

非对称端壁造型对离心压气机性能的影响*

郎进花¹, 楚武利^{1,2}, 张皓光¹, 安光耀¹, 马 珊¹

(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 陕西 西安 710072;
2. 先进航空发动机协同创新中心, 北京 100191)

摘 要: 非对称端壁造型应用在轴流压气机和涡轮中具有较好的提高效率的作用。为了探究非对称端壁造型对离心压气机性能的影响, 借鉴非对称端壁造型在轴流压气机中的设计经验, 借助 Autoblade 和 CFX 商用软件, 设计了四种非对称端壁造型结构, 并对带叶片式扩压器的离心压气机展开数值计算研究。研究发现, 与原型压气机相比, 采用压力面附近为凸曲率形状、吸力面附近为凹曲率形状的非对称端壁造型结构 PEW1_10% (profiled end wall 1_10%) 可以在保证全工况效率不降低的情况下, 使离心压气机的性能曲线向小流量和大流量均有拓展, 稳定工作范围扩大 11.8%。通过分析流场发现, 在近喘工况, 非对称端壁造型 PEW1_10% 使扩压器通道内流量重新分配, 吸力面附近径向速度增大, 低能流体减少, 改善了扩压器通道的流动状况, 进而推迟喘振的发生。

关键词: 离心压气机; 非对称端壁造型; 叶片式扩压器; 回流区; 扩稳

中图分类号: V231.3 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4055 (2020) 06-1286-10

DOI: 10.13675/j.cnki.tjjs.190441

Effects of Non-Axisymmetric Profiled End Wall Treatments on Performance of a Centrifugal Compressor

LANG Jin-hua¹, CHU Wu-li^{1,2}, ZHANG Hao-guang¹, AN Guang-yao¹, MA Shan¹

(1. School of Power and Energy, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China;
2. Collaborative Innovation Center of Advanced Aero-Engine, Beijing 100191, China)

Abstract: The application of non-axisymmetric endwall profiling on both axial compressors or turbines has been determined to be an effective way to increase the efficiency. In order to investigate the effects of non-axisymmetric end wall profiling on the performance of centrifugal compressors, four endwall contouring schemes according to the design experience of non-axisymmetric endwall profiling in axial compressors were performed on a vaned diffuser centrifugal compressor with the help of Autoblade and CFX software. Numerical investigations were conducted on a radial compressor with vane diffuser. The results showed that non-axisymmetric profiled end-wall PEW1_10% which was convex near the pressure side and concave near the suction side extended the compressor characteristic performance curve to smaller and higher mass flow rate points which gave a 11.8% improvement of the operating range with no reduction of the efficiency compared with the original compressor. Analysis of the flow field showed that PEW1_10% caused a redistribution of the flux in the diffuser passage at the near surge condition, which further led to an increase of the radial velocity near the suction side and a decrease of the low-

* 收稿日期: 2019-06-28; 修订日期: 2019-08-26。

基金项目: 国家自然科学基金 (51576162); 国家科技重大专项 (2017-II-0005-0018)。

作者简介: 郎进花, 博士生, 研究领域为叶轮机械气动热力学。E-mail: langjinhua1988@outlook.com

通讯作者: 楚武利, 博士, 教授, 研究领域为叶轮机械气动热力学。E-mail: wlchu@nwpu.edu.cn

引用格式: 郎进花, 楚武利, 张皓光, 等. 非对称端壁造型对离心压气机性能的影响[J]. 推进技术, 2020, 41(6):1286-1295.
(LANG Jin-hua, CHU Wu-li, ZHANG Hao-guang, et al. Effects of Non-Axisymmetric Profiled End Wall Treatments on Performance of a Centrifugal Compressor[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2020, 41(6):1286-1295.)

energy fluid. As a result, the flow condition in the diffuser passage was improved, and the surge was delayed.

Key words: Centrifugal compressor; Non-axisymmetric profiled end wall; Vaned diffuser; Reverse flow region; Working range enhancement

1 引言

离心压气机以高性能、宽流量范围及结构紧凑等优势得到了广泛应用。离心压气机是目前火车、汽车、轮船及发电等工业用发动机及航空发动机的重要部件。随着环境和能源问题的日益严峻,要求涡轮增压器压比不断提高。而压比的提高,又会导致离心压气机稳定工作范围变窄。因此,拓宽高压比离心压气机的稳定工作范围,已成为高压比涡轮增压技术的主要发展方向和关键问题之一^[1]。

随着离心压气机的发展,叶片式扩压器性能的提高已经成为制约离心压气机发展的关键因素^[2]。当离心压气机运行到中、高转速时,限制其稳定性的部件不是叶轮,而是扩压器部件^[3-5]。目前,有关叶片式扩压器的研究主要集中在离心压气机原型损失和不稳定性的分析。在峰值效率工况,Skoch^[6]通过实验研究发现扩压器叶片吸力面角区附近存在三维分离现象,Marsan等^[7]通过数值模拟也发现了这一三维分离区,通过流场分析得出,该分离区的发展主要受叶轮和扩压器之间的周期性相互影响,且分离区会造成较大的粘性损失和掺混损失;席光等^[8]通过数值模拟结合实验的方法发现,当离心压缩机扩压器进口存在较大的正冲角和负冲角情况下,叶片表面会出现大尺度的分离涡。在近喘振工况,研究发现,叶轮和扩压器之间的无叶区和半无叶区是关系到离心压气机稳定性的关键区域^[9-11]。此外,有研究发现,扩压器吸力面的流动分离与离心压气机的旋转失速有着潜在联系。在离心压气机喘振之前,可以检测到突尖型失速先兆形式。该突尖型失速先兆主要是由小流量工况下,吸力面的大规模角涡分离向前延伸导致的喉部阻塞,诱发叶片吸力面前缘叶顶附近出现分离引起的^[11-12]。

非对称端壁造型技术是Rose^[13]在1994年首次提出的,其主要特点是结构简单、便于应用,不需要额外的设备引气或者抽气。端壁造型的类型包括全局的和部分的,对称的^[14]和非对称的^[15],例如端壁小翼^[16]、小叶片^[17]、涡流发生器^[18]等,所有这些端壁造型结构均有显著的降低损失的效果。到目前为止,大量的研究证实,端壁造型在叶栅、轴流压气机及涡轮中可以有效地控制端区二次流及角区分

离^[19-21]。并且对于高负荷、小展弦比压气机,厚边界层、二次流强、有明显分离的流动,端壁造型对其流场的提高效果非常明显,但对于其它情况可能没有效果^[22-23]。

虽然端壁造型在涡轮和轴流压气机中应用已取得有效成果,但目前为止,有关非对称端壁造型在离心压气机中的相关研究较少。本文主要是探索非对称端壁造型对带叶片式扩压器的离心压气机性能的影响,进行原型压气机的数值模拟,并与实验数据对比,验证模型准确性,设计了四种非对称端壁造型结构,并应用于叶片式扩压器的端壁,通过分析对比采用非对称端壁造型前后的流场特性,揭示了非对称端壁造型提升离心压气机性能的机理。

2 物理模型与数值方法

2.1 研究对象

本文的研究对象为离心压气机级‘Radiver’^[24-25],该压气机级由发动机及涡轮机联盟弗里的希哈芬股份有限公司开发,提供给亚琛工业大学进行实验研究。随后实验数据和压气机模型参数公开,成为一个开放性的算例。该离心压气机包括一个半开式叶轮和一个带楔形叶片的扩压器。叶轮和扩压器的具体参数如表1所示。

Table 1 ‘Radiver’ compressor stage details

	Parameters	Value
Impeller	Shaft speed/(r/min)	35200
	Tip speed/(m/s)	498
	Tip radius/mm	135
	Clearance height at leading edge/mm	0.70
	Clearance height at trailing edge/mm	0.48
	Number of blades	15
	Back sweep angle at exit/(°)	38
Diffuser	Channel height/mm	11.1
	Number of vanes	23
	Vane setting angle/(°)	16.5
	Leading edge radius/mm	140.4
	Vane wedge angle/(°)	6.615

2.2 数值模拟方案

采用ANSYS CFX软件进行全三维定常流场求解,湍流模型选择SST模型,关于湍流模型的验证见参考文献[26]。在数值计算中,壁面设置为绝热无

滑移边界条件,叶轮与扩压器间转静交界面设置为混合平面^[12,27]。进口给定总温为 288.19K,总压为 101325Pa。在近阻塞工况,由于离心压气机的性能曲线较陡,对出口流量变化很敏感,因此将出口边界条件设置为平均静压;近喘振工况性能曲线较平缓,对出口流量变化不敏感,因此将出口边界条件设置为流量^[26,28-29]。计算域及边界条件设置如图 1 所示。

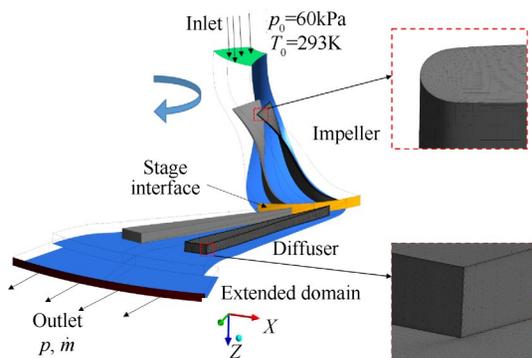


Fig. 1 Computational domain and boundary conditions

2.3 网格划分及网格无关性验证

叶轮和扩压器网格是利用 NUMECA 软件中的 AUTOGrid5 生成,拓扑结构为 O4H。叶轮的叶顶间隙为蝶形网格,节点数为 17,扩压器尾缘设置强制钝体结构,如图 1 中的局部放大图所示。靠近端壁及叶片位置网格进行局部加密,保证近壁面 $Y^+ < 5$ 。

选取 6.0×10^5 , 1.2×10^6 , 2.1×10^6 , 3.3×10^6 , 4.2×10^6 五种网格进行网格无关性验证。不同网格数量下得到的中间工况点 M 和小流量工况点 P_1 的压比 p_r 和效率 η 如图 2 所示。从图中可以看出,当网格数较少时,计算得到的压比及效率较低。当网格数大于 2.1×10^6 时,压比和效率随网格数量的增加变化很小,故网格数采用 2.1×10^6 (叶轮网格数 1.4×10^6 , 扩压器 7.0×10^5)。

2.4 正确性验证

与实验相对应,图 3 给出了原型离心压气机五个工况点 (P_1, P_2, M, S_1, S_2) CFD 数值模拟及实验测量的总压比和效率。近喘振工况的流量预估非常准确。当流量逐渐减小时,数值模拟对压气机的性能出现过估计的现象,但误差均小于 2.2%,在允许范围内,且总体趋势与实验结果吻合较好。图 4 给出了实验测量与 CFX 计算得到的 P_1 点叶轮出口周向速度 C_θ 分布云图,从图中可以看出,数值计算结果与实验测量结果吻合良好,周向速度云图分布规律一致,对局部高速及低速区预估准确。综上所述,采用的数值方法是准确有效的。

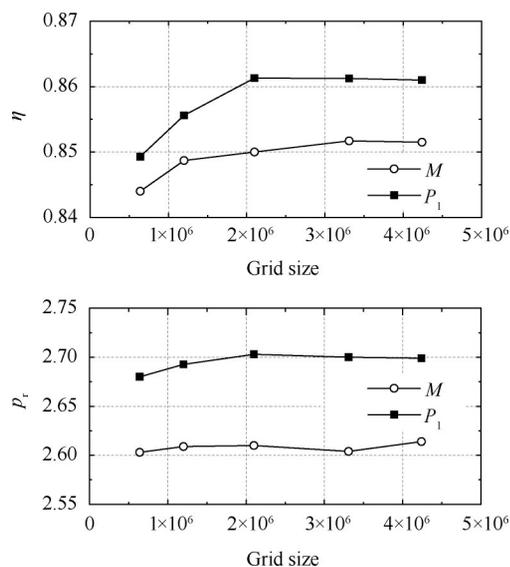


Fig. 2 Absolute values of total-total pressure ratio p_r and efficiency η for grid convergence study

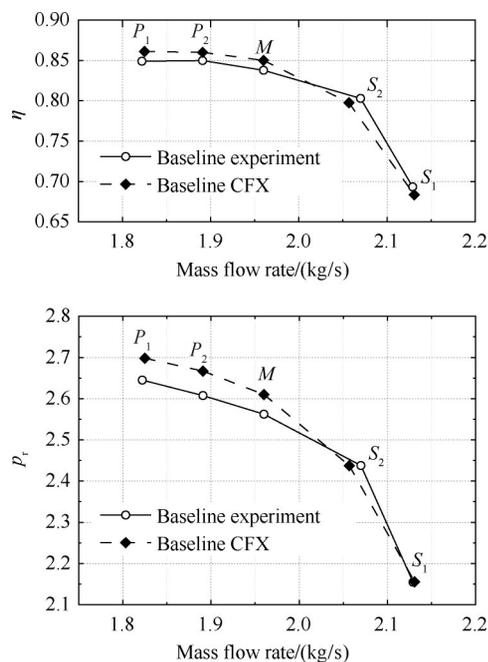


Fig. 3 Experimental and CFD compressor performance for baseline stage

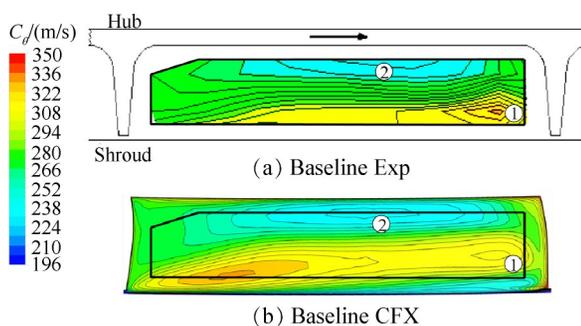


Fig. 4 Experimental and CFD circumferential velocity contours for baseline stage at the impeller exit at operating point P_1

3 结果与讨论

3.1 非对称端壁造型的构造方法

本文借助 Autoblade 软件,采用经验式造型法,对扩压器的端壁进行非对称端壁造型设计。大量的研究发现,叶轮和扩压器之间的无叶区及半无叶区是影响离心压气机稳定性的重要区域^[9-11],因此选取扩压器叶片前缘前4.5%弦长处为端壁造型的起始位置。通过试算发现,对扩压器叶片通道下半段进行端壁造型处理对压气机性能影响较小,因此端壁造型的终止位置选为50%弦长处。

首先,借助 Autoblade 软件对扩压器端壁进行参数化,如图5所示。以叶片的中弧线为基准,沿周向取9条控制线 Cut 1~Cut 9,其中为保证端壁面沿周向的连续性,Cut 1和 Cut 9的偏移量设置为0。每条控制线上取6个控制点($H_1 \sim H_6$),采用 Bezier 曲线方法对控制线进行构造,通过设置控制点的偏移量来生成控制线的造型,其中为保证端壁造型与上下游的光滑过渡,控制线上的起点 H_1 、终点 H_6 为固定点(图1中白色控制点),偏移量为0。

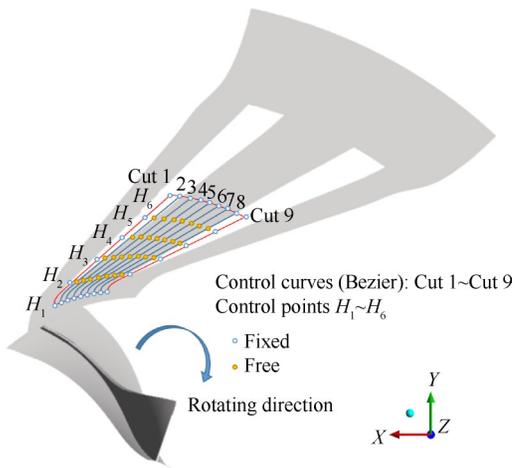


Fig. 5 Schematic diagram of parameterization of the diffuser end wall

以 Cut 2 为例,图6给出了沿流向控制线的具体构造方法。起始点 H_1 和 H_6 沿 Z 轴的偏移量为0,其余点 $H_2 \sim H_5$ 的偏移量为 $\Delta Z(\theta)$,通过 Bezier 曲线方法构造出一条光滑、连续的曲线。而对于沿周向不同控制线上自由点的偏移量 $\Delta Z(\theta)$ 则按照类正弦曲线的变化规律构造,如图7所示。通过控制类正弦曲线的周期,可以构造沿周向不同凹凸形式的 PEW;同时可以控制类正弦曲线的振幅 ΔZ ,构造不同深度的非对称端壁造型。

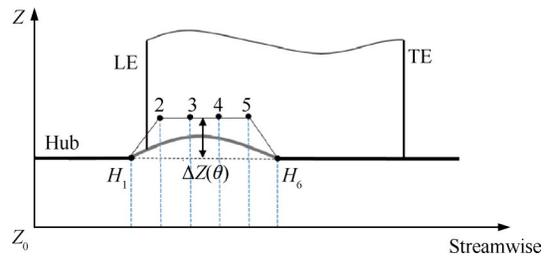


Fig. 6 Schematic of the control curve Cut 2

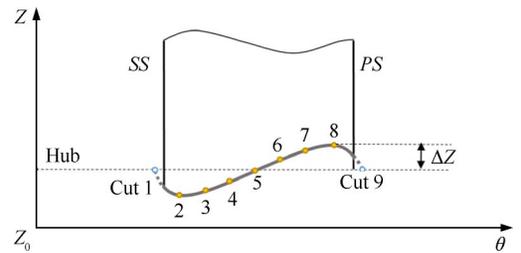
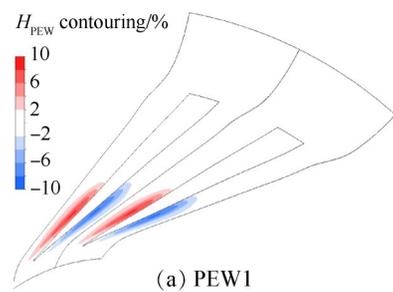


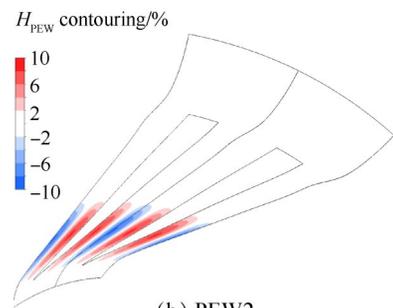
Fig. 7 Schematic of control points along circumferential direction

3.2 非对称端壁造型

根据上述非对称端壁造型构造方法,通过控制沿周向类正弦曲线的周期,构造了两种不同形式的非对称端壁造型,如图8所示。其中, H_{PEW} 为端壁造型高度相对扩压器叶片高度的百分比。PEW1沿周向类正弦曲线的周期为1,具有一个波峰和一个波谷。叶片压力面附近为波峰,形成凸曲率形状的端壁,吸力面附近为波谷,形成凹曲率的端壁。PEW2沿周向类正弦曲线的周期为1.5,具有两个波峰和一个波谷。叶片压力面和吸力面附近均为波峰,通道



(a) PEW1



(b) PEW2

Fig. 8 Contour height of non-axisymmetric profiled end wall

中间为波谷。

对于控制点的偏移量,不同文献说法不一^[20,30-31]。那振喆等^[20]在对涡轮导叶进行非对称端壁造型设计时,研究了最大偏移量在5%~30%叶高范围内的同类型端壁造型,结果表明偏移量为10%叶高时效果最优;田兴江等^[30]通过多目标遗传算法对涡轮叶栅的非对称端壁造型进行优化,得到的优化端壁造型的最大偏移量为7.1%叶高。Dorfner等^[31]在给一个轴流压气机设计的非对称端壁的最大偏移量为4%叶高。通过试算以及参考其它文献,本文以控制点的最大位移 $\Delta Z=4\%$ 和10%叶高为例进行研究。PEW1_4%表示端壁造型形式为PEW1、最大偏移量为4%叶高的端壁造型结构,以此类推。

3.3 压气机性能

图9给出了采用端壁造型前后离心压气机的性能曲线。从图中可以看出,采用PEW1后,在大流量工况(M 点右侧工况),同流量情况下压气机的压比及效率较原型有所提升,且PEW1_10%的效果比PEW1_4%的效果更明显。随着流量的减小,压比及效率增大幅度逐渐减小。当流量小于 M 点流量时,压气机性能与原型时基本相同。值得注意的是,采用PEW1后压气机的近阻塞工况向大流量延伸,近喘振工况向小流量延伸,稳定工作范围明显增大,且采用PEW1_10%后,压气机稳定工作范围增大幅度较PEW1_4%更大。本文离心压气机的近喘振工况是根据文献^[32]提到的判据判定的,即当流量降低时,出口静压开始下降的前一个工况为近喘振工况。根据稳定工作范围计算公式(1),(2),采用PEW1_10%后,在保证压气机性能不降低的前提下,稳定工作范围提升了11.8%。当采用PEW2后,压气机的稳定工作范围小幅度减小,且压气机性能在小流量工况和大流量工况均有所下降。对比PEW2_4%和PEW2_10%可以看出偏移量增加后,压气机性能降低程度增大。

$$R_{SW} = Q_{NC} - Q_{NS} \quad (1)$$

$$R_1 = \frac{R_{SW_{PEW}} - R_{SW_{Baseline}}}{R_{SW_{Baseline}}} \times 100\% \quad (2)$$

式中 SWR 为稳定工作范围, Q 为质量流量,NC为近阻塞工况,NS为近喘振工况, R_1 为稳定工作范围增加幅度,PEW为端壁造型,Baseline为原型。

综合上述分析,可以得到PEW1_10%在四种端壁造型中效果最好,在大流量压气机效率提高及稳定工作范围拓展方面有着重要影响,有着进一步发掘的潜力。为了揭示非对称端壁造型提升离心压气

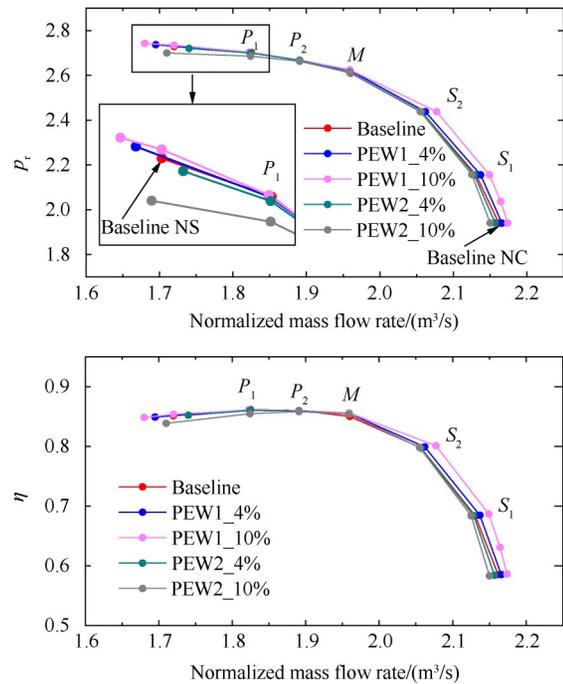


Fig. 9 Compressor performance for baseline and PEW

机性能的机理,下面将以PEW1_10%为例,从近阻塞工况和近喘振工况两个典型工况入手,分析采用PEW1_10%后离心压气机性能提高的机理。

3.4 近阻塞工况 NC

表2为叶片式扩压器采用非对称端壁造型PEW1_10%后,NC工况总体性能参数与原型对比,其中 I 代表叶轮部件, Δ 为采用端壁造型后压气机性能参数提升量相对原型压气机性能参数的百分比。采用PEW1_10%后,压气机在NC工况的整机性能有了明显的提升,其中压比较原型增加4.9%,效率提高了7.8%。仅考虑叶轮部件,其效率较原型仅提高0.01%,提高幅度基本可以忽略。因此,PEW1_10%主要是通过改善扩压器的性能来提高整机性能的。为了明确PEW1_10%的主要影响区域,将扩压器分为三部分来考虑:扩压器无叶段(VLS),扩压器叶片段(Channel)和扩压器下游(Downstream)。由图10可知,原型扩压器中,叶片段的总压损失 Y_p 最大,其次是扩压器下游,损失最小的是扩压器的无叶段。采用端壁造型后,扩压器的损失分布发生变化。叶片段的总压损失大幅度下降,较原型降低22.9%;而扩压器下游的总压损失略有增大,增大幅度为15.2%。最终导致带PEW1_10%的扩压器总压损失最大的区域变为下游,其次是叶片段,最小的仍然是无叶段。总结上述分析可以得出,PEW1_10%对叶轮性能基本没有影响,PEW1_10%的效果主要体现在对扩压器总压损失最明显的叶片段性能的改善。

Table2 Compressor performance at operating point NC

Type	p_r	$\eta/\%$	$\eta(1)/\%$
Baseline	1.941	58.5	90.75
PEW1_10%	2.037	63.1	90.76
$\Delta/\%$	4.9	7.8	0.01

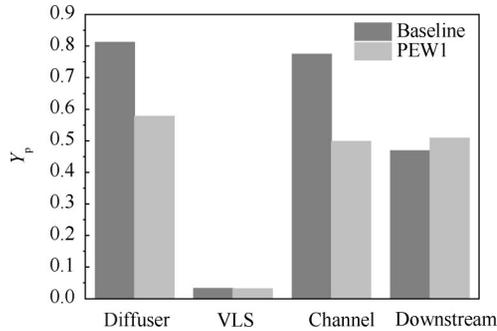
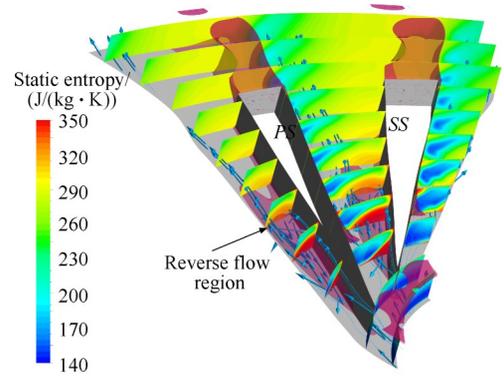


Fig. 10 Total pressure loss coefficient within different part of the diffuser at operating point NC

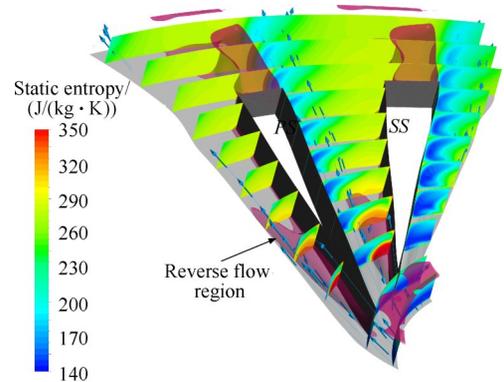
图 11 给出了 NC 工况扩压器通道内不同截面熵分布云图,其中粉色区域为 $V_z=0$ 的等值面,等值面包裹区域记为回流区。从图 11(a) 可以看出,在叶轮与扩压器之间的无叶区,沿叶展方向损失逐渐增大,沿周向分布均匀。但进入扩压器通道后,损失分布发生改变,通道前半段靠近压力面侧存在一个明显的高损失区,且高损失区与回流区重合,在 30% 弦长附近损失强度最大。由蓝色流线可以看出,该回流区主要是由大攻角下,压力面附面层的低能流体在逆压梯度下产生回流形成的,这与席光等^[8]的研究结果相类似;靠近吸力面侧流体流动状况较好,靠近壁面区域有小范围的高熵区。如图 11(b) 所示,采用 PEW1_10% 后,无叶区的损失分布及量级与原型基本相同,这与表 2 得到的结果相一致。同时,扩压器叶片通道内的损失分布形式与原型类似,压力面侧依然为高损失区,但回流区范围减小,因此损失强度明显降低。同时吸力面侧靠近轮毂和机匣的高损失区也得到了改善。

图 12 为 NC 工况叶片 0% 叶高静压沿弦长的分布。从整体上看,采用 PEW1_10% 后,扩压器整个通道的压力均有所增大,即压气机的增压能力较原型提高了。由压力分布的趋势可以看出,在压力面 0% 弦长及吸力面 18% 弦长处分别有一个静压波谷,这是由于气流通过喉部后气流加速引起的静压降低。采用 PEW1_10% 后,压力面及吸力面的静压最小值明显增大,导致静压波谷后 10% 弦长内沿流向的静压梯度明显降低,如图 12 黑色矩形框内区域所示。

流向压力梯度的降低可以有效地减小逆压梯度引起的回流区,这也是 PEW1_10% 改善压气机近阻塞工况流动状况的主要原因。



(a) Baseline



(b) PEW1_10%

Fig. 11 Static entropy contours through the diffuser passage at operating point NC

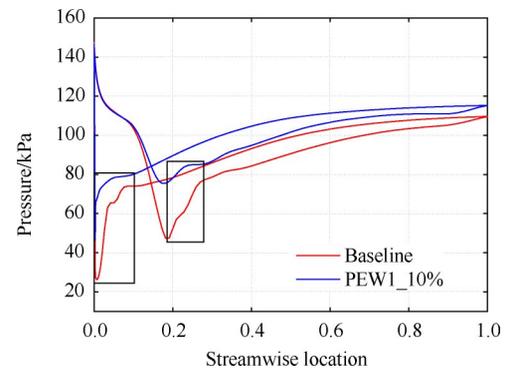


Fig. 12 Static pressure distribution along streamwise at the intersection between blade and hub for baseline and PEW1_10% at operating point NC

图 13 给出了采用 PEW1_10% 前后扩压器轮毂表面静压分布对比。从图 13(a) 中可以看出,扩压器通道喉部位置存在一个与压力面呈 45° 角明显的低压带,由压力面前缘开始,贯穿整个流道到达吸力面,这与图 12 中的静压波谷相对应。如图 13(b) 所示,采

用 PEW1_10% 后,压力面前缘附近发起的低压区消失。喉部压力提高的主要原因是,在 PEW1_10% 设计时,如图 5 所示,沿周向的造型是由同一弦长位置的控制点控制的,这种造型可以保证叶片通道在同一弦长位置的通流面积与原型是相同的。但喉部位置处,如图 13(a) 黑色虚线所示,由于吸力面附近轮毂凹陷的存在,导致了造型后喉部面积较原型增大了 1.9%,喉部的流通能力增强。因此同流量情况下,采用 PEW1_10% 后,扩压器喉部流速降低,静压升高,沿流向的逆压梯度降低,进而导致由逆压梯度引起的回流区域减小,通道的流动状况得到改善。

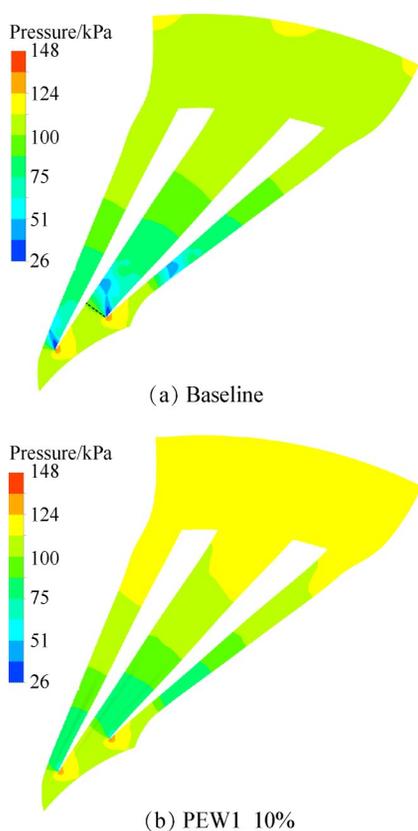


Fig. 13 Static pressure contours at hub side for baseline and PEW1_10% at operating point NC

3.5 近喘振工况 NS

为了定量分析近喘振工况扩压器通道内阻塞区域大小,定义了衡量阻塞程度的参数 $B^{[33-34]}$ 。类似于边界层位移厚度的定义,将密流小于平均密流的区域认定为阻塞区,具体定义式为

$$A = \int_a (1 - \frac{\rho U}{\bar{\rho} \bar{U}}) dx dy \quad (3)$$

$$B = \frac{A}{S} \quad (4)$$

式中 A 为阻塞面积, a 为密流小于平均密流的区

域, ρ 为当地密度, U 为当地径向速度, $\bar{\rho} \bar{U}$ 为所选面的平均密流, B 为阻塞程度, S 为所选面的面积。

图 14 给出了采用 PEW1_10% 前后 NS 工况扩压器内部周向平均阻塞程度 B 沿流向分布的变化。从图中可以看出,在 25% 弦长前,通道的阻塞程度基本没有变化,说明 PEW 对通道前段的影响较小。在 25% 弦长之后,通道的阻塞程度明显降低,且随着弦长的增大,阻塞程度降低幅度增大。由于叶片尾缘为钝体结构,导致流体在尾缘后形成较强的回流,因此阻塞程度存在一个突增。受上游通道流场改善的影响,钝体后的阻塞程度也明显降低。综合以上分析可以推断 PEW1_10% 主要通过改善通道 25% 弦长后的流通状况来推迟喘振发生。

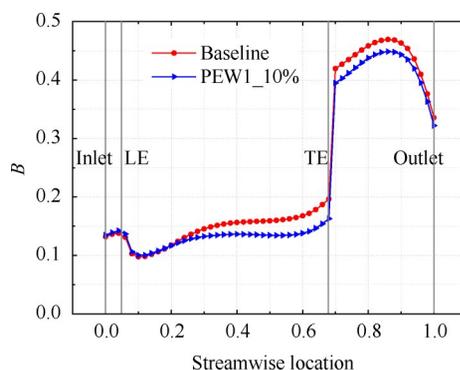


Fig. 14 Distribution of B along streamwise location

图 15 为 NS 工况叶片和轮毂面的极限流线及回流区分布,其中粉色区域为 $V_z=0$ 的等值面,等值面包裹区域记为回流区。由图 15(a) 可以看出,在 NS 工况,扩压器叶片吸力面靠近轮毂的区域存在明显的回流区,这与席光等^[8]的研究结果相类似。由轮毂的极限流线可以看出,在吸力面的角区位置存在明显的反流,但通道内并没有明显的由压力面到吸力面的横向流动,这与轴流压气机中端壁二次流在横向压力梯度下在叶片吸力面尾缘附近形成堆积并与吸力面附面层相互作用而引起的角区失速有所不同^[19-21]。由流线可以看出,该反流区主要是由钝体后低能流体在逆压梯度的作用下形成的尾缘反流(蓝色和青色流线所示)以及在逆压梯度的作用下被卷吸到反流区内的吸力面低叶展的低能流体(黑色流线所示)组成。因此,该回流区主要是由尾缘反流及附面层的低能流体在逆压梯度作用下形成的。该回流区从下游一直延伸至喉部位置,造成喉部阻塞。由赵家毅等^[11]的研究得到扩压器小流量工况下,喉部阻塞及其非定常扰动将直接诱发叶片前段失速的产生。因此该回流区将间接地诱发失速的发生。

采用PEW1_10%后,如图15(b)所示,叶片吸力面侧的回流区明显减小,主流与回流的交界位置后移,使得喉部阻塞推迟,从而延缓了由喉部阻塞所诱发的叶片前段失速团的产生。

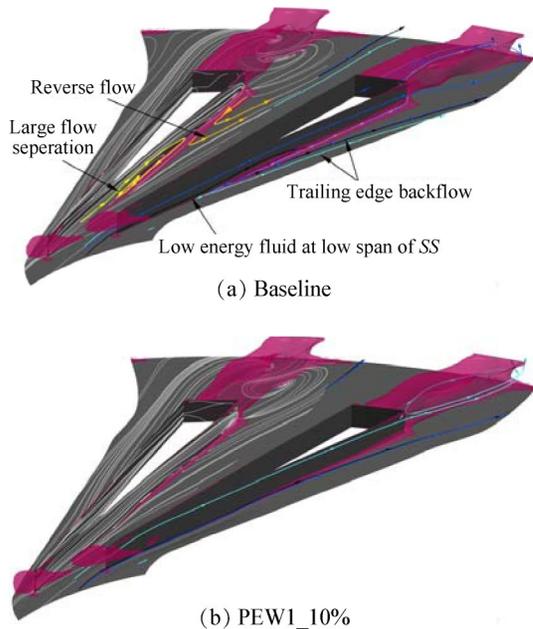


Fig. 15 Reverse flow region within the diffuser passage and limiting streamline on diffuser hub and blade for baseline and PEW1_10% at operating point NC

为了揭示PEW1_10%减小扩压器阻塞的机理,图16给出了沿流向不同截面原型与采用PEW1_10%后扩压器内流体径向速度的差(PEW1_10%-Baseline)的分布,正值代表径向速度增大,负值代表速度减小。从图中可以看出,PEW1_10%使扩压器通道内的密流重新分配。采用PEW1_10%后,通道中部及叶片压力面附近流体径向速度降低,叶片吸力面附近流体的径向速度明显增大,导致低能流体减少,进而减弱了叶片吸力面附近回流区的形成。

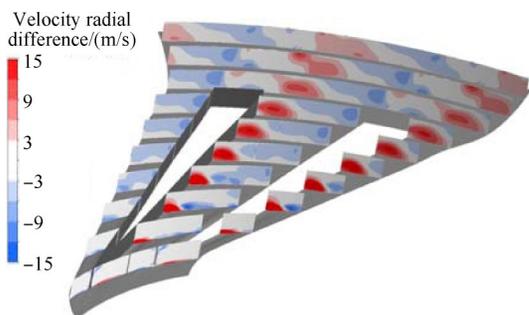


Fig. 16 Change in radial velocity through the diffuser passage (PEW1_10% - Baseline) at operating point NS

4 结论

本文采用单通道数值模拟方法对离心压气机级‘Radiver’中的扩压器轮毂进行了非对称端壁造型处理,并对其扩稳机理进行了详细研究,得到以下主要结论:

(1)通过对比非对称端壁造型PEW1和PEW2对压气机性能的影响可知,PEW1可以有效地提高压气机的稳定工作范围,且在大流量工况下对压气机效率有明显的提升;而PEW2对压气机性能起到负面影响。当偏移量由4%叶高增加至10%叶高后,非对称端壁造型对压气机性能的影响程度增加。

(2)四种非对称端壁造型中,PEW1_10%的效果最佳。采用PEW1_10%后,压气机的性能曲线向小流量和大流量均有拓展,压气机的稳定工作范围较原型扩大11.8%。并且在NC工况,压气机效率较原型提高了7.8%。

(3)在大流量工况时,扩压器通道内的阻塞区主要是由于压力面附面层的低能流体在逆压梯度下产生的回流引起的;采用PEW1_10%后,喉部面积较原型增大了1.9%,通道通流能力增强。同流量情况下,扩压器通道内沿流向的逆压梯度降低,导致回流区域减小,流动状况得到改善,损失降低。

(4)在近喘振工况,扩压器轮毂壁面并没有出现明显的横向流动,吸力面附近的回流区主要是逆压梯度作用下形成的尾缘反流及吸力面低叶展附面层低能流体形成的回流引起的。这与轴流压气机中,横向压力梯度下的端壁二次流与吸力面附面层相互作用而引起的角区失速有所不同。

(5)在近喘振工况,PEW1_10%使扩压器通道内的密流重新分配,叶片吸力面附近流体的径向速度明显增大,低能流体减少,减弱了叶片吸力面附近低能流体在逆压梯度作用下诱导的回流区的形成,推迟了喉部阻塞,进而推迟了由此诱发的叶片前段失速团的产生。

致谢:感谢国家自然科学基金、国家科技重大专项的资助。

参考文献

- [1] 金磊. 涡轮增压离心压气机非对称有叶扩压器扩稳机理研究[D]. 北京:清华大学, 2014.
- [2] Imamura H, Kurokawa J, Matsui J, et al. Passive Control of Rotating Stall in a Parallel Wall Vaned Diffuser by J-Grooves [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2001, 123

- (3): 507-515.
- [3] Jansen J, Carter A F, Swarden M C. Improvements in Surge Margin for Centrifugal Compressors [C]. USA: AGARD Conference Proceeding, 1980.
- [4] Pampreen R C, Compressor Surge and Stall [M]. Norwich: Concepts Eti, Inc., 1993.
- [5] Zheng X, Liu A. Phenomenon and Mechanism of Two-Regime-Surge in a Centrifugal Compressor [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2015, 137(8).
- [6] Skoch G J. Experimental Investigation of Diffuser Hub Injection to Improve Centrifugal Compressor Stability [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2005, 127(1): 107-117.
- [7] Marsan A, Trébinjac I, Coste S, et al. Influence of Unsteadiness on the Control of a Hub-Corner Separation Within a Radial Vaned Diffuser [R]. ASME GT 2014-26985.
- [8] 席光, 周莉, 丁海萍, 等. 叶片扩压器进口安装角对离心压缩机性能影响的数值与实验研究 [J]. 工程热物理学报, 2006, 27(1): 61-64.
- [9] Spakovszky Z S, Roduner C H. Spike and Modal Stall Inception in an Advanced Turbocharger Centrifugal Compressor [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2009, 131(3).
- [10] Everitt J N, Spakovszky Z S. An Investigation of Stall Inception in Centrifugal Compressor Vaned Diffuser [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2013, 135(1): 1737-1749.
- [11] 赵家毅, 王志恒, 李学臣, 等. 叶片扩压器小流量工况内部流动特性研究 [J]. 工程热物理学报, 2017, 38(6): 52-58.
- [12] Galloway L, Rusch D, Spence S W T, et al. An Investigation of Centrifugal Compressor Stability Enhancement Using a Novel Vaned Diffuser Recirculation Technique [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2018, 140(12): 1-12.
- [13] Rose M G. Non-Axisymmetric End Wall Profiling in the HPNGVs of an Axial Flow Gas Turbine [R]. ASME 94-GT-249.
- [14] Hoeger M, Cardamone P, Fottner L. Influence of End-wall Contouring on the Transonic Flow in a Compressor Blade [R]. ASME GT 2002-30440.
- [15] Harvey N W. Some Effects of Non-Axisymmetric End Wall Profiling on Axial Flow Compressor Aerodynamics, Part I: Linear Cascade Investigation [R]. ASME GT 2008-50990.
- [16] Hergt A, Meyer R, Liesner K, et al. A New Approach for Compressor Endwall Contouring [R]. ASME GT 2011-45858.
- [17] Reutter O, Hemmert-Pottmann S, Hergt A, et al. End-wall Contouring and Fillet Design for Reducing Losses and Homogenizing the Outflow of a Compressor Cascade [R]. ASME GT 2014-25277.
- [18] Hergt A, Meyer R, Engel K. Effects of Vortex Generator Application on the Performance of a Compressor Cascade [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2013, 135(2).
- [19] 刘波, 管继伟, 陈云永, 等. 用端壁造型减小涡轮叶栅二次流损失的数值研究 [J]. 推进技术, 2008, 29(3): 355-359. (LIU Bo, GUAN Ji-wei, CHEN Yun-yong, et al. Numerical Investigation for Effect of Non-Axisymmetric Endwall Profiling on Secondary Flow in Turbine Cascade [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2008, 29(3): 355-359.)
- [20] 那振喆, 刘波, 赵刚剑, 等. 基于Bezier曲线的端壁造型设计方法研究 [J]. 推进技术, 2014, 35(5): 624-631. (NA Zhen-zhe, LIU Bo, ZHAO Gang-jian, et al. Design Method of Endwall Profiling Based on Bezier Curves [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2014, 35(5): 624-631.)
- [21] Chu W, Li X, Wu Y, et al. Reduction of End Wall Loss in Axial Compressor by Using Non-Axisymmetric Profiled End Wall: A New Design Approach Based on End Wall Velocity Modification [J]. *Aerospace Science and Technology*, 2016, 55: 76-91.
- [22] Li X, Chu W, Wu Y. Numerical Investigation of Inlet Boundary Layer Skew in Axial-Flow Compressor Cascade and the Corresponding Non-Axisymmetric End Wall Profiling [J]. *Journal of Power Energy*, 2014, 228(6): 638-656.
- [23] Li X, Chu W, Wu Y, et al. Effective End Wall Profiling Rules for a Highly Loaded Compressor Cascade [J]. *Journal of Power Energy*, 2016, 230(6).
- [24] Ziegler K U, Gallus H E, Niehuis R, et al. A Study on Impeller-Diffuser Interaction, Part I: Influence on the Performance [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2003, 125(1).
- [25] Ziegler K U, Gallus H E, Niehuis R. A Study on Impeller-Diffuser Interaction, Part II: Detailed Flow Analysis [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2003, 125(1).
- [26] Bourgeois J A, Martinuzzi R J, Savory E, et al. Assessment of Turbulence Model Predictions for an Aero-Engine Centrifugal Compressor [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2011, 133(1).
- [27] Benichou E, Trébinjac I. Numerical Analysis of an Alternate Stall in a Radial Vaned Diffuser [R]. ASME GT 2016-56485.
- [28] Sivagnanasundaram S, Spence S, Early J. Map Width

- Enhancement Technique for a Turbocharger Compressor [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2014, 136(6).
- [29] Gibson L, Galloway L, Kim S I, et al. Assessment of Turbulence Model Predictions for a Centrifugal Assessment of Turbulence Model Predictions for a Centrifugal Compressor Simulation [J]. *Journal of Global Power and Propulsion Society*, 2017, 1: 142-156.
- [30] 田兴江, 常海萍, 张镜洋, 等. 基于参数化脊线的非轴对称端壁成型方法 [J]. *推进技术*, 2017, 38(6): 100-107. (TIAN Xing-jiang, CHANG Hai-ping, ZHANG Jing-yang, et al. Non-Axisymmetric Endwall Contouring Method Based on Parameterized Ridge Line [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2017, 38(6): 100-107.)
- [31] Dorfner C, Hergt A, Nicke E, et al. Advanced Non-Axisymmetric Endwall Contouring for Axial Compressors by Generating an Aerodynamic Separator, Part I: Principal Cascade Design and Compressor Application [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2009, 133(2): 113-120.
- [32] Li X, Spence S, Wu Y. The Interaction Between Inlet Guide Vanes and the Impeller Recirculating Flow in a Centrifugal Compressor and the Resulting Impact on Flow Range [R]. *ASME GT 2018-75097*.
- [33] 郎进花, 楚武利, 安光耀, 等. 跨声速轴流压气机的失速发展机理 [J]. *航空动力学报*, 2018, 33(8): 1964-1973.
- [34] Choi M, Vahdati M, Imregun M. Effects of Fan Speed on Rotating Stall Inception and Recovery [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2011, 133(4): 1396-1402.

(编辑:朱立影)