1.5级涡轮前后轮缘密封封严流动特性研究*

何振鹏,周佳星,王宇博,杨成全,黎柏春

(中国民航大学 航空工程学院, 天津 300300)

摘 要:为了研究前后腔轮缘密封封严特性和封严出流与主流的交互作用,对转静叶片之间带有前 后封严腔的1.5级涡轮进行了三维定常数值模拟,研究了不同封严流量下前后封严腔出口处流场分布并 采用附加变量法对比分析了前后腔轮缘密封效率。结果表明:前封严腔主流燃气入侵位置主要受到来自 上游导叶尾迹的影响,后封严腔主流燃气入侵位置主要受到下游导叶前缘位势场影响;封严出流影响了 20% 叶高以下的主流区域,增大了轮毂二次流强度;采用相同封严流量下时前封严腔的封严效率较后腔 更低且有着更大的封严效率波动。

关键词:涡轮;轮缘密封;燃气入侵;封严效率;数值模拟

中图分类号: V231.3 文献标识码: A 文章编号: 1001-4055 (2022) 05-200864-08 **DOI**: 10.13675/j.cnki. tjjs. 200864

Flow Characteristics of Front and Aft Rim Seal for 1.5-Stage Turbine

HE Zhen-peng, ZHOU Jia-xing, WANG Yu-bo, YANG Cheng-quan, LI Bai-chun

(School of Aeronautical Engineering, Civil Aviation University of China, Tianjin 300300, China)

Abstract: Three-dimensional steady simulation of 1.5-stage turbine stage with front and aft cavity has been carried out for the purpose of the seal characteristics of the rim seal and the interaction between the purge flow and the main flow. The flow field distribution at the outlets of the front and aft seal cavities under different sealed flow rates was studied, and the sealing efficiency of the front and aft cavities are compared and analyzed using the additional variable method. The results show that the position of mainstream gas injection in the front seal cavity is mainly affected by the wake of the upstream vane, and the position of mainstream gas injection in the aft seal cavity is mainly affected by the potential field of the downstream vane. The purge flow affects the mainstream area below the 20% span of blades and increases the secondary flow intensity of the hub. At the same purge flow rate, the sealing efficiency of the front seal cavity is lower than that of the aft cavity and has a greater fluctuation in sealing efficiency.

Key words: Turbine; Rim seal; Gas ingestion; Sealing efficiency; Numerical simulation

1 引 言

航空发动机涡轮在工作时通常从压气机的指定

位置抽取冷气来实现对于盘腔的冷却,同时一部分 冷气通过轮缘密封间隙阻止主流燃气对盘腔的入 侵,但过多冷却气体与主流发生掺混,又会严重降低

^{*} 收稿日期: 2020-10-28; 修订日期: 2020-11-16。

基金项目:天津市自然科学基金 (18JCQNJC05400); 波音基金 (20200618066)。

作者简介:何振鹏,博士,副教授,研究领域为机械摩擦学、发动机气路密封。

通讯作者:黎柏春,博士,讲师,研究领域为数字化设计与制造、发动机气路密封。

引用格式: 何振鹏,周佳星,王宇博,等.1.5级涡轮前后轮缘密封封严流动特性研究[J]. 推进技术,2022,43(5):200864.
 (HE Zhen-peng, ZHOU Jia-xing, WANG Yu-bo, et al. Flow Characteristics of Front and Aft Rim Seal for 1.5-Stage Turbine[J]. Journal of Propulsion Technology, 2022, 43(5):200864.)

整个涡轮级的工作效率。因此,研究涡轮动静间隙 轮缘密封影响因素及主流和封严流的掺混机理,对 于实现涡轮级的运行安全和提高气动效率具有重要 意义。

国内外已采用实验测量和数值模拟方法就涡轮 轮缘密封封严效率和封严流体与主流交互作用开展 了详细研究。国外方面, Owen^[1-2]总结了可压缩和不 可压缩孔板流动方程,从理论出发,把主流燃气入侵 划分为 RI(Rotating induce)和 EI(External induce)两 类。Bohn等^[3-4]在1.5级涡轮实验台上研究了封严流 气体和主流的相互作用以及不同温度气流在涡轮级 间的传热过程,以CO,为示踪气体法对比了轴向、径 向两种密封结构在不同涡轮工作效率下的封严效 率。Schuepbach^[5]实验研究了非轴对称端壁的1.5级 涡轮中封严流和主流的相互作用,通过非定常数值 模拟展现了流场内部相互作用过程。Patinios 等^[6]在 带有前后轮缘密封的1.5级涡轮试验台上研究了前 后封严腔的燃气入侵特性。国内方面,高庆等[7-8]通 过数值模拟方法研究了轮缘密封的几何结构参数的 改变对涡轮气动性能和实际轮缘封严效率的影响。 马宏伟等^[9]采用准三维激光多普勒测速(LDV)技术, 通过实验研究了轮缘密封非定常流动特性,获得了 较为完整的在动静叶不同相对位置时周期性流场结 构。吴康^[10]对整级透平的轮缘密封进行了实验测量 和数值模拟,分析了燃气入侵机理及盘腔预旋传热, 考察了动静盘封严结构的作用特性。陶加银,程舒 娴等[11-12]通过附加示踪变量法研究了径向轮缘密封 燃气入侵特性和预旋盘腔流动换热特性。杨帆 等[13-14]数值模拟研究了非定常流动下封严流对上游 导向器和下游转子叶片的影响。贾惟[15-16]研究了轮 缘封严出流形态对主流通道的影响,封严出流与涡 轮端区流动非定常作用。

以上针对于涡轮导向器与转子间的轮缘密封开 展的实验与数值研究,在理论和实验的层面分析了 带有轮缘密封时涡轮主流流场形态以及封严流对主 流通道导向器和转子叶片的影响,而轮缘密封后封 严腔尚缺乏相关研究。为了探明轮缘密封后封严腔 的封严机理以及与前封严腔形成对比,本研究设定 了4种不同的封严流量,分析封严流量对主流产生的 影响以及前后封严腔封严效率的差异。

2 研究对象和研究方法

2.1 研究对象

选取瑞士联邦理工学院叶轮机械实验室LISA

1.5级涡轮为研究对象,表1给出了1.5级带有前后腔 轴向密封的涡轮叶型部分几何和气动参数,详细的 几何和气动参数参见文献[17]。为适应轮缘密封结 构的研究,图1给出了带有前后轮缘密封封严腔的 1.5级涡轮子午流道图。本研究采用轴向封严结构, 前后封严腔结构如图1所示,封严腔径向出口与轮毂 水平方向呈50°夹角,前封严腔中心线到第一级导叶 尾缘与到转子前缘的距离相等,后封严腔中心线到 转子后缘与第二级导叶前缘的距离相等。动叶前后 盘腔的几何结构相似。

 Table 1
 Characteristic profile geometry and aerodynamic data

Parameter	S1	R1	S2
Blades number	36	54	36
Blade height/mm	70	70	70
Chord length/mm	80.88	59.72	85.50
Axial chord/mm	49.71	46.83	72.04
Pitch/mm	63.70	42.47	63.70
Inlet angle/(°)	0.0	52.4	-35.4
Outlet angle/($^{\circ}$)	72.0	-66.6	66.0
Aspect ratio	0.87	1.17	0.82
Solidity	1.27	1.41	1.34
Re	7.1×10 ⁵	3.8×10 ⁵	5.1×10 ⁵



Fig. 1 Meridian channel of a 1.5-stage turbine with front and aft seal cavities

数值模拟采用 Ansys CFX 18.0软件,求解三维定 常雷诺平均的 N-S方程,使用 SST 湍流模型。空间离 散采用二阶迎风格式,时间离散采用一阶后差欧拉 格式,工质为理想气体。涡轮主流通道和封严腔体 的计算网格均由 Numeca-Autogrid 5 生成,靠近壁面 处进行网格加密处理,如图 2 所示。为了减小插值 计算所带来的误差,封严腔体与涡轮主流通道交 界面处采用了轴向和周向节点完全匹配的网格, 如图 2 所示。动叶叶尖间隙为 1% 动叶叶高,径向网 格数为 17,在叶顶和机匣处分别加密。壁面第一层 网格距离为 1μm,保证第一层网格线的 y+值均在 1 左右,满足湍流模型的要求。计算过程中当平均残 差下降 5 个数量级,最大残差下降 3 个数量级且都随



Fig. 2 Computation mesh of 1.5-stage turbine with front and aft seal cavities

2.2 数值模拟中的附加变量

参考实际实验中对于轮缘密封封严效率的研究 方法,数值模拟也添加附加变量来进行研究。通过 在前后腔封严流中加入一定浓度的不与主流和封严 流气体发生反应的示踪气体,当计算达到收敛后,通 过测量主流道内示踪气体浓度来表征前后腔轮缘密 封的封严效率。封严效率定义^[6]为

$$\varepsilon_{\rm c} = \frac{c_{\rm s} - c_{\rm a}}{c_{\rm o} - c_{\rm a}}$$

式中 c_a 是主流进气时的示踪气体浓度; c_s 是参考 点的示踪气体浓度; c_0 是冷气流进口处示踪气体浓 度。计算中,将前后封严腔入口示踪气体浓度设为 1,主流进口的设为0,即 c_0 =1, c_a =0; ε_c 等于示踪气体的 浓度。

2.3 边界条件

计算中主流进口为压力进口边界条件,给定总 温和总压,进气方式为轴向进气。出口为压力出口 边界条件,给定静压。固体壁面为光滑、绝热、无滑 移壁面。封严腔体进口为流量进口边界条件,给定 总温和封严流量,为实现对变量的控制,前后封严腔 采用相同的封严流量。封严流量*IR*以封严流量占主 流流量之比值的形式给出,所选用*IR*分别为0.0%, 0.5%,0.9%,1.3%和1.7%,计算无封严腔体的工况进 行对比。详细的边界条件见表2。

计算域进口为1.5倍第一列静叶叶中轴向弦长, 保证轮毂处边界层充分发展;计算域出口为1.5倍第 二列静叶叶中轴向弦长,防止出口处回流影响计算 结果。第一级转静交界面位于静子叶片下游16.6% 的第一列静子轴向弦长处,第二级转静交界面位于

Boundary condition	Value	
Inlet total pressure/kPa	140	
Inlet total temperature/K	328.15	
Rotational speed/(r/min)	2700	
Inlet total temperature of rim seal flow/K	323.15	
IR	0,0.5,0.9,1.3,1.7	

转子叶片下游10.6%的第一列静子轴向弦长处。转静交界面采用 Mixing plane 模型,将相邻各部分网格 连接面进行周向数值平均,消除因动叶转动带来的 非定常性,获得较好的数值计算结果。

2.4 计算验证

图 3 为无封严腔体(Endwall)时,动叶出口马赫数 和周向质量平均绝对流动角沿径向分布的数值计算 结果与实验结果^[17]对比,绝对流动角为气流方向与 轴向的夹角。对比可知,数值模拟结果与实验测量 的分布趋势一致,除过于贴近轮毂壁面和机匣区域 外,其余叶高部位周向质量平均绝对气流角和出口 马赫数相对误差最大不超过 5%。同时,数值模拟所 捕捉的轮毂二次流造成的过偏转和欠偏转的径向位 置与实验几乎一致。

图 4 给出了设计工况下(*IR*=0.9%),转子出口相 对总压系数云图的实验^[5]和数值模拟对比。相对总 压系数 *C*_{et}定义为相对总压与主流进口总压的比值。





2022年

图 4 中右侧数字为无量纲叶高,对比可知,在转子出 口存在轮毂二次流、叶尖通道涡以及叶尖泄漏涡三 个低压区,其相应位置和形状都较为相似。数值模 拟与实验测量的轮毂二次流相对总压系数最大不超 过 5%,考虑到数值模拟所采用的转静子交界面采用 掺混面方法对连接面处的物理量进行了数值周向平 均,认为数值结果与实验测量的相对误差在可接受 的范围,具有可信性。





综合图 3 和图 4 数值模拟和实验测量的结果对 比,本研究采用的数值方法可以准确模拟该带有前 后腔轮缘封严的 1.5 级涡轮内部流场的流动结构。

3 结果与分析

3.1 主流入侵

图5给出了IR=0.5%时,前后封严腔体出口径向 速度云图。径向速度为负,代表燃气入侵;径向速度 为正,代表封严出流。总的来看,轮缘密封出口间隙 处由于受到主流燃气入侵以及封严气体出流的影 响,局部出现了较大的速度波动。前封严腔出口静 压较高区域主要集中在第一列静叶尾迹区域,静压 较低区域主要集中在导叶吸力面下游和动叶前缘。 后封严腔出口静压较高区域主要集中于第二列静叶 前缘,静压较低区域主要集中在动叶尾迹区域和第 二列静叶吸力面上游。前后封严腔径向速度云图对 比发现,前封严腔发生主流燃气入侵的位置受上游 导叶尾迹影响较大,封严腔出口处燃气入侵位置与 第一列静叶尾迹相对应;后封严腔体出口处压力场受 动叶尾迹影响较小,受下游导叶前缘位势场影响较 大,燃气入侵位置与第二列静叶前缘相对应。在相同 封严流量下,后封严腔出口局部压力波动相较于前封 严腔更为剧烈,由此引发的燃气入侵也更强烈。

图 6 给出了 IR=0,0.5%,0.9% 时,封严腔体中间 位置并延伸到 10% 叶高的主流区域的径向速度分布



Fig. 5 Contour of radial velocity at seal cavity exit

云图。观察图 6(a),(b),在 *IR*=0时,主流通道内的高 速气流从图 5 所示前后封严腔燃气入侵位置进入到 封严腔体内部并形成速度波动。入侵至封严腔体内 部的流体径向出流速度接近于 0,导致其大部滞留在 封严腔体内部,致使 *IR*=0时,封严出流的堵塞作用很 弱,对上下游流场作用很小。前后封严腔对比,后封 严腔无论是燃气入侵速度速度还是封严出流速度都 强于前封严腔,入侵气体速度波动更为明显,后封严 腔封严出流的堵塞作用稍强于前封严腔。



radial velocity contours

观察图 6(c),(d),(e),(f),封严气流出现后,前 后封严腔出口处速度波动分布与无封严腔体时相 似,但由于封严气流的存在使得主流燃气入侵无法 深入盘腔内部,只在封严腔体出口附近不断同封严 气流发生掺混。*IR*=0.5%时,10%叶高至封严腔体轴 向折转部位的整体速度区域范围扩大,沿周向扩张 明显燃。由于主流气体与封严气体的掺混,此处速 度波动峰值明显降低。后封严腔的封严流出流和主 流燃气入侵径向速度相较于前腔依然更大,掺混所 造成的总压损失也更为剧烈。

IR=0.9%时,由于封严流量较大,封严腔体内燃 气入侵已基本消失,在封严腔出口部位出现了大面 积的封严流出流。封严腔内的速度波动范围和高波 动区域相较于小封严流量时都相应减小,基本隔绝 了主流燃气对于封严腔的影响,起到保护盘腔的作 用。封严流量足够抵制主流燃气入侵时,前后封严 腔内气流径向速度大小和波动范围基本相同。

综上可知,无封严气流时,主流燃气大范围入侵 盘腔,速度波动较小,大部分入侵气体留在封严腔体 内部。封严气流较弱时,封严气流开始抑制主流燃 气入侵,封严腔出口附近出现较大的速度波动,后腔 速度波动较前腔更为剧烈。封严流量较强时,前后 封严腔内速度波动强度和高波动区域都逐渐减小且 趋于相同。

3.2 封严出流

图 7 给出了 Endwall 和 *IR*=0,0.5%,1.3% 时,第一 列静叶出口轴向涡量云图。可以看出,无封严腔体 时,轮毂到 10% 叶高之间存在负涡量结构轮毂通道 涡(Hub passage vortex, HPV),10%~25% 叶高之间存 在正涡量结构轮毂尾缘脱落涡(Hub trailing shedding vortex, HTSV)。



无封严腔体时,静子轮毂通道涡涡量较大且沿 周向扩张,轮毂附近有着较大的涡系分布。IR=0时, 轮毂附近主流部分燃气进入封严腔,靠近轮毂的通 道涡和脱落涡下部都因此而稍有减弱,周向的扩张 范围缩小,整体涡量强度基本不发生改变。

封严气流的出现提升了封严腔体内的相对压力,主流燃气对封严腔体大范围入侵消失的同时也受到了封严腔内气体出流造成的阻碍。*IR*=0.5%时,静叶出口出现高涡量区域2对比图6(c)可以发现,该高涡量区域与前封严腔封严流出流位置相同,对比图6(e)与图7*IR*=1.3%时,发现涡量强度变化与封严流量增加一致,可以判断该区域由前腔封严出流所造成。

前腔内封严气流在封严腔出口附近与主流发生 掺混后,由静叶吸力面和压力面中间位置进入主流。 第一列静叶出口位于前封严腔下游2mm处,封严出 流形成正涡量区域。封严气流的出流对主流通道造 成堵塞作用,在轮毂到高半径处形成静压梯度,推动 轮毂附近的通道涡和轮毂尾迹脱落涡沿径向向叶中 方向移动,图7中的*IR*=0.5%,1.3%时,轮毂尾迹脱落 涡核心区域出现了2%,4%的径向爬升。随着封严流 量的增加正涡量区域2的轴向扩张范围和涡量峰值 也相应增加,导致静子轮毂通道涡在沿径向被抬升 的同时被削弱,静子轮毂二次流强度变弱。

综合图 6 可知,前腔封严流出流对通道内轮毂至 20% 叶高位置的主流涡系影响较大,因封严出流而出 现的轮毂附近正涡量结构使原端区二次流强度 变弱。

图 8 给出了 Endwall 和 *IR*=0.5%,0.9%,1.3% 时, 动叶出口轴向涡量云图。无封严时,轮毂通道涡的 涡核位于大约 15% 叶高处,在其周围存在着与通道 涡旋转方向相反的 2 个旋涡即轮毂尾缘脱落涡和诱 导涡,涡核分别位于 35% 叶高和 10% 叶高左右的位 置。与图 7 研究一致,封严气流与主流发生掺混后, 使得主流流量在轮毂附近局部增加,增加了动叶轮 毂部位边界层的厚度,抬升了轮毂附近整体涡系结 构,使得动叶出口处的三个漩涡结构位置也发生了 沿径向的上升。*IR*=1.3% 时,诱导涡涡核由原位置逐 渐上升至 20% 叶高左右,通道涡涡核上升至约 20% 叶高处,轮毂尾缘脱落涡涡核上升至约 37% 叶高处。

诱导涡是在通道涡和边界层的共同作用下形成 的,通道涡诱导动叶轮毂边界层向上卷起,引发边界 层流动分离而形成漩涡结构。封严流量的增加,诱 导涡涡量峰值随之增加,沿径向的抬升位置相较于 轮毂尾缘脱落涡和轮毂通道涡更为明显。通道涡的 涡量区域扩张,峰值降低。扩张后的轮毂通道涡同 诱导涡在涡边界区域接近并发生剪切作用产生总压



损失。轮毂尾缘脱落涡在周向和径向上的尺度也有 所增大,整体受封严气流流量增加影响较小,沿径向 上移位置不明显,导致与诱导涡发生一定程度上的 叠加。

综上所述,轮缘密封封严气流的增加一方面抬 升了轮毂二次流的径向位置,另一方面也对动叶出 口二次流结构进行了不同程度的增强。

图9为后封严腔出口径向速度分布和轮毂端壁 极限流线。端壁附近的主流受到第二列静叶前缘位 势场的影响形成马蹄涡,由图9(a)可见,无封严腔 时,主流气体在鞍点P₁后沿静叶吸力面和压力面分 为两支,分别与相邻静叶马蹄涡压力面和吸力面分 支汇合流至出口。图9(b)中,封严气流从叶片吸力 面与相邻叶片压力面中间位置进入主流,由于受到 封严腔气体出流影响,鞍点P₁位置移动至受封严气 流影响较小的区域,表现在后封严腔出口即为受第 二列静叶前缘位势场影响而易出现对封严腔发生燃 气入侵的位置,与图5所示位置一致。主流马蹄涡压 力面分支与相邻静叶马蹄涡吸力面分支的汇合处出 现了与出流封严气体的掺混,形成另一个鞍点P₂,自 该点之后从出现一条明显的气流汇合线。

封严流量增加后,鞍点 P₁位置更加贴近受静叶 前缘位势场影响的低压区域。鞍点 P₂受封严出流影 响更大,轴向移动明显,同时带动主流马蹄涡压力面 分支与相邻静叶马蹄涡吸力面分支汇合线沿轴向移 动,使其更靠近至静叶吸力面,图10的三维流线图中 表现的更为明显。



Fig. 9 Contours of radial velocity at the exit of upstream rim aft seal cavity and limited streamlines near the hub



upstream rim seal cavity

图 11 给出了 *IR*=0,0.5%,0.9%,1.7% 时,第二列 静叶出口轴向涡量云图。与第一列静叶出口相比, 此处涡系结构与前封严腔后第一列静叶出口相似。 由于动叶转动对气流的加速效果以及前后封严腔更



多的封严流量的增加,第二列静叶出口主流各涡系 强度和影响区域均大于第一列静叶出口。封严流量 增加了轮毂边界层厚度,抬升了轮毂附近整体涡系 结构,更加靠近轮毂的通道涡沿径向上移位置高于 尾缘脱落涡。轮毂尾缘脱落涡位置受到抬升的通道 涡挤压,沿周向扩张和移动比通道涡更加明显。*IR*= 0.9%时,尾缘脱落涡沿周向的移动随静叶导向作用 出现一部分流体流动至与通道涡平行的位置处,造 成了另一高涡量区域在第二列静叶出口出现了更为 强烈的二次流流动。

综上所述,后封严腔所输入的封严流量在第二 列静叶进口与主流发生掺混,推动主流马蹄涡压力 面分支与相邻静叶马蹄涡吸力面分支汇合在更为靠 前的轴向位置贴近至静叶吸力面。前后封严腔封严 流量汇集,也导致出口位置二次流流动损失剧烈。

3.3 封严效率

由于前后轮缘密封距离转静子位置不同,封严 腔体出口处流场分布也存在很大差异,前后盘腔燃 气入侵程度也不相同。图12给出了*IR*=0.9%,1.7% 时,前后封严盘腔中线轴向面封严效率*ε*。分布云图。 从整体来看,随着封严流量的增加,前后盘腔的封严 效率逐渐增加,当处于设计工况的封严流量时,前后 腔的封严效率均在90%以上,有效阻隔了主流燃气 对于盘腔内部的入侵。从封严效率的云图分布来 看,在不受主流燃气入侵时,封严流量变化基本不对 前后密封盘腔内流动产生影响。

前后封严腔在腔体出口处有明显低封严效率 ε_{e} 的周向条带状区域,由前文研究结果可知,该区域对 应于主流与封严流发生掺混区域。对比相同封严流 量下的图 12(a),(b),(c),(d),前封严腔的封严效率 ε_{e} 低于后封严腔的,相较于后腔也呈现出波浪形不 均匀的 ε_{e} 分布。图 13 给出了 *IR*=1.7%时,前后封严 腔靠近主流入口一侧封严腔出口处的封严效率变 化。对比前后腔封严效率可以发现,前腔的封严效 率*ε*。在周向有着0.014左右的波动,而后腔的波动在 1.6×10⁻³左右,较前腔变化更为不明显。



(d) IR=1.7%, aft seal cavity

Fig. 12 Sealing effectiveness contours distribution in the front and aft cavity



Fig. 13 Comparison of sealing efficiency of front and aft seal cavity

图 14为*IR*=1.7%时,封严腔出口处示踪气体沿 轴向分布云图。观察图 14(a),(b),封严腔内气体受 主流影响,靠近主流入口一侧的示踪气体浓度明显 低于下游。参照图 12可发现,前封严腔封严效率*ε*。 发生波动的位置与图 13中标示区域对应,主要为受 静叶位势场和动叶的转动影响区域。



(b) *IR*=1.7%, aft seal cavity Fig. 14 Contours of tracer gas axial distribution

4 结 论

本文通过雷诺应力湍流模型 SST求解三维定常 雷诺方程,对1.5级涡轮前后腔轮缘密封燃气入侵现 象进行了数值研究,分析不同封严流量下前后腔附 近流场和封严特性,得出如下结论:

(1)前封严腔发生主流燃气入侵的位置受上游导叶尾迹影响较大,后封严腔发生主流燃气入侵位置受下游导叶前缘位势影响较大。随着封严流量增加,前后封严腔内受主流燃气入侵导致的速度波动强度和高波动区域都逐渐减小且趋于相同。

(2)主流燃气入侵在封严腔体内造成大范围的 速度波动,封严流出流对封严腔附近轮毂至20%叶 高位置的流场影响较大。封严流量的增加抬升了轮 毂二次流的径向位置,也增强了轮毂二次流的强度。

(3)在不受主流燃气入侵时,封严流量变化基本 不对前后密封盘腔内流动产生影响。封严效率受动 叶转动和静叶位势场的影响在封严腔体出口处出现 周向波浪形不均匀的低封严效率*ε*。条带状区域。相 同的封严流量下,前封严腔的封严效率*ε*。较后腔更 低且有着更大的封严效率的波动。

致 谢:感谢天津市自然科学基金和波音基金的资助。

参考文献

- Owen J M. Prediction of Ingestion Through Turbine Rim Seals, Part 1: Rotationally-Induced Ingress [R]. ASME GT 2009-59121.
- Owen J M. Prediction of Ingestion Through Turbine Rim Seals, Part II: Externally Induced and Combined Ingress
 [J]. Journal of Turbomachinery, 2011, 133(3).
- [3] 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.

- [4] 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.
- [5] Schuepbach P. Influence of Rim Seal Purge Flow on Performance of an Endwall Profiled Axial Turbine [D]. Swiss: Swiss Federal Institute of Technology, 2009.
- [6] Patinios M, Scobie J A, Sangan C M, et al. Measurements and Modeling of Ingress in a New 1.5-Stage Turbine Research Facility [J]. Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, 2017, 139(1).
- [7] 高 庆,陶加银,宋立明,等.涡轮轮缘密封封严效率的 数值研究[J]. 西安交通大学学报,2013,47(5):12-17.
- [8] 高 庆,廖高良,张永海,等.透平级气动及运行参数对轮缘密封封严性能影响的数值研究[J].西安交通大学学报,2017,51(7):62-72.
- [9] 马宏伟, Bohn D E, Decker A, 等. 涡轮级轮缘封严内 非定常流场的准三维 LDV 测量[J]. 航空动力学报, 2004, 19(4): 455-458.
- [10] 吴 康. 燃气轮机高温透平转静轮缘封严与入侵的流动传热机理[D]. 北京:清华大学, 2014.
- [11] 陶加银,高 庆,宋立明,等.基于附加示踪变量法的涡轮轮缘密封非定常封严特性研究[J].工程热物 理学报,2014,35(11):2154-2158.
- [12] 程舒娴,晏 鑫,李志刚,等.径向轮缘密封预旋盘 腔流动换热特性数值研究[J].工程热物理学报, 2017,38(8):1647-1654.
- [13] 杨 帆,周 莉,王占学.轮缘封严气流与上游导向器非定常干涉数值研究[J].西北工业大学学报,2019,37(1):129-136.
- [14] 杨 帆,周 莉,王占学.轮缘封严气流与转子干涉 损失机理的数值研究[J].推进技术,2018,39(11): 2481-2489. (YANG Fan, ZHOU Li, WANG Zhan-xue. Numerical Investigation for Interaction and Loss Mechanisms Between Rim Seal Flow and Rotor[J]. Journal of Propulsion Technology, 2018, 39(11): 2481-2489.)
- [15] 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.)
- [16] 贾 惟.轮毂封严对涡轮端区流动影响的数值研究 [J].热能动力工程,2018,33(8):20-29.
- 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.

(编辑:朱立影)