

文章编号: 1000-8055(2009)05-1102-07

# 端壁造型技术在亚声轴流压气机级中的应用

卢家玲<sup>1</sup>, 楚武利<sup>1</sup>, 胡书珍<sup>2</sup>, 刘志伟<sup>1</sup>

(11 西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072;

21 中国科学院 工程热物理研究所, 北京 100190)

**摘 要:** 为探索利用端壁造型技术来提高轴流压气机性能的可能性, 以亚声轴流压气机试验级为对象, 对端壁造型技术在压气机中的应用进行了研究. 鉴于压气机的逆压工作环境, 端壁设计结合了周向(非轴对称)和流向两个方向的造型, 具体介绍了造型方法. 对端壁造型后压气机级的数值模拟显示: 端壁造型技术可以有效减小、消除静子角区分离, 进而提高级的效率和压比.

**关 键 词:** 轴流压气机; 非轴对称端壁造型; 数值模拟

中图分类号: V231.3

文献标识码: A

## Application of endwall contour on subsonic axial flow compressor stage

LU Jialing<sup>1</sup>, CHU Wuli<sup>1</sup>, HU Shuzhen<sup>2</sup>, LIU Zhwei<sup>1</sup>

(11 School of Power and Energy, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China;

21 Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China)

**Abstract:** For exploring the beneficial usage of profiled endwall on axial flow compressors. A profiled endwall was designed and numerically studied on a subsonic axial flow compressor stage of Northwest Polytechnical University was numerically studied. According to the nature of the adverse pressure gradient working environment of compressors, the contouring of the stator endwall was conducted on both streamwise and circumferential directions. Detailed design method was introduced in the paper. Research of this paper shows that: endwall contouring can effectively reduce the stator hub corner separation, and consequently improve the compressor pressure ratio and working efficiency.

**Key words:** axial flow compressor; nonaxisymmetric endwall contour; numerical simulation

非轴对称端壁造型(Nonaxisymmetric endwall contour), 不同于叶轮机中传统的柱面(Planar)端壁设计, 它引入了端壁上的凸凹设计. 该技术近年来成为涡轮部件设计的一个研究热点, 设计者利用精巧的端壁造型来调整端壁区域的二次流动, 进而达到降低流动损失和均匀出口流场的目的. 试验和数值模拟研究<sup>[23]</sup>都证实了端壁造型技术在涡轮设计中的有效性. 同样作为叶轮机, 压气机特定的逆压工作环境, 为端壁造型

技术的应用提出了挑战. 目前, 端壁造型技术在压气机中的应用仅处于起步阶段<sup>[4]</sup>. 关于端壁造型技术在压气机中的应用效果, 造型方法等方面存在诸多需要解答的问题.

本文的研究对象为西北工业大学亚声轴流压气机试验级. 在该压气机的大部分工作范围内, 静子角区都存在较大的分离. 文献[5]对压气机叶栅分离的分析, 以及本文对原型压气机级的数值模拟都显示, 压气机级中静子尾部的角区分离主要

收稿日期: 2008-10-14; 修订日期: 2009-01-12

基金项目: 国家自然科学基金(50506026)

作者简介: 卢家玲(1973-), 女, 河北献县人, 博士生, 主要研究方向为叶轮机气动热力学.

有两个诱导因素:其一,为流道中的逆压力;其二,为端壁区通道涡对叶片吸力面附面层的干扰.叶片附面层在逆压力环境下的流动本身是不稳定的,而叶片的通道涡始终是由叶片压力面向吸力面移动的,当通道涡最终到达叶片吸力面时,将对吸力面附面层产生干扰,叶片吸力面的角区分离也自此发生.因为非轴对称端壁具有在局部调整二次流(包括通道涡,马蹄涡等的流动)的能力,故如能利用端壁造型来延迟通道涡到达叶片吸力面的位置,则有可能减弱角区的分离的发生.基于以上认识,本文以消除该压气机级静子角区分离为目的,对端壁造型技术在压气机上的应用展开了研究,以期丰富人们在该领域的认识.

1 研究对象和数值模拟方法

表 1 为所研究压气机级的主要设计参数,压气机由前排转子和下游静子组成.该压气机为动叶叶尖失速型压气机,曾多次被用作机匣处理的试验和数值模拟.其相关试验数据比较完备.本文的数值模拟开展于 71% 设计转速.

表 1 压气机级的主要设计参数

Table 1 Compressor stage main design parameters

| 名 称            | 转 子    | 静 子    |
|----------------|--------|--------|
| 设计点流量/(kg/s)   | 5.6    | -      |
| 设计点绝热效率        | 0.905  | -      |
| 设计点增压比         | 1.249  | -      |
| 转子设计转速/(r/min) | 15200  | -      |
| 转子进口外径/mm      | 298    | -      |
| 转子出口外径/mm      | 293.2  | -      |
| 转子进口内径/mm      | 182    | -      |
| 转子出口内径/mm      | 182    | -      |
| 转子轮毂比          | 0.61   | -      |
| 叶片的平均半径/mm     | 120    | 118    |
| 平均半径处安装角       | 48.30° | 76.10° |
| 叶片数            | 30     | 44     |
| 叶片展弦比          | 1.94   | 1.86   |
| 尖部径向间隙/mm      | 0.35   | -      |

本文的数值模拟使用商用 CFD 软件包 NU2 MECA. 求解时均守恒型 Reynolds2averaged Navier2Stokes( RANS) 控制方程,湍流模型采用 Spalart2Allmaras 模型,空间离散格式为 Jameson 中心差分格式,时间离散方法为多步 Runge2Ku2 ta 法,并采用隐式残差光顺和多重网格等加速方法.

本文的网格划分采用分块网格结构,总网格节点数目约为 100 万.近壁面网格加密处理,为满足湍流模型的需要,网格  $y^+$  小于 10. 计算时,转子进口给定总温,总压,并设定轴向进气,静子出口给定静压,并通过调整静压来逼近数值边界点.转、静子交接面采用周向平均的混合面法.

由于该压气机级完备的试验数据测试于 54% 设计转速,故数值模拟和试验对比在 54% 设计转速下进行.因为 54% 和 71% 设计转速同属于亚声工况,故数值模拟在其中之一工况下模拟的精度,可以代表在另一转速下的模拟精度.图 1 为本文模拟的原型压气机级的特性曲线与试验特性曲线的对比,试验结果取自文献[6].如图所示,模拟特性曲线略向小流量范围偏移,但整体的流量范围和变化趋势与试验值基本一致.模拟的压比和效率在数值上都低于试验值,其中压比约低 1%,而效率低于试验值约 2%~ 4%.这种

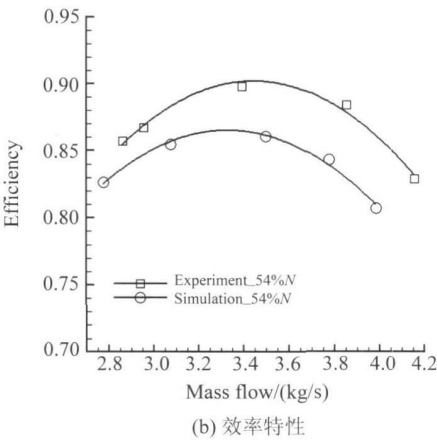
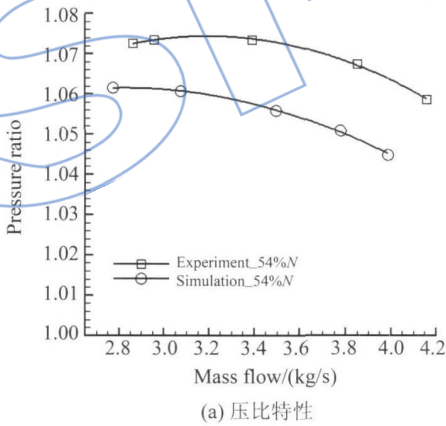
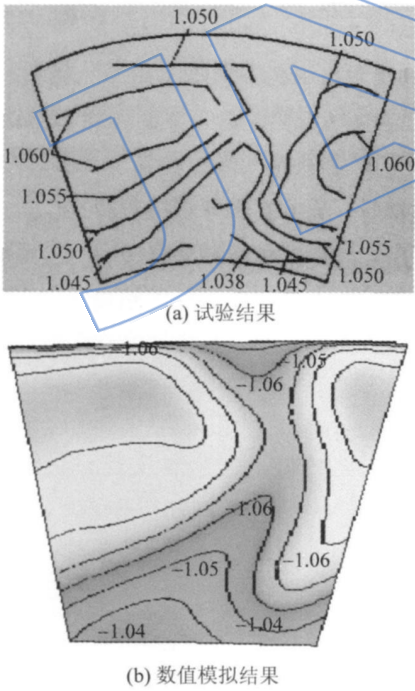


图 1 原型压气机级数值模拟与试验性能曲线对比 (54% 设计转速)

Fig. 1 Compare of the simulated performance with the experiment performance (54% design speed)

模拟的差异在本课题组对该压气机的多次模拟中均有遇到,造成差异的原因我们分析,主要有以下几方面:数值模拟中采用的湍流模型(Spalart2 Allmaras)过估计了该压气机的流动损失;转子与静子交接面采用的周向平均处理,人为加大了流动的掺混;本压气机在试验转速下压比较低,试验效率的测量存在一定误差;数值模拟的进出口位置,与试验测量的进出口位置略有差异.由于本文的所有数值模拟均采用同样的网格拓扑结构,和同样的湍流模型,结合以往的模拟经验,我们认为本文对不同结构所进行的数值模拟相对地仍具有可比性,而我们关心的也正是各个结构间相对的变化趋势.

图 2 为近失速工况下,模拟的原型压气机级出口总压分布与试验总压分布的对比,试验的具体方法和结果参看文献[7].如图所示,数值模拟的级出口总压分布在形态和数值上都与试验符合较好,静叶尾缘分离区域勾勒较准确,说明本文采用的数值模型能够较好地捕捉流场中的主要流动特征,能够满足本文的研究需要.



对称造型可以有效降低转子通道内的二次流动损失, 均匀转子出口流场。

本文采用的曲面控制方程如下:

$$R_{\text{new}}(i, j) = c @D(j) @\sin(n @P @H(i, j)) + R_{\text{original}}(i, j)$$

式中  $R_{\text{new}}(i, j)$ ,  $R_{\text{original}}(i, j)$  为控制点新老径向坐标;  $H(i, j)$  为控制点角向坐标;  $c$  为造型深度控制因子;  $n$  为周向控制因子;  $D(j)$  为流向造型控制因子;  $i, j$  分别为流向与周向的控制节点。

其中周向控制因子  $n$ , 对于转子取值为 11 6, 而对静子取值为 11 0. 本文的最大造型深度控制因子  $c$  取值 21 5mm, 约为转子叶展的 4%. 图 4 为综合了非轴对称(周向)和流向优化后最终的端壁型面, 图中径向高度的变化单位为 mm.

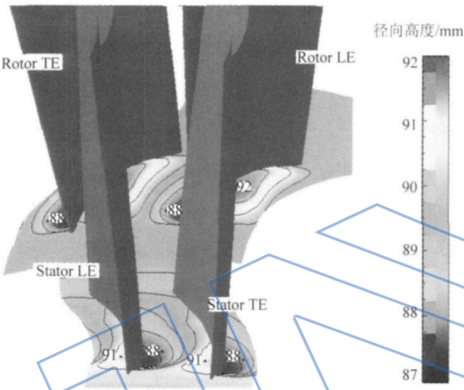


图 4 造型端壁(仅轮毂)

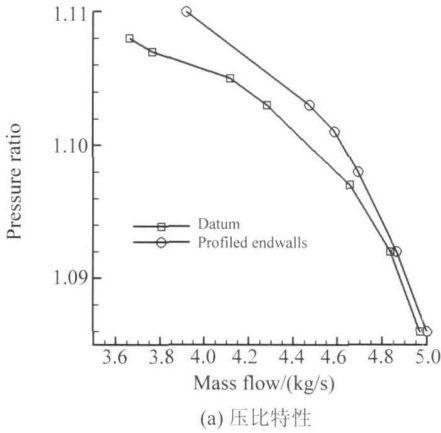
Fig. 4 Contoured endwall (Hub only)

### 3 结果和分析

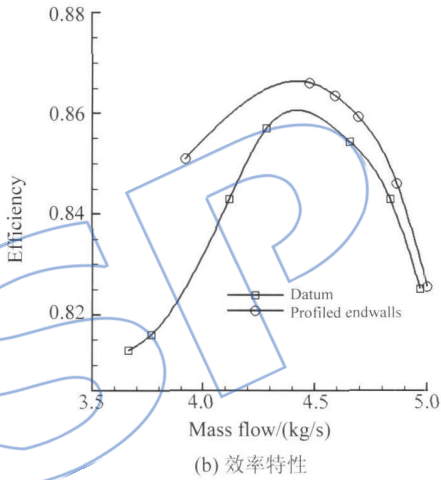
#### 3.1 总体效果

图 5 对比了造型前后的压气机性能. 如图所示, 造型后的级压比和效率均高于原型压气机, 这种趋势在小流量工况时尤为显著. 其中, 效率在最高效率工况约提高了 0. 6%, 在近失速工况则达到了 21 5% 以上.

图 5 中另一个值得关注的变化是: 造型后最高效率点, 以及最小流量点都相应地向大流量方向偏移, 综合来看从最高效率点至失速点的流量范围变窄. 由于该压气机是转子叶尖失速型压气机, 故失速裕度的大小与转子叶尖的载荷分布关系紧密. 为此, 我们对比了最高效率工况和近失速工况下, 造型前后转子叶尖的静压分布. 由图 6 可见, 端壁造型后, 转子尖部的载荷分布相对发生



(a) 压比特性



(b) 效率特性

图 5 原型与造型压气机级性能的对比

Fig. 5 Performance compare between the datum stage and the contoured stage

了变化, 前 30% 弦长内的叶片载荷相对降低, 而后 70% 弦长范围的叶片载荷相对升高, 总体看来, 叶尖载荷有增大的趋势. 且该趋势当压气机工作于近失速工况时加强. 由此可以解释, 造型后叶顶泄漏流强度将相对增强, 使得失速裕度有所降低. 值得指出的是, 本文的目的在于削弱静叶角区分离, 在后面的分析中我们可以看到壁面造型有效地达到了预期的效果, 那么对于角区失速型压气机, 可以预见端壁造型将对裕度提高有所帮助.

#### 3.2 端壁造型对静叶角区分离的影响

图 7 对比了造型前后, 最高效率工况下静子吸力面的极限流线图. 图中阴影部分为轴向速度小于零的区域, 可以近似地代表叶片表面的分离区域. 图中可以十分明显地看出, 端壁造型后静子叶片的角区分离区大大减小, 在静叶吸力面的大范围内流动基本附着在叶片表面上. 这个现象证明了: 造型壁面有效调整了端壁区的二次流动, 推

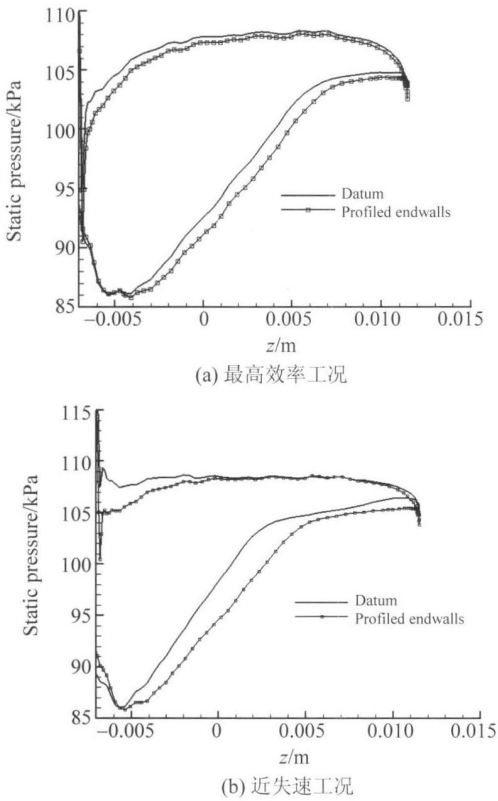


图 6 转子尖部静压分布对比  
Fig. 6 Static pressure around rotor blade tip

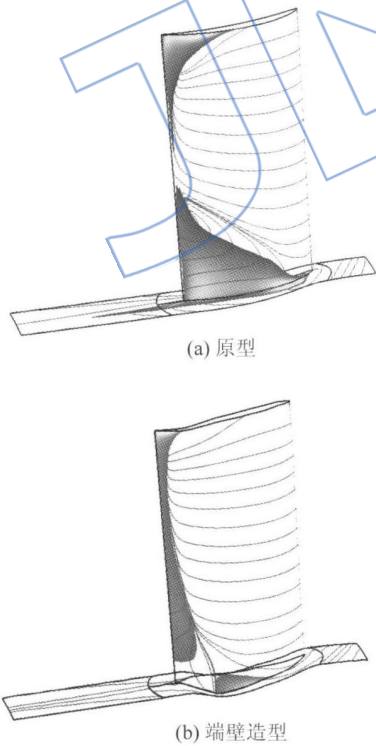


图 7 最高效率工况静子吸力面极限流线图  
Fig. 7 Stator suction limiting lines at peak efficiency condition

后了通道涡到达相邻叶片吸力面的位置. 同时, 流向优化端壁也一定程度地缓和了沿叶片前缘至尾缘的逆压力梯度. 这样直接诱发静子角区分离的两个因素都得到了削弱.

在近失速工况, 原型静叶的角区分离更为严重, 类似的极限流线图对比更为强烈(本文略去). 该现象可以解释为什么端壁造型在小流量工况下对原型压气机的性能改善最为明显.

3.3 端壁造型对流动损失的影响

按照式(1)定义流道内总压损失

$$C_p = \frac{2(p_{\text{inlet}} - p_t)}{Q_{\text{inlet}} W_{\text{inlet}}^2} \quad (1)$$

图 8 对比了最高效率工况下, 原型压气机与端壁造型压气机静子叶片通道内的总压损失云图, 图中右侧为叶片吸力面侧, 左侧为叶片压力面侧. 从图中可以明显地观察到, 在原型压气机 50% 静子弦长处, 叶片吸力面角区分离已经开始发展, 表现为吸力面叶根至 20% 叶高范围的高损失区域. 随气流向下游流动, 静叶角区分离逐渐加剧、扩大. 直至静叶出口截面, 分离区域在径向范围已达到约 40% 叶高, 在周向范围上已占据约 60% 叶根流道的面积. 相比之下, 造型后压气机在 75% 静子弦长之前, 流道内分离区几乎不可见; 在出口截面, 分离区也仅限于叶片吸力面侧的一个薄层范围内. 整个流道内, 由角区分离造成的总压损失明显下降. 图 8 很好地解释了端壁造型压气机效率高于原型压气机的原因.

本文研究表明: 总压损失的对比在各个工况下都是类似的, 在近失速工况下的对比最为鲜明. 为使文章简练, 在其它工况下的对比, 此处不再列图.

3.4 端壁造型对流动沿叶高的重新分配

图 9 对比了最高效率工况下端壁造型前后静子进口气流角沿叶高的变化. 如图所示, 造型后沿整个叶高, 静子的进气角增大了: 最明显的变化发生在叶根处, 约为 4°; 在叶尖处也有约 2° 的变化. 类比于可调静叶的概念, 这个变化相当于沿整个叶高, 静子叶片通道向/ 打开 0° 的方向进行了旋转. 综合整级效果来看, 由于静子通道的/ 打开 0°, 级流量必然向大流量的方向偏移. 这就解释了图 5 中, 端壁造型后压气机流量整体向大流量方向偏移的原因.

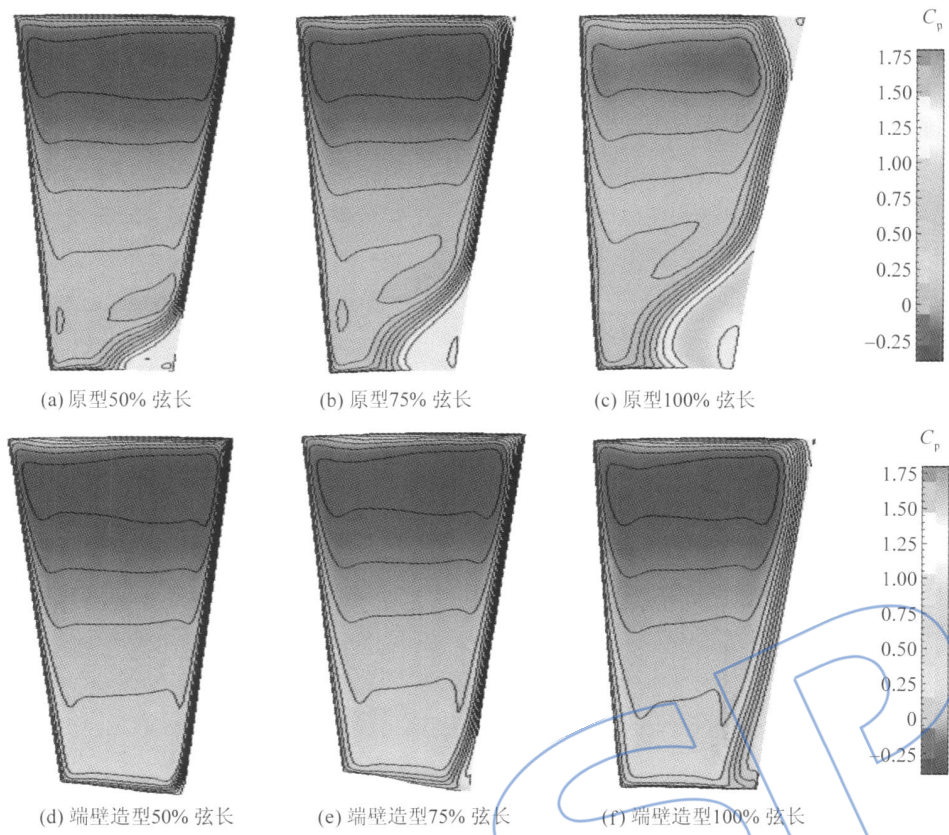


图 8 静子通道内流动损失云图  
Fig. 8 Loss contours inside of stator passage

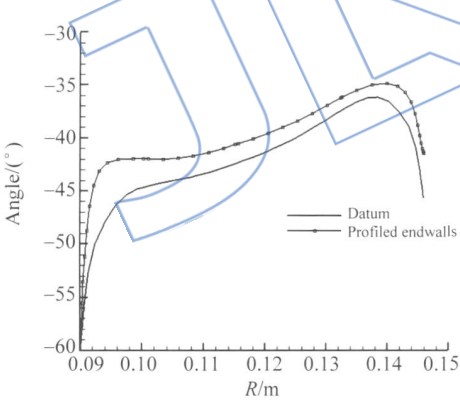


图 9 静子进口气流角沿径向分布  
Fig. 9 Stator inlet flow angle

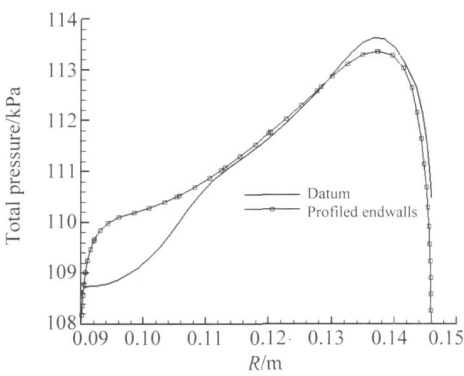


图 10 级出口总压沿径向分布  
Fig. 10 Stage outlet flow angle

图 10 对比了最高效率工况造型前、后级出口总压沿叶高的变化. 如图所示, 由于端壁造型有效地削弱了静子角区分离, 级出口 40% 内径范围内的总压明显升高; 或换言之, 压气机在这个范围内的压缩能力明显增加; 整个级出口的总压沿叶高分布更为饱满, 级压比因此升高.

综合图 9、图 10 的内容, 可以得到结论, 端壁造型的影响范围不仅限于端壁区域, 而是基本包括了整个叶展范围. 端壁造型对局部流动的改善

使得压气机的流动在整个叶高范围得到了重新分配和调整.

## 4 结 论

通过本文的研究, 我们可以得到以下几条结论:

- 1) 亚声压气机端壁造型, 可以有效调整压气机端壁区的二次流强度, 减弱静子角区分离, 进而实现级压比和效率的提高.

- 2) 在亚声压气机内,端壁造型的影响范围可以包括整个叶高范围,实际上对压气机内的流动在整个叶高范围内实现了调整和再分配.
- 3) 端壁造型对亚声压气机叶片尖部和根部的流动都会发生影响,相应地,转子尖部泄漏流动和静子角区分离流动都会发生变化,也因此可能产生对失速裕度的影响.其具体影响的后果应视压气机的失速类型,以及造型对局部流动的改变幅度而定.
- 4) 本文所采用的周向(非轴对称)和流向相结合的端壁造型方法被证实为一种有效的造型方法.我们认为由于压气机中特殊的逆压力工作环境,结合流向优化的造型是比较有效和必要的,这一点不同于涡轮中的端壁造型方法.
- 5) 单排叶片通道的端壁造型会对上、下游叶排进出口流动带来变化,因此在级的环境下讨论压气机的端壁造型技术更有实际意义.

参考文献:

[ 1 ] Hartland J C, Gregory2Smith D G, Harvey N W, et al. Nonaxisymmetric turbine endwall design: Part 0 - Exper2 imental validation [R]. ASME Paper GT2992338, 1999.

[ 2 ] Harvey N W, Brenna G, Newman D A, et al. Improving turbine efficiency using non2 axismmetric end walls: valida2 tion in the multi2row environment and with low aspect ra2 tio blading [R]. ASME Paper GT22002230337, 2002.

[ 3 ] Torre D, V zquez R, Hodson H P. A new alternative for reduction of secondary flows on low pressure turbines [R]. ASME Paper 2006GT291002, 2006.

[ 4 ] Dorfner C, Nicke E, Voss C. Axi2asymmetric profiled endwall design using multiobjective optimization linked

with 3D RAN2flow2simulations [ R ]. ASME Paper GT200227268, 2007.

[ 5 ] M ller R, Sauer H, Hoeger M, et al. Influencing the sec2 ondary losses in compressor cascades by a leading edge bulb modification at the endwall [ R ]. ASME Paper GT2 2002230442, 2002.

[ 6 ] 江春. 前置凸台周向槽式机匣处理对双级轴流压气机性能影响的试验研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2001. JIANG Chun. Experimental research of stepped circumfer2 ential grooved casing on two2stage axial flow compressor[D]. X2pan: Northwestern Polytechnical University, 2001. (in Ch2 nese)

[ 7 ] 杜朝辉, 刘志伟. 轮毂处理扩稳的机理探讨[ J ]. 航空学报, 1992, 13(8): B370373. DU Zhaohui, LIU Zhiwei. Investigation on the mechanism of extending stability for hub treatment [ J ]. Acta Aero2 nautica et Astronautica Sinica, 1992, 13(8): B370373. (in Chinese)

[ 8 ] NUMECA International. NUMECA fin2 design3D user manual [M]. Belgium: NUMECA International, 2006.

[ 9 ] 郑金, 李国君, 李军, 等. 一种新非轴对称端壁成型方法的数值研究[J]. 航空动力学报, 2007, 22(9): 1482 1491. ZHENG Jin, LI Guojun, LI Jun, et al. Numerical re2 search on a new non2axisymmetric endwall profiling meth2 od [J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(9): 1482 1491. (in Chinese)

[ 10] 胡书珍, 卢新根, 张宏武, 等. 轴流压气机转子非轴对称轮毂端壁的数值研究[C]//中国工程热物理学会学术会议论文集. 天津: 中国工程热物理学会, 2008. HU Shuzhen, LU Xingen, ZHANG Hongwu, et al. Nu2 merical research of contoured hub on axial flow compres2 sor rotor [C]//The Conference of Chinese Society of Eng2 ineering Thermophysics. Tianjin: Chinese Society of Eng2 ineering Thermophysics, 2008. (in Chinese)