

DOI: 10.7652/xjtub201909005

高负荷离心压气机扩压器叶片 前缘开槽参数化研究

张英杰^{1,2}, 韩戈¹, 董旭^{1,2}, 赵胜丰^{1,2}, 张燕峰^{1,2}, 卢新根^{1,2}

(1. 中国科学院工程热物理研究所, 100190, 北京; 2. 中国科学院大学, 100049, 北京)

摘要: 针对离心压气机在近失速工况点运行时, 扩压器进口气流角为正攻角, 造成其吸力面发生流动分离, 从而导致压气机发生失速甚至喘振等问题, 为进一步扩大离心压气机的稳定工作范围, 需对扩压器近失速工况点的流动分离进行抑制。以某高负荷离心压气机为研究对象, 利用经过校核的数值模拟方法开展了扩压器叶片前缘开槽的参数化研究, 详细探讨了开槽长度、深度对离心压气机性能、稳定裕度的影响规律, 归纳总结了离心压气机扩压器的最佳开槽参数。研究结果表明: 随着开槽深度、长度的增加, 失速裕度有所提高但压气机性能有所下降; 实际设计中开槽深度不应超过叶片高度的9%, 最佳开槽长度不应超过叶片弦长的6%~12%; 当扩压器开槽深度为叶片高度的3%、开槽长度为叶片弦长的6%~12%时, 压气机性能最佳。扩压器开槽可有效抑制其通道内的流动分离, 并提高压气机的失速裕度。

关键词: 离心压气机; 扩压器开槽; 数值模拟; 失速裕度

中图分类号: V231.3 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2019)09-0034-08

Parametric Investigation on the Effects of Slotted Diffuser on a Highly Loaded Centrifugal Compressor

ZHANG Yingjie^{1,2}, HAN Ge¹, DONG Xu^{1,2}, ZHAO Shengfeng^{1,2},
ZHANG Yanfeng^{1,2}, LU Xingen^{1,2}

(1. Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China;
2. University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China)

Abstract: When a centrifugal compressor operates near the stall point, the positive incidence angle at the diffuser inlet makes flow separation appear near the diffuser suction side, leading to compressor stall and surge. The leading edge structure of diffuser has an important effect on the compressor's performance and flow field. To extend stable operating range of centrifugal compressors, the flow separations within the diffuser passage near stall point need to be suppressed. In this research, numerical simulations were performed for a highly loaded centrifugal compressor to investigate the design method of slotted diffuser and discuss the influences of slot length and depth on the stage performance and stall margin. The results indicate that the compressor performance is deteriorated with the increase of slot length and depth, although the stall margin is expanded. In conclusion, the slot depth should not exceed 9% of the diffuser vane height, and the optimal slot length should not be more than 6%-12% of the

收稿日期: 2019-02-14。 作者简介: 张英杰(1994—),女,博士生;卢新根(通信作者),男,研究员。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51606187)。

网络出版时间: 2019-07-01

网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20190701.0949.012.html>

diffuser chord length, which provides a guideline for slotted diffuser design. When the slot depth is 3% of the diffuser vane height and slot the length is in the range of 6%-12% of the diffuser chord length, the compressor performance is the best. Adopting slotted diffuser is an effective passive flow control strategy for suppressing flow separation in diffuser and expanding compressor stall margin.

Keywords: centrifugal compressor; slotted diffuser; numerical simulation; stall margin

有叶扩压器被广泛应用于离心压气机中,相比于无叶扩压器,其在相同半径比下具有较大的扩压能力和较高的效率^[1-2]。在非设计工况点时,扩压器进口来流攻角较大,易产生流动分离,进而导致压气机失速和喘振^[3-4]。国内外学者普遍采用流动控制手段来抑制流动分离^[5-7]。Ubben 等对扩压器叶顶间隙耦合转速、扩压器喉部面积以及扩压器进口与叶轮出口半径比 4 个变量进行了研究^[8],发现任何一种叶顶间隙尺寸都能有效扩大流量范围,但是当扩压器喉部面积变小时,叶顶间隙会恶化压气机性能。Ishida 等研究了离心风机中低稠度扩压器前缘开槽对于噪声的抑制作用,发现开槽长度较短时无法在开槽部分形成涡结构,导致吸力面的低能流体不能被卷吸到叶顶处来改善流场^[9-10]。王毅等对高负荷离心压气机中径向扩压器开槽尺寸进行了一系列的数值计算,结果表明,扩压器开槽能提高压气机的失速裕度,但损失了整级的压比和效率^[11]。Ohta 等设计了 3 种不同开槽尺寸的扩压器,都能有效降低压气机的噪声水平,其中 C 型扩压器可抑制压力面上大范围的流动分离,但是流量范围并没有变大^[12]。Goto 等研究了在扩压器叶顶前缘、叶根前缘和两侧开槽 3 种形式,发现只有在扩压器叶根前缘开槽能够降低压气机噪声水平并且没有性能损失^[13]。Marsan 等为了推迟压气机失速,沿扩压器径向开了多个抽吸槽,研究表明,虽然轮毂角区的流动分离仍然在扩压器下游,但是压气机的稳定工作范围得到提高^[14]。

综上所述,针对某一特定离心压气机,如何进行扩压器开槽设计,如何选取合适的开槽参数,从而进一步提高离心压气机性能,仍然存在较大的盲目性。本文采用经过校核的数值模拟方法,开展了扩压器叶片前缘开槽设计方法研究,详细探讨开槽长度、深度对离心压气机性能和稳定裕度的影响规律,归纳总结了离心压气机扩压器开槽设计方法。

1 研究对象及扩压器开槽设计

本文研究对象为 NASA 高压比离心压气机,基

本几何参数如表 1 所示,三维结构和子午流道如图 1 所示,扩压器为楔形扩压器。

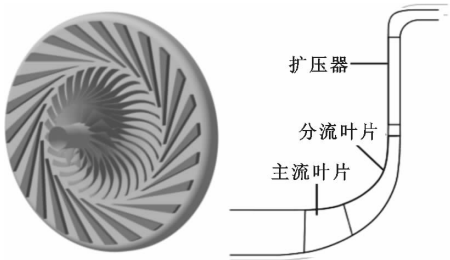
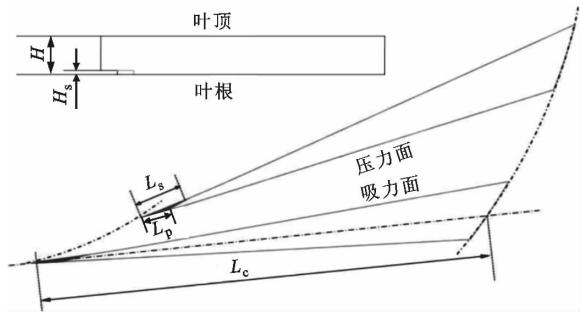


图 1 原型离心压气机三维结构和子午流道图

表 1 原型离心压气机几何和气动设计参数

参数	数值
设计流量/kg·s ⁻¹	4.54
总压比	4
绝热效率/%	83.2
转速/r·min ⁻¹	21 789
叶片数	15+15
后弯角/(°)	50
进口叶顶直径/mm	210
进口叶片高度/mm	64
出口直径/mm	431
出口叶片高度/mm	17
通道数	24
叶片高度/mm	16.7
扩张角/(°)	7.79
面积比	2.754
长宽比	12.879 7

开槽长度、深度是影响扩压器开槽效果的两个关键参数,本文参数化设计了 12 种不同开槽长度、深度的扩压器方案,如图 2 所示。 H_s 分别占扩压器叶片高度 H 的 3%、6%、9%、12%。为了避免通过开槽部分的泄漏流气流角度对主流扰动过大,开槽部分设计成斜劈型,即叶片吸力面侧的开槽长度 L_s 为压力面侧 L_p 的 2 倍。本文选取的开槽长度分别为 $L_p=4\%L_c, 6\%L_c, L_s=8\%L_c, 12\%L_c, 16\%L_c$, 12 种开槽方案的编号如表 2 所示。



L_c :弦长; L_s :吸力面侧的开槽长度; L_p :压力面侧的开槽长度; H :叶片高度; H_s :开槽高度

图 2 扩压器开槽结构

表 2 12 种开槽方案编号

开槽长度	方案编号			
	$H_s = 3\% H$	$H_s = 6\% H$	$H_s = 9\% H$	$H_s = 12\% H$
$4\% L_c, 8\% L_c$	A1	A2	A3	A4
$6\% L_c, 12\% L_c$	B1	B2	B3	B4
$8\% L_c, 16\% L_c$	C1	C2	C3	C4

2 数值计算方法及验证

数值模拟采用商业软件 NUMECA Fine/turbo,通过 Euranus 求解器对三维、定常、雷诺平均 N-S 方程组进行求解,选用 S-A 模型进行方程封闭,求解器采用 Jameson 有限体积差分格式,并通过显式 4 阶 Runge-Kutta 法时间推进以获得定常解。为了提高计算效率,采用多重网格法、局部时间步长和残顺光差等加速收敛措施。

叶轮和扩压器通道内结构化网格在 Autogrid5 中自动生成,开槽部分的网格在 IGG 中手动生成,并采用完全非匹配的连接方式连接槽和原型扩压器的网格边界,如图 3 所示。为了能够准确捕捉黏性流动现象,固壁上的第一层网格高度设为 5×10^{-6} m,以确保 Y^+ 的范围满足所选湍流模型。经过网格无关性计算验证,最终确定整个计算域网格数为 320 万,其中叶轮通道内网格数为 148 万,扩压器通道内网格数为 112 万。计算边界条件设定如下:进口边界条件给定总压为 101 325 Pa,总温为 288.2 K,气流角为轴向进气;出口边界条件设为静压,逐渐增加出口压力使压气机的工况点从堵塞点移动到近失速点;固壁采用无滑移绝热边界条件;转静子交接面采用周向守恒型连接面进行信息传递。

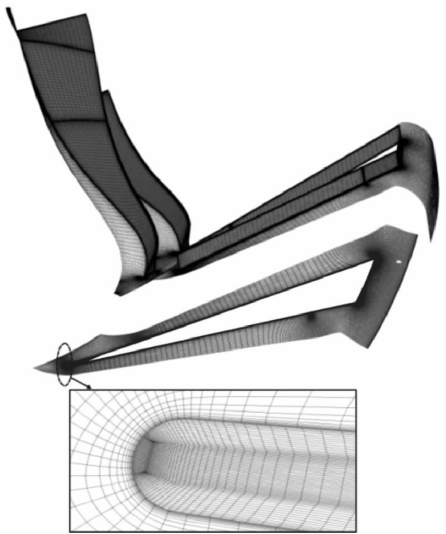
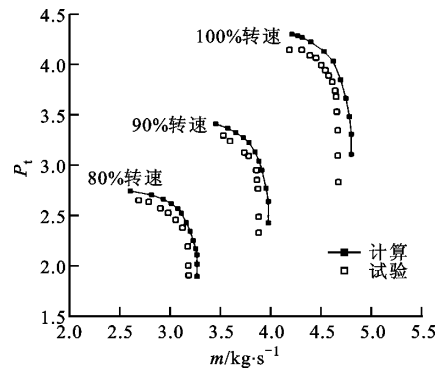


图 3 计算网格

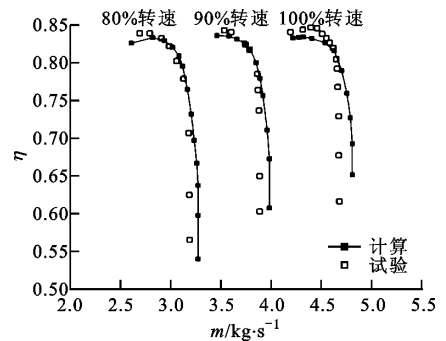
3 计算结果及讨论

3.1 数值计算方法验证

为了校核数值模型与计算方法的准确性,给出了原型压气机试验结果和数值计算结果的特性对比, m 为质量流量, P_t 为总压比, η 为等熵效率,如图 4 所示。试验和数值计算得到的压气机堵塞流量分别为 4.67、4.80 kg/s,尽管数值计算的压气机堵塞



(a)总压比



(b)等熵效率

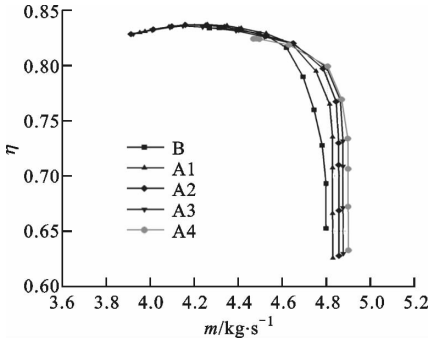
图 4 不同转速下压气机数值计算和试验结果特性对比

流量略微大于试验结果,但试验和数值计算所得压力、效率特性线在整个流量范围内基本吻合。数值计算得到的最高压比较实验值高了 0.15,峰值效率较实验值低了 1.26%。本文所选数值模型可较好捕捉高压比离心压气机中的流动现象,可用于分析扩压器开槽的流动机理。

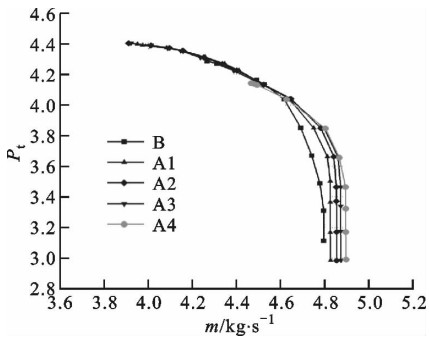
3.2 扩压器开槽对压气机性能的影响

带不同开槽参数扩压器的离心压气机性能特性的对比如图 5 所示,图中 B 代表原型扩压器,A1~A4、B1~B4、C1~C4 代表不同的扩压器开槽参数。可知大多数情况下开槽扩压器可显著提高压气机的失速裕度,且能保证效率和压比不降低。当开槽长度、深度增加时,虽然失速裕度有所提高,但压气机的效率、压比却急剧下降。

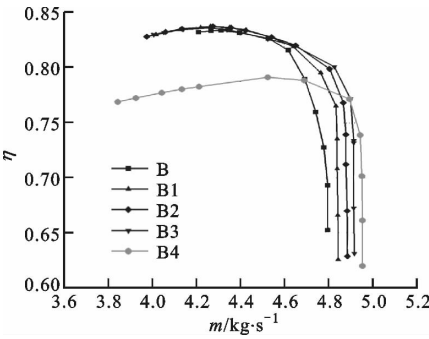
为了定量衡量扩压器不同开槽长度、深度对压



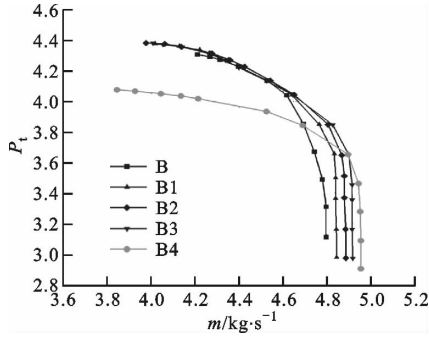
(a) $L_p=4\%L_c$ 、 $L_s=8\%L_c$ 时的等熵效率



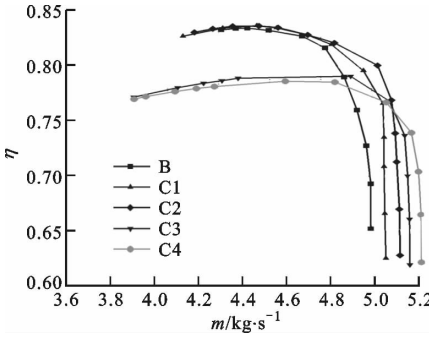
(b) $L_p=4\%L_c$ 、 $L_s=8\%L_c$ 时的总压比



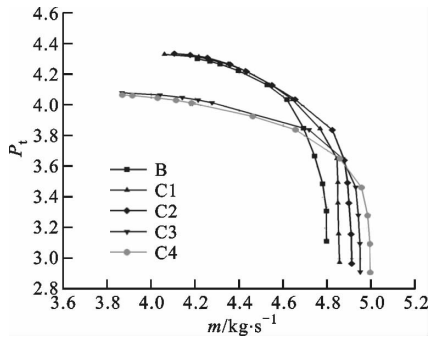
(c) $L_p=6\%L_c$ 、 $L_s=12\%L_c$ 时的等熵效率



(d) $L_p=6\%L_c$ 、 $L_s=12\%L_c$ 时的总压比



(e) $L_p=8\%L_c$ 、 $L_s=16\%L_c$ 时的等熵效率



(f) $L_p=8\%L_c$ 、 $L_s=16\%L_c$ 时的总压比

图 5 应用不同开槽尺寸扩压器的压气机特性对比

气机性能的影响,比较了扩压器开槽尺寸对压气机失速裕度的影响,如图 6 所示。失速裕度可定义为

$$S_M = \left(\frac{\pi_s/m_s}{\pi_d/m_d} - 1 \right) \times 100\% \tag{1}$$

式中: π 为总压比; m 为质量流量;下标 s、d 分别表示近失速点、设计点。由图 6 可知:除 A4 之外,压气机失速裕度都得到了提高;保持扩压器开槽长度不变,增加开槽深度不能有效地提高失速裕度,当超过某一临界值时,开槽处理会急剧恶化压气机性能;当开槽长度为 $4\%L_c$ 、 $8\%L_c$ 和 $6\%L_c$ 、 $12\%L_c$ 时,开槽深度临界值为 $12\%H$,当开槽长度为 $8\%L_c$ 、 $16\%L_c$ 时,开槽深度临界值为 $9\%H$ 。开槽深度一定时,增加开槽长度不能提高压气机失速裕度,仅在开槽深度为 $3\%H$ 时,开槽长度从 $4\%L_c$ 、 $8\%L_c$ 增加至

6% L_c 、12% L_c ,失速裕度有所提高,进一步增加开槽长度会使失速裕度下降。综上所述,本文所研究扩压器的最佳开槽深度为 3% H ,开槽长度为 6% L_c 、12% L_c ,和原型扩压器相比,在压气机级性能不降低的前提下,失速裕度提高了 13.5%。

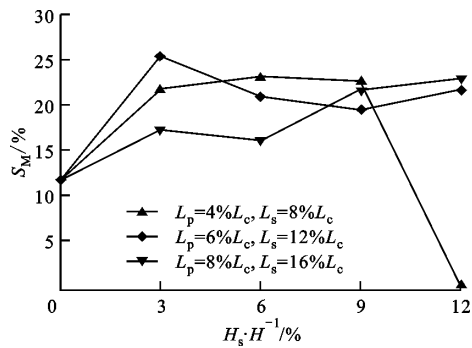


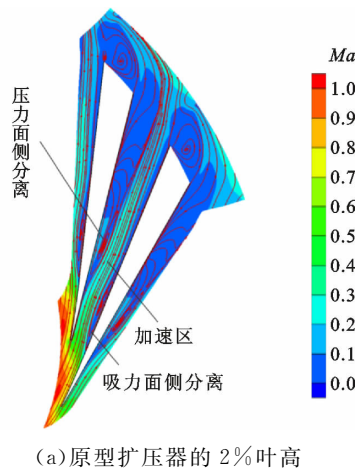
图 6 开槽参数对失速裕度的影响

3.2 扩压器开槽参数的影响机理

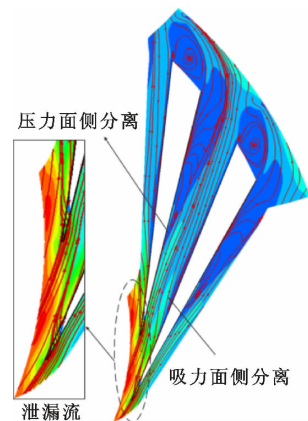
为了研究扩压器开槽参数对压气机性能的影响机制,本文从失速裕度提升且性能不变、失速裕度提升但以性能为代价、失速裕度及性能均降低这 3 方面介绍了扩压器开槽内部流动损失机理。为保证可比性,均选在流量为 4.27 kg/s 的近失速工况点来进行分析。

A1、B1、B2 等绝大多数扩压器开槽参数均能提高压气机失速裕度且没有性能损失,基于最佳扩压器开槽尺寸 B1,对扩压器开槽提高压气机失速裕度且性能不降低的本质机理进行了详细探讨。在原型扩压器的近失速工况点,原型扩压器压力面和吸力面两侧同时存在流动分离,堵塞扩压器的有效流通面积,从而引起压气机失速,如图 7a 所示。应用开槽扩压器后,间隙泄漏流导致的泄漏涡与原本存在于扩压器吸力面/轮毂角区的通道涡相互叠加,使得涡强度增大并形成涡核,显著抑制了扩压器吸力面侧的流动分离,如图 7b 所示。原型扩压器和开槽扩压器进口气流角对比如图 8 所示,开槽部分产生的泄漏流迫使主流向相邻扩压器叶片压力面流动,导致轮毂至 7%叶高范围内的气流角更偏向于周向,即增加来流攻角,致使扩压器压力面侧流动分离得到抑制,有效扩大了压气机的稳定工作范围。

在 B4、C3、C4 中,压气机失速裕度提高是以降低其效率和压比为代价的,C4 的开槽深度为 12% H ,开槽长度为 8% L_c 、16% L_c ,C4 扩压器通道内 2%叶高截面处的流动情况如图 9 所示。由图 9 可知,扩压器吸力面侧产生大范围的回流区,压力面侧形成加速区,通过放大开槽部分的流场可以发现,和



(a)原型扩压器的 2%叶高



(b)开槽扩压器 B1 的 2%叶高
图 7 马赫数云图和二维流线

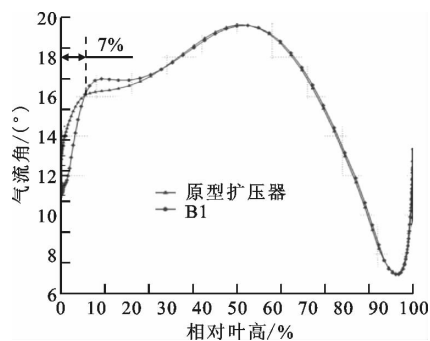


图 8 原型扩压器和开槽扩压器进口气流角对比

B1 相比,C4 中从压力面侧流动到吸力面侧的泄漏流几乎消失。

开槽深度对扩压器 2%叶高截面的叶片负荷影响如图 10 所示,可知开槽部分压力面和吸力面两侧的压差,C4 明显小于 B1。在 C4 中,由于开槽深度增加,开槽部分两侧的压差变小,泄漏流不能形成泄漏涡去加强吸力面/轮毂角区通道涡,如图 11 所示,导致吸力面侧流动分离不能得到有效抑制。相反,由于泄漏流沿开槽部分的斜边流动,迫使主流向相

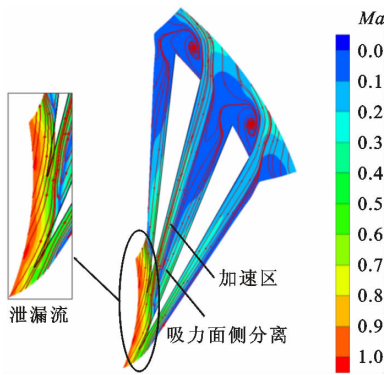


图 9 C4 2%叶高截面的马赫数云图和二维流线

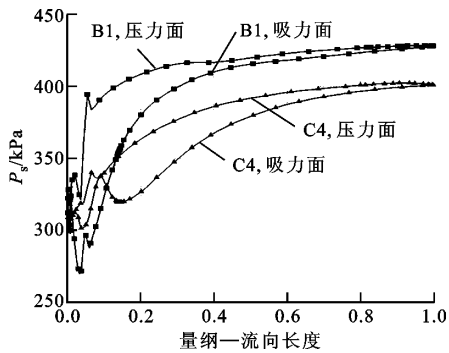


图 10 开槽深度对扩压器 2%叶高截面的叶片负荷影响

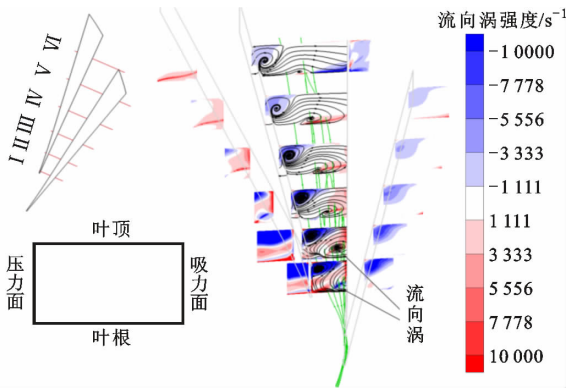
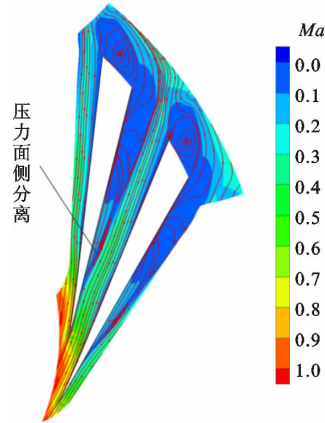


图 11 C4 扩压器通道内的流向涡和三维流线

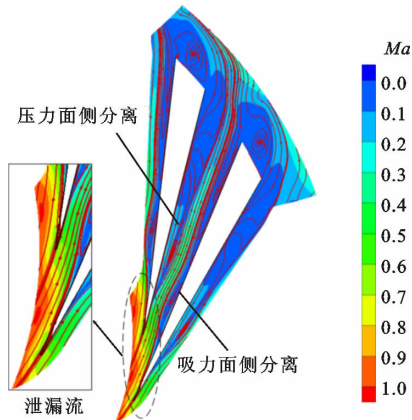
邻叶片的压力面侧流动,导致扩压器进口的气流攻角变大,加剧了叶片吸力面侧的流动分离,致使压气机的效率和压比急剧降低。同时,由于气流攻角变大,压力面侧的流动分离得到抑制,可能是压气机失速裕度得到提高的原因。

A4 的开槽深度为 $12\%H$,开槽长度为 $4\%L_c$ 、 $8\%L_c$,是 12 种开槽扩压器中效果最差的,近失速点流量为 4.47 kg/s ,没有足够稳定的工作范围。为保证可比性,选取 A4 的近失速工况点和原型扩压器进行对比,流量值均为 4.47 kg/s 。原型扩压器和开槽扩压器 A4 在 2%叶高截面处的流场如图 12 所示,可知 A4 的流场明显恶化,在吸力面侧出现原型

扩压器中并不存在的流动分离。和 C4 扩压器情况类似,由于开槽深度超过了临界值,开槽部分两侧压差的减小导致泄漏流不能形成泄漏涡,由于泄漏流的作用在吸力面侧产生流动分离,致使压气机提前失速。对比 C4、A4 可知,由于 A4 中开槽长度较短,从而导致泄漏流量减小,虽然没有在吸力面侧形成大范围的回流区,但压力面侧的流动分离仍然存在,所以压气机提前失速,没有足够的稳定工作裕度。



(a)原型扩压器的 2%叶高截面处



(b)开槽扩压器 A4 的 2%叶高截面处

图 12 马赫数云图和二维流线

4 扩压器开槽设计方法

扩压器开槽扩稳主要借助间隙泄漏流来抑制扩压器通道内部流动分离,从而拓宽离心压缩机的稳定工作范围。间隙泄漏流和涡系结构的强弱直接影响扩稳效果及其对级性能的影响,因此扩压器开槽参数,即开槽长度及深度的选取依据是获得合适强度的间隙泄漏流。通过对 12 种不同扩压器开槽尺寸方案进行分析可知,开槽长度一定程度上主导泄漏流量,开槽深度主要控制泄漏涡强度,因而相比开槽长度,开槽深度对扩稳效果及级性能影响更加显

著。在开槽长度一定时,开槽深度存在一个临界值。小于临界值时,间隙泄漏流可以抑制扩压器通道内流动分离,开槽处理提升裕度的同时压气机性能不变或略有提升;大于临界值时,开槽处理会急剧恶化压气机性能。在开槽深度一定的前提下,增加开槽长度对于提高压气机失速裕度基本没有好处。针对本文研究的扩压器,当开槽长度为 $4\%L_c$ 、 $8\%L_c$ 和 $6\%L_c$ 、 $12\%L_c$ 时,开槽深度临界值为 $12\%H$;当开槽长度为 $8\%L_c$ 、 $16\%L_c$ 时,开槽深度临界值为 $9\%H$ 。随着开槽长度的增加,开槽深度临界值变小。

5 结 论

采用经过校核的数值模拟方法对扩压器前缘开槽进行参数化研究,详细讨论了扩压器前缘开槽参数对离心压气机性能及稳定裕度的影响规律,归纳总结了高负荷离心压气机扩压器前缘开槽设计方法,得到了如下结论。

(1)在原型扩压器中,低流量条件下扩压器压力面和吸力面两侧同时存在流动分离,主流由于有效流通面积的减小而被堵塞,致使压气机失速。

(2)对于本文所选用的扩压器,当开槽长度小于 $8\%L_c$ 、 $16\%L_c$ 叶片弦长,开槽深度不超过 9% 叶片高度时,扩压器前缘开槽诱导的间隙泄漏流能有效地抑制扩压器通道内的流动分离,提高压气机失速裕度,并且保证离心压气机性能基本不变。最佳开槽尺寸是开槽深度为 3% 叶片高度,开槽长度为 $6\%L_c$ 、 $12\%L_c$ 叶片弦长,可使压气机的失速裕度提高 13.5% 。

(3)采用扩压器开槽处理时,保持开槽长度不变,开槽部分两侧的压差随开槽深度的增加而减小。当开槽深度达到临界值时,泄漏流诱导的泄漏涡强度不足以抑制扩压器吸力面侧的流动分离,由于泄漏流的负面影响反而恶化了流场,致使压气机性能下降或者没有稳定的工作范围。

(4)扩压器开槽深度和长度的增加均不利于压气机失速裕度的提高。相比开槽长度,开槽深度主导间隙泄漏涡的强度,对压气机扩稳效果影响更加显著。

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.

- [2] 西安交通大学透平压缩机教研室. 离心式压缩机原理 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1980: 114-120.
- [3] FUJISAWA N, INUI T, OHTA Y. Evolution process of diffuser stall in a centrifugal compressor with vaned diffuser [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2019, 141(4): 041009.
- [4] ERICKSON D W, TAN C S, MACRORIE M. Characterization and impact of secondary flows in a discrete passage centrifugal compressor diffuser [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2019, 141(7): 071009.
- [5] 郭爽, 陈绍文, 陆华伟, 等. 组合抽吸对大转角扩压叶栅性能的影响 [J]. 航空动力学报, 2010, 25(12): 2697-2703.
- GUO Shuang, CHEN Shaowen, LU Huawei, et al. Effect of compound boundary layer suction on the performance of a high-load diffusion compressor cascade with a large camber angle [J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(12): 2697-2703.
- [6] 陈萍萍, 乔渭阳, LIESNER K, 等. 边界层吸气对压气机叶栅角区分离损失的控制 [J]. 航空学报, 2014, 35(11): 3000-3011.
- CHEN Pingping, QIAO Weiyang, LIESNER K, et al. Boundary layer suction on hub-corner separation loss in a linear compressor cascade [J]. Acta Aeronautica and Astronautica Sinica, 2014, 35(11): 3000-3011.
- [7] 吴云, 李应红. 等离子体流动控制研究进展与展望 [J]. 航空学报, 2015, 36(2): 381-405.
- WU Yun, LI Yinghong. Progress and outlook of plasma flow control [J]. Acta Aeronautica and Astronautica Sinica, 2015, 36(2): 381-405.
- [8] UBBEN S, NIEHUIS R. Experimental investigation of the diffuser vane clearance effect in a centrifugal compressor stage with adjustable diffuser geometry: part I Compressor performance analysis [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2015, 137(3): 031003.
- [9] ISHIDA M, MURAKAMI T, SAKAGUCHI D, et al. Analysis of secondary flow behavior in low solidity cascade diffuser of a centrifugal blower [C]// ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea, and Air. New York, USA: ASME, 2010: 1973-1982.
- [10] SAKAGUCHI D, MURAKAMI T, UEKI H, et al. Unsteady flow analysis of interaction between jet-wake flow and blades of low solidity cascade diffuser in a centrifugal blower [C]// ASME 2011 Turbo Expo:

- Turbine Technical Conference and Exposition, New York, USA: ASME, 2011: 405-413.
- [11] 王毅, 卢新根, 赵胜丰, 等. 高负荷离心压气机扩压器叶片前缘结构分析 [J]. 推进技术, 2011, 32(2): 175-181.
- WANG Yi, LU Xingen, ZHAO Shengfeng, et al. Effects of diffuser blade geometry at leading edge on a highly-loaded centrifugal compressor [J]. Journal of Propulsion Technology, 2011, 32(2): 175-181.
- [12] OHTA Y, GOTO T, OUTA E. Effects of tapered diffuser vane on the flow field and noise of a centrifugal compressor [J]. Journal of Thermal Science, 2007, 16(4): 301-308.
- [13] OHTA Y, GOTO T, OUTA E. Unsteady behavior and control of diffuser leading-edge vortex in a centrifugal compressor [C]// ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea, and Air. New York, USA: ASME, 2010: 1805-1813.
- [14] MARSAN A, TRÉBINJAC I, MOREAU S, et al. Active flow control in a radial vaned diffuser for surge margin improvement; a multislotted suction strategy [J]. International Journal of Rotating Machinery, 2017(4): 1-12.
- (编辑 赵炜)
-
- (上接第14页)
- [7] AZAD G S, HAN J C, BUNKER R S, et al. Effect of squealer geometry arrangement on a gas turbine blade tip heat transfer [J]. Journal of Heat Transfer, 2002, 124(3): 452-459.
- [8] 杨佃亮, 丰镇平. 叶顶形状对动叶顶部流动和传热的影响研究 [J]. 西安交通大学学报, 2008, 42(5): 537-541.
- YANG Dianliang, FENG Zhenping. Effect of squealer geometry arrangements on tip leakage flow and heat transfer for turbine blade [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2008, 42(5): 537-541.
- [9] COULL J D, ATKINS N R, HODSON H P. Winglets for improved aerothermal performance of high pressure turbines [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2014, 136(9): 091007.
- [10] ZOU Z P, SHAO F, LI Y R, et al. Dominant flow structure in the squealer tip gap and its impact on turbine aerodynamic performance [J]. Energy, 2017, 138: 167-184.
- [11] 黄琰, 晏鑫, 何坤, 等. 压力面侧小翼结构对凹槽叶顶冷却传热性能的影响 [J]. 西安交通大学学报, 2017, 51(7): 51-56.
- HUANG Yan, YAN Xin, HE Kun, et al. Effect of pressure side winglet on film cooling and heat transfer performance of blade squealer tip [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2017, 51(7): 51-56.
- [12] ZHONG F P, ZHOU C. Effects of tip gap size on the aerodynamic performance of a cavity-winglet tip in a turbine cascade [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2017, 139(10): 101009.
- [13] ZHONG F P, ZHOU C, MA H, et al. Heat transfer of winglet tips in a transonic turbine cascade [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2017, 139(1): 012605.
- [14] ZHOU C, ZHONG F P. A novel suction-side winglet design philosophy for high-pressure turbine rotor tips [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2017, 139(11): 111002.
- [15] KWAK J S, HAN J C. Heat-transfer coefficients of a turbine blade-tip and near-tip regions [J]. Journal of Thermophysics and Heat Transfer, 2003, 17(3): 297-303.
- [16] LEDEZMA G A, ALLEN J, BUNKER R S. An experimental and numerical investigation into the effects of squealer blade tip modifications on aerodynamic performance [C]// ASME 2013 Turbine Blade Tip Symposium. New York, USA: ASME, 2013: V001T03A002.
- [17] YAN X, HUANG Y, HE K, et al. Numerical investigations into the effect of squealer-winglet blade tip modifications on aerodynamic and heat transfer performance [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2016, 103: 242-253.
- [18] YAN X, HUANG Y, HE K. Investigations into heat transfer and film cooling effect on a squealer-winglet blade tip [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2017, 115: 955-978.
- (编辑 赵炜)