

氦氙离心压气机叶顶间隙形态 对气动性能的影响

王国杰, 刘学峥, 高 杰, 郑 群
(哈尔滨工程大学 动力与能源工程学院, 哈尔滨 150001)

摘 要: 针对氦氙混合工质离心压气机,通过数值模拟研究了叶顶径向间隙与轴向间隙高度的独立变化和不同间隙形态分布对压气机内部流场流动状态和性能产生的影响,总结氦氙混合工质离心压气机叶顶间隙不同高度和形态分布对其性能的影响规律。结果表明:叶顶间隙高度的增大会降低氦氙离心压气机的近喘振工况和设计工况效率。单独增加径向间隙(0.1~0.4 mm)使堵塞流量范围拓宽了 3.88%,堵塞工况性能有所改善;单独增大轴向间隙对堵塞工况性能则无影响。渐缩式叶顶间隙分布使离心压气机效率较均匀分布提高 0.23%。

关 键 词: 氦氙混合工质; 离心压气机; 叶顶间隙; 流动特性; 气动性能
中图分类号: V231.1 **文献标志码:** A

Influence of form of tip gap on aerodynamic performance of centrifugal compressor using mixture of helium and xenon

WANG Guojie, LIU Xuezheng, GAO Jie, ZHENG Qun
(College of Power and Energy Engineering,
Harbin Engineering University, Harbin 150001, China)

Abstract: The tip leakage flow directly affects the performance of the centrifugal compressor. The influence of the independent change of the radial and axial tip gaps and the influence of the distribution of the tip gap on the centrifugal compressor internal flow field and performance were studied by numerical simulation. The influence law of different height and shape of the centrifugal compressor tip gap on its performance was summarized. Result showed that increasing the centrifugal compressor gap would reduce the efficiency at near surge condition and design condition; increasing the radial gap solely, from 0.1 mm to 0.4 mm, could broaden the choke mass flow range by 3.88% and improve the performance of the centrifugal compressor near blockage condition; increasing the axial gap solely had no effect on the performance at near choke condition. The shrinking distribution of tip gap increased the efficiency of the centrifugal compressor by 0.23%.

Key words: mixture of helium and xenon; centrifugal compressor; tip gap; flow characteristics; aerodynamic performance

收稿日期:2019-11-07
基金项目:国家自然科学基金(51979052,51779051); 航空动力基金(6141B09050392); 国家科技重大专项(2017-Ⅲ-0010-0036)
作者简介:王国杰(1995—),男,硕士生,研究领域为叶轮机械气动热力学。
通信作者:高杰(1985—),副教授,博士,研究领域为叶轮机械气动热力学。E-mail:gaojie_d@hrbeu.edu.cn
引用格式:王国杰,刘学峥,高杰,等. 氦氙离心压气机叶顶间隙形态对气动性能的影响[J]. 航空动力学报,2020,35(6):1304-1314.
WANG Guojie, LIU Xuezheng, GAO Jie, et al. Influence of form of tip gap on aerodynamic performance of centrifugal compressor using mixture of helium and xenon[J]. Journal of Aerospace Power, 2020, 35(6):1304-1314.

随着科学技术的飞跃发展,人们将目光转向了深空和深海探索。传统动力循环装置由于其自身能量密度低和续航时间短等特点无法满足使用需求。随着稀有气体闭式布雷顿循环技术的发展,氦氙混合工质闭式布雷顿循环这一循环形式逐步发展起来,解决了传统动力循环的诸多缺点。氦氙混合工质在继承了氦气优良的运输性能的同时,解决了氦气难以压缩的问题;氦气和氙气按照一定比例混合后得到的混合工质具有和氦气相同的传热系数,在有效降低叶片气动负荷的同时,使得动力系统的尺寸和重量相对减小^[1]。

离心压气机作为氦氙混合工质闭式布雷顿循环的关键部件,其性能直接影响了循环整体性能。而间隙泄漏流动作为离心压气机内部的最关键的流动特征之一,对离心压气机的性能也有着极其关键的影响因素^[2-4]。叶顶间隙流动对离心压气机的总体性能影响^[5-6]及对内部流场及细节影响^[7-10]从 20 世纪八、九十年代开始就有了较为系统的研究。在间隙值对离心压气机流场及性能的影响方面,已有的结论是:随着叶顶间隙值增大,离心压气机叶轮及级气动性能降低^[11]。张楚华、Mashimo 等的试验研究结果表明^[11-12],当相对间隙值由 1.25% 增大至 12.5% 时,离心压气机级效率下降 4%。张楚华、楚武利等的试验结果表明^[11,13],相对间隙由 2.8% 增大至 6.9% 时,离心压气机叶轮压比下降 13%,效率下降 10%;相对间隙由 2.8% 增大至 4.2% 时,离心压气机叶轮压比下降 1.25%,效率下降 2%。Jaatinen 等^[14]通过研究发现压气机叶轮间隙值的增大会增强二次流效应从而降低压气机对外效率。自此学者开始将压气机内部间隙流动与二次流相结合进行复杂三维流动探究。

以上结论均是从叶顶均匀间隙分布的研究中得出的。而在叶顶非均匀间隙分布方面,贾希诚等^[15]以轴流叶栅为模型研究了叶顶间隙沿流向的变化规律对叶轮气动性能的影响,结果表明沿流向增大叶顶间隙会得到更高的效率。参考压气机的相关设计研究^[16-19],开展氦氙压气机研究。

离心压气机子午流向的转变使其叶顶间隙可以分成两个相互独立的互不干涉的控制参数,即前缘径向间隙(radial gap, RG, 符号表示为 δ_{rg})及尾缘轴向间隙(axial gap, AG, 符号表示为 δ_{ag}),如图 1 所示。在现有的对离心压气机叶顶间隙流动的研究中,这两种独立的间隙控制参数对间隙流动的影响机理尚不清晰,不同叶顶间隙分布形态的离心压气机流场与性能的异同也尚未明确。因

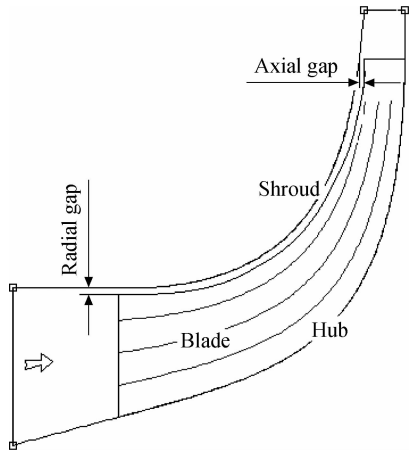


图 1 离心压气机叶顶径/轴向间隙示意图
Fig. 1 Schematic diagram of the blade tip clearance of the centrifugal compressor

此,本文在以摩尔质量为 40 g/mol 的氦氙混合气体为工质设计的离心压气机的基础上,进而开展了氦氙混合气工质对压气机不同间隙高度和形态下的流动特性以及整体工作性能的分析研究,对叶顶间隙高度及形态对该离心压气机性能的影响规律进行总结。

1 物理模型和计算方法

1.1 物理模型

本文研究模型为某氦氙混合工质离心压气机的级三维模型。该模型的子午流面形式如图 2 所示,其标准热态间隙为 0.2 mm。

文中氦氙压气机部分结构参数如表 1,长度参数均采用绝对值与参考值(轮毂直径)之比的无量纲系数。

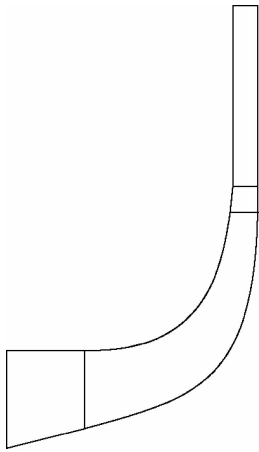


图 2 离心压气机子午面视图
Fig. 2 Meridional view of the centrifugal compressor stage

表 1 压气机结构参数
Table 1 Parameter of compressor

参数	数值
叶片数	12
标准叶顶间隙/mm	0.2
进口轮毂叶片安装角/(°)	53.17
进口轮缘叶片安装角/(°)	65.104
进口轮缘直径系数	1.614
进口平均直径系数	1.342
出口轮盘直径系数	2.70
总压比	2.668

如表 2 所示为本文所研究的间隙高度配比方案及间隙分布形式配比方案。文中将叶顶间隙分为轴向间隙和径向间隙如图 1,并对其不同形态下的流动特性进行分析研究。在方案 1、方案 2 研究中,保持 AG/RG 其中一个为标准热态间隙 0.2 mm,另一个改变间隙高度;在方案 3 研究中,三种间隙形态不再区分轴向间隙与径向间隙。表 2 中给出了间隙在叶片前缘和尾缘处的数值,间隙高度从前到尾缘之间均匀过渡。

表 2 数值模拟研究的不同方案

Table 2 Different schemes of numerical simulation research

研究方案	δ_{rg}/mm	δ_{ag}/mm
方案 1	0.1	0.2
	0.2	
	0.3	
	0.4	
方案 2	0.2	0.1
		0.2
		0.3
方案 3	渐扩分布	0.2995
	均匀分布	0.2
	渐缩分布	0.1001

1.2 网格划分

本文中氦氙离心压气机级采用 ANSYS/Turbo grid 软件生成机结构化网格,网格拓扑结构为 HOH 型。由于本文重点对氦氙离心压气机的叶顶泄漏流动进行研究,且在流动过程中边界层二次流损失是离心压气机内部的主要流动损

失,因此在网格划分的同时对叶片前缘尾缘、叶顶间隙、叶片表面和流道上下壁面进行加密,加密后近壁面第一层网格厚度设置为 0.001 mm。网格示意图如图 3 所示。

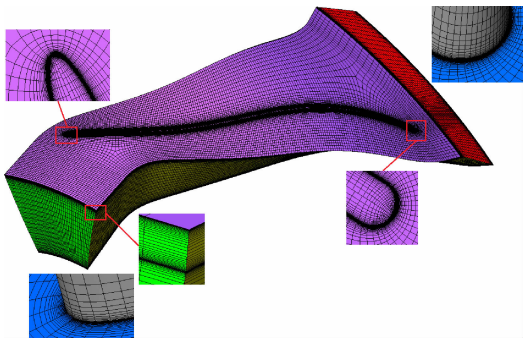


图 3 离心压气机计算网格

Fig. 3 Computational grids of the centrifugal compressor

本文采用标准 $k-\omega$ 湍流模型进行数值模拟,经验证离心压气机流道中的固体壁面的 Y^+ 值均在 5 以下,符合 $k-\omega$ 湍流模型的计算要求。

如图 4 所示为氦氙离心压气机沿流向的相对静压系数网格敏感性验证,相对静压系数的计算公式为

$$C_{ps} = \frac{p - p_{a,in}}{p_{a,in}^* - p_{a,in}} \tag{1}$$

其中 p_s 为当地静压, $p_{a,in}$ 为进口平均静压, $p_{a,in}^*$ 为进口平均相对总压。经网格敏感性验证选择离心压气机级计算网格数为 140 万。

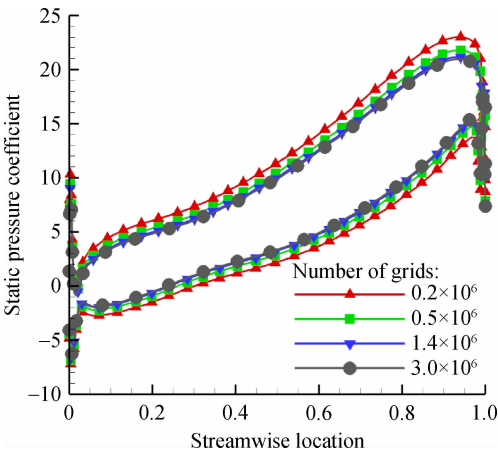


图 4 网格敏感性验证

Fig. 4 Verification of grid independency

1.3 控制方程及数值方法验证

本文采用 ANSYS/CFX 17.0 软件进行数值计算,定常可压缩的 N-S(Navier-Stokes)方程采用有限体积法求解计算,在基础设置中,advection

scheme 设置为 high resolution, turbulence numerics 设置为 first order。

为保证计算结果的真实性和准确性,首先利用 CFX(computational fluid dynamics X)软件程序对现有模型进行仿真计算并将仿真结果同试验数据进行对比验证。本次仿真计算验证模型的选取对象为 RadiVer^[16] 离心压气机。选取该压气机 80% 设计转速下的多个工况点进行验证计算,将计算结果与参考文献中的试验数据进行对比验证。仿真计算和试验结果数据如图 5 和图 6 所示:数值仿真结果与试验数据在压气机效率曲线和流道出口压力曲线上均吻合较好,但数值计算数据参数偏高。二图的参数曲线在高流量工况处均基本吻合,而低流量工况的数据误差较大,其效率值相差大约 0.35%,压力值大约相差为 4%。考虑

数值仿真和实际试验的差异,本文在数值模拟计算中的各个参数选取都有较好的真实可靠性。图 6 中下标 s 为静压,t 为总压,cal 为数值计算,exp 为实验数据。

1.4 边界条件设置

文中氦氩压气机计算边界条件如下:叶轮旋转域给定叶轮转速,进口给定氦氩工质的总温、总压及进口湍流度,气流轴向进气;出口处给定工质流量,壁面均设置为绝热无滑移壁面,流道两侧设置周期性边界面。氦氩混合气视为理想气体,视该混合气的比热比,导热率以及黏度为定值。计算收敛准则为计算残差收敛至 1×10^{-4} 以下;进出口流量和压比、绝热效率等曲线趋于稳定且进出口流量相对差值小于 0.5%。

2 计算结果与讨论

2.1 径向间隙对流场及性能影响

改变叶顶间隙形态对离心压气机最直接影响为叶顶端壁附近的压力分布变化。间隙高度配比方案如表 2 中方案 1。定义无量纲压力系数如式(2)所示,其中 p_s 为当地静压, p_{ref} 为出口平均静压。

$$\varphi_{ps} = p_s / p_{ref} \tag{2}$$

图 7 和图 8 给出的是不同径向间隙下的离心压气机近喘振工况和近堵塞工况下流道叶顶端壁

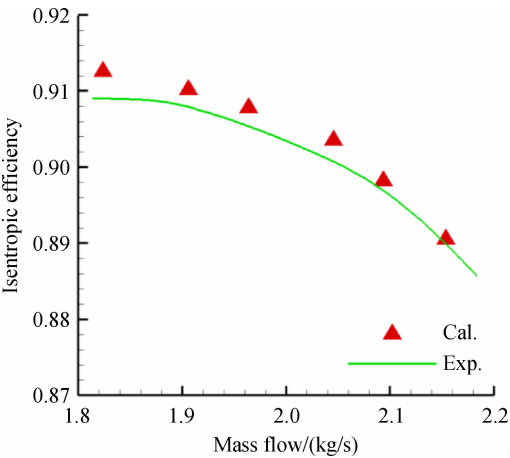


图 5 CFX 数值计算与试验效率数据对比
Fig. 5 Comparison of efficiency between CFX and experiment

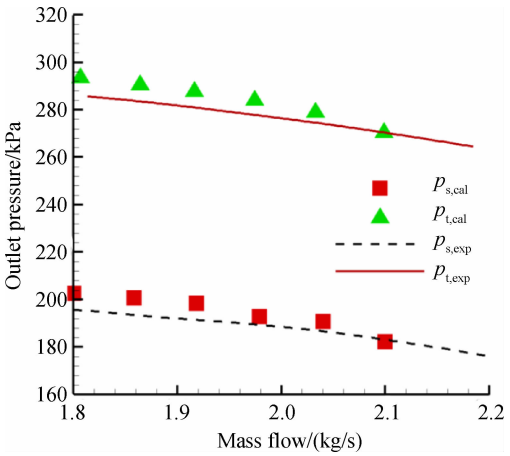


图 6 CFX 数值计算与试验出口压力数据对比
Fig. 6 Comparison of outlet pressure between CFX and experiment

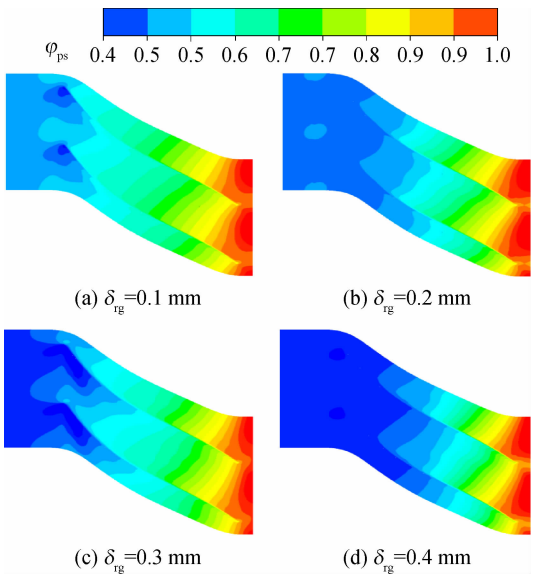


图 7 不同径向间隙下近喘振工况下叶顶端壁侧压力系数分布
Fig. 7 Static pressure coefficient distribution of shroud at near surge conditions under different radial gaps

侧压力系数云图。由云图 7 可知,氦氙离心压气机在近喘振流量工况下,叶顶端壁侧压力分布变化对径向间隙高度的变化较敏感,在一定程度上整体静压分布随着间隙值的变化发生了改变。在压气机进口,叶顶端壁附近的压力随径向间隙值的增大而下降。在低流量近喘振工况下,工作轮叶顶间隙高度的增加降低压气机的做功能力。因此,增大工作叶片叶顶径向间隙高度会增加叶顶壁面附近的沿流向压力梯度,不利于氦氙压气机在低流量工况下的运行。

由云图 8 可知,氦氙离心压气机在近堵塞的高流量工况下,工作轮叶片的前缘径向间隙值变化对叶顶端壁处的静压分布影响较大。径向间隙值为 0.1 mm 时,进口处于堵塞状态;而叶轮径向间隙高度在 0.2~0.4 mm 区间变化时,离心压气机仍处于正常的通流状态,且间隙值的增加明显改善离心压气机喉部位置的低压区分布,叶片前缘附近的压力梯度也随之变化得愈加平缓,氦氙离心压气机在近堵塞工况运行时的内部流场得到明显的改善。

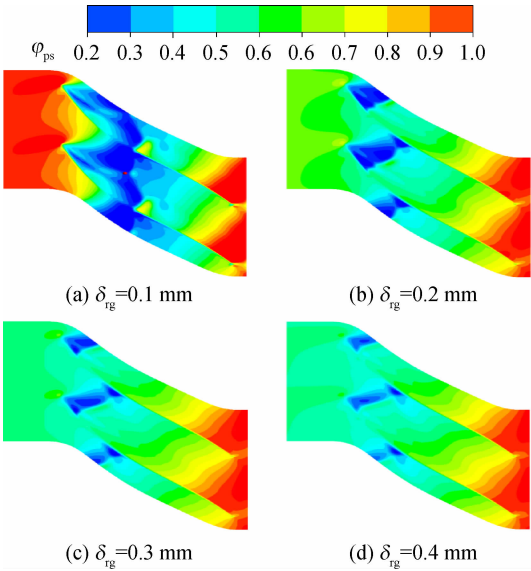


图 8 不同径向间隙下近堵塞工况下叶顶端壁侧压力系数分布

Fig. 8 Static pressure coefficient distribution of shroud at near choke conditions under different radial gaps

图 9 给出的是不同径向间隙的离心压气机设计工况下流道中近叶顶端壁侧的压力系数分布情况。在设计工况时,叶片前缘径向间隙增加对叶顶端壁侧静压分布影响较小,主要体现在对工作叶片前缘吸力面附近处的低压区变化。随着压气机径向间隙值的增加,叶片前缘低压区面积趋于减小的状态,但流道内静压的全局分布近乎不变。

这说明在设计工况下,增大氦氙离心压气机径向间隙可以对前缘叶顶附近的流场起到一定的优化作用。但是离心压气机的整体性能会随着径向间隙值的增加而趋于下降,因此在通过调整径向间隙对前缘叶顶进行局部优化时,要着重考虑间隙对整体性能的负面影响。

图 10 给出了设计工况下氦氙离心压气机不同径向间隙取值时的流道内熵增分布,图 11 给出

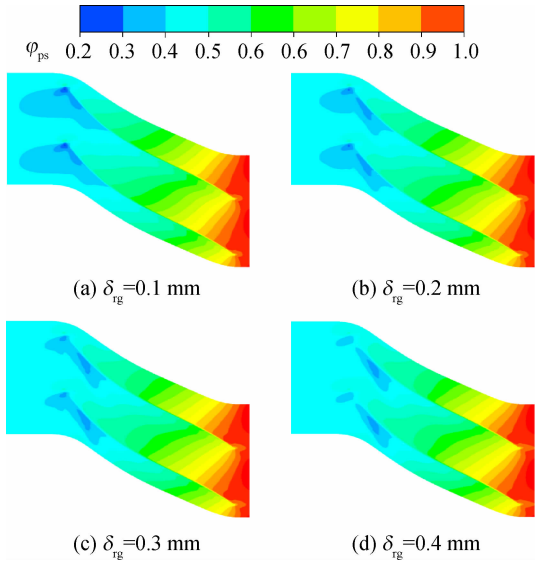


图 9 不同径向间隙下设计工况下叶顶端壁压力系数分布

Fig. 9 Static pressure coefficient distribution of shroud at design conditions under different radial gaps

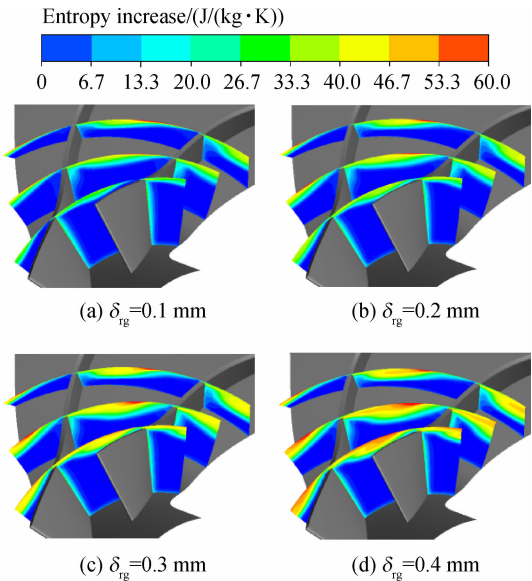


图 10 不同径向间隙下设计工况下流道内熵增分布
Fig. 10 Entropy increase distribution at design condition under different radial gaps

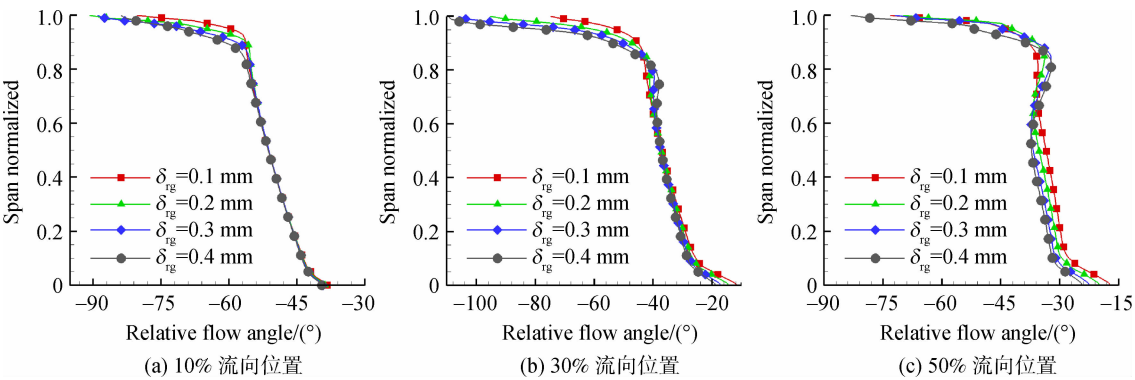


图 11 不同径向间隙下设计工况下相对气流角分布
Fig. 11 Relative flow angel distribution at design condition under different radial gaps

了不同流向位置相对气流角分布情况。其中,图 10,给出了自叶片前缘开始 10%,30%和 50%流向位置的熵增云图。由两图可知,从氦氙压气机进口到 10%相对流向位置,径向间隙值的变化对氦氙压气机内部流场的流动状态影响较小,该流域中的熵增和相对气流角在叶顶径向间隙区的发展变化较为稳定。主流区中的相对气流角随压气机径向间隙高度的增加而略有减小,且该变化随着流动的发展而愈加明显。在较大的径向间隙高度下,泄漏流影响区域随着流动的发展而逐渐增大,泄漏损失的增加使得 0.8 叶高处的熵增区域逐渐增大,压气机性能随之下降。

图 12 给出了堵塞工况下不同径向间隙值下的氦氙离心压气机出口总压损失系数的对比情况。出口总压损失系数定义为

$$C_{pt} = \frac{p^* - p_{in}^*}{p_{in}^* - p_{in}} \tag{3}$$

其中 p_{in}^* 为进口相对总压, p^* 为当地相对总压, p_{in} 为进口静压。

由图 12 可知,在近堵塞工况,氦氙离心压气机出口总压损失随叶顶径向间隙值增大而减小。说明在该工况条件下增大径向间隙改善了离心压气机内部通流状态,其全局总压损失得到了一定程度的缓解,此时的压气机内部流动状态得到了优化。

对改变径向间隙后氦氙离心压气机的流场细节进行分析后,图 13 和图 14 给出了设计转速时不同径向间隙下氦氙压气机的压比及效率的性能曲线。可以看出,氦氙离心压气机前缘的径向间隙增大时,压气机压比和等熵效率均呈现不同程度的下降,且变化趋势相同。但是与常规压气机性能随间隙值改变而近似同步均匀发生变化不同,尽管氦氙离心压气机前缘径向间隙不同,但压

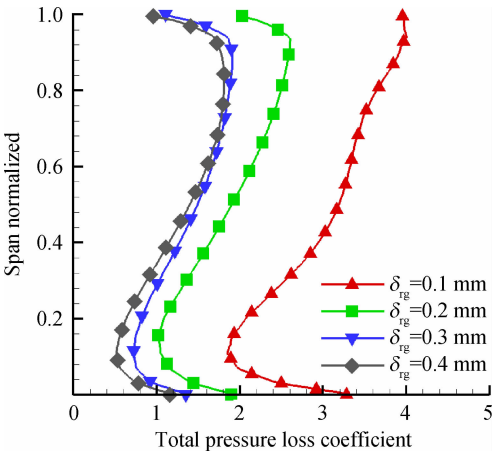


图 12 不同径向间隙下近堵塞工况出口总压损失系数分布
Fig. 12 Distribution of total pressure loss coefficient of outlet at near choke condition under different radial gaps

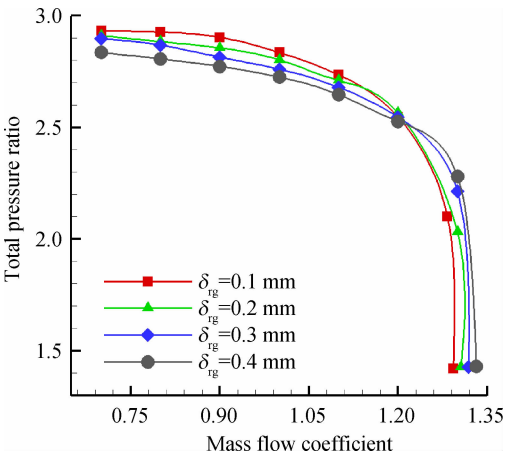


图 13 不同径向间隙下压比随流量系数的分布
Fig. 13 Pressure ratio distribution along mass flow coefficient under different radial gaps

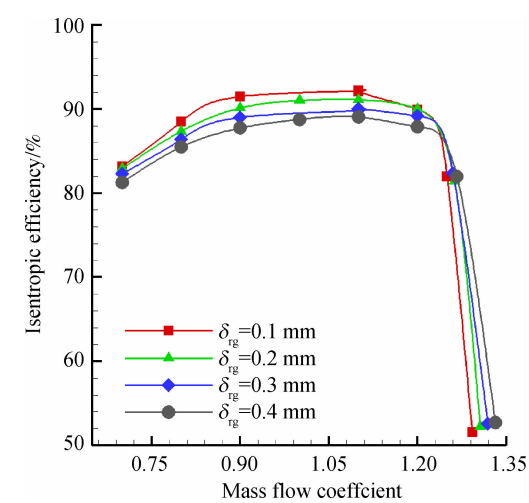


图 14 不同径向间隙下效率随流量系数的分布

Fig. 14 Efficiency distribution along mass flow coefficient under different radial gaps

气机在 120% 设计流量工况下存在一个相同的稳定工况点。氦氙压气机在大于性能稳定工况点的高流量工况下运行时, 径向间隙高度的增加使得压气机拥有更好的运行特性, 拓宽了其稳定工作边界。观察氦氙压气机压比和效率随工作流量变化曲线可得如下结果:

随着氦氙压气机前缘径向间隙高度的增大, 其堵塞质量流量系数分别为 1.293、1.306、1.319 和 1.332, 堵塞流量系数最大相差 3.88%。因此可知, 增大氦氙离心压气机前缘的径向间隙会导致压气机整体性能在一定程度上有所降低, 但是这一举措可以有效增大了压气机的正常工作时的最大流量, 改善其在高流量工况下的流动状态, 对在高流量工况条件下的压气机稳定运行有着重要的借鉴意义。

2.2 轴向间隙对流场及性能影响

图 15 和图 16 给出了不同轴向间隙的氦氙压气机流道叶顶端壁侧压力系数分布情况。间隙高度配比方案如表 2 中方案 2。当氦氙离心压气机轴向间隙高度增大时, 前缘叶顶端壁附近的进口静压趋于下降趋势且低压区的面积不断增加, 前缘附近的压力梯度增大。即氦氙压气机轴向间隙的增大恶化了压气机叶片前缘流场, 流场中的压力梯度增加, 压力的急剧变化增加了喘振发生的概率; 同时流场的恶化也导致了压气机性能的降低。而在近堵塞工况, 不同的轴向间隙取值对叶顶端壁侧压力系数分布几乎无影响, 因此在进行轴向间隙高度对氦氙离心压气机流场及性能影响的分析时, 不再对近堵塞工况进行详细分析。

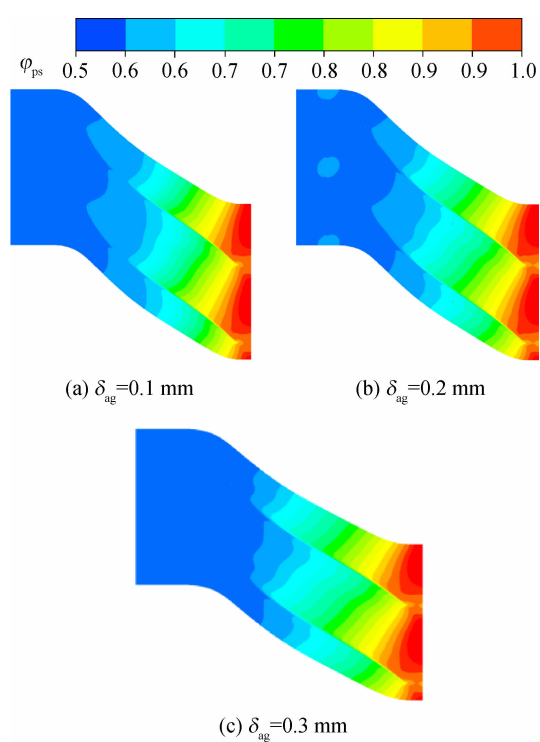


图 15 不同轴向间隙下近喘振工况叶顶端壁侧压力系数分布

Fig. 15 Static pressure coefficient distribution of shroud at near surge condition under different axial gaps

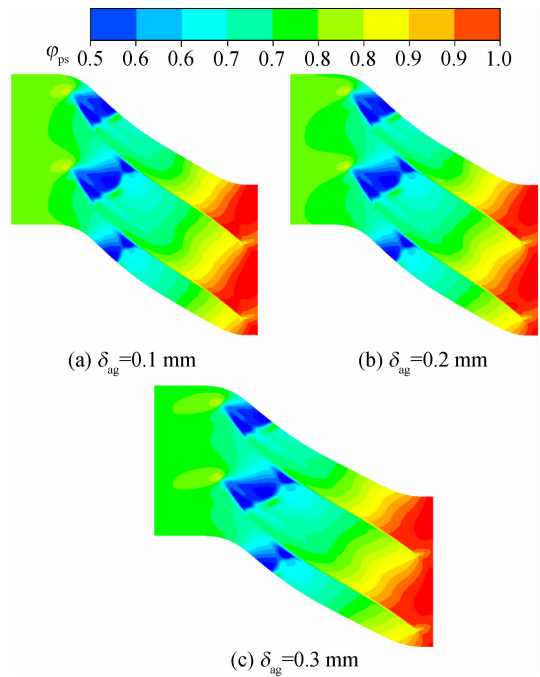


图 16 不同轴向间隙下近堵塞工况近叶顶端壁侧压力系数分布

Fig. 16 Static pressure coefficient distribution of shroud at near choke condition under different axial gaps

当氢氦压气机在设计工况运行时,叶顶端壁侧流场波动与压气机轴向间隙变化关系较小,仅体现在较大轴向间隙下的离心压气机叶片前缘处的低压区面积略低于低轴向间隙下的低压区。

图 17 和图 18 给出了近喘振工况不同叶顶轴向间隙的离心压气机出口处的速度分布和熵增分布。

可以看出,氢氦离心压气机在近喘振的低流量工况下,出口处由“射流-尾迹”效应产生的高速区域在流道中由压力面向吸力面发展,叶片吸力

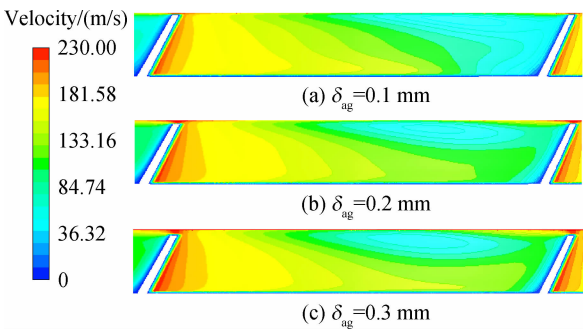


图 17 不同轴向间隙下近喘振工况出口速度分布
Fig. 17 Speed distribution of outlet at near surge condition under different axial gaps

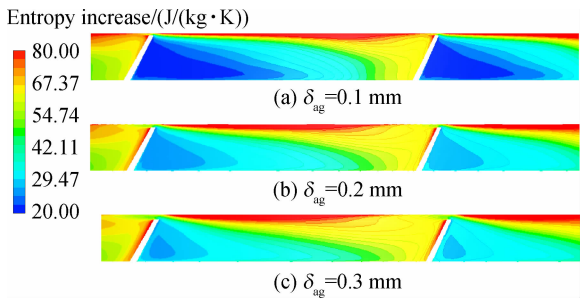


图 18 同轴向间隙下近喘振工况下出口熵增云图
Fig. 18 Distribution of entropy increase at outlet at near surge condition under different axial gaps

面的低速区域在流道内的压力梯度下向叶顶移动,压气机出口处的平均速度增大。随着轴向间隙的增加,叶片出口处压力面侧的工质速度增加,高速气流区速度梯度的增加使得该区域的熵增整体增加,增加了出口处的能量损失。

图 19 给出了设计工况不同叶顶轴向间隙的离心压气机出口处的速度分布。在设计工况下,压气机出口流场的变化规律与近喘振工况下的规律类似,主流区中的高速气流区面积随轴向间隙的增加而逐渐增大,0.75 叶高附近的低速区逐步向叶顶端壁方向缩小。轴向间隙的增大使得压气机流道中的压力面附近速度梯度增加,增加了流动损失,压气机性能降低。

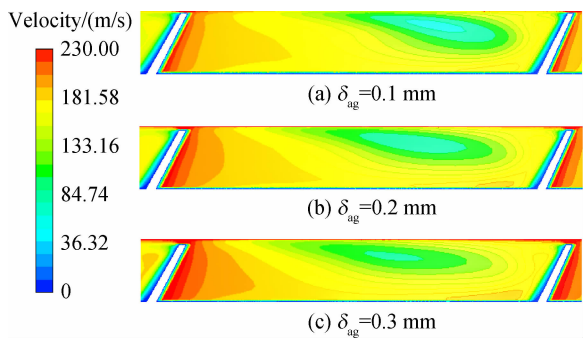


图 19 不同轴向间隙下设计工况下出口的速度分布
Fig. 19 Speed distribution of outlet at design condition under different axial gaps

图 20 给出了设计工况下 50%~90% 流向位置叶片相对气流角分布曲线。相对气流角定义在 blade to blade 视角,其定义方式如下:

$$\beta = -\arcsin \frac{\omega}{v_{b2b}} \quad (4)$$

其中 ω 为当地转速, v_{b2b} 为当地相对速度。

观察在不同的轴向间隙高度下,相对气流角在不同流向位置处的分布变化。较大的轴向间隙

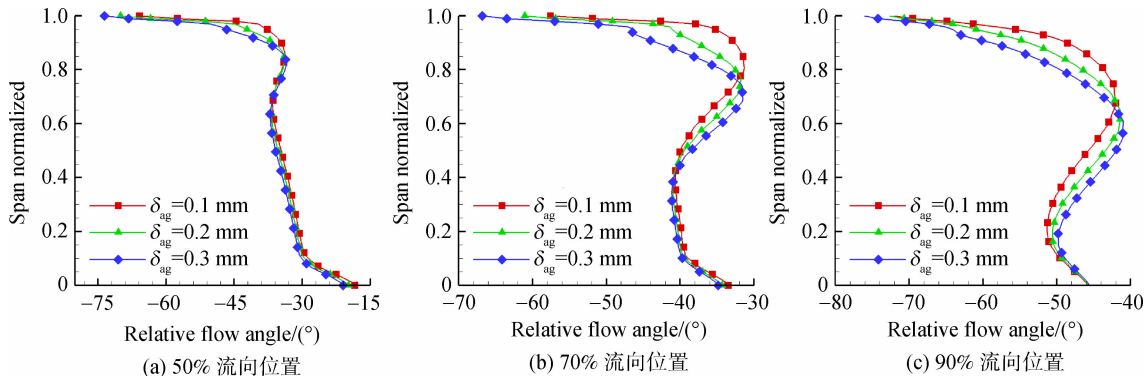


图 20 不同轴向间隙下设计工况下相对气流角分布

Fig. 20 Relative flow angel distribution at design condition under different axial gaps

增加了工质在叶顶处的泄漏,从而增强了泄漏流与主流区的掺混效应,气流角增加,压气机性能下降。在 50%流向位置处,气流角曲线在约 0.8 叶高处存在一个气流角转折点。随着掺混的发展,转折点在下流逐渐下移;在掺混作用下,整个流道中流场被改变,转折点以下的气流角随着轴向间隙的增大而在下游逐渐减小,速度梯度增加。并且随着流动的发展,以上变化愈加明显。因此在增大的轴向间隙时明显恶化了流道流场,导致气流摩擦损失及泄漏掺混损失增加,压气机效率和整体性能降低。

同理,图 21 和图 22 给出了设计转速下不同轴向间隙离心压气机的压比及效率性能曲线。在氦氖离心压气机正常工作区间,压比和等熵效率

均随着轴向间隙的增加而出现不同程度的降低,尤其在设计流量工况下性能差距最明显。在近喘振工况和近堵塞工况下氦氖压气机性能对轴向间隙的敏感性降低,性能差距减小。

在近喘振流量工况下,轴向间隙变化造成的性能差距随流量的增大而逐渐缩小;0.1 mm 和 0.3 mm 轴向间隙下的等熵效率差值为 0.986%,总压比差值为 0.062;在近堵塞的高流量工况下,自流量系数值约为 1.25 开始,不同间隙下的效率和压比曲线开始重合,并且轴向间隙的改变并不能改善氦氖离心压气机在近堵塞工况下的工作状态。因此,轴向间隙高度的增加并不能改善氦氖离心压气机的流动,提高其工作性能,反而在设计工况下降低了压气机效率。

2.3 间隙形态分布对流场及性能影响

离心压气机叶顶间隙的泄漏量很大程度上取决于叶顶间隙面积。在保证泄漏面积相同的条件下(子午面叶顶泄漏面积与子午面总面积之比相同),将叶顶间隙形态分为渐扩分布(expanding)、均匀分布(uniform)以及渐缩分布(shrinking)。间隙高度配比方案如表 2 中方案 3。图 23 给出了三种间隙形态下氦氖压气机间隙区工质泄漏量在不同流向位置的变化曲线。

为详细分析不同形态下叶顶间隙的泄漏情况,在叶顶不同流向位置设置监测点检测泄漏流量。由图 23 可知,均匀间隙和渐缩间隙下的氦氖压气机在 40%~60%流向区域中的工质泄漏量低于叶轮前缘进口处和尾缘出口处。随着氦氖压气机前端径向间隙高度的增大及尾部轴向间隙高度的减小,流场中高强度工质泄漏区逐渐由尾缘向叶片前缘转移。在 70%流向位置之前由于叶片两侧压差较小以及中部的流道弯曲型式,三种间隙形态下的泄漏量相差较小;随着流动的发展,叶片压力面与吸力面之间的压差增加,并且对于渐扩间隙,间隙高度增大了泄漏面积,导致尾缘的泄漏量明显大于另外两种间隙形态。相比于均匀间隙分布,非均匀间隙分布的氦氖离心压气机前缘径向间隙增加时前缘泄漏流量增幅 50%,尾缘轴向间隙减小时尾缘泄漏流量降幅 50.8%。

图 24 给出了氦氖离心压气机叶片 20%、40%、60%以及 100%流向位置处熵增分布情况。由图可知,从叶片 40%流向位置起,流道顶端开始出现半椭圆形熵增区域,三种间隙形态下的内部泄漏流开始进行不同程度发展变化。

三种不同间隙形态下的氦氖离心压气机中,

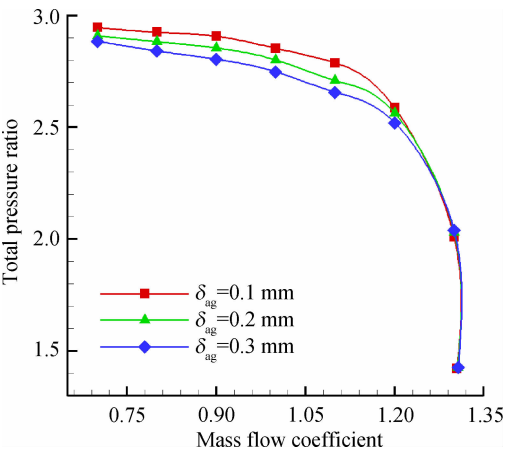


图 21 不同轴向间隙下压比随流量系数的分布
Fig. 21 Pressure ratio distribution along mass flow coefficient under different axial gap

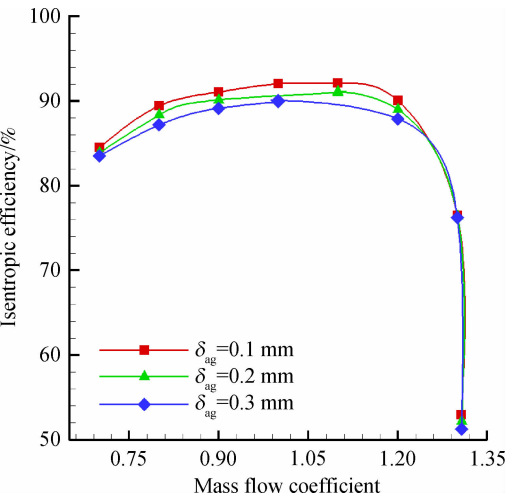


图 22 不同轴向间隙下效率随流量系数的分布
Fig. 22 Efficiency distribution along mass flow coefficient under different axial gap

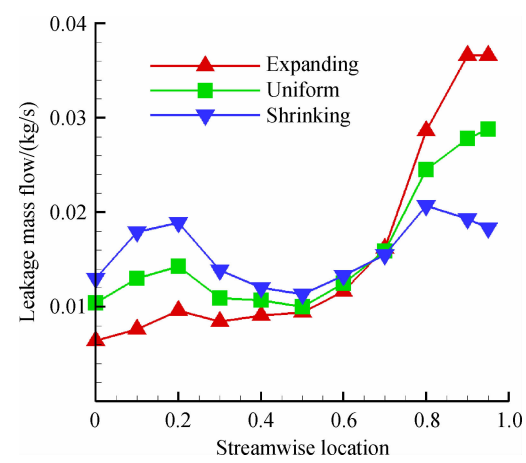


图 23 沿流向的泄漏分布

Fig. 23 Leakage mass flow distribution along streamwise location

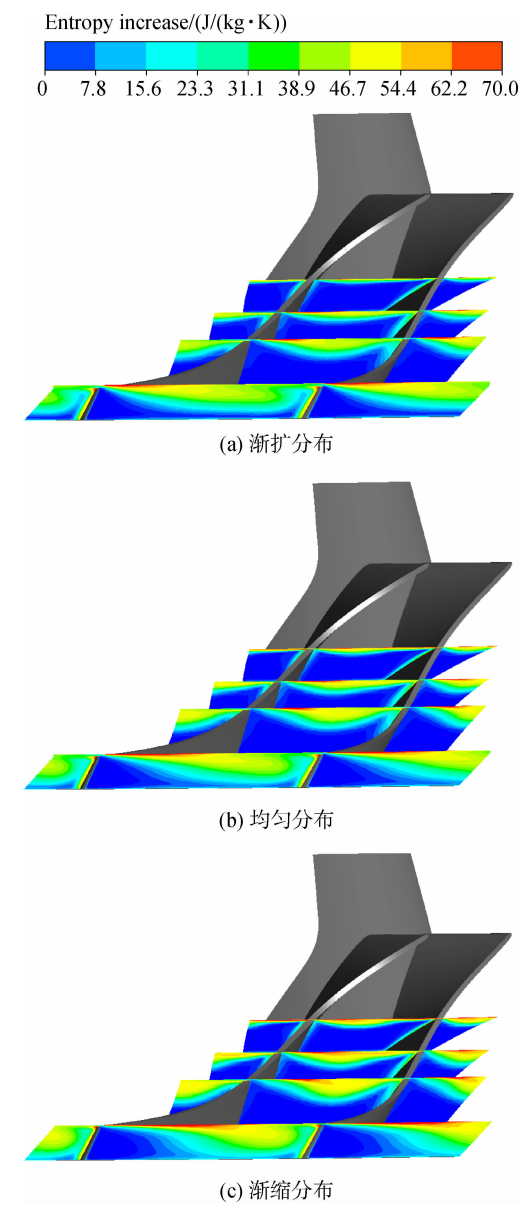


图 24 设计工况下流道内熵增分布

Fig. 24 Entropy increase distribution at design condition

渐缩间隙形态相比于其他两种形态,流道内自始至终都存在着较高的熵增,这是由于渐缩形态下,压气机前缘存在相对较大的叶顶泄漏区,泄漏区中更多的泄漏流进入主流区进行掺混并产生了相对较多的掺混损失;在流道下游,尽管渐缩形态下的泄漏量较其他两种形态下的泄漏量小,但是其上游较大的泄漏-掺混损失已经导致了基数较大的熵增并且在下流的泄漏-掺混-泄漏自循环过程加剧了熵增损失。故渐缩间隙下的流道中始终存在相对较高的熵增。

同时,虽然渐扩间隙下的压气机流道内相应的熵增情况比其他形态小,但是在尾缘处泄漏量激增,更多高能量的压缩工质参与了泄漏-掺混的流动中,压气机的做功相对更多地损耗在泄漏掺混过程中。因此设计工况下,氦氙离心压气机性能对尾缘轴向间隙值的变化更加敏感,改变同等大小的间隙值,降低尾缘轴向间隙高度可以更加有效地提高压气机性能。

表 3 给出了三种不同间隙形态下氦氙压气机的性能参数。由表可知,在相同的叶顶间隙泄漏面积下,压气机性能对径向间隙和轴向间隙的敏感性不同。在设计工况下,合理地减小尾缘轴向间隙不仅可以更有效地降低叶顶间隙泄漏流量,更能增大压气机的压比、做功能力和效率。

表 3 设计工况下性能参数对比			
Table 3 Performance parameter comparison at design condition			
方案形式	泄漏流量系数	总压比	等熵效率/%
渐扩分布	0.150	2.765	90.396
均匀分布	0.149	2.782	90.535
渐缩分布	0.145	2.794	90.765

3 结 论

1) 增大径向间隙值和轴向间隙值均会降低氦氙压气机的近喘振工况性能和设计工况性能,在设计工况下,径向间隙的均匀增加会增大压气机前缘叶顶附近的相对气流角,压气机效率降低;在高流量近堵塞工况下,0.4 mm 径向间隙较 0.1 mm 径向间隙,堵塞流量系数增加了 3.88%,氦氙压气机性能得到提升。

2) 氦氙压气机近堵塞工况性能对轴向间隙的敏感性较低,不同间隙下的堵塞流量与堵塞点性能完全相同。自 70% 流向位置开始,流道内的相

对气流角显著增大,其增加数值约 10° 。设计工况下,间隙值对效率影响较大,0.2 mm 与 0.3 mm 间隙值下的效率明显低于 0.1 mm 间隙下的效率,但两者之间的效率变化较小。

3) 氦氙压气机间隙形态为非均匀分布时,流场损失的主要根源不同:渐扩形态下是由于离心压气机尾缘处更多的高能工质参与泄漏掺混,损耗了较多压气机输入能量,而渐缩形态损失是离心压气机内前缘较多的泄漏流与主流的强掺混以及下游的发展导致。

4) 减小尾缘轴向间隙能够更有效的控制叶顶泄漏流动。相比于均匀间隙分布,非均匀间隙分布的氦氙离心压气机前缘径向间隙增加时前缘泄漏流量增幅 50%,尾缘轴向间隙减小时尾缘泄漏流量降幅 50.8%,渐缩式叶顶间隙分布使离心压气机效率较均匀分布提高了 0.23%。

参考文献:

[1] 田志涛,郑群,姜斌. 氦氙混合离心压气机设计与分析[J]. 风机技术,2018,60(3):14-19.
TIAN Zhitao,ZHENG Qun,JIANG Bin. Design and analysis of helium and xenon binary mixture gas centrifugal compressor[J]. Chinese Journal of Turbomachinery,2018,60(3):14-19. (in Chinese)

[2] SKOCH G. Experimental investigation of centrifugal compressor stabilization techniques[J]. Journal of Turbomachinery,2003,125(4):765-776.

[3] HAH C,KRAIN H. Secondary flows and vortex motion in a high-efficiency backswept impeller at design and off-design conditions [J]. Journal of Turbomachinery, 1990, 112(1):7-13.

[4] MOORE J,MOORE J G. Secondary flow, separation and losses in the NACA 48-inch centrifugal impeller at design and off-design conditions[R]. ASME Paper 88-GT-101,1988.

[5] SENOO Y. Mechanics on the tip clearance loss of impeller blades[J]. Journal of Turbomachinery,1991,113(4):680-685.

[6] SENOO Y,ISHIDA M. Deterioration of compressor performance due to tip clearance of centrifugal impellers[J]. Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers,1987,109(1):55-61.

[7] ISHIDA M,UEKI H,SENOO Y. Effect of blade tip configuration on tip clearance loss of a centrifugal impeller [J]. Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers,1990,112(1):14-18.

[8] SCHLEER M,SONG S J,ABHARI A R S. Clearance effects on the onset of instability in a centrifugal compressor[J]. Journal of Turbomachinery,2006,130(3):993-1003.

[9] SCHLEER M,ABHAEI R S. Clearance effects on the evo-

lution of the flow in the vaneless diffuser of a centrifugal compressor at part load condition[J]. Journal of Turbomachinery,2008,130(3):031009. 1-031009. 9.

[10] YAMADA K,TAMAGAWA Y,FUKUSHHIMA H, et al. Comparative study on tip clearance flow fields in two types of transonic centrifugal compressor impeller with splitter blades[R]. ASME Paper GT2010-23345,2010.

[11] 张楚华,王宝潼,栾辉宝,等. 叶顶间隙对离心叶轮气动性能影响研究[J]. 流体机械,2006,34(12):13-16.
ZHANG Chuhua,WANG Baotong,LUAN Huibao, et al. Study on influence of tip clearance on aerodynamic performance of centrifugal impeller [J]. Fluid Machinery, 2006,34(12):13-16. (in Chinese)

[12] MASHIMO T,WATANABE I,ARIGA I. Effects of fluid leakage on performance of a centrifugal compressor[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power,1979,101(3):337-342.

[13] 楚武利,刘志伟. 半开式离心叶轮间隙流动的实验研究 [J]. 流体机械,1998(10):3-6.
CHU Wuli,LIU Zhiwei. Experimental study on clearance flow of semi open centrifugal impeller[J]. Fluid Machinery, 1998(10):3-6. (in Chinese)

[14] JAATINEN A,TURUNEN-SAARESTI T,GRÖNMAN A,et al. Experimental study of the effect of the tip clearance to the diffuser flow field and stage performance of a centrifugal compressor[R]. ASME Paper GT2012-68445,2012.

[15] 贾希诚,王正明,蔡睿贤. 叶轮机械中叶顶间隙形态对气动性能影响的数值研究[J]. 工程热物理学报,2001,22(4):431-434.
JIA Xicheng,WANG Zhengming,CAI Ruixian. Numerical investigation of the effects of the tip gap shapes on aerodynamic performance in turbomachinery[J]. Journal of Engineering Thermophysics,2001,22(4):431-434. (in Chinese)

[16] WEIß C,GRATES D R,THERMANN H, et al. Numerical investigation of the influence of the tip clearance on wake formation inside a radial impeller [R]. ASME Paper GT2003-38279,2003.

[17] 冀国锋,桂幸民. 轴流/离心压气机叶片通用任意中弧造型设计方法[J]. 航空动力学报,2009,24(1):150-156.
JI Guofeng,GUI Xingmin. A blading design method for axial/centrifugal compressor airfoils using arbitrary camber lines[J]. Journal of Aerospace Power, 2009,24(1):150-156. (in Chinese)

[18] 冀国锋,殷明霞,桂幸民. 某小型离心压气机气动设计[J]. 航空动力学报,2010,25(3):557-564.
JI Guofeng,YIN Mingxia,GUI Xingmin. Aerodynamic design of a small centrifugal compressor[J]. Journal of Aerospace Power,2010,25(3):557-564. (in Chinese)

[19] SHIBATA T. Performance improvement of a centrifugal compressor stage by increasing degree of reaction and optimizing blade loading of a 3D-impeller[R]. ASME Paper GT2009-59588,2009.