

燃气透平轮缘密封流动特性和气动性能

赵欣悦, 雷隆, 李志刚, 李军

(西安交通大学叶轮机械研究所, 710049, 西安)

摘要: 轮缘密封是二次空气系统的重要组成部分,能有效抑制燃气入侵盘腔,但过量的封严冷气进入主流会显著影响透平气动性能。采用数值求解三维非定常雷诺时均纳维斯托克斯(URANS)方程组和剪切应力传输(SST) $k-\omega$ 湍流模型的方法研究了燃气透平轮缘密封流动特性和气动性能。数值模拟得到的轮缘密封封严效率与实验数据吻合良好,验证了数值计算方法的可靠性。研究了3种封严冷气量下的透平轮缘密封的封严效率和气动性能,分析了透平静动盘腔的流场结构和燃气入侵与冷气出流特性。仿真结果表明:在所研究的3种封严冷气流流量下,轮缘密封内腔完全封严,较小的封严冷气流流量能使末级透平轮缘密封达到较高封严效率;在最小冷气流流量时外腔动盘面平均封严效率比静盘面高4.4%。对于末级透平,主流周向压力不均匀分布导致的外环诱导入侵占主导,且动叶前缘附近压力场对燃气入侵的影响大于静叶尾迹压力场。封严冷气质量流量比每增大1.0%,透平级总效率降低约1.0%,相对动盘壁面封严效率的影响,封严冷气流流量对动叶气动性能的影响更大;出流冷气的流动方向相对主流在切向上滞后,使掺混气流以负攻角冲击动叶吸力面前缘,吸力面前缘压力增大。该工作可为轮缘密封流动特性及其对透平级气动性能影响的研究提供参考。

关键词: 燃气透平;轮缘密封;燃气入侵;气动性能

中图分类号: TK474.7 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202405011 **文章编号:** 0253-987X(2024)05-0111-13

Research on Flow Characteristics of Rim Seal and Aerodynamic Performance of Gas Turbine Stage

ZHAO Xinyue, LEI Long, LI Zhigang, LI Jun

(Institute of Turbomachinery, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: As an important component of the secondary air system in gas turbines, rim seal can effectively prevent the gas ingestion. However, the excessive cooling air significantly affects the aerodynamic performance of turbine stage due to the coolant egress and mixing with the mainstream through rim seal. The flow characteristics of rim seal and aerodynamic performance of turbine stage was numerically investigated using three-dimensional unsteady Reynolds averaged Navier-Stokes (URANS) and shear stress transfer (SST) $k-\omega$ turbulence model. The numerical sealing effectiveness of rim seal is consistent with the experimental data. The accuracy of the employed numerical method is validated. The flow characteristics of the rim seal and aerodynamic performance of turbine stage is studied at three different coolant flow rates. The flow pattern in the stator-rotor cavity, gas ingestion and coolant egress characteristics are analyzed. The obtained

收稿日期: 2023-10-07。 作者简介: 赵欣悦(2000—),女,硕士生;李军(通信作者),男,教授,博士生导师。 基金项目: 国家科技重大专项资助项目(J2019-II-0010-0030, J2019-II-0011-0031)。

网络出版时间: 2023-12-26

网络出版地址: <https://link.cnki.net/urlid/61.1069.T.20231225.1156.002>

results show that the inner cavity of the rim seal is completely sealed at three coolant flow rates. A lower coolant flow rate for the last stage can achieve a higher sealing effectiveness of rim seal. The average sealing effectiveness of the outer cavity rotor disk is 4.4% higher than that of the stator disk at the lowest coolant flow rate. For the last stage of turbine, externally-induced ingress caused by the uneven distribution of mainstream circumferential pressure is dominant and the pressure field near the leading edge of blades has a greater impact on gas ingestion than the pressure field at the wake of vanes. For every 1.0% increase in coolant mass flow ratio, the total-to-total efficiency of the turbine stage decreases by around 1.0%. The impact of cooling air outflow from the rim seal on the aerodynamic performance of downstream blades is greater. The flow direction of the egress lags behind the mainstream in the tangential direction, causing the mixed airflow to strike the leading edge of the suction surface of blades at a negative angle of attack, and increasing the pressure on the leading edge of the suction surface. This research can provide a reference for studying the flow characteristics of rim seal and its impact on the aerodynamic performance of turbine stage.

Keywords: gas turbine; rim seal; gas ingestion; aerodynamic performance

燃气轮机透平主流高温燃气在压差、旋转盘腔泵吸效应和动静叶非定常干涉等作用下进入盘腔侵蚀轮盘,降低透平的安全性。通常将压气机的冷气引入透平动静间隙从而对盘腔加压来达到密封和冷却盘腔的目的,但引入冷气过量也会对透平气动性能造成不利影响。Reid 等的实验研究结果表明,封严冷气质量流量比每升高 1.0%,透平效率下降约 0.57%^[1]。掌握燃气透平轮缘密封的流动特性和入侵机理以及冷气出流对透平气动性能的影响,对轮缘密封的结构设计和提高透平气动性能具有重要意义。

科研人员在轮缘密封的燃气入侵和盘腔内的非定常流动方面开展了理论计算、实验研究和数值分析研究。一般认为,燃气入侵现象是由旋转诱导(RI)、主流周向压力诱导(EI)或两种诱导方式共同引起的^[2-5]。之后的研究证实,主流周向压力分布对燃气入侵的诱导作用更加突出^[6]。

Bohn 等通过实验研究发现某轮缘密封盘腔结构最初由外部流动主导盘腔压力,随着无量纲冷却气体质量流量的增加,变为内部流动即冷却气体流动主导盘腔压力^[7]。Sangan 等通过主流周向压力诱导燃气入侵和旋转诱导燃气入侵的实验数据指出,主流周向压力诱导中通过轮缘密封进入燃气轮机叶轮空间的高温燃气由外环空压力的周向变化控制,而旋转诱导的入侵燃气由叶轮空间中的旋转流体产生的压力控制。防止旋转诱导燃气入侵所需的密封冷气远少于防止主流周向压力诱导燃气入侵所需密封冷气^[8-9]。Beard 等阐明了轮缘密封的流动机理和固有非定常特性,发现不同的盘腔频率与盘

腔内的大尺度流动结构有关^[10]。Graikos 等提出将主流环空的涡流比用作预测燃气入侵的主要特征参数,这种新的解释扩展了基于湍流输运的低阶模型^[11]。程舒娴等利用附加变量法研究了主流入侵程度,认为由于静叶出口处切向速度较高,燃气入侵区与静叶尾迹高压区之间存在一定的相位差^[12]。丛庆丰等指出主流入侵面积随无量纲冷气流量系数增加而逐渐减小,当无量纲冷气流量系数增加 3 倍时,入侵面积减少 14.7%^[13]。

静叶尾缘高压区和动叶前缘滞止区的非定常效应是造成动静间隙上方周向压力不均匀分布的主要原因。Green 等研究了静叶和动叶在不同无量纲冷气流量下对主流燃气入侵的影响特性,指出在较大的无量纲冷气流量范围内,动叶倾向于使来自静叶下游的主流在轮盘附近的轮缘密封区更具对称性^[14]。Bohn 等利用非定常二维激光多普勒测速系统研究了动叶和静叶之间的非定常相互作用,结果表明,燃气入侵发生位置随着动叶移动,燃气入侵强度取决于轮缘密封冷气质量流量的大小^[15]。Graikos 等对非稳态压力的实验测量结果表明,即使没有动叶片,轮缘密封间隙处也存在大尺度结构,这种大尺度结构的数量和速度取决于流量系数和无量纲密封流量^[16]。De Cosmo 等进一步指出动叶片和静叶片的相对个数直接影响相关结构的数量和速度,没有布置动叶片的结构被认为是速度最慢的^[17]。张灵俊等研究了不同工况下主流的动静叶干涉对燃气入侵的影响,指出动叶扫掠带来的压力波动频率与盘腔入口正上方的压力波动频率相同,

并且波动幅度与轮缘密封环内外压差等量级,说明动叶扫描对燃气入侵的发生具有重要影响^[18]。陶加银等发现静叶尾迹和动叶前缘附近的压力势场的非定常干涉效应以及盘腔内的非定常压力分布促进了主流燃气入侵^[19]。

研究人员在厘清盘腔内非定常流动机理和封严效率的影响因素时,针对封严冷气出流对透平气动性能的影响也开展了研究。Ong 等的数值研究结果表明,封严冷气进入主流的质量流量从 1.5% 增加到 2.7%,会使二次流增加 7.0% 的相对叶高;将偏转角从 0° 增加到 70°,会使级效率增加 0.75%^[20]。Popovic 等发现出流冷气主要集中在动叶端壁前部靠近吸力面和通道涡路径上动叶吸力面附近。冷气出流质量流量的增加使二次流结构的损失升高和二次流强度增大^[21]。贾惟指出,封严气流沿周向分布不均匀直接导致动叶通道出口二次流分布不均匀。当封严流量较小时,主流气流与封严气流掺混形成的剪切诱导涡发展为通道涡。封严流量增加后,二次流的不均匀分布减弱^[22]。Horwood 等对盘腔压力分布进行了数值模拟,显示出流冷气会进入通道涡^[23]。程舒娴等的研究结果表明,轮缘密封处的正径向速度减少了动叶前缘的高压区,说明冷气出流降低了附近的压力,从而减小主流压力波动^[24]。

目前关于燃气轮机轮缘密封的研究大都集中在高温高压进口条件下燃气入侵机理和盘腔内非定常流动特征方面,关于轮缘密封出流冷气对透平级尤其是末级长叶片气动性能的影响研究需要深入。本文基于某型燃气轮机第四级透平和相应的轮缘密封结构,采用经实验验证的剪切应力传输(SST) $k-\omega$ 湍流模型和三维非定常雷诺时均纳维斯托克斯(URANS)方法研究了 3 种无量纲冷气流量下的轮缘密封流动特性以及冷气出流与主流掺混对透平级气动性能的影响特性,为轮缘密封流动特性和考虑轮缘密封结构的透平级气动性能研究提供参考。

1 计算模型与数值方法

1.1 计算模型

图 1 给出了某型燃气轮机透平第四级和轮缘密封的几何结构。图 2 给出了透平静叶和动叶叶顶和叶根型线。表 1 给出了透平叶片和轮缘密封的主要几何结构参数。静叶数和动叶数分别为 48 和 96;静叶和动叶进口叶高分别为 593 和 726 mm;轮缘密封的轴向间隙为 46 mm;轮缘密封的径向间隙为 20 mm;径向重叠密封间隙为 10.3 mm;盘腔宽度为

55.3 mm;盘腔半径 b 为 1 035.6 mm。

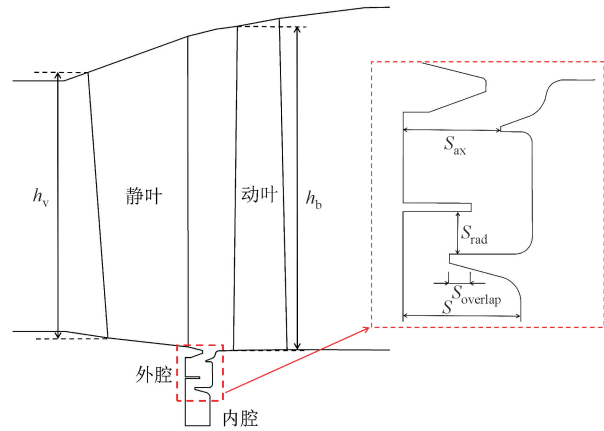


图 1 燃气透平第四级和轮缘密封几何结构
Fig. 1 Geometry of the gas turbine 4th stage and rim seal

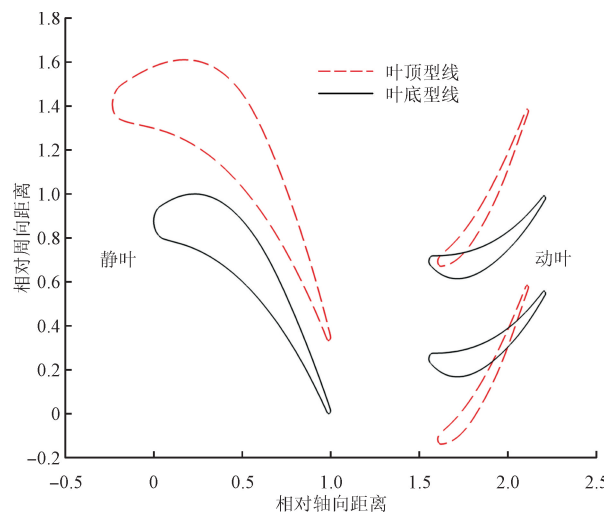


图 2 透平静叶和动叶叶顶和叶根型线
Fig. 2 Profile of the vane and blade near the tip and root

表 1 透平叶片和轮缘密封几何结构参数
Table 1 Geometrical parameters of turbine blades and rim seal

参数	数值
静叶片数	48
动叶片数	96
静叶叶高 h_v	0.57 <i>b</i>
动叶叶高 h_b	0.70 <i>b</i>
轴向密封间隙 S_{ax}	0.04 <i>b</i>
径向密封间隙 S_{rad}	0.02 <i>b</i>
径向重叠间隙 $S_{overlap}$	0.01 <i>b</i>
盘腔宽度 S	0.05 <i>b</i>

图 3 给出了包括轮缘密封的燃气透平级计算域。计算域包含静叶流道、动叶流道和 7.5° 的轮缘密封盘腔。计算截取了 1/48 的整周模型,叶栅通道比为 1:2。将动静交界面设置在轮缘密封的下游、

动叶前缘的上游,从而整个流体域划分为包括静叶流道和盘腔的静止域以及动叶流道构成的旋转域。

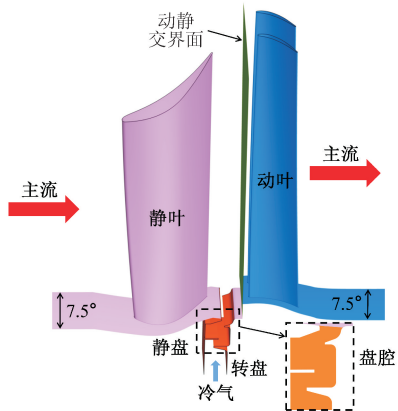


图 3 包括轮缘密封的燃气透平级计算域
Fig. 3 Computational domain of gas turbine stage and rim seal

1.2 计算方法及验证

轮缘密封封严效率 ϵ_c 对轮缘密封结构的封严性能提供了定量分析的指标。封严效率 ϵ_c 的定义为

$$\epsilon_c = (c - c_a) / (c_0 - c_a) \quad (1)$$

式中: c 为盘腔内当地 CO_2 的体积分数; c_a 为主流进口 CO_2 的体积分数; c_0 为冷气进口 CO_2 的体积分数。

无量纲冷气流量 Φ_0 的定义为

$$\Phi_0 = \dot{m}_c / (2\pi\rho\Omega b^2 S_{ax}) \quad (2)$$

式中: $\dot{m}_c$ 为封严冷气质量流量; ρ 为盘腔内静盘壁面 $r/b = 0.99$ 处的平均密度; Ω 为动盘转速。

图 4 为静盘壁面 $r/b = 0.958$ 处封严效率 ϵ_c 的数值计算结果和 1.5 级透平实验结果随无量纲冷气流量 Φ_0 的变化^[25]。随着无量纲冷气流量增加,封严效率增大。盘腔封严效率计算结果与实验结果最大

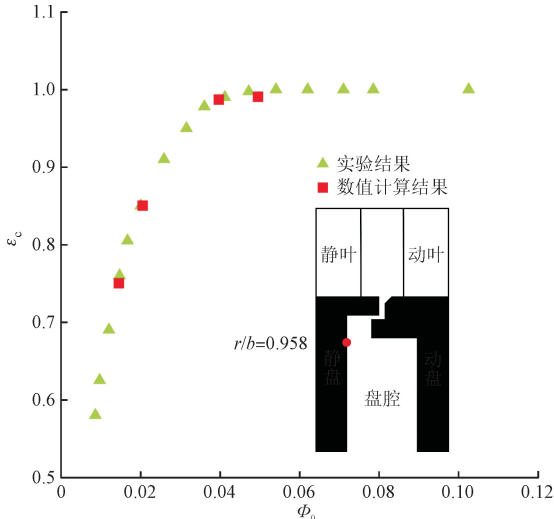


图 4 $r/b=0.958$ 处封严效率随无量纲冷气流量的变化
Fig. 4 Sealing effectiveness at $r/b = 0.958$ at different non-dimensional sealant flow rates

相对误差为 0.9%。数值计算结果与实验结果吻合较好,验证了数值计算方法的可靠性。

表 2 给出了采用 ANSYS-CFX 的透平轮缘密封非定常计算边界条件。数值计算采用的工质是空气与 CO_2 的混合气体。主流进口给定总温和总压,冷气进口给定静温和质量流量,主流出口给定静压。湍流模型选择剪切应力传输模型,所有壁面均设置为光滑绝热无滑移壁面。周期交界面设置为旋转周期交界面。进行非定常计算之前,先进行定常计算,采用的动静交界面选择冻结转子法,得到的流场相当于非定常计算一个时刻的流场,以此流场作为初场,再进行非定常计算,动静交界面选择瞬态转静子法。

表 2 第 4 级透平轮缘密封数值计算边界条件
Table 2 Boundary conditions of numerical simulations of the 4th stage turbine rim seal

参数	数值
转速/($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)	3 000
主流进口总温/K	1 014.87
主流进口总压/Pa	219 515
出口静压/Pa	87 487.3
冷气进口静温/K	600
冷气质量流量/($\text{g} \cdot \text{s}^{-1}$)	33.713~101.138
冷气 CO_2 的体积分数	3%

根据课题组在透平轮缘密封方面的研究,对于非定常计算时间步长取 $2.0833 \times 10^{-5} \text{ s}$,即动叶旋转到下一个动叶位置需要 10 个时间步长,能使计算资源和数值模拟结果得到较好的平衡^[26]。非定常计算收敛后,取 960 个时间步长,即动叶旋转一周的时均值。

1.3 计算网格

采用 Numeca Autogrid5 软件对计算模型生成多块结构化计算网格。图 5 给出了包括轮缘密封的透平计算网格图。对近壁面网格进行了加密,第一层网格厚度设定为 0.002 mm,满足剪切应力传输湍流模型 $y^+ \leq 2$ 的要求。首先对冷气进口质量流量为 101.138 g/s 时盘腔内静盘壁面 $r/b = 0.99$ 处封严效率 ϵ_c 进行网格无关性验证。选取 219.9 万、332.8 万和 532.0 万 3 种网格,得到盘腔内静盘壁面 $r/b = 0.99$ 处 ϵ_c 的变化见表 3。从网格总数为 219.9 万开始,盘腔内静盘壁面 $r/b = 0.99$ 处 ϵ_c 为 1,盘腔被冷气完全封严,封严效率 ϵ_c 随网格数增加保持不变。

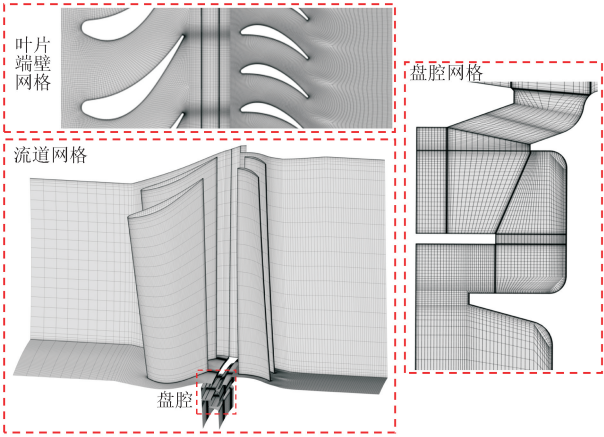


图 5 透平级和轮缘密封计算网格图

Fig. 5 Computational grid of the turbine stage and rim seal

表 3 盘腔内静盘壁面 $r/b=0.99$ 处封严效率 ϵ_c 随网格数变化

Table 3 Sealing effectiveness at $r/b=0.99$ on stator side for different grid numbers

总网格数	主流网格数	盘腔网格数	封严效率 ϵ_c
219.9 万	109.7 万	110.2 万	1.00
332.8 万	162.9 万	169.9 万	1.00
532.0 万	288.5 万	243.4 万	1.00

为了验证网格无关性,定义无量纲周向压差为

$$\Delta C_p = 2(p_{s,max} - p_{s,min})/(\rho\Omega^2 b^2) \quad (3)$$

式中: $p_{s,max}$ 、 $p_{s,min}$ 分别为盘腔内静盘壁面 $r/b = 0.99$ 处的最大、最小静压。

对盘腔内静盘壁面 $r/b = 0.99$ 处无量纲周向压差 ΔC_p 进行网格无关性验证,得到盘腔内静盘壁面 $r/b = 0.99$ 处 ΔC_p 的变化见表 4。图 6 给出了盘腔内静盘壁面 $r/b = 0.99$ 处 ΔC_p 随总网格数的变化。当网格总数为 332.8 万时,盘腔内静盘壁面 $r/b = 0.99$ 处 ΔC_p 随网格数变化较小,因此本文选取的网格总数为 332.8 万。

表 4 盘腔内静盘壁面 $r/b=0.99$ 处 ΔC_p 随网格数变化

Table 4 Non-dimensional circumferential pressure differences at $r/b=0.99$ on stator side for different grid numbers

总网格数	主流网格数	盘腔网格数	无量纲周向压差 ΔC_p
219.9 万	109.7 万	110.2 万	0.004 23
332.8 万	162.9 万	169.9 万	0.007 19
532.0 万	288.5 万	243.4 万	0.007 31

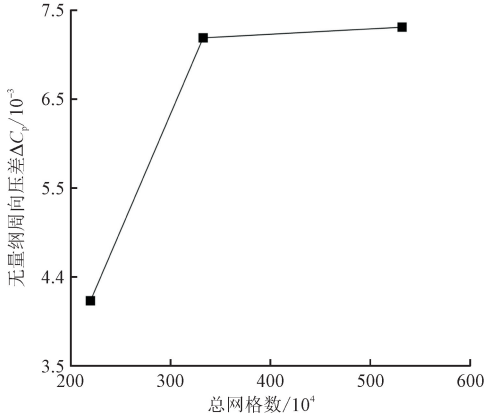


图 6 盘腔内静盘壁面 $r/b=0.99$ 处 ΔC_p 随网格数变化

Fig. 6 Non-dimensional circumferential pressure differences at $r/b=0.99$ on stator side for different grid numbers

2 数值计算结果与讨论

2.1 封严效率和盘腔内流场结构

定义冷气质量流量比为

$$M_{FR} = \dot{m}_c / \dot{m}_a \quad (4)$$

式中: $\dot{m}_a$ 为主流进口质量流量。

本文所采用的 3 种冷气质量流量为 33.713、67.426 和 101.138 g/s,所对应的冷气质量流量比 M_{FR} 分别为 0.22%、0.43% 和 0.65%。冷气质量流量与某型燃气轮机透平第一和第二级静叶(1.5 级)保持一致^[27]。

图 7 给出了 M_{FR} 分别为 0.22%、0.43% 和 0.65% 时动静盘壁面时均封严效率 ϵ_c 沿径向的变化。其中实线表示静盘面上的封严效率,虚线表示动盘面上的封严效率。在 M_{FR} 为 0.22% 时,在静盘壁面上,当 $0.967\ 5 < r/b < 0.977\ 5$ 时,时均封严效率沿径向增大,当 $r/b > 0.977\ 5$ 时,时均封严效率沿径向减小;在动盘壁面上,封严效率随着与主流燃气逐渐接近沿径向减小,由于动盘泵吸效应,动盘面平均封严效率比静盘面高 4.4%。当 $r/b > 0.967\ 5$,即盘腔外腔时,静盘面平均封严效率为 92.3%;当 $r/b < 0.96$,即盘腔内腔时,动静盘面时均封严效率近似为 1,表明 M_{FR} 为 0.22% 时,冷气与入侵燃气在外腔已完全混合,使得内腔完全封严,冷气流量继续增加内腔动静盘面的时均封严效率也不再升高。在 M_{FR} 为 0.43% 和 0.65% 时,动静盘壁面时均封严效率近似为 1,内外腔均完全封严。 M_{FR} 为 0.43% 和 0.65% 时外腔的封严效率比 M_{FR} 为 0.22% 时增加了 7.7%。

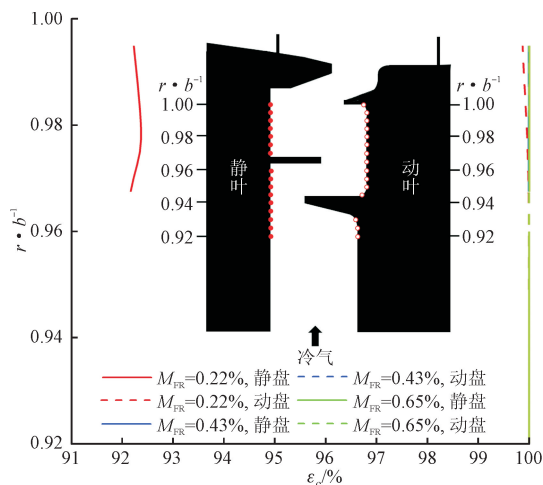


图 7 动静盘壁面时均封严效率沿径向的变化

Fig. 7 Sealing effectiveness distribution along radial direction on stator and rotor disks

由于 M_{FR} 为 0.43% 和 0.65% 时, 内外腔室均封严, 研究燃气入侵下的盘腔内流场结构, 需采用 M_{FR} 为 0.22% 的冷气质量流量比。图 8 给出了 M_{FR} 为 0.22% 时盘腔燃气入侵截面和冷气出流截面的流线和速度分布云图。定义截面速度 v'

$$v'^2 = v_z^2 + v_r^2 \quad (5)$$

式中: v_z 为气流轴向速度; v_r 为气流径向速度。

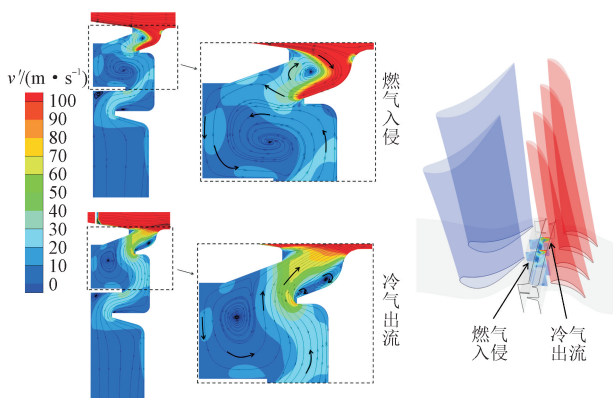


图 8 盘腔燃气入侵和冷气出流截面流线和速度分布云图

Fig. 8 Streamlines and distributions of velocity on gas ingress and coolant egress plane in cavity

动盘泵吸效应指在转盘作用下盘腔内流体沿径向流动的现象。由图 8 可知, 外腔的静盘和动盘以及内腔的动盘壁面边界层附近截面速度 $v' > 0$, 旋转核心区 v' 近似等于 0。在燃气入侵和冷气出流截面, 沿转盘壁面流体径向向外流动, 为了保持盘腔内的质量守恒, 沿静盘壁面流体径向向内流动。在燃气入侵截面, 由于主流轴向流动惯

性, 入侵燃气冲击在盘腔的转盘壁面与主流端壁的转折处, 形成一个低速区, 然后沿转盘壁面斜坡流入盘腔, 又由于流动惯性沿轴向流向静盘壁面, 然后沿静盘径向向下流动。以从转盘壁面斜坡流出的入侵燃气为界, 在上方的轮缘间隙处形成一个顺时针旋涡, 在下方外腔形成一个逆时针旋涡, 外腔内的入侵燃气与冷气掺混增大了流动阻力从而阻止燃气流入内腔。在冷气出流截面, 冷气沿动盘面流入轮缘密封间隙然后汇入主流并随主流向下游流动。以这股出流冷气为界, 在右方的动盘面斜坡处形成两个顺时针旋涡, 在左方的外腔内形成一个逆时针旋涡。

2.2 轮缘密封非定常流动特征及燃气入侵机理

为了研究轮缘密封内的非定常流动特征, 对 M_{FR} 分别为 0.22% 和 0.65% 时的轮缘密封间隙监测点处的封严效率进行快速傅里叶变换, 如图 9 和图 10 所示。动叶的旋转频率约为 4 800 Hz, M_{FR} 为 0.22% 时监测点的主导频率为 1 251 Hz (对应约 38 个时间步长), 约为动叶旋转频率的 1/4 (对应动叶转过 4 个动叶通道的时间)。这表明轮缘密封间隙处的封严性能不仅受转子旋转的影响, 还受主流和冷气相互作用的影响。 M_{FR} 为 0.65% 时监测点的主导频率为 250 Hz (对应 192 个时间步长), 约为动叶旋转频率的 1/19 (对应动叶转过 19 个动叶通道的时间), 表明外环诱导入侵对燃气入侵起主导作用。 M_{FR} 为 0.22% 时的主导频率 (1 251 Hz) 强度随着质量流量比的增加而大大减弱, 表明轮缘密封的封严性能与小质量流量比下的燃气入侵有关。

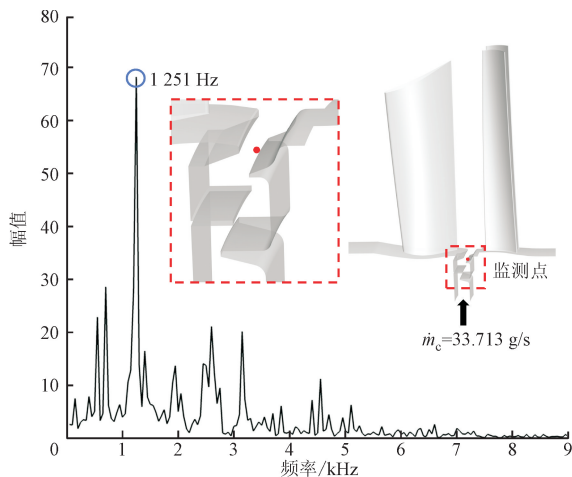


图 9 M_{FR} 为 0.22% 时监测点封严效率快速傅里叶变换
Fig. 9 Fast Fourier transform of unsteady sealing effectiveness of monitoring point when $M_{FR}=0.22\%$

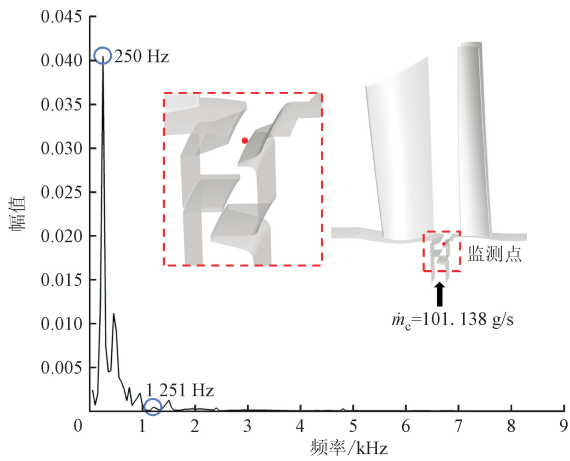


图 10 M_{FR} 为 0.65% 时监测点封严效率快速傅里叶变换
Fig. 10 Fast Fourier transform of unsteady sealing effectiveness of monitoring when M_{FR} = 0.65%

燃气入侵不仅与动盘泵吸效应有关,还受主流周向压力不均匀分布的影响,由此产生的燃气入侵被称为主流周向压力诱导入侵。

定义非定常无量纲静压为

$$C_p = \frac{p_s - p_{s,out}}{0.5 \rho \Omega^2 b^2} \tag{6}$$

式中: p_s 为当地静压; $p_{s,out}$ 为出口静压。

为了观察轮缘密封出口处燃气入侵与冷气出流状况,定义单位面积上的径向质量流量 ρv_r , $\rho v_r < 0$ 表示燃气通过轮缘密封间隙出口处侵入, $\rho v_r > 0$ 表示冷气流出轮缘密封间隙。

图 11 给出了 M_{FR} 为 0.22% 时的动静叶下端壁非定常无量纲静压 C_p 和转静间隙单位面积径向质量流量 ρv_r 的分布云图。图 11 中还给出了封严效率 $\epsilon_c = 0.1$ 的等值面,以显示冷气流出轮缘密封间隙后的流动情况。

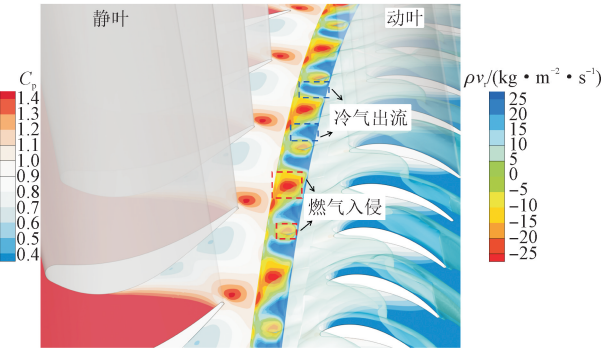


图 11 动静叶下端壁非定常无量纲静压和转静间隙单位面积径向质量流量的分布云图
Fig. 11 Distribution of non-dimensional pressure on endwall and radial mass flux inside rim seal clearance

盘腔冷气从间隙内蓝色出流区域流出,与主流掺混进入动叶通道,随通道涡向动叶吸力面侧移动,并且从每个冷气出流区域流出的冷气都对流入下游的一个动叶通道。红色的燃气入侵区域分为两部分,较大的燃气入侵区域位于静叶尾缘高压区下游和动叶前缘高压区上游,在较强的动静干涉下产生了较大的燃气入侵;而较小的燃气入侵区域靠近静叶吸力面低压区和动叶前缘高压区,动静干涉效应较弱,因此燃气入侵面积较小且更靠近动叶。

图 12 给出了无量纲角度 θ 和不同时刻动叶相对位置示意图。由于非定常计算时间步长取 2.0833×10^{-5} s,即动叶旋转到下一个动叶位置需要 10 个时间步长,每过 $10\Delta t$ 动静叶相对位置都相同,因此图 12 中 $t_0 + 40\Delta t$ 时刻动静叶相对位置与 t_0 时刻相同。

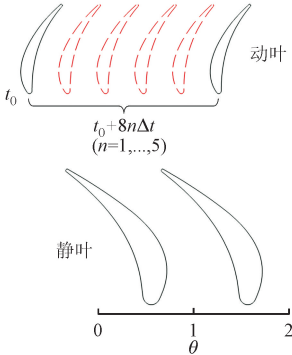


图 12 无量纲角度 θ 和不同时刻动叶相对位置示意图
Fig. 12 Schematic diagram of non-dimensional angles and relative position of rotor blades

图 13 是 M_{FR} 为 0.22% 时动静叶下端壁无量纲静压 C_p 和转静间隙单位面积径向质量流量 ρv_r 随时间变化的分布云图。随着动叶位置的变化,静叶下游和动叶上游压力场相互作用发生周期性波动。静叶尾迹、动叶前缘附近存在局部高压区域,低压区位于动静叶吸力面附近。当动叶前缘靠近上游静叶尾缘高压区时,动叶前缘高压区面积扩张且强度增大;随着动叶逐渐远离上游静叶尾缘高压区,动叶前缘高压区面积缩小并且向动叶压力面移动。

转静间隙内靠近静叶尾缘高压区总是存在燃气入侵区域,且随着动叶旋转,该燃气入侵区域的位置基本不变。靠近动叶前缘高压区存在两个燃气入侵区域,其位置随动叶的旋转而周向移动,从 t_0 到 $t_0 + 16\Delta t$ 时刻,较大的燃气入侵区域随动叶逆时针运动直到汇入靠近静叶尾缘高压区的燃气入侵区域,在

$t_0 + 32\Delta t$ 时刻又随着动叶旋转而脱离靠近静叶尾缘高压区的燃气入侵区域并继续周向移动。靠近动叶前缘较小的燃气入侵区域随着动叶周向移动的同时面积逐渐减小且强度减弱,在 $t_0 + 16\Delta t$ 时刻已难以分辨,在 $t_0 + 40\Delta t$ 时刻,靠近动叶前缘的较小燃气入侵区域重新出现并继续周向移动。在 $t_0 + 24\Delta t$ 时刻,由于燃气入侵区域汇合,燃气入侵强度较高。随着动叶的旋转,在 $t_0 + 8\Delta t$ 、 $t_0 + 40\Delta t$ 和 $t_0 + 64\Delta t$ 时刻,静叶尾缘高压区与动叶前缘高压区错开,燃气入侵区域分散,燃气入侵强度较低。燃气入侵的强度随动叶的旋转而周期性地增强或减弱。冷气出流能够降低下游端壁的压力,在蓝色的冷气出流区域下游形成低压区。冷气出流位置更靠近动叶,这与动盘泵吸效应吻合。

图 14 给出了 M_{FR} 为 0.22% 时 t_0 时刻轮缘密封出口上下游 5 mm 处单静叶通道端壁无量纲压力沿周向的分布。动静干涉使轮缘密封出口附近形成复杂的不规则周向压力场。在密封出口上游 5 mm 处,压力最大值位于静叶尾迹高压区对应位置。密封出口下游 5 mm 处,压力的两个峰值位于动叶前缘高压滞止区对应位置。

结合图 13 中 t_0 时刻转静间隙单位面积质量流量云图,转静间隙靠近密封上下游的周向压力波峰处发生燃气入侵,转静间隙靠近轮缘密封下游波谷处冷气出流。轮缘密封出口上下游的周向压差分别为 0.205 和 0.214,轮缘密封出口下游的周向压力波动略大于轮缘密封出口上游,表明动叶前缘附近压力场对燃气入侵的影响大于静叶尾迹压力场。



图 13 M_{FR} 为 0.22% 时动静叶下端壁无量纲静压和转静间隙单位面积径向质量流量随时间变化的分布云图
Fig. 13 Distribution of non-dimensional pressure on endwall and radial mass flux inside rim seal clearance when $M_{FR}=0.22\%$

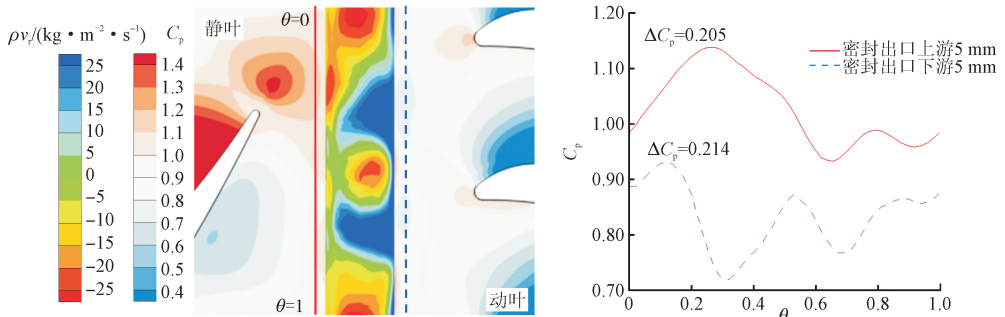


图 14 M_{FR} 为 0.22% 时 t_0 时刻轮缘密封出口上下游 5 mm 处端壁无量纲压力周向分布
Fig. 14 Circumferential distribution of non-dimensional pressure on endwall at 5 mm upstream or downstream of rim seal at t_0 when $M_{FR}=0.22\%$

2.3 轮缘密封对涡轮气动性能的影响

封严冷气通过对盘腔加压,阻止燃气入侵盘腔,但过量的封严冷气会在轮缘密封间隙出口下游的低压区附近流入主流通道,与主流掺混造成损失,使透平气动性能下降。因此,除了要研究上文所述的盘腔封严情况和燃气入侵情形,也要关注冷气出流对涡轮气动性能的影响。

定义透平级总总效率为

$$\eta_{tt} = (\dot{m}_a T_a + \dot{m}_c T_c - \dot{m}_{out} T_{s,out}) / (\dot{m}_a T_a + \dot{m}_c T_c - \dot{m}_a T_{s,a} (p_{s,out} / p_{s,a})^{(\gamma_a - 1) / \gamma_a} - \dot{m}_c T_{s,c} (p_{s,out} / p_{s,c})^{(\gamma_c - 1) / \gamma_c}) \quad (7)$$

式中: T_a 为主流进口总温; T_c 为冷气进口总温; $\dot{m}_{out}$ 为出口质量流量; $T_{s,out}$ 为出口静温; $T_{s,a}$ 为主流进口静温; $p_{s,a}$ 为主流进口静压; γ_a 为主流比热容比; $T_{s,c}$ 为冷气进口静温; $p_{s,c}$ 为冷气进口静压; γ_c 为冷气比热容比。

表 5 为不同冷气流量下透平级总总效率 η_{tt} 的变化。随着质量流量比的增加,透平级总总效率不断降低。当 M_{FR} 从 0.22% 增加到 0.65% 时,总总效率从 96.53% 降低到 96.09%,下降了 0.44%。也就是说, M_{FR} 每增加 1.0%,透平级总总效率降低大约 1.0%。

表 5 不同冷气流量下总总效率的变化

Table 5 Total-to-total efficiency of different M_{FR}

$M_{FR} / \%$	总总效率 $\eta_{tt} / \%$	$\Delta \eta_{tt} / \%$
0.22	96.53	
0.43	96.20	-0.33
0.65	96.09	-0.44

对照图 7 的 3 种 M_{FR} 下轮缘密封都能达到较好

的密封效果,对于末级长叶片,轮缘密封出流冷气对下游动叶气动性能的影响更大。

为了定量观测轮缘密封对涡轮气动性能的影响,定义总压损失系数为

$$\xi = \frac{p_{ref} - p}{p_{ref} - p_{s,out}} \quad (8)$$

其中

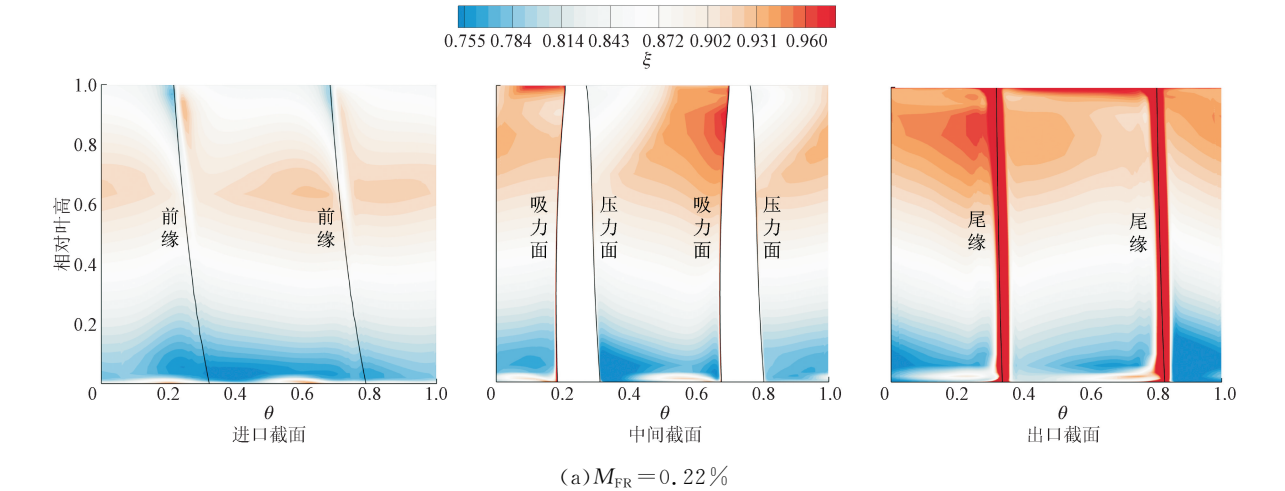
$$p_{ref} = \frac{\dot{m}_a p_a + \dot{m}_c p_c}{\dot{m}_a + \dot{m}_c} \quad (9)$$

式中: p_{ref} 为参考进口总压; p 为当地总压; p_a 为主流进口总压; p_c 为冷气进口总压。

图 15 是 M_{FR} 分别为 0.22%、0.43% 和 0.65% 时动叶流道进口截面、中间截面和出口截面的总压损失云图。图 16 展示了 3 个轴向截面在透平级动叶流道内的位置。

在动叶进口截面,总压损失集中在动叶下端壁以及 0.65 相对叶高附近。随着主流在动叶通道内的流动,上端壁的总压损失区域不断扩展。封严冷气出流从轮缘密封出口向叶片吸力面移动,加之通道涡也随着主流在动叶通道内的流动而向动叶吸力面移动,使得下端壁的总压损失区域不断向吸力面和更高叶高处移动,随着出流冷气与主流掺混加剧以及通道涡的发展,损失区域也不断扩大增强。在动叶出口截面,由于尾迹脱落涡的影响,靠近尾缘处的总压损失最大。

随着冷气流量的增加,动叶相同轴向位置截面的总压损失整体降低。这是由于随着冷气流量增大,冷气进口的总压也随之增大,更多的冷气流轮缘密封与主流掺混使得动叶流道内总压升高,总压损失降低。



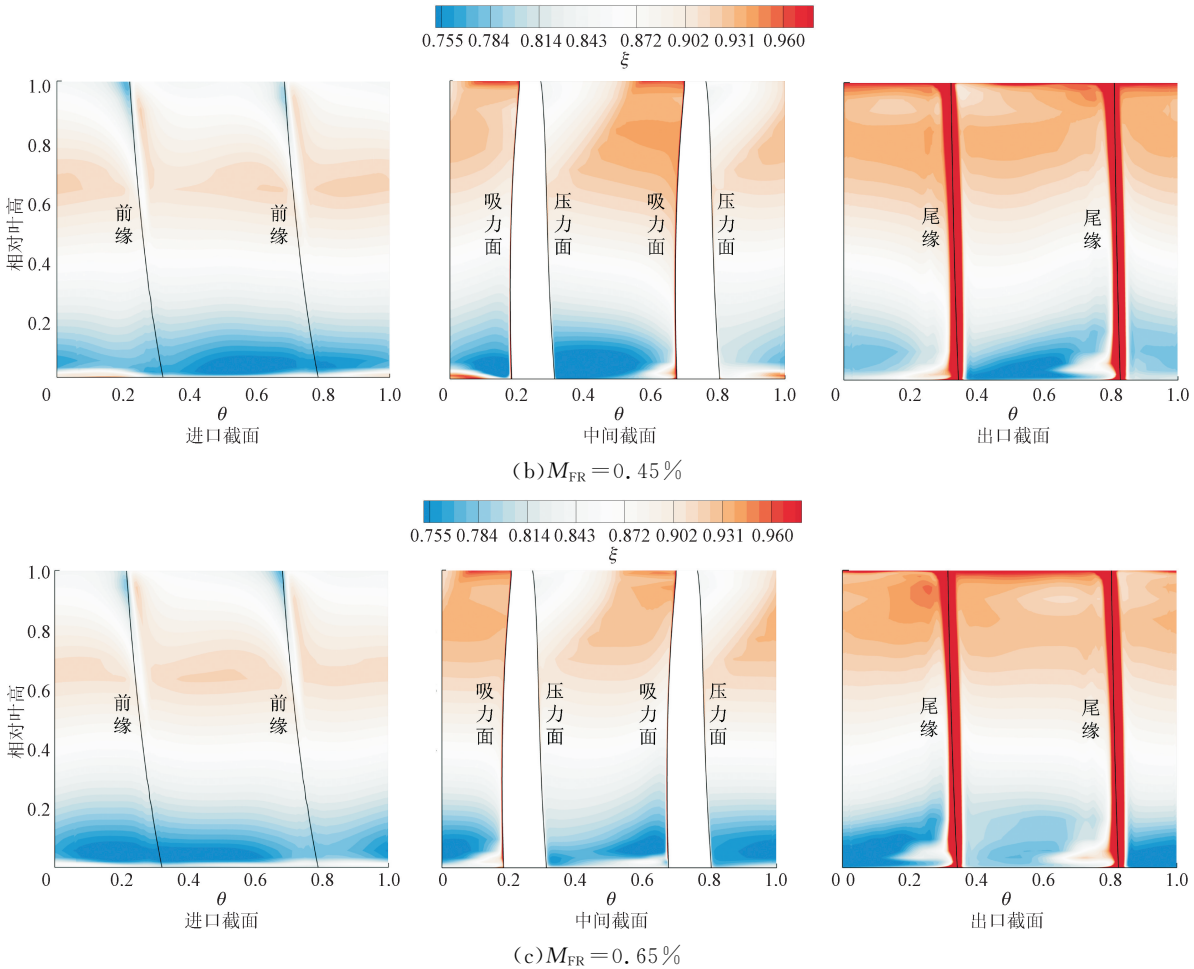


图 15 M_{FR} 分别为 0.22%、0.43% 和 0.65% 时动叶流道轴向截面总压损失云图

Fig. 15 Total pressure loss distribution of axial plane in blade flow channel at $M_{FR}=0.22\%$, 0.43% , 0.65%

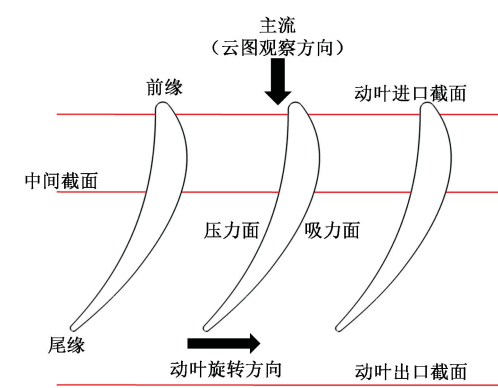


图 16 透平级动叶流道轴向截面位置

Fig. 16 Axial plane position of turbine blade flow channel

加, 根据图 17 中速度三角形的合成结果, 动叶进口混合气体出现负攻角。

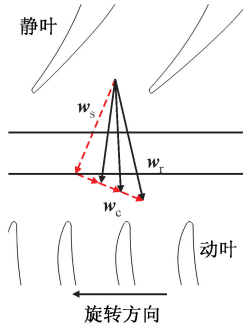


图 17 透平级动叶进口速度矢量图

Fig. 17 Velocity vector of turbine rotor entrance

冷气流量的增大也会对动叶进口的速度产生影响。图 17 为透平级动叶进口速度矢量图。其中 w_s 为静叶出口主流相对速度; w_c 为转静间隙出流冷气的相对速度; w_r 为动叶进口混合流相对速度。当冷气流量增加时, 转静间隙出流冷气的相对速度 w_c 增

图 18 给出了不同 M_{FR} 时动叶端壁无量纲压力及速度矢量的分布图以验证图 17 的速度三角形。冷气流出轮缘密封间隙后与主流混合, 冷气流动方向相对于主流存在切向滞后, 混合后使主流气流方

向发生偏转。偏转后的掺混气流以负攻角冲击在动叶吸力面前缘,使吸力面前缘的压力升高并形成高压滞止区,且随着 M_{FR} 增加,掺混气流的负攻角增

大,气流冲击动叶产生的滞止点位置越靠近吸力面。当 $M_{FR}=0.43\%$ 时,气流开始绕过动叶前缘进入叶栅通道, M_{FR} 越大,通道内的横向流动趋势越强。

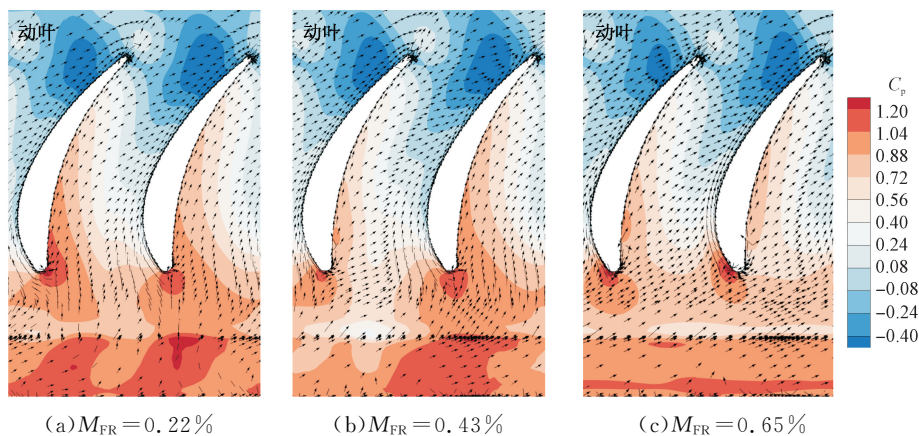


图 18 不同 M_{FR} 下动叶端壁无量纲压力及速度矢量分布

Fig. 18 Non-dimensional pressure and velocity vector distribution on blade endwall in different M_{FR}

3 结 论

本文数值研究了 3 种冷气流量下燃气透平轮缘密封流动特征及其对透平级气动性能的影响特性,得到如下主要结论。

(1) M_{FR} 为 0.22% 时,冷气与主流在外腔充分混合,内腔得到完全封严,冷气流量增加内腔的封严效率保持不变。 M_{FR} 为 0.43% 和 0.65% 时外腔封严效率比 M_{FR} 为 0.22% 时高 7.7%。较小的封严冷气流量能使末级透平轮缘密封达到较高封严效率。外腔动静盘以及内腔动盘壁面边界层附近截面速度 $v' > 0$, 旋转核心区 v' 近似等于 0。在燃气入侵截面和冷气出流截面分别存在以转盘壁面斜坡附近的入侵燃气和出流冷气为界的反向旋涡。

(2) M_{FR} 为 0.22% 和 0.65% 时监测点的主导频率分别为 1 251 Hz(对应约 38 个时间步长)和 250 Hz(对应 192 个时间步长), M_{FR} 为 0.22% 时的主导频率的强度在 M_{FR} 为 0.65% 下大大减弱。轮缘密封间隙处的封严性能受转子旋转和主流冷气的相互作用影响,且外环诱导入侵对燃气入侵起主导作用,轮缘密封的封严性能与低冷气流量下的燃气入侵有关。转静间隙内靠近静叶尾缘高压区和动叶前缘高压区的位置发生燃气入侵,燃气入侵位置随动叶的旋转而周向移动,强度呈现周期性变化。动叶前缘压力场对燃气入侵的影响大于静叶尾迹。

(3) M_{FR} 增加 1.0%,透平级总效率降低约 1.0%,轮缘密封出流冷气对下游动叶气动性能的影响

更大。在密封出口泄漏流和通道涡的共同作用下,动叶通道下端壁的总压损失区域向吸力面和更高叶高处移动,总压损失增大。靠近动叶尾缘处的总压损失最大。冷气流量增加,总压损失降低。冷气流量越大,掺混气流负攻角越大,动叶滞止点位置越靠近吸力面,动叶通道内横向流动趋势越强。

参考文献:

- [1] REID K, DENTON J, PULLAN G, et al. The effect of stator-rotor hub sealing flow on the mainstream aerodynamics of a turbine [C]//ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea, and Air. New York, NY, USA: ASME, 2006: 789-798.
- [2] OWEN J M. Prediction of ingestion through turbine rim seals; part I rotationally induced ingress [J]. Journal of Turbomachinery, 2011, 133(3): 031005.
- [3] OWEN J M. Prediction of ingestion through turbine rim seals; part II externally induced and combined ingress [J]. Journal of Turbomachinery, 2010, 133(3): 031006.
- [4] OWEN J M. Theoretical modelling of hot gas ingestion through turbine rim seals [J]. Propulsion and Power Research, 2012, 1(1): 1-11.
- [5] SANGAN C M, LALWANI Y, OWEN J M, et al. Fluid dynamics of a gas turbine wheel-space with ingestion [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part A Journal of Power and Energy, 2014, 228(5): 508-524.
- [6] SCOBIE J A, SANGAN C M, OWEN J M, et al.

- Review of ingress in gas turbines [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2016, 138(12): 120801.
- [7] BOHN D E, DECKER A, OHLENDORF N, et al. Influence of an axial and radial rim seal geometry on hot gas ingestion into the upstream cavity of a 1.5-stage turbine [C]//ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea, and Air. New York, NY, USA: ASME, 2006: 1413-1422.
- [8] SANGAN C M, POUNTNEY O J, ZHOU Kunyuan, et al. Experimental measurements of ingestion through turbine rim seals: part I externally induced ingress [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2013, 135(2): 021012.
- [9] SANGAN C M, POUNTNEY O J, ZHOU Kunyuan, et al. Experimental measurements of ingestion through turbine rim seals: part II rotationally induced ingress [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2013, 135(2): 021013.
- [10] BEARD P F, GAO Feng, CHANA K S, et al. Unsteady flow phenomena in turbine rim seals [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2017, 139(3): 032501.
- [11] GRAIKOS D, TANG Hui, SANGAN C M, et al. A new interpretation of hot gas ingress through turbine rim seals influenced by mainstream annulus swirl [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2022, 144(11): 111005.
- [12] 程舒娴, 李军. 1.5级涡轮轮缘密封燃气入侵特性的数值研究 [J]. *西安交通大学学报*, 2018, 52(5): 12-20.
- CHENG Shuxian, LI Jun. Numerical investigation for ingestion characteristics of 1.5-stage turbine rim seal [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2018, 52(5): 12-20.
- [13] 丛庆丰, 李志刚, 程舒娴, 等. 涡轮径向轮缘密封非定常燃气入侵和封严效率的数值研究 [J]. *推进技术*, 2022, 43(6): 83-93.
- CONG Qingfeng, LI Zhigang, CHENG Shuxian, et al. Numerical investigations on unsteady gas ingestions and sealing effectiveness of turbine radial rim seal [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2022, 43(6): 83-93.
- [14] GREEN T, TURNER A B. Ingestion into the upstream wheel-space of an axial turbine stage [J]. *Journal of Turbomachinery*, 1994, 116(2): 327-332.
- [15] BOHN D E, DECKER A, MA Hongwei, et al. Influence of sealing air mass flow on the velocity distribution in and inside the rim seal of the upstream cavity of a 1.5-stage turbine [C]//ASME Turbo Expo 2003, collocated with the 2003 International Joint Power Generation Conference. New York, NY, USA: ASME, 2003: 1033-1040.
- [16] GRAIKOS D, CARNEVALE M, SANGAN C M, et al. Influence of flow coefficient on ingress through turbine rim seals [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2021, 143(11): 111010.
- [17] DE COSMO G, SCOBIE J A, LOCK G D, et al. Fluid dynamics of turbine rim seal structures: a physical interpretation using URANS [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2023, 145(3): 031009.
- [18] 张灵俊, 罗翔, 余鸿鹏, 等. 1.5级涡轮实验台前腔燃气入侵实验 [J]. *航空动力学报*, 2013, 28(12): 2746-2751.
- ZHANG Lingjun, LUO Xiang, YU Hongpeng, et al. Experiment on gas ingestion on forward disk cavity of 1.5 stage turbine rig [J]. *Journal of Aerospace Power*, 2013, 28(12): 2746-2751.
- [19] 陶加银, 高庆, 宋立明, 等. 涡轮轮缘密封非定常主流入侵特性的数值研究 [J]. *西安交通大学学报*, 2014, 48(1): 53-59.
- TAO Jiayin, GAO Qing, SONG Liming, et al. Numerical investigations on unsteady mainstream ingestion characteristics of turbine rim seals [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2014, 48(1): 53-59.
- [20] ONG J, MILLER R J, UCHIDA S. The effect of coolant injection on the endwall flow of a high pressure turbine [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2012, 134(5): 051003.
- [21] POPOVIC I, HODSON H P. Aerothermal impact of the interaction between hub leakage and mainstream flows in highly-loaded high pressure turbine blades [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2013, 135(6): 061014.
- [22] 贾惟. 轮毂封严与高负荷涡轮端区流动的非定常相互作用 [J]. *推进技术*, 2017, 38(12): 2674-2685.
- JIA Wei. Unsteady interaction between purge flow and endwall flow in highly-loaded turbines [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2017, 38(12): 2674-2685.
- [23] HORWOOD J T M, HUALCA F P, WILSON M, et al. Unsteady computation of ingress through turbine rim seals [C]//ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York, NY, USA: ASME, 2018: V05BT15A012.
- [24] 程舒娴, 李志刚, 李军. 端壁造型对轮缘密封流场和封严效率的影响 [J]. *西安交通大学学报*, 2019, 53(3): 20-27.
- CHENG Shuxian, LI Zhigang, LI Jun. Effects of end-wall profiling on the unsteady flow field and sealing efficiency of rim seal [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*

versity, 2019, 53(3): 20-27.

[25]

SCOBIE J A, HUALCA F P, PATINIOS M, et al. Re-ingestion of upstream egress in a 1.5-stage gas turbine rig [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2018, 140(7): 072507.

[26]

CONG Qingfeng, ZHANG Kaiyuan, LI Zhigang, et al. Numerical investigations on gas ingestion mechanism based on flow instabilities in rim seal and cooling characteristics of endwall in a 1.5-stage axial turbine [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2023, 145(5): 051001.

[27]

雷隆, 丛庆丰, 郭粲, 等. 1.5 级燃气透平轮缘密封非定常流动特征和封严效率的数值研究 [J]. 西安交通大学学报, 2023, 57(10): 64-77.

LEI Long, CONG Qingfeng, GUO Can, et al. Numerical investigation on the unsteady flow characteristics and sealing effectiveness of rim seals in a 1.5-stage gas turbine [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2023, 57(10): 64-77.

(编辑 武红江)