

串列叶片轴向扩压器周向位置差对离心 压气机性能的影响

童志庭^{1,2}, 裴鸿洋^{1,2}, 张经伦^{1,2}, 杨鑫^{1,2}, 鞠鹏飞^{1,2}

(1. 天津理工大学 天津市先进机电系统设计与智能控制重点实验室, 天津 300384;

2. 天津理工大学 机电工程国家级实验教学示范中心, 天津 300384)

摘要:为研究串列叶片轴向扩压器的周向位置差对离心压气机性能的影响,采用数值模拟方法对涡轮喷气发动机离心压气机的轴向扩压器进行串列设计,对周向位置 RCP 为 0.2, 0.4, 0.6 和 0.8 的离心压气机级性能进行分析。结果表明:在设计流量下,串列式轴向扩压器后排叶片的周向位置为 0.8 时,离心压气机的效率为 82.4%,总压比为 4.185,均高于其他周向位置的串列式轴向扩压器性能;相较于原模型离心压气机,该设计方案使离心压气机的效率提高了约 6.3%,总压比提高了 0.125,减轻了后排叶片的流动分离,较好地改善了流动分离,提高了轴向扩压器的扩压能力。

关键词:离心压气机;串列式叶片;轴向扩压器;周向位置;性能特性

中图分类号:V231.3

文献标识码:A

DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2025.03.003

[引用本文格式]童志庭,裴鸿洋,张经伦,等.串列叶片轴向扩压器周向位置差对离心压气机性能的影响[J].热能动力工程,2025,40(3):15-25. TONG Zhiting, PEI Hongyang, ZHANG Jinglun, et al. Influence of circumferential position difference of tandem blade axial diffuser on the performance of centrifugal compressor[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2025, 40(3):15-25.

Influence of Circumferential Position Difference of Tandem Blade Axial Diffuser on the Performance of Centrifugal Compressor

TONG Zhiting^{1,2}, PEI Hongyang^{1,2}, ZHANG Jinglun^{1,2}, YANG Xin^{1,2}, JU Pengfei^{1,2}

(1. Tianjin Key Laboratory for Advanced Mechatronic System Design and Intelligent Control, Tianjin University of Technology, Tianjin, China, Post Code: 300384; 2. National Demonstration Center for Experimental Mechanical and Electrical Engineering Education, Tianjin University of Technology, Tianjin, China, Post Code: 300384)

Abstract: To investigate the influence of the circumferential position difference of tandem blade axial diffuser on the performance of a centrifugal compressor, numerical simulation methods were used to retrofit the axial diffuser of a micro-turbojet engine's centrifugal compressor in a series. The performance of the centrifugal compressor stage was analyzed at circumferential positions of 0.2, 0.4, 0.6 and 0.8 relative to the rotor chord position (RCP). The research results show that under the design flow rate, when the circumferential position of the rear blades of the tandem axial diffuser is 0.8, its efficiency and total pressure ratio are higher than those of tandem axial diffusers at other circumferential positions, reaching 82.4% and 4.185 respectively. Compared with the centrifugal compressor of original model, this optimization scheme increases the efficiency of the centrifugal compressor by about 6.3% and the total pressure ratio by 0.125, which reduces flow separation of the rear blades, better improves the flow state, and im-

收稿日期:2024-08-21; 修订日期:2024-11-22

基金项目:国家自然科学基金(51976139)

Fund-supported Project: National Natural Science Foundation of China (51976139)

作者简介:童志庭(1977-),男,天津理工大学副教授。

通信作者:鞠鹏飞(1987-),男,天津理工大学讲师。

proves the pressure expansion capability of the axial diffuser.

Key words: centrifugal compressor, tandem blade, axial diffuser, circumferential position, performance characteristics

引 言

涡轮喷气发动机离心压气机凭借单级压比高、可靠性高和抗腐蚀能力强等优势,在国防和能源领域得到广泛应用,成为国内外学者研究的热点。然而,由于受离心压气机结构紧凑的限制,气体进入压气机后,粘性系数增加,流动雷诺数减小,边界层占据区域扩大,从而导致内部流动损失增加、整体性能降低,并且扩压器造成的损失超过 30%,因此扩压器的性能对离心压气机的等熵效率和总压比具有至关重要的影响^[1-3]。

20 世纪初,随着串列叶片的概念被引入,Betz A 将飞机机翼采用开缝式结构以提升机翼升力的思想应用于轴流压气机,形成了串列叶片的原型^[4]。Spraline WE 首次进行了串列叶片的理论计算,NASA 在 1974 年将串列叶片理论应用于高负荷轴流压气机进行研究。Trehan 等人^[5]对某轴流压气机的串列式叶片扩压器进行了研究,通过数值计算优化了串列叶片的轴向间隙,发现串列叶片的轴向间隙对压气机的总压损失系数有影响。Ju 等人^[6]通过多目标优化方法研究了串列叶片前后排叶片的弦长比和相对位置,结果表明串列叶片可降低能量损失、提高压比。Ju 等人^[7]通过实验和数值模拟优化了离心压气机的串列叶片,提出了一种新型叶片设计,结果表明该设计有效提高了压气机的性能。

吴悠等人^[8]探讨了串列叶片技术的基本原理及应用,结果表明与传统的单列叶片相比,串列叶片技术可以提高压气机性能。Khalafallah 等人^[9]通过模拟分析了分流叶片对离心压气机扩压器内气流流动的影响,结果表明增加分流叶片可改善扩压器性能,提高离心压气机的效率和压比。Seleznev 等人^[10]对单排叶栅扩压器和串列叶栅扩压器进行比较,通过对比得出:串列叶栅扩压器效率较高,且后排叶片的最佳周向位置在前排叶片 10% 处。张

硕^[11]通过数值模拟方法研究了串列叶片扩压器的几何参数对离心压气机性能的影响,发现改变扩压器后排叶片的周向位置、增加总弯角以及调整弦长比可提高离心压气机的效率和稳定性。刘磊^[12]通过仿真计算研究了串列式径向扩压器的几何参数对离心压气机的影响,结果表明弦长比^[13]为 2.0 时,离心压气机性能有所提高,同时在选择径向距离为 0 mm 和前后排叶片的相对周向位置为 30% 的情况下,可减轻后排叶片的流动分离,使扩压器出口速度分布更均匀。

虽然国内外学者对串列叶片的安装角、稠度^[14]等参数的研究较详细,但对叶片表面附面层发展关键的周向位置^[15]研究相对较少。为探究串列叶片几何参数对离心压气机性能的影响,本文采用数值模拟方法对离心压气机轴向扩压器进行叶片优化,探索相对合理的前后排叶片周向位置规律。

1 设计方案及数值模拟方法

1.1 串列叶片扩压器模型设计方案

本文研究的原型离心压气机由带分流叶片的离心叶轮、径向扩压器和单排叶片的轴向扩压器组成。离心压气机三维模型及子午流道简图如图 1、图 2 所示,具体设计参数及几何参数如表 1、表 2 所示。

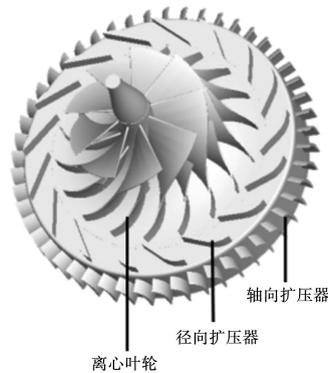


图 1 离心压气机三维模型

Fig. 1 Three-dimensional model of centrifugal compressor

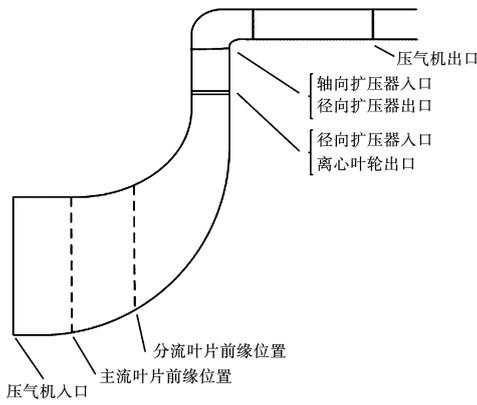


图2 离心压气机子午流道简图

Fig.2 Schematic diagram of centrifugal compressor meridian flow channel

表1 原型离心压气机设计参数

Tab.1 Design parameters of prototype centrifugal compressor

参数	数值
转速/ $r \cdot \text{min}^{-1}$	60 000
流量/ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	1.94
效率/%	77
压比	4.0

表2 原型离心压气机几何参数

Tab.2 Geometric parameters of prototype centrifugal compressor

参数	数值
进口轮毂比	0.25
叶轮出口相对宽度	0.067
叶轮出口叶片角度/ $^\circ$	43
无叶扩压段直径比	1.23
主流叶轮叶片数	8
分流叶轮叶片数	8
径向扩压器叶片数	17
进出口直径比	1.04
进出口宽度比	1
轴向扩压器叶片数	50
轴向扩压器长度/mm	27

1.2 串联叶片周向位置的定义

为保证离心叶轮、径向扩压器以及前排叶片的叶型参数和位置不变,仅对后排叶片的周向位置 RCP 进行调整,即 $RCP = a/b$,其中, a 表示后排叶片

压力面前缘与前排叶片吸力面尾缘之间的距离, b 表示叶栅距离。图3为串联叶片周向位置示意图。

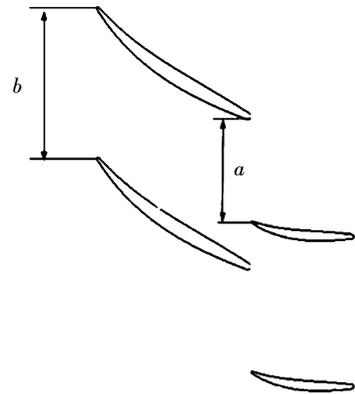


图3 串联叶片周向位置示意图

Fig.3 Circumferential position diagram of tandem blade

在进行串联叶片周向位置的研究时,定义串联式轴向扩压器的弦长比为 1.50,轴向距离为 0 mm。在第1排叶片位置保持不变的前提下,平移后排叶片的周向位置,分别调整到4个不同的位置,使得图3中的周向位置 RCP 分别为 0.2,0.4,0.6 和 0.8。图4为串联式轴向扩压器前后排叶片的周向位置示意图。

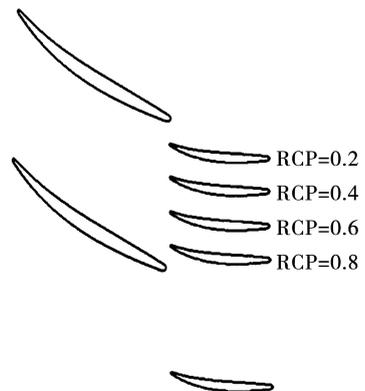


图4 串联式轴向扩压器前后排叶片周向位置示意图

Fig.4 Schematic diagram of circumferential positions of front and rear rows of blades in a tandem axial diffuser

1.3 数值模拟方法

本文采用 NUMECA 商业软件进行三维定常计算。选用 Navier-Stokes 方程作为数值求解模型,并采用 Spalart-Allmaras 湍流模型,工质为理想气体。为了加快收敛速度,使用多重网格方法、残差光顺方

法和可变时间步长方法。

在模拟壁面时,设置第 1 层网格的厚度为 3×10^{-6} m,以确保壁面距离的无量纲化 y^+ 值在 1 ~ 10 之间。图 5 为离心压气机中 y^+ 值的分布情况。

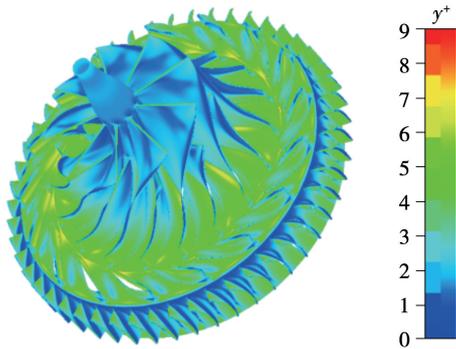


图 5 离心压气机 y^+ 值分布图

Fig.5 Distribution diagram of y^+ value of centrifugal compressor

计算的边界条件设置如表 3 所示。

表 3 边界条件设置

Tab.3 Boundary condition setting

参数	数值
进口总温/K	288.15
进口总压/Pa	101 325
出口质量流量/kg·s ⁻¹	指定质量流量
叶片壁面绝热无滑移壁面	-
轮毂绝热无滑移壁面	-
轮缘绝热无滑移壁面	-

注:“-”表示没有数值。

1.4 网格无关性验证

网格的规模及密度是影响仿真计算的重要因素,计算网格数量过多会导致计算周期较长,网格数量过少则无法正确反映实际情况。为了避免网格数目的增减对计算精度造成的误差,对离心压气机模型进行网格无关性验证。在设计转速为 60 000 r/min 和设计流量为 1.94 kg/s 下,分别选取 50 万、190 万、210 万和 250 万的网格来验证网格总数对离心压气机流场计算的影响。

表 4 为网格无关性验证,可以得知,190 万、210 万和 250 万网格下的等熵效率及压比相差不大。考虑到计算耗时及精度要求,选择 210 万网格作为本文的计算规模,其中,叶轮、径向扩压器和轴向扩压

器的网格数分别为 110.01 万、45.34 万和 55.27 万。

表 4 网格无关性验证

Tab.4 Grid independence verification

网格数	压比	等熵效率/%
150 万	4.085	77.82
190 万	4.059	77.30
210 万	4.057	77.28
250 万	4.055	77.25

2 计算结果与讨论

2.1 特性曲线及总体性能对比

在 100% 设计转速下,分别对上述 4 种周向位置的串联式轴向扩压器进行仿真计算,得到离心压气机性能特性曲线如图 6 所示。由图 6(a)可知,串联式轴向扩压器的效率高于原型单排叶片轴向扩压器。周向位置 RPC 为 0.8 的串联式轴向扩压器,在流量为 1.82 kg/s 时接近了稳定边界,而其他周向位置的喘振点则在 1.85 kg/s 附近。从设计点的效率来看,周向位置 RPC 为 0.8 可以实现最高效率,且最大效率达到了 82.4%,相比于原型单排叶片轴向扩压器提高了约 6.3%。但是喘振裕度有所恶化,经计算,原模型的喘振裕度为 8.2%,而周向位置为 0.8 的喘振裕度为 6.18%,RCP 为 0.2,0.4 和 0.6 的喘振裕度也几乎与 0.8 的相似,这说明串联叶片使喘振裕度下降。因此,周向布置叶片的合理性对流场的扰动有重要影响,过度调整可能加剧分离区的形成,导致压气机流动失稳。串联式轴向扩压器有着相似的喘振裕度变化,说明在这些位置的调整对喘振裕度的影响相对较小,这些位置是相对稳定的工作区域。

从图 6(b)中可以看出,不同周向位置下流量高于 2.0 kg/s 时的压比变化相对较小,性能相对稳定。而在流量小于 2.0 kg/s 工况下,随着周向位置 RCP 的减小,压比特性线开始向下移动。周向位置为 0.8 时压比最大,其最大压比为 4.185,相比于原型单排叶片轴向扩压器最大压比提高了 0.125。周向位置为 0.2 时压比最小,其最大压比为 4.13,相比于原型单排叶片轴向扩压器最大压比仅提高了 0.07,表明该位置相比其他周向位置并不适合相对较小的流量工况。

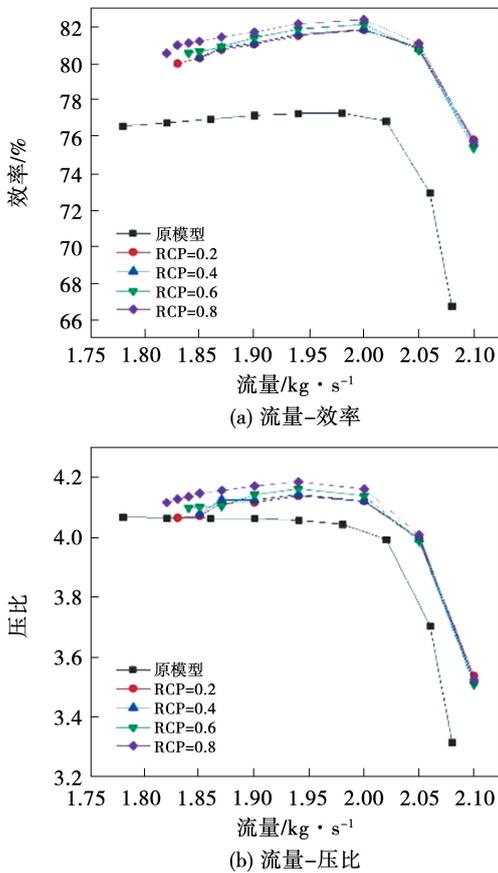


图6 轴向扩压器不同周向位置处离心压气机的特性曲线

Fig. 6 Characteristic curves of centrifugal compressors with axial diffusers at different circumferential positions

2.2 设计工况下轴向扩压器内部流场分析

2.2.1 轴向扩压器子午流道内的流动分离

为了进一步分析不同周向位置的串联叶片对串联式轴向扩压器内部流场的影响,选取设计流量 1.94 kg/s 为设计点进行对比分析。

图7给出在设计流量为 1.94 kg/s 时离心压气机串联式轴向扩压器的串联叶片在不同周向位置处子午面平均静压的分布云图。从图中可以得出,单排叶片的轴向扩压器在扩压器流道内的静压升相对较小;对于串联叶片的后排叶片,在扩压器流道内随着 RCP 的增加,出口处的静压升得到明显提升。其中 RCP 为 0.6 和 0.8 的串联式轴向扩压器,后排叶片的静压升明显更大,扩压器出口处的静压相对其他周向位置的扩压器出口处的静压明显更高。

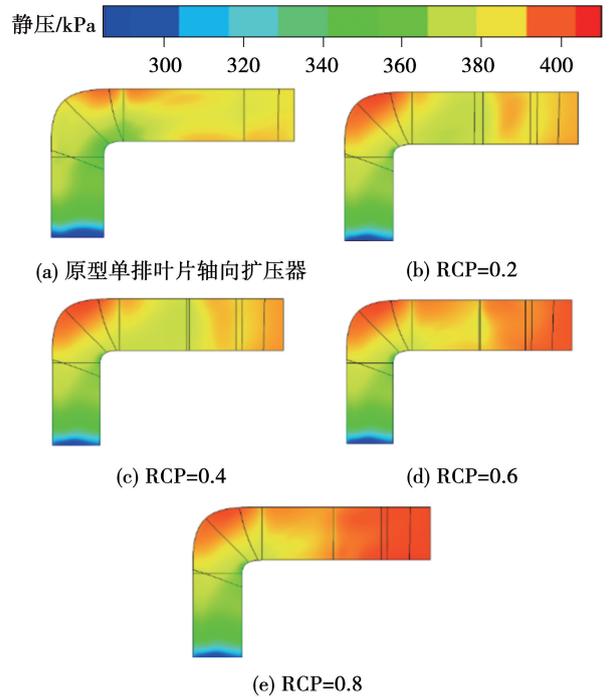


图7 轴向扩压器不同周向位置的串联叶片子午面平均静压分布

Fig. 7 Averaged static pressure distributions on meridional plane of tandem blades in an axial diffuser at different circumferential positions

图8为离心压气机子午面马赫数分布云图及流线分布。图9为后排叶片在不同周向位置处轴向扩压器的子午流线分布。可以看出,所有模型的叶轮和径向扩压器两部分的气流流线分布均匀,马赫数分布也很相似。由此可知,改变轴向扩压器的叶片形式及分布并不会对上游的叶轮和径向扩压器造成太大影响。对于周向位置为 0.2 和 0.4 的串联式轴向扩压器,在扩压器入口轮毂侧形成的回流面积较大,但在机匣拐角处的回流面积相对于原模型明显减小。这表明在这两个周向位置下,后排叶片的调整导致扩压器流道内回流区域发生变化,特别是在机匣拐角处,回流面积的减小有助于改善流场特性,提高离心压气机的性能。

对于周向位置为 0.6 和 0.8 的串联式轴向扩压器,二者的子午流线分布相较于原型单排叶片轴向扩压器,在轴向扩压器入口处和机匣拐角处形成的回流区域均明显减小,且回流区域减小程度高于 RCP 为 0.2 和 0.4 时。这说明 RCP 为 0.6 和 0.8 时,后排叶片位置的调整优化了轴向扩压器内部的流场,减少了回流现象。

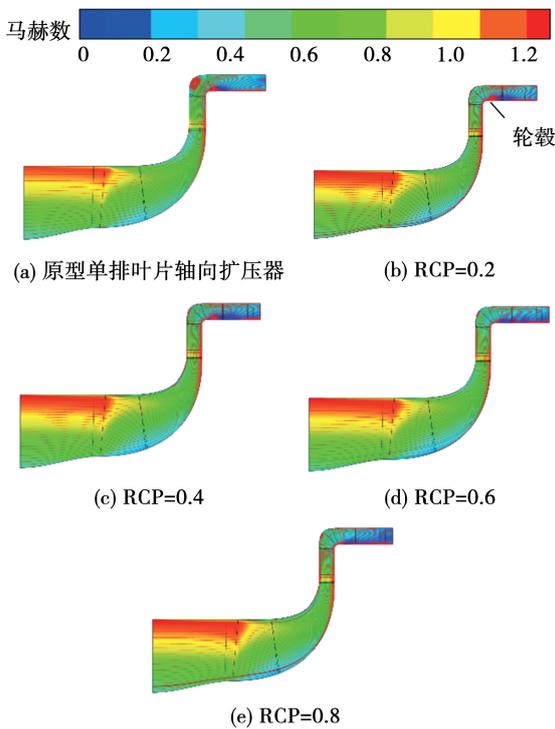


图 8 离心压气机子午面马赫数分布云图及流线分布
 Fig. 8 Mach number contours and streamline distributions on meridional plane of a centrifugal compressor

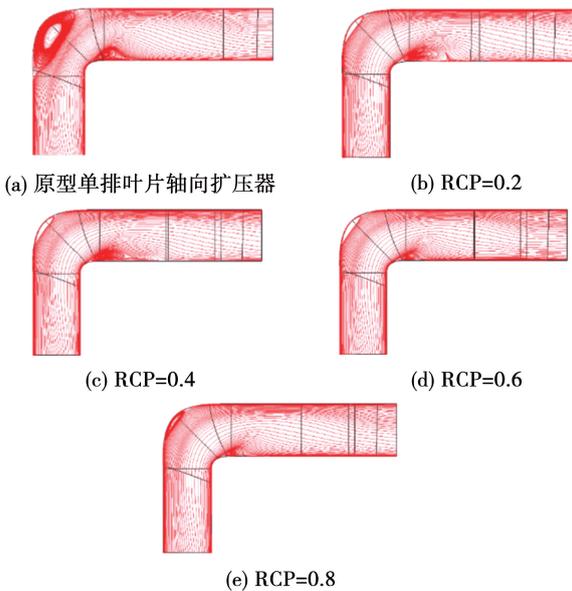


图 9 不同周向位置轴向扩压器的子午流线分布
 Fig. 9 Meridian streamline distributions of axial diffusers at different circumferential positions

图 10 为后排叶片在不同周向位置处轴向扩压器子午流道熵分布云图。从图中可以看出,相较于原型单排叶片轴向扩压器,串联式轴向扩压器通过

调节周向位置可使轴向扩压器入口处的能量损失减小。周向位置为 0.2 和 0.4 时串联式轴向扩压器前排叶片轮毂侧存在较大范围的熵增区域。然而,对于周向位置为 0.6 和 0.8 时串联式轴向扩压器,后排叶片处形成的高熵值区几乎没有明显的差别。相对于其他位置产生的高熵值区,RCP 为 0.6 和 0.8 的高熵值区域明显小。这说明,相比于原型单排叶片轴向扩压器以及 RCP 为 0.2 和 0.4 的串联式轴向扩压器,RCP 为 0.6 和 0.8 的串联式轴向扩压器可有效减少熵增损失。

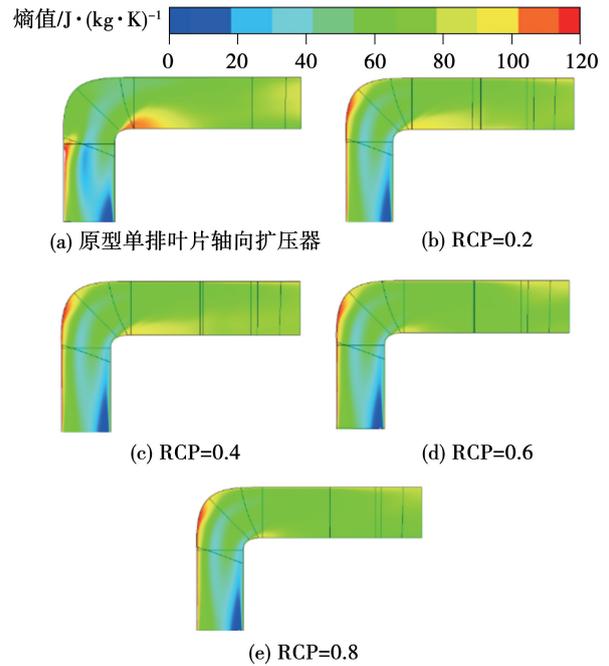


图 10 不同周向位置轴向扩压器的子午流道熵分布云图
 Fig. 10 Entropy distribution contours of meridional flow channel of axial diffusers at different circumferential positions

2.2.2 轴向扩压器不同叶高截面的流场分析

图 11 为后排叶片处于不同周向位置的轴向扩压器在 30% 叶高截面的马赫数分布。从图中可以看出,当后排叶片的压力面靠近前排叶片的吸力面时,即周向位置 RCP 为 0.2 和 0.4 的串联式轴向扩压器,在前排叶片吸力面附近存在较大面积的低速区。后排叶片在前排叶片的低速分离区中,受到前排叶片尾迹的影响,后排叶片均处于低速区域,轴向扩压器流道被大面积低速区占据。对于周向位置为 0.6 和 0.8 的串联式轴向扩压器,后排叶片在主流

来流条件下工作,这两个周向位置的串联式轴向扩压器产生的低速区域较小,相较于 RCP 为 0.2 和 0.4 串联式轴向扩压器造成的损失也更小。

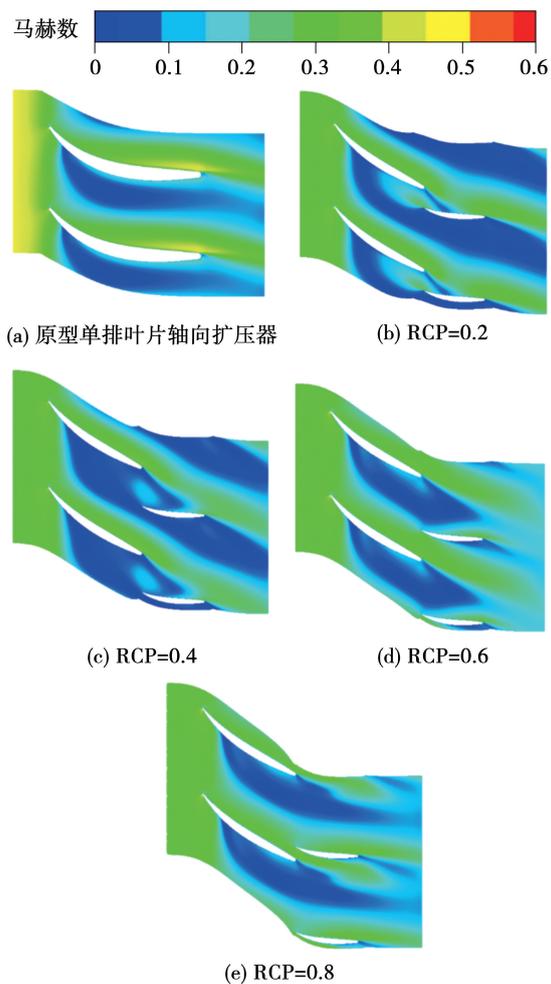


图 11 不同周向位置轴向扩压器在 30% 叶高截面马赫数分布

Fig. 11 Mach number distributions on section of axial diffusers at different circumferential positions under 30% blade height

图 12 为不同周向位置轴向扩压器在 30% 叶高截面的熵值分布。根据 30% 叶高截面熵值分布云图得出,对于后排叶片周向位置 RCP 为 0.2 的串联式扩压器,高熵值区域占据前排叶片的吸力面侧,且一直延续到轴向扩压器的出口位置。周向位置 RCP 为 0.4 的串联式轴向扩压器,高熵值区域仍覆盖在扩压器流道内,但其前排叶片的熵值明显降低。对于周向位置 RCP 为 0.6 的串联式轴向扩压器,高熵值区域明显减少,且主要集中在前排叶片的吸力

面和后排叶片的吸力面附近,后排压力面有一层低熵值流体,说明前缘已经接触到主流,但也只是刚刚离开前排低速流体。对于周向位置 RCP 为 0.8 的串联式轴向扩压器,高熵值区域减少,主要集中在前排叶片的吸力面侧,且后排叶片区域的能量损失相对于其他位置更小。

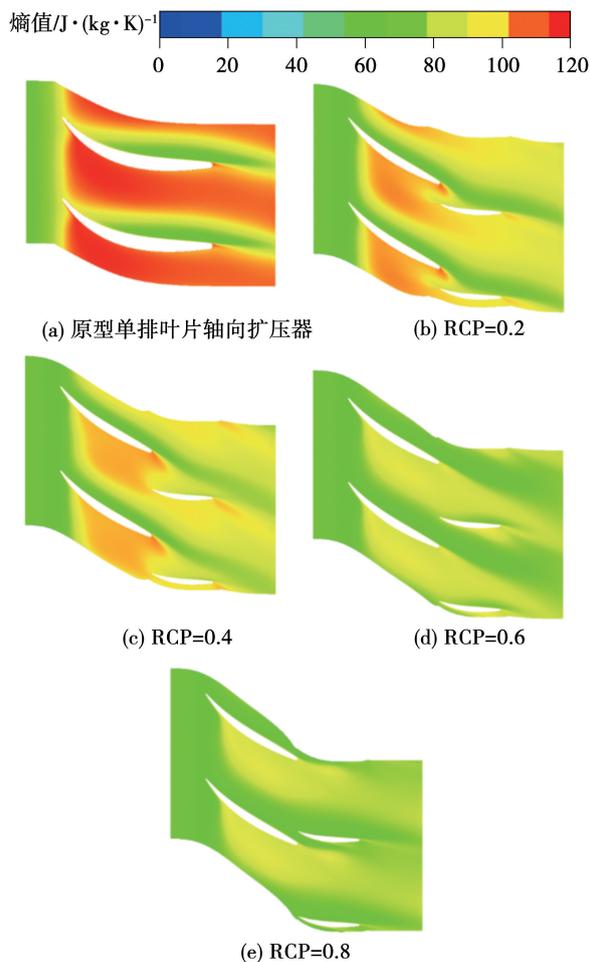


图 12 不同周向位置轴向扩压器在 30% 叶高截面熵分布
Fig. 12 Entropy distributions on section of axial diffusers at different circumferential positions under 30% blade height

图 13 给出了不同周向位置的串联式轴向扩压器在 50% 叶高截面的马赫数分布。从图中看出,周向位置 RCP 为 0.2 和 0.4 的串联式轴向扩压器流场结果基本一致,前排叶片的中后部存在低速区,一直延伸到轴向扩压器的出口位置,且后排叶片吸力面均处于低速状态。而周向位置 RCP 为 0.6 的串联式轴向扩压器,前排叶片所产生的低速区对后排叶片造成的影响较小,并且在后排叶片吸力面产生

的低速区面积减少。当后排叶片的吸力面靠近前排叶片的压力面,即周向位置为 0.8 时,低速区域主要集中在前排叶片的吸力面侧,在后排产生的低速区面积明显减少。

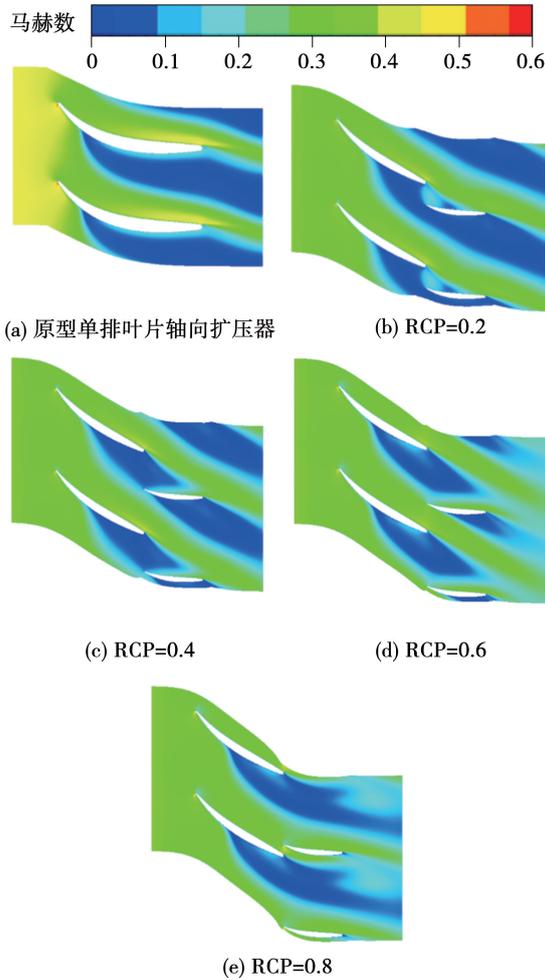


图 13 不同周向位置轴向扩压器在 50% 叶高截面马赫数分布

Fig. 13 Mach number distributions on section of axial diffusers at different circumferential positions under 50% blade height

图 14 给出不同周向位置串联式轴向扩压器在 50% 叶高截面的熵分布。从图中可以看出,对于周向位置 RCP 为 0.2 和 0.4 的串联式轴向扩压器,高熵值区域主要集中在前排和后排叶片的吸力面,并且一直延续到扩压器的出口位置。周向位置 RCP 为 0.6 的串联式轴向扩压器,前排叶片的高熵值区域减小,但后排叶片吸力面上的高熵值区域相较于 RCP 为 0.2 和 0.4 的串联式轴向扩压器略有增加。

而周向位置 RCP 为 0.8 的串联式轴向扩压器,其前排和后排叶片吸力面侧的高熵值区域明显减小,造成的能量损失相较于其他周向位置也相对更小。

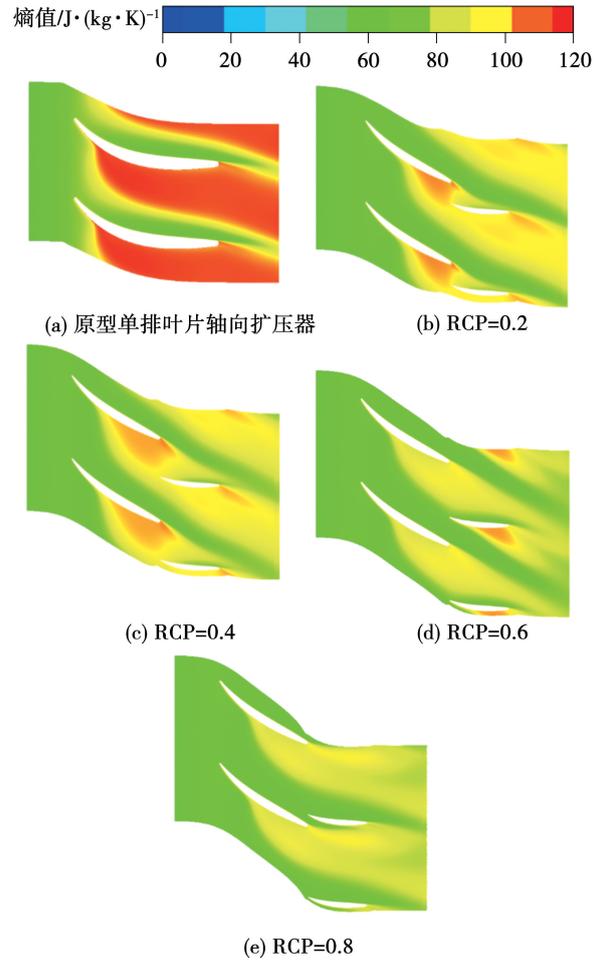


图 14 不同周向位置轴向扩压器在 50% 叶高截面熵分布

Fig. 14 Entropy distributions on section of axial diffusers at different circumferential positions under 50% blade height

图 15 给出不同周向位置串联式轴向扩压器在 90% 叶高截面的马赫数分布。可以看出,在原型单排叶片的轴向扩压器中,无论叶高为 30%, 50% 还是 90%,叶片的中后部均存在大范围的低速区域,并一直延伸到扩压器的出口位置,造成较大的流动损失。在周向位置 RCP 为 0.2 和 0.4 的串联式轴向扩压器中,叶片叶顶低速区主要集中在后排叶片的中尾部区域,但范围较小。对于周向位置为 0.6 的串联式轴向扩压器,后排叶片吸力面的低速区明显增大,并且高损失尾迹流延续至扩压器出

口。而周向位置为 0.8 的串联式轴向扩压器的叶顶低速区主要来自前排叶片的尾缘处,并在扩压器出口处形成小范围的低速区,影响出口截面的流场。

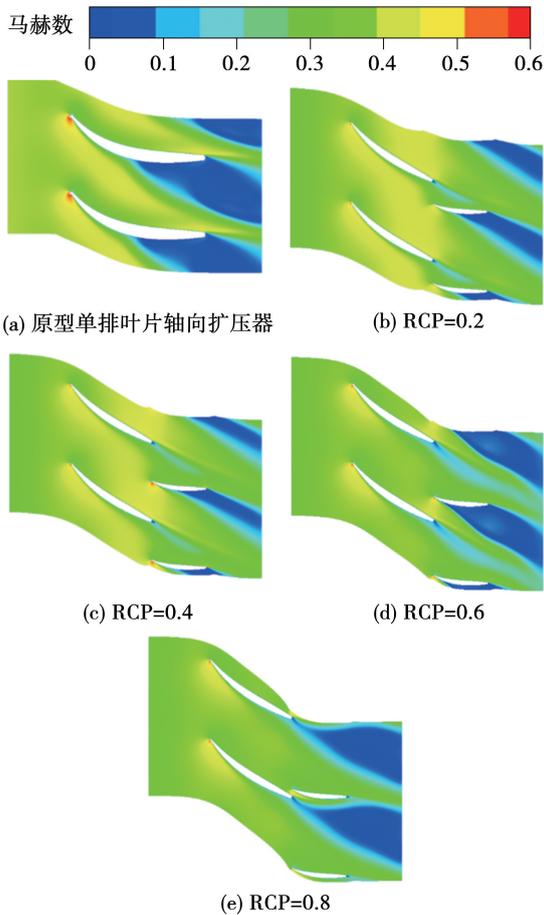


图 15 不同周向位置轴向扩压器在 90% 叶高截面马赫数分布

Fig. 15 Mach number distributions on section of axial diffusers at different circumferential positions under 90% blade height

图 16 为不同周向位置串联式轴向扩压器在 90% 叶高截面的熵分布。从图中看出,周向位置 RCP 为 0.2 和 0.4 的串联式轴向扩压器的流场结果基本一致,均在前排叶片的尾缘处和后排叶片的吸力面侧形成小范围的高熵值区域。对于周向位置 RCP 为 0.6 的串联式轴向扩压器,前排叶片尾缘处的熵值减小,但在后排叶片产生了较大的高熵值区域。而周向位置为 0.8 时,高熵值区域明显减小,后排叶片的吸力面受到的影响最小,熵值较低。

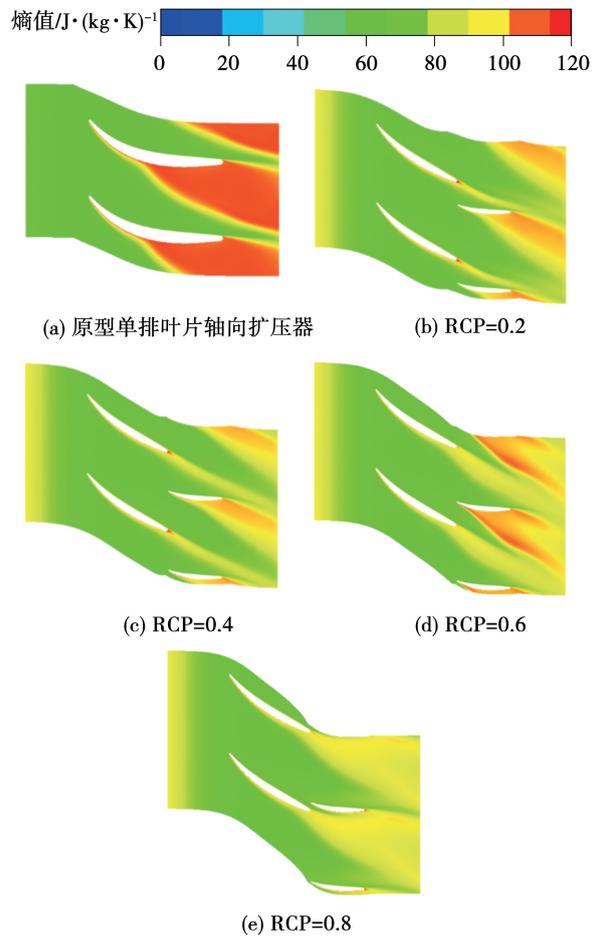


图 16 不同周向位置轴向扩压器在 90% 叶高截面熵分布

Fig. 16 Entropy distributions on section of axial diffusers at different circumferential positions under 90% blade height

2.2.3 串联式轴向扩压器周向位置的影响机理分析

通过图 7 ~ 图 16 的流场对比可以得出,设计流量下,串联式轴向扩压器后排叶片的周向位置不同,前排叶片的分离区域受 RCP 变化略有减小。而该分离区的熵值,在 RCP 为 0.2 和 0.4 时更高些。

当周向位置 RCP 为 0.8 时,后排叶片吸力面靠近前排叶片尾迹,显著改变尾迹的轨迹,促使低速尾迹发生进一步偏转。而后排叶片吸力面与前排尾迹之间的高速流体速度则在后排叶片吸力面与前排尾迹的摩擦作用下有所减小,虽然没有出现倒流和分离,但在熵分布图上可看到相应位置的熵增,表明此处的高速流体动能正在迅速耗散。

在不同叶高处后排叶片分离情况随周向位置 RCP 的变化而变化。具体来说,在 30% 和 50% 叶高处,随着后排叶片逐渐移出并远离前排吸力面分离

区,后排叶片吸力面的流动分离逐渐减小甚至消失。但在90%叶高处,由于前排未发生流动分离,后排叶片始终处于主流高速流体中,则在RCP从0.2增至0.6的过程中,后排尾迹区域的流动分离先减轻、再加厚,在RCP为0.8的轴向扩压器下流动分离又消失,但是在前排叶片尾迹的增厚。

随着周向位置RCP的增大,即后排叶片的吸力面靠近前排叶片尾缘,使得前排尾缘位于后排吸力面的低压区域,在前排尾缘处产生“抽吸”作用。这种抽吸作用不仅有助于延缓前排吸力面分离,还能够使前排尾迹在离开尾缘后继续发生偏转。从这个角度上讲,也是RCP取值应更大一些较好。

在RCP为0.8的构型下,后排叶片吸力面处高速流体在两侧摩擦中减速,自身动能耗散较大。如果进一步增大RCP值,动能消耗更快,导致气流倒流和分离,故RCP值不能过大,应保证后排吸力面在尾缘处仍有一定量的高速顺流流体。

3 结 论

(1) 在设计流量下周向位置为0.8的串联式轴向扩压器表现最佳,其效率和压比都高于其他周向位置的串联式扩压器,离心压气机的性能得到增强,设计点处的效率提高了约6.3%,总压比提高了0.125。

(2) 在设计流量下,周向位置为0.2和0.4的串联式轴向扩压器受端壁流动的影响较大,前排叶片吸力面附近存在着较大面积的低速区域,导致后排叶片受前排叶片尾迹的影响处于低速区域,轴向扩压器流道被低速区所占据。相比之下,周向位置为0.8的串联式轴向扩压器的低速区明显减小,能量损失更低。

(3) 后排叶片周向位置的改变影响串联式轴向扩压器前后排叶片之间的通道宽度和叶片附面层的发展,导致扩压器流道内的损失发生变化。周向位置为0.8的串联式轴向扩压器前排叶片产生的高速流体穿过前后排间的通道,加速后排叶片处的低能流体的流动,后排叶片附面层重新生成,减轻了后排叶片的流动分离,从而提高了轴向扩压器的扩压能力。

参考文献:

[1] 张英杰. 高压比离心压气机失稳模式及机理研究[D]. 北京: 中国科学院大学(中国科学院工程热物理研究所), 2021.
ZHANG Yingjie. Stall mechanism of high-pressure ratio centrifugal

compressors[D]. Beijing: University of Chinese Academy of Sciences(Institute of Engineering Thermophysics), 2021.

- [2] 刘寅晟. 微型燃机双级离心压气机气动性能分析与研究[D]. 北京: 中国科学院大学(中国科学院工程热物理研究所), 2011.
LIN Yinsheng. Aerodynamic research on two-stage centrifugal compressor for micro gas turbine[D]. Beijing: University of Chinese Academy of Sciences (Institute of Engineering Thermophysics), 2011.
- [3] 熊 恒. 微型涡喷发动机设计点辨识与表征[D]. 长春: 长春理工大学, 2019.
XIONG Heng. Identification and characterization of design points for micro turbojet engines[D]. Changchun: Changchun University of Science and Technology, 2019.
- [4] 郑世琴, 黄虹宾, 刘淑艳. 串联叶栅的轴流式冷却风扇流场计算[J]. 北京理工大学学报, 1999, 19(5): 569-572.
ZHENG Shiqin, HUANG Hongbin, LIU Shuyan. The calculation for fluid field of axial cooling fan with tandem cascades[J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 1999, 19(5): 569-572.
- [5] TREHAN S, ROY B. Gap optimization for tandem blades in axial flow compressor/fan using computational tools[C]//43rd AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, 2007, 5024: 548-552.
- [6] JU Y, ZHANG C. Multi-objective optimization design method for tandem compressor cascade at design and off design conditions [C]//Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air, 2010, 44021: 785-796.
- [7] JU Y P, ZHANG C H. Design optimization and experimental study of tandem impeller for centrifugal compressor[J]. Journal of Propulsion & Power, 2014, 30(6): 1490-1501.
- [8] 吴 悠, 余 佳, 曹逸韜. 串联叶片技术及其在航空发动机离心叶轮上的应用研究[J]. 航空动力, 2019(2): 42-45.
WU You, YU Jia, CAO Yitao. Tandem blade technology and its application in centrifugal impeller[J]. Aerospace Power, 2019(2): 42-45.
- [9] KHALAFALLAH M G, SALEH H S, ALI S M, et al. CFD investigation of flow through a centrifugal compressor diffuser with splitter blades[J]. Journal of Engineering and Applied Science, 2021, 68(1): 1-23.
- [10] SELEZNEV K P, GALERKIN Y B, MIHROFANOV V P. Experience in developing ultrahigh capacity compressor stages [J]. Chemical and Petroleum Engineering, 1992, 28(2): 76-80.
- [11] 张 硕. 小流量工况下串联叶片扩压器对离心压缩机性能的影响[D]. 杭州: 浙江理工大学, 2018.
ZHANG Shuo. The impact of tandem blade diffuser on centrifugal compressor performance under low flow conditions[D]. Hangzhou: Zhejiang Sci-Tech University, 2018.
- [12] 刘 磊. 串联叶栅扩压器几何参数对离心压气机性能影响的研究[D]. 北京: 中国科学院大学(中国科学院工程热物理研

究所),2019.

LIU Lei. Study on the influence of geometric parameters of tandem cascade diffuser on performance of centrifugal compressor [D]. Beijing: University of Chinese Academy of Sciences (Institute of Engineering Thermophysics), 2019.

- [13] 刘磊,吴世勋,赵洪雷,等. 串列叶栅扩压器弦长比对离心压气机的性能影响研究[J]. 燃气轮机技术, 2019, 32(3): 19-24.

LIU Lei, WU Shixun, ZHAO Honglei, et al. Numerical study of the tandem cascade chord length ratio on the performance of centrifugal compressor [J]. Gas Turbine Technology, 2019, 32(3): 19-24.

- [14] 代秋林,刘志刚,张斌,等. 变稠度串列叶栅流场试验研究

[J]. 实验流体力学, 2021, 35(2): 50-57.

DAI Qiulin, LIU Zhigang, ZHANG Bin, et al. Experimental research of variable solidity tandem cascade performance [J]. Journal of Experiments in Fluid Mechanics, 2021, 35(2): 50-57.

- [15] 康达,何卫东,徐毅. 分流叶片长度和周向位置对高压比离心压气机性能的影响[J]. 推进技术, 2020, 41(12): 2709-2719.

KANG Da, HE Weidong, XU Yi. Effects of splitter blade length and circumferential position on performance of high pressure ratio centrifugal compressor [J]. Journal of Propulsion Technology, 2020, 41(12): 2709-2719.

(王治红 编辑)

(上接第7页)

- [19] 曹传军,李斌,翟志龙,等. 轮廓度与扭转角偏差对压气机气动性能的影响[J]. 科学技术与工程, 2019, 19(11): 292-298.

CAO Chuanjun, LI Bin, ZHAI Zhilong, et al. Influence of blade profile and twist angle difference on compressor aerodynamic performance [J]. Science Technology and Engineering, 2019, 19(11): 292-298.

- [20] 郑如玉,滕金芳,姜晓青. 位置度超差对轴流压气机流场性能影响的数值研究[J]. 流体机械, 2016, 44(11): 20-24.

ZHENG Siyu, TENG Jinfang, QIANG Xiaoqing. Numerical investigation of positional variability on axial compressor flow field performance [J]. Fluid Machinery, 2016, 44(11): 20-24.

- [21] 李晓丽,楚武利. 安装角变化对多级轴流压缩机性能影响的分析[J]. 风机技术, 2008, 50(5): 27-29.

LI Xiaoli, WU Chuli. Analysis on the influence of variable instal-

lation angle on performance of multistage axial-flow compressor [J]. Chinese Journal of Turbomachinery, 2008, 50(5): 27-29.

- [22] KALLESØE B, HANSEN M. Some effects of large blade deflections on aeroelastic stability [C]//47th AIAA Aerospace Sciences Meeting including The New Horizons Forum and Aerospace Exposition, Orlando, Florida, 2009.

- [23] 郑赟,田晓,杨慧. 跨声速风扇叶片变形对气动性能的影响[J]. 航空动力学报, 2011, 26(7): 1621-1627.

ZHENG Yun, TIAN Xiao, YANG Hui. Impact of blade deflection on aerodynamic performance of a transonic fan [J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(7): 1621-1627.

- [24] HB5647-98, 航空叶片检测[S].

HB5647-98, Aviation blade inspection [S].

(王治红 编辑)

(上接第14页)

- [16] 金云峰,刘超,邓高峰,等. 燃气轮机进气压差建模方法研究[J]. 发电技术, 2021, 42(4): 395-403.

JIN Yunfeng, LIU Chao, DENG Gaofeng, et al. Research on modeling method of gas turbine inlet pressure loss [J]. Power Generation Technology, 2021, 42(4): 395-403.

- [17] 高潇,王庆辉,薛智慧,等. PSO-Fuzzy-PID 复合控制器在喉栓调节发动机压强控制中的应用[J]. 推进技术, 2024, 45(7): 269-278.

GAO Xiao, WANG Qinghui, XUE Zhihui, et al. Application of fuzzy-PID composite controller based on PSO in pintle adjustment engine pressure control [J]. Journal of Propulsion Technology, 2024, 45(7): 269-278.

- [18] LI G Y, LI Y X, CHEN H Y, et al. Fractional-order controller for course-keeping of underactuated surface vessels based on frequency domain specification and improved particle swarm optimization

algorithm [J]. Applied Sciences, 2022, 12(6): 3139.

- [19] 叶倩琳,王万良,王铮. 多目标粒子群优化算法及其应用研究综述[J]. 浙江大学学报(工学版), 2024, 58(6): 1107-1120, 1232.

YE Qianlin, WANG Wanliang, WANG Zheng. Survey of multi-objective particle swarm optimization algorithms and their applications [J]. Journal of Zhejiang University (Engineering Science), 2024, 58(6): 1107-1120, 1232.

- [20] TAVAKOLI M R B, VAHIDI B, GAWLIK W. An educational guide to extract the parameters of heavy duty gas turbines model in dynamic studies based on operational data [J]. IEEE Transactions on Power Systems, 2009, 24(3): 1366-1374.

- [21] LEFEBVRE A H, BALLAL D R. GAS turbine combustion alternative fuels and emissions [M]. 3rd ed. New York: CRC Press, 2010.

(王治红 编辑)