

透平双重径向轮缘密封非定常燃气入侵特性研究

郭繁, 白波, 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: 针对燃气入侵导致部件热疲劳和涡轮气热性能降低问题,提出了一种双重径向轮缘密封结构。采用数值求解三维非定常雷诺平均湍流模型(URANS)和 SST $k-\omega$ 湍流模型的方法,研究了4种封严冷气量下双重径向轮缘密封的时均封严效率和非定常流动特性,对燃气入侵和冷气出流特性进行了分析。研究表明:所提结构的内腔可以达到封严状态,外腔时均封严效率随封严冷气量的增加而增加;密封间隙内的非定常流动特性受较大 Kelvin-Helmholtz 不稳定旋涡影响,高温燃气直接冲击转盘壁面的过渡圆弧结构,并在该位置与冷气掺混形成顺时针旋涡阻止冷气出流,呈现左侧封严效率的高封严效率区和右侧的低封严效率区;受高动量封严冷气作用,入侵燃气向静盘侧偏移形成大尺度逆时针旋涡,进一步阻止燃气入侵。封严冷气流后沿动叶端壁向下游流动,同时受叶栅通道旋涡卷吸作用逐渐脱离壁面,使得对端壁的冷却效果降低,在动叶尾缘处冷却效率降低至0.03以下。该研究为燃气透平双重径向轮缘密封的非定常燃气入侵和封严机理,以及封严冷气对下游端壁影响的研究提供了一定的参考。

关键词: 燃气透平;双重径向轮缘密封;非定常流动;燃气入侵;冷却效率

中图分类号: TK474.7 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202410009 **文章编号:** 0253-987X(2024)10-0095-13

Study on Characteristics of Unsteady Gas Ingestion in Gas Turbine Double Radial Rim Seal

GUO Can, BAI Bo, LEI Long, LI Zhigang, LI Jun

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

Abstract: In order to solve the problem of thermal fatigue of components and decrease of turbine aerothermal performance caused by gas ingestion, a double radial rim seal structure is proposed. The sealing efficiency and unsteady flow pattern of the rim seal at four kinds of sealing coolant flow rates are numerically investigated with three-dimensional unsteady Reynolds-averaged Navier-Stokes (URANS) and SST $k-\omega$ turbulence model solutions. The characteristics of gas ingestion and coolant egress are analyzed. The obtained results show that the inner cavity of the structure can be completely sealed, and the sealing efficiency of the outer cavity increases with the increase of the coolant flow rates. The larger Kelvin-Helmholtz unstable vortex influences the unsteady flow pattern in the seal clearance. The mainstream directly impinges on the arc structure connecting the disk cavity and blade surface, and mixes with the coolant. This flow behavior generates the clockwise vortex, and prevents the coolant egress, showing the high sealing efficiency area with on the left and the low sealing efficiency area with on the right. The

收稿日期: 2024-03-19。 作者简介: 郭繁(1999—),女,博士生;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-0011-0031)。

网络出版时间: 2024-04-24

网络出版地址: <https://link.cnki.net/urlid/61.1069.t.20240423.1944.006>

基金

large-scale anti-clockwise vortex is generated as the ingestion flow moves to the stator disk wall under the function of the high-momentum coolant along the rotor disk wall, which further prevents the gas ingestion. The coolant egress flows to the downstream along the blade endwall, and is gradually lifted off the endwall because of the entrainment of the passage vortex. As a result, the cooling effect on the endwall is reduced, and the cooling efficiency at the trailing edge of the blades is reduced to less than 0.03. The research provides reference for the unsteady gas ingestion and sealing mechanisms of the gas turbine double radial rim seal and the influence of sealing coolant on the downstream endwall.

Keywords: gas turbine; double radial rim seal; unsteady flow; gas ingestion; cooling efficiency

二次空气系统重要单元轮缘密封的封严性能直接影响燃气涡轮主流燃气入侵和封严冷气出流,进而影响燃气涡轮的气热性能^[1]。轮缘密封安装于静叶和动叶静转盘腔或者动叶与静叶间转静盘腔中,通过二次空气系统的冷却气和增加流动阻力来抑制主流高温燃气入侵盘腔以及控制冷却气出流与主流掺混^[2]。Owen^[3-4]将产生燃气入侵的主要原因归于旋转诱导入侵(rotationally-induced ingress, RI)和外部诱导入侵(externally-induced ingress, EI)。外环诱导入侵是由于主流周向不均匀压力分布导致的燃气入侵,旋转诱导入侵是由于动盘旋转产生的泵吸效应导致的燃气入侵。封严冷气出流与主流掺混会改变端壁附近压力分布,并影响下游叶栅气动特性,形成沿轴向的对主流流动影响的延伸效应^[5]。

国内外科研机构和研究人员对轮缘密封开展了系统研究,欧盟第六项目框架下的 AITEB-2 项目^[6]和欧洲 ICAS-GT 项目^[7]以及美国 NASA 格林研究中心资助的一系列项目^[8]均对此开展相应的研究。Bohn 等^[9-10]基于涡轮轮缘密封实验台采用激光多普勒技术(LDV)研究了主流的流动结构,实验发现主流流量的增加会使主流周向压差增大,进而降低了封严效率。Scobie 等^[11]在 1.5 级轴流涡轮轮缘密封实验台上,通过测量盘腔内部 CO_2 浓度变化、压力场和预旋比的径向分布得到了静转盘腔和转静盘腔的内部流动结构以及在不同流量下的封严效率。Balasubramanian 等^[12]利用探针测量了简单径向、轴向轮缘密封的封严效率以及前盘腔上游和后盘腔下游端壁周向压力分布,研究表明,主流流动系数不变,封严效率和上下游端壁表面的周向压力分布与旋转雷诺数无关,同时封严冷气出流对动静叶端壁的冷却有一定的积极作用。孙纪宁等^[13]对盘腔内部的流动换热进行了实验研究,结果表明,封严冷气和转子转速能够提高转盘壁面的 Nu 数,随着转速增加,盘腔内部的换热特性由冷气冲击壁面的强迫对流逐渐向自然对流传换。李夫庆等^[14]实

验研究发现,密封阻力随着封严冷气流量和轮缘间隙的增加而减小,同时随着转子转速的增加而增加。

陶加银等^[15]提出了示踪变量法对单级涡轮轮缘密封的封严效率,进行了非定常数值计算,通过与实验数据的比较,验证了示踪变量法能够准确获得主流通道及盘腔内部的流动结构。Wang 等^[16]对单级涡轮燃气入侵的非定常特性开展了相关研究,结果发现静叶尾迹压力场和动叶压力场能够较大程度决定燃气入侵情况。O' Mahoney 等^[17]采用大涡模拟的方法对盘腔封严效率进行了计算,发现该方法与实验结果能够更好吻合,因此湍流模型的选取很大程度决定了数值模拟的计算精度。Boutet-Blais 等^[18]通过非定常计算,比较了常温实验、实际高温工况下燃气入侵情况和温度分布,证明采用常温实验开展对实际工况下燃气入侵的研究是可行的。吴康等^[19-20]采用单级带叶片的轮缘密封模型,数值分析了静叶尾迹高压对燃气入侵的影响,阐明了盘腔内的流动结构和燃气入侵机理,通过对比不同密封结构的发现径向密封可以大幅度减少封严冷气流。高杰等^[21]采用大涡模拟方法研究了轮缘密封的非定常流动特性,通过傅里叶变换方法分析了轮缘密封附近大尺度涡结构和动力特性。程舒娴等^[22]数值研究了动叶前缘的端壁造型对轮缘密封封严效率和动叶气动性能的影响,研究指出,凹陷较大会造成 0.184% 的级总静效率损失,但可减少 50% 的封严冷气流。雷隆等^[23]对 1.5 级燃气涡轮轮缘密封结构进行了设计,并对实际运行工况下的燃气入侵机理和盘腔内非定常流动特性与封严效率进行了数值研究。

目前,在燃气透平轮缘密封的非定常燃气入侵和封严效率的研究方面,需要在提高燃气轮机效率的高性能双重径向轮缘密封的设计和性能分析方面开展深入研究,本文针对某型重型燃气轮机的第 3 级静叶和动叶以及第 4 级静叶的 1.5 级结构,设计第 3 级静叶和动叶静转盘腔间的双重径向轮缘密封结

构,采用基于多组分示踪气体方法的非定常数值模拟技术,研究 4 种封严冷气量的非定常燃气入侵和冷气出流特性,对比分析不同封严冷气量下的双重径向轮缘密封内、外腔的封严效率。

1 计算模型和数值方法

1.1 计算模型

本文以某型燃气轮机第 3 级静动叶和第 4 级静叶(共 1.5 级)透平级为模型,设计了第 3 级静动叶间盘腔的双重径向轮缘密封结构,其主要结构参数如表 1 所示,其中 b_f 为轮缘半径, S_f 为轴向距离, $S_{c,ax,f}$ 为轴向间隙, $S_{c,rad,f}$ 为径向间隙, $S_{c,o,f}$ 为密封齿的重叠尺寸, h_1 、 h_2 、 h_3 分别为第 3 级静叶、动叶和第 4 级静叶高度。图 1 给出了 1.5 级透平静动叶静转盘腔间的双重径向轮缘密封子午面结构。

表 1 双重径向轮缘密封几何参数

Table 1 Geometric parameters of the double radial rim seal

几何参数	数值
b_f/mm	1 129.34
S_f/mm	50
$S_{c,ax,f}/\text{mm}$	24
$S_{c,rad,f}/\text{mm}$	15
$S_{c,o,f}/\text{mm}$	12
h_1/mm	448
h_2/mm	537
h_3/mm	691

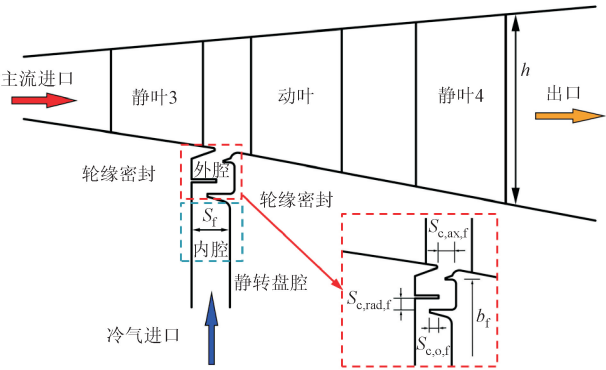


图 1 1.5 级燃气透平双重径向轮缘密封子午面结构
Fig.1 Meridional plane of the 1.5-stage turbine with the double radial rim seal

采用周期性边界条件进行非定常计算时对静叶和动叶的叶片数进行模化,从而保证动静交界面节距比为 1。将第 3 级静叶、动叶和第 4 级静叶叶片数由实际的 48、90、48 模化为 48、96、48,模化后的模型主流通道由静叶单通道和动叶双通道组成,对

7.5°扇形叶栅区域进行非定常计算。

1.2 网格划分及无关性验证

采用 NUMECA AutoGrid5 软件生成多块结构化网格第 3 级动静叶、第 4 级静叶组成的 1.5 级透平和第 3 级静转盘腔间的双重径向轮缘密封结构的计算网格,如图 2 所示,动静叶流道均采用 H-O-H 的拓扑结构化网格,并对近壁面处网格进行加密处理以满足湍流模型对 y^+ 的要求,网格最小正交角度为 22°,最大长宽比为 3 474,最大膨胀比为 2.99,网格质量良好。选取静壁面侧 $r/b_f=0.988$ 处的封严效率进行网格无关性验证,其中 r 为参考点半径。采用多组分 CO_2 示踪变量来计算封严效率

$$\epsilon_c = (c_s - c_a)/(c_0 - c_a) \tag{1}$$

式中: c_s 为参考点的 CO_2 示踪体积分数; c_a 为主流通道进口的示踪体积分数; c_0 为封严冷气进口的示踪体积分数。网格数分别取 325 万、425 万、525 万、1 000 万,网格无关性验证结果如图 3 所示,可知采用 425 万计算网格在计算时间和计算精度方面满足计算要求。

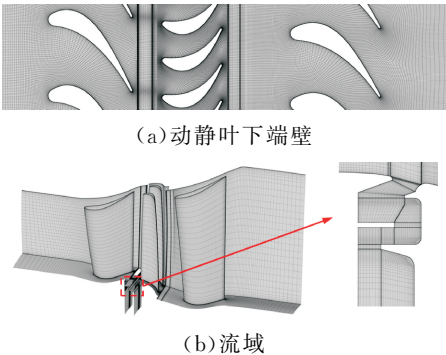


图 2 1.5 级燃气透平和双重径向轮缘密封结构的静转盘腔计算网格
Fig.2 Computational grid of the 1.5-stage turbine with the stator-rotor cavity double radial rim seal

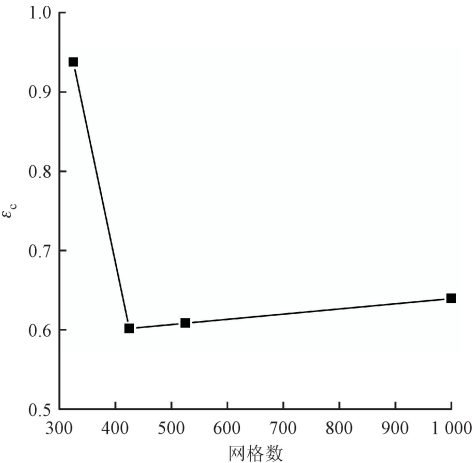


图 3 网格无关性验证
Fig.3 Grid independence validation

1.3 数值方法及验证

双重径向轮缘密封的计算边界条件如表 2 所示。主流给定进口总温总压、出口静压,轮缘密封盘腔静温为 600 K,给定进口流量。采用轮缘密封进口质量流量和主流进口质量流量的比值 M 来确定封严冷气量。 M 和无量纲冷气流量系数 Φ_0 的定义如下

$$M = \frac{m_c}{m_a} \times 100\% \tag{2}$$

$$\Phi_0 = \frac{m_c}{2\pi\rho\Omega b_f^2 S_{c,ax,f}} \tag{3}$$

式中: m_c 为封严冷气的质量流量; m_a 为主流入口质量流量; ρ 为封严冷气入口的密度; Ω 为转子转速。前盘腔选取 $M = 0.25\%, 0.50\%, 0.75\%, 1.00\%$, 对应 Φ_0 分别为 0.002 59、0.005 10、0.007 43、0.009 69。

表 2 计算边界条件

Table 2 Computational boundary condition	
边界条件	数值
主流进口总温 T_{in}^*/K	1 179.79
主流进口总压 P_{in}^*/Pa	421 217
出口静压 P_{out}/Pa	140 637
主流进口 CO ₂ 体积分数/%	0
冷气进口温度 $T_{in,c}/K$	600
冷气进口质量流量比 $M/\%$	0.25、0.50 0.75、1.00
冷气进口 CO ₂ 体积分数/%	3
动叶转速/(r · min ⁻¹)	3 000

在静转盘腔中,转盘高速旋转会使得转盘壁面边界层内的流体具有周向速度分量,用环量比 β 来表征盘腔内流体的无量纲周向速度,其计算式为

$$\beta = v_c/\Omega b_i \tag{4}$$

式中: v_c 为流体周向速度。

采用文献[24-26]的实验模型和数据进行数值方法可靠性验证。计算模型如图 4 所示,并在图 5 中给出了盘腔静壁面 $r/b=0.958$ 位置处的时均封严效率计算流体动力学(CFD)与实验结果的对比。由图 4、5 可知,时均封严效率的数值计算结果和实验结果最大相对误差约为 10.82%,随着封严冷气流量的增加,误差也逐渐减低。图 6 给出了静盘及封严齿轴向间隙的中分面位置在径向方向上的时均环量比实验数据和数值结果对比。由图 6 可知,相对误差最大位置位于 $r/b=0.68$,沿径向误差逐渐降低。通过计算结果和实验数据的比较,验证了所采用数值方法的可靠性。

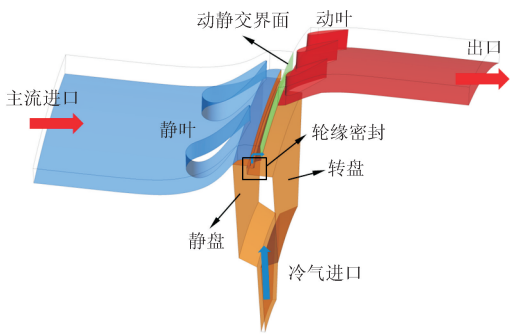


图 4 轮缘密封计算模型^[24-26]

Fig. 4 Computational model of the rim seal^[24-26]

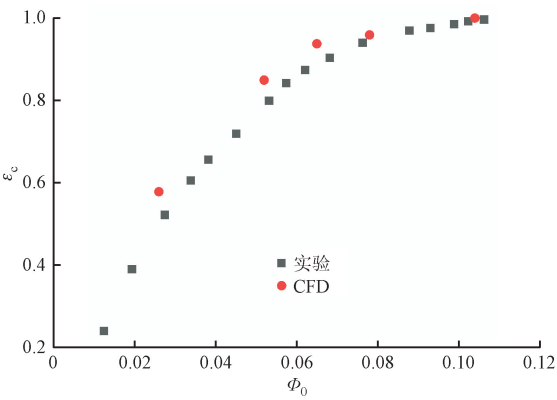


图 5 数值计算时均封严效率与实验结果的对比^[24]

Fig. 5 Comparison of the time-averaged sealing efficiency between the computational results and experimental data^[24]

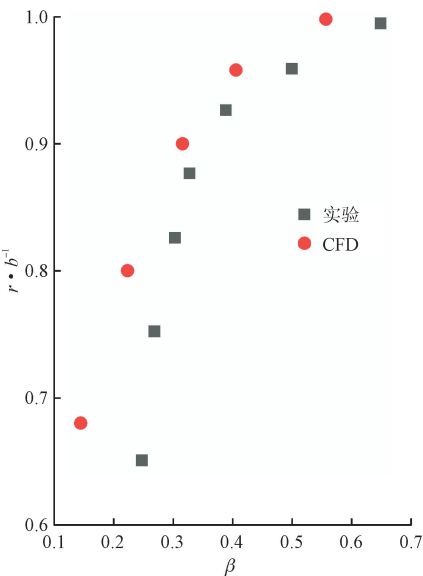


图 6 数值计算时均环量比与实验结果的对比^[24]

Fig. 6 Comparison of the time-average circulation ratio between the computational results and experimental data^[24]

采用 ANSYS CFX 数值求解 URANS 方程,模型以定常计算结果作为初场进行非定常计算,非定常计算时间步长取 $2.083\,33\times10^{-5}\,\text{s}$,动叶旋转经过一个完整的动叶通道所需 10 个时间步。采用 SST $k-\omega$ 湍流模型,开展不同冷气流量下的双重径向轮缘密封非定常燃气入侵和冷气出流特性研究。

2 结果与讨论

2.1 封严效率和盘腔内流动结构

双重径向轮缘密封的静转盘腔壁面上时均封严效率沿径向的分布如图 7 所示,其中灰色区域为封严齿所在位置。从图 7 可以看出,轮缘密封齿下方的内腔区域封严效率几乎为 1,并且不随半径和封严冷气量的变化产生改变,能够实现完全封严。对于轮缘密封的外腔区域,封严冷气量对封严效率的影响显著,随着封严冷气量的增加,封严效率也随着增加。当 Φ_0 增大至 0.009 69 时,静盘壁面的平均封严效率增加至 0.875 4,转盘壁面的平均封严效率则接近 1。外腔静盘壁面封严效率随半径的变化并不明显,外腔转盘壁面封严效率随半径的增加而降低。

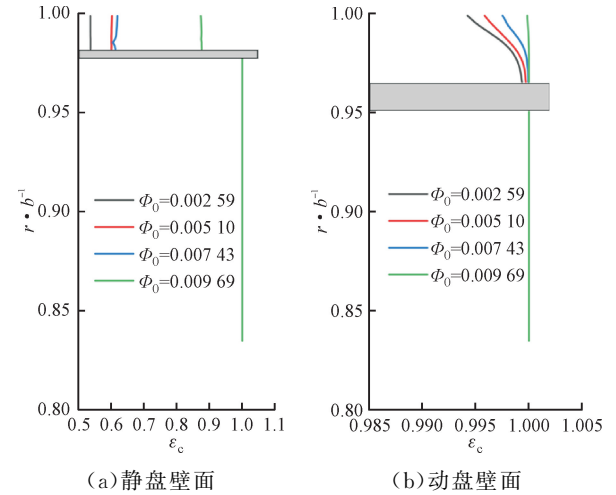


图 7 双重径向轮缘密封的动静盘壁面时均封严效率径向分布

Fig.7 Radial distribution of sealing efficiency on the rotor and stator disk wall of the double radial rim seal

在相同封严冷气量下,通过对比静转盘壁面的封严效率发现,转盘壁面的时均封严效率普遍高于静盘壁面,这是由于静转盘腔系统中,由于泵吸效应的存在,转盘壁面呈现径向出流,静盘壁面呈现径向内流,使得冷气能够较好地附着在转盘壁面上,进而使得转盘壁面的封严效率要高于静盘壁面。

4 种封严冷气量下静转盘腔的中分面时均封严效率和环量比的径向分布如图 8 所示。从图 8(a)可以看出:中分面封严效率沿径向的分布规律与静转盘壁面封严效率的分布规律类似,内腔中分面的封严效率接近 1,且不随流量和半径的变化而产生变化,接近完全封严;外腔中分面的封严效率随冷气流量的增加而显著增加。当 $\Phi_0\leq0.005\,10$ 时,外腔中分面封严效率沿径向先增大后减小,这是由于燃气入侵盘腔,沿静盘壁面向下流动并附着在密封齿表面,使得密封齿近壁面处的封严效率较低,轮缘出口受燃气入侵的影响导致封严效率较低,因此形成了先增大后减小的趋势。当 $\Phi_0\geq0.007\,43$ 时,封严冷气量较大,燃气入侵现象减弱,因此外腔中分面封严效率沿径向的变化趋于平缓。

从图 8(b)可以看出:外腔中分面的环量比整体大于内腔中分面环量比,随着封严冷气量的增加,外腔、内腔的时均环量比均逐渐减小;随着半径的增加,外腔的时均环量比逐渐增加。内腔的时均环量比呈现先增加后减小的趋势,受具有高环量比燃气入侵的影响,封严冷气流量越大,环量比的变化幅度越小,当封严冷气流量增大至 0.009 69 时,时均环量比几乎不随半径的增大而产生变化。

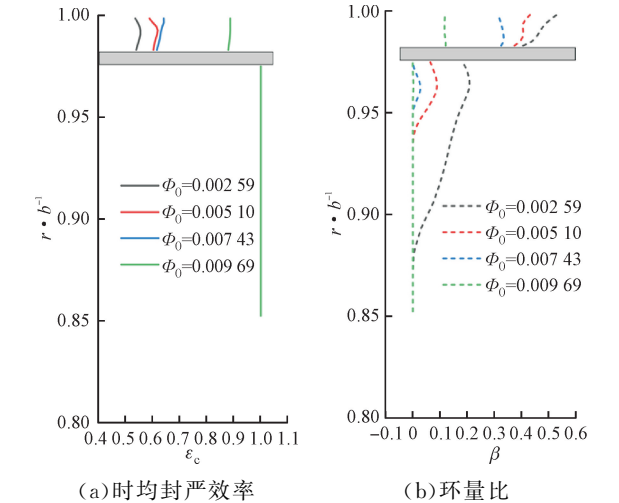


图 8 静转盘腔中分面时均封严效率和环量比的径向分布

Fig.8 Radial distribution of mean sealing efficiency and pre-swirl ratio in the middle of the stator-rotor cavity

静转盘腔不同冷气流量下周向中截面时均封严效率云图和流线图如图 9 所示。时均封严效率云图也证明了图 7 的分布规律,第 1 级密封齿以下区域即内腔区域在 4 种封严冷气量下均被完全封严,低封严效率区域主要集中的外腔与主流区域的过渡段的转盘壁面的圆角结构处及外腔的静盘侧。由此可

以推断,近主流处的圆角结构可以有效减少主流损失,从而提高内部腔室的封严效率。由于燃气受主流周向不均匀压力分布及转盘旋转泵吸效应的影响,入侵主要集中在静盘侧,封严冷气可以较好地附着在转盘侧,因此在外腔区域中静盘附近的封严效率均低于转盘附近,封严冷气和入侵燃气在外腔内发生剧烈的掺混。随着封严冷气量的增加,盘腔内部的封严效率整体有所提升,封严冷气流量增大至 0.009 69 时,外腔封严效率接近 0.9,几乎完全封严。

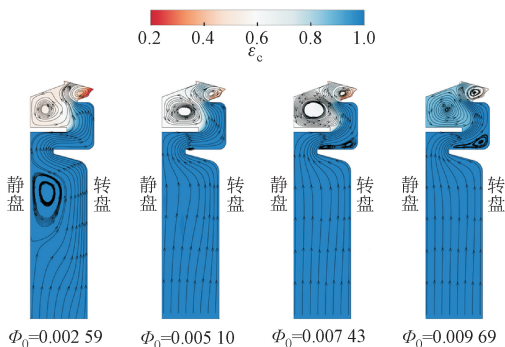


图 9 静转盘腔不同冷气流量下周向中截面时均封严效率云图和流线图

Fig. 9 The mean sealing efficiency contours and streamline distribution at the circumferential middle section at different coolant flow rates in the stator-rotor cavity

由图 9 可以看出,受旋转诱导入侵和外环诱导入侵的影响,在静转盘腔的外腔中心位置形成一个较大的逆时针旋涡,主流燃气受涡流卷吸作用转入静转间隙,并沿静盘壁面向盘腔内流动,盘腔内部冷气受泵吸效应的影响,沿转盘壁面向盘腔外流动,形成盘腔射流,入侵的高温燃气及封严冷气在该旋涡处不断进行掺混,由此可见,静盘壁面上的封严齿可以有效阻止燃气入侵。盘腔射流由于出口动壁面圆弧和斜坡结构的存在,此处产生流动分离并与主流发生剧烈掺混,产生逆时针涡旋从而进一步阻止燃气入侵。

封严冷气在流入盘腔时受转盘壁面产生的离心力作用,冷气向转盘壁面靠近,而当封严冷气量较小即 $\Phi_0 = 0.002\ 59$ 时,内腔靠近静盘壁面处会出现一个较大的逆时针旋涡,随着封严冷气量的增加,旋涡被冷气来流完全压制消散,在内腔中形成径向向上的流动,当封严冷气量增加至 0.009 69 时,内腔被径向冷气来流充盈。同时,由于封严冷气量增加,封严冷气具有较大的径向动量,在转盘密封齿的上壁面流动分离,产生大、小两个旋涡,随着封严冷气量的增加,旋涡的尺度也逐渐增大。

2.2 非定常燃气入侵与冷气流出

图 10 给出了 Φ_0 为 0.005 10 时,静转盘腔轮缘密封出口间隙位置监测点的封严效率随时间的变化,可知收敛后的封严效率在较大范围内进行周期性波动。图 11 给出了静转盘腔轮缘密封间隙内 3 个监测点位置,以及 $\Phi_0 = 0.005\ 10$ 时静转盘腔不同监测点位置的非定常封严效率快速傅里叶变换 (FFT) 结果。

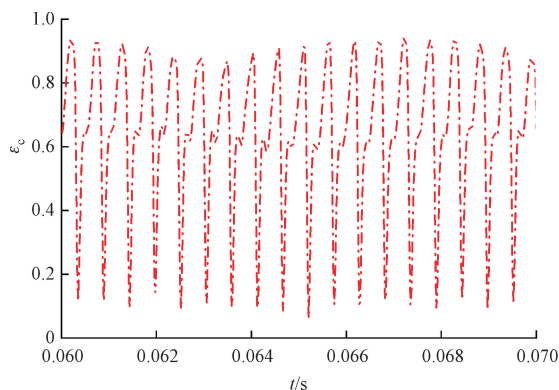


图 10 监测点封严效率随时间的变化

Fig. 10 The variation of the sealing efficiency at the monitoring points with time

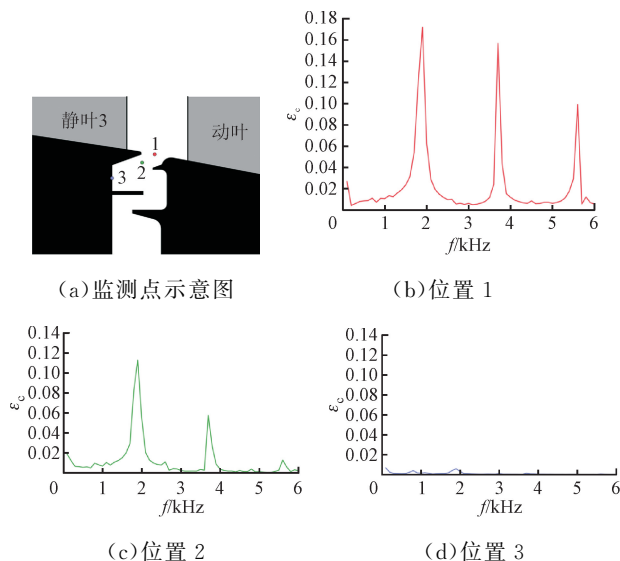


图 11 双重径向轮缘密封不同监测点非定常封严效率 FFT
Fig. 11 The unsteady sealing efficiency FFT at different monitoring points of the double radial rim seal

3 个监测点分别位于轮缘密封出口间隙,轴向间隙和静盘壁面上。3 个位置监测点具有相同的高峰频率,占主导地位的低频 $f = 1\ 896\ \text{Hz}$ 在轮缘密封间隙出口位置中的强度最大,对应 25 个时间步长 (2.5 个叶片通道周期),其他附加频率归因于基频

和带通滤波器(BPF)的非线性组合。在 4 种封严冷气量下,静转盘腔轮缘密封出口监测点处的非定常封严效率快速傅里叶变换结果如图 12 所示,可知在 4 种封严冷气量下,频率峰均比较清晰,低频率($f=1\,596\sim1\,896\text{ Hz}$)均占据主导地位,其强度基本随着封严冷气量的增加而增加,但存在峰值,当封严冷气量过大时其强度会产生下降趋势。

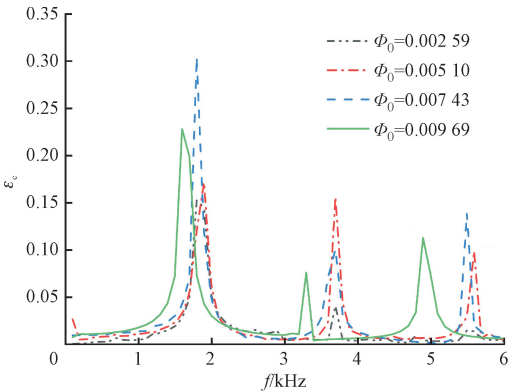
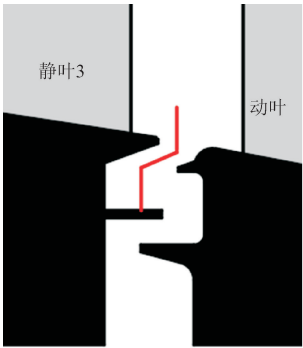


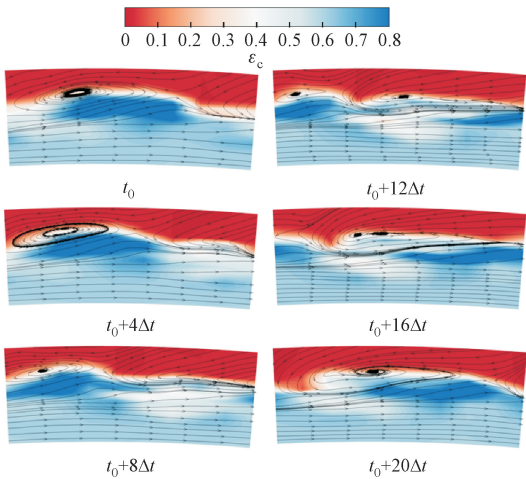
图 12 不同封严冷气流量下双重径向轮缘密封出口监测点的非定常封严效率 FFT

Fig. 12 The unsteady sealing efficiency FFT of the monitoring point at the double radial rim seal outlet at different coolant flow rates

Φ_0 为 0.005 10 时,不同时刻静转盘腔轮缘密封间隙中分面封严效率分布云图和 Kelvin-Helmholtz (K-H)涡系如图 13 所示。图 13(b)中的旋转域呈现逆时针旋转,将周向和径向速度进行处理后得到中分面上的 Kelvin-Helmholtz 不稳定涡系结构。在径向轮缘密封间隙两侧,主流和盘腔内的流体存在周向速度差,盘腔中的周向速度主要是由转盘黏性力引起的,而通过偏转和加速,主流在叶栅出口处具有较大的周向速度,这种周向速度差导致了轮缘密封间隙中不稳定涡的产生。在 $1/48$ 的扇形区域,静转盘腔中分面轮缘密封间隙处存在一个较大尺度的逆时针旋涡,并随着动叶的旋转发生周向运动。



(a)外腔密封间隙中分面示意图



(b)封严效率分布及 K-H 涡系图

图 13 不同时刻轮缘密封间隙的封严效率分布云图及 K-H 涡系结构图

Fig. 13 The sealing efficiency contours and Kelvin-Helmholtz vortices in the rim seal clearance at different times

静转盘腔轮缘密封出口附近端壁上下游 3.5 mm 位置示意如图 14 所示。 $\Phi_0=0.005\,10$ 时静转盘腔轮缘密封出口上、下游 3.5 mm 处端壁表面上的非定常压力系数的周向分布如图 15 所示。定义周向无量纲角度及前盘腔压力系数为

$$\theta = \alpha/\alpha_0 \tag{5}$$

$$C_{p,f} = (p_s - p_{s,6})/(p_{s,4} - p_{s,6}) \tag{6}$$

式中: α 为测点的周向夹角, ($^\circ$); $\alpha_0 = 7.5^\circ$; p_s 为测点静压; $p_{s,4}$ 为第 3 级静叶进口静压; $p_{s,6}$ 为第 4 级静叶进口静压。

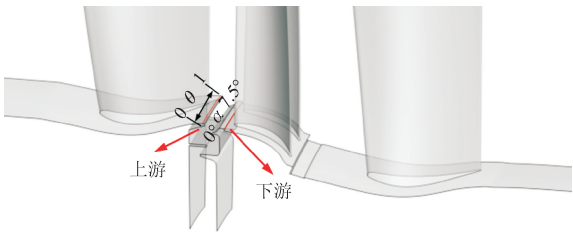


图 14 轮缘密封出口附近端壁上、下游 3.5 mm 位置示意

Fig. 14 The 3.5 mm position of the endwall upstream and downstream near the rim seal outlet

由图 15 可知,由于动静叶片的存在,压力系数呈现非轴对称分布,在轮缘密封上游和下游 3.5 mm 处均存在有压力系数峰,且上游位置的波峰由尾迹损失等产生,下游位置的波峰是主流冲击下游叶片前缘产生。在静转盘腔轮缘密封上游 3.5 mm 处存在大、小两个压力系数峰,由于几乎只受到第 3 级静叶尾缘尾迹损失的影响,位于尾缘压力面侧位置的 压力系数峰值和位置几乎不随时间发生变化,而位

于尾缘吸力面侧位置的压强系数峰值和位置随时间发生较为明显的变化。在静转盘腔轮缘密封下游 3.5 mm 处,受第 3 级静叶尾缘尾迹损失与盘腔封严冷气射流的共同作用,以及第 3 级动叶前缘滞止压力的影响,压强系数分布的峰值和位置对时间变化更加敏感,随叶片的运动而发生变化。

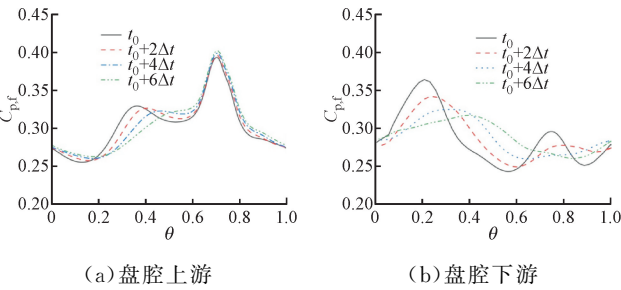


图 15 轮缘密封出口端壁上的非定常压强系数周向分布
Fig. 15 The circumferential distribution of the unsteady pressure coefficient on the hub of the rim seal outlet

Φ_0 为 0.005 10 时叶栅端壁上的压强系数分布和静转盘腔轮缘密封间隙内径向质量流量云图如图 16 所示,质量流量 Q 为

$$Q = \rho v_r \tag{7}$$

式中: v_r 为径向速度。当质量流量为负时表示燃气入侵,反之则表示冷气出流。在端壁压强系数分布云图中,对应图 15 轮缘密封间隙上下游的计算结果存在两个压强系数峰值,分别对应上游叶片尾缘和下游叶片前缘区域,因此当上游叶片尾缘与下游叶片前缘相遇时,主流的高温燃气压力与盘腔内部压力差值最大,也就意味着燃气入侵最为剧烈。

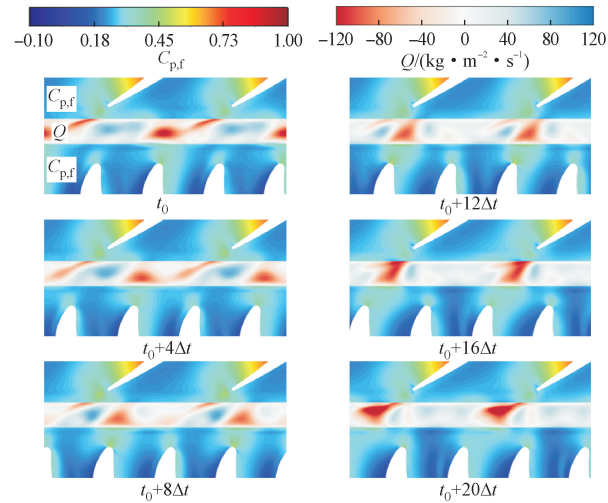


图 16 轮缘密封间隙径向质量流量和端壁压强系数分布云图
Fig. 16 The radial mass flow at the rim seal clearance and hub wall pressure coefficient distribution contours

在径向质量流量云图中,红色区域表征燃气入侵,蓝色区域表征冷气出流。在静转盘腔轮缘密封间隙中,燃气入侵更容易发生在静叶尾缘和动叶前缘位置并随着动叶的旋转进行周向运动。 t_0 时刻,在静叶尾缘形成条状的燃气入侵区域,在动叶前缘形成更大范围的三角形状燃气入侵区; $t_0 + 8\Delta t$ 时刻,轮缘密封间隙内的燃气入侵区域随上游叶片尾迹流高压区与下游叶片的前缘高压区的远离而拉伸变形,入侵强度也有所降低; $t_0 + 20\Delta t$ 时刻,轮缘密封间隙内的燃气入侵区随着动叶前缘与静叶尾缘的靠近而聚集形成单个的燃气入侵区,入侵强度也有所增大。

由于主流周向的高、低压区的交替分布以及燃气入侵和冷气出流的交替分布,静转盘腔内部也会呈现出较为明显的周向非均匀性。 $\Phi_0 = 0.005$ 10 时在 t_0 时刻下静转盘腔轮缘密封间隙出口处不同轴向截面的封严效率、无量纲温度和径向质量流量分布如图 17 所示。定义无量纲温度

$$\tau = \frac{T - T_c}{T_{t,0} - T_c} \tag{8}$$

式中: T_c 为静转盘腔封严冷气进口静温; $T_{t,0}$ 为主流进口总温。

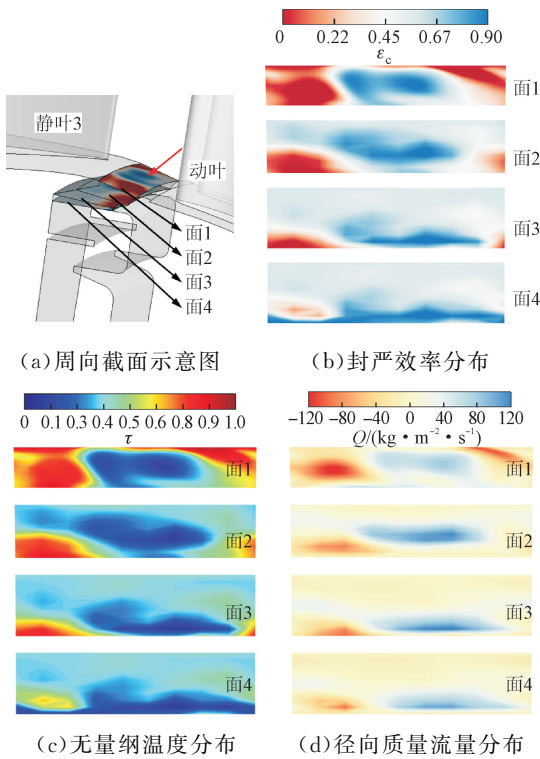


图 17 径向轮缘密封出口不同轴向截面的封严效率、无量纲温度和径向质量流量分布云图
Fig. 17 Sealing efficiency, dimensionless temperature and radial mass flow contours distribution at the different axial sections of the radial rim seal outlet

在静转盘腔轮缘密封间隙内选取包括轮缘出口在内的周向截面 1、2、3、4 进行分析,在径向质量流量云图中,红色区域表征燃气入侵,蓝色区域表征冷气出流。将封严效率云图与无量纲温度图对应起来,通过对比可以发现,封严效率较小意味着该区域的封严冷气浓度较少,则此位置处的温度偏高。近似对应径向质量流量云图,存在有温度较高但径向质量流量界定为出流的区域,这是由于在该位置处,高温燃气的径向速度较小,与封严冷气充分掺混后温度略有降低但仍被封严冷气带出。

对比无量纲温度在不同面上的分布结果得出,越靠近盘腔内部的截面,高温覆盖区域越小,低温覆盖区域越大且逐渐拉长,封严效率也同步产生变化。从径向质量流量云图可知,燃气入侵发生在上游叶片尾缘和下游叶片前缘正对区域,越靠近盘腔内部,燃气入侵区域面积越小,冷气出流区域逐渐被拉长,且核心越来越靠近动壁面,这是由于高温入侵燃气冲击转盘出口位置的圆角结构并沿壁面向盘腔内流动,在面 2 上沿转盘壁面流出的高速冷气冲击高温燃气使得其径向速度逐渐减小,进而使入侵燃气的核心区向静盘壁面靠近且范围逐渐变小。

$\Phi_0 = 0.005$ 10、 t_0 时刻下静转盘腔不同 θ 截面上的封严效率云图和流线图如图 18 所示。结合图 13 中 Kelvin-Helmholtz 涡系结构, t_0 时刻、静转盘腔中分面上的涡核位于 $\theta = 0.71$ 位置附近, $\theta > 0.71$ 的截面呈现出燃气入侵现象, $\theta < 0.71$ 的截面呈现出冷气出流现象。结合不同 θ 截面上的封严效率云图和流线图处理结果分析可以得出, $\theta = 0.05, 0.17, 0.23, 0.99$ 时为燃气入侵状态, $\theta = 0.39$ 时为燃气入侵向冷气出流的过渡态, $\theta = 0.48, 0.57$ 时为冷气出流状态, $\theta = 0.71, 0.79$ 时为冷气出流向燃气入侵的过渡态。

$V_{f,1}$ 、 $V_{f,2}$ 、 $V_{f,3}$ 、 $V_{f,4}$ 分别表示静转盘腔内部不同的涡结构,涡结构的尺度和涡核位置在不同的周向截面上不断变化, $V_{f,1}$ 、 $V_{f,1}$ 位于轮缘密封间隙内部,由于主流入侵的高温燃气和封严冷气在该位置的剧烈掺混,以及轮缘密封间隙出口转盘壁面的圆弧和斜坡结构的共同作用产生。当 $\theta = 0.05$ 时燃气入侵最为剧烈,旋涡几乎充满整个轮缘密封间隙,阻塞封严冷气的出流,同时由于高温燃气在该位置直接冲击转盘壁面,因此涡核也更加靠近转盘壁面。当 $\theta = 0.23$ 时由于向冷气出流过渡态转变,涡尺度逐渐变小且涡核逐渐向静盘壁面靠近;当 $\theta = 0.48$ 时,开始进入冷气出流状态,此时转壁面出口的圆弧和斜

坡结构对旋涡的影响占据主导地位,涡核位于近转盘壁面斜坡位置处,旋涡尺度大幅度减小直至完全消失。

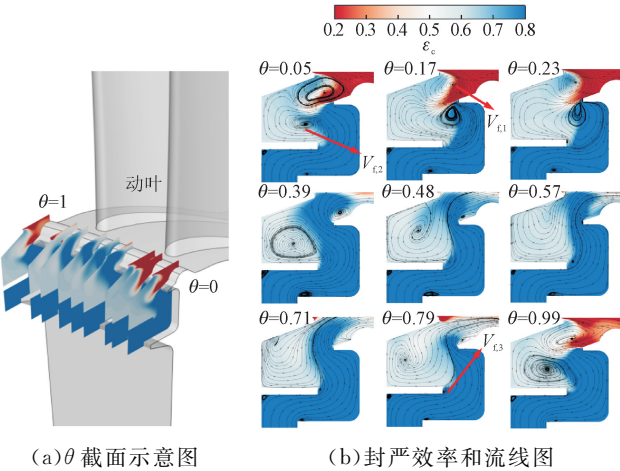


图 18 静转盘腔不同 θ 截面封严效率云图和流线图
Fig. 18 Sealing efficiency contours and streamlines distribution at the different θ sections of the stator-rotor cavity

$V_{f,2}$ 位于外腔中心位置处,该旋涡由静盘壁面结构和 $V_{f,1}$ 轮缘密封间隙内阻塞共同作用产生。当 $\theta = 0.05$ 时,由于燃气入侵现象剧烈,涡结构几乎充盈整个外腔,随着向冷气出流过渡态的转变, $\theta = 0.23$ 时涡核位置向动盘侧上方偏移,当 $\theta = 0.48$ 时,冷气出流占据主导地位,受静盘壁面结构的影响,形成仅充盈静盘密封齿上方区域的逆时针旋涡,并随着燃气出流效果的增强,涡核由密封齿上方区域的中心位置向静盘侧上方壁面偏移。

$V_{f,3}$ 位于静盘密封齿右侧壁面处,该旋涡受 $V_{f,2}$ 涡尺度及涡核位置和密封齿结构影响产生。 $\theta = 0.17, 0.23$ 时, $V_{f,2}$ 涡核位置位于密封齿右侧,因此在较大尺度的 $V_{f,2}$ 为主导的影响下形成小尺度 $V_{f,3}$,当 θ 为其他角度时, $V_{f,2}$ 涡核位置均位于密封齿正上方,此时 $V_{f,3}$ 主要受密封齿右壁面冷气出流强度的影响而形成,冷气出流的强度越大,旋涡尺度就越大, $\theta = 0.05$ 时体现为燃气入侵,因此在该位置并未产生涡结构。

封严效率分布的变化与流线的变化相对应,观察封严效率分布云图可知:在外腔中整体呈现转盘封严效率要高于静盘,这是由于冷气受转盘离心力的影响沿转盘壁面流动造成的;在轮缘密封间隙区域,转盘封严效率要低于静盘封严效率,这是由于高温入侵燃气率先冲击转盘出口的圆弧结构,转盘壁面的冷气来流的影响向静盘侧迁移,转盘出口的圆

弧结构和静盘壁面是最容易出现高温烧蚀的地方,需重点分析和进行冷却设计。

2.3 静转盘腔封严气对下游端壁的影响

$\Phi_0 = 0.005\ 10$ 时,不同时刻静转盘腔轮缘密封出口转盘面上的无量纲温度分布云图如图 19 所示。无量纲温度在轮缘密封出口转盘面上的分布非常不均匀,在轮缘密封出口转盘面最下方能始终保持较低的无量纲温度,而在圆弧结构和斜坡结构处,低无量纲温度区域($\tau \leq 0.45$) 仅占不到 1/3,随着时间的推移,低温区域也在进行周向移动,这是由于转盘旋转,转盘面上的封严冷气受黏性力作用也跟着旋转。其次,高温区的变化更加显著,其区域面积随时间推移逐渐变小,这是由上游静叶尾缘局部高压区逐渐远离下游动叶前缘局部高压区造成的,使得燃气入侵强度减弱,高温冲击转盘轮缘密封出口圆弧和斜坡结构的入侵燃气减少,因此转盘壁面的无量纲温度降低。

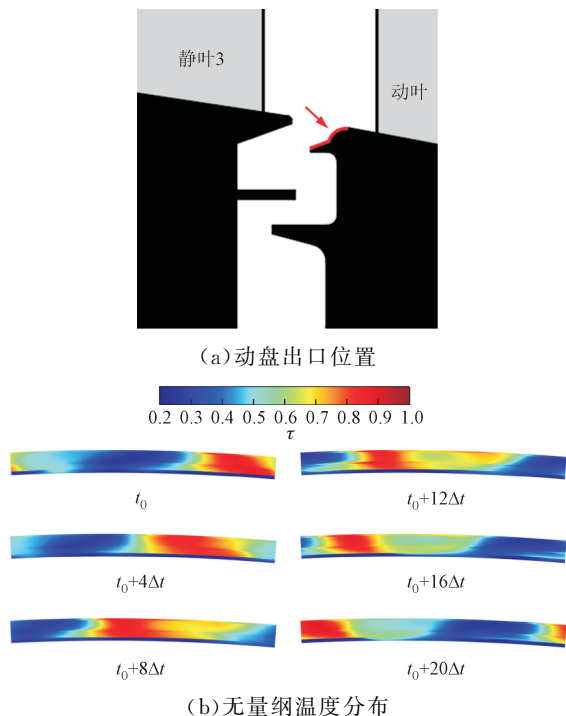


图 19 不同时刻轮缘密封出口转盘壁面无量纲温度分布云图

Fig. 19 The dimensionless temperature contours distribution at the rotor disk wall of the rim seal outlet at different times

$\Phi_0 = 0.005\ 10$ 时,不同时刻静转盘腔轮缘密封出口静盘面上的无量纲温度分布云图如图 20 所示。轮缘密封出口静盘面上的无量纲温度分布并不均匀,受上游静叶尾缘的影响在出口倒角处产生局部

小范围高温区,其他大面积无量纲温度在 0.45 以下,随着时间的推移,同样受封严冷气周向移动的影响,高温区也进行周向移动。

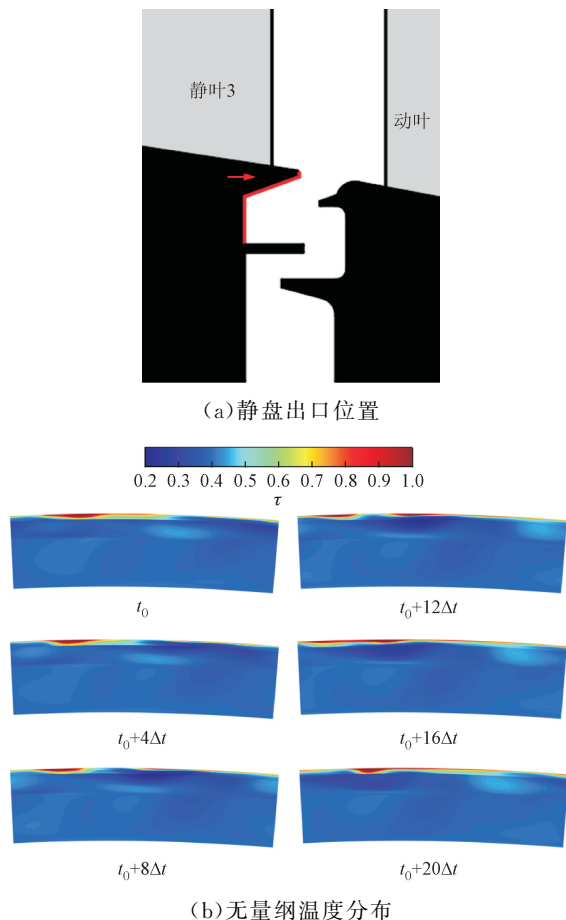


图 20 不同时刻轮缘密封出口静盘壁面无量纲温度分布云图

Fig. 20 The dimensionless temperature contours distribution at the stator disk wall of the rim seal outlet at different times

与转盘面相比,静盘面和轮缘密封间隙出口位置更容易出现高温烧蚀现象,这是由于轮缘密封出口处直接与高温主流燃气接触,因此高温入侵燃气会以较高的动量首先冲击转盘面圆弧和斜坡结构,受附着于转盘侧的封严冷气来流的冲击,向静盘侧偏移,因而在外腔中,转盘侧由于被封严冷气覆盖,入侵燃气接着沿静壁面向盘腔内部流动,因此静盘侧平均温度要高于转盘侧。

Φ_0 为 0.005 10 时,轮缘密封间隙出口冷气射流在盘腔下游动叶端壁表面上的相对冷气体积分数云图和三维流线图如图 21 所示,定义主流相对冷气体积分数

$$\eta_c = (c_s - c_a) / (c_0 - c_a) \quad (9)$$

利用主流相对冷气体积分分数表征封严冷气作用在下游端壁产生的气膜冷却效率,可知封严冷气从轮缘间隙流出后,受叶栅通道主流的影响附着在叶片端壁,因此在叶片前缘前部端壁出现较高气膜冷却效率区,封严冷气在前缘位置,一部分随前缘角涡向下游运动并在通道前部耗散掉,一部分随马蹄涡吸力面分支缠绕通道涡向下游运动,并受动叶转速所带来的离心力的影响快速抬升脱离端壁表面。结合流线图分析无量纲封严冷气出流体积分数云图可知,封严冷气射流在叶栅通道中与主流发生剧烈的掺混,使得沿轴向方向封严冷气射流体积分数快速降低,封严冷气对于下游端壁的冷却效果下降,在动叶尾缘处气膜冷却效率降低至 0.03 以下。

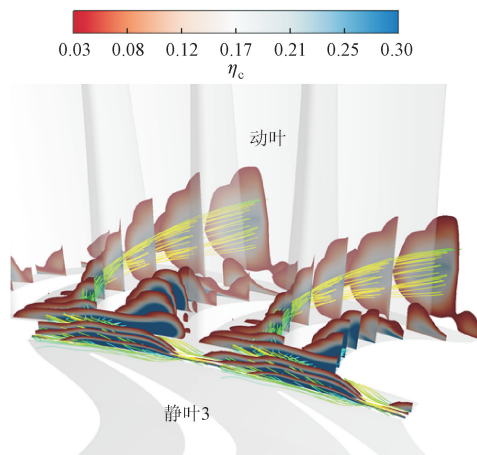


图 21 轮缘密封间隙出口冷气射流作用在端壁上的相对冷气体积分分数云图和流线图

Fig. 21 The relative sealing air volume fraction contours and streamline distribution on the endwall of the coolant jet from the rim seal clearance

3 结 论

本文设计了某型燃气透平第 3 级和第 4 级静叶 1.5 级模型的静转盘腔和双重径向轮缘密封结构,研究了 4 种封严冷气量下的双重径向轮缘密封的非定常燃气入侵和冷气出流特性,对比了双重径向轮缘密封内外腔的封严效率变化特性,得出如下结论。

(1) 静转盘腔双重径向轮缘密封内腔的时均封严效率在 4 种封严冷气量下均接近 1,实现了完全封严。外腔的封严效率随封严冷气量的增加而逐渐增加,且转盘侧的平均封严效率要高于静盘侧封严效率,当封严冷气量最大时,外腔静盘侧平均封严效率为 0.875,转盘侧则接近完全封严。

(2) 静转盘腔双重径向轮缘密封的封严效率和非定常流场分布受密封间隙内的一个较大尺度的 Kelvin-Helmholtz 不稳定旋涡影响,在不同的 θ 截面上,静转盘腔轮缘密封的外腔可以分为左侧低封严效率区 ($\epsilon_c \leq 0.6$) 和右侧高封严效率区 ($\epsilon_c \geq 0.99$)。当出现强烈的燃气入侵时,高温燃气率先冲击转盘壁面的圆弧和斜坡段,并在该位置处与封严冷气产生剧烈掺混形成顺时针旋涡堵塞封严冷气出流,此时在轮缘密封出口间隙内呈现左侧高封严效率区 ($\epsilon_c \geq 0.6$) 和右侧低封严效率区 ($\epsilon_c \leq 0.2$),然后继续沿壁面入侵盘腔。受沿转盘壁面出流的高动量封严冷气的冲击作用,高温燃气向静盘侧偏移,并在轮缘密封间隙内的旋涡共同作用下在外腔产生大尺度逆时针旋涡。

(3) 由于高温燃气对轮缘密封和端壁过渡结构的冲击作用,该位置高温区和低温区交替分布,其中低温度分布区域 ($\tau \leq 0.45$) 仅占不到 1/3,最容易出现高温烧蚀现象。当静转盘腔中的封严冷气流出后附着于端壁向下游流动,并受到叶栅通道内的涡结构的卷吸作用向上迁移,其对于端壁的泛冷却作用一直延伸到叶栅通道的中间位置,随着封严冷气逐渐脱离端壁,几乎无冷却效果。

参考文献:

- [1] SCOBIE J A, SANGAN C M, MICHAEL O J, et al. Review of ingress in gas turbines [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2016, 138 (12): 120801.
- [2] 刘松龄, 陶智. 燃气涡轮发动机的传热和空气系统 [M]. 上海: 上海交通大学出版社, 2018.
- [3] OWEN J M. Prediction of ingestion through turbine rim seals; part I rotationally induced ingress [J]. Journal of Turbomachinery, 2011, 133(3): 031005.
- [4] OWEN J M. Prediction of ingestion through turbine rim seals; part II externally induced and combined ingress [J]. Journal of Turbomachinery, 2011, 133 (3): 031006.
- [5] 杨帆. 涡轮轮缘封严气流与主流非定常干涉机理及其损失控制研究 [D]. 西安: 西北工业大学, 2019.
- [6] JANKE E, WOLF T. Aerothermal research for turbine components: an overview of the European AIT-EB-2 project [C]//ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea, and Air. New York, USA: ASME, 2012: 569-578.
- [7] SMOUT P D, CHEW J W, CHILDS P R N. ICAS-GT: a European collaborative research programme on

- internal cooling air systems for gas turbines [C]//ASME Turbo Expo 2002: Power for Land, Sea, and Air. New York, USA: ASME, 2002: 907-914.
- [8] CHRISTOPHEL J. Understanding and mitigating tip leakage and endwall losses in high pressure ratio cores [EB/OL]. [2024-02-12]. <https://ntrs.nasa.gov/citations/20150018069>.
- [9] BOHN D, RUDZINSKI B, SÜRKEN N, et al. Experimental and numerical investigation of the influence of rotor blades on hot gas ingestion into the upstream cavity of an axial turbine stage [C]//ASME Turbo Expo 2000: Power for Land, Sea, and Air. New York, USA: ASME, 2000: V003T01A088.
- [10] BOHN D E, DECKER A, MA H W, 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, USA: ASME, 2003: 1033-1040.
- [11] SCOBIE J A, HUALCA F P, SANGAN C M, et al. Egress interaction through turbine rim seals [C]//ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York, USA: ASME, 2017: V05BT15A029.
- [12] BALASUBRAMANIAN J, MICHAEL M, ROY R P, et al. Experiments on front-and aft-disk cavity ingestion in a subscale 1.5-stage axial turbine [C]//ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York, USA: ASME, 2016: V05AT15A002.
- [13] 孙纪宁, 陶智, 丁水汀, 等. 高位进气、径向出流的旋转腔内流动与换热的数值研究 [J]. 航空动力学报, 2002, 17(5): 586-590.
- SUN Jining, TAO Zhi, DING Shuiting, et al. Numerical investigation of fluid flow and heat transfer characteristics within a rotating cavity with a high positioned axial inlet and a radial outlet [J]. Journal of Aerospace Power, 2002, 17(5): 586-590.
- [14] 李夫庆, 罗翔, 徐国强. 中心进气转静盘腔的冷气流阻特性实验 [J]. 航空动力学报, 2011, 26(6): 1334-1340.
- LI Fuqing, LUO Xiang, XU Guoqiang. Experimental study of flow friction characteristics for a rotor-stator system with centre inflow of cooling air [J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(6): 1334-1340.
- [15] 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.
- [16] WANG Chengzhang, JOHNSON B V, CLOUD D F, et al. Rim seal ingestion characteristics for axial gap rim seals in a closely-spaced turbine stage from a numerical simulation [C]//ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea, and Air. New York, USA: ASME, 2006: 1561-1570.
- [17] O'MAHONEY T S D, HILLS N J, CHEW J W, et al. Large-eddy simulation of rim seal ingestion [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part C Journal of Mechanical Engineering Science, 2011, 225(12): 2881-2891.
- [18] BOUTET-BLAIS G, LEFRANCOIS J, DUMAS G, et al. Passive tracer validity for cooling effectiveness through flow computation in a turbine rim seal environment [C]//ASME 2011 Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition, New York, USA: ASME, 2011: 821-831.
- [19] 吴康, 任静, 蒋洪德, 等. 整级透平中转静轮缘封严问题研究: I 封严与入侵 [J]. 工程热物理学报, 2014, 35(5): 873-877.
- WU Kang, REN Jing, JIANG Hongde. Rotor-stator rim seal analysis in one stage gas turbine part: I ingestion and seal [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2014, 35(5): 873-877.
- [20] 吴康, 任静, 蒋洪德. 整级透平中转静轮缘封严问题研究: II 不同封严结构的特性 [J]. 工程热物理学报, 2015, 36(3): 496-500.
- WU Kang, REN Jing, JIANG Hongde. Rotor-stator rim seal analysis in one stage gas turbine: II characteristic of different seal structure [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2015, 36(3): 496-500.
- [21] 高杰, 曹福堃, 褚召丰, 等. 旋转诱导轮缘密封不稳定流动特性及结构优化 [J]. 中国科学: 技术科学, 2019, 49(7): 753-766.
- GAO Jie, CAO Fukun, CHU Zhaofeng, et al. Rotationally-induced unstable flow characteristics and structural optimization of rim seals [J]. Scientia Sinica (Technologica), 2019, 49(7): 753-766.
- [22] 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.

[23] 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.

[24] SANGAN C M, POUNTNEY O J, ZHOU K Y, et al. Experimental measurements of ingestion through turbine rim seals: I externally induced ingress [J]. Journal of Turbomachinery, 2013, 135(2): 021012.

[25] SANGAN C M, POUNTNEY O J, ZHOU K Y, et al. Experimental measurements of ingestion through turbine rim seals: II rotationally induced ingress [J]. Journal of Turbomachinery, 2013, 135(2): 021013.

[26] SANGAN C M, POUNTNEY O J, SCOBIE J A, et al. Experimental measurements of ingestion through turbine rim seals: single and double seals [J]. Journal of Turbomachinery, 2013, 135(5): 051011.

(编辑 赵炜)