

## 涡轮盘腔燃气入侵及间隙剪切涡特性分析\*

白涛<sup>1,2</sup>, 杨青真<sup>1</sup>, 刘建<sup>3</sup>, 张晶辉<sup>2</sup>, 张建华<sup>2</sup>, 白进<sup>1</sup>

(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 陕西 西安 710072;

2. 西安航空学院 飞行器学院, 陕西 西安 710077;

3. 中国空气动力研究与发展中心 高速空气动力研究所, 四川 绵阳 621000)

**摘要:** 为揭示转-静相互作用下的非定常燃气入侵机理及轮缘大尺度涡结构的产生机制, 对带有轴向封严结构的1.5级高压涡轮装置进行三维非定常数值模拟, 结合实验结果和盘腔内的经典流动理论对数值方法进行了验证。研究表明: 转子前缘压力势场是造成旋转燃气入侵的主导因素。轮缘间隙内的间隙剪切涡是构成轮缘三维非定常流动的主要原因, 其强度受到入侵燃气和出流冷气的径向速度、切向速度梯度以及上游边界层共同影响; 间隙剪切涡周向方向的旋转有利于加快入侵燃气从动盘侧迁移至静盘侧, 缩小动、静盘封严效率差异, 当封严流量从0.5%降低到0.25%时, 盘腔出口动静盘侧封严效率差值增大175%; 间隙剪切涡与旋转泵效应的相互作用对于主流高温燃气在径向方向入侵盘腔具有抑制作用; 由燃气入侵机制和间隙涡特性可以得出: 文中盘腔出口设置在更靠近转子前缘位置对于提升轮缘密封性能具有正向意义。

**关键词:** 涡轮盘腔; 燃气入侵; 间隙剪切涡; 轮缘非定常效应; 轮缘密封性能

**中图分类号:** V231.1 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4055 (2023) 10-2206007-10

**DOI:** 10.13675/j.cnki.tjjs.2206007

## Analysis of Gas Ingestion and Seal Shear Vortex Characteristics in Turbine Cavity

BAI Tao<sup>1,2</sup>, YANG Qing-zhen<sup>1</sup>, LIU Jian<sup>3</sup>, ZHANG Jing-hui<sup>2</sup>, ZHANG Jian-hua<sup>2</sup>, BAI Jin<sup>1</sup>

(1. School of Power and Energy, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China;

2. School of Aircraft Engineering, Xi'an Aeronautical Institute, Xi'an 710077, China;

3. High Speed Aerodynamics Institute, China Aerodynamics Research and Development Center, Mianyang 621000, China)

**Abstract:** In order to reveal the mechanism of unsteady gas ingestion and the generation mechanism of large-scale vortex structure on sealing clearance under stator-rotor interaction, the three-dimensional unsteady numerical simulation of a 1.5-stage high-pressure turbine with an axial sealing structure was carried out. Firstly, the numerical method was verified by combining the experimental results and the classical flow theory in the cavity. The results show that the pressure potential field at the leading edge of the rotor is the main cause of the rotary gas ingestion. The seal shear vortex in the rim clearance is the main reason for the three-dimensional unsteady flow of the turbine rim, and its strength is mainly affected by the radial velocity and tangential velocity gradient of the ingested gas and the purged flow, as well as the upstream boundary layer. The circumferential rotation of the

\* 收稿日期: 2022-06-26; 修订日期: 2023-02-22。

基金项目: 陕西省自然科学基金计划 (2021JQ-855); 长安大学中央高校基本科研业务费专项资金 (300102251510)。

作者简介: 白涛, 博士生, 研究领域为叶轮机械复杂气体动力学、涡轮盘腔封严流动机理。

通讯作者: 杨青真, 博士, 教授, 博士生导师, 研究领域为红外隐身、复杂叶轮机械流动等。E-mail: qzyang@nwpu.edu.cn

引用格式: 白涛, 杨青真, 刘建, 等. 涡轮盘腔燃气入侵及间隙剪切涡特性分析[J]. 推进技术, 2023, 44(10): 2206007. (BAI Tao, YANG Qing-zhen, LIU Jian, et al. Analysis of Gas Ingestion and Seal Shear Vortex Characteristics in Turbine Cavity[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2023, 44(10):2206007.)

seal shear vortex is conducive to accelerating the migration of the ingested gas from the rotor wall side to the stator wall side, reducing the difference of the sealing efficiency between the two wall sides. The sealing efficiency difference between the rotor and stator sides of the cavity outlet increases by 175% when the sealing flow rate is reduced from 0.5% to 0.25%. The interaction between the seal shear vortex and the rotary pump effect can restrain the mainstream high-temperature gas from ingesting the rotor cavity in the radial direction. Finally, it can be concluded that the axial position of the cavity outlet closer to the leading edge of the rotor has a positive significance for improving the sealing performance in this paper, according to the gas ingestion mechanism and the characteristics of the seal shear vortex.

**Key words:** Turbine cavity; Gas ingestion; Seal shear vortex; Unsteady rim seal effect; Rim sealing performance

## 1 引言

从高压压气机引气至涡轮盘腔是冷却涡轮轮盘壁面和阻止主流高温燃气入侵的重要手段。在旋转泵效应、主流周向压力以及轮缘三维非定常效应等的作用下,轮缘处存在燃气入侵、冷气出流、大尺度涡等复杂流场结构,厘清涡轮盘腔轮缘附近流动机理,对于提升封严性能,优化封严结构设计具有重要意义。

传统的燃气入侵机理可以总结为RI诱导(转子泵效应)和EI诱导(主流周向压力诱导)。后续的研究表明,相比于RI诱导,EI诱导燃气入侵更为显著<sup>[1]</sup>。Green等<sup>[2]</sup>在带有导叶和动叶的涡轮装置上,Bohn等<sup>[3]</sup>在1.5级的涡轮装置上的研究均证实了主流周向压力分布对燃气入侵起主导作用。

导叶尾迹和转子前缘压力势场的非定常作用是造成周向压力非均匀分布的主要原因。针对转子前缘、导叶尾缘非定常压力势场对于燃气入侵的影响程度,国内外开展了较多的研究。Green等<sup>[2]</sup>认为动叶会削弱导叶尾迹造成的非均匀压力场,因此,动叶的存在使得盘腔封严效率提高。Hills<sup>[4]</sup>等认为动叶会加剧燃气入侵,而非抑制作用。Chew等<sup>[5]</sup>在无动叶工况下,研究了导向器轴向位置对于燃气入侵的影响,研究表明燃气入侵程度随着导向器叶片远离轮缘间隙而减弱;Bohn等<sup>[6-7]</sup>关于导向器位置对于燃气入侵的影响得到了类似的结论;并指出动叶和导向器对燃气入侵有同等重要的影响,其影响程度与封严结构有关。Hualca等<sup>[8]</sup>发现轮毂周向压力非均匀度主要受导叶影响,并且随着远离导叶而衰减。转子叶片对于压力非均匀度则影响较小。然而在没有转子叶片的情况下,导叶位置对于燃气入侵几乎没有影响。付维亮等<sup>[9]</sup>的研究表明,动叶、静叶均存在的情况下,封严效率最低。由于静叶的存在,间隙

中出现大尺寸间隙涡结构。

除了传统的EI、RI诱导,轮缘非定常效应也被认为是引起燃气入侵的重要因素。Cao等<sup>[10]</sup>通过实验研究首次证实了盘腔中非定常大尺度流动结构的存在,并且认为大尺寸涡核的低压区域是增加燃气入侵的主要原因;后续文献<sup>[11-14]</sup>先后对盘腔内大尺度流场结构的频率进行分析。较多的研究认为轮缘处的大尺度涡结构是由K-H不稳定诱导产生的。

Rabs等<sup>[14]</sup>在二维平板、盘腔模型、1.5级涡轮上逐步研究了K-H不稳定涡的产生和发展。证实了K-H不稳定涡在真实三维涡轮装置中的存在,由于K-H涡的存在使得燃气入侵和冷气出流的位置与经典理论不同;Chilla等<sup>[15]</sup>指出增加封严流量和封严冷气预旋值可以抑制K-H不稳定流动。Horwood<sup>[16]</sup>等发现在较低的封严流量下,K-H诱导的非定常大尺寸涡结构在强度和范围上都增大,从而增大了燃气入侵的深度和周向范围。中国科学院的Zhang等<sup>[17]</sup>指出在远离前缘的中间通道附近,由出流冷气和入侵燃气剪切形成了泄漏涡(K-H涡)减弱了转子通道中的切向速度,对主流的通道涡具有一定的抑制作用。

目前关于K-H涡(间隙剪切涡)的相关研究大部分集中在其对主流性能的影响;关于间隙剪切涡的产生机制以及间隙剪切涡对于封严性能等的影响也并无统一的结论。为充分揭示转静干涉下的燃气入侵机理;间隙涡的产生机制及其对轮缘密封的影响,本文以轴向封严结构为研究对象对三维非定常流场进行了详细分析。

## 2 研究方法

### 2.1 研究对象

研究对象选取瑞士联邦工学院叶轮机械实验室(ETH)的LISA1.5级轴流高压涡轮,该涡轮包含2级

导叶(S1,S2)和1级动叶(R1),各级叶片几何参数和主要气动参数如表1所示,详细的参数参考文献[18]。以涡轮前盘腔为研究对象,封严结构位于静子域,转静交界面上游。封严结构及其与主流通道相对位置关系如图1所示。

Table 1 Geometric and aerodynamic parameters of each blade row of Lisa stage 1.5 turbine

Parameter	S1	R1	S2
Blade number	36	54	36
Span/mm	70	70	70
Chord length/mm	80.88	59.72	85.50
Pich/mm	63.7	42.5	63.7
Inlet angle/(°)	0.0	52.4	-35.4
Exit angle/(°)	72.0	-66.6	66.0
Exit $Ma$	0.54	0.50	0.48
$Re$	$7.1 \times 10^5$	$3.8 \times 10^5$	$5.1 \times 10^5$

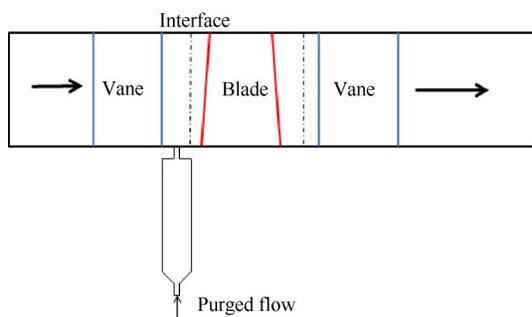


Fig. 1 Model cross section

## 2.2 数值方法与网格划分

为保证非定常计算1:1节距比,节省计算资源,选取全通道的1/18为计算域(叶片数约化为2:3:2)。数值计算采用商用ANSYS CFX 2020软件,求解三维非定常N-S方程,考虑燃气入侵与封严冷气在端壁附近的强剪切作用,选用更能模拟近壁流场的两方程SST  $k-\omega$  湍流模型。空间离散采用二阶迎风格式。时间离散为一阶后差欧拉格式。作为初场的定常计算在转静交界面的处理上选用冻结转子法,非定常计算采用瞬态转静交界面的处理方式,来充分考虑转静干涉效应。为区别主流和封严气体,更好识别燃气入侵和冷气流出,工质定义为理想气体和CO<sub>2</sub>示踪气体混合气,二者不发生化学反应。

主流通道网格和盘腔网格如图2所示。第一级静子通道和封严盘腔装置的六面体结构网格在ICEM中整体划分生成,保证了封严盘腔和主流通道交界处的网格在周向和轴向上完全匹配,减小数值传递误差。转子和第二级静子通道在Turbogrid中生成结

构六面体结构网格。所有壁面附近的网格均进行了加密处理,保证靠近壁面附近大部分区域 $y^+$ 接近1,满足所选湍流模型计算要求。经过网格无关性验证,最终计算网格约为800万。

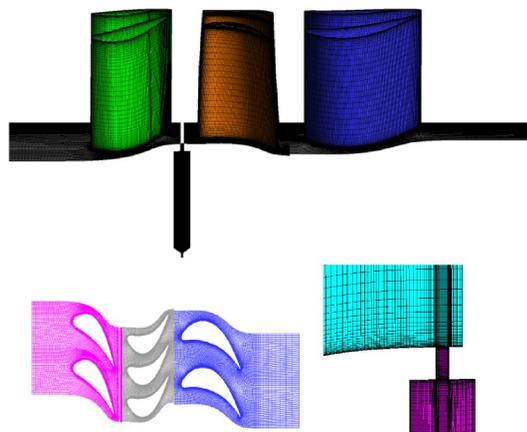


Fig. 2 Computation mesh of 1.5-stage turbine

## 2.3 边界条件

边界条件设置参考文献[18]。计算域进口位于S1前缘上游约1倍S1中径轴向弦长位置;进口给定总压沿展向的分布,其中,中径处总压为139.6kPa;进口总温为328K;进口自由来流湍流度(FSTI)设为6%,轴向进气。出口位于S2尾缘下游1倍S2中径轴向弦长位置,出口截面给定静压沿展向的分布;转子转速为2700r/min。所有壁面均设为绝热无滑移壁面。盘腔装置中静盘速度设为0,动盘旋转速度设置为2700r/min;盘腔进口给定流量边界条件,无量纲封严流量 $IR$ 为封严气体流量与进口主流流量之比,文中主要分析的工况为 $IR=0.5\%$ 。主流进口CO<sub>2</sub>浓度(质量分数)设置为0,封严盘腔进口CO<sub>2</sub>浓度设置为1。非定常计算中一个动叶通道分为42个物理时间步。计算收敛后,取9个周期内的数据进行统计时间平均。

## 2.4 数值方法验证

### 2.4.1 主流流场验证

图3、图4分别给出了转子出口相对总压系数云图与出口气流角的实验结果与数值结果对比。文中转子出口位于转子叶片下游10.6%的第一级静子轴向弦长处。总压系数定义见式(1),出口气流角定义为出口气流与轴向方向夹角。

$$C_{pt} = (p_t - p_{s,exit}) / (p_{t,inlet} - p_{s,exit}) \quad (1)$$

式中 $p_t$ 为转子出口面上的当地总压, $p_{t,inlet}$ 为S1叶片前缘上游50%轴向弦长位置中径处的平均总压, $p_{s,exit}$ 为S2叶片尾缘下游15%轴向弦长位置处轮毂位置平

均静压。

从图3中可以看出,数值预测得到的叶尖泄漏涡以及下端壁的通道涡尺寸及损失峰值与实验测量结果基本一致。预测得到的下端壁轮毂通道涡相对偏小,且损失峰值低于实验测试结果,造成这种结果的原因主要在于实验测试中转子和静子间隙内的低能流体堆叠在端区二次流中。

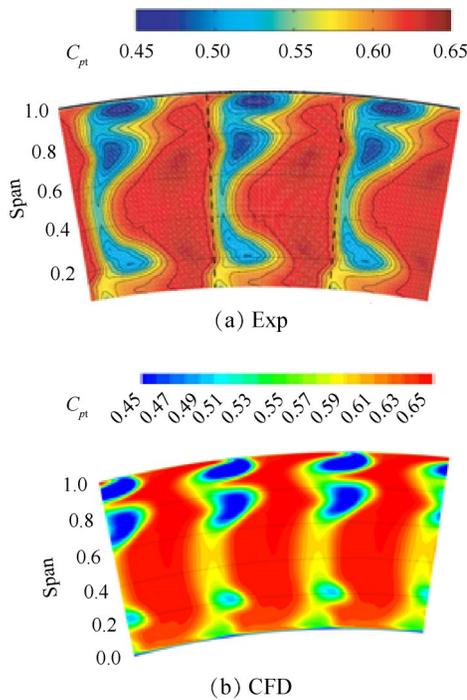


Fig. 3 Relative total pressure coefficient at rotor exit

图4给出转子出口气流角沿展向分布。实验测量和数值预测的出口气流角沿径向分布整体符合较好,数值方法准确模拟出了气流在叶高方向的过转和欠转位置;在60%叶高以下,数值和实验结果相对误差不超过2.5%。文中重点关注的主流燃气入侵和封严冷气出流主要集中在轮毂附近。为此所采用的数值模拟方法对于求解轴流涡轮轮毂端壁附近的流场分布是合理可信的。

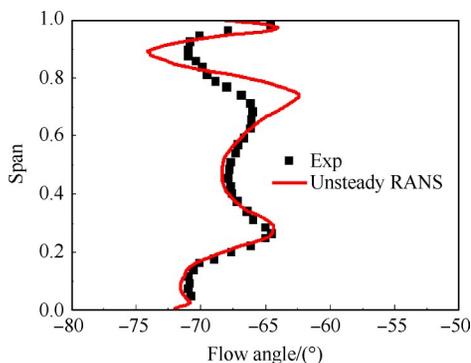


Fig. 4 Flow angle of rotor exit

### 2.4.2 封严盘腔内流动规律验证

本节通过对比数值计算得到的盘腔内流动参数与Batchelor盘腔经典流动理论<sup>[19-20]</sup>来进一步验证所采用的数值模拟方法对于预测盘腔内流场的合理性。图5为盘腔内 $r/R=0.6$ 径向位置处,径向速度系数和切向速度系数随轴向位置的变化曲线。径向速度系数和切向速度系数分别定义为当地速度与轮毂旋转速度的比值,如式(2),(3)所示。

$$\varphi_R = v_R / (\Omega R) \quad (2)$$

$$\varphi_\theta = v_\theta / (\Omega R) \quad (3)$$

式中 $\Omega$ 为转子转速, $R$ 为轮毂半径。

受黏性影响靠近静盘壁面气体的切向速度为0,动盘壁面气体的切向速度与轮盘旋转速度相等。在远离动静盘边界层的中间区域(也即无黏核心区域),气体径向速度很小,由图5(a)可以看出其大小不随轴向位置发生变化,即在盘腔无黏核心区域切向速度在轴向方向没有梯度。由径向速度图5(b)可以看出:静盘壁面附近的气体径向向下运动,靠近动盘处的气体径向向上运动,在动静盘中间的无黏核心区域径向速度接近于0。数值模拟得到的盘腔内流动规律基本与Batchelor<sup>[19-20]</sup>经典盘腔流动理论相符合。综上,采用的数值计算方法在模拟主流通道的

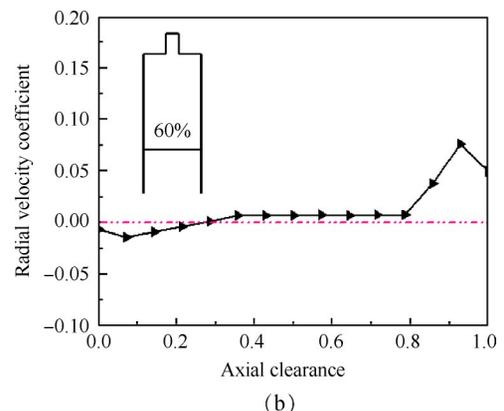
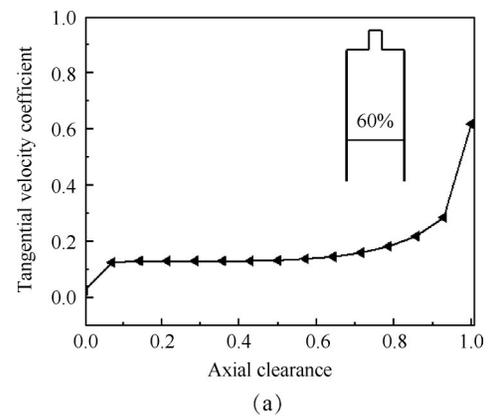


Fig. 5 Time-averaged velocity coefficient distribution ( $r/R=60\%$ )

盘腔内流动时都较为合理。

### 3 结果与讨论

#### 3.1 燃气入侵机制

图6给出了第一级导叶下游和转子上游之间轮毂处无量纲周向位置和轴向位置示意图。

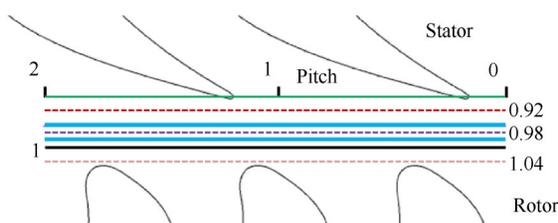


Fig. 6 Schematic diagram of circumferential and axial positions at hub

图7为0T时刻,盘腔出口截面径向速度系数分布云图。径向速度为正代表盘腔内封严冷气流出,径向速度为负代表主流高温燃气入侵。为便于描述位置,将该出口截面在周向方向上分成20等分。可以发现燃气入侵分别发生在3.5~7.5,10~13,16~20三个区域。其中:3.5~7.5位于转子前缘上游靠近压力面侧;10~13位于转子前缘和导叶尾缘交汇区域;16~20位于转子即将靠近尾缘,但没有交汇的区域。其余周向区域为封严冷气出流。上游导叶和下游动叶位势作用形成了高、低交替的压力分布,当主流通道压力高于盘腔内压力时,主流高温燃气入侵盘腔;反之封严冷气沿着间隙进入主流通道。这种由主流周向压力非均匀造成的燃气入侵称为外环诱导(EI)<sup>[21]</sup>。

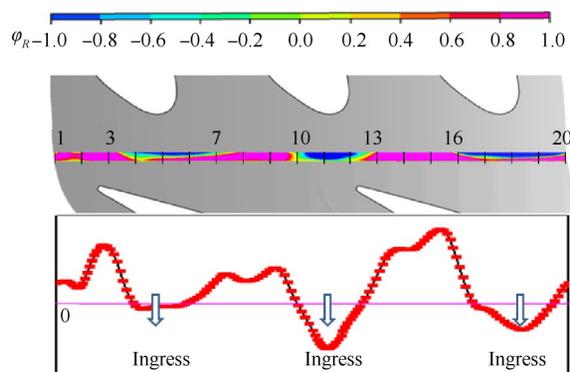


Fig. 7 Radial velocity coefficient contour at the cavity exit (0T)

为详细探究导叶和动叶非定常压力势场对于燃气入侵的作用机制,图8给出了盘腔上、下游轮毂处以及盘腔出口中间位置的的压力时空云图。三个无量纲流向位置分别为0.92, 0.98(盘腔出口位置),1.04,

如图6所示。压力系数定义为

$$C_p = \frac{p_s - p_{i1}^*}{p_{i1}^*} \quad (4)$$

式中 $p_s$ 为当地静压, $p_{i1}^*$ 为主流进口总压。

图8横坐标表示静子节距的无量纲数,纵坐标表示时间的无量纲数,其中 $T$ 为动叶经过上游一个静子通道的时间。图8(a)中无量纲流向位置0.92位于导叶下游,从时空图可以看出,该位置压力周向分布主要受导叶尾缘压力势场影响,下游动叶扫过导叶尾缘时,压力增大,垂直方向的3个高压区域,代表转子通过的时刻;图8(c)中无量纲流向位置1.04,位于转子前缘上游,该处周向压力分布主要受转子前缘压

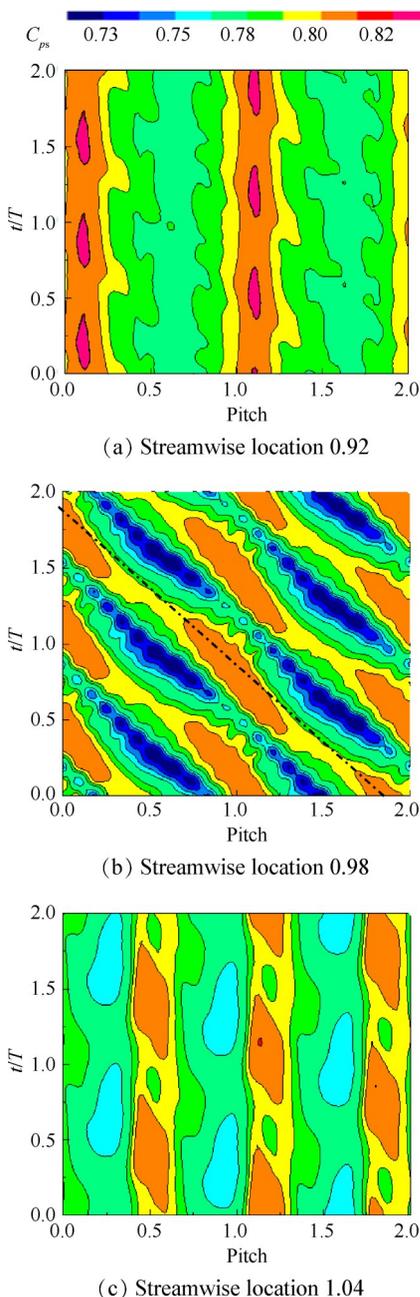


Fig. 8 Time-space contour of pressure coefficient at the hub

力势场影响,在以上时空图中的高压区域垂直分布,没有发生倾斜。而在盘腔出口,无量纲位置为0.98时,高压区域扩大,并且发生了明显的倾斜;也即该位置周向压力分布受到了动叶位势作用的显著影响。图9为该出口位置处,径向速度系数时空图,蓝色区域代表燃气入侵。入侵区域与图8(b)中转子扫过的高压区域对应,如图中黑色虚线所示。受到转子旋转位势作用的影响,燃气入侵周向位置随着转子的旋转而旋转,形成旋转燃气入侵;当转子前缘扫过上游静子尾缘时,入侵燃气径向速度系数明显增大,燃气入侵程度加剧;当转子前缘远离导叶时,在导叶的位势作用下不会发生燃气入侵现象;由时空图还可以看出在转子远离的周向区域以冷气出流为主。综上,在EI诱导的旋转燃气入侵中,转子前缘位势作用起主导。

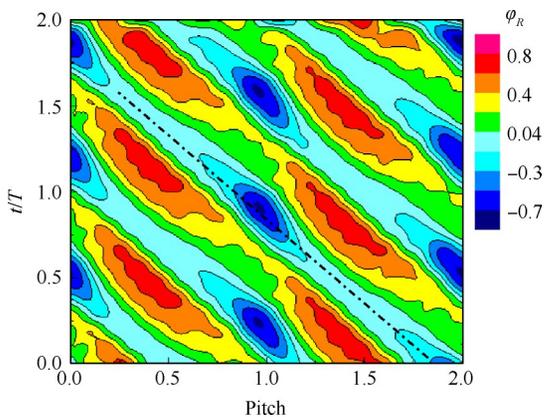


Fig. 9 Time-space contour of radial velocity coefficient at the cavity exit (streamwise location 0.98)

由以上分析可知,盘腔设置在不同轴向位置,受到的转静压力势场影响不同。文中的盘腔设置在静子域,更靠近导叶尾缘,为解释上述燃气入侵现象,图10为从位置1~9时均周向压力非均匀度沿着轴向(流向)方向的变化曲线。周向最大压力系数和最小压力系数的差值定义为周向压力非均匀度,见式(5)。周向压力非均匀度在一定程度上可以用来衡量外环诱导的燃气入侵程度。封严盘腔出口附近的主流周向压力非均匀度越大,燃气入侵和冷气出流越剧烈。

$$\Delta C_p = C_{p,max} - C_{p,min} \quad (5)$$

由图10中可以看出,导叶产生的压力非均匀度大于动叶前缘产生的压力非均匀度。导叶位势作用产生的压力非均匀程度在向下游传播的过程中迅速衰减,这可能与尾迹脱落涡传播过程中的粘性耗散与掺混有关。这将导致燃气入侵对盘腔轴向位置与

导叶之间的距离变化更为敏感,结论与文献[4-5]的相同。转子前缘产生的压力势场,其向上游传播则属于无黏行为,衰减较慢。

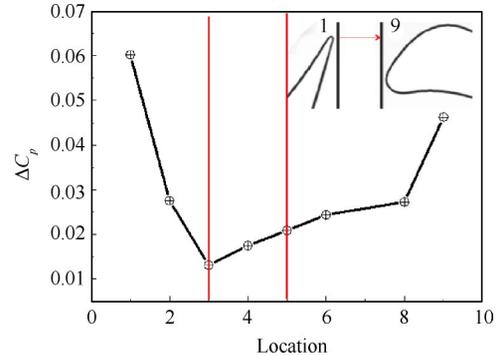


Fig. 10 Time averaged pressure nonuniformity along axial direction

为详细分析转静相互作用下,涡轮盘腔燃气径向及轴向入侵情况,将转子扫过静子一个通道的时间分成7等分,0T,2/7T,4/7T,6/7T四个时刻的转静相对位置如图11(a)左图所示。在一个静子通道(周向角度为θ<sub>i</sub>)内沿周向方向等间隔角度取5个截面,对应的无量纲周向角度分别为0.1,0.3,0.5,0.7,0.9,其周向位置如图11所示。图11(b)为6/7T时刻,盘腔不同周向位置封严效率。封严效率定义为

$$\varepsilon_c = \frac{c_s - c_a}{c_0 - c_a} \quad (6)$$

式中c<sub>s</sub>为当地示踪气体(CO<sub>2</sub>)浓度,c<sub>a</sub>为主流进口示踪气体浓度,c<sub>0</sub>为冷气进口示踪气体浓度,当封严效率为1时表示完全封严。在θ<sub>i</sub>=0.1,0.3,0.9位置处发生了较为明显的燃气入侵。θ<sub>i</sub>=0.1位于导向器尾缘下游、动叶前缘即将靠近的位置;燃气沿着间隙进入盘腔,在靠近动盘壁面处燃气入侵较深;θ<sub>i</sub>=0.3位于转子前缘上游位置,燃气入侵主要发生在轮缘间隙内,且靠近动盘壁面的封严效率低于靠近静盘壁面。θ<sub>i</sub>=0.9位于转子前缘和静子尾缘相互靠近的位置,该区域燃气入侵在径向和轴向上最严重。冷气出流主要发生在靠近静盘侧。综上,当主流压力较高时,燃气首先从动盘侧入侵盘腔,在动盘侧的入侵深度大于静盘侧的;在靠近动盘的轴向位置处,燃气入侵周向、径向区域更大。

### 3.2 轮缘间隙涡特征分析

#### 3.2.1 间隙涡形成机制

通过对图11的分析可以发现,当燃气入侵发生时,盘腔间隙靠近动盘侧的入侵较为严重。这与由于旋转泵效应作用造成燃气从静盘侧入侵的传统燃

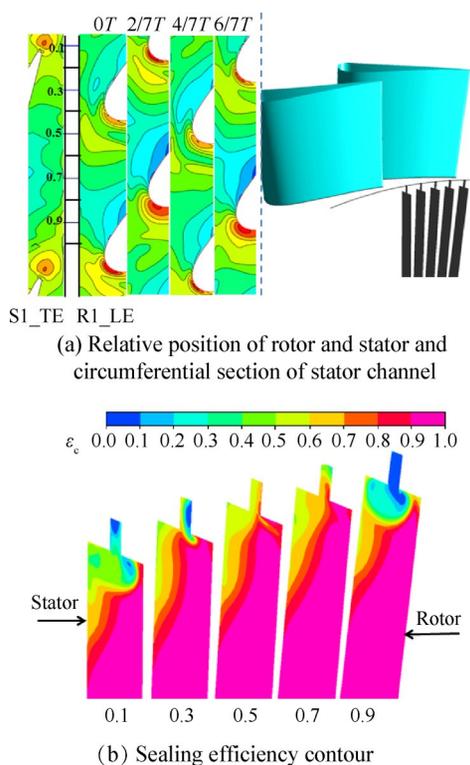


Fig. 11 Sealing efficiency of circumferential sections at 6/7T

气入侵理论有所不同。为进一步揭示间隙内的流动特征,图 12 给出 4/7T, 6/7T 时刻,切向位置  $\theta_i=0.5, 0.9$  及流向位置 0.98 位置处流线分布及涡量云图。由图 12(a) 可以看出,当间隙内为冷气出流(4/7T,  $\theta_i=0.9$ ; 6/7T,  $\theta_i=0.5$ )或者燃气入侵为主时(6/7T,  $\theta_i=0.9$ )封严间隙内没有周向旋转的涡形成,如图向外红色箭头(表示冷气出流)和向内蓝色箭头(表示燃气入侵)所示,结合图 8 转静相对位置可以得出以上情况对应的转静位置分别为:同时远离转子前缘和静子尾迹,静子尾缘和转子交汇。

当间隙内同时存在冷气出流与燃气入侵时(4/7T,  $\theta_i=0.5$ ),间隙内在周向方向上出现了旋转的涡结构,如图 12(b) 中椭圆线框所示,这里称之谓间隙剪切涡。根据上述燃气入侵现象,间隙剪切涡的形成可以描述为:当转子前缘靠近时,靠近动盘侧的周向压力增大,主流压力对于燃气的向内驱动力强于转子旋转泵效应对封严冷气向外的驱动力,因此主流燃气首先从动盘侧进入盘腔间隙;封严冷气从靠近静盘侧流出;当在间隙内同时存在入侵燃气和出流冷气时,两股气流相互作用卷起旋涡,该涡从动盘侧转向静盘侧。结合图 10 的压力非均匀度分布可以得知当盘腔出口轴向位置更靠近转子时,转子前缘压力势场的作用更明显,这将有助于从动盘侧进入盘腔的燃气同封严冷气作用卷起间隙剪切涡结构。

此外,从图 12(b) 盘腔中间轴向截面的流线和轴向涡量图可以看出,在燃气入侵区域,存在的轮缘涡结构随着燃气入侵区域的旋转而旋转。

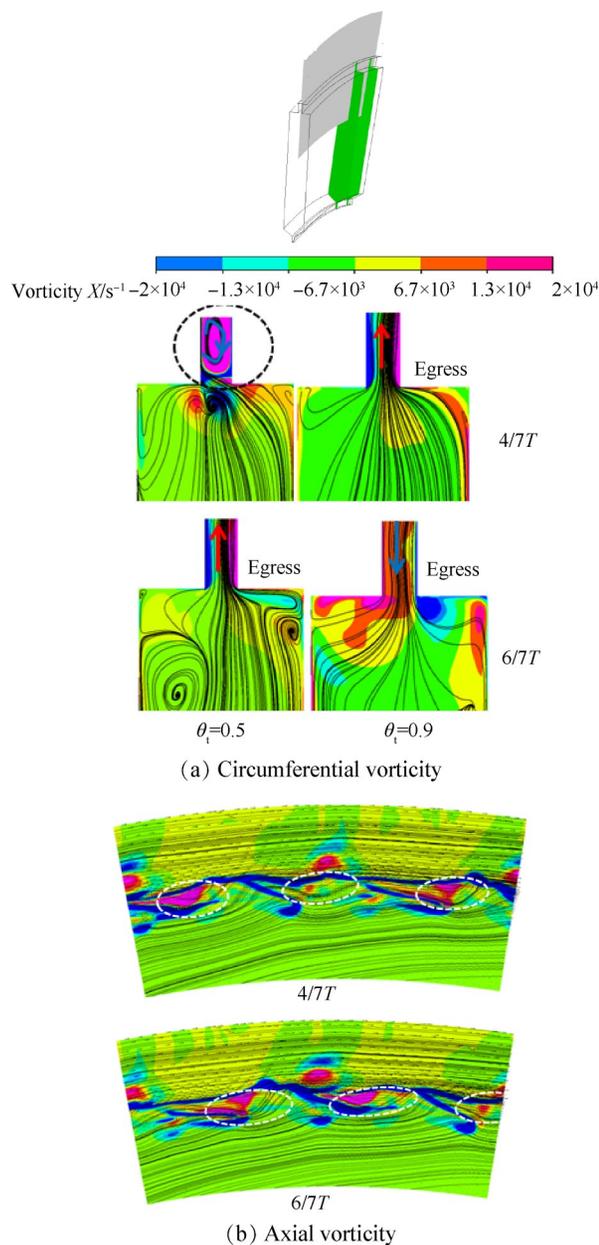


Fig. 12 Streamline distribution and vorticity contour

为分析间隙剪切涡的形成机制和影响因素,在 0T 时刻,用  $\lambda_2$  准则识别出轮缘附近间隙剪切涡 A,如图 13 所示。在燃气入侵区域的涡核区域 A 沿周向和轴向方向做切面,如图中黑色箭头所指示。当流体所在区域没有边界层时,涡量可以表征涡的强度,速度梯度决定剪切涡的强度。下面从速度梯度的产生原因去分析影响间隙涡形成及强度的主要因素。

图 14 中切向速度在径向方向的梯度和径向速度在切向方向的梯度是造成轴向涡量的主要原因。在

导向器的作用下,流经导叶出口的高温燃气具有较高的切向速度(大约为1.4倍的轮缘转速),当发生燃气入侵时,入侵燃气较高的切向速度使得在间隙内沿着半径方向形成较大的梯度 $\partial v_\theta/\partial r$ ,如图14(a)椭圆线框所示,其是轴向涡量的主要贡献者。此外在周向方向交替分布的入侵燃气和出流冷气形成了径向速度在切向方向的梯度 $\partial v_r/\partial \theta$ ,该速度梯度对涡量贡献较小,如图14(b)椭圆线框所示。

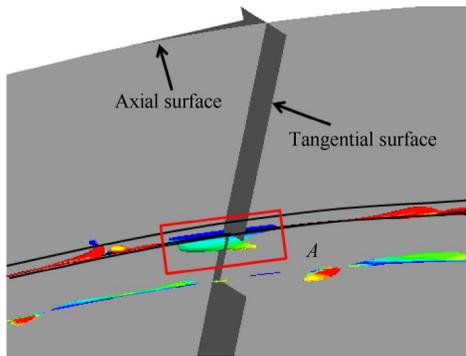


Fig. 13 Vortex core region of the rim gap

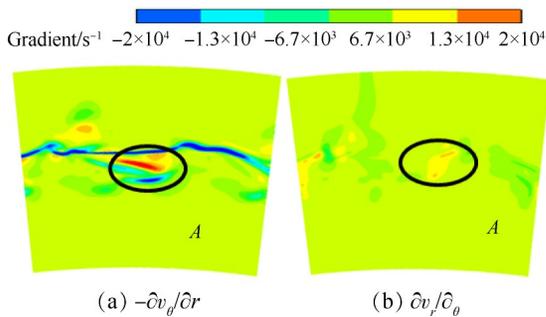


Fig. 14 Velocity gradient contour of axial surface

A区域的周向切面如图15所示, $\partial v_r/\partial z, \partial v_z/\partial r$ 是构成周向涡量的主要原因。在发生燃气入侵位置处,由于主流通道和盘腔内的径向压力梯度(为负)使得燃气径向向下首先沿着动盘侧进入盘腔,即靠近动盘侧径向速度向下,受到盘腔泵效应的影响,径向向下的速度逐渐减小;靠近静盘侧发生冷气出流,径向速度向上,为此间隙内出现较大的 $\partial v_r/\partial z$ ,其成为周向涡量的主要贡献者。由于静子轮毂壁面的影响,在盘腔上游轮毂壁面存在较厚的边界层,边界层内 $\partial v_z/\partial r$ 较大。边界层随着燃气入侵被卷入封严间隙内,诱导出新的“负涡量”结构,该涡强度较小,其对于间隙涡的强度具有一定的抑制作用。

综上,间隙剪切涡是由于剪切形成的涡,在形成机理上同K-H涡,可以认为是K-H涡的一种,但是其除受普遍认为的主流燃气和封严冷气的周向速度梯度影响外,由入侵燃气和出流冷气造成的径向速度

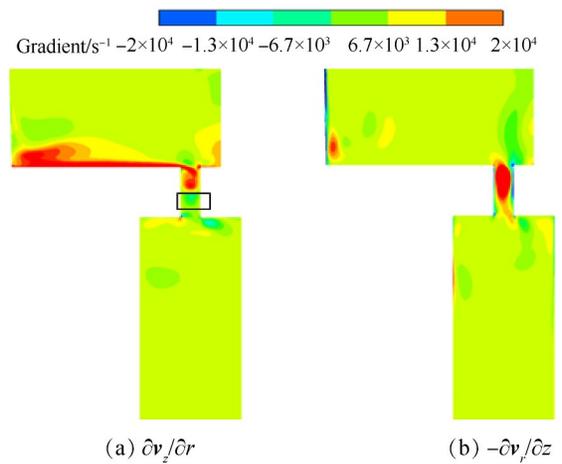


Fig. 15 Velocity gradient contour of tangential surface

梯度以及上游边界层等的影响也不可被忽略。

轮缘附近非定常流动对于轮缘密封性能有着显著的影响,为探究间隙内引起非定常流动的主要原因,对盘腔间隙内监测点上的非定常压力进行快速傅里叶变换如图16所示,横坐标用转子转动频率 $f_d$ 进行无量纲。封严间隙内的非定常效应除了受到转子旋转影响,还受到0.5, 1.5, 2.5等转子倍频频率影响。由图17径向速度系数和压力系数分布,可以看出在轮缘周向方向上较为均匀分布着低压区域,该低压区域与燃气入侵位置对应,结合上文的分析,可以推测间隙剪切涡是该非定常频谱的引起原因。相比于转子非定常效应,轮缘间隙涡对轮缘非定常效应影响较小。

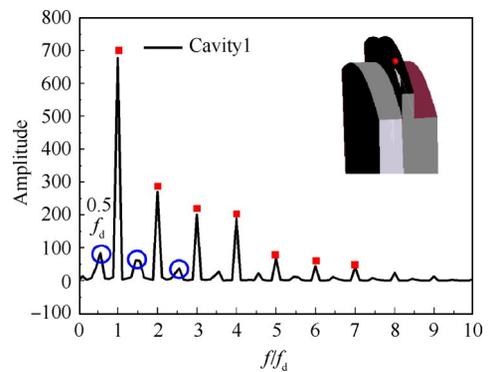


Fig. 16 Unsteady frequency signal of monitoring point

### 3.2.2 轮缘密封性能分析

图18为靠近动盘、靠近静盘、盘腔间隙中间三个位置的时均径向速度系数分布,三个位置分别定义为:Seal\_Stator, Seal Middle, Seal\_Rotor。在转子泵效应作用下,盘腔内靠近动盘侧的气体径向向外流动(为正),静盘侧的径向向内流动(负值);在盘腔高半径处,受到燃气入侵和间隙剪切涡结构影响,气体径

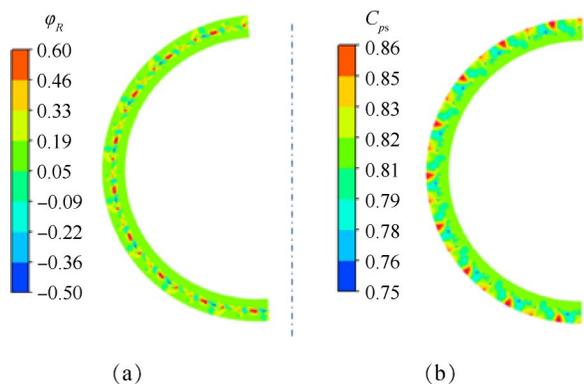


Fig. 17 Aerodynamic parameters contour of turbine rim

向速度系数在动盘、静盘处表现出较大的差异。受动叶非定常压力波影响,高温燃气沿着动盘侧进入盘腔,在间隙剪切涡卷吸作用下径向向下运动;同时,受旋转泵效应影响,径向向下的速度得到抑制,当  $r/R=0.92$  时,径向速度为 0,对应燃气在间隙内靠近动盘侧最大入侵深度。相比于经典封严理论,间隙剪切涡降低了动盘侧由旋转泵效应支配的出流冷气径向速度;同时,从动盘侧入侵的燃气受到旋转泵效应的影响,入侵燃气径向速度降低;因此二者的共同作用,在一定程度上对燃气入侵起到了抑制作用。在间隙内,靠近静盘侧气体受到剪切涡的加速作用,径向速度有所增加,盘腔中间位置的径向速度介于动静盘之间。

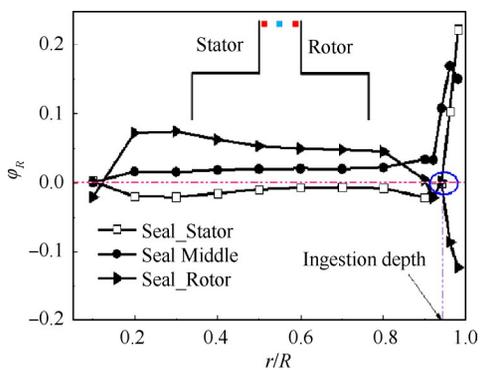


Fig. 18 Time-averaged radial velocity coefficient

结合上文燃气入侵机理及间隙涡特性可以认为:在文中将盘腔间隙出口设置在靠近转子位置,更有利于从动盘向静盘卷起的间隙剪切涡形成。该剪切涡和旋转泵效应的共同作用有利于削弱燃气入侵和冷气流出。

图 19 为不同封严流量下,靠近动、静盘侧的封严效率沿径向分布。在盘腔间隙内,燃气从动盘侧进入,在间隙剪切涡的旋转作用下到达静盘,为此在间隙内静盘侧的封严效率要明显高于动盘。在不同封

严流量下,盘腔间隙内动盘的封严效率均低于静盘封严效率。值得注意的是,封严流量为 0.25% 和 1.0%,动静盘的封严效率差值较大,在盘腔出口位置处分别较封严流量为 0.5% 时增大了 175% 和 327%。根据上文分析可知:当封严流量为 0.25% 时,间隙内以燃气入侵为主;而封严流量为 1.0% 时,间隙内以冷气出流为主,这会降低径向速度沿着轴向方向的速度梯度,从而削弱间隙涡从动盘向静盘的旋转效应,使得入侵燃气从动盘向静盘的迁移减弱。当主流燃气从间隙进入盘腔后,受盘腔内流动影响,动盘侧的封严效率均高于静盘。间隙剪切涡对封严效率的影响集中在盘腔间隙内。

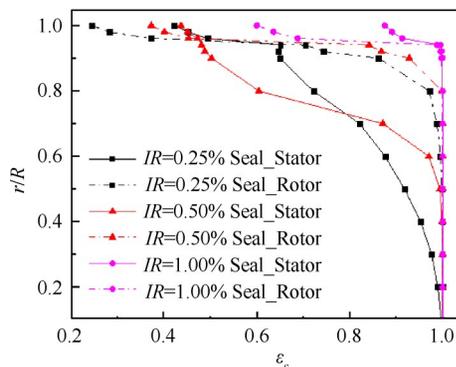


Fig. 19 Time-averaged sealing efficiency

### 4 结 论

本文通过研究,得到如下结论:

(1) EI 诱导是造成燃气入侵的主要原因。盘腔出口周向压力非均匀分布主要受到下游转子位势作用的影响。燃气入侵区域随着转子的旋转而旋转,当转子前缘和导向器尾缘靠近时,燃气入侵最为严重。在轮缘间隙内,随着向转子侧靠近,燃气入侵径向、周向区域增大。

(2) 当盘腔间隙内同时存在入侵燃气和出流冷气时,在间隙内会形成间隙剪切涡。该涡的周向位置随着燃气入侵区域的旋转而旋转。间隙涡的强度受到主流和封严冷气产生的径向速度梯度、切向速度梯度以及上游边界层的共同影响。

(3) 在轮缘间隙存在的间隙剪切涡是造成轮缘非定常效应的主要原因。相比于转子频率,其特征频率幅值较小。

(4) 间隙剪切涡对于封严性能的影响主要集中在封严间隙内;其旋转作用有利于加快入侵燃气从动盘侧迁移至静盘侧,缩小封严间隙内动、静盘封严

效率的差异,当封严流量从0.5%增加到1.0%时,盘腔出口位置处动静盘侧的封严效率差值增大327%。

(5)间隙剪切涡在周向方向上的旋转和转子泵效应的相互作用在一定程度上对燃气入侵和封严冷气出流具有抑制作用。在文中,盘腔出口靠近转子前缘更有利于从动盘侧入侵的燃气卷起间隙涡,从而提升盘腔封严性能。

下一步将结合巴斯大学的试验研究成果,重点考虑盘腔真实结构,包括盘腔位置以及盘腔结构设计等,对盘腔流动机理进行进一步的揭示。

致谢:感谢陕西省自然科学基金计划、长安大学中央高校基本科研业务费专项资金的资助。

### 参考文献

- [ 1 ] James A S, Carl M S, Owen J M, et al. Review of Ingress in Gas Turbine[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbine and Power*, 2016, 138: 120801.
- [ 2 ] 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.
- [ 3 ] 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[R]. *ASME GT 2006-90453*.
- [ 4 ] Hills N J, Chew J W, Turner A B. Computational and Mathematical Modeling of Turbine Rim Seal Ingestion[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2002, 124(2): 306-315.
- [ 5 ] Chew J W, Green T, Turner A B. Rim Sealing of Rotor-Stator Wheel-spaces in the Presence of External Flow[R]. *ASME 94-GT-126*.
- [ 6 ] Bohn D E, Rudzinski B, S€urken 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[R]. *ASME 2000-GT-0284*.
- [ 7 ] Bohn D E, Decker A, Ma H, 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[R]. *ASME GT 2003-38459*.
- [ 8 ] Hualca F P, Joshua T M Horwood, Carl M Sangan, et al. The Effect of Vanes and Blades on Ingress in Gas Turbines[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2020, 142: 021020.
- [ 9 ] 付维亮,黄镜玮,高杰,等.受涡轮动、静叶片影响的轴向轮缘密封非定常封严特性研究[J]. *推进技术*, 2022, 43(4): 200772. (FU Wei-liang, HUANG Jing-wei, GAO Jie, et al. Unsteady Sealing Characteristics of Axial Rim Seal Affected by Turbine Vane and Blade [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2022, 43(4): 200772.)
- [ 10 ] Cao C, Chew J W, Millington P R, et al. Interaction of Rim Seal and Annulus Flows in an Axial Flow Turbine[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2003, 126: 786-793.
- [ 11 ] Jakoby R, Zierer T, Lindblad K, et al. Numerical Simulation of the Unsteady Flow Field in an Axial Gas Turbine Rim Seal Configuration[R]. *ASME GT 2004-53829*.
- [ 12 ] Savov S S, Atkins N J, Uchida S A. Comparison of Single and Double Lip Rim Seal Geometries[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2017, 139: 112601.
- [ 13 ] Town J, Averbach M, Camci C. Experimental and Numerical Investigation of Unsteady Structures Within the Rim Seal Cavity in the Presence of Purge Mass Flow[R]. *ASME GT 2016-56500*.
- [ 14 ] Rabs M, Benra F K, Dohmen H J. Investigation of Flow Instabilities near the Rim Cavity of a 1.5 Stage Gas Turbine[R]. *ASME GT 2009-59965*.
- [ 15 ] Chilla M, Hodson H, Newman D. Unsteady Interaction Between Annulus and Turbine Rim Seal Flows[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2013, 135(5): 051024.
- [ 16 ] Horwood J T, Hualca F P, Scobie J A, et al. Experimental and Computational Investigation of Flow Instabilities in Turbine Rim Seals[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2019, 141(1).
- [ 17 ] ZHANG Zi-qing, ZHANG Ying-jie, XU Dong, et al. Flow Mechanism Between Purge Flow and Mainstream in Different Turbine Rim Seal Configurations[J]. *Chinese Journal of Aeronautics*, 2020, 33(8): 2162-2175.
- [ 18 ] Behr T. Control of Rotor Tip Leakage and Secondary Flow by Casing Air Injection in Unshrouded Axial Turbines[D]. *Dresden: Dresden University of Technology*, 2007.
- [ 19 ] O'Mahoney T S D, Hills N J, Chew J W, et al. Large-Eddy Simulation of Rim Seal Ingestion[J]. *Mechanical Engineering Science*, 2011, 225: 2881-2891.
- [ 20 ] Batchelor G K. Note on a Class of Solutions of the Navier-Stokes Equations Representing Steady Rotationally-Symmetric Flow[J]. *Journal of Mechanics and Applied Mathematics*, 1951, 4(1): 29-41.
- [ 21 ] 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.

(编辑:朱立影)