

两种径向间隙处理对 1.5 级高负荷轴流压气机性能影响的比较研究

邹恺恺, 刘永葆, 贺 星

(海军工程大学 动力工程学院, 湖北 武汉 430000)

摘 要:采用数值模拟方法研究了机匣直沟槽处理和斜沟槽处理对压气机气动性能的影响,对两种处理方式下压气机各叶栅通道的熵产、涡量、回流范围和强度、静压分布、负轴向速度进行了定量计算和定性分析。结果表明:与光壁机匣相比,直沟槽和斜沟槽处理均使压气机的稳定运行范围拓宽了 3% 以上,直沟槽机匣处理压气机比斜沟槽机匣处理压气机的失速裕度更高,但绝热效率略低。

关 键 词:多级压气机;径向间隙处理;熵产;失速裕度;机理分析

中图分类号:V231.1 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2022.06.010

[引用本文格式]邹恺恺,刘永葆,贺 星. 两种径向间隙处理对 1.5 级高负荷轴流压气机性能影响的比较研究[J]. 热能动力工程,2022,37(6):67-76. ZOU Kai-kai, LIU Yong-bao, HE Xing. Comparative study on the effects of two kinds of radial clearance treatment on the performance of 1.5-stage high load axial flow compressor[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2022, 37(6): 67-76.

Comparative Study on the Effects of Two Kinds of Radial Clearance Treatment on the Performance of 1.5-stage High Load Axial Flow Compressor

ZOU Kai-kai, LIU Yong-bao, HE Xing

(School of Power Engineering, Naval University of Engineering, Wuhan, China, Post Code:430000)

Abstract: The effects of cylindrical trench casing treatment and sloped trench casing treatment on the aerodynamic performance of compressor are studied using a three-dimensional numerical simulation. Based on the quantitative calculation and qualitative analysis of the entropy production, vorticity, the range and intensity of the reverse flow, static pressure distribution and negative axial velocity in each cascade channel of compressor under two kinds of treatment modes, it is found that compared with the smooth casing compressor, the cylindrical trench and sloped trench casing treatment both broaden the stable operation range of the compressor by more than 3%. The stall margin of the cylindrical trench casing treatment compressor is wider than that of the sloped trench casing treatment compressor, but its adiabatic efficiency is slightly lower than the latter.

Key words: multistage compressor, radial clearance treatment, entropy production, stall margin, mechanism analysis

收稿日期:2021-03-31; 修订日期:2021-10-10

基金项目:湖北省自然科学基金面上项目(2020CFB536); 国家科技重大专项(J2019-IV-0021-0090, J2019-I-0012)

Fund-supported Project: General Program of Natural Science Foundation of Hubei Province(2020CFB536); National Science and Technology Major Project(J2019-IV-0021-0090, J2019-I-0012)

作者简介:邹恺恺(1993-),男,湖北天门人,海军工程大学博士研究生。

通讯作者:贺 星(1982-),男,江西永新人,海军工程大学副教授。

引 言

现代航空发动机中压气机/风扇的设计向着高负荷、高效率的方向发展。压气机级负荷增加使得叶栅流动更易失稳,转子叶尖的流动失稳是压气机失速的主要原因之一^[1-3]。

机匣处理是一种结构简单且能有效改善压气机稳定裕度的流动控制技术,以缝式和槽式最为常见,但往往会牺牲压气机的效率。随着对机匣处理结构的不断探索,研究者们力求在几乎不损失效率的情况下提高压气机的气动稳定性。直沟槽和斜沟槽是两种典型的径向间隙处理结构,可视为一种槽宽远大于槽深的周向机匣处理。Wisler 等人^[4]以 4 个相同级组成的压气机为对象,通过实验详细研究了直沟槽和斜沟槽的几何参数对压气机性能和可用运行范围的影响。Vitaliy^[5-6]通过实验研究了直沟槽及其变体对压气机稳定运行范围的影响,指出直沟槽可使压气机的稳定运行范围增加且当叶顶与压气机机匣基线平齐时效果更佳。同时,还基于研究直沟槽的实验数据,发展了一种统计模型来评估直沟槽几何参数对压气机效率和稳定运行范围的影响。Beheshti 等人^[7]通过数值模拟研究了直沟槽对不同间隙尺寸的 rotor 37(有别于保持机匣内径不变,该文是保持叶片长度不变)性能的影响,结果表明,深度适当的直沟槽能够延缓失速发生且对效率的影响较小。

斜沟槽与直沟槽的差异在于去除了后端突台,可以看作是直沟槽的变形。朱俊强等人^[8]基于亚音转子的实验研究表明,斜沟槽有牺牲裕度提高效率的作用。张辉等人^[9]针对 rotor 37 的数值研究表明,斜沟槽提高了 rotor 37 的失速裕度。刘世文等人^[10]通过数值模拟研究了斜沟槽对 rotor 67 性能的影响,结果表明,引入斜沟槽,当叶尖间隙较小时峰值效率基本不变而失速裕度下降,当叶尖间隙较大时峰值效率不降低且失速裕度提高。崔建光等人^[11]通过数值模拟研究了斜沟槽对轴流风机气动性能的影响,结果表明,斜沟槽提高了风机设计流量下的全压和效率。侯杰萱等人^[12-13]通过数值方法研究了斜沟槽在孤立转子和单级环境中对压气机性

能和稳定性的影响,结果表明,单级环境中斜沟槽可以微弱增加压气机的综合稳定裕度,同时改善总压比和效率。并认为斜沟槽改变了泄漏涡的产生机制,进而改善了叶栅的性能。

从已有的研究来看,直沟槽及斜沟槽对压气机性能的影响机理仍不十分明确,在一些研究中的结论还存在值得商榷的地方,特别是对多级压气机还没有深入研究。本文以某 1.5 级高负荷轴流压气机为对象,采用数值模拟方法研究直沟槽和斜沟槽处理对压气机总压比、绝热效率和稳定裕度的影响,为工程中机匣处理方式的选择提供一定的理论支撑。

1 研究对象

研究对象为 1.5 级高负荷轴流压气机,包含进口导叶、转子和静子。转子叶顶间隙 τ 为 0.52% 叶高,转速为 5 949 r/min。在转子上方机匣引入直沟槽或斜沟槽时,将叶片延伸使叶尖前缘与上游机匣内壁平齐,叶顶间隙保持与光壁压气机相同。直沟槽的前后端及斜沟槽的前端突台与转子叶尖前缘距离 L 为 10% C_{ax} , C_{ax} 为转子叶顶轴向弦长。此外,为了削弱垂直突台的负面影响,将垂直突台改为斜坡。直沟槽机匣处理压气机和斜沟槽机匣处理压气机示意图如图 1 所示。

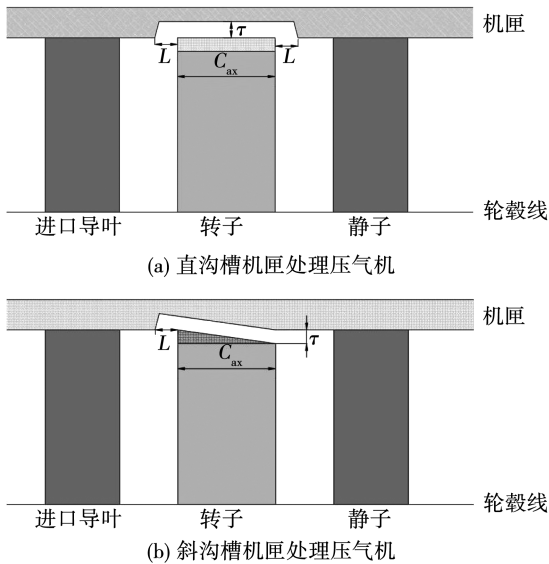


图 1 直沟槽机匣处理压气机和斜沟槽机匣处理压气机示意图

Fig. 1 Schematic diagram of cylindrical trench casing compressor and sloped trench casing compressor

2 数值方法

2.1 数值格式

采用 Fine/Turbo 的 EURANS 求解器进行定常数值计算,选用 SA^[14]湍流模型,空间离散采用结合 Van Albada 限制器的通量差分分裂的二阶迎风格式^[15],时间离散采用四阶显式 Runge-Kutta 法。计算中采用多重网格法、当地时间步长和隐式残差光顺等技术加速收敛。

2.2 计算网格

采用 AutoGrid5 和 IGG 划分单通道网格,图 2 给出了直沟槽机匣处理压气机的计算网格。压气机进口与进口导叶前缘的距离大于 1.5 倍进口导叶叶顶弦长,出口与静子尾缘的距离大于 2 倍静子叶顶弦长。叶片通道为 O4H 型网格,进口导叶、转子和静子通道沿周向、径向和流向的网格节点数分别为 57/73/101,97/89/117 和 53/73/73。其中,叶片表面为 O 型贴体网格,转子叶顶间隙为蝶形网格,径向节点数为 17,其余部分为 H 型网格。近壁面网格加密,保证 $y^+ < 10$ 。总网格点数约 325 万。光壁压气机和斜沟槽机匣处理压气机采用同样方法划分网格。

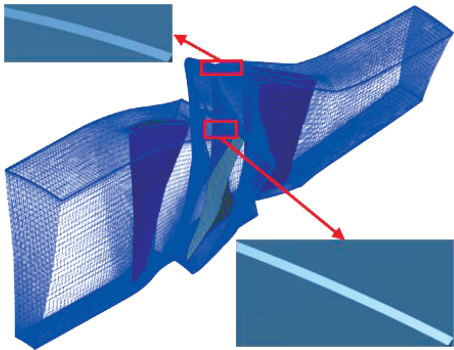


图 2 直沟槽机匣处理压气机的计算网格
Fig. 2 Computational grid of cylindrical trench casing compressor

2.3 边界条件

压气机进口均给定总温、总压及轴向进气,压气机出口给定平均半径处静压,并按简单径向平衡方程确定压力沿叶高的分布。所有壁面为绝热无滑移边界。转静子交界面上下游数据传递采用混合平面法。通过提高背压获取压气机的特性线,在接近失速边界时,相邻计算点背压差为 100 Pa,最后一个收敛点为近失速点。

2.4 网格无关性验证

表 1 给出了光壁压气机 5 种拓扑结构相同但疏密程度不同的网格,记为 SC_mesh1 ~ SC_mesh5。网格加密遵循法则为 B2B 面网格点数近似呈 1.5 倍递增,总网格点数近似呈 2 倍递增。

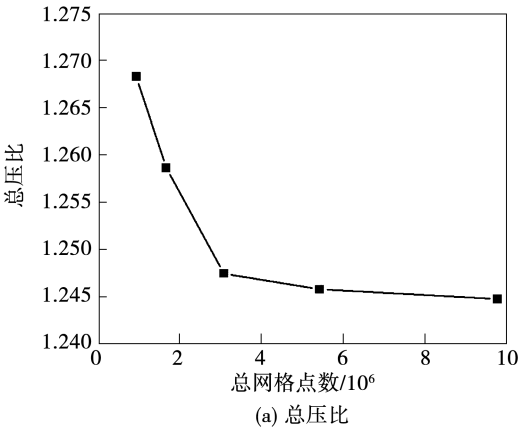
表 1 光壁压气机 5 种拓扑结构相同但疏密程度不同的网格

网格	B2B 面网格点数			总网格 点数	转子叶顶间隙 径向网格点数
	进口导叶	转子	静子		
SC_mesh1	5 383	9 394	6 087	941 094	9
SC_mesh2	7 651	12 846	8 383	1 675 142	13
SC_mesh3	10 563	17 494	11 323	3 082 262	17
SC_mesh4	14 147	23 614	15 047	5 424 778	21
SC_mesh5	19 243	31 630	20 451	9 764 602	25

图 3 给出了在某相同背压条件下,采用 5 种光壁压气机网格模型计算得到的总压比和绝热效率。SC_mesh3 ~ SC_mesh5 计算结果的差异较小,SC_mesh3 的网格量已经满足网格无关性条件。计算采用的网格量略大于 SC_mesh3。

2.5 数值方法验证

由于 1.5 级轴流压气机是从某 9.5 级压气机模型提取而来,故对该 9.5 级压气机进行单通道定常数值模拟,总网格点数约为 3 200 万,数值格式及边界条件与光壁压气机数值模拟保持一致。图 4 给出了 9.5 级轴流压气机的计算网格。图 5 给出了 4 种转速下其总压比 - 流量特性的计算结果与试验结果^[16]的比较,横坐标做了无量纲化处理。可以看到,各转速下计算得到的总压比相对试验结果偏高,但趋势吻合良好,可以认为该模拟中采用的数值方法是可靠的。由此认为,可在此基础上对该 1.5 级轴流压气机模型进行下一步的研究。



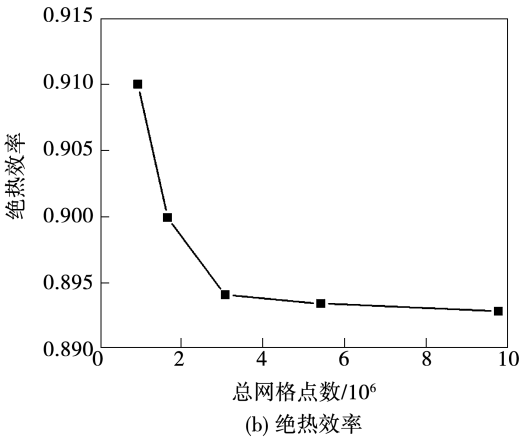


图 3 光壁压气机总压比和绝热效率随网格点数量的变化 (背压相同)

Fig.3 Variation of total pressure ratio and adiabatic efficiency of smooth casing compressor with grid number (under the same back pressure)

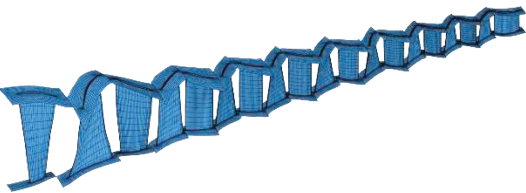


图 4 9.5 级压气机计算网格

Fig.4 Computational grid of 9.5-stage axial flow compressor

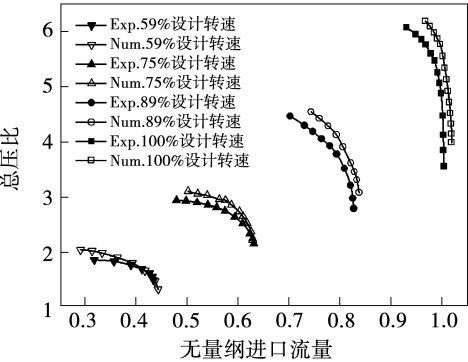


图 5 9.5 级压气机总压比 - 流量特性计算结果与试验结果比较

Fig.5 Comparison between calculated and experimental results of total pressure ratio and flow characteristics of 9.5-stage axial compressor

3 结果分析

3.1 直沟槽和斜沟槽对总体性能的影响

图 6 给出了光壁压气机、直沟槽机匣处理压气

机和斜沟槽机匣处理压气机的总压比和绝热效率特性曲线,图中 NC,NPE 和 NS 分别为光壁压气机的近堵塞点、近峰值效率点和近失速点。对压气机气动稳定性的影响用失速裕度改进量 (SMI) 评价,以光壁压气机为例,SMI 的计算式为:

$$SMI = \left(\frac{\dot{m}_{SC} - \dot{m}_{CTC}}{\dot{m}_{SC}} \right) \times 100\% \tag{1}$$

式中: $\dot{m}_{SC}$ 和 $\dot{m}_{CTC}$ —光壁压气机和直沟槽机匣处理压气机的近失速点流量。

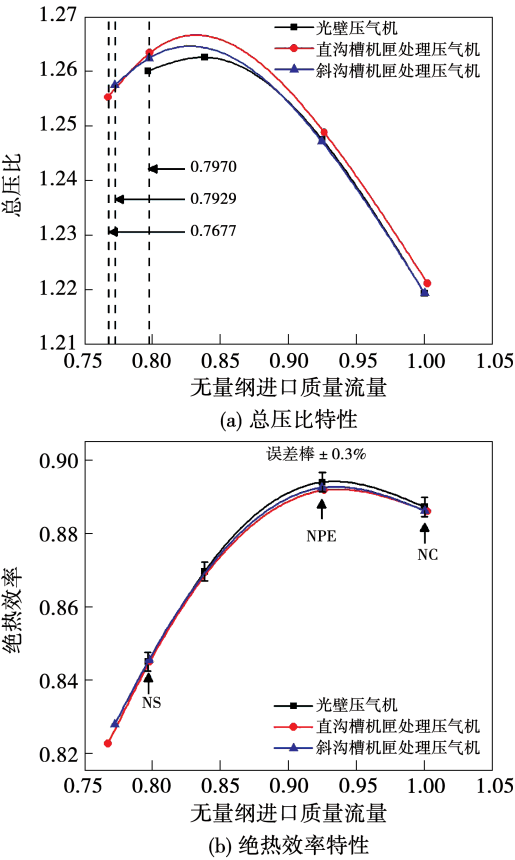


图 6 光壁压气机、直沟槽机匣处理压气机和斜沟槽机匣处理压气机的特性曲线

Fig.6 Characteristic curves of smooth casing compressor,cylindrical trench casing compressor and sloped trench casing compressor

可以看到,直沟槽和斜沟槽均拓宽了压气机的稳定运行范围,直沟槽的扩稳效果更好。经计算,直沟槽机匣处理压气机、斜沟槽机匣处理压气机相对于光壁压气机的失速裕度改进量分别为 3.68%, 3.03%。在光壁压气机的整个运行范围内,直沟槽使压气机的总压比均略有提升。斜沟槽对压气机 NC 流量工况至近峰值总压比工况的总压比几乎没

有影响,而使其他工况的总压比略有提升,但效果略低于直沟槽。直沟槽和斜沟槽对压气机效率的影响相似。在 NS 流量工况附近,直沟槽机匣处理压气机的绝热效率与光壁压气机基本一致,斜沟槽机匣处理压气机的绝热效率略微高于光壁压气机。在其余工况直沟槽和斜沟槽和斜沟槽机匣处理压气机的绝热效率均略低于光壁压气机,相对下降量不超过 0.3%。

3.2 基于熵产的直沟槽和斜沟槽对压气机效率影响的机理分析

3.2.1 效率与熵产

图 7 给出了压气机的熵产(左轴)和绝热效率(右轴)随进口质量流量的变化。可以看到,熵产和绝热效率在压气机节流过程中的变化趋势是相反的。此外,相同流量工况下,光壁压气机和直沟槽机匣处理压气机(或斜沟槽机匣处理压气机)的熵产、绝热效率存在相反的关系,即熵产较大者,绝热效率较低。

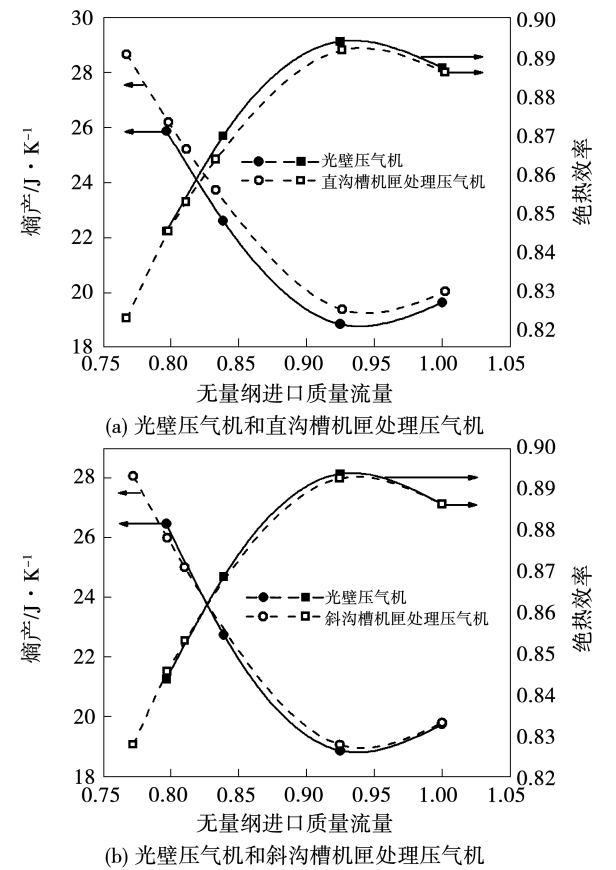


图 7 压气机中熵产和绝热效率随进口流量的变化
Fig.7 Variations of entropy generation and adiabatic efficiency of compressor with mass flow at inlet

图 8 给出了进口导叶域、转子域和静子域的熵产。可以看到,应用直沟槽和斜沟槽时,进口导叶域和静子域的熵产在 3 种工况中均大于光壁压气机,转子域的熵产在 NC 和 NS 流量工况比光壁压气机略低,在 NPE 流量工况则比光壁压气机高。

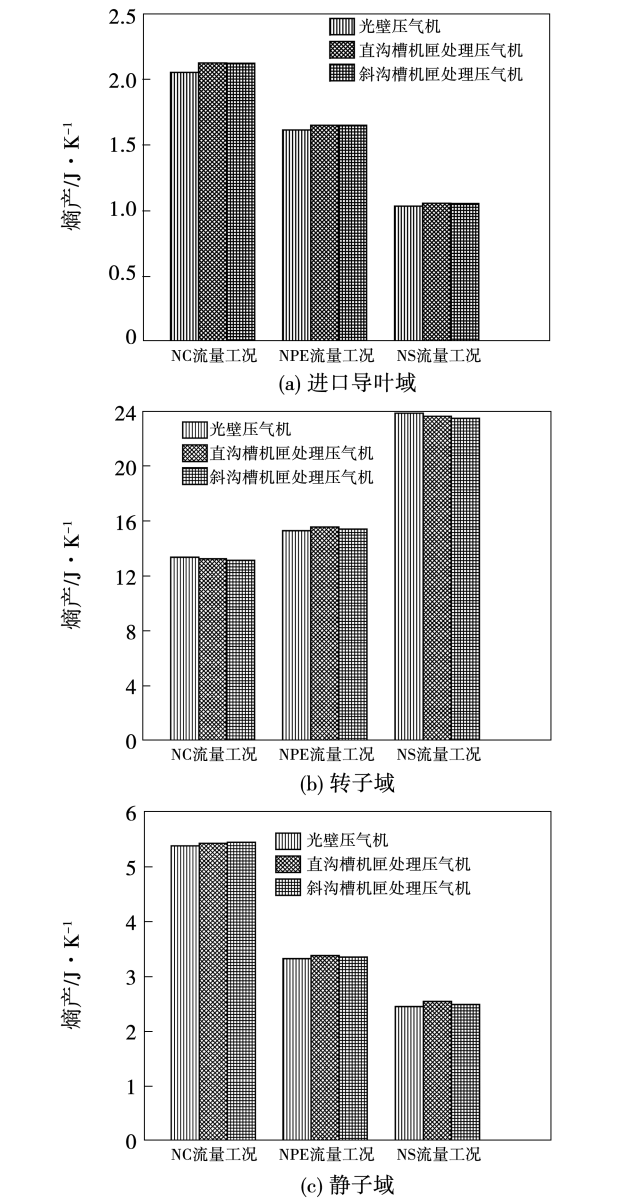


图 8 光壁压气机、直沟槽机匣处理压气机和斜沟槽机匣处理压气机中各叶排熵产
Fig.8 Entropy generation of different rows of smooth casing compressor, cylindrical trench casing compressor and sloped trench casing compressor

3.2.2 机理分析

分析发现,直沟槽和斜沟槽影响压气机效率的机理相似,因此仅给出在 NS 流量工况下光壁压气

机和直沟槽机匣处理压气机中流场的比较。图 9 给出了转子域子午面无量纲涡量 ξ 分布及局部相对速度流线,图 10 给出了转子域子午面熵分布。可以看到,叶尖前缘位置存在一个旋涡,该旋涡可看作是三维的叶尖泄漏涡“投影”到子午面上的二维形态,此处的涡量显著大于其他位置。应用直沟槽后,叶尖泄漏涡的涡核略向下游移动,且径向尺寸有所缩小。叶尖泄漏涡范围内的涡量减小。不过直沟槽的前端突台位置存在局部回流涡,导致此处的涡量增大,后端突台位置则不存在局部分离涡。与此相对应,叶尖前缘附近的熵减小,前端突台位置的熵增大。

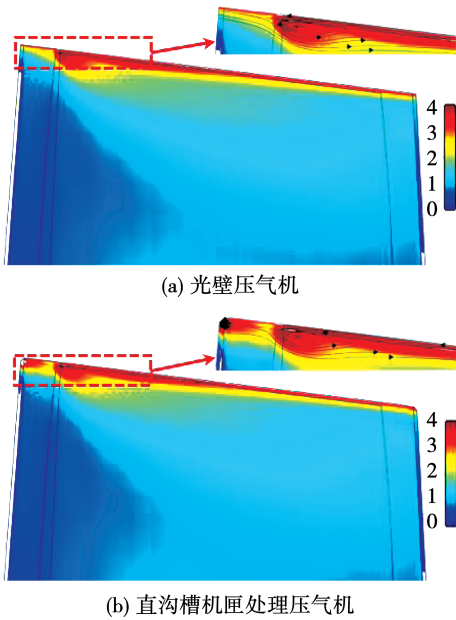


图 9 转子域子午面无量纲涡量(对数化)和局部相对速度流线

Fig.9 Meridional non-dimensional vorticity (logarithmic) and local relative velocity streamlines of the rotor

图 11 给出了进口导叶域和静子域子午面熵分布。图 12 为直沟槽机匣处理压气机与光壁压气机中静子域子午面熵差分布,图中给出了差值为零的等值线。可以看到,引入直沟槽前后,进口导叶域的熵分布大致相同,区别在于突台前部位置局部。由前文分析可知,直沟槽机匣处理压气机在该位置的熵高于光壁压气机是因为这里存在局部的回流涡。对于静子域,直沟槽机匣处理压气机中突台后端局部的熵相比光壁压气机并没有增大,静子域熵产大于光壁压气机是由静子叶片的来流条件发生变化所

导致。

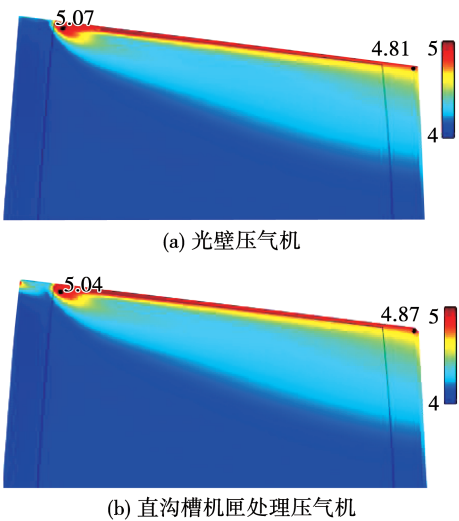


图 10 转子域子午面熵(对数化)分布($\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$)
Fig.10 Meridional entropy (logarithmic) distribution of the rotor ($\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$)

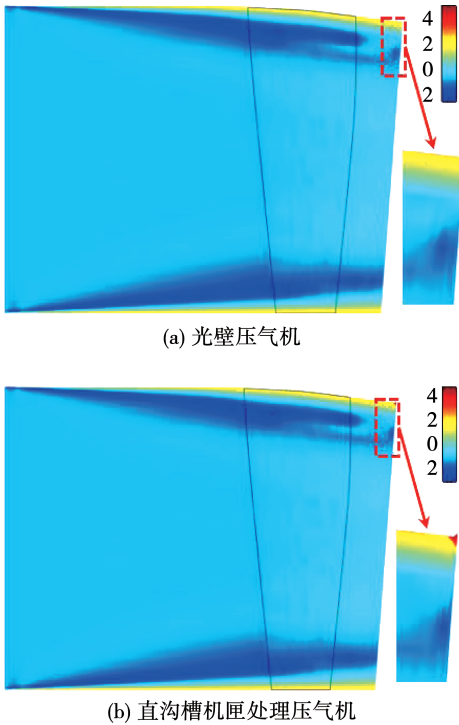


图 11 进口导叶域子午面熵(对数化)分布
Fig.11 Meridional entropy (logarithmic) distribution of IGV ($\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$)

综合以上分析可知,在 NS 流量工况,直沟槽可以改善转子的流场品质,使转子通道的熵产损失减小;但是突台前端的存在使进口导叶通道局部流场

恶化,熵产损失增加;直沟槽的引入也改变了下游静子叶片的来流条件,使静子通道的熵产损失增大。直沟槽带给转子的效率收益不足以抵消带给上下游叶排的效率亏损,因此压气机整体的效率并没有得到提高。斜沟槽机匣处理压气机与直沟槽机匣处理压气机中进口导叶通道的熵产损失大致一样,但是斜沟槽对转子流场品质的改善效果比直沟槽更好,斜沟槽机匣处理压气机中转子通道的熵产损失相比光壁压气机下降更多。而且由于斜沟槽不存在后端台阶,斜沟槽机匣处理压气机中静子通道的熵产损失几乎与光壁压气机相同,结果是斜沟槽带给转子的效率收益大于带给上下游叶排的效率亏损,因此压气机整体的效率有所提高。

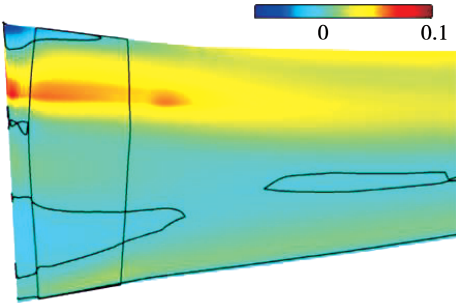


图 12 直沟槽机匣处理压气机与光壁压气机中静子域子午面熵差(对数化)分布($\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$)

Fig. 12 Meridional entropy difference (logarithmic) distribution of the stator between smooth casing compressor and cylindrical trench casing compressor($\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$)

3.3 直沟槽和斜沟槽提高压气机稳定裕度的机理分析

压气机工况均为 NS 流量工况。图 13 给出了转子叶顶来流的相对速度流线。可以看到,光壁压气机中,叶顶来流大致可分为 3 部分,一部分在到达叶尖前缘后形成间隙泄漏流并卷曲成涡,一部分被间隙泄漏涡阻挡在叶尖前缘平面上游,此二者是叶顶来流的主要部分,只剩下少部分从叶顶以下的空间直接进入叶片通道。在直沟槽机匣处理压气机和斜沟槽机匣处理压气机中,间隙泄漏涡卷曲程度减弱,卷入泄漏涡的流量明显减小,进入叶片通道的流量则增加。

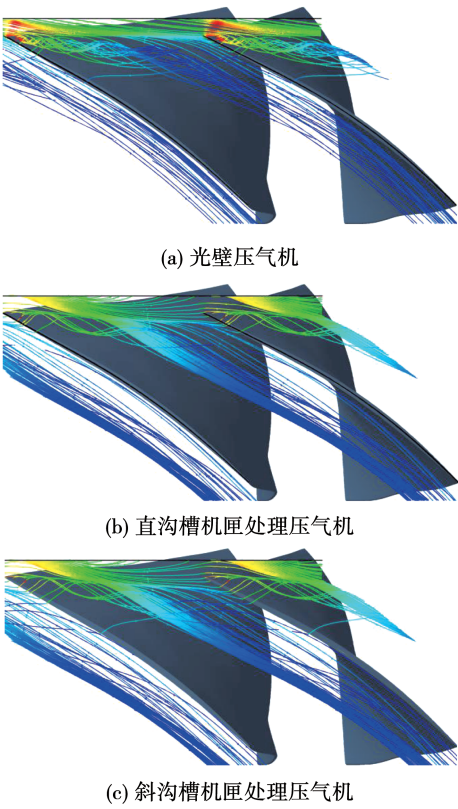


图 13 转子叶顶来流的相对速度流线

Fig. 13 Relative velocity streamlines of the incoming flow at the tip of the rotor blade

图 14 和图 15 分别给出了转子叶顶截面上叶尖前缘上游 $-10\% C_{ax}$ 位置轴向速度和 $-0.5\% C_{ax}$ 位置相对进气角沿周向的分布。

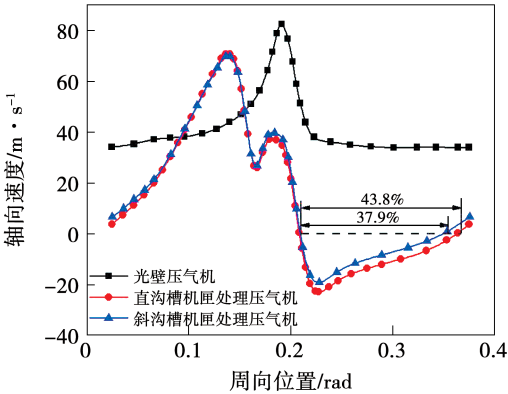


图 14 转子叶顶截面上叶尖前缘上游 $-10\% C_{ax}$ 位置轴向速度的周向分布

Fig. 14 Pitch-wise distribution of axial velocity of the incoming flow located at $-10\% C_{ax}$ of the rotor blade tip section

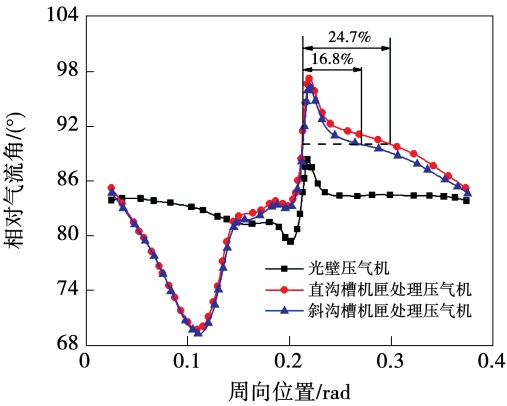


图 15 转子叶顶截面上叶尖前缘上游 $-0.5\% C_{ax}$

位置相对进气角周向分布

Fig. 15 Pitch-wise distribution of relative inlet angle of the incoming flow located at $-0.5\% C_{ax}$ of the rotor blade tip section

可以看到,与光壁压气机相比,直沟槽机匣处理压气机和斜沟槽机匣处理压气机中转子叶顶上游虽然存在回流,但在局部位置轴向速度是大于光壁压气机的。这表明,部分流体通过回流发生了周向迁移,然后重新进入转子通道。与此相对应,转子叶顶来流的相对进气角在轴向速度降低的范围内大幅增加,在轴向速度提升的范围内则显著下降。光壁压气机中转子叶顶上游虽未发生回流,但整个进口的相对进气角接近 90° ,这就使来流难以向通道下游行进,通道顶部的通过性差。直沟槽机匣处理压气机和斜沟槽机匣处理压气机中,局部相对进气角的显著下降使更多来流能够继续向下游行进,由于回流受到前部突台的阻挡,向上游发展受限,这种效应改善了通道顶部的通过性。此外,直沟槽机匣处理压气机中转子叶顶上游的回流范围和强度比斜沟槽机匣处理压气机中更大,但轴向速度增大的范围几乎相同,这意味着斜沟槽比直沟槽对顶部通道通过性的改善效果会更好。

图 16 给出了转子叶顶截面的静压分布等值线和负轴向速度区域,直实线表示间隙泄漏涡的轨迹,并标出了与轴向的夹角。

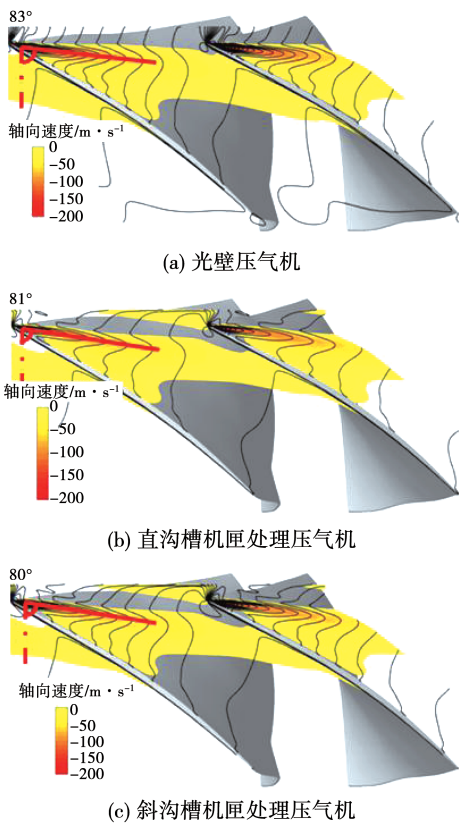


图 16 转子叶顶截面的静压分布等值线和负轴向速度区域

Fig. 16 Static pressure isolines and negative axial velocity contours on the rotor blade tip section

图 17 给出了转子通道中相对马赫数为 0.25 的等值面,用通道顶部的闭合面表示堵塞情况。由于间隙泄漏涡中流体绕涡核螺旋式向下游行进,当绕至涡核上方时必定存在负轴向速度分量,因此存在间隙泄漏涡的区域就存在负轴向速度区域。间隙泄漏涡轨迹辐射的部分为间隙泄漏涡及缠绕在其周围的间隙泄漏流的范围,而叶片压力面侧的负轴线速度区域则表示二次泄漏流的范围,二次泄漏流是堵塞通道顶部的重要原因。沟槽机匣处理的引入使间隙泄漏涡的轨迹略向叶片吸力面侧偏转,且负轴向速度区域的范围有所缩小。再结合图 17 中低速堵塞团的分布可知,转子通道顶部的堵塞情况得到缓解,通过性改善,转子偏离失速状态。

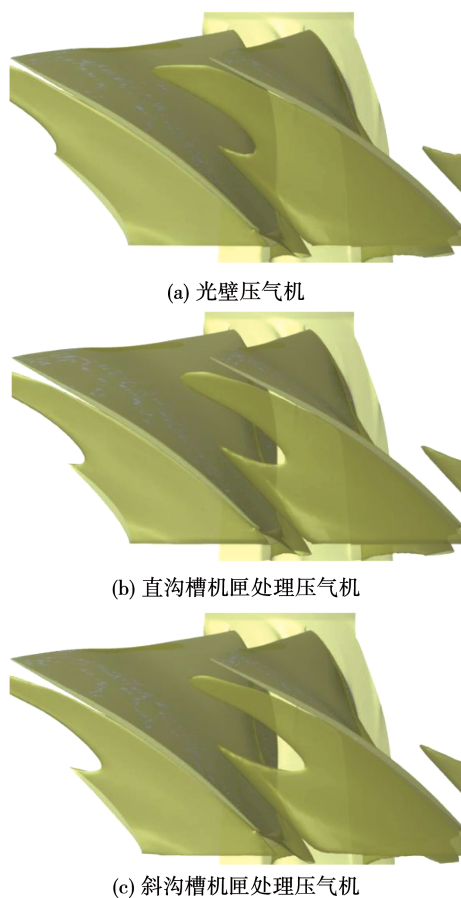


图17 转子通道中相对马赫数为0.25的等值面

Fig. 17 Iso-surface of relative Mach number equal to 0.25 in the rotor passage

4 结 论

(1) NS 流量工况下,直沟槽机匣处理压气机中,转子效率的提升不足以抵消上下游叶排效率的降低,而斜沟槽机匣处理压气机中,转子的效率收益大于上下游叶排的效率亏损。

(2) 机匣采用直/斜沟槽处理后,转子叶尖上游的流动结构均发生了较大的改变,来流中卷入间隙泄漏涡的流量明显减少,且卷曲程度更弱,进入叶片通道的流量增加。部分流体通过回流发生周向迁移,然后重新加速进入转子通道,而由于回流受到前部突台的阻挡,向上游的发展范围有限,这种效应改善了转子顶部通道的通过性。直/斜沟槽的引入使间隙泄漏涡的轨迹略向叶片吸力面侧偏转,且负轴向速度区域的范围有所缩小,转子通道顶部的堵塞情况得到缓解。

(3) 机匣直沟槽和斜沟槽处理均可明显提升压气机的稳定运行范围。相对于斜沟槽,直沟槽扩稳效果略好,但斜沟槽在某些工况可改善压气机的绝热效率。对于现代多级压气机需要兼顾热效率 and 气动稳定裕度两个方面而言,斜沟槽型式的机匣处理具有一定优势。

参考文献:

- [1] VO H D, TAN S C, GREITZER E M. Criteria for spike initiated rotating stall[J]. Journal of Turbomachinery, 2008, 130(1): 011023.
- [2] CAMP T R, DAY I J. A Study of spike and modal stall phenomena in a low-speed axial compressor[J]. Journal of Turbomachinery, 1998, 120(3): 393–401.
- [3] MAILACH R, LEHMANN I, VOGELER K. Rotating instabilities in an axial compressor originating from the fluctuating blade tip vortex[J]. Journal of Turbomachinery, 2001, 123(3): 453–463.
- [4] WISLER D H, BEACHER B F. Improved compressor performance using recessed clearance (trenches)[J]. Journal of Propulsion and Power, 1989, 5(4): 469–475.
- [5] NEZYM V. Parametric investigation of entire annular recess casing treatment on compressor stable operation[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2005, 29(2): 209–215.
- [6] NEZYM V. A statistical model for the effect of casing treatment recesses on compressor rotor performance[J]. Experimental Thermal & Fluid Science, 2007, 31(8): 1165–1176.
- [7] BEHESHTI B H, TEIXEIRA J A, IVEY P C, et al. Parametric study of tip clearance—casing treatment on performance and stability of a transonic axial compressor[J]. Journal of Turbomachinery, 2004, 126(4): 527–535.
- [8] 朱俊强, 赵毅, 刘志伟. 斜沟槽型机匣处理的实验研究[J]. 航空动力学报, 1998, 13(1): 23–26.
ZHU Jun-qiang, ZHAO Yi, LIU Zhi-wei. An experimental investigation on treatment of compressor casing with skew grooves[J]. Journal of Aerospace Power, 1998, 13(1): 23–26.
- [9] ZHANG Hui, MA Hong-wei. Study of sloped trench casing treatment on performance and stability of a transonic axial compressor[C]//ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea & Air, 2007.
- [10] 刘世文, 宁方飞. 斜沟槽型机匣处理对压气机性能影响的数值研究[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2014, 27(5): 5–11.
LIU Shi-wen, NING Fang-fei. Numerical investigation of the effects of sloped trench casing treatment on the aerodynamic performance of axial compressor[J]. Gas Turbine Experiment and

Research,2014,27(5):5-11.

[11] 崔建光,叶学民,李春曦.斜沟槽机匣处理对轴流风机性能影响的数值研究[J].流体机械,2017,45(1):30-37.

CUI Jian-guang, YE Xue-min, LI Chun-xi. Simulation of the effect of sloped trench casing treatment on the performance of an axial flow fan[J]. Fluid Machinery, 2017, 45(1): 30-37.

[12] HOU Jie-xuan, LIU Yang-wei. Study of sloped trench casing treatment on performance and stability of axial compressors[C]//Proceedings of Global Power and Propulsion Society, Beijing, 2019.

[13] 侯杰萱,柳阳威,陆利蓬.斜沟槽型处理机匣对压气机叶栅性能影响[J].工程热物理学报,2019,40(9):1997-2003.

HOU Jie-xuan, LIU Yang-wei, LU Li-peng. Effects of sloped trench casing treatment on compressor cascade[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2019, 40(9): 1997-2003.

[14] SPALART P, ALLMARAS S. A one-equation turbulence model for aerodynamic flows[J]. Recherche Aerospaciale, 1994, 1(1): 5-21.

[15] ROE P L. Approximate riemann solvers, parameter vectors, and difference schemes[J]. Journal of Computational Physics, 1981, 43(2): 357-372.

[16] 王永峰,祁龙,任兰学.多级轴流压气机变工况性能数值模拟[J].节能技术,2013,31(180):353-366.

WANG Yong-feng, QI Long, REN Lan-xue. Numerical calculation of the off-design aerodynamic performance on the multi-stage-axial flow compressor[J]. Energy conservation technology, 2013, 31(180): 353-366.

(丛敏编辑)

(上接第47页)

[4] 丁明,王伟胜,王秀丽,等.大规模光伏发电对电力系统影响综述[J].中国电机工程学报,2014,34(1):1-14.

DING Ming, WANG Wei-sheng, WANG Xiu-li, et al. Overview of the impact of large-scale photovoltaic power generation on power system[J]. Chinese Journal of Electrical Engineering, 2014, 34(1): 1-14.

[5] 陈国平,李明节,许涛,等.关于新能源发展的技术瓶颈研究[J].中国电机工程学报,2017,37(1):25-32.

CHEN Guo-ping, LI Ming-jie, XU Tao, et al. Research on technical bottleneck of new energy development[J]. Chinese Journal of Electrical Engineering, 2017, 37(1): 25-32.

[6] ZHU D, TAO R, XIAO R, et al. Solving the runner blade crack problem for a Francis hydro-turbine operating under condition-complexity[J]. Renewable Energy, 2020, 149: 298-320.

[7] 冯金海,凌祖光,赵子文,等.偏负荷工况混流式水轮机转轮结构稳定性研究[J].水力发电学报,2021,40(1):107-114.

FENG Jin-hai, LING Zu-guang, ZHAO Zi-wen, et al. Study on structural stability of Francis turbine runner under partial load condition[J]. Journal of Hydropower, 2021, 40(1): 107-114.

[8] 张飞,祝宝山,钟大林,等.水轮机工况下的水泵水轮机静态稳定[J].水力发电学报,2019,38(6):92-100.

ZHANG Fei, ZHU Bao-shan, ZHONG Da-lin, et al. Static stability of pump turbine under turbine condition[J]. Journal of Hydropower, 2019, 38(6): 92-100.

[9] BRAUN O, KUENY J, AVELLAN F. Numerical analysis of flow phenomena related to unstable energy-discharge characteristic of a pump-turbine in pump mode[Z]. 2005, 1075-1080.

[10] 王钊宁,孙龙刚,郭鹏程,等.混流式水轮机叶道涡形成分析及抑制研究[J].水力发电学报,2020,39(12):113-120.

WANG Zhao-ning, SUN Long-gang, GUO Peng-cheng, et al. Analysis and suppression of blade passage vortex formation in Francis turbine[J]. Journal of Hydroelectric Power, 2020, 39(12): 113-120.

[11] 徐连琛,刘德民,刘小兵,等.高水头水泵水轮机无叶区压力脉动综述[J].水电与抽水蓄能,2020,6(6):9-19.

XU Lian-chen, LIU De-min, LIU Xiao-bing, et al. Summary of pressure fluctuation in bladeless zone of high head pump turbine[J]. Hydropower and Pumped Storage, 2020, 6(6): 9-19.

(刘颖编辑)