两型亚声速扩压器设计及性能分析

夏树丹 *,刘志远

中国飞行试验研究院,陕西西安 710089

摘 要:以 CC3 离心叶轮为研究对象,基于 ANSYS 叶片造型模块,设计与之匹配的楔形扩压器和单圆弧扩压器,采用数值 模拟方法对匹配两种扩压器的离心压气机性能进行分析和对比。结果表明,对于进口亚声速和叶片较长的扩压器,楔形扩 压器的性能要优于单圆弧扩压器;单圆弧扩压器由于流道扩张剧烈,从 30% 弦长的位置压力面侧气流产生分离,形成低速 区,有效流通面积减小。

关键词:亚声速,楔形扩压器,单圆弧扩压器,数值模拟

中图分类号: V211 文献标识码: A DOI: 10.19452/j.issn1007-5453.2018.01.004

离心式压气机具有高压力、稳定工况范围宽、构造简 单、易于维护的特点,而且使用此类压气机的发动机尺寸较 短,因此,其被广泛用于小型通用喷气式公务机与直升机。 扩压器作为离心压气机中常见的固定部件,其结构和样式严 重影响着离心压气机的工作特性。离心叶轮出口的气流仍 然具有较高的速度,气流在扩压器内部继续减速,进一步转化 为压力能。目前,扩压器分为无叶扩压器和有叶扩压器两种。

近年来,国内外对不同形式扩压器的性能进行了分析。 崔伟伟^[1]等为某离心叶轮设计了翼形扩压器、双圆弧扩压器 和楔形扩压器,结果表明扩压器的叶片形状影响叶轮和扩 压器性能。席光等^[2]结合试验手段和数值模拟方法,研究了 叶片扩压器的安装角对离心压气机性能的影响。Abraham Engeda^[3]研究了 8 种低稠度有叶扩压器、两种高性能无叶扩 压器和一种传统有叶扩压器的性能,分析了稠度、叶片安装 角和叶片数目对性能的影响。Sivan Reddy TCH^[4]对匹配低 稠度扩压器的离心压气机进行了分析,得出叶片弦长对压气 机性能的影响规律。Tomaz Kmeel^[5]研究了扩压器几何参数 变化(无叶扩压器的长度、叶片长度、扩压器叶片进口气流 角以及稠度)对离心压气机性能的影响。国内外研究表明, 扩压器叶片相应参数影响扩压器性能,进而影响离心压气机

本文以某型离心叶轮为研究对象,设计与之匹配的楔 形扩压器和单圆弧扩压器,并通过数值模拟方法,重点对两 型扩压器性能进行对比分析。

1 研究对象

Ted F. Makain^[6] 设计定义了一款压比为4:1 的离心压 气机,该离心压气机将 DDA's 404-III 压气机等比例缩小, 其包括离心叶轮和径向扩压器,简称为 CC3,并给出了具体 设计参数。

以 DDA's 404-III 压气机为原型,按比例缩小得到 NASA CC3 离心压气机,本文以该离心压气机为研究对象, 分别设计与之匹配的楔形扩压器和单圆弧扩压器。

CC3 离心叶轮为半开式叶轮,包括 15 个大叶片和 15 个分流叶片。扩压器流道为等宽度型。图 1 为 CC3 压气机 的子午流道形状。表 1 给出了离心压气机的设计参数。该 CC3 叶轮本身带有原始扩压器,为楔形扩压器,CC3 叶轮与 原始扩压器的三维效果如图 2 所示。



收稿日期:2017-11-06; 退修日期:2017-11-13; 录用日期:2017-12-29 *通信作者.Tel.:18729542815 E-mail:916101797@qq.com

引用格式: Xia Shudan, Liu Zhiyuan. Design and performance analysis of two kinds of subsonic diffusers[J]. Aeronautical Science & Technology, 2018, 29 (01): 04-11. 夏树丹, 刘志远.两型亚声速扩压器设计及性能分析[J]. 航空科学技术, 2018, 29 (01): 04-11



图 2 CC3 叶轮和扩压器 Fig. 2 CC3 impeller with wedge diffuser



物理量	数值
设计流量 / (kg/s)	4.39
设计转速 /rpm	21789
叶轮叶片数	15+15
扩压器叶片出口半径 /m	0.36
设计压比	4
叶轮出口半径 r₂/m	0.21
扩压器叶片进口半径 /m	0.23
扩压器叶片数	24

2 有叶扩压器设计原理

ANSYS BladeGen 是目前较专业的叶轮机械造型软件 之一,同时考虑到其简洁性,本文基于 ANSYS BladeGen 叶 片造型模块完成扩压器设计。

基于 ANSYS BladeGen 的设计原理是:首先给出叶片 中弧线上离散点的叶片角 *a_i* (叶片角是圆心与离散点的连 线与该离散点切线的夹角),再给定叶片的厚度分布。根据 设计原理编程得到中弧线上叶片角和厚度分布。

2.1 楔形扩压器设计

楔形扩压器结构简单,造型方便。楔形扩压器的中弧线为 一条直线,在中弧线上叠加线性的厚度分布。深入研究楔形叶 片的几何特点,计算中弧线上叶片角分布和厚度分布。

如图 3 所示, *a*=D₃/2, 已知 α₃, 由此得到 *AB* 直线方程 *y*=*f*(*x*), 就可以得到点坐标 *B*(*b*, *c*) 满足:

$$\begin{cases} c = f(b) \\ b^2 + c^2 = \left(\frac{D_4}{2}\right)^2 \end{cases}$$

在 AB 间任取 n 个点,则第 i 个点的坐标为 (x_i, y_i) ,每个点 所对应的周向角 θ_i =arctan (x_i, y_i) ,从而得到每个点的叶片角:

 $\alpha_i = \alpha_3 - \theta$

由此就可以得到楔形扩压器的叶片角分布。

参考 Yoshinaga 等在 1980 年的试验结果显示,对于直 流道的扩压器,最佳的流道扩张角为 8°~10°,已知楔形叶片 的扩张角,就可以得到厚度分布。



图 3 楔形扩压器造型原理图 Fig. 3 The principle of wedge diffuser

2.2 单圆弧扩压器设计

单圆弧扩压器的中弧线为圆弧的截断,厚度分布可以 采用 NACA65 厚度分布,也可以根据设计要求进行调整,计 算单圆弧叶片中弧线上叶片角分布。

单圆弧扩压器造型原理图如图4所示,在扩压器设计之前,首先需要确定扩压器叶片进口半径 D_3 、扩压器叶片出口半径 D_4 、叶片进口几何角 α_3 、圆弧截断所对应的圆心角 γ 。其中, γ 为经验参数,而且有以下几何关系: $\varphi=\gamma=12^\circ\sim15^\circ$,分析图中几何关系,得到 $\chi_1=\varphi/2$,从而确定 AB 直线的方程,联立方程组解 B 点坐标 (x_2, y_2):

$$y_2 = f(x_2)$$

 $x_2^2 + y_2^2 = \left(\frac{D_4}{2}\right)^2$

根据 *AB* 的长度 *b* 得出此段圆弧的半径: $R = \frac{b}{2 \sin \chi_1}$ 。 有了圆弧半径、*AB* 两点坐标,就可以轻而易举的得到圆弧对应 的圆心 (*m*,*n*)。然后,将此段圆弧等分为 *t* 份,联立圆弧方程与 过圆心的直线得到每个点的坐标,从而得到叶片角 $\alpha = \beta - \theta$ 。



図 4 単回弧1 正容垣空原理図 Fig. 4 The principle of single arc diffuser

3 网格生成及数值模拟方法

将 ANSYS BladeGen 造型得来的扩压器几何文件导入 AutoGrid5 中,与 CC3 离心叶轮组合生成单通道网格,离心 叶轮和扩压器均采用 O4H 网格结构,离心叶轮存在叶顶间 隙,叶顶间隙则采用蝶形网格结构。生成网格时,网格质量 必须满足如下要求:(1)最小网格正交性角度大于 5°,越接 近 90°越好;(2)最大网格宽度比小于 5000,越接近 1 越好; (2)最大网格延展比小于 10,越接近 1 越好。

本文以默认拓扑结构为基础,通过在 AutoGrid5 中调整 部分节点数目,在满足上述要求的基础上,进行多次调整,最 终得到质量较优的网格结构。

本文数值计算介质为真实气体,湍流模型为 Spalart-Allmaras 模型,进口边界条件给定气流角,总温 288.155K,总 压为 101363Pa,湍流 [动力] 黏度为 8e-5,出口边界条件给 定背压,通过改变背压计算不同工况。

4 设计的楔形扩压器与原始扩压器性能对比

以上述方法为依据,完成楔形扩压器的设计工作。楔 形扩压器的设计结果受叶片进口几何角和叶片扩张角的影 响,设计过程中,叶片扩张角采用参考文献中的原始设计值, 仅通过改变叶片进口几何气流角,设计出与 CC3 叶轮相匹 配的扩压器。楔形扩压器如图 5 所示。

本文研究对象 CC3 叶轮带有原始的楔形扩压器,对其 进行 CFD 计算,并与试验结果进行对比。

图 6 给出了数值模拟和试验得到的特性曲线对比图。 从图中可以看出,与试验值相比,CFD 的堵塞流量低,喘振 流量比较接近,压气机的稳定流量工作范围更宽。从喘振流



图 5 楔形扩压器 Fig. 5 The wedge diffuser





Fig. 6 The characteristic performance curve of CFD and test of original diffuser

量向着堵塞流量,数值模拟结果的压比持续增加,试验结果 的压比先增加然后趋向平稳;与试验结果相比,计算结果的 压比起初要低于试验结果,之后超越。数值模拟结果和试验 结果的效率均呈现先增加之后基本平稳的趋势;而试验结 果的效率明显要高于数值模拟结果。

将自主设计的性能较优的楔形扩压器与原始扩压器 进行对比,其中,楔形扩压器的叶片进口几何气流角分别为 77.2°和 78°,其余设计参数均相同。

设计的楔形扩压器与原始扩压器的工作特性线对比如 图 7 所示。从图中可以看出,进口几何气流角为 77.2°的楔 形扩压器性能更接近于原始扩压器,效率、压比甚至要略 高于原始扩压器,但原始扩压器的堵塞流量略高;几何气流 角为 78°的扩压器在喘振边界处的效率要稍低于原始扩压 器,而其他的性能表现明显优于原始扩压器,具有更高的压





and wedge diffuser

比、更高的效率和更宽的稳定工况。所以,本文的扩压器造型方法完全适用于扩压器设计工作。今后进行扩压器设计时,采用本文的造型方法,可以通过搭配扩压器的参数满足不同的设计需求,如设计楔形扩压器时,在子午流道确定的前提下,同时改变扩压器叶片进口几何气流角和叶片扩张角两个参数,得到多个搭配结果,从中挑选出性能较优且符合设计要求的楔形扩压器作为研究对象。

5 单圆弧扩压器性能与楔形扩压器性能对比

在单圆弧扩压器造型前,需要对离心叶轮进行单独计 算流体力学(CFD)计算,得到扩压器进口气流角,作为扩压 器进口叶片几何气流角的初始值,并根据经验给定圆弧截断 的圆心角γ的初始值。

Tomaz Kmecl 在参考文献 [7] 中对不同 NACA65 叶 形的扩压器进行了对比分析,得出采用不同 NACA65 叶型 对扩压器性能影响较小。因此,本文单圆弧叶型参考的是 NACA65-010 叶型厚度分布。

由叶片进口几何气流角和圆心角的初始值叠加厚度分 布,完成单圆弧扩压器的初始造型,然后进行 CFD 计算,检 验叶片进口几何气流角和圆心角是否满足设计要求,如果不 满足,根据计算结果对两个参数进行不断的优化调整,最终 选定一款与 CC3 叶轮匹配较优的扩压器。根据上述方法, 得到的单圆弧扩压器如图 8 所示。



图 0 单圆弧扩压器 Fig. 8 The single arc diffuser

本文选取的楔形扩压器的几何进气角为77.2°。图9 给出了楔形扩压器和单圆弧扩压器的特性对比曲线。

从图中可以看出,楔形扩压器的性能要优于单圆弧扩 压器。与楔形扩压器相比,单圆弧扩压器稳定工作区域右 移,因此,单圆弧扩压器更适用于大流量工况;相比于楔形 扩压器,单圆弧扩压器的压比和效率均有所降低;单圆弧扩 压器的喘振裕度为 0.189,楔形扩压器喘振裕度为 0.232,单 圆弧扩压器的稳定工作范围较低。





Fig. 9 The characteristic performance curve of wedge diffuser and single arc diffuser

图 10 和图 11 分别给出了单圆弧扩压器 50% 叶高处的 绝对马赫数分布等值线图和流线图。从图中可以看出,气流 在叶片通道靠近压力面沿流向 30% 的位置处开始出现低速 区并且一直延伸到扩压器叶片出口,使得流道的有效流通面 积变小,该现象在流线图中得到验证,正是由于气流在沿流 向接近 30% 的位置开始出现分离,形成涡系从而导致低速 区的出现。这可能是因为扩压器叶片过长,单圆弧扩压器 流道扩张剧烈,导致扩压器后半段附面层发展得不到有力控 制,从而使得气流流动不稳定,产生明显的分离,从而影响离 心压气机的性能。









图 12 给出了单圆弧叶片吸压力面的极限流线图,图 13 给出了叶片吸压力面静压分布图,图中左侧为叶片前缘, 右侧为叶片尾缘,从下到上为沿展向从轮毂到机匣。从极 限流线图中可以看出,叶片压力面比吸力面分离严重,在 叶片吸力面仅在前缘与轮毂的角区位置出现小范围的角 区分离;叶片压力面表面 30% 弦长之后,沿全叶高都是回 流区。

从叶片表面静压分布图中可以看出,吸力面静压分布 相比于压力面更加均匀。吸力面表面靠近尾缘处静压分布 出现混乱,其余部位静压分布均匀,基本垂直于流向;压力 面受叶片表面气流分离的影响,从30%弦长开始出现静压 分布不均匀的现象,一直持续到尾缘。总体来看,叶片压力 面表面分离和静压分布不均匀的出现,与上述的低速区有着 不可分割的联系,正是气流分离导致低速区的出现,从而影 响了静压分布。







图 14 给出了匹配单圆弧扩压器的 CC3 叶轮和扩压器 进口的绝对马赫数分布曲线,0 代表轮毂位置,1 代表机匣 位置。从图中可以看出,匹配单圆弧扩压器的离心压气机, 其叶片扩压器前的无叶段起到了整流气流,使气流充分掺混 的作用,气流基本均匀地流入叶片扩压器。但是在靠近轮毂 的位置进入扩压器的气流绝对马赫数相对较低。







下面对亚声速的单圆弧扩压器和楔形扩压器的流场细 节进行对比分析。 从图 15 中可以看出,离心叶轮尾迹区域的低能流体和 叶尖泄漏流是损失的主要来源,而且熵增最大的区域主要 集中在靠近主叶片和分流叶片的吸力面的位置。在主叶片 吸力面和分流叶片压力面之间的通道内,与楔形扩压器相 比,匹配单圆弧扩压器的离心叶轮熵增大的区域减小;而在 主叶片压力面和分流叶片吸力面之间的通道内,熵增区域 变大。





图 16~图 18 为单圆弧扩压器和楔形扩压器沿展向 10% 叶高、50% 叶高、90% 叶高的熵增分布图。

从10% 叶高和50% 叶高对比图可以看出,虽然在叶片 前缘吸力面附近,单圆弧扩压器熵增相对于楔形扩压器较 小,但是整个流道其余位置单圆弧熵增较大的区域明显要多 于楔形扩压器。从90% 叶高对比图中可以看出,单圆弧叶 片进口出现明显的熵增。总体来看,由于压力面载荷大,扩 压器叶片压力面侧比吸力面侧熵增值大;单圆弧扩压器的 几何流通面积相对于楔形扩压器宽;根据上述对单圆弧扩 压器的流场分析,由于单圆弧扩压器中叶片过长和压力面附 面层发展未得到有力控制,叶片通道内单圆弧扩压器的熵增 区域普遍比楔形扩压器大。

图 19 为分别匹配单圆弧扩压器和楔形扩压器的 CC3 叶轮 50% 叶高压力分布图。其中, Pt 为静压与叶轮进口总 压之比。对比分析两种扩压器压力分布可以看出,在叶片通 道内,扩压器中压力分布基本沿着流线方向,而楔形扩压器 中静压分布比单圆弧扩压器均匀,静压升主要集中在叶片 进口到通道喉部之间,喉部之后楔形扩压器和单圆弧扩压器 压升均不明显,楔形扩压器出口比单圆弧扩压器出口压力 高,说明楔形扩压器扩压能力更强。





图 18 扩压器 90% 叶高熵增分布 Fig. 18 The entropy contours of 90% blade height of diffuser



图 19 匹配两种扩压器的 50% 叶高压力分布等值线 Fig. 19 The isoline of pressure of 50% blade height of impeller with two different diffusers



图 16 扩压器 10% 计高熵增分布 Fig. 16 The entropy contours of 10% blade height of diffuser



图 17 扩压器 50% 计高熵增分布 Fig. 17 The entropy contours of 50% blade height of diffuser

6 结论

本文以 CC3 叶轮为研究对象,完成与之匹配的楔形扩 压器和单圆弧扩压器设计,进行 CFD 计算,对两型扩压器进 行性能分析与对比。本文设计的楔形扩压器达到了原始扩 压器的性能水平,说明本文采用的造型方法是合理实用的, 而且可以根据设计要求对扩压器进行优化设计,具有一定的 灵活性。

对于进口亚声速和叶片较长的扩压器,楔形扩压器的 性能要优于单圆弧扩压器;单圆弧扩压器由于叶片过长,单 圆弧扩压器流道扩张剧烈,从 30% 弦长的位置压力面侧出 现流动分离,产生低速区,有效流通面积减小,静压分布受到 影响。

参考文献

- [1] 崔伟伟,杜建一,徐建中.离心压气机的叶片扩压器设计及流场分析 [J]. 工程热物理学报, 2010, 31 (2): 259-262.
 Cui Weiwei, Du Jianyi, Xu Jianzhong. Design and flow field analysis on vaned diffuser in centrifugal compressor[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2010, 31 (2): 259-262. (in Chinese)
- [2] 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试验研究[J].工程热物理学报,2006, 27(1):61-64.

Xi Guang, Zhou Li, Ding Haiping, et al. Numerical and experimental study of the effects of the stagger angles of vane

diffuser on the performance of centrifugal compressors[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2006, 27 (1): 61–64. (in Chinese)

- [3] Engeda A. Experimental and numerical investigation of the performance of a 240kW centrifugal compressor with different diffusers[J]. Experimental Thermal Fluid Science, 2003, 28 (1) : 55–72.
- [4] Siva T, Prasad M, Ramana G V, et al. Some studies on low solidity vaned diffusers of a centrifugal compressor stage[R]. ASME Paper, GT2005–68972, 2005.
- [5] Tomaz K, Rudlter H, Peter D. Optimization of a vaned diffuser geometry for radial compressor Part II: Optimization of a diffuser vane profile in low solidity diffusers[R]. ASME Paper, 99–GT–434, 1999.
- [6] McKain F, Holbrook G J. Coordinates for a high performance
 4 : 1 pressure ratio centrifugal compressor[R]. NASA Report 204134, 1997.
- [7] Tomaz K, Harkel R, Dalbert P. Optimization of a vaned diffuser geometry for radial compressor Part I: Investigation of the influence of geometry parameters on performance of a diffuser[R].
 ASME Paper, 99–GT–437, 1999. (责任编辑 刘玲蕊)

作者简介

夏树丹(1991-)女,硕士,助理工程师。主要研究方向:飞 机燃油系统试飞和动力装置试飞。 Tel:18729542815 E-mail:916101797@gg.com

Design and Performance Analysis of Two Kinds of Subsonic Diffusers

Xia Shudan*, Liu Zhiyuan

Chinese Flight Test Establishment, Xi'an 710089, China

Abstract: Based on ANSYS BladeGen, CC3 centrifugal impeller was analyzed. Two kinds of diffusers were designed to match the impeller. The performance of the two kinds of diffusers was analyzed by CFD. The result shows, for diffuser owing sub-sonic inlet and longer blade, the performance of impeller with wedge diffuser shows better than single circular diffuser. Due to violent expand of flow channel of single circular diffuser, flow separation appear from 30% blade and reduce the effective flow area.

Key Word: subsonic; wedge diffuser; single arc diffuser; numerical simulation