

分流叶片长度和周向位置对氦氙离心压气机性能的影响

张书玮¹, 姜玉廷¹, 林洪飞², 郑 群¹

(1. 哈尔滨工程大学 动力与能源工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150001;

2. 中国船舶集团有限公司第七〇三研究所, 黑龙江 哈尔滨 150078)

摘 要: 为了研究分流叶片对氦氙混合工质离心压气机性能的影响规律, 通过数值模拟计算的方法开展了不同分流叶片长度和周向位置的氦氙混合工质离心压气机的流场和特性研究, 给出了分流叶片长度和周向位置的最佳设计方案。研究表明: 分流叶片的长度和周向位置对压气机的性能影响显著, 过短的分流叶片不能起到改善流场的作用, 过长的分流叶片会造成较大的摩擦损失, 过于靠近压力面和吸力面的叶片不能有效抑制间隙泄漏涡的掺混和扩散; 使氦氙混合工质离心压气机的效率最佳的分流叶片位置为 $l = 70\%$, $\theta = 40^\circ$, 此时压气机的压比为 2.502, 效率为 91.67%。

关 键 词: 离心压气机; 分流叶片; 叶片长度; 周向位置; 氦氙混合工质

中图分类号: TH452

文献标识码: A

DOI: 10.16146/j.cnki.rndlge.2022.01.007

[引用本文格式] 张书玮, 姜玉廷, 林洪飞, 等. 分流叶片长度和周向位置对氦氙离心压气机性能的影响[J]. 热能动力工程, 2022, 37(1): 49-56. ZHANG Shu-wei, JIANG Yu-ting, LIN Hong-fei, et al. Effects of splitter blade length and circumferential position on performance of helium-xenon centrifugal compressor[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2022, 37(1): 49-56.

Effects of Splitter Blade Length and Circumferential Position on Performance of Helium-xenon Centrifugal Compressor

ZHANG Shu-wei¹, JIANG Yu-ting¹, LIN Hong-fei², ZHENG Qun¹

(1. College of Power and Energy Engineering, Harbin Engineering University, Harbin, China, Post Code: 150001;

2. No. 703 Research Institute of CSSC, Harbin, China, Post Code: 150078)

Abstract: In order to explore the influence rule of splitter blade length and circumferential position on the performance of helium-xenon mixed working medium centrifugal compressor, the flow field and characteristics of helium-xenon mixed working medium centrifugal compressor with different splitter blade lengths and circumferential positions were investigated by numerical simulation calculation methods, and the optimal design scheme of the splitter blade length and circumferential position was given. The research results show that the length and circumferential position of splitter blade have significant effect on the performance of compressor, too short splitter blade can not improve the flow field, too long splitter blade will cause great friction loss, the blades too close to the pressure surface and suction surface can not effectively inhibit the mixing and diffusion of clearance leakage vortex. The splitter blade position available for the optimal efficiency of helium-xenon mixed working medium centrifugal compressor is $l = 70\%$ and $\theta =$

收稿日期: 2021-05-11; 修订日期: 2021-06-30

基金项目: 中央高校基本科研业务费专项基金(3072021CFT0301); 上海空间发动机研究中心基金(17DZ2280800)

Fund-supported Project: Fundamental Research Funds for the Central Universities(3072021CFT0301); Shanghai Space Engine Research Center Foundation(17DZ2280800)

作者简介: 张书玮(1996-), 男, 山西石楼人, 哈尔滨工程大学硕士研究生.

通讯作者: 姜玉廷(1987-), 男, 吉林辽源人, 哈尔滨工程大学副教授.

40%. At this time, the pressure ratio of the compressor is 2.502, and the efficiency is 91.67%.

Key words: centrifugal compressor, splitter blade, blade length, circumferential position, helium-xenon mixed working medium

引 言

闭式布雷顿循环被广泛应用在深空探测和深海探索领域^[1],为探索设备提供充足可靠的动力。在闭式布雷顿循环中,氦氙混合气体是较理想的工质方案,混合气体中氦气拥有优良的输运特性,氙气可以使混合气体更容易压缩。在美国的普罗米修斯计划中^[2],氦氙混合气体被选为闭式布雷顿动力系统的循环工质。研究结果表明,当氦氙混合工质的平均摩尔质量为 40 g/mol (Xe, He 摩尔分数分别为 28% 和 72%) 时,在具有较好的传热性能的同时可以在一定程度上改善混合工质的压缩特性。

氦氙离心压气机是氦氙混合工质闭式布雷顿循环动力系统的关键部件,其性能直接影响整个动力系统的性能。分流叶片可以优化离心压气机内的流动,改善压气机的性能,其中分流叶片的长度和周向位置是影响压气机性能的重要因素。国内外学者对分流叶片结构参数开展了大量的研究。兰江等人^[3]对比了不同长度的分流叶片对压气机性能的影响,发现使用 60% 主叶片长度的分流叶片可以获得最高的效率。韩落乐等人^[4]研究了分流叶片长度和数量对压气机性能的影响,得出了叶片数为 7 对,分流叶片长度为主叶片长度 0.813 倍时效率最高的结论。谢蓉等人^[5]研究发现分流叶片进口位于相邻主叶片中间,而出口靠近压力面侧时叶轮性能最佳。卜远远等人^[6]研究发现分流叶片位于吸力面侧约 0.35 倍栅距时压气机具有最高的绝热效率和压比。Xu 等人^[7]通过调整叶片周向位置,发现分流叶片靠近压力面时压气机具有更好的性能,分离情况大幅度改善。康达等人^[8]对分流叶片周向位置和长度做了系统的研究,认为单独调整分流叶片的长度和周向位置不能实现压气机性能的最优化,当分流叶片长度为主叶片的 60%, 栅距为 40% 且靠近压力面时综合性能最好。此时离心压气机效率较高,压比最大值。

分析压气机分流叶片结构参数的现有研究成果

发现,研究过程中只单一考虑了分流叶片长度或周向位置对压气机性能的影响。而康达等人^[8]得出分流叶片结构参数与压气机内流场的关联性,提出要结合分流叶片的长度和周向位置进行研究。对于分流叶片,不同的研究给出的设计准则并不相同,这是由于不同压气机内流动存在差异性。目前,国内对分流叶片的研究多采用空气作为工质,对氦氙混合工质压气机的研究^[9-11]极少且并未使用分流叶片。本文以某 100 kW 级闭式布雷顿循环动力系统 中的氦氙混合工质压气机为研究对象,使用数值模拟方法分析分流叶片长度和周向位置对氦氙混合工质压气机流场和特性的影响,得到分流叶片最佳位置,并揭示其对压气机内部流场的影响机理。

1 物理模型和计算方法

1.1 物理模型

研究模型为某氦氙混合工质离心压气机。该离心压气机的参数如表 1 所示。

表 1 压气机参数

Tab. 1 Parameters of compressor

参 数	数 值
流量/kg · s ⁻¹	2.3
转速/r · min ⁻¹	55 000
压比	2.3
叶轮进口轮缘直径/mm	24
叶轮进口轮毂直径/mm	57.6
主叶片及分流叶片数	7
叶轮出口直径/mm	118
叶轮出口安装角/(°)	45
出口叶高/mm	6
叶顶间隙/mm	0.2

分流叶片均由主叶片截短,其前缘几何型线与主叶片相同,均为圆弧。因此,在同一周向位置(除分流叶片前缘段),主叶片与分流片叶型完全相同。

图 1 为离心压气机叶片截面示意图。取一个分流叶片,其到两相邻主叶片压力面和吸力面的周向

夹角分别为 θ_1 和 θ_2 。主叶片的长度为 l_1 ,分流叶片的长度为 l_2 。

分流叶片长度系数 l 反映了分流叶片相对主叶片的长度。 $l=0$ 表示无分流叶片, $l=100\%$ 表示分流叶片与主叶片长度相同。分流叶片周向位置系数 θ 反映了分流叶片相对主叶片的位置。 $\theta=50\%$ 表示分流叶片位于两主叶片中间, $\theta<50\%$ 表示分流叶片位置靠近压力面。

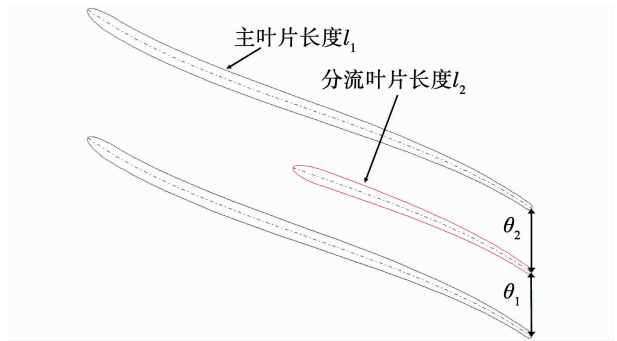


图 1 分流叶片周向位置定义

Fig. 1 Definition of circumferential position for splitter blade

不同结构的分流叶片会影响叶轮出口处气流的马赫数及总压分布,导致流体在后续扩压器内流动情况也不相同。为了避免叶轮出口不同总压分布导致的动静干涉对离心压气机性能的影响,本文在叶轮出口连接无叶扩压器,并采用无叶扩压器的出口参数进行数值分析。

以氦氙混合气体作为工质,表 2 给出了 800 kPa,323 K 下氦氙混合气体的组成及物性参数。

表 2 氦氙混合气参数
Tab. 2 Parameters of helium-xenon mixture gas

参 数	数 值
氦气摩尔分数/%	71.7
氙气摩尔分数/%	28.3
分子量/ $\text{g} \cdot \text{mol}^{-1}$	40
比定压热容/ $\text{J} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$	522.639
比热比	1.671 91
动力粘度/ $\mu\text{Pa} \cdot \text{s}$	27.611 2
热导率/ $\text{W} \cdot (\text{m} \cdot \text{K})^{-1}$	0.070 736
普朗特数	0.204
音速/ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	335.978

1.2 网格划分

采用商用软件 ANSYS/TurboGrid 进行网格划分。网格拓扑结构为 HOH 型。由于分流叶片主要是通过调节流动中边界层二次流及叶顶泄漏涡的影响来优化压气机的性能,因此对叶片前缘、尾缘、叶顶间隙、轮缘和轮毂壁面以及叶片表面进行加密。加密后靠近壁面的第一层网格厚度设置为 0.001 mm,第一层网格的 y^+ 值在 1 以下。网格划分如图 2 所示。

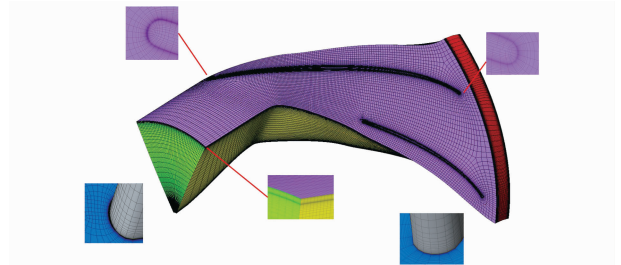


图 2 离心压气机计算网格

Fig. 2 Computational grids of the centrifugal compressor

图 3 为氦氙混合工质离心压气机压比和效率的网格敏感性验证,验证采用 $l=60\%$, $\theta=40\%$ 的模型。当网格数达到 80 万以后,压气机的压比和效率基本不随网格的增加而变化。经验证选择离心压气机单流道进行数值计算,网格数为 80 万。

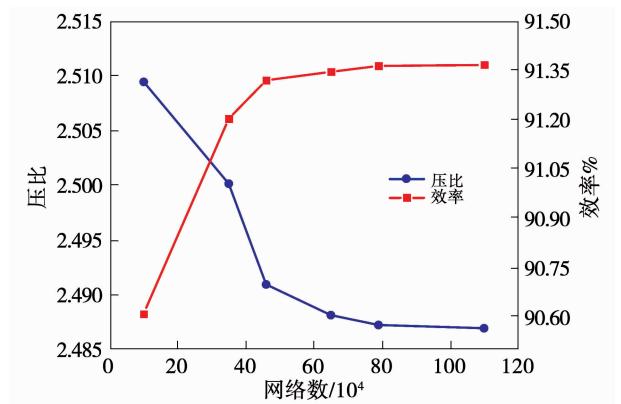


图 3 网格敏感性验证

Fig. 3 Verification of grid sensitivity

由于分流叶片位置的影响,不同模型的网格数略有差异,但是网格分布基本相同且网格数都在 80 万左右。

1.3 数值方法及验证

使用 ANSYS CFX 18.0 软件进行数值模拟,采用有限体积法计算定常可压缩的 N - S (Navier-Stokes) 方程。湍流模型采用 SST 湍流模型,可以精确地预测出流动的开始和负压力梯度条件下流体的分离量,其最大的优点在于考虑了湍流剪切应力,不会对涡流粘度造成过度预测。

为保证计算结果的精度,使用 ANSYS CFX 软件对已有的模型进行仿真,并将模拟数据与实验数据进行对比验证。选取的仿真模型为 RadiVer^[12] 离心压气机。选取该压气机 80% 额定转速下的多个工况点进行数值计算,仿真结果与实验结果对比如图 4 和图 5 所示。其中,下标 cal 和 exp 分别表示数值计算结果和实验值,下标 s 表示静压,下标 t 表示总压。从图中可以看出计算范围内计算值与实验值总体趋势较为吻合,但数值计算结果偏高,其中效率值最大相对误差为 0.739%, 压力值最大相对误差为 5.08%。

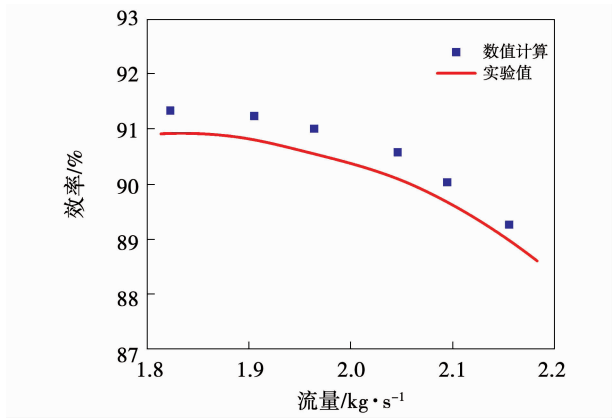


图 4 效率数值计算结果与实验值对比
Fig.4 Comparison of efficiencies between numerical results and experimental values

1.4 边界条件设置

叶轮设置为旋转域并给定叶轮转速,进口给定氦氙混合工质的总温、总压及进口湍流度,气流轴向进气;扩压器为静止域,其出口给定工质质量流量,壁面均为绝热无滑移条件。计算域周向两侧为周期面,叶轮与扩压器的交界面采用混合平面法。计算收敛准则为计算残差收敛至 1×10^{-4} 以下,出口压比和效率稳定,且进出口流量相对差值小于 0.5%。

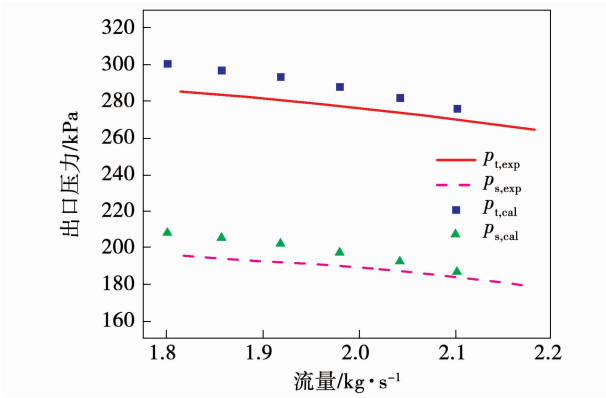


图 5 出口压力数值计算结果与实验数据对比
Fig.5 Comparison of outlet pressures between numerical results and experimental values

2 计算结果与分析

2.1 分流叶片位置对压气机性能的影响

图 6 和图 7 给出了采用不同结构分流叶片的离心压气机在设计点下的压比和效率变化图。

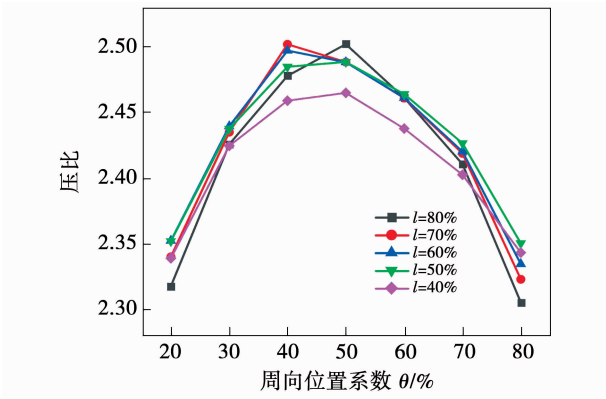


图 6 不同结构分流叶片条件下压比变化
Fig.6 Changes of pressure ratios of splitter blades with different structures

由图 6 可知,分流叶片长度相同时,随着叶片周向位置从主叶片压力面到吸力面的变化过程中,压比都呈现先增大后减小的趋势。增加分流叶片的长度可以改善压气机内部流场,但是过长的叶片也会导致更大的摩擦损失。不同周向位置的分流叶片均有对应的最佳长度,较长的分流叶片在靠近流道中心位置时改善性能作用越好,在靠近主叶片的位置时改善性能作用较差,而短叶片与之相反。

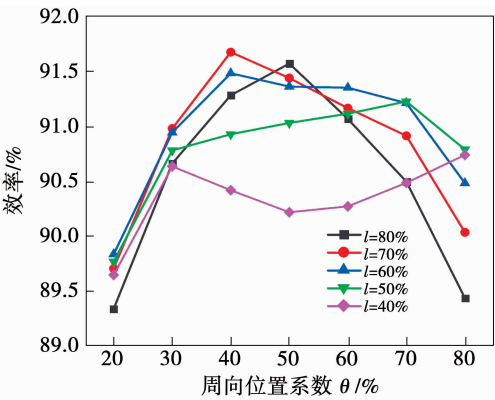


图 7 不同结构分流叶片条件下效率变化

Fig.7 Changes of efficiencies of splitter blades with different structures

由图 7 可知,对于 $l > 50\%$ 的分流叶片,其效率变化趋势与压比变化趋势一致。对于过短的分流叶片,以 $l = 40\%$ 为例,由于分流叶片过短,使得流体在到达分流叶片位置时流动状况较差,加上较短的叶片对流场改善能力较差,导致分流叶片带来的损失高于分流叶片的整流作用,所以越靠近中间的分流叶片对流动影响越大,其对应的压气机效率越低。

综合分析特性变化曲线发现,过于靠近主叶片和过短的分流叶片对压气机优化效果较差,压气机高性能点集中在 $\theta = 40\% \sim 60\%$ 和 $l = 60\% \sim 80\%$ 的区域,其中分流叶片靠近压力面比靠近吸力面能更好的改善压气机性能。分流叶片存在效率最佳位置,即 $\theta = 40\%$, $l = 70\%$,此时压气机压比为 2.502,效率为 91.67%。

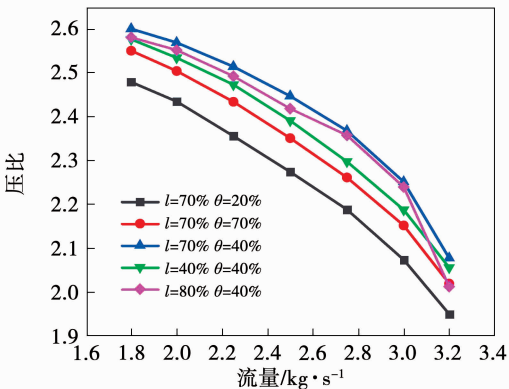
图 8 为压气机不同工况条件下分流叶片结构对压气机性能的影响。从图中可以看出,在近喘振边界工况下,采用 $l = 70\%$, $\theta = 40\%$ 和 $l = 80\%$, $\theta = 40\%$ 结构的分流叶片,压气机效率下降幅度较大,在其余工况下,分流叶片对压气机性能的影响规律与设计点对应规律相同。

2.2 分流叶片位置对流场的影响

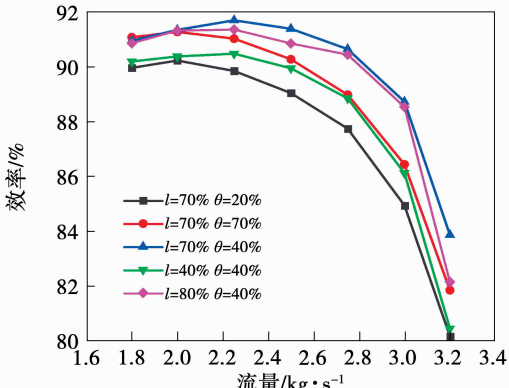
叶顶间隙泄漏涡以及低速流体的径向迁移是压气机内部损失的主要来源。分流叶片通过改善流场来降低流动损失,由于叶顶处的流场较为混乱,通过分析 60% 叶高截面处流场来分析分流叶片的整流作用。

图 9 为设计工况下采用不同分流叶片时 60%

叶高截面处的马赫数分布云图。分析图 9(a) ~ (c) 可知,过短的分流叶片未能起到改善流场的作用,在短分流叶片的两侧都存在着较大的低速区,其低速区对应的涡流导致叶轮出口流场变差,尾迹混合损失增加。对比图 9(d) ~ (i) 可以发现,在相同周向位置时,压气机内的马赫数分布较为相似,但是 $l = 80\%$ 的分流叶片由于过于靠近压气机进口,工质流动到分流叶片起始位置时速度较大,导致分流叶片叶尖的马赫数较高,叶尖周围的高马赫数区域较大,造成更多的摩擦损失,效率降低。



(a) 不同结构分流叶片,压气机压比随流量的变化



(b) 不同结构分流叶片,压气机效率随流量的变化

图 8 压气机特性曲线

Fig.8 Compressor characteristic curves

由图 9 可知,当分流叶片长度相同而周向位置不同时,位于 $\theta = 40\%$ 处的分流叶片对流场改善效果最好,此位置分流叶片两侧的马赫数分布更加均匀且低速区小。位于 $\theta = 20\%$ 处的分流叶片由于过于靠近主叶片压力面,导致其只能对较小流域(分流叶片吸力面到左侧主叶片)的流场进行有效改善,而对于大部分流域(分流叶片压力面到右侧主叶片)的流体没有起到很好的改善作用。在主叶片

的吸力面侧均出现了较大的低速区,不仅会堵塞出口,也会造成了较大流动损失。对于位于 $\theta = 80^\circ$ 处的分流叶片,其特点与 $\theta = 20^\circ$ 时类似,均不能在

大流域侧对流体的低速区进行有效抑制,不同之处在于, $\theta = 80^\circ$ 时流道内的低速区集中在分流叶片吸力面侧而非主叶片吸力面侧。

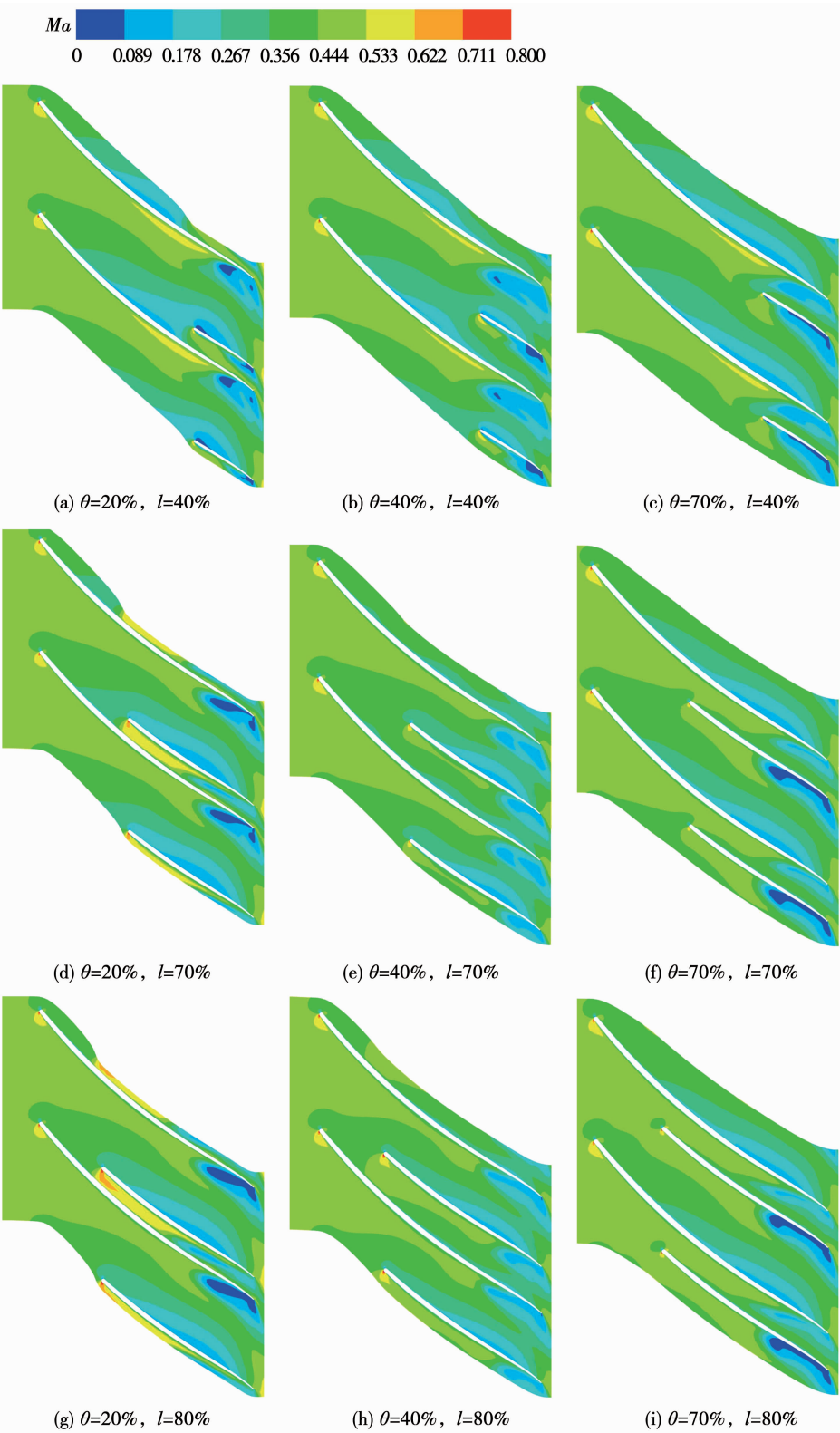


图 9 设计工况下 60% 叶高处马赫数云图

Fig. 9 Mach contours at 60% span under design condition

位于 $\theta = 40^\circ$, $l = 70\%$ 处分流叶片的整流作用最好,马赫数分布最为均匀,其对叶顶泄漏涡在流道内的发展起到了较好的抑制作用,把流道内的流体均匀分布在叶片两侧,且位于尾迹处的低速区域明显更小,使得叶轮出口处的流场更加均匀。

图 10 和图 11 为不同分流叶片结构下的叶轮出口处的速度和熵增分布图。

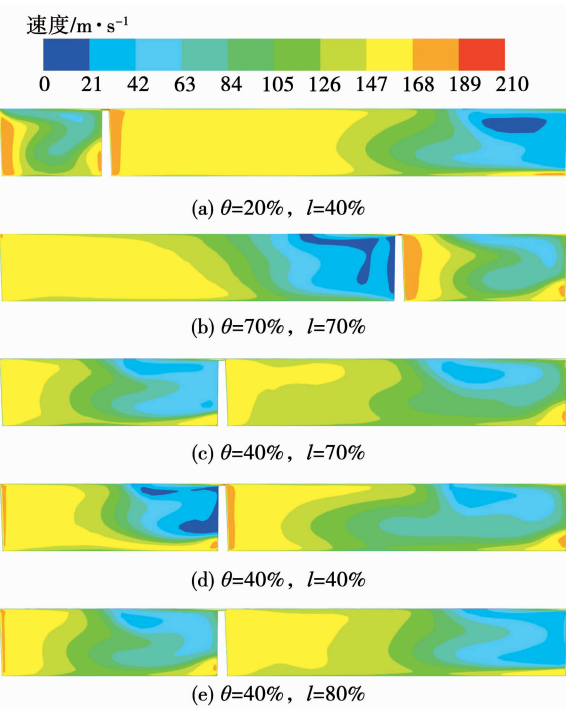


图 10 不同结构分流叶片出口速度分布

ig. 10 Velocity distributions at outlet of splitter blades with different structures

综合分析图 10 和图 11 可知,速度云图与熵增云图对应,低速区的熵增较大。 $\theta = 40^\circ$, $l = 60\%$ 结构下的压气机出口速度分布最均匀,对应出口熵增也最小。分析图 9(a)、图 10(a),图 9(b)、图 10(b)与图 9(c)、图 10(c)可知,相同长度($l = 70\%$)的分流叶片, $\theta = 40^\circ$ 时压气机出口速度分布更加均匀,低速区明显减小。过于靠近主叶片压力面的 $\theta = 20^\circ$, $l = 70\%$ 结构,在主叶片吸力面会有较大的低速区,熵增较大。而过于靠近主叶片吸力面的 $\theta = 70^\circ$, $l = 70\%$ 结构,低速高熵增区集中在分流叶片吸力面。分析图 9(c)、图 10(c),图 9(d)、图 10(d)与图 9(e)、图 10(e)可知,在相同周向位置($\theta = 40^\circ$) , $l = 40\%$ 时由于叶片较短,对流动改善较差,在分流叶片吸力面有部分高熵增区,对比 $l = 70\%$ 与

$l = 80\%$ 发现,叶片过长也会使出口流场均匀性下降,流动损失增加。

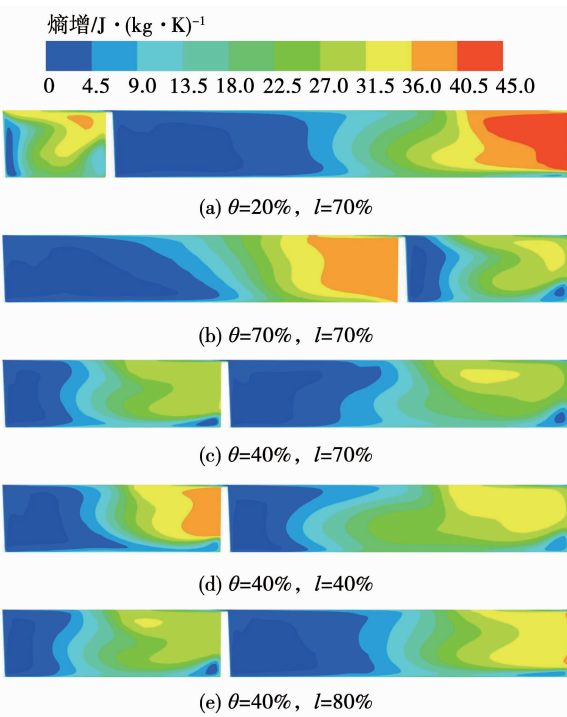


图 11 不同结构分流叶片出口熵增云图

Fig. 11 Entropy increase contours at outlet of splitter blades with different structures

离心压气机由于叶片相对机匣的高速转动,以及叶片两侧的压力差影响,压力面的流体从叶片顶部间隙流向叶片另一侧的吸力面,这些泄漏的流体在流道内受到横向压差和科氏力的共同作用形成了叶顶泄漏涡。叶顶泄漏涡会造成极大的流动损失,降低压气机的性能。图 12 给出了叶顶泄漏流线及部分流道截面的熵增云图。从图中可以看出,叶顶高熵增区域最大,在流道 40% 处叶片吸力面侧在叶顶已经形成较大的高熵增区,随着工质的流动,叶顶泄漏涡与周围流体进行掺混,高熵增区在周向和轴向方向进一步扩大。观察叶顶流线与高熵增区分布,明显看出叶顶泄漏涡流是引起高熵增的主要原因之一。对比不同结构的分流叶片对叶顶泄漏涡的影响来分析其对压气机性能的影响。分析图 12(a),12(b)可知,过于靠近压力面或者吸力面的分流叶片不能有效抑制间隙泄漏涡的掺混作用,对流场改善作用较差,在出口叶顶处熵增相对较高。图 12(d)方案由于分流叶片过短,当流体到达分流叶

片处时,叶顶泄漏涡已经扩散到较大的区域,分流叶片对泄漏涡的作用下降。图 12(c)所示方案对泄漏涡进行了有效的调整,主叶片引发的泄漏涡被分为两个较弱的分支,削弱了泄漏涡的扩散和掺混,起到降低流动损失的作用。

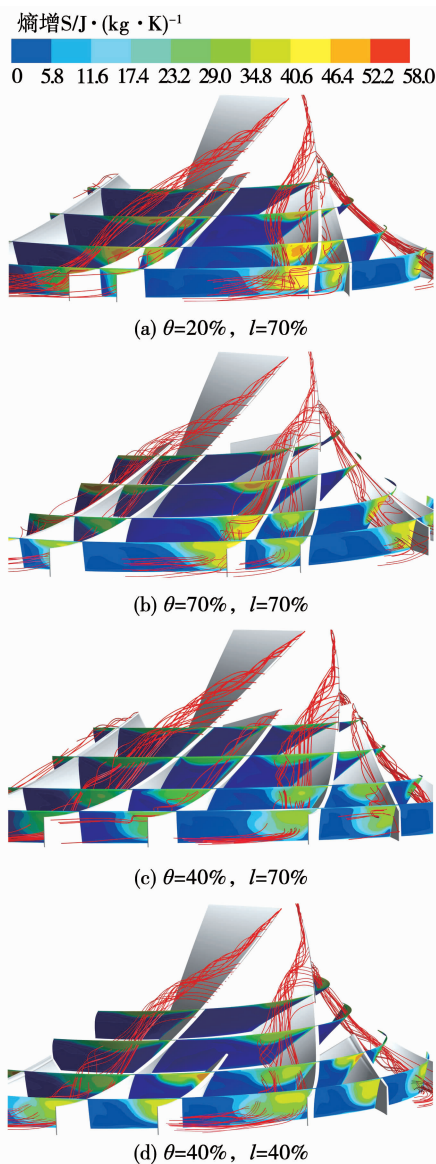


图 12 叶顶泄漏流线及流道截面熵增云图

Fig. 12 Entropy increase contours at blade tip leakage streamline and flow channel sections

3 结 论

(1) 分流叶片对压气机性能影响较大且影响规律不随工况改变(除近喘振边界工况外),存在最佳分流叶片位置可使压气机的压比和性能达到最高。压气机效率最佳时,分流叶片位置为 $l = 70\%$, $\theta =$

40%,此时压气机的压比为 2.502,效率为 91.67%。

(2) 压气机高性能点集中在 $\theta = 40\% \sim 60\%$, $l = 60\% \sim 80\%$ 区域,其中分流叶片靠近压力面比靠近吸力面能更好地改善压气机性能。

(3) 过于靠近主叶片的分流叶片和过短的分流叶片不能有效抑制叶顶泄漏涡的扩散,过长的分流叶片会使其进口段区域的马赫数提高,增大摩擦损失,降低效率。

(4) 分流叶片通过把间隙泄漏涡分为两个较弱的分支,抑制泄漏流的扩散和掺混,使工质在流道内的流动更加均匀来提升压气机性能。

参考文献:

- [1] GUILHERME B R, FRANCISCO A B, LAMARTINE N F, et al. Thermodynamic analysis and optimization of a closed regenerative Brayton cycle for nuclear space power systems[J]. Applied Thermal Engineering, 2015, 90: 250–257.
- [2] TOURNIER J, ELGENK M S. Properties of noble gases and binary mixtures for closed Brayton cycle applications[J]. Energy Conversion & Management, 2008, 49(3): 469–492.
- [3] 兰 江,王 辉. 分流叶片对离心压缩机性能影响的数值分析[J]. 风机技术, 2014, 56(2): 19–24.
LAN Jiang, WANG Hui. Numerical analysis of the influence of splitter blades on the performance of centrifugal compressor[J]. Fan Technology, 2014, 56(2): 19–24.
- [4] 韩落乐,王定标,王光辉,等. 叶片数和分流叶片长度对压气机性能的影响研究[J]. 低温与超导, 2019, 47(9): 66–71.
HAN Luo-le, WANG Ding-biao, WANG Guang-hui, et al. The effect of the number of blades and the length of splitter blades on compressor performance [J]. Cryogenics and Superconductivity, 2019, 47(9): 66–71.
- [5] 谢 蓉,海 洋,王晓放. 分流叶片周向位置设计及其对离心叶轮内部流动的影响[J]. 燃气轮机技术, 2009, 22(2): 37–41.
XIE Rong, HAI Yang, WANG Xiao-fang. The circumferential position design of the splitter blades and its influence on the internal flow of the centrifugal impeller [J]. Gas Turbine Technology, 2009, 22(2): 37–41.
- [6] 卜远远,楚武利. 分流叶片周向位置对离心叶轮性能及内部流动的影响[J]. 流体机械, 2011, 39(9): 16–20.
BU Yuan-yuan, CHU Wu-li. The influence of the circumferential position of the splitter blades on the performance and internal flow of the centrifugal impeller [J]. Fluid Machinery, 2011, 39(9): 16–20.