流量, 下标 c, b, s 分别代表处理机匣、实壁机匣、近稳定边界点.

3.1 总性能分析

计算时保持转速不变, 通过提高转子延伸段出口的背压来获得各个流量点的工况, 当全局残差收敛到一定的量级并且进出口流量、总压比及效率保持恒定时可认为计算已经收敛, 把数值发散前的最后一个工况认为近失速点, 对应的转子出口背压最大.

图 4 为 10765 r/min 换算转速下试验与计算得到的三种缝式处理机匣、实壁的总性能图, solid exp, solid cal 分别代表实壁试验与计算值. 在图中可看到, 实体壁机匣时, 当前的数值模拟结果与前期的试验结果吻合程度较好, 计算的近失速流量略大于试验值. 三种轴向倾斜缝处理机匣后, 显著地扩大了转子的稳定工作范围, 同时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, 但是处理机匣轴向位置前移或后移的压气机效率均比轴向位置未改变时高.

表 3 为三种轴向倾斜缝处理机匣前期试验与当前数值计算得到的稳定裕度改进量结果. 通过表 2 可看到, 计算得到的三种处理机匣稳定裕度改进量在数值上与试验结果符合良好, 特别是 A, C 两种处理机匣. C 处理机匣(后移)获得的稳定裕度改进量在三种处理机匣中最小的, 其他两种处理机匣的扩稳效果差别较小.

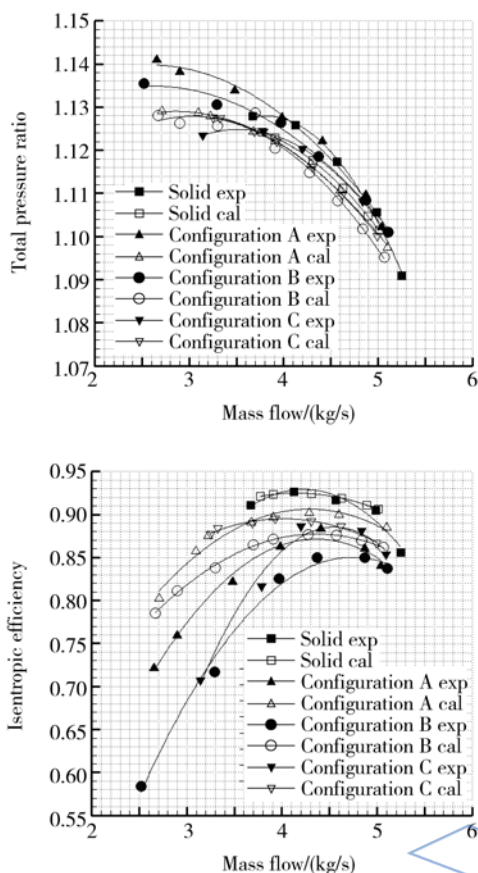


图 4 转子性能曲线图

Fig. 4 Rotor performance lines

表 3 轴向倾斜缝处理机匣试验与数值计算结果

Table 3 Experimental and calculated stall margin improvement

机匣 类型	中心 偏移度	处理机匣 轴向位置	试验 $\bar{m}/\%$	计算 $\bar{m}/\%$
A	0.608	前移	41.2	39.8
B	0	未改	46.6	41.8
C	-0.362	后移	16.3	16.8

3.2 压气机叶尖的耦合流动分析

3.2.1 影响扩稳效果的机理分析

图 5 为叶片通道内多个近似垂直叶表的截面上相对马赫数分布图,压气机流量都近似相等,C 处理机匣近失速状态.从图中可观察到,C 处理机匣时,在图中多个截面上有大量的低速流体存在,在径向及圆周方向该低能气团占据了很大的叶顶通道范围.通过图中的叶顶泄漏流线分布也可看出,前缘处的泄漏流在叶片通道内分成两路:其中一路泄漏流线在通道内逐步向相邻叶片的压力面

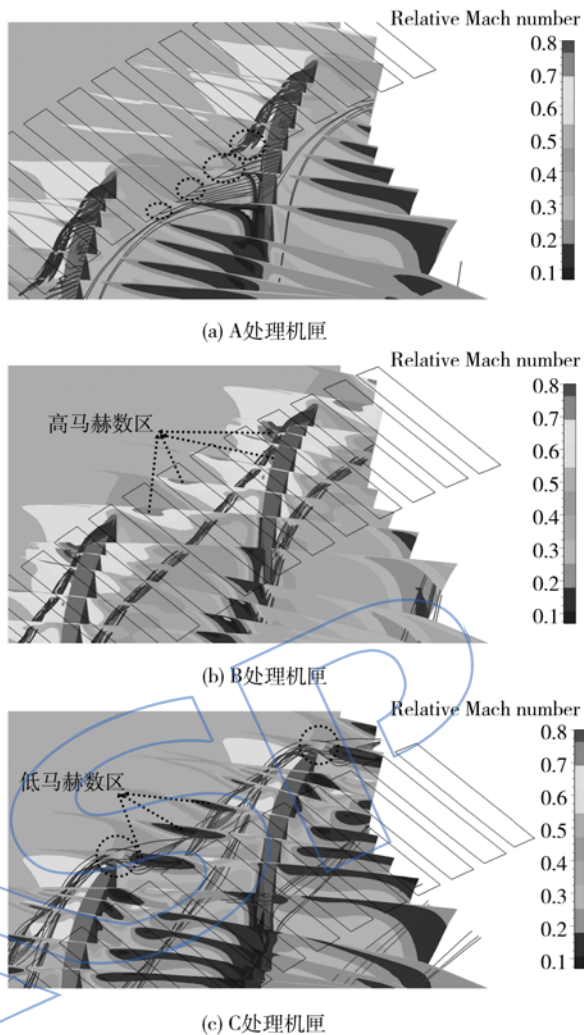


图 5 叶顶处相对马赫数分布及泄漏流线图(时均值)

Fig. 5 Relative Mach number and tip leakage streamlines at the blade tip (time average value)

靠近,最后部分流线流出叶片通道,一部分流线横越间隙流入相邻叶片通道;另外一路泄漏流线在接近相邻叶片前缘压力面侧时突然绕流至该叶片的吸力面处(图 5(c)圆形标注区所示),阻碍来流进入叶顶通道.结合相对马赫数及间隙泄漏流线的分布,可推断由于轴向位置后移(C 处理机匣),叶尖前部将近 33% 的轴向弦长宽度没有受到处理机匣的作用,不能抑制叶顶泄漏流的发展及引起的负面影响,造成叶顶通道内堵塞状况严重,此时只有少许气流能顺利流出叶顶通道,这将引起压气机失速.而 A, B 两种处理机匣覆盖了叶顶前部机匣,有效地抑制了叶顶间隙泄漏流的发展,使得叶顶通道上游处的几个截面上无低速流体存在.由于 A 处理机匣轴向位置前移,使得叶顶后部未经受处理机匣,因此在下游几个截面上分布着较大面积的低能气团(叶片吸力面附面层分离

造成,在图6圆形标注内出现分离区)。相比之下,B处理机匣覆盖了整个叶顶宽度,通道截面上无大面积的低速流体。通过比较A,B两种处理机匣时的叶顶泄漏流线分布也可看到,A处理机匣的间隙泄漏流在流往下游的过程中,被某几个缝抽吸入缝中(图5(a)椭圆形标注所示),而B处理机匣的间隙泄漏流由于在叶顶前部受到缝内形成的喷射流作用,增强了下洗的趋势,尽管叶顶后部的缝具有抽吸作用,但仍未能把泄漏流吸入缝内。从上述的分析将可推断B处理机匣的扩稳能力最强,A处理机匣次之,C处理机匣的最弱。

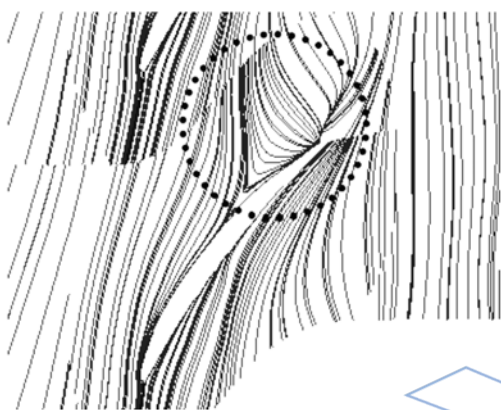


图6 约99%叶高处的流线分布(A处理机匣)

Fig. 6 Relative velocity streamlines at the 99% span (A casing treatment)

对于轴向缝处理机匣结构来说,缝内的回流具有抽吸或吹除端部低能流体的能力,一般来说,缝内产生的回流越强,处理机匣的扩稳效果就越

显著,产生回流的压差是由缝的下游端感受到的静压与缝的上游端感受到的低静压所形成。图7及图8分别给出了近机匣面上缝内的静压分布及绝对速度径向分量分布云图,同时两图中也对部分区域的参数大小进行了标注,三种机匣的压气机工况与图5中一致。从图7中可观察到,缝内低静压值主要集中分布在靠近叶片吸力面处。对比三种处理机匣的缝内静压可知,B处理机匣时叶片扫过的缝内静压差是最大的,A处理机匣次之,C处理机匣的最小。对于没有叶片扫过的缝内静压差,A,B两种处理机匣的相当,C处理机匣的最小。通过上述关于静压差的分析并结合缝内气流的绝对速度径向分量,在图8中可看到,静压差越大,缝内前部靠近叶片吸力面处的喷射气流速度越大,B处理机匣时,某几个缝内气流的径向分量是其他两种处理机匣对应部位的两倍左右,这就解释了在图5(b)中叶顶截面上为何有高马赫数区出现。对于缝内后部的绝对速度径向分量,A处理机匣的略高于B处理机匣的,C处理机匣的最小且最大值不超过15 m/s。C处理机匣的抽吸能力弱,使叶顶通道下游的低能气团不能得到有效地吹除,因此在叶顶通道下游处(如图5(c)所示)分布着较大面积的低能气流。而B处理机匣的抽吸能力强,就不出现上述情况。A处理机匣具有强的抽吸能力,使得叶顶间隙泄漏流能被吸入缝内,有效地改善了叶顶通道上游的流动状况。

3.2.2 影响压气机效率的机理分析

图9为约99%叶高处叶表的静压分布图,三

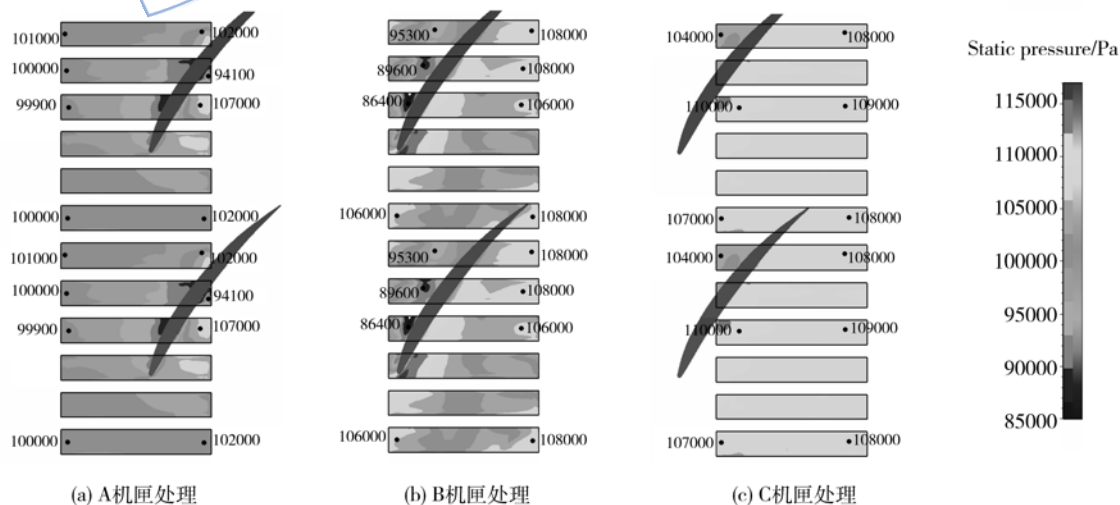


图7 叶顶缝内静压分布图(近机匣处,时均值)

Fig. 7 Static pressure of a section in slot (time average value near shroud)

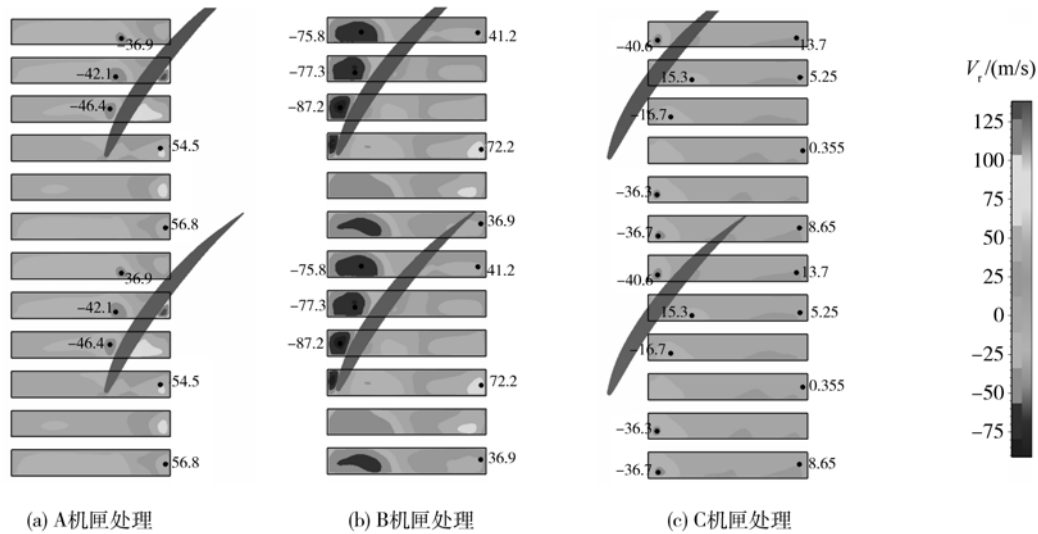


图 8 叶顶缝内绝对速度径向分量分布图(近机匣处,时均值)

Fig. 8 Radial heft of absolute velocity of a section in slot (time average value near shroud)

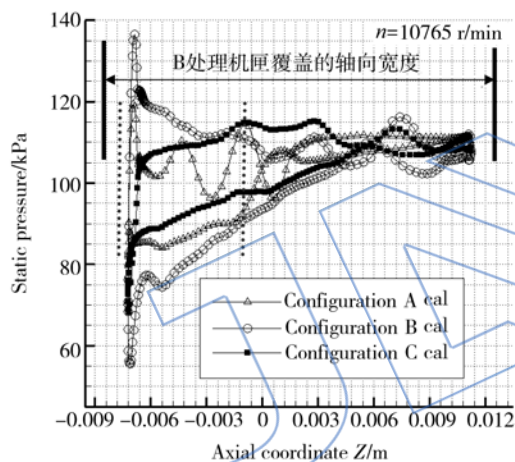


图 9 约 99% 叶高处叶片表面静压分布

Fig. 9 Static pressure distribution at the 99% span

种处理机匣的压气机流量近似相等. 从图 9 中可看到, 无论处理机匣轴向位置前移还是后移(分别对应 A, C 两处理机匣), 叶片前部约 33% 轴向弦长的载荷明显比 B 处理机匣(轴向位置未变)小, 这意味着 B 处理机匣时产生叶尖泄漏运动的驱动力是最大的, 对应的泄漏流速也是最大, 间隙流与通道主流相互作用形成间隙泄漏涡, 由此带来的流动损失也是最大的. 除此之外, 喷射流从叶顶上游处射入主流时带有切向动量, 其切向速度分量的大小取决于径向倾斜角的大小及缝内静压差, 喷射流的切向速度分量在转子叶顶通道中造成极大的横向流动, 助长了二次流的形成, 随之带来的二次流损失也相应增加. 结合图 7、图 8 的分析可知, B 处理机匣后, 缝内形成的喷射流切向分

量带来的二次流损失和叶顶间隙泄漏流引起的损失是三种处理机匣中最大的.

图 10 给出了转子进出口气流相对速度切向分量及扭速沿叶高的分布(周向平均、时均值), 三种处理机匣的压气机流量近似相等, W_t 表示气流相对速度切向分量. 从图中可看到, 三种处理机匣的进口气流相对速度切向分量沿着叶高的分布趋势及数值差别甚微, 但 B 处理机匣时 90% 叶高以上的出口气流相对速度切向分量比其他两种处理机匣的大, 最大差值为 30 m/s 左右, 大致位置在 99% 叶高处, 这就造成 B 处理机匣的叶顶扭速是最小的. 对比 A, C 两种处理机匣叶顶处的扭速可知, 在约 98%~99% 叶高范围内, A 处理机匣

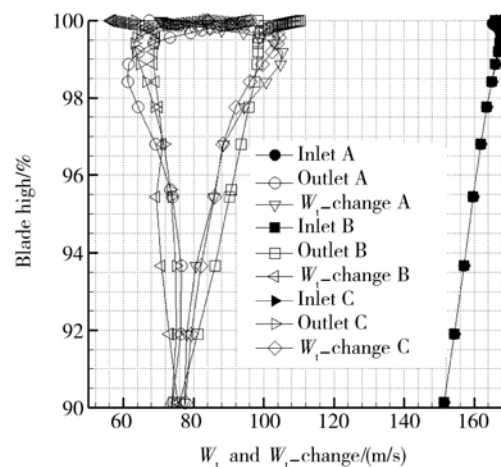


图 10 气流相对速度切向分量及扭速沿叶高的分布

Fig. 10 Circumferential heft of relative velocity distribution along blade height

的比C处理机匣的大,在99%叶高以上则相反。由压气机转子轮缘功的定义可知,在转子圆周速度不变的情况下,扭速减少将降低转子的轮缘功(L_u),即叶顶处的加功量减少。根据上文的分析还可知,B处理机匣时,叶顶处的流动损失在三种处理机匣中是最大的。结合等熵效率的定义:

$\eta = 1 - \frac{L_{\text{loss}}}{L_u}$ 可知,B处理机匣后转子的等熵效率是最低的,同时转子等熵功的减少($L_{\text{ad}} = L_u - L_{\text{loss}}$)将会降低转子的总压比。

4 结 论

结合试验结果,采用非定常数值方法研究轴向倾斜缝处理机匣轴向位置改变对轴流压气机性能的影响,得出如下三点结论:

1) 试验与数值结果都指出:处理机匣中心与转子叶排中心的轴向位置重合时扩稳效果最好,前移次之,轴向位置后移最差。

2) 轴向位置后移削弱扩稳能力的原因:不能有效地抑制叶顶泄漏流的发展及其引起的负面影响。同时处理机匣轴向位置后移抽吸低能气团的能力弱,致使扩稳效果差。

3) 与处理机匣轴向位置未变的比较,轴向位置前移或后移不但降低了叶尖间隙流及二次流带来的流动损失,而且提高了叶顶的气流扭速,使转子等熵效率得以提高。

参考文献:

- [1] Moss J E, Jr. Effect of slotted casing treatment on performance of a multistage compressor[R]. NASA TM X-3350, 1976.
- [2] Osbor W M, Moore R D. Effect of casing treatment of axial-flow transonic fan stage with pressure ratio of 1.75 and tip solidity of 1.5[R]. NASA TM X-3477, 1977.
- [3] Cheng P, Prell M E, Greitzer E M, et al. Effect of compressor hub treatment on stator stall margin and performance[J]. Journal of Aircraft, 1984, 21(7): 469-475.
- [4] Johnson M C, Greitzer E M. Effect of slotted hub and casing treatments on compressor endwall flow fields[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1987, 109(3): 380-387.
- [5] Smith G D. Casing treatment in an axial compressor[D]. Cambridge, UK: University of Cambridge, 1980.
- [6] Pundhir D S, Sharma P B, Chaudhary K K. Effect of casing treatment on aerodynamic performance of a contra-rotating axial compressor stage[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 1990, 240(1): 47-55.
- [7] Fujita H, Takata H. A study on configurations of casing treatment for axial flow compressors[J]. Bulletin of the JSME, 1984, 27(230): 1675-1681.
- [8] 楚武利, 刘志伟, 朱俊强. 折线斜缝式机匣处理的实验研究及机理分析[J]. 航空动力学报, 1999, 14(3): 270-274. CHU Wuli, LIU Zhiwei, ZHU Junqiang. Experimental research and analysis of sloped slotted casing treatment[J]. Journal of Aerospace Power, 1999, 14(3): 270-274. (in Chinese)
- [9] 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 GT-2002-30642, 2002.
- [10] Schnell R, Voges M, Mönig R, et al. Investigation of blade tip interaction with casing treatment in a transonic compressor: Part 2—Numerical results[R]. ASME GT2008-50212, 2008.
- [11] Wilke I, Kau H P. A numerical investigation of the flow mechanisms in a HPC front stage with axial slots[R]. ASME Paper GT2003-38481, 2003.
- [12] Emmrich R, Kunte R, Hönen H, et al. Time resolved investigation of an axial compressor with casing treatment: Part 2—Simulation [R]. ASME Paper GT2007-27582, 2007.