

叶片安装角对离心压气机扩压器气动性能及失速机理影响研究

胡晨星, 耿开贺, 张成, 杨策
(北京理工大学机械与车辆学院, 北京 100081)

摘要: 为了研究离心压气机扩压器异常叶片对于失速现象的诱发效果, 以带有叶扩压器的高速离心压气机为研究对象, 通过整体或局部改变扩压器叶片安装角, 开展非定常数值模拟研究并与实验结果对比验证, 研究叶片安装角改变对离心压气机性能、动态特性以及失速机理的影响规律。研究表明: 整体负方向旋转叶片安装角会促使扩压器更加不稳定, 旋转角度从 -5° 到 5° , 最高效率点对应的质量流量逐渐增大。其中安装角偏转 $+5^{\circ}$ 扩压器叶片前缘靠近轮缘壁面发生流动分离, 诱使无叶区间产生回流; 而偏转 -5° 扩压器轮毂附近的流动分离主要发生在尾缘, 造成扩压器叶片吸力面附近产生大范围回流。单个叶片安装角发生较大偏转(大于 10°)时, 扩压器比叶轮更早进入失速状态, 且失速的机制可能会随着安装角偏移的增大发生改变。

关键词: 离心压气机; 有叶扩压器; 叶片安装角; 失速; 动静干涉

中图分类号: TK474.8⁺2 文献标识码: A DOI:10.16146/j.cnki.rndlge.2021.10.011

[引用本文格式] 胡晨星, 耿开贺, 张成, 等. 叶片安装角对离心压气机扩压器气动性能及失速机理影响研究[J]. 热能动力工程, 2021, 36(10): 77-84. HU Chen-xing, GENG Kai-he, ZHANG Cheng, et al. Research on the influence of the vane stagger angle on the aerodynamic performance and stall mechanism of centrifugal compressor diffuser[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2021, 36(10): 77-84.

Research on the Influence of the Vane Stagger Angle on the Aerodynamic Performance and Stall Mechanism of Centrifugal Compressor Diffuser

HU Chen-xing, GENG Kai-he, ZHANG Cheng, YANG Ce

(School of Mechanical and Vehicle Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing, China, Post Code: 100081)

Abstract: In order to investigate the induced effect of abnormal vanes of centrifugal compressor diffuser on the stall phenomenon, a high-speed centrifugal compressor with vaned diffuser was taken as the research object. The unsteady numerical simulation was carried out by changing the vane stagger angle of the diffuser wholly or partially, and the results were compared with the experimental results to study the influence rule of the vane stagger angle variation on the performance, dynamic characteristics and stall mechanism of the centrifugal compressor. The research results show that selecting the vane stagger angle in the full negative direction will make the diffuser more unstable. From -5° to 5° , the mass flow rate corresponding to the highest efficiency point increases gradually. For the diffuser with the vane stagger angle deflection of $+5^{\circ}$, the flow separation near the shroud wall occurs at the leading edge of the diffuser blade, which induces the backflow in the vaneless space. And for the diffuser with the vane stagger angle deflection of -5° , the flow separation near the hub of the diffuser mainly occurs at the trailing edge, re-

收稿日期: 2021-05-11; 修订日期: 2021-06-22

基金项目: 国家自然科学基金青年项目(52006010); 国家自然科学基金重点项目(51736001)

Fund-supported Project: Youth Project of National Natural Science Foundation of China(52006010); National Natural Science Foundation of China(51736001)

作者简介: 胡晨星(1989-), 男, 河北保定人, 北京理工大学助理教授。

sulting in a large range of backflow near the suction surface of the diffuser blade. When the stagger angle deflection of a single blade is larger than 10 degrees, the diffuser stall comes earlier than the impeller, and the stall mechanism may change with the increasement of the stagger angle deflection.

Key words: centrifugal compressor, vaned diffuser, vane stagger angle, stall, rotor-stator interference

引 言

离心压缩机在微小型涡喷/涡扇发动机中应用广泛,叶片扩压器叶片前缘及无叶空间涡系结构对于扩压器乃至离心压缩机的稳定性影响显著,其中最为关键的影响因素之一为扩压器叶片安装角度的变化,尤其在叶片可调的叶片扩压器中,其异常叶片对失速现象的诱发效果,是离心压气机动力学性能与稳定性研究亟待解决的基础问题^[1-2]。

压气机系统中的旋转叶轮内非定常流动一直都是研究的热点,而针对扩压器的研究相对较少。大部分学者集中于扩压器结构参数的研究,如扩压器有无叶片^[3],扩压器叶片数^[4]、叶片长度^[5]及厚度^[6]等参数对扩压器性能的影响,以及如何优化扩压器结构从而提升压气机性能^[7-10]。对于扩压器内部流场研究则集中在叶轮的扫掠影响和内部的分离涡形成位置以及运动过程。梁洁等人^[4]通过数值研究发现适当减少扩压器的叶片数,离心压气机的堵塞流量和稳定工作裕度都将增加,而增加扩压器叶片数,将减小扩压器半无叶区长度,有利于降低扩压器进口区域马赫数,减小扩压器通道的扩张角,从而抑制扩压器出口区域的分离流动,提高气动效率。马超等人^[6]在叶片扩压器叶片分布规律相同的情况下,通过对比叶片不同的厚度分布,发现扩压器叶片最大厚度后移能够让扩压器进出口流场更为均匀,提高喘振裕度。林彤等人^[11]通过对比无叶扩压器、叶片扩压器和串列叶片扩压器,发现低稠度叶片式扩压器在设计工况点附近可以有效提高压气机效率,串列式叶片扩压器则可以改善叶片扩压器流量范围减小的问题。

除结构参数的影响以外,扩压器上、下游复杂来流与出流条件对于其内部流场及涡系结构的形成与发展影响显著。由于叶轮与扩压器的相互作用,造成了叶轮出口与扩压器进口的间隙处流动的非定常性,动静干涉往往不可忽略。高丽敏等人^[12]通过热

线测速实验发现叶轮与叶片扩压器之间的匹配关系对压气机的性能影响很大。魏宝锋等人^[13]针对某小型离心压气机进行定常与非定常模拟,捕捉到了离心叶轮出口和径向扩压器进口典型位置非定常压力脉动的频域特性。下游非对称蜗壳的存在也会对扩压器内部流动产生显著影响。周莉等人^[14]通过对比带蜗壳和不带蜗壳情况下的扩压器内部流场发现,在蜗壳周向分布不均匀性作用下,扩压器出口静压在蜗舌对应位置出现周向畸变,导致静压突然下降。

在扩压器流动稳定性层面,多位学者发现无叶与半无叶空间涡系结构对于扩压器整体稳定性至关重要^[15-17]。Bousquet 等人^[18]通过非定常数值计算发现,扩压器失速始于无叶空间中旋转模态波振幅的增长,波动向上游传播,与叶轮流动的相互作用导致叶轮压比下降。Hill^[19]和 Everitt 等人^[20]通过在扩压器入口施加扰动诱发孤立扩压器失速,研究结果表明,从前缘脱落的龙卷风型涡结构对流至无叶空间,导致在扩压器无叶和半无叶空间发生堵塞和载荷变化。

综上所述,压气机的动态性能、叶轮与扩压器动静干涉以及扩压器无叶空间涡系发展均与扩压器叶片安装角密切相关,明确叶片安装角对扩压器性能与稳定性的影响规律,有助于先进高压比压气机设计方法的形成。本文以带叶片扩压器的高速离心压气机作为研究对象,开展定常与非定常数值模拟,并通过实验验证数值模拟的准确性。通过整体或局部改变扩压器叶片安装角,研究叶片安装角改变对扩压器气动性能与稳定性裕度的影响规律,并对比分析存在某个叶片安装角异常情况下,扩压器失稳特性与诱发机理的变化规律。

1 数值模拟与结果验证

1.1 几何结构

以某台带有叶扩压器的高速离心压气机为主要研究对象进行数值模拟,其叶轮包括 8 个主叶片与

8 个分流叶片,扩压器包含 11 个叶片,如图 1 所示,具体结构参数如表 1 所示。几何模型主要考虑离心叶轮与扩压器,其中扩压器叶片绕其前缘点沿正负方向旋转以改变叶片安装角,设置旋转角度为 -5° , -3° , -1° 和 1° , 3° , 5° 6 个对照组。

表 1 离心压气机结构参数

Tab. 1 Geometric parameters of centrifugal compressor

参数	数值
叶轮主叶片和分流叶片数	8 + 8
叶轮入口直径/mm	107
叶轮出口直径/mm	152
叶轮转速/ $r \cdot \min^{-1}$	45 000
扩压器叶片数	11
扩压器出口直径/mm	240
扩压器宽度/mm	6.1

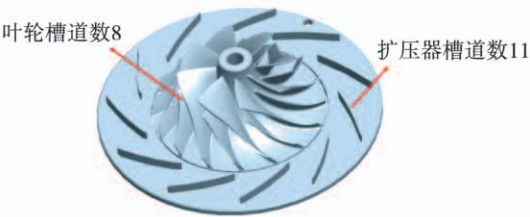


图 1 离心压气机有叶扩压器结构示意图

Fig. 1 Schematic diagram of a centrifugal compressor with vaned diffuser

为了分析某个叶片安装角异常对扩压器性能的影响规律,选取如图 2 所示的叶片,旋转其安装角分别为 7° , 10° 和 15° , 对应数值计算的算例分别为 AN1, AN2 和 AN3。

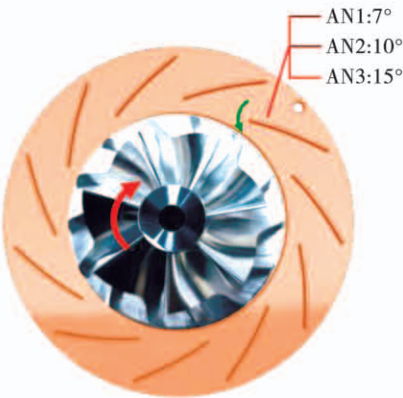


图 2 扩压器安装角异常叶片示意图

Fig. 2 Schematic diagram of the vaned diffuser with abnormal stagger angle

1.2 网格划分与无关性验证

通过 AutoGrid 软件开展叶轮、扩压器网格划分,叶轮和扩压器通道采用 O4H 型结构网格,叶片周围则为 O 型网格,通过细化蝶形网格生成蜗壳网格,网格结构如图 3 所示。为了尽量减小网格数量对数值计算的影响,以压气机总压比及效率为指标开展网格无关性验证。当整体网格数超过 1 400 万时,压气机的总压比和效率基本不再变化,为了保证仿真模型的精确度和计算效率,选取离心压气机的网格数为 1 400 万。

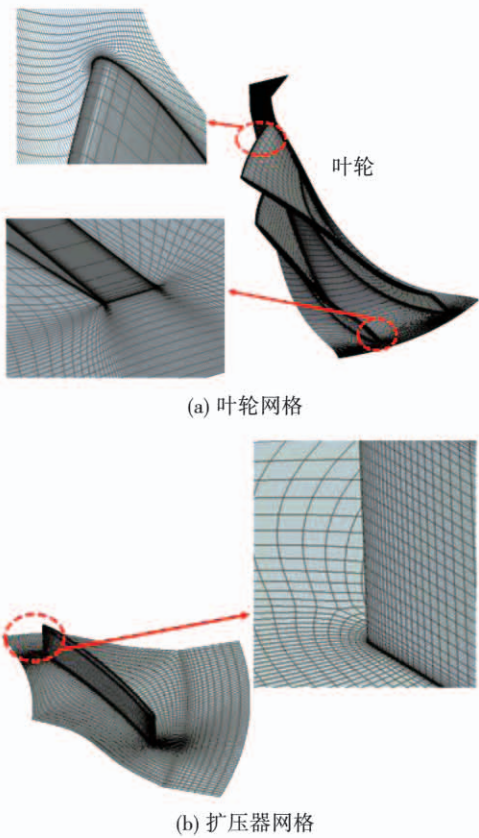


图 3 叶轮与扩压器网格示意图

Fig. 3 Schematic diagram of the grids of the impeller and vaned diffuser

1.3 数值计算与结果验证

数值计算过程给定叶轮入口总温总压,扩压器出口为质量流量出口,其他壁面均采用无滑移壁边界条件。通过不断改变出口质量流量来计算不同工况,在接近失速点时采用压力出口边界条件,有利于计算收敛。湍流模型采用 S - A 湍流模型,定常计算时采用显式龙格 - 库塔四阶格式计算方法,叶轮出口和扩压器进口交界处采用冻结转子法;非定常计算时采用隐式对偶时间步进方法,叶轮出口和扩

压器进口交界处采用滑移网格法,时间步长为 6.67×10^{-6} 。在叶轮叶片前缘、扩压器无叶空间和扩压器叶片通道分别设置监测点,通过监测点处压力和速度波动情况来预判非定常流动情况。

图4为带蜗壳的原始压气机数值计算与实验性能对比,其中质量流量按堵塞时的流量进行了归一化处理。由图可知,数值模拟所得压气机压比预测结果与实验结果差异较小,数值模拟具有较高的准确度。

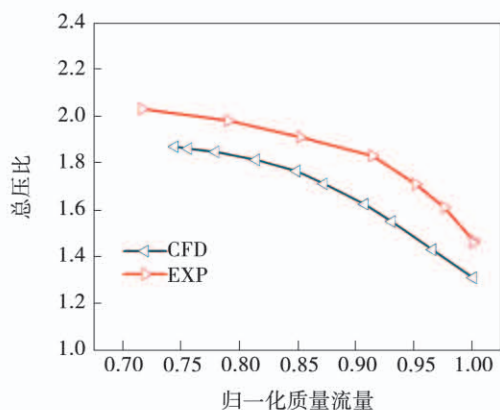


图4 原始压气机数值模拟与实验性能曲线

Fig.4 Curve chart of numerical simulation and experimental performance of original centrifugal compressor

2 扩压器性能分析

2.1 不同安装角下整体性能对比

图5为带有不同扩压器安装角的离心压气机性能曲线。当扩压器叶片偏转角从 -5° 变化到 5° 时,叶片的安装角逐渐变大,对应的大流量工况下工作裕度逐渐变大。扩压器叶片偏转角度从 -5° 到 0° 变化时,设计工况效率值逐渐有所上升,从 0° 到 5° 变化时,设计点效率呈现逐渐下降的趋势。但是各安装角下的失速点都是同一流量,这是因为在该安装角下,压气机的失速首先发生在叶轮上,而扩压器内尚未发生失速现象。

2.2 气动特性分析

图6所示为近失速工况3种叶片安装角下扩压器90%叶高叶片前缘流线与轴向涡量分布,其中黑色箭头代表主流方向,箭头与叶片前缘的碰撞点表示叶片流动滞止点,角度 α 代表气流攻角。叶片旋转 -5° 的扩压器中,流动滞止点位于叶片前缘圆弧

上的中点,叶片前缘处的气流攻角很小,吸力面处的流线分布较为规律。在叶片旋转 0° 的扩压器中,流动滞止点在前缘中点偏向压力面的位置,攻角比叶片旋转 -5° 的扩压器有所增大,在吸力面产生微小的流动分离。在叶片的旋转 5° 扩压器中,流动滞止点位置偏向压力面,攻角继续变大,吸力面处的流动分离范围也更大。

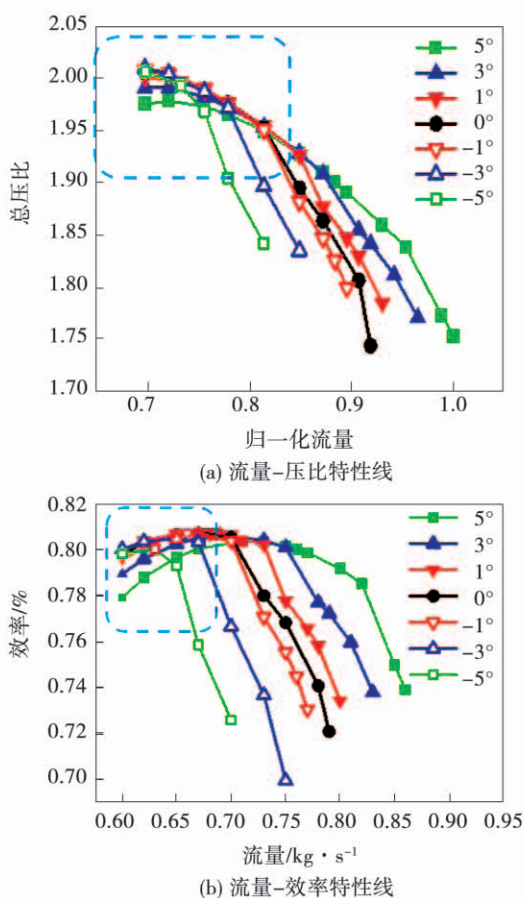


图5 不同叶片安装角下的压气机性能曲线

Fig.5 Curve chart of the performance of centrifugal compressor with different stagger angles

图7为近失速工况3种叶片安装角下扩压器90%叶高叶片尾缘流线与轴向涡量分布,由图可知,扩压器叶片尾缘处的流动分离与前缘有着相似分布规律。扩压器叶片的尾缘附近会产生两个旋向相反、强度较高的轴向旋涡,将这两个高涡量的交界线与叶片尾缘方向的夹角设为 β ,那么 β 角的大小可以在一定程度上衡量尾缘处的流动分离状况。虽然叶片偏转 -5° 扩压器前缘没有流动分离,但在尾缘处其 β 角较大,旋向相反的涡交界线偏向吸力面位置,尾缘吸力面存在较大范围的流动分离。在叶片

偏转 0° 扩压器尾缘处, β 角减小, 流动分离也减小。而在叶片偏转 5° 扩压器内部, 两个高强度涡的交界线在尾缘圆弧中点附近, 形成的 β 值很小, 在尾缘附近没有明显流动分离现象。综上所述, 合理叶片安装角的确定需要兼顾叶片前缘与尾缘的流动分离, 较大的安装角会导致叶片前缘吸力面存在较强的流动分离, 而较小的安装角会导致尾缘处存在局部回流。

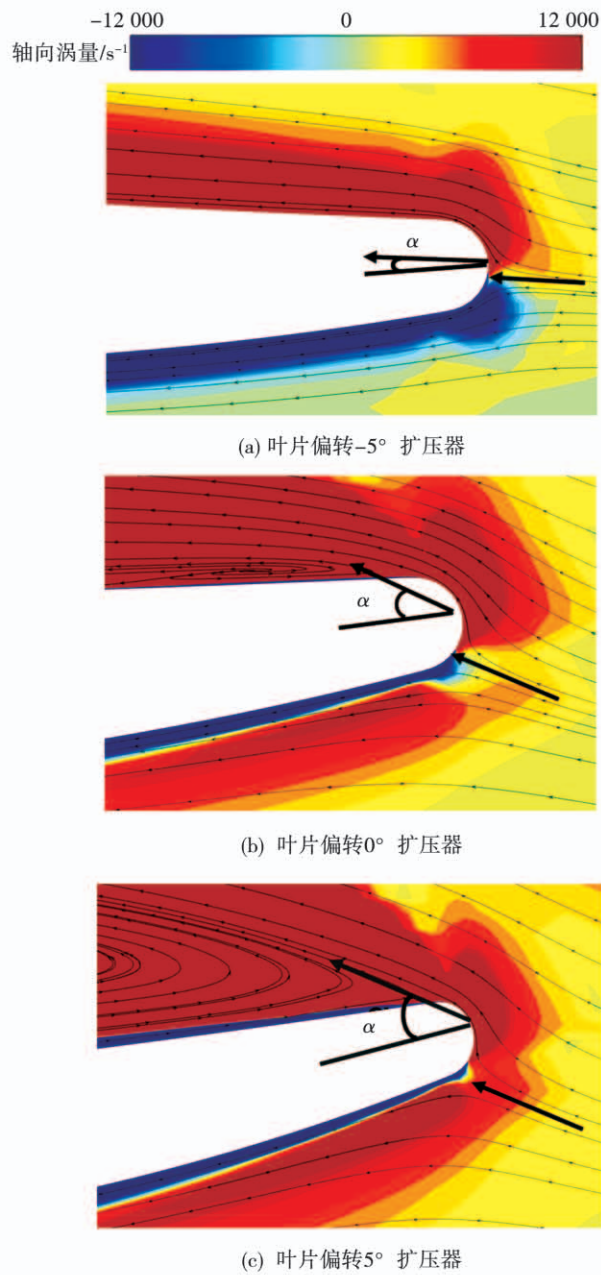


图 6 近失速工况扩压器叶片前缘流线与轴向涡量分布
Fig.6 Distribution of streamline and axial vorticity at the leading edge of vaned diffuser under the nearly stall condition

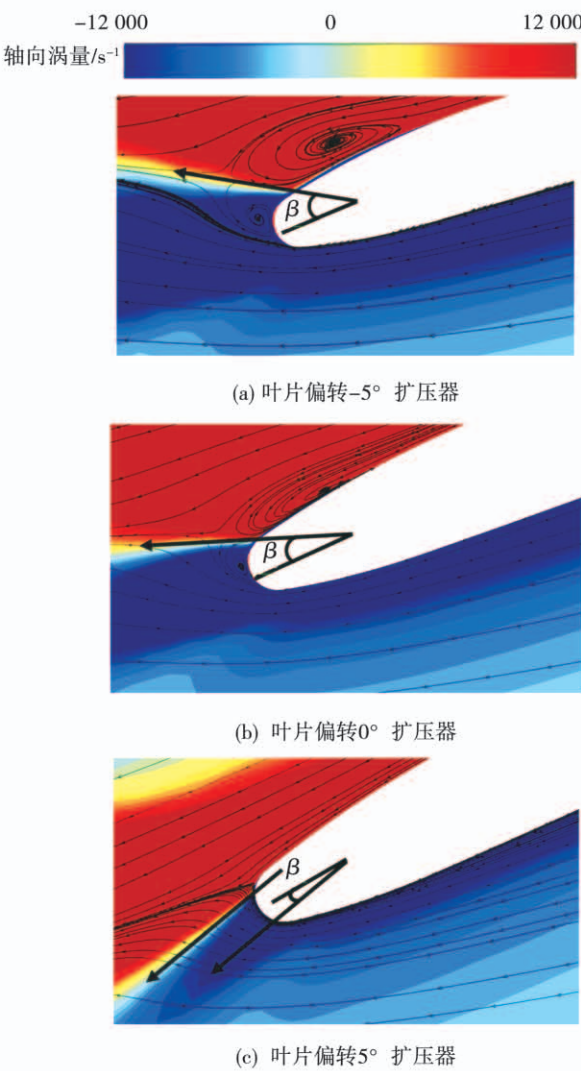


图 7 近失速工况扩压器叶片尾缘流线与轴向涡量分布
Fig.7 Distribution of streamline and axial vorticity at the rear edge of vaned diffuser under the nearly stall condition

2.3 瞬态特性分析

为了明确扩压器近失速工况下瞬态特性, 图 8 分别给出了叶片偏转 5° 扩压器 90% 叶高与叶片偏转 -5° 扩压器 10% 叶高的流线与轴向涡量的瞬时分布。由图 8(a) 可知, 在叶片偏转 5° 扩压器 1 号槽道前缘的叶片吸力面处存在明显流动分离, 而在 2 号槽道存在 3 个显著的回流区域, 分别是无叶区间的回流区、吸力面上接近尾缘的回流区以及扩压器出口附近的回流区, 其中无叶区间的回流区已基本将该槽道的入口堵塞。由图 8(b) 可知, 在偏转 -5° 扩压器 1 号槽道的叶片尾缘处存在轻微流动分离以及回流现象, 在 2 号槽道尾缘下游出现了一个较大

范围的涡旋现象,并形成了从叶片前缘贯穿叶片出口的大范围回流,几乎占据了2号槽道。由此可知,在偏转5°扩压器中叶片前缘处的流动分离主要发生在轮缘附近,而在偏转-5°扩压器尾缘处的流动分离主要发生在轮毂附近。

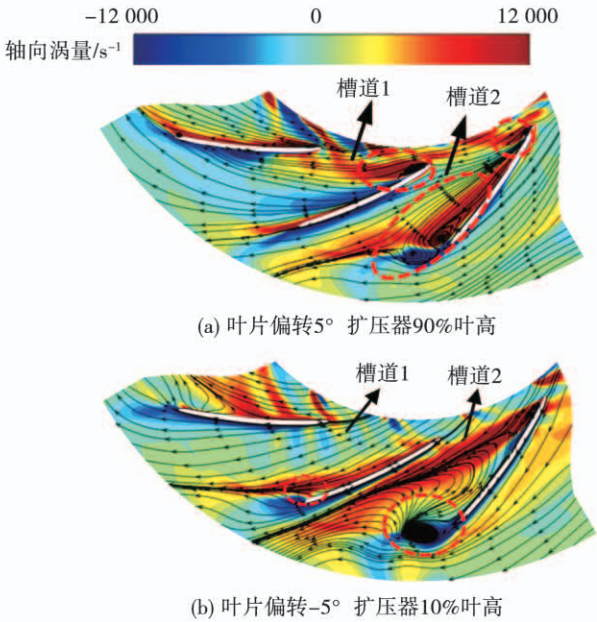


图 8 近失速工况扩压器局部流道流线与轴向涡量分布
Fig. 8 Distribution of streamline and axial vorticity at limited passages of vaned diffuser under the nearly stall condition

3 异常叶片影响规律分析

当扩压器内存在异常叶片时,3 种异常叶片对应的性能曲线如图 9 所示,其中质量流量按阻塞工况流量进行归一化处理。由图 9 可知,随着异常叶片安装角的增加,压气机稳定工作范围显著减小,失速点向大流量方向移动,但是 3 种异常叶片下压气机失速的发生位置仍需要进一步确定。

图 10 给出了 AN1、AN2 和 AN3 3 种算例近失速工况扩压器 95% 叶高位置静压分布图。由图 10 可知,算例 AN1 周向静压分布相对均匀,扩压器内部并没有明显的流动分离现象。而在 AN2 和 AN3 两种情况下,可以发现扩压器内存在大尺度的低压区和非对称的流动结构。其中 AN2 中的静压分布不对称在整个扩压器内都有体现。而 AN3 中的静压分布不对称主要集中在异常叶片附近。综上所述,在异常叶片安装角度偏转不同时,压气机失速的

发生位置有可能存在差异。

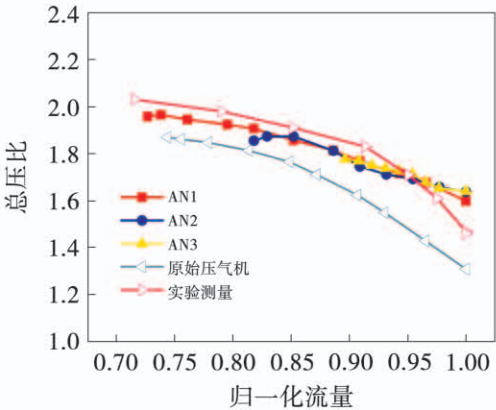


图 9 不同异常叶片安装角下的压气机性能曲线
Fig. 9 Curve chart of the performance of centrifugal compressor with different abnormal vane stagger angles

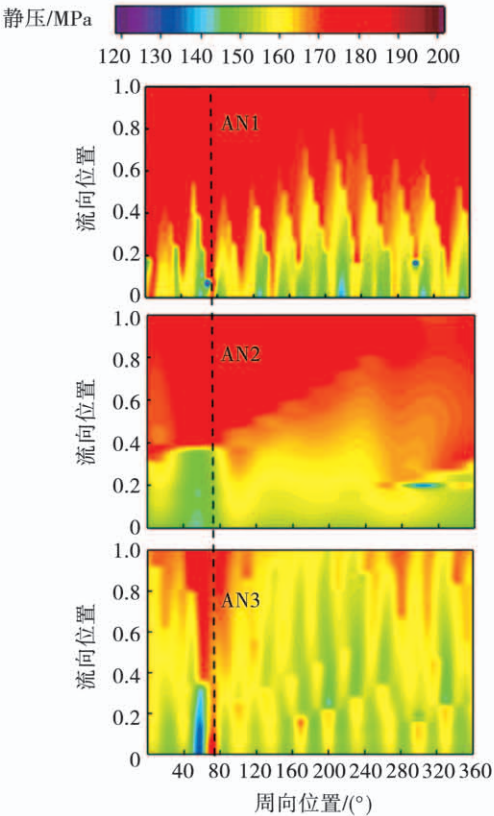


图 10 不同异常叶片安装角近失速工况的 95% 叶高位置压力分布
Fig. 10 Contours of static pressure distribution at 95% blade height with different abnormal vane stagger angles under the nearly stall condition

图 11 为近失速工况叶轮进口平面熵分布,对于

离心压气机叶轮失速现象,其典型的前缘溢流特性可能导致叶轮入口平面存在局部高熵区域,是叶轮失速的判定方法之一。

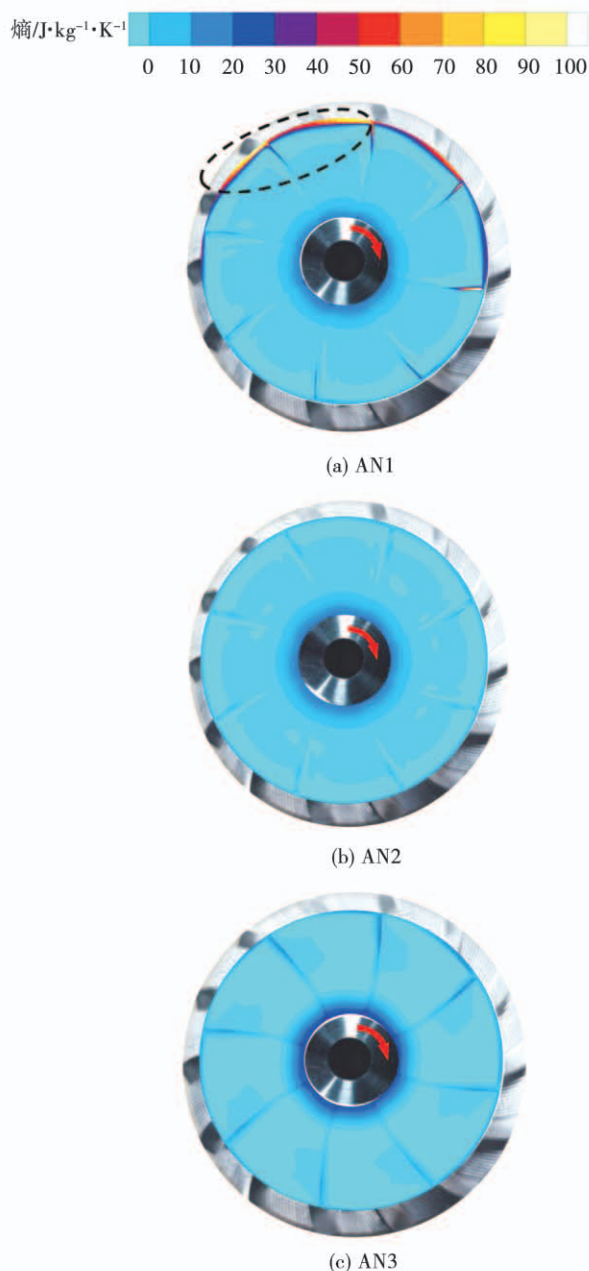


图 11 不同异常叶片安装角下叶轮入口熵分布
Fig. 11 Contours of entropy distribution at the impeller inlet with different abnormal vane stagger angles

由图 11 可知,算例 AN1 叶轮入口平面接近叶尖的位置存在显著的高熵区域,而在算例 AN2 和 AN3,尚未发现明显的高熵区。结合图 9 可知,在扩压器叶片安装角异常偏转 7° 条件下,压气机失速优先发生于叶轮。而 AN2 和 AN3 算例中压气机失速

优先发生于扩压器。综上所述,当异常叶片旋转角度较小时,叶轮处首先产生流动不稳定现象。而当扩压器异常叶片旋转角度超过 10° 时,流场失稳现象则会先发生在扩压器中。出现这种现象的原因在于压气机在设计时通常会保证叶轮和扩压器处于最佳性能,这意味着叶轮和扩压器的失速流量临界点在一个有限范围内。通过计算仿真发现,在设计转速下原始叶轮出现失速时的临界流量大于叶片扩压器的临界流量。而当扩压器的某个叶片发生异常偏转时,扩压器失速的临界质量流量有所增大,有可能导致扩压器优先发生失稳。

4 结 论

(1) 当叶片偏转角从 -5° 变化到 5° 时,叶片的安装角逐渐变大,对应的大流量工况下工作裕度逐渐变大。但由于压气机失速主要发生于叶轮中,失速发生对应的流量并未发生明显改变。

(2) 对比不同安装角下流场特征可知,合理叶片安装角的确定需要兼顾叶片前缘与尾缘的流动分离,较大的安装角会导致叶片前缘吸力面存在较强的流动分离,而较小的安装角会导致尾缘处存在局部回流。在叶片偏转 5° 的扩压器中叶片前缘处的流动分离主要发生在轮缘附近,而在偏转 -5° 的扩压器叶片尾缘处的流动分离主要发生在轮毂附近。

(3) 当异常叶片旋转角度较小时,叶轮处会产生流动不稳定现象。而当扩压器异常叶片旋转角度超过 10° 时,流场失稳现象则会先发生在扩压器中。并且异常角度为 10° 与 15° 的扩压器失速机制可能存在显著差异。

参考文献:

- [1] SPAKOVSKY Z S, RODUNER C H. Spike and modal stall inception in an advanced turbocharger centrifugal compressor[J]. Journal of Turbomachinery, 2009, 131: 031012.
- [2] HU C X, YANG C, SHI X, et al. Investigation of rotating stall in radial vaneless diffusers with asymmetric inflow[J]. Aerospace Science and Technology, 2020, 96: 105546.
- [3] IBARAKI S, MATSUO T, YOKOYAMA T. Investigation of unsteady flow field in a vaned diffuser of a transonic centrifugal Compressor[J]. Journal of Turbomachinery, 2007, 129(4): 686–693.
- [4] 梁 洁,王 毅. 扩压器叶片数对高负荷离心压气机性能影响

- 研究[J]. 机械工程与自动化, 2017(2): 21-23.
- LIANG Jie, WANG Yi. Effect of blade number on performance of centrifugal compressor with channel diffuser[J]. Mechanical Engineering & Automation, 2017(2): 21-23.
- [5] 王志恒, 席光. 离心压气机叶片扩压器气动优化设计[J]. 工程热物理学报, 2007(3): 391-394.
- WANG Zhi-heng, XI Guang. Aerodynamic optimization design of vaned diffuser for centrifugal compressors[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2007(3): 391-394.
- [6] 马超, 李文娇, 王航, 等. 扩压器叶片厚度分布对离心压气机性能的影响[J]. 热能动力工程, 2018, 11(33): 52-57.
- MA Chao, LI Wen-jiao, WANG Hang, et al. Influence of thickness distribution of diffuser vane on performance of centrifugal compressor[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2018, 11(33): 52-57.
- [7] 谷传文, 孙丽娟, 李晓东, 等. 径流叶片扩压器的气动设计与优化[J]. 流体机械, 2016, 44(5): 22-27.
- GU Chuan-wen, SUN Li-juan, LI Xiao-dong, et al. Aerodynamic design and optimization of radial vaned diffuser[J]. Fluid Machinery, 2016, 44(5): 22-27.
- [8] 吴海燕, 张朝磊. 离心压气机叶片扩压器多点气动优化设计[J]. 风机技术, 2010, 06: 27-31.
- WU Hai-yang, ZHANG Chao-lei. Multipoint aerodynamic optimization design of vaned diffuser of centrifugal compressor[J]. Compressor, Blower & Fan Technology, 2010, 06: 27-31.
- [9] HU C X, YANG C, YI W L, et al. Influence of shroud profiling on the compressor diffuser: frozen-eddy approach and mode decomposition[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2020, 178: 105623.
- [10] XUE X, WANG T, ZHANG T T, YANG B. Mechanism of stall and surge in a centrifugal compressor with a variable vaned diffuser[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 31(8): 1222-1231.
- [11] 林彤, 祁明旭, 谈伟, 等. 扩压形式对离心压气机性能影响[J]. 工程热物理学报, 2013, 34(3): 427-430.
- LIN Tong, QI Ming-xu, TAN Wei, et al. Influences of diffuser types on the performances of centrifugal compressor[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2013, 34(3): 427-430.
- [12] 高丽敏, 席光, 王尚锦, 等. 用热线风速仪测量叶轮后叶片扩压器流场[J]. 工程热物理学报, 2005, 26(4): 599-601.
- GAO Li-min, XI Guang, WANG Shang-jin, et al. Experimental investigation on a vaned diffuser flow field behind a centrifugal impeller using constant temperature anemometer[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2005, 26(4): 599-601.
- [13] 魏宝锋, 金东海, 桂幸民. 离心叶轮与扩压器相互干扰数值模拟[J]. 航空学报, 2012, 33(7): 1173-1180.
- WEI Bao-feng, JING Dong-hai, GUI Xing-min. Numerical simulation of impeller-diffuser interaction in centrifugal compressor[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2012, 33(7): 1173-1180.
- [14] 周莉, 张鑫. 离心压缩机蜗壳内部流动的研究[J]. 风机技术, 2010, (5): 5-9.
- ZHOU Li, ZHANG Xin. Research on the internal flow in the volute of centrifugal compressor[J]. Compressor, Blower & Fan Technology, 2010, (5): 5-9.
- [15] KAWANISHI T, TOHBE Y, KANAZAWA N. Investigations of the performance on vaned diffusers for low specific speed centrifugal compressor[J]. International Journal of Gas Turbine, Propulsion and Power Systems, 2014, 6(1): 9-16.
- [16] CUKUREL B, LAWLESS P B, FLEELER S. Particle image velocity investigation of a high speed centrifugal compressor diffuser: spanwise and loading variations[J]. Journal of Turbomachinery, 2010, 132(2): 21010.
- [17] GOODING J W, FABIAN C J, KEY L N. LDV characterization of unsteady vaned diffuser flow in a centrifugal compressor[J]. Journal of Turbomachinery, 2020, 142(4): 041001.
- [18] BOUSQUET Y, BINDER N, DUFOUR G, et al. Numerical simulation of stall inception mechanisms in a centrifugal compressor with vaned diffuser[J]. Journal of Turbomachinery, 2016, 138(12): 121005.
- [19] HILL R A. Simulation of spike stall inception in a radial vaned diffuser[D]. Massachusetts Institute of Technology, 2007.
- [20] EVERITT J N, SPAKOVSKY Z S. An investigation of stall inception in centrifugal compressor vaned diffuser[J]. Journal of Turbomachinery, 2011, 135(1): 1737-1749.

(姜雪梅 编辑)