

# 径向叶片扩压器与展向非均匀入流角的匹配性研究

赵正,陈杰,任纬峰

(南京航空航天大学 能源与动力学院,江苏 南京 210016)

**摘要:**采用数值计算的方法研究了入流角展向非均匀对直叶片径向扩压器的影响以及扭叶片扩压器对该条件的适配能力。结果表明,入流攻角的不同会造成直叶片扩压器前缘附近气流转折角的不同;入流攻角展向的差异使得直叶片扩压器内的静压分布也产生了展向的差异。所设计的扭叶片扩压器可以更好地适配入流角展向非均匀的条件。

**关键词:**离心压气机;扩压器;数值计算;非均匀入流;扭叶片

**中图分类号:**V231.3 **文献标志码:**A **文章编号:**1671-5276(2019)04-0050-04

## Study of Matching Between Radial Vaned Diffuser and Spanwise Non-Uniform Inflow Angle

ZHAO Zheng, CHEN Jie, REN Weifeng

(College of Energy and Power Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

**Abstract:** This paper studies the influence of the spanwise non-uniform inflow angle on the flow and performance of radial vaned diffuser using the numerical calculation method, and discusses the adaptation ability of the twisted vaned diffuser to this condition. Results show that the different inflow angle of attack can cause different flow turning angle near the leading edge of the straight vaned diffuser; The spanwise difference of inflow angle of attack can make difference of the static pressure distribution in the straight vaned diffuser; It can be concluded that twisted vaned diffuser is better adapted to the condition of spanwise non-uniform inflow angle.

**Keywords:** centrifugal compressor; diffuser; numerical simulation; non-uniform inflow; twisted blade

## 0 引言

离心压气机具有大比例离心力做功的工作原理及径向尺寸大幅增加的结构特征,在飞行器推进系统应用中是弹用涡喷/涡扇<sup>[1]</sup>、直升机用涡轴<sup>[2]</sup>等中小型涡轮发动机的重要压缩部件。为满足航空航天用涡轮发动机对性能以及尺寸的苛刻要求,其离心压气机采用不同类型,如叶扩压器可在小径向尺寸下实现高扩压度<sup>[3]</sup>。叶片与上游叶轮匹配情况直接影响着扩压器的实际工况和整级压缩部件的使用性能。

Dean 早期提出的离心叶轮出流射流-尾迹模型<sup>[4]</sup>以及先进数值计算和实验技术获得的细致流场图谱<sup>[5-6]</sup>,证明离心压气机转子叶轮间隙泄漏、二次流以及大曲率三维转折等会导致出口流动表现出非均匀特征。转子叶轮流出的气流在无叶扩压段内发生强烈掺混<sup>[7]</sup>,周向非均匀性快速减弱,而展向非均匀性保持较强<sup>[8]</sup>。2010年普渡大学对楔形叶片扩压器内流动的 PIV 测量结果亦为此提供了直观的证据<sup>[9-10]</sup>。扩压器进口气流角是离心压气机转静子相互作用中影响扩压器性能的重要参数<sup>[11]</sup>,叶轮的展向非均匀出流及在无叶扩压段中的发展使得叶片扩压器入流角也具有强烈的展向非均匀性,从机匣至轮毂侧逐渐减小<sup>[10-12]</sup>,偏差值可以超过 20°<sup>[13]</sup>,甚至达到 50°<sup>[14]</sup>。

现有的扩压器大都采用直叶片方式<sup>[15-16]</sup>。如前文所

述扩压器入流角度沿展向有着数十度的偏差,这会直接导致直叶片前缘近机匣和轮毂部分位置分别处于大正、负攻角状态,将会造成较大的流动损失。轴流压气机往往采用扭叶片来适应入流角的展向非均匀,改善转静子的匹配及静子叶片通道内的流动<sup>[17]</sup>。通过国内外的大量研究,已积累了丰富的轴流压气机扭叶片设计方法和使用准则<sup>[18-19]</sup>。近年提出或探索的新型扩压器具有了复杂三维结构特征<sup>[20-21]</sup>,也开始引入了叶片沿展向扭转布局,使之具有适应入流攻角沿展向大幅度变化的可能。

径向叶片扩压器的绝对叶高小、展弦比小、扩张度大,基本流动沿径向面发展,使得径向叶栅与气流角展向非均匀的入流匹配工作状态异于一般压气机叶栅。本文通过入流角度展向均匀和非均匀条件下直叶片扩压器内流动的对比,分析入流角度展向非均匀对扩压器流动机理造成的影响,并探索扭叶片适配入流角展向非均匀的能力。

## 1 扩压器基本特征

本文所研究扩压器的子午流道为 15 mm 的等高度径向直通通道,叶片出口与进口直径之比为 1.36,叶片数为 20,沿展向布置的各成型截面叶型中弧线皆为抛物线形,厚度均采用 NACA65-006 翼型的分布。

直叶片由一展向截面叶型沿轴向拉伸而形成,其进口叶片角从轮毂至机匣均为 68°(相对于子午面)。扭叶片展

基金项目:国家自然科学基金项目(51206078)

作者简介:赵正(1992—),男,河南南阳人,硕士研究生,研究方向为叶轮机气体动力学。

向上选取 3 个径向平面作为成型截面,选取质心位置沿轴向积叠形成扩压器造型,如图 1 所示。各径向叶型进口叶片角与所在流层入流角相同,即设计攻角为 0;而出口叶片角保持与直叶片相同。

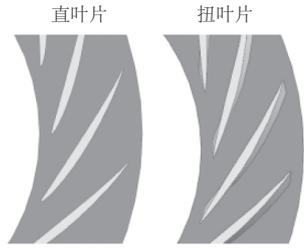


图 1 扩压器三维模型示意图

## 2 计算方法

采用商业 CFD 软件 NUMECA 进行数值计算,控制方程采用湍流 N-S 方程,采用 S-A 方程湍流模型。如图 2 所示,计算域包括 1 个叶片通道和进出口延伸段,计算网格为 H-O-H 型结构化网格,网格总量约 70 万。数值计算中扩压器进口给定总压、总温和气流角,通过在扩压器出口给定不同平均静压调节扩压器的工作流量。为了分析入流攻角对扩压器流动的影响,选择在 6 种入流角度 (64°、66°、68°、70°、72°、74°) 下对直叶片扩压器进行计算。在分析入流角展向非均匀条件下直叶片和扭叶片扩压器流动时,扩压器进口处气流角设定为沿展向线性分布,其中叶根处 58°、叶尖处 78°。

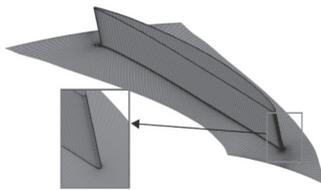


图 2 计算域和网格示意图

## 3 结果与分析

### 3.1 入流攻角对直叶片扩压器气动特性的影响

从图 3 中可以看出,直叶片扩压器的总压恢复系数随着入流攻角变化很大,而且都随着进口马赫数的增大而逐渐降低。过大的正、负攻角下,都会造成直叶片扩压器总压恢复系数的降低,并且存在一个最佳的攻角值使得扩压器的损失最低。

选择在进口马赫数为 0.82 时对扩压器的流场进行分析。如图 4 所示,当扩压器入流角为 66°、68° 时,在扩压器后半段压力面侧都有明显的分离区。图 4 中虚线表示的是直叶片扩压器在零攻角入流时压力面分离点的位置。从图中看出随着入流攻角从负攻角变到正攻角的

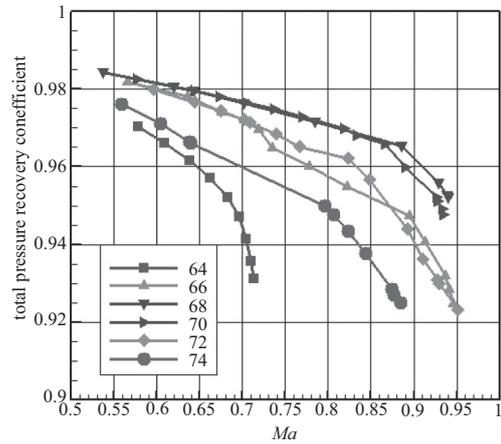


图 3 总压恢复系数

过程中,扩压器压力面分离点的位置逐渐向下游移动,并且分离区逐渐减小直至消失。当入流角为 72° 时,扩压器处于正攻角入流,在扩压器前缘附近吸力面出现了激波结构,图 4 中圆圈所指的区域,将会造成很大的流动损失。

从图 5 中可以看出直叶片扩压器的静压比随着入流角的不同有很大的差异。除了 64° 入流外,其他角度入流的情况下,扩压器的静压比都随着进口马赫数的增大有逐渐增大的趋势。

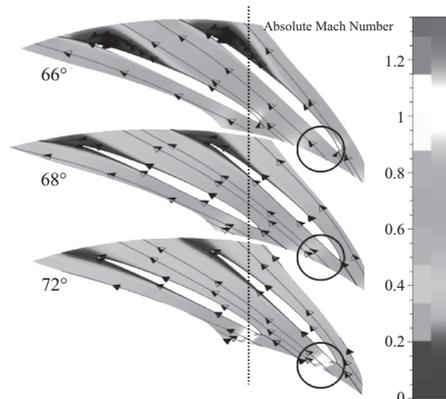


图 4 50%叶高时绝对马赫数云图和流线图

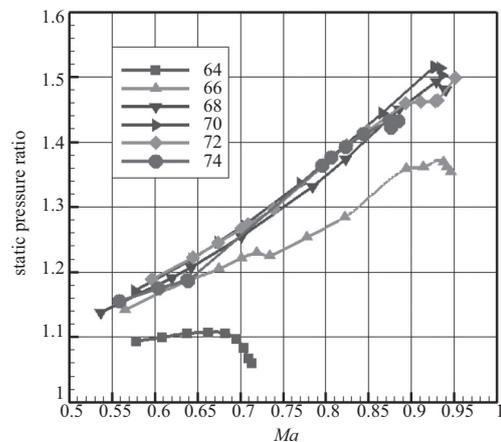


图 5 静压比

选取进口马赫数为 0.82 时对比 66°、68°、72° 3 种入流角度方案,分析叶片表面的静压分布。由于均匀角度入流时,各叶高的静压力分布并没有明显的差别,所以这里只选择 50%叶高的叶片表面静压力来进行对比。如图 6 所示,扩压器在不同的入流角下叶片表面的压力分布有很大的差异,尤其是在扩压器入口附近,主要是因为入流角的不同导致了气流在扩压器中的偏转不同,所以静压升也不同。从吸力面的静压分布可以看出前 20%弦长的区域,吸力面的静压随着入流角的增大而减小,而随着向下游的流动静压逐渐变成随着入流角度的增大而增大。压力面的静压分布随着入流角的增大有逐渐增大的趋势。72°入流时扩压器吸力面的静压在前 20%弦长要低于 68°入流时的静压,但是随着向下游的流动,72°入流时扩压器吸力面的静压逐渐高于 68°入流的情况,而且在扩压器尾缘时的静压和 68°入流时几乎相同。

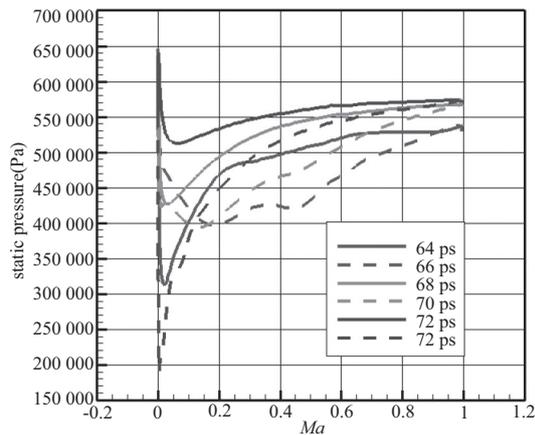


图 6 直叶片扩压器在 3 种入流角下的叶片载荷分布

### 3.2 入流角展向非均匀的影响

图 7-图 8 对比了直叶片扩压器在展向均匀入流与非均匀入流时的总压恢复系数、静压比特性,从图中可以看出直叶片扩压器在非均匀入流下的总压恢复系数、静压比都要低于均匀入流时的情况,说明非均匀角度入流对直叶片扩压器的性能造成了很大的影响。尤其入流马赫数 0.75~0.9 时,扩压器的性能差距最为明显。这主要是因为

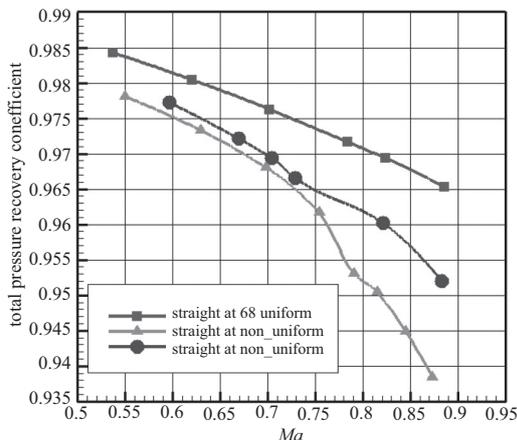


图 7 总压恢复系数

随着进口马赫数的增大,扩压器通道内的气流速度较大,使得靠近壁面附近的速度梯度进一步增加,当非均匀角度入流时,由于展向气流角的不同导致了气流转折的展向差异,进而造成了展向速度的差异,使得通道内部的掺混损失进一步增加(因本刊系黑白印刷,有疑问处可咨询作者)。

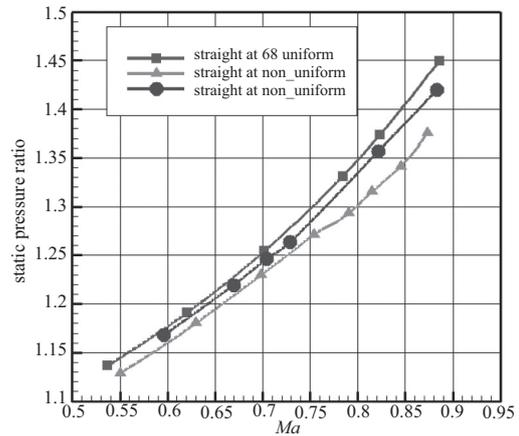


图 8 静压比

下面选取进口平均马赫数为 0.82 的气流角展向非均匀的情况来对直叶片扩压器内部的流动进行分析,其中 40%叶高对应的入流角为 66°,50%叶高对应的入流角为 68°,70%叶高对应的入流角为 72°。如图 9 所示,在 3 种叶高的流面上,在后半段压力面侧都出现了明显的分离涡。尤其是 70%叶高处,在扩压器中段压力面侧和吸力面侧都出现了明显的损失区,这相比图 4 中 72°入流时,压力面和吸力面的损失区都增大了很多,这是因为通道内部出现了展向的二次流,如图 10 所示。展向非均匀角度入流时,扩压器前缘附近在吸力面和压力面都出现了展向的压力梯度,吸力面靠近轮毂侧的静压要高于靠近机匣侧的静压,压力面靠近机匣侧的静压要高于靠近轮毂侧的静压,这主要是因为从机匣侧到叶中为正攻角入流,而从轮毂侧到叶中为负攻角入流,造成了气流在叶片前缘附近的偏转不同。前缘附近静压分布的展向差异使得扩压器内部出现了展向的二次流动,图 10 中吸力面的极限流线有从轮毂向机匣侧的流动,并形成了明显的涡。压力面同样出现了展向的二次流动,所以造成了在靠机匣近的展向位置处出现了明显的损失区,而图 11 中展向均匀角度入流时,扩压器压力面和吸力面展向并没有明显的展向压力梯度,而且只在扩压器后半段靠近轮毂面和机匣面附近出现了二次流。

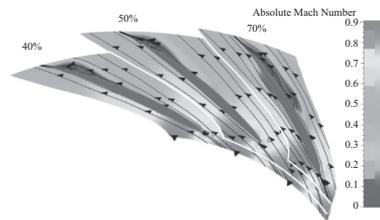


图 9 非均匀入流直叶片扩压器 40%、50%以及 70%叶高的绝对马赫数云图和流线图

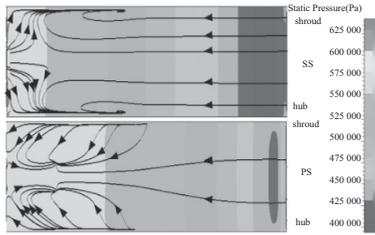


图 10 直叶片扩压器在非均匀角度入流时的极限流线和压力分布图

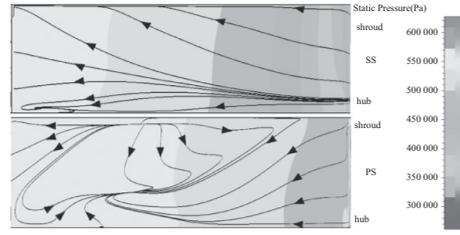


图 13 扭叶片扩压器在非均匀角度入流时的极限流线和压力分布图

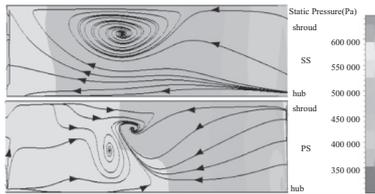


图 11 直叶片扩压器在均匀角度入流时的极限流线和压力分布图

### 3.3 扭叶片扩压器对入流角展向非均匀的适配性

图 7-图 8 给出了扭叶片扩压器和直叶片扩压器在展向非均匀角度入流时的总压恢复系数、静压比特性,可以看出展向非均匀角度入流时,扭叶片扩压器的性能都要明显优于直叶片扩压器的性能。尤其在高马赫数时,差异更明显。这说明相比与直叶片扩压器,扭叶片扩压器能更好地适配入流角展向非均匀的条件。

图 12 显示了扭叶片扩压器在展向非均匀入流时不同叶高的绝对马赫数和流线分布,相比于图 9 直叶片的情况,扭叶片扩压器 3 种叶高的损失区都要小于直叶片扩压器,分离涡的大小也有明显的减小,尤其在 70% 叶高截面,扭叶片扩压器吸力面并没有出现明显的损失区,压力面的分离涡也明显减小。图 13 给出了扭叶片方案叶片表面的压力分布和极限流线,可以看出相比于图 10 中直叶片方案的情况,扭叶片方案吸力面和压力面靠近前缘附近展向压力梯度都有明显的减小,展向的二次流有明显的减弱,并且都没有形成明显的涡结构。

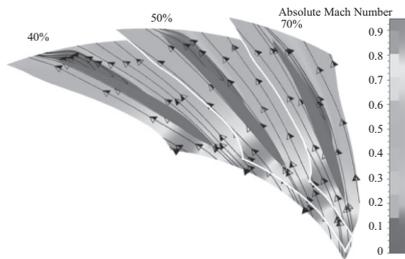


图 12 40%、50%以及 70% 叶高的绝对马赫数云图和流线图

## 4 结语

采用数值计算方法研究了叶片式扩压器对展向非均匀入流角的适配能力,通过研究发现:

1) 入流攻角对直叶片扩压器的性能产生很大的影响,并且存在一个最佳的攻角值使得扩压器的损失最低。

2) 入流角度展向非均匀时直叶片扩压器的性能降低,入流攻角展向的差异导致了扩压器叶片表面的展向压力梯度,引发展向二次流。

3) 相比于直叶片扩压器,质心积叠的扭叶片方案可以更好地适配入流角展向非均匀的条件,改善叶片前缘附近的展向压力分布,削弱了叶表二次流,有效抑制了分离区的发展。

#### 参考文献:

- [1] 郑涛. 弹用涡喷、涡扇发动机发展概况[J]. 推进技术, 1995, 16(1): 7-12.
- [2] 彭雨海. 涡轴发动机的应用现状与发展探讨[J]. 中国科技博览, 2012(2): 225-225.
- [3] Y. C. Zhang, X. Z. Kong. Performance improvement of a centrifugal compressor stage by using different vaned diffusers[J]. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering, 2013, 52(4): 1-6.
- [4] Eckardt D. Instantaneous Measurements in the Jet-Wake Discharge Flow of a Centrifugal Compressor Impeller[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines & Power, 1974, 97(97): 337-345.
- [5] 袁喆, 姜桐. 利用周期性多点采样、集平均技术对离心叶轮出口流场的实验研究[J]. 工程热物理学报, 1988, 9(1): 49-53.
- [6] 孙志刚. 离心压气机内部流动特性与流场结构研究[D]. 北京: 中国科学院研究生院(工程热物理研究所), 2011.
- [7] 刘立军. 离心压气机无叶扩压器内部流动的测量和数值分析[J]. 西安交通大学学报, 2001, 35(3): 270-274.
- [8] Inoue M, Cumpsty N. A. Experimental study of centrifugal impeller discharge flow in vaneless and vaned diffusers[J]. ASME J. of Eng. For Gas Turbines and Power, 1984, 106(3): 455-467.
- [9] 张晓瑜. 非均匀速度入流的径流式扩压器流动机理研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2015.
- [10] Cukurel B, P. B. Lawless. Particle Image Velocity Investigation of a High Speed Centrifugal Compressor Diffuser: Spanwise and Loading Variations[J]. Journal of Turbomachinery, 2010, 132(2): 1-9.
- [11] 柳阳威, 刘宝杰. 离心叶轮和扩压器相互作用[J]. 航空动力学报, 2009, 24(12): 2695-2702.
- [12] 谢蓉, 慈雷, 海洋, 等. 离心压缩机无叶扩压器的改进新方法[J]. 热科学与技术, 2007, 6(4): 336-339.
- [13] 初雷哲. 高转速高压比离心压气机内部流动研究[D]. 北京: 中国科学院大学, 2008.

- [14] Marconcini M, F. Rubechini, et al. Numerical Analysis of the Vaned Diffuser of a Transonic Centrifugal Compressor[J]. Journal of Turbomachinery, 2010, 132(4): 1-8.
- [15] 伊卫林, 陈志民, 马季, 等. 叶身融合在径向扩压器中的应用初探[J]. 工程热物理学报, 2015, 36(6): 1213-1217.
- [16] 张阳, 左志涛, 梁奇, 等. 离心压缩机可调叶片扩压器优化设计与调节分析[J]. 储能科学与技术, 2017, 6(6): 79-86.
- [17] ChenFu, LiShaobin, SuJiexian, et al. Experimental Study of Bowed-twisted Stators in an Axial Transonic Fan Stage[J]. 中国航空学报(英文版), 2009, 22(4): 364-370.
- [18] 王企鲲, 陈康民. 轴流风扇两种扭叶片设计方法及其气动性能的比较[J]. 流体机械, 2010, 38(9): 24-30.
- [19] 苏杰先, 王仲奇. 叶片的弯扭联合气动成型理论、实验、设计及其应用[J]. 动力工程学报, 1992(6): 1-6.
- [20] Abdelwahab A, Gerber G J. Airfoil diffuser for a centrifugal compressor: US, US8016557[P]. 2011-12-18.
- [21] 陈杰, 张晓瑜, 雷王兴, 等. 掠扭式三维叶片扩压器及设计方法: 中国, 103775388 A[P]. 2014-6-24.

---

收稿日期: 2018 - 02 - 28