

离心压气机导风轮叶顶端壁引气扩稳研究

康剑雄^{1,2}, 黄国平¹, 朱俊强², 温殿忠³

(1. 南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016;

2. 中国科学院 工程热物理研究所 轻型动力重点实验室, 北京 100190;

3. 中国航空工业集团公司 中国航空动力机械研究所, 湖南 株洲 412002)

摘 要: 对一台在导风轮叶顶设置有自循环机匣处理的离心压气机, 借鉴其试验结果制定了 3 种引气位置 A、B 和 C, 并结合不同的引气量进行了端壁引气扩稳的数值研究。计算结果表明: 引气位置和引气范围对扩稳效果有重要影响, 引气位置 C 覆盖了整个叶尖回流区, 引气面积最大, 扩稳效果最好。随引气量的变化, 出现了两种不同的扩稳机理: 小引气量可以吸除叶尖泄漏流, 缓解通道阻塞, 延缓端壁失速; 过大的引气量则挤占有效流通面积, 将通流区域压向轮毂侧, 增加了叶轮的做功能力。兼顾压气机的效率考虑, 小引气量具有优势, 引气位置 C 用 5% 引气量可以获得 19.6% 的裕度提升。

关 键 词: 导风轮; 端壁引气; 机匣处理; 总压比; 效率; 失速裕度

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Inducer tip endwall bleeding effects on centrifugal compressor stability enhancement

KANG Jian-xiong^{1,2}, HUANG Guo-ping¹, ZHU Jun-qiang², WEN Dian-zhong³

(1. College of Energy and Power Engineering,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;

2. Key Laboratory of Light-Duty Gas-Turbine, Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China;

3. China Aviation Powerplant Research Institute, Aviation Industry Corporation of China, Zhuzhou Hunan 412002, China)

Abstract: Numerical simulation was carried out to explore the benefit of inducer tip end-wall bleeding effects on centrifugal compressor stability enhancement. Based on the experimental results of the centrifugal compressor with a self-recirculating casing treatment on top of inducer, three tip bleeding configurations (A, B and C) with different bleed rates were simulated. The result shows that bleed position and bleed range have grate influence on stability enhancement effect. Configurations C is the best location because it has the largest bleeding area covers the whole tip backflow zone. Additionally, with the variation of suction flow rate, there are two different mechanisms of stability extension. When the flow rate is low, bleeding can suppress the tip leakage flow and remove low momentum fluid, so the channel blocking will be reduced to delay endwall stall. Otherwise, larger rate of suction flow will occupy the channel and the main flow will be pushed towards hub side to improve the rim power of the rotor. Considering the compression efficiency, lower bleeding rate has advantages. For configuration C, 5% is the optimum bleed rate with the margin increase by 19.6%.

收稿日期: 2013-07-10

基金项目: 基础科研项目(B1320110070)

作者简介: 康剑雄(1979—), 男, 湖南郴州人, 博士生, 主要从事推进系统内流流动控制研究。

Key words: inducer; endwall bleeding; casing treatment; total pressure ratio; efficiency; stall margin

高稳定裕度与高压比、高效率一样,是现代高性能压气机追求的一个重要指标。为此,人们发展了一系列新的气动设计技术;同时,各种形式的流场控制手段也相继提出并取得了令人鼓舞的结果^[1]。这其中,附面层抽吸作为一种能大幅提高气动性能及失速裕度的有效途径得到了学者们的广泛关注。叶轮机中的各种失速现象本质上都是附面层分离的结果,Greitzer^[2]在压气机流动失稳的研究中,将失速类型分为叶片失速和端壁失速两种。针对前者,Kerrebrock 等人^[3]提出了吸附式压气机的概念,但由于结构复杂还停留在试验室的研究阶段;针对后者的叶顶端壁引气技术由 Chapman 等人^[4-5]于 20 世纪 80 年代初提出,现已得到了工程应用。单纯的叶顶端壁引气是指将引气口直接置于半开式转子顶部外机匣,气流引出后不再返回主流道。虽说近些年很多学者将该项技术应用于轴流压气机做出了有益尝试^[6-9],但无论从气动性能的影响上,还是从具体结构的实现上,端壁引气对宽弦设计的轴流风扇和斜流、离心压气机更为适宜。离心压气机由于叶片通道长,加之受子午流道曲率和离心力的影响,叶顶端壁区域的流动相对轴流压气机更为复杂,对通道下游的影响也更为显著。事实上,Chapman 提出端壁引气的概念和目前该项技术的实际工程应用均是在离心压气机上实现的:比如 20 世纪 90 年代中期,T800 涡轴发动机的双级离心压气机试验^[10]证明,首级离心压气机导风轮外机匣引气可以大幅拓宽稳定工作范围;再比如 21 世纪初加拿大普·惠公司在 PW500 和 PW600 系列发动机的设计中^[11],其末级离心叶轮广泛采用导风轮端壁引气,作为起动过程中的放气防喘措施,并为空气系统提供气源。

广义上讲,离心压气机中普遍采用的自循环机匣处理可以看作是端壁引气技术的一个变种。从公开发表的文献^[12-14]看,引气是自循环机匣处理扩稳机理的一个重要因素。但是,由于自循环机匣处理将气流引出后经二次流路折返重新注入主流道,对引气口上游流场已经施加了干扰,不利于单独评估引气的作用。戴四敏^[15]是国内为数不多对导风轮端壁单纯引气进行了研究的学者,他在对首级和末级离心压气机导风轮外罩引气分别进行的数值模拟中指出,引气可以大幅提高失速

裕度,同时对压比和效率不会带来负面影响。其研究的着眼点主要集中在叶尖流场的改善上,结论是引气能够改善叶尖通道的阻塞,但对阻塞导致流动失稳的触发机制以及引气消除阻塞实现扩稳的机理没有给出详尽解释。此外,文献^[15]只针对一种引气位置和一种引气量(约为主流流量的 2.5%)进行了研究,如果引气量再进一步加大会出现什么情况?不同的引气位置又会对扩稳作用产生何种影响呢?带着这些问题,本文以一台在导风轮叶顶设置有自循环处理机匣且通过试验验证其扩稳有效性的单级离心压气机为对象,研究叶顶端壁阻塞的形成原因,通过数值方法模拟不同引气位置、不同引气量对压气机级性能的影响和对局部流场的改变,探讨引气消除阻塞提高失速裕度的作用机理。

1 机匣处理引气的分析和借鉴

1.1 机匣处理试验结果

原型压气机是一台微小型辅助动力装置的单级离心压气机,由进口导叶、离心叶轮(参数见表 1)、径向扩压器和轴向扩压器组成。其中在离心叶轮的导风轮顶部设置有机匣处理(见图 1,图中 ω 为旋转方向),导风轮叶尖气流经尾部导流槽顺叶轮旋转方向流入外部环腔,再通过前导流槽重新注入主流,起到预旋的作用。在中国航空动力机械研究所的压气机试验台上完成了实壁机匣和处理机匣的性能对比试验^[16],结果(见图 2,图中 n_c 为相对折合转速)表明处理机匣在 80% 设计转速时扩稳作用明显;此外,该转速条件下处理机匣在扩稳的同时效率损失也较大,失速点效率较实壁机匣下降了 5.5%。

表 1 叶轮参数

Table 1 Parameters of impeller

参数	数值
设计转速/(r/min)	38 000
进口轮缘直径/mm	130
进口轮毂比	0.46
叶顶间隙/mm	0.4

1.2 引气方案的制定依据及引气槽网格处理

由于机匣处理尾部共有 60 个引气槽沿圆周

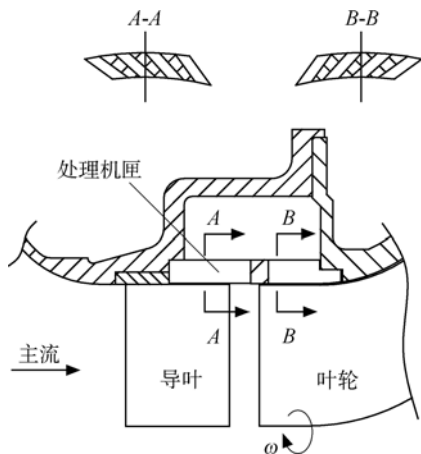


图 1 机匣处理结构示意图

Fig. 1 Casing treatment configuration

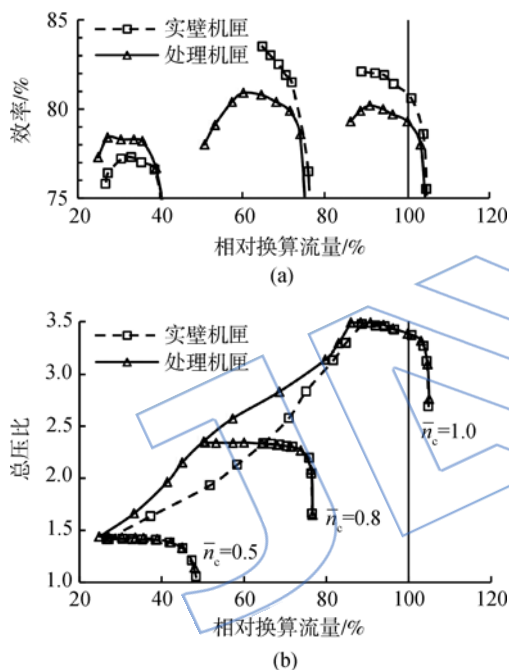


图 2 压气机流量特性试验曲线

Fig. 2 Flow characteristic test curves of compressor

均匀分布,因此在数值模拟中加以简化,引气口采用整周环形槽结构.根据端壁流动的特点,引气方案的选择主要考虑 3 个因素:引气槽的起始位置、引气槽的宽度以及引气量的大小.在随后进行的流场分析中将会看到,机匣处理尾部的引气位置与导风轮叶尖的分离回流区位置基本重合.为此,在这个范围内细化设计了 3 种引气位置.引气位置 A 在机匣处理尾部导流槽的起始位置设置 1 条 1 mm 宽的整周环形槽,目的是增加入口的流通能力,利用高抽吸速度形成局部“负压”削弱逆压力梯度,上游附面层轴向加速,增强抗分离能力;引气位置 B 将同样宽度的引气槽置于机匣处

理尾部导流槽的终止位置,目的是吸除低能流;引气位置 C 用引气位置 A 和引气位置 B 之间较大的引气面积覆盖回流区,目的是最大限度地抑制叶尖泄漏流.由于引气位置 C 的引气面积大,可以做大引气量的引气研究.

3 种引气位置的网格结构如图 3 所示,引气位置 C 用一个 H 型网格薄层(长为 13 mm,厚度为 0.2 mm)模拟,周期数与叶轮相同,其底部设置完全非匹配交界面(full non-matching connections)与叶轮顶部机匣网格面连接,用插值的方法将薄层覆盖的机匣面作为交界面,薄层上表面设为出口边界条件.引气位置 A 和引气位置 B 不是按引气位置 C 的做法重新建立一个 1 mm 长的薄层,而是在引气位置 C 的基础上将薄层的顶部网格面划分成两个子区域分别定义边界条件.图中 1 mm 的阴影区设置为出口边界条件,其余设为固壁边界.这样处理的好处是可以使薄层与机匣面覆盖较多数量的网格,从而减小相对插值误差.

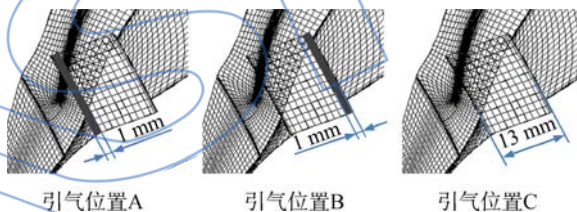


图 3 引气位置网格

Fig. 3 Grid topology for bleeding

引气位置给定流量边界条件,引气量取为失速点流量的 5%.为了研究不同引气量的影响,在引气位置 C 中,还进行了两种引气量的计算,引气量分别为带处理机匣失速点流量的 20%和 40%.

2 流动失稳触发机制的数值分析

2.1 压气机流场的数值模拟方法及验证

采用 NUMECA FINE/Turbo 求解圆柱坐标系下雷诺平均 Navier-Stokes 方程组,对实壁机匣和处理机匣两种情况下离心压气机各部件的单个通道进行整级定常数值模拟.叶片排网格用 AutoGrid 5 自动生成,机匣处理网格用 Interactive Grid Generator(IGG)手动生成(见图 4),叶片排之间以及机匣处理与叶片通道的交界面用周向混合平均法处理,总网格量约为 125 万,壁面网格高度为 0.001 mm,壁面网格雷诺数 $y^+ = 1 \sim 3$.该网格生成方法和边界条件的设置与石建成等人^[17]关于类似结构机匣处理的数值模拟方法相

同,能够反映机匣处理的定常特性.工质为理想气体,采用 Spallart-Almaras 湍流模型.计算以 4 阶龙格-库塔法显式时间推进,2 阶中心差分有限体积空间离散,并运用当地时间步长、隐式残值光滑和多重网格法加速收敛.边界条件设置如下:进口给定总压为 101325 Pa,总温为 288 K,固壁为绝热无滑移条件,叶轮转速为 30400 r/min,出口给定背压,通过不断提高背压使计算工况逐步逼近失速点.结果表明,实壁机匣压气机特性计算结果与试验数据吻合良好,见图 5.以近失速点为例,总压比相对误差为 2.2%,效率相对误差为 1.7%,流量相对误差为 1.2%.带处理机匣的流量-压比特性计算也比较准确,效率计算能够反映试验数据的总体变化趋势,但较试验结果普遍偏高,这主要是处理机匣与离心叶轮之间强烈的动静干涉等非定常效应在定常计算的掺混平均法中被抹平的结果.随着工作点逼近失速边界,机匣处理的回流量越大,相邻引气槽中气流的差异因叶片通道的周向不均匀性加大而愈加显著,气流间的掺混损失越突出,从而导致效率的计算结果与试验值的偏差越来越大.

上述验证结果表明,本文采用的计算方法具备对有抽吸回流结构的压气机的模拟能力.对于单纯引气而言,其交界面采用类似“转子冻结法”,另外气流的周向掺混不在计算域包含的范围内,因此有理由相信,数值模拟的可信度相较机匣处理会更高.

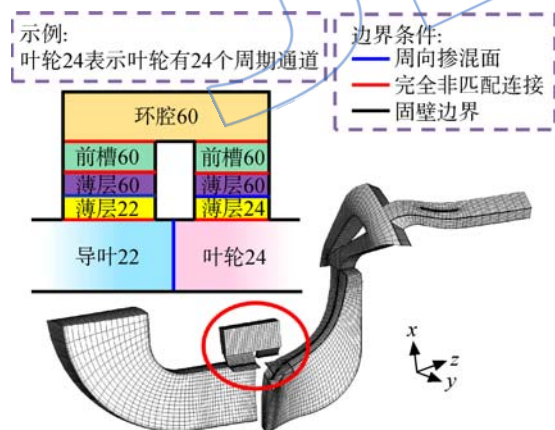


图4 压气机网格划分(含机匣处理)

Fig. 4 Computational grids of compressor (with casing treatment)

2.2 叶顶间隙对流动稳定性的影响

对于半开式叶轮,研究表明叶顶间隙的存在是导致流动失稳的重要因素^[18].这里,将导风轮叶顶有、无间隙的近失速点工况做一个对比分析.

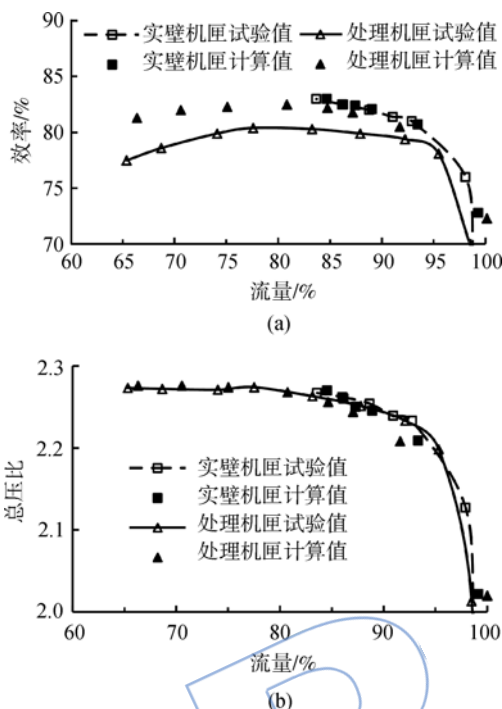


图5 80%设计转速流量特性计算

Fig. 5 Flow characteristic calculation at 80% design speed

为使计算有更好的可比性,保持叶轮后部的间隙基本不变,仅将导风轮间隙由 0.40 mm 减小到 0.01 mm (主要为方便 AutoGrid 5 结构化网格的生成,间隙不能取为 0).两种算例,压气机的背压取值相同,总性能计算结果见表 2.

表2 压气机特性对比

Table 2 Comparison of compressor characteristics

参数	导风轮间隙/mm	
	0.40	0.01
流量	86.17	86.92
总压比	2.257	2.258
效率	0.825	0.823
轮缘功/(kJ/kg)	103.2	104.7

1965 年, Dunham 提出了一个预示压气机失速的二维准则^[19],认为失速发生在流量-压比特性线的峰值处,即压升能力达到了极限.压升来自于两个方面:一是叶轮对气体的加功量即轮缘功;二是机械功转换为压力能的效率.从表 2 的数据可以看出,导风轮叶顶间隙的存在,对效率的影响微乎其微,主要是降低了叶轮的做功能力.究其原因,可以从叶轮进口的流场信息中找到答案,见图 6.由于间隙的存在,在整个导风轮的叶顶出现了

低压区,端壁分离形成回流区,该区域在二维分离的描述中通常被称为“死水区”,虽然面积很小,但它的存在会将前方机匣面的附面层减速,并向下偏转进入通道.这部分附面层气流熵值高、流速低,导致入口攻角加大,叶背出现分离引发新的阻塞,也即是说,阻塞区将大大超出回流区的范围.图 7 清楚地表明,阻塞的影响区域占据了叶尖约 1/3 的通道高度.叶轮进口的流量被压向轮毂一侧,气流的入口速度增加,攻角减小,从而降低了叶片载荷,这是轮缘功减小的主要原因.相反,在阻塞区,虽然叶片的负荷增加,但由于失速分离效率急剧恶化.

值得说明的是,在导风轮叶尖,因叶尖泄漏流连通了压力面和吸力面,使得该区域叶片的气动负荷减小,且由于分离回流区的存在,机械能大量耗散,增加了损失,形成了相对低压区.

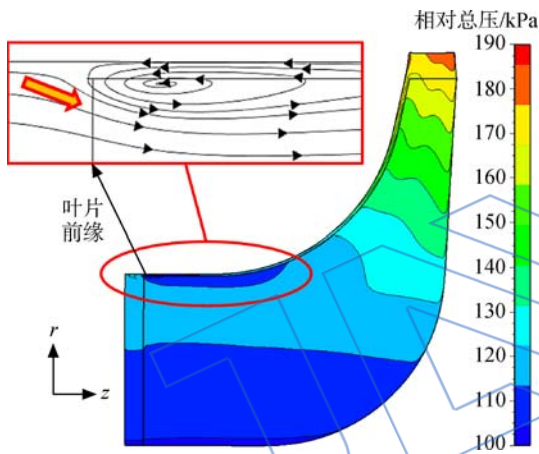


图 6 近失速点子午面相对总压分布及导风轮叶尖流线
Fig. 6 Relative total pressure distribution in meridional plane and streamline on inducer tip near stall point

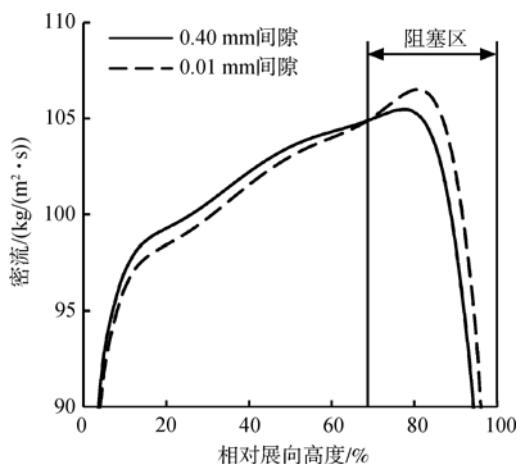


图 7 叶顶间隙对进口密流分布的影响
Fig. 7 Spanwise dense flow distribution with different tip clearance

观察图 6 还可以看出,发生逆流的区域仅限于叶顶间隙区,由此判断叶尖泄漏流是导致端壁分离的根源.进一步查看叶顶间隙所在截面的流动(图 8,图中 W_z 为气流相对速度的轴向分量)可以很好地印证这一点:叶尖泄漏流在沿主流流向逆压力梯度作用下,向前溢出叶片前缘形成一条横跨整个通道的分离线.端壁失速导致入口气流角加大,使得入口流通能力降低;在分离线的下游形成回流区,挤占了有效流通面积.叶尖泄漏流的逆压力梯度来自两方面:在通道中,主要是因为沿子午面流向的压力升高;在叶顶间隙区,主要来自与叶片中弧线垂直的从压力面指向吸力面的压差的轴向分量,且由叶片构造角的几何关系,越靠近叶片前缘,该逆压力梯度越大.

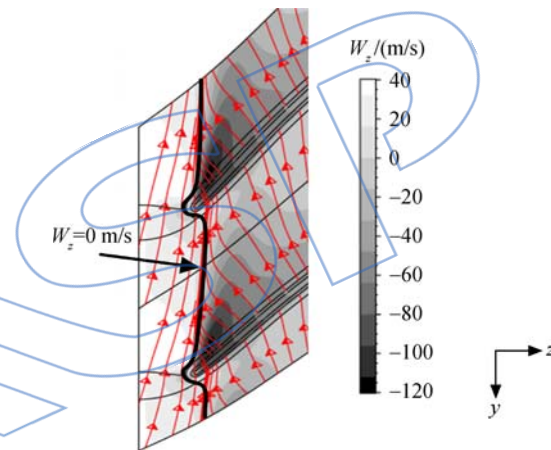


图 8 近失速点导风轮叶顶近壁面流场
Fig. 8 Flow field of inducer tip endwall region near stall point

3 引气扩稳机理的数值研究

3.1 引气后级性能的评定方法

针对压气机通道流量因引气发生变化情况下性能参数的评定,国内外学者采用的方法不尽相同^[20-22].归结起来,主要分为两种观点:其一是将引气口看作压气机的不同出口,性能参数按各股气流进行流量加权平均;其二是沿用传统的计算方法,将引气不纳入级性能的考核范畴.本文以第 2 种方法对流量、总压比、效率和失速裕度进行评定:流量以压气机出口流量为准;总压比直接取压气机出口与进口的总压之比;效率的评定把叶轮对引气的做功看成是一种能量损失,不计入有效功;失速裕度按如下定义评判引气的扩稳效果.

$$\Delta S_m = \left[\left(\frac{\pi_{bl}}{\pi_0} \right)_S \cdot \left(\frac{\dot{m}_{cor,0}}{\dot{m}_{cor,bl}} \right)_S - 1 \right] \times 100\% \quad (1)$$

式(1)综合考虑了有、无引气两种状态下失速点压比裕度和流量裕度的相对变化. 其中 π 为总压比, $\dot{m}_{\text{cor}}$ 为质量流量; 下标 S 代表失速边界点, bl 代表有引气状态, 0 代表无引气状态.

3.2 不同引气位置的作用机理

按上述级性能参数的评定方法, 进行了在 5% 引气量, 出口背压按实壁机匣近失速点状态给定条件下, 3 种引气位置 A, B, C 的压气机性能计算对比 (见表 3, 表中 $\Delta \dot{m}_{\text{cor}}$ 为质量流量的相对变化量, $\Delta \pi$ 为总压比的相对变化量, $\Delta \eta$ 为效率的相对变化量, ΔL_u 为轮缘功的相对变化量. 参数变化量均是相对于实壁机匣原型压气机近失速点计算结果进行比较的). 可以看出, 采用引气措施后, 压气机的工作点朝流量和总压比增大的方向移动, 失速裕度增加. 同时也看到, 虽然 3 种引气位置压气机的效率降低, 但引气位置 B 和引气位置 C 在轮缘功不变或减小的情况下实现了与引气位置 A 同样的高压比, 这说明引气位置 B 和引气位置 C 的主流流动效率较原型压气机和引气位置 A 更高.

表 3 原型压气机近失速点背压条件下各引气位置的性能差异

Table 3 Bleeding effects at each bleeding position on performance change with same back pressure of original compressor near stall point

引气位置	$\Delta \dot{m}_{\text{cor}} / \%$	$\Delta \pi$	$\Delta \eta / \%$	$\Delta L_u / \%$
A	+2.13	+0.035	-0.61	+0.25
B	+3.19	+0.035	-0.59	0
C	+1.74	+0.035	-0.58	-0.06

通过不断升高背压, 还计算了 3 种引气位置压气机近失速点的流量特性 (见表 4). 在引气量相同的情况下, 引气位置 C 的扩稳能力几乎是引气位置 A 和引气位置 B 的 2 倍. 引气位置 B 引气后效率还有所提高, 但这种方案由于引气口面积小, 要求有较高的落压差, 这在工程应用中会受到一些限制. 综合来看, 引气位置 C 引气面积大, 对

表 4 近失速点性能对比

Table 4 Comparison of performance near stall point

引气位置	$\Delta \dot{m}_{\text{cor}} / \%$	$\Delta \pi$	$\Delta \eta / \%$	$\Delta S_m / \%$
A	-7.93	+0.058	-0.07	+9.8
B	-6.09	+0.074	+0.38	+8.4
C	-14.89	+0.074	-0.56	+19.6

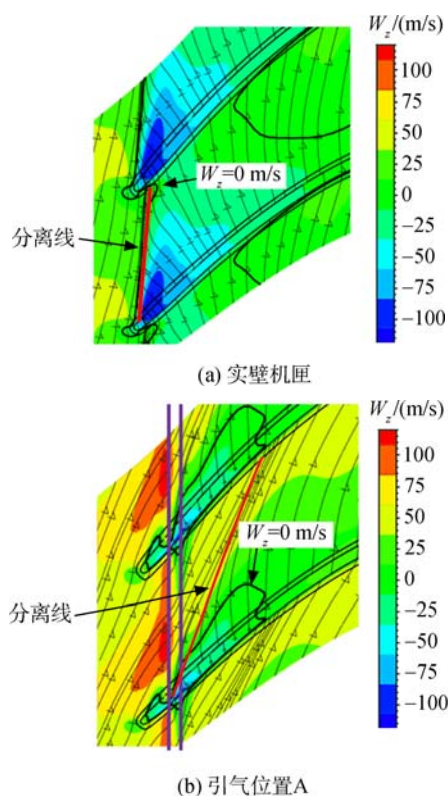
扩稳最为有利, T800 双级离心压气机的引气试验^[6]也证实了这一点.

从叶顶近端壁流场来看 (见图 9), 由于引气抽吸, 叶轮进口端壁附面层都有明显的加速, 且对叶尖泄漏流有明显的阻断作用. 在没有引气的情况下, 分离线横跨整个栅距, 分离线下游是一大片回流区. 引气使得分离线向后倾斜, 轴向回流区面积减小, 这意味着叶尖泄漏流的流向与主流方向趋于一致, 削弱了气流阻塞. 从 3 种引气位置的流场对比来看, 扩稳效果与分离线的倾斜程度、回流区的减小成正相关关系. 在叶尖前缘吸力面, 逆压力梯度最大, 所以引气位置 A 的扩稳效果要好于引气位置 B. 引气位置 C 由于引气槽覆盖面积大, 几乎完全抑制了端壁分离, 所以扩稳效果最好.

3.3 引气量的影响

将引气位置 C 的 3 种引气量 (5%, 20%, 40%) 压气机的特性进行对比, 见图 10. 相对于原型无引气方案, 引气均可以同时提高流量裕度和压比裕度, 但对效率都带来不利影响, 且效率损失随引气量加大而加大. 因此, 从效率观点看, 在满足一定扩稳要求的前提下, 引气量应该是越小越好.

从扩稳的收益来看 (见图 11, 补充了引气量为 2.5% 和 10% 的计算结果), 5% 的引气量可以获得 19.6% 的裕度提高. 当引气量减少到 2.5%, 扩稳裕度仅有 3.9%. 相反, 将引气量提高到 10%



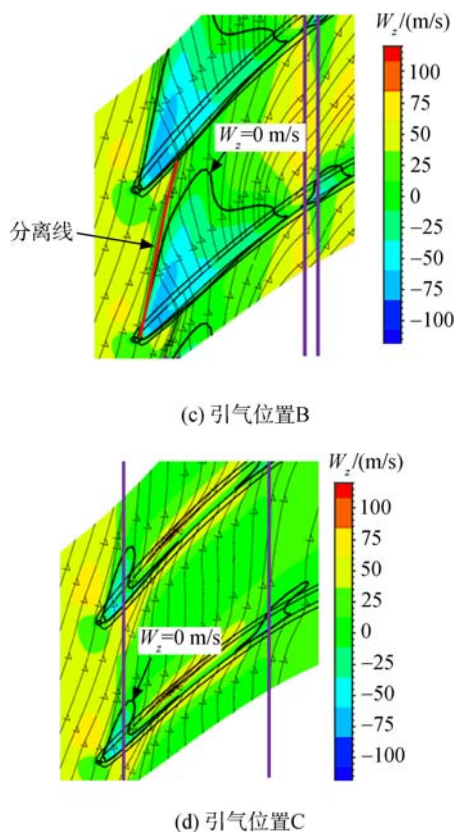


图 9 引气对近端壁流场的改善

Fig. 9 Flow field near tip endwall region improved by bleeding

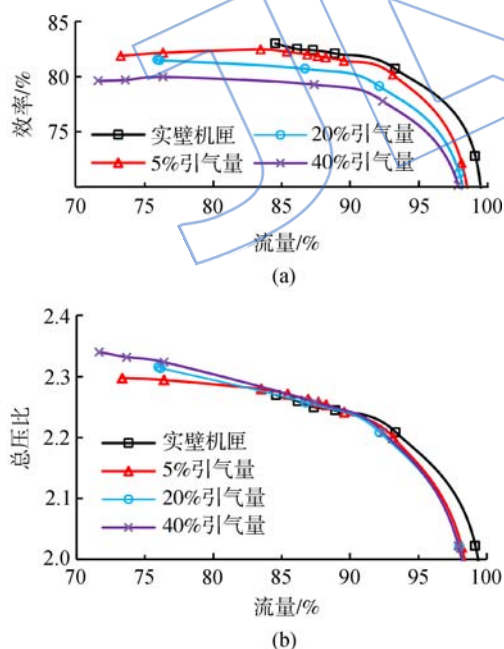


图 10 不同引气量性能对比

Fig. 10 Comparison of performance with different bleeding rates

时,裕度增量反而下降到 16.4%,与 20%引气量的 16.3%基本持平.当引气量加大 8 倍即 40%后,裕度也仅仅只是提高到 24.7%.如此大的差异

表明,小引气量和大引气量的扩稳机理是不同的.

对比无引气和 3 种引气量(5%,20%,40%)近失速点导风轮叶尖的流场可以看出(见图 12),

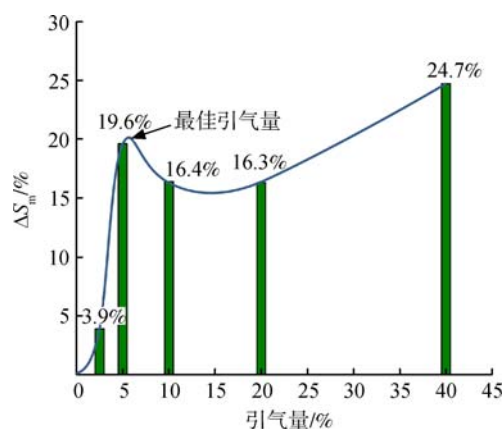


图 11 不同引气量的扩稳效果

Fig. 11 Stability enhancement effect with different bleeding rates

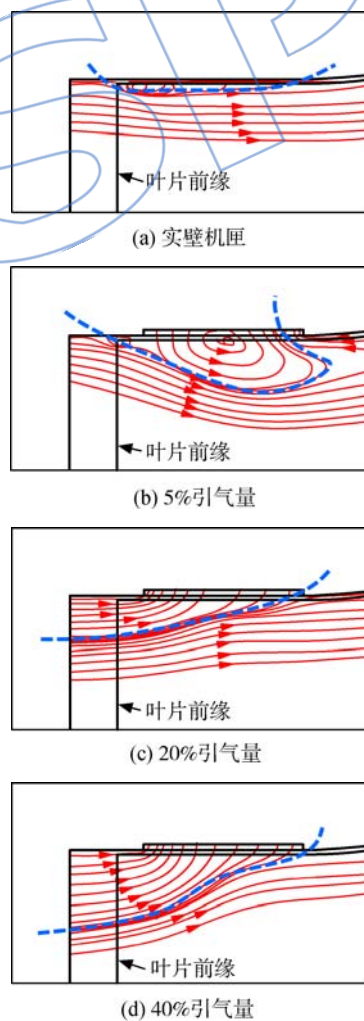


图 12 不同引气量导风轮叶尖子午面流线分布

Fig. 12 Meridional streamline distribution on inducer top area with different bleeding rates

小的引气量是以激励附面层为主,减小通道阻塞。也就是说,少量的引气可以扩大叶轮进口的有效流通面积。随着工况向失速点逼近,叶尖重归于阻塞,其扩稳机理在于,一方面引气可以吸除低能流,减小子午流向的逆压差,端壁附面层轴向加速,增强抵抗逆压力梯度的能力;另一方面引气槽结构类似于周向槽处理机匣,使得尖部涡结构的尺度加大,降低了泄漏流与主流的剪切强度,减小了能量耗散。与之相反,大的引气量除了抽吸附面层,还将部分主流引出,从而占据了叶片通道,减小了有效流通面积,其扩稳机理也存在于两方面:一方面是将远前方附面层引出,使这部分低能流不进入工作轮;另一方面是,通过挤占叶顶通道将有效流通面积挤向轮毂一侧。由轮缘功的欧拉公式

$$L_u = c_{2u} u_2 - c_{1u} u_1 \quad (2)$$

式中 c_u 为离心叶轮气流绝对速度的周向分速, u 为离心叶轮旋转线速度,下标 1 为进口截面,2 为出口截面。

在相同流量条件下,来流速度增加导致 c_{1u} 增加,与此同时,流体压向轮毂因半径减小, u_1 减小。随着引气量的加大,这两方面因素的影响此消彼长,使得轮缘功先减小后增大,这就使得失速裕度的增量先减少后增加。由此可以推测,从扩稳收益最大化的角度出发,最佳引气量就是抑制叶尖泄漏流,最大限度减小通道阻塞,扩大叶轮进口有效流通面积。

4 结 论

本文以一台单级离心压气机为对象,对导风轮叶顶端壁引气做了数值模拟。计算分析了导风轮叶尖间隙对半开式叶轮失速的不利影响,同时研究了 3 种引气位置以及不同引气量的扩稳性能,得出如下结论:

1) 叶顶端壁引气可以减小子午流向和叶片压力面指向吸力面的压差,通过吸除叶尖泄漏流抑制其与主流的相互作用,延缓了端壁的失速分离和通道阻塞。

2) 引气位置对叶尖流场和扩稳能力有重要影响。在本文研究的 3 种引气位置中,引气位置 C 扩稳效果最好,5% 的引气量可以获取 19.6% 的裕度提升。

3) 小的引气量消除通道阻塞,过大的引气量则挤占有效流通面积。在本文研究的离心压气机中,最佳引气量占主流流量的 5%。

参考文献:

- [1] 刘大响,叶陪梁,胡俊,等. 航空燃气涡轮发动机稳定性设计与评定技术[M]. 北京:航空工业出版社,2004.
- [2] Greitzer E M. Review-axial compressor stall phenomena[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 1980, 102(2): 134-150.
- [3] Kerrebrock J L, Reijnen C P, Ziminsky W S, et al. Aspirated compressors[R]. ASME Paper GT-97-525, 1997.
- [4] Chapman D C. Model 250-C30/C281 compressor development[C]// AGAED Conference Proceedings: Centrifugal Compressors, Flow Phenomenon, and Performance. Neuilly Surseine, FR: Advisory Group for Aerospace Research and Development, 1980: 201-206.
- [5] General Motors Corporation. Dual function compressor bleed; United States, US4248566[P]. 1981-02-03.
- [6] Gummer V, Goller M, Swoboda M. Numerical investigation of end wall boundary layer removal on highly loaded axial compressor blade rows[J]. Journal of Turbomachinery, 2008, 130(1): 011015. 1-011015. 9.
- [7] 赵斌,李绍斌,周盛. 引气对跨声轴流压气机性能的影响[J]. 北京航空航天大学学报, 2011, 37(1): 15-20.
ZHAO Bin, LI Shaobin, ZHOU Sheng. Bleeding impact on performance of transonic axial compressor[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2011, 37(1): 15-20. (in Chinese)
- [8] 王掩刚,牛楠,赵龙波,等. 端壁抽吸位置对压气机叶栅角区分离控制的影响[J]. 推进技术, 2010, 31(4): 433-437.
WANG Yangang, NIU Nan, ZHAO Longbo, et al. Effect on corner separation control for high load compressor cascade with different end-wall BLS position[J]. Journal of Propulsion Technology, 2010, 31(4): 433-437. (in Chinese)
- [9] 周敏,李航航,唐侃平. 低雷诺数下附面层组合抽吸方案对压气机特性影响的研究[J]. 应用力学学报, 2012, 29(1): 27-31.
ZHOU Min, LI Hanghang, TANG Kanping. Combined boundary layer suction effect on compressor characters at low Reynolds number[J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2012, 29(1): 27-31. (in Chinese)
- [10] Palmer D L, Waterman W F. Design and development of an advanced two-stage centrifugal compressor[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1995, 117(3): 205-212.
- [11] Pratt & Whitney Canada Corp. Mixed flow and centrifugal compressor for gas turbine engine; United States, US6488469 B1[P]. 2002-12-03.
- [12] Dobrzynski B, Saathoff H, Kosyna G, et al. Active flow control in a single-stage axial compressor using tip injection and endwall boundary layer removal[R]. ASME Paper GT2008-50214, 2008.
- [13] DENG Xiangyang, Elizabeth A L, FENG Jinzhang. Time-accurate calculations of a passive shroud bleed configuration and implications for unsteady blade loading[R]. ASME Paper GT2011-45777, 2011.

- [14] WANG Tong, XU Wei, GU Chuangang, et al. A new type of self-adaptive casing treatment for a centrifugal compressor[R]. ASME Paper GT2010-23457, 2010.
- [15] 戴四敏. 导风轮轮罩引气对离心式压气机性能影响的数值研究[J]. 航空动力学报, 2005, 20(1): 125-129.
DAI Simin. Numeric simulation of inducer shroud bleeding effect on centrifugal compressor performance[J]. Journal of Aerospace Power, 2005, 20(1): 125-129. (in Chinese)
- [16] 康剑雄. 75kW 燃气轮机离心叶轮改进设计及试验研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2008.
KANG Jianxiong. Improved design and experimental investigation for the centrifugal impeller of a 75 kW gas turbine engine[D]. Shanghai: Shanghai Jiaotong University, 2008. (in Chinese)
- [17] 石建成, 邹学奇, 温泉, 等. 离心压气机流动控制机匣新型处理方式研究[J]. 航空发动机, 2010, 36(3): 1-4.
SHI Jiancheng, ZOU Xueqi, WEN Quan, et al. Study on new type casing treatment method for centrifugal compressor[J]. Aeroengine, 2010, 36(3): 1-4. (in Chinese)
- [18] 杨策, 施新. 径流式叶轮机械理论及设计[M]. 北京: 国防工业出版社, 2004.
- [19] Dunham J. Mechanical engineering science monograph [M]. London: Institution of Mechanical Engineers, 1965.
- [20] Schuler B J, Kerrebrock J L, Merchant A A, et al. Design, analysis, fabrication and test of an aspirated fan stage[R]. ASME Paper GT2000-618, 2000.
- [21] Kerrebrock J L. The prospects for aspirated compressors [R]. AIAA 2000-2472, 2000.
- [22] 任铭林, 向宏辉. 有关轴流压气机效率问题的探讨[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2009, 22(4): 9-14.
REN Minglin, XIANG Honghui. Exploration of efficiency in axial compressor[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2009, 22(4): 9-14. (in Chinese)