

间隙阻尼结构对轮缘密封封严效率和气动性能影响的数值研究

雷隆¹, 屈杰^{1,2,3}, 高庆^{1,3}, 李志刚², 李军²

(1. 西安热工研究院有限公司西安西热节能技术有限公司, 710054, 西安;

2. 西安交通大学叶轮机械研究所, 710049, 西安;

3. 高效灵活煤电及碳捕集利用封存全国重点实验室, 102209, 北京)

摘要: 为提高燃气轮机透平轮缘密封封严效率,以某型燃气透平第一级动静叶栅和动叶前盘腔轮缘密封为研究对象,设计了4种间隙阻尼轮缘密封结构,在5种工况下对比了原始结构和4种间隙阻尼结构的封严效率、非定常流动特征和盘腔下游动叶通道出口的总压损失系数。结果表明:在5种工况下,4种间隙阻尼结构的封严效率均优于原始结构,间隙内动盘凸肩结构的封严效率最高,其次为静盘凸肩动盘凹槽结构;与原始结构相比,5种工况下动盘凸肩结构在外腔静盘面测点处封严效率分别提高了47.1%、51.6%、32.4%、25.4%和26.2%;从流动机理角度分析,凸肩结构缩短了轮缘间隙长度,限制了燃气入侵通流面积,同时凸肩结构内的微小通道内形成了许多涡系,增大了燃气向内入侵的流动阻力,使封严效率大幅提高;在5种工况下,动盘凸肩结构在动叶栅出口端部的总压损失系数与原始结构相比分别增大了2.2%、1.6%、1.6%、2.5%和3.0%,相较于该结构大幅提高盘腔封严效率的表现而言,增加的气动损失相对较小。

关键词: 燃气透平;轮缘密封;阻尼结构;封严性能;总压损失

中图分类号: TK474.7 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202505014 **文章编号:** 0253-987X(2025)05-0143-13

Numerical Study on Effects of Clearance-Damping Structure on the Sealing Effectiveness and Aerodynamic Performance of Rim Seal

LEI Long¹, QU Jie^{1,2,3}, GAO Qing^{1,3}, LI Zhigang², LI Jun²

(1. Xi'an TPRI Energy Conservation Technology Co., Ltd., Xi'an Thermal Power

Research Institute Co., Ltd., Xi'an 710054, China; 2 Institute of Turbomachinery, Xi'an Jiaotong

University, Xi'an 710049, China; 3. State Key Laboratory of High-Efficiency Flexible Coal Power

Generation and Carbon Capture Utilization and Storage, Beijing 102209, China)

Abstract: In order to further improve the sealing effectiveness of rim seals in gas turbines, with the focus of the stationary and rotating blade cascades of the first stage, as well as the rim seal of the front disk cavity of the moving blades in a certain type of gas turbine, four clearance-damping rim seal structures are designed. Under five seal coolant flow rate operating conditions, the sealing effectiveness, unsteady flow characteristics, and total pressure loss coefficient at the downstream moving blade passage of the original structure and the four clearance-damping structures were compared. The results show that under the five operating conditions, the sealing

收稿日期: 2024-11-05。 作者简介: 雷隆(1998—),男,助理工程师;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)。

网络出版时间: 2025-01-09

网络出版地址: <https://link.cnki.net/urlid/61.1069.T.20250109.1414.004>

effectiveness of the four clearance-damping structures is superior to that of the original structure. The rotor protruding shoulder structure in the clearance exhibits the best sealing performance, followed by the stator protruding shoulder structure and the rotor groove structure. Compared with the original structure, under the five operating conditions, the average sealing effectiveness of the rotor protruding shoulder structure at the monitoring point on stator surface of the outer cavity increases by 47.1%, 51.6%, 32.4%, 25.4%, 26.2%, respectively. From the perspective of the flow mechanism, the protruding shoulder structure shortens the rim clearance length and restricts the flow area for gas ingestion. Meanwhile, numerous vortices form within the micro-channels of the protruding shoulder structure, increasing the flow resistance for gas ingestion inward, thereby significantly improving the sealing effectiveness. Under the five operating conditions, the total pressure loss coefficients at the blade cascade exit endwall region for the rotor protruding shoulder structure increase by 2.2%, 1.6%, 1.6%, 2.5%, 3.0%, respectively, compared with the original structure. Compared with the significant improvement in cavity sealing effectiveness achieved by this structure, its impact on aerodynamic losses is relatively small.

Keywords: gas turbine; rim seal; damping structure; sealing effectiveness; total pressure loss

燃气透平主流高温燃气在叶栅通道内部流动时会通过转静间隙入侵轮盘空腔直接冲击轮盘壁面,使轮盘热负荷显著上升,严重削弱了其稳定性和使用寿命。将密封结构设计在盘腔轮缘处,可以阻挡高温燃气通过间隙直接入侵轮盘空腔,并从压气机中抽取部分冷气引至盘腔经过轮缘间隙射入主流,冷却和保护轮盘壁面,同时阻碍高温燃气向内入侵。轮缘密封作为二次空气系统的重要组成部分,对保护热端部件和提高透平效率发挥着重要作用。

学者们针对轮缘密封结构开展了广泛的研究工作。英国巴斯大学的 Sangan 等^[1-2]针对简单轴向、简单径向、双重轴向和双重径向等轮缘密封基本构型开展了理论研究和实验测量研究。基于此研究,后续研究人员致力于发展高保真的数值预测方法,针对4种基本构型开展了更加精细化的封严机理和间隙流动的研究。吴康等^[3]提出了带有动叶前盘腔的单级透平数值预测方法,对简单轴向、简单径向和双重径向密封3种构型开展研究。陶加银等^[4]提出了基于附加变量法的非定常雷诺平均纳维-斯托克斯(URANS)方程数值方法。Xie 等^[5]采用求解 URANS 方程和 SST $k-\omega$ 湍流模型的数值方法,对比研究了单级透平模型前盘腔简单轴向和径向密封结构的封严效率。Cong 等^[6]提出了基于多组分气体的 URANS 数值方法,分析了带有前后盘腔的1.5级透平叶栅模型的轮缘密封机理。

Juangphanich 等^[7]采用型线设计结合遗传算法对简单轴向密封结构开展优化研究,得到了最优的轮缘间隙几何形状。Lee 等^[8]提出了在静盘上采用波

浪型线的轮缘密封结构,发现与初始结构相比封严效率有显著提升。Cho 等^[9]设计了锥形轮缘间隙通道,通过瞬态实验方法测量了轮缘密封结构的绝热性能。Popović 等^[10]通过实验和数值方法对比研究了11种工业界采用的轮缘密封结构,发现有再循环区轮缘密封结构的封严效率较好。Zhang 等^[11]提出了两种复合密封结构,并与基础结构开展了对比数值研究。Zhang 等^[12-13]设计了带钩海豚鼻和带空腔海豚鼻两种结构,结果表明带钩海豚鼻结构和带空腔结构均能提高封严效率。周小兵等^[14]提出了在径向封严齿上打孔的密封结构,并研究了孔径和孔心距对封严性能的影响。Scobie 等^[15]设计了天使翼型轮缘密封结构,实验验证了提高封严效率的作用机制。

科研人员将用于轴封的阻尼结构设计成轮缘密封。高庆等^[16-17]设计了蜂窝孔阻尼轮缘密封结构,在相同流量下封严性能最大可提高67%。Cheng 等^[18-19]在径向密封结构的封严齿表面设计了多种槽型阻尼结构,研究表明周向槽中双槽结构的封严性能最佳,轴向槽达到完全封严所需的封严冷气流最小。

轮缘密封的封严冷气通过间隙射入主流后,会对主流的气动、传热和冷却产生影响。Reid 等^[20]指出,稳态数值计算可以预测密封冷气对气动性能的影响。McLean 等^[21-22]实验测量得出,轮缘密封冷气射入主流后会增大通道内二次流强度,并使边界层变厚,增大级的气动损失。高庆等^[23-24]通过 URANS 数值分析指出,渐阔倾斜间隙的级气动损失最小,圆形间隙型线结构下透平级的气动性能及封严冷气对端壁的冷却效果最佳。Zhang 等^[25]数

值分析了 3 种轮缘封严构型下冷气出流对下游叶栅气动特性的影响,发现增加冷气流量会增大主流内二次流强度,增加流动损失。Chilla 等^[26]对轮缘密封结构的改型设计,验证了新结构能减小主流燃气侵入轮缘间隙,提升气动效率。Schäfflein 等^[27]对 1.5 级透平模型第一级静叶型面及端壁造型开展了优化设计,指出封严冷气射流会使优化设计所获得的级效率收益降低,但与初始相比,级总体效率仍提高了 0.38%。Popović等^[28]发现气动损失的增加和封严冷气流量之间是非线性的,封严冷气仅提供了非常有限的冷却作用。

虽然国内外学者对燃气透平轮缘密封性能开展了深入研究工作,但仍缺乏针对运行工况下实际燃气透平级的带阻尼结构的轮缘密封封严效率、轮缘密封间隙内非定常流动特征和封严冷气出流作用下,下游叶栅通道总压损失变化机制等的研究报道。本文以某型燃气透平的第一级动静叶栅和动叶前盘腔轮缘密封为研究对象,提出新型间隙阻尼轮缘密封结构设计方法,对比分析原始结构和 4 种间隙阻尼轮缘密封结构在 5 种工况下的封严效率和非定常流动,为高性能轮缘密封结构设计提供参考。

1 计算模型和数值方法

1.1 计算模型

基于雷隆等^[29]提出的 1.5 级燃气透平轮缘密封分析模型及其设计的前后盘腔轮缘封严结构,以燃气透平第 1 级动静叶栅及前盘腔轮缘密封结构为研究对象,自主设计了前盘腔轮缘间隙内的阻尼密封结构,建立了单级透平静转盘腔间隙阻尼轮缘密封分析模型。

图 1 给出了单级透平静转盘腔轮缘密封模型的字午面结构,盘腔内设置双重封严齿进行径向封严,这一设计将盘腔划分为 3 个区域,沿径向向内第一级封严齿上方为外腔,外腔与主流通道的过渡段采用斜坡结构,冷气来流后进入第二级封严齿下方的内腔区域,两级封严齿之间的腔室为缓冲腔室。表 1 详细列出了盘腔轮缘密封的各项几何参数。表中所列各项均与图 1 中符号相对应。 $S_{f,ax}$ 表示轮缘处密封的轴向间隙; $S_{f,rad}^1$ 表示封严齿径向间隙; $S_{f,overlap}^1$ 表示封严齿重叠间隙; S_f 表示盘腔宽度; b_f 表示盘腔轮缘处的半径;上标 1、2 分别表示沿径向向内第一级、第二级密封齿。

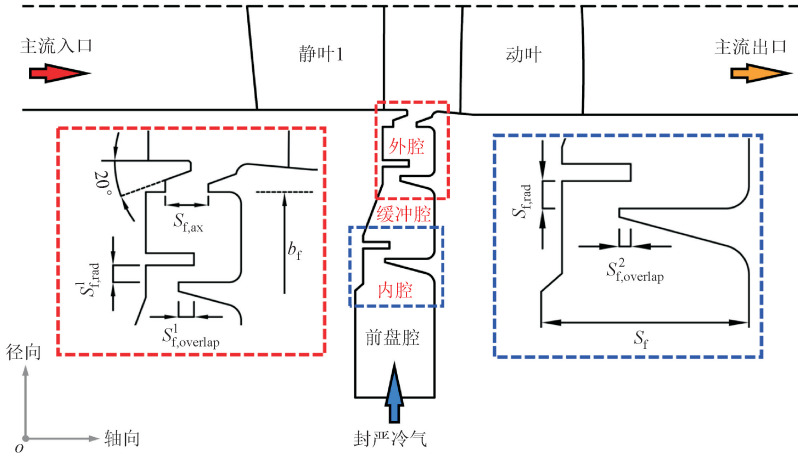


图 1 带轮缘密封的单级透平模型字午面示意
Fig. 1 Single-stage turbine model meridian structure with rim seals

表 1 轮缘密封结构尺寸

Table 1 Rim sealing structural size	单位:mm
几何参数	数值
密封轴向间隙 $S_{f,ax}$	21.5
第一级封严齿径向间隙 $S_{f,rad}^1$	8.5
第一级封严齿重叠间隙 $S_{f,overlap}^1$	7.7
第二级封严齿径向间隙 $S_{f,rad}^2$	9.6
第二级封严齿重叠间隙 $S_{f,overlap}^2$	4.0
盘腔宽度 S_f	72.6
盘腔轮缘半径 b_f	1 239.0

图 2 给出了原始结构和 4 种新型间隙阻尼轮缘密封结构。在轮缘间隙位置处的动、静盘面分别设计成凹槽和凸肩结构,对燃气入侵和冷气出流流动产生影响,进而引起盘腔内部封严效率的变化。间隙阻尼结构的中凹槽和凸肩的几何尺寸保持相同,宽为 3 mm,高为 3.6 mm,间隙为 1.5 mm。

1.2 网格划分

采用 NUMECA AutoGrid 5 生成多块结构化网格,图 3 给出了透平主流和 4 种间隙阻尼轮缘密

封计算网格。所有区域的网格最大膨胀比均小于 3，最大长宽比均小于 5 000，最小正交角均大于 20°，满足计算要求。

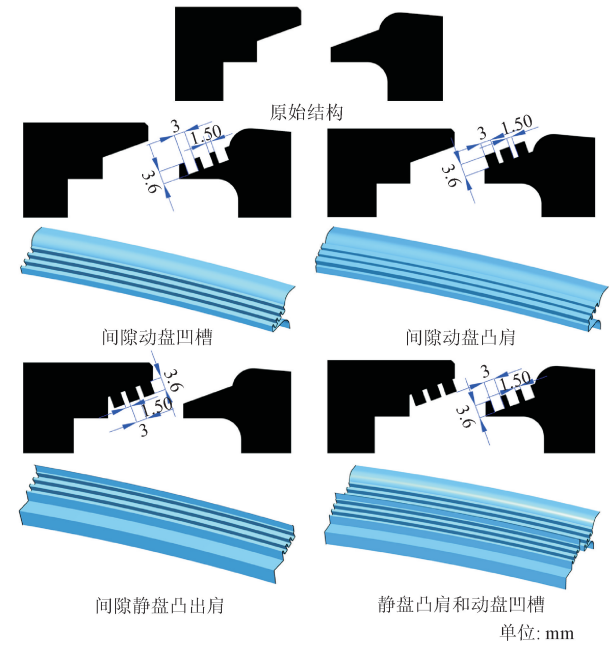
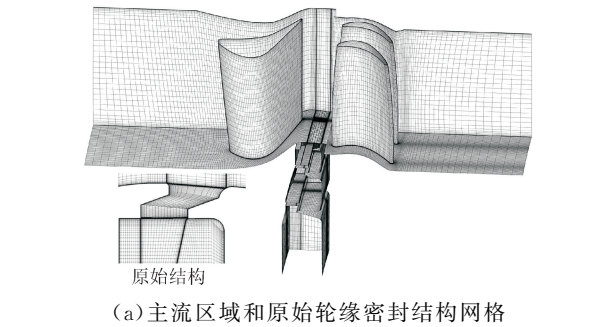
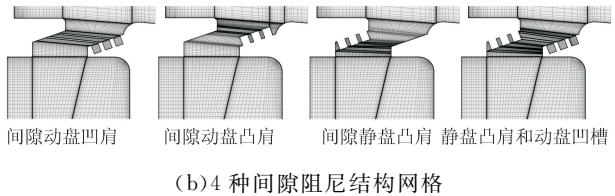


图 2 4 种间隙阻尼轮缘密封结构

Fig. 2 Four clearance damping rim seal structures



(a)主流区域和原始轮缘密封结构网格



(b)4 种间隙阻尼结构网格

图 3 计算网格

Fig. 3 Computational grid

定义封严冷气质量流量比 M 为

$$M = \dot{m}_c / \dot{m}_0 \tag{1}$$

式中： $\dot{m}_0$ 为主流进口质量流量； $\dot{m}_c$ 为冷气进口质量流量。

定义封严效率 ϵ_c

$$\epsilon_c = \frac{c - c_0}{c_c - c_0} \tag{2}$$

式中： c_c 为冷气进口 CO_2 体积分数； c 为测点处 CO_2 体积分数； c_0 为主流进口 CO_2 体积分数。

以带有原始封严结构的单级透平轮缘密封模型为例，在 $M=0.75\%$ 工况下开展网格无关性验证，4 种网格数分别为 88 万、193 万、370 万和 585 万。计算结果如图 4 所示，当网格数大于 370 万时，轮缘间隙内监测点处的封严效率偏差在 1% 以内，因而选择 370 万网格数开展后续研究。

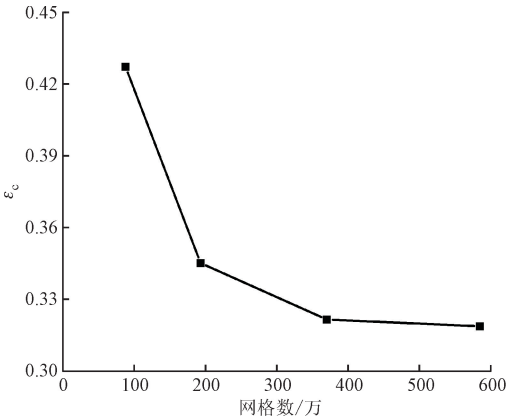


图 4 网格无关性验证

Fig. 4 Grid independence verification

1.3 数值方法及验证

表 2 列出了计算过程中所使用的边界条件，复现了透平高温高压运行工况，转速为 3 000 r/min，选择 5 种封严冷气量工况对比分析单级透平阻尼轮缘密封的封严效率。

表 2 边界条件

Table 2 Boundary conditions

区域	参数	数值
主流通道	进口总温/K	1 718
	进口总压/Pa	1 697 200
	出口静压/Pa	714 500
	入口 CO_2 体积分数/%	0
转静盘腔	冷气入口温度/K	700
	$M/\%$	0.07, 0.15, 0.25, 0.50, 0.75
	冷气 CO_2 体积分数/%	3

利用 ANSYS CFX 软件开展瞬态计算，主流通道两侧设置旋转周期性边界，将整周透平简化为 1 个

静叶通道和 2 个动叶通道的计算模型。盘腔跟随静叶位于静止域,转盘壁面给定周向旋转速度,主流通道内动静交界面设置在轮缘间隙下游靠近动叶一侧。表 3 给出了数值计算方法设置。

表 3 数值计算方法设置

Table 3 Numerical calculation method settings	
项目	设置
求解器	ANSYS CFX
求解方法	瞬态方法
封严效率求解方式	多组分气体方法
湍流模型	SST $k-\omega$
盘腔流体域	跟随静叶处于静止域下
稳态动静交界面方法	冻结转子法
瞬态动静交界面方法	瞬态转静子法
壁面	绝热光滑壁面
周期性边界	旋转周期性交界面
流体	空气和 CO ₂ 的混合气体
对流项离散格式	高精度格式
瞬态项离散格式	二阶向后欧拉格式
时均统计方法	取动叶旋转一周步长进行算数平均

数值计算时,先开展稳态计算,将稳态计算结果作为瞬态计算的初场。稳态计算时,动静交界面方法设置为冻结转子法;瞬态计算时,交界面方法设置为瞬态转静子法。瞬态计算收敛后,从初始时刻开始重新计算,直至动叶旋转 1 周,取 1 周的瞬态结果做算术平均统计,最终得到瞬态时均值。

定义无量纲封严冷气流量系数 Φ_0 。

$$\Phi_0 = \frac{\dot{m}_c}{2\pi\rho\Omega b^2 S_{c,ax}} \tag{3}$$

式中: ρ 为盘腔冷气进口的密度; Ω 为转子的旋转角速度; b 为盘腔轮缘处的半径; $S_{c,ax}$ 为轮缘半径处密封轴向间隙。

瞬态计算前需开展时间步长无关性验证。Cong 等^[6]在 3 种时间步长下对透平前盘腔轮缘封严效率开展了计算:动叶旋转一个动叶通道的时间步分别为 5、10 和 20,前盘腔静盘面 $r/b=0.958$ (r 为测点处半径)测点处时均封严效率分别为 0.802 5、0.779 5、0.775 2。即当动叶通道的时间步长大于等于 10 时,封严效率变化很小,因而后续研究的时间步长设置为 10。

利用上述的数值方法对透平前盘腔封严效率进行预测,并与 Scobie 等^[30]的实验数据对比,计算模

型与边界条件均保持与 Scobie 等的实验装置相同。图 5 对比了前盘腔静盘面测点处时均封严效率的实验和数值结果,两者基本吻合,最大相对误差仅有 3.0%,表明本文计算方法能够满足数值研究轮缘密封封严性能精度要求。

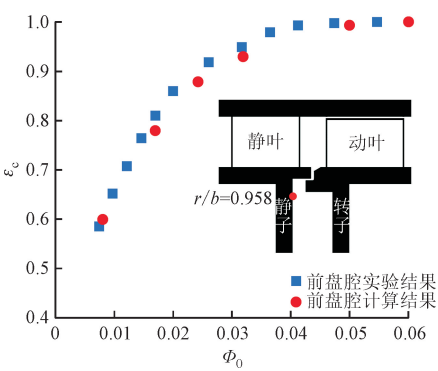


图 5 盘腔测点处 ϵ_c 的数值和实验结果对比^[29]
Fig. 5 Comparison of experimental and numerical ϵ_c at measurement points on disk^[29]

2 结果与分析

2.1 时均封严效率

选择 $M=0.07\%$, 0.15% , 0.25% , 0.50% , 0.75% 共 5 种封严冷气量工况,对应盘腔的无量纲封严冷气流量 Φ_0 分别为 0.001 6、0.003 4、0.005 6、0.010 7 和 0.015 9。

图 6 对比了原始封严结构和 4 种间隙阻尼结构在不同工况下静盘面侧 $r/b=0.988, 0.958$ 监测点处的封严效率。5 种结构下在静盘面侧两个监测点的封严效率均随着封严冷气流量增加而逐渐增大。在静盘面 $r/b=0.988$ 监测点处,不同结构封严效率的最大值始终小于 0.5,封严效率保持在较低水平; $r/b=0.988$ 监测点处,对比 4 种轮缘间隙阻尼结构,在 5 种工况下间隙动盘凸肩结构具有最佳的封严性能,静盘凸肩动盘凹槽结构次之。当无量纲封严冷气流量 Φ_0 分别为 0.001 6、0.003 4、0.005 6、0.010 7 和 0.015 9 时,间隙动盘凸肩结构在 $r/b=0.988$ 监测点处的封严效率与原始结构相比分别提高了 47.1%、51.6%、32.4%、25.4% 和 26.2%;静盘凸肩动盘凹槽结构在 $r/b=0.988$ 监测点处的封严效率与原始结构相比分别提高了 21.8%、20.0%、10.7%、17.1% 和 23.4%;间隙动盘凹槽结构在 $r/b=0.988$ 监测点处的封严效率与原始结构相比分别提高了 20.1%、17.0%、11%、7.4% 和

4.8%。间隙静盘凸肩结构在 $\Phi_0 < 0.0107$ 范围内的封严性能和原始结构基本相同,而当 Φ_0 达到最大时,封严效率比原始结构增大了 9.6%,这表明间隙静盘凸肩阻尼结构在低冷气流量下并不能提高外腔静盘面封严效率,但在大封严冷气流量($\Phi_0 > 0.0107$)时,该结构可以提高外腔内的封严性能。

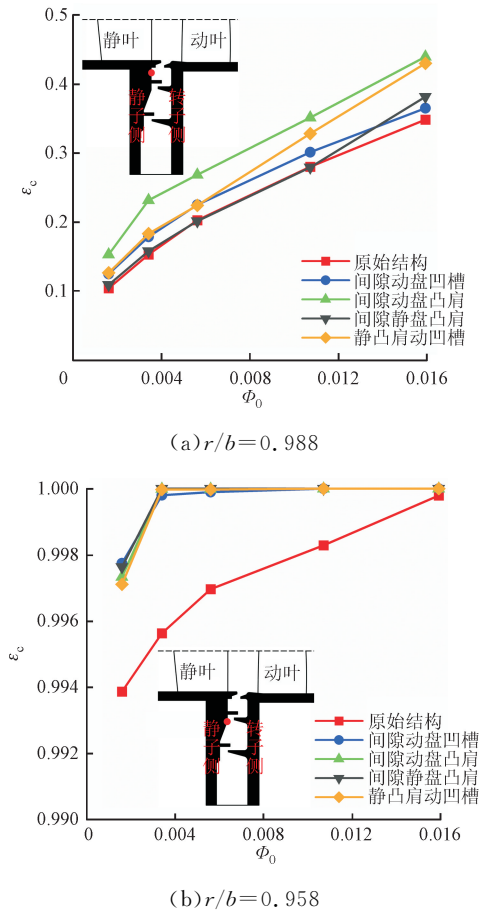


图 6 静盘面测点处 ϵ_c 随 Φ_0 的变化

Fig. 6 Variation of ϵ_c with Φ_0 at the static disk surface measurement point

静盘面 $r/b=0.958$ 监测点位于盘腔第一级封严齿下方,对于 5 种结构,在最小流量下 $r/b=0.958$ 监测点处的封严效率均大于 0.95,认为在本文研究的 5 种结构和 5 种工况下,封严齿以下的盘腔区域均被完全封严。

图 7 给出了当 $\Phi_0=0.0056$ 时原始结构和 4 种间隙阻尼结构的盘腔动、静盘面在不同工况下的封严效率径向分布。可以看出:不同间隙阻尼结构下,内腔和缓冲腔内动、静盘面上,封严效率普遍较高,均大于 0.95;不同间隙阻尼结构下,内腔和缓冲腔内动、静盘面的封严效率基本相同,外腔内动、静盘面封严效率受到间隙阻尼结构的显著影响。

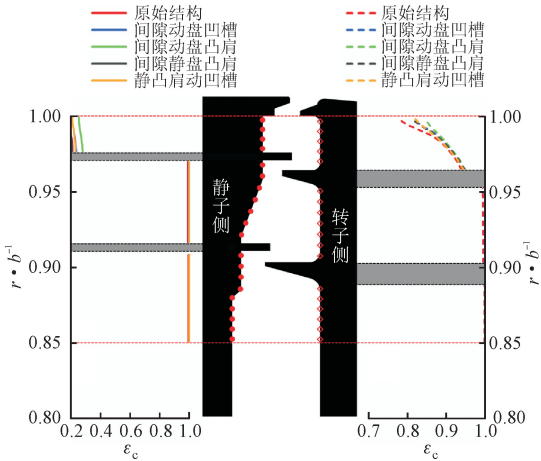
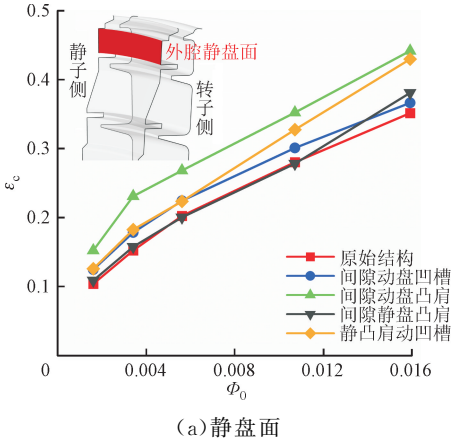


图 7 不同间隙阻尼结构下动、静盘面 ϵ_c 径向分布

Fig. 7 Radial distribution of ϵ_c on disk surface with different clearance damping structures

对于外腔静盘面的封严效率径向分布,随着半径的增大,封严效率略微有所下降,对比不同结构,间隙动盘凸肩结构封严效率最高,静盘凸肩动盘凹槽结构次之,静盘凸肩结构与原始结构的封严效率径向分布最为接近;对于外腔动盘面,封严效率随着半径的增大逐渐减小,远离轮缘间隙位置的封严效率最高,靠近轮缘间隙位置处封严效率最小;在轮缘间隙位置附近,不同间隙阻尼结构下的封严效率存在显著变化,远离轮缘间隙位置处,不同结构下的封严效率是大致相同的,整体而言动盘面侧间隙动盘凸肩结构封严效率最高。对比同一结构下的动、静盘面,可以发现动盘面侧的封严效率要明显高于静盘面一侧。

图 8 对比了原始封严结构和 4 种间隙阻尼结构在不同封严冷气流量下外腔动、静盘面上的面平均封严效率。可以看出,不同工况下外腔静盘面的面平均封严效率与图 6(a)静盘面侧 $r/b=0.988$ 监测点处封严效率分布是相同的。间隙动盘凸肩结构的外腔静盘面面平均封严效率最高,其次为静盘凸肩动盘凹槽结构。



(a) 静盘面

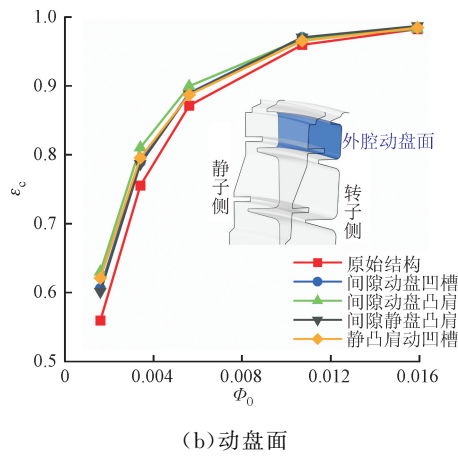


图 8 外腔动、静盘面的面平均封严效率
Fig. 8 Area averaged ϵ_c of stator and rotor disk surface in outer cavity

对于外腔动盘面,面平均封严效率受封严冷气流量的影响十分显著,以原始结构为例,当封严冷气流量最小,即 $\Phi_0 = 0.0016$ 时外腔动盘面面平均封严效率为 0.56,当 Φ_0 增大到 0.0107 时,动盘面面平均封严效率达到 0.95 以上。当 $\Phi_0 \leq 0.0056$ 时,不同阻尼结构下动盘面面平均封严效率存在显著差异,间隙动盘凸肩具有最高的面平均封严效率,静盘凸肩动盘凹槽次之;当 $\Phi_0 > 0.0056$ 时,不同阻尼结构下的面平均封严效率差异变小,间隙静盘凸肩结构面平均封严效率最高,其次为静盘凸肩动盘凹槽结构。总体而言,间隙动盘凸肩结构在 5 种工况下对动盘面均具有非常好的封严效果,与原始结构对比,当 Φ_0 分别为 0.0016、0.0034、0.0056、0.0107 和 0.0159 时,间隙动盘凸肩结构的动盘面面平均封严效率分别提高了 12.6%、7.3%、3.2%、0.9% 和 0.1%。

2.2 非定常流动特征

定义盘腔的周向无量纲角度 θ 为

$$\theta = \frac{\varphi - \varphi_{\min}}{\varphi_{\max} - \varphi_{\min}} \tag{4}$$

式中: φ 为测点处的周向角度; $\varphi_{\min}$ 为盘腔周向角度最小值; $\varphi_{\max}$ 为盘腔周向角度最大值。

前盘腔轮缘间隙附近端壁表面的压力系数为

$$C_{p,f} = \frac{p_s - p_{s,2}}{p_{t,0} - p_{s,2}} \tag{5}$$

式中: p_s 为测点处静压; $p_{s,2}$ 为动叶通道出口的静压; $p_{t,0}$ 为静叶通道进口的总压。

图 9 给出了 t_0 时刻 $\Phi_0 = 0.0056$ 时,不同阻尼结构轮缘间隙上、下游 5 mm 处端壁压力系数周向

分布。受上游叶片尾缘高压损失区影响,间隙上游 5 mm 尾缘对应位置存在 1 个高压波峰;受动叶前缘滞止高压区影响,在轮缘间隙下游 5 mm 处存在 2 个高压力系数的波峰,两处波峰位置正对于下游动叶前缘。对比不同结构可知:在上游 5 mm 处,间隙动盘凸肩结构的高压波峰值最大,静盘凸肩动盘凹槽结构次之,其次为间隙动盘凹槽结构,原始结构下的波峰值最小;在下游 5 mm 处的两个波峰值,不同结构的压力峰值同样存在显著差异。

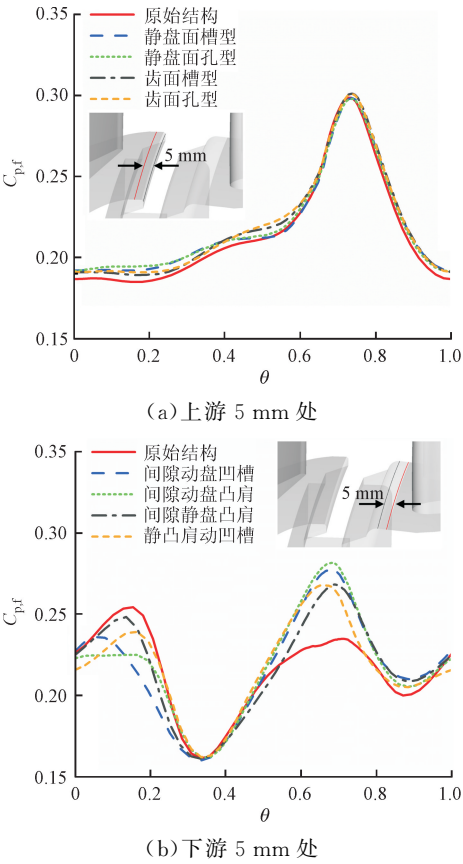


图 9 不同间隙阻尼结构下轮缘间隙附近端壁压力系数周向变化
Fig. 9 Variation of pressure coefficient for different clearance damping structures along circumferential direction on endwall near rim clearance

为合理评估压力系数峰值大小,将下游 5 mm 处两波峰值取平均,将上、下游 5 mm 处共 3 个波峰值取均方根。不同结构下的压力系数峰值对比结果如图 10 所示,对于上游 5 mm 处的压力波峰值,动盘凹槽、动盘凸肩、静盘凸肩和静盘凸肩动盘凹槽结构下的上游峰值分别比原始结构高 2.08%、5.77%、0.52% 和 4.48%,动盘凸肩结构峰值最大。

对于下游 5 mm 处两压力系数波峰均值,动盘凹槽、动盘凸肩、静盘凸肩和静盘凸肩动盘凹槽结构

下的上游峰值分别比原始结构高 4.95%、3.59%、5.62%和 3.61%;对于三峰值的均方根,与原始结构对比,动盘凹槽、动盘凸肩、静盘凸肩和静盘凸肩动盘凹槽结构分别比原始结构高 3.90%、4.84%、3.49%和 4.03%。对比同一结构下的波峰,间隙动盘凸肩和静盘凸肩动盘凹槽结构对上游 5 mm 处峰值的影响要显著高于对下游 5 mm 处两波峰均值;间隙静盘凸肩结构对下游两波峰均值的影响要显著大于对上游 5 mm 处压力系数峰值的影响;间隙动盘凹槽结构对下游 5 mm 处两波峰均值的影响要略大于对上游 5 mm 处压力系数峰值的影响。

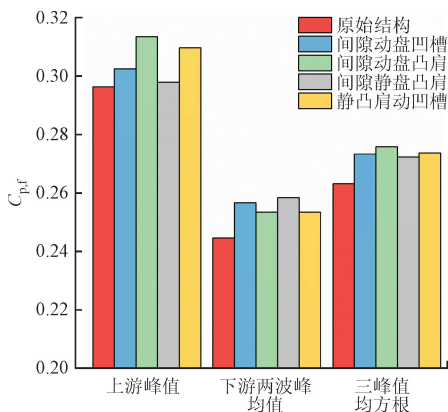


图 10 不同间隙阻尼结构下轮缘间隙附近端壁表面压力系数波峰值

Fig. 10 Peak values of pressure coefficient on the endwall surface near the rim clearance at different clearance-damping structures

无论何种阻尼结构,在上游压力系数峰值、下游两波峰均值和三峰值均方根都大于原始结构,这是由于间隙阻尼结构显著阻碍了间隙附近主流燃气的入侵流动,产生了较大流动损失,形成了高流动损失区域。前文提到间隙动盘凸肩和静盘凸肩动盘凹槽结构具有较好的封严性能,而两者在上游 5 mm 处三峰值均方根也相对较大,这表明这两种结构对主流燃气入侵流动有着较强的阻碍作用,能更为有效地抑制主流燃气向内入侵,而间隙静盘凸肩结构的封严性能相对较差,该结构下三峰值的均方根也是最小的,这表明这种结构对主流燃气入侵流动仅存在有限的限制作用。

图 11 给出了不同间隙阻尼结构下轮缘间隙监测点处封严效率的快速傅里叶变换(FFT)结果,原始结构和 4 种间隙阻尼结构下 FFT 结果的主导频率均在 2 800 Hz 附近,对应的轮缘间隙内流动特征

的 Kelvin-Helmholtz(K-H)非定常不稳定性周期约为 17 个时间步长。但是,不同结构 FFT 结果的主导频率仍存在一定差距,原始结构下的主导频率是最大的,对应的时间步长最短,而其他阻尼结构的主导频率均比原始结构要小,对应的时间步长略长。雷隆等^[29]发现,某型号透平前后盘腔轮缘间隙内不稳定性结构的周期分别为 18 个和 81 个时间步长,后盘腔间隙内的不稳定性流动结构的周向速度要远远小于前盘腔,而相对应的在相同冷气流量下,前盘腔内的封严效率要小于后盘腔。此处,4 种间隙阻尼结构轮缘间隙内的不稳定性周期都要略大于原始结构,这表明带有间隙阻尼结构的轮缘间隙内 K-H 不稳定性流动特征的周向流动速度要小于原始结构,因而相应的这些阻尼结构的封严性能也要优于原始结构。

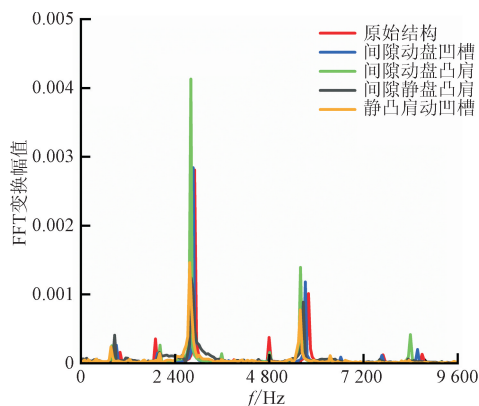


图 11 不同间隙阻尼结构下轮缘间隙监测点处封严效率的快速傅里叶变换结果

Fig. 11 FFT analysis results of sealing effectiveness at the monitor point in rim clearance for different clearance damping structures

图 12 给出了 t_0 时刻 $\Phi_0=0.0056$ 时,不同阻尼结构下轮缘间隙中分面上的封严效率分布和流线分布。在中分面上,存在一个大尺度的 K-H 不稳定性涡结构,在 K-H 涡附近,入侵轮缘间隙的燃气和向外出流的封严冷气发生强烈地掺混。对比不同结构,间隙动盘凸肩结构和静盘凸肩动盘凹槽结构在 K-H 不稳定性涡结构的下侧区域(即外腔内部区域)的封严效率更高;在 K-H 涡结构核心处,入侵燃气封严效率要更低,这表明此两种阻尼结构 K-H 涡强度更大,能够更有力地卷吸封严冷气和入侵燃气,促进两者的强烈掺混,阻碍入侵燃气进一步向内入侵。

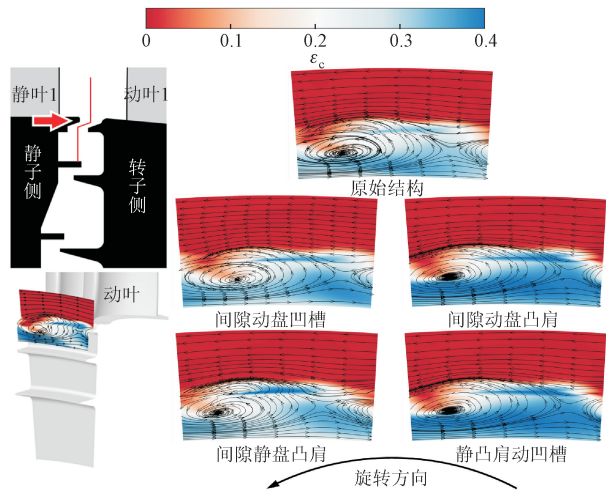


图 12 间隙中分面上不同阻尼结构的流线和 ϵ_c 分布

Fig. 12 Distribution of streamlines and ϵ_c for different clearance-damping structures on middle surface in rim clearance

图 13 给出了 t_0 时刻 $\Phi_0 = 0.0056$ 时,原始结构下封严效率为 0.05 和 0.30 的等值面,用 $\epsilon_c = 0.05$ 的等值面等效主流高温燃气入侵,用 $\epsilon_c = 0.30$ 的等值面等效封严冷气的向外出流。从两个封严效率的等值面确定燃气入侵和冷气出流最为显著截面的周向位置,取此两个截面开展分析工作。

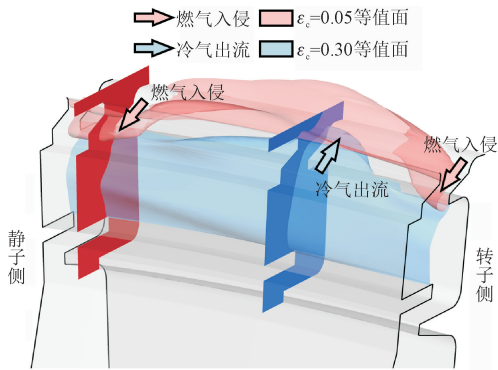


图 13 轮缘间隙封严效率等值面

Fig. 13 Sealing effectiveness isosurfaces in rim clearance

图 14 给出了 t_0 时刻 $\Phi_0 = 0.0056$ 时,不同阻尼结构下入侵和出流最为显著的截面的流线和封严效率分布,可以看到无论何种结构,在两个截面上均可被划分为左侧静盘面低封严效率区和右侧动盘面高封严效率区。对比不同结构,间隙动盘凸肩结构静盘面侧低封严效率区域的平均封严效率显著高于其他结构,且外腔内封严效率 $\epsilon_c > 0.4$ 区域的面积也要大于其他结构,而静盘凸肩动盘凹槽结构静盘面侧低封严效率区域的平均封严效率和封严效率 $\epsilon_c > 0.4$ 区域的面积次之,但也要优于其他结构。

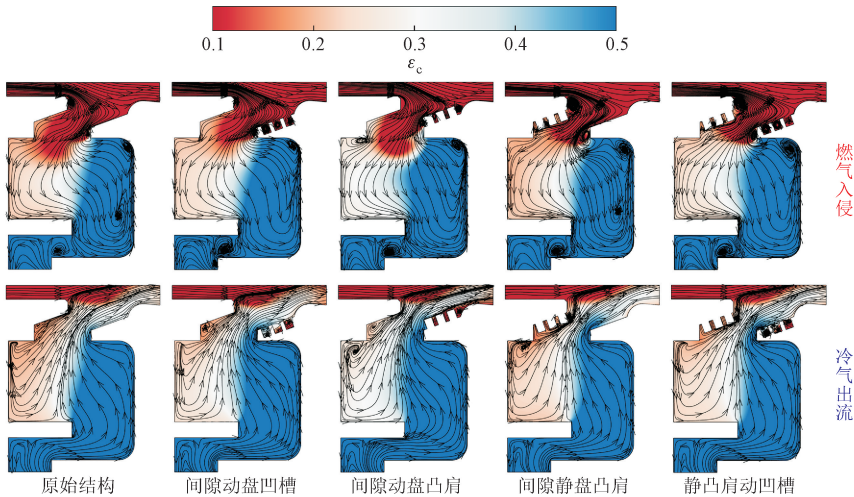


图 14 不同阻尼结构入侵和出流截面封严效率和流线分布

Fig. 14 Sealing effectiveness and streamline distribution of ingress and egress cross sections for different damping structures

对比不同结构的燃气入侵截面,原始结构下低封严效率区域面积是最大的;对于间隙动盘凸肩结构,由于凸肩缩短了轮缘间隙的长度,限制了燃气入侵通流面积,燃气向内入侵的动量不变,导致入侵燃气要略微深入到腔内,局部低封严效率区域面积略

大于其他阻尼结构,但局部低封严效率区域被约束限制在了轮缘半径处的间隙出口附近;其他结构则是部分燃气已经扩散侵入了外腔内部,因而局部低封严效率区域略小一些。在轮缘间隙内设置的阻尼结构中存在很多因阻碍燃气入侵流动形成的小涡

旋,这些涡旋结构耗散了主流高温燃气向内入侵的部分动量。此外,在封严齿中间间隙中也存在一处旋涡结构,该旋涡结构阻碍限制了燃气继续向封严齿下方区域入侵。

对比不同结构下冷气出流截面,间隙动盘凸肩结构冷气出流的宽度相对较窄一些,这是因为凸肩结构部分阻挡了封严冷气向外出流,冷气需越过凸肩高度后才能向外流出。在原始结构下,由于动盘面上不存在阻尼结构,因而沿动盘面出流的冷气可以完全覆盖轮缘间隙及靠近端壁的动盘面,而在间隙动盘凹槽、间隙动盘凸肩和静盘凸肩动盘凹槽结构中,由于在动盘面侧设置了凹槽和凸肩,存在部分间隙无法被冷气覆盖和冷却,但总体而言,这些未被冷气覆盖的面积较小,影响也相对较小。

综上所述,可从流动结构方面得出4种新型间隙阻尼结构提高轮缘密封封严性能的机理:对于间隙动盘凹槽等凹槽类阻尼结构,一方面凹槽延长了燃气入侵的流动路径,另一方面凹槽内形成了众多涡系,增大了燃气入侵流动阻力,两种方式共同作用大大提高了腔内整体的封严性能。

对于两种凸肩类阻尼结构,一方面凸肩缩短了轮缘间隙,限制了燃气入侵的通流面积,另一方面凸肩的小间隙内也形成了众多涡系,增大了燃气向内入侵的流动阻力,两种方式共同作用使封严性能大幅提高。与间隙动盘凸肩结构相比,间隙静盘凸肩结构整体的封严表现较差,这是因为:原始结构下主流高温燃气会冲击轮缘间隙处动盘面上侧的斜坡;在冲击斜坡后高温气流分为两股,一股沿坡面向上汇入主流,另一股则沿坡面向下流动入侵盘腔^[29];当凸肩布置在静盘面一侧后,对沿着间隙处的动盘斜坡面向内入侵燃气的流动阻力大幅减小,因而其整体的封严性能表现比间隙动盘凸肩结构差。

静盘凸肩动盘凹槽结构综合了凸肩和凹槽两类结构的优点:在间隙动盘凹槽的基础上,向静盘一侧设置凸肩后,既缩短了轮缘间隙,限制了燃气入侵的通流面积,又显著增加了对靠近静盘侧向内入侵燃气的流动阻力,因而其整体的封严性能要优于间隙动盘凹槽结构。由于不同结构受冷气流量影响,达到最佳封严性能的工况不同,且通过阻尼结构增大入侵燃气的流动阻力存在边际递减效应,因此凸肩凹槽两种结构结合并未达到“1+1>2”的效果。

2.3 气动性能分析

定义无量纲径向位置 R 为

$$R = \frac{r - r_{\min}}{r_{\max} - r_{\min}} \quad (6)$$

式中: $r_{\min}$ 为所在平面的半径最小值; $r_{\max}$ 为所在平面的半径最大值。

定义前盘腔封严冷气影响下动叶出口总压损失系数 ξ_t 为

$$\xi_t = \frac{\bar{P}_{t,1} - P_t}{P_{t,1} - P_{s,2}} \quad (7)$$

式中: $\bar{P}_{t,1}$ 为动叶栅进口平面的平均总压; P_t 为测点处总压; $\bar{P}_{s,2}$ 为动叶栅出口平面的平均静压。

图15给出了当 $\Phi_0 = 0.0056$ 时不同结构下动叶出口的周向平均总压损失系数沿叶高方向的分布。在动叶出口平面上,靠近上下端壁侧的下通道涡和上通道涡位置处局部的总压损失系数较高,其中下通道涡处产生的气动损失更大。不同结构对于动叶出口气动损失的影响主要在 $0 < R < 0.3$ 范围内:在 $0 < R < 0.1$ 范围内,4种阻尼结构的总压损失系数都要明显高于原始结构;在 $R = 0.1$ 时,不同结构下的总压损失系数基本相等;在 $0.1 < R < 0.3$ 范围内,间隙动盘凹槽结构的总压损失系数略大于其他结构,其他结构的气动损失大致相同。总体而言,增加阻尼结构后,盘腔下游动叶出口的气动损失也增大了。

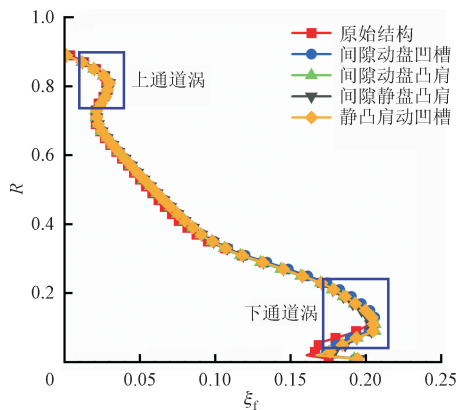


图15 不同阻尼结构下动叶出口周向平均总压损失系数沿叶高方向的分布

Fig. 15 Span-wise distribution of averaged total pressure loss coefficients at the blade cascade exit in endwall region for different damping structures

定义 $\bar{\xi}_t$ 为面积平均的总压损失系数。图16给出了5种工况不同结构下在动叶出口 $0 < R < 0.3$ 范围内的面积平均总压损失系数分布。在5种工况下,增加阻尼结构后,盘腔下游动叶出口的气动损失都明显增大了。当 $M \leq 0.25\%$ 时,间隙动盘凸肩结构在4种间隙阻尼结构中的动叶出口端部面平均气动

损失最小;当 $M \geq 0.50\%$ 时,间隙静盘凸肩结构在4种间隙阻尼结构中的动叶出口端面平均气动损失最小。

根据前文所述,间隙动盘凸肩结构在4种间隙阻尼结构中是封严性能最优的结构,应当综合考虑采用该结构造成的下游动叶栅气动性能的下降。根据图16,当 M 为 0.07% 、 0.15% 、 0.25% 、 0.50% 、 0.75% 时,相较于原始结构,采用间隙动盘凸肩结构后动叶出口气动损失分别增大了 2.2% 、 1.6% 、 1.6% 、 2.5% 和 3.0% ,尽管该结构在动叶出口截面端部引起了气动损失的适度增加,但相较于其提高盘腔封严性能的显著效果,其不利影响显得相对微小且处于可接受范围。因此,间隙动盘凸肩结构在优化轮缘封严性能方面的总体效益显著大于其带来的气动损失。

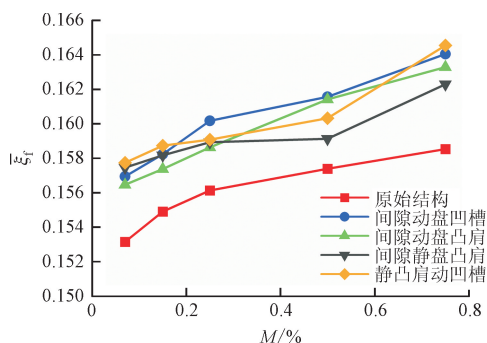


图16 不同冷气流量下动叶出口端区 $0 < R < 0.3$ 范围内的面积平均总压损失系数

Fig. 16 Area averaged total pressure loss coefficients of $0 < R < 0.3$ at the blade cascade exit in endwall region at different sealant flow rate

3 结 论

(1)在5种封严冷气流量下,4种间隙阻尼结构的封严性能表现均好于原始结构,以盘腔动、静盘面的整体封严效率表现作为评价指标,性能由高到底依次为间隙动盘凸肩结构、静盘凸肩动盘凹槽结构、间隙动盘凹槽结构、间隙静盘凸肩结构、原始结构。当无量纲冷气流量 Φ_0 分别为 0.0016 、 0.0034 、 0.0056 、 0.0107 和 0.0159 时,间隙动盘凸肩结构在静盘面 $r/b=0.988$ 监测点处的封严效率与原始结构相比分别提高了 47.1% 、 51.6% 、 32.4% 、 25.4% 和 26.2% ,动盘面平均封严效率分别提高了 12.6% 、 7.3% 、 3.2% 、 0.9% 和 0.1% 。

(2)间隙内阻尼结构显著阻碍了间隙附近主流燃气的入侵流动,导致间隙附近上游或下游 5 mm

处压力系数峰值有所增加。在所有结构中间隙内动盘凸肩结构具有最佳的阻碍燃气入侵作用。4种间隙阻尼结构轮缘间隙内的不稳定性周期都要略大于原始结构,且间隙动盘凸肩结构和静盘凸肩动盘凹槽结构K-H不稳定性涡结构强度更大,能够更有力地卷吸封严冷气和入侵燃气,促进两者的强烈掺混。

(3)对于间隙动盘凸肩阻尼结构,一方面凸肩结构的存在缩短了轮缘间隙长度,限制了燃气入侵的通流面积,另一方面凸肩结构内的间隙内也形成了众多涡系结构,增大了燃气向内入侵的流动阻力,两种方式共同作用使封严性能大幅提高。

(4)在5种工况下,增加阻尼结构后,盘腔下游动叶出口的气动损失都明显增大。当质量流量比分别为 0.07% 、 0.15% 、 0.25% 、 0.50% 和 0.75% 时,采用间隙动盘凸肩结构后动叶出口气动损失与原始结构相比分别增大了 2.2% 、 1.6% 、 1.6% 、 2.5% 和 3.0% ,相较于该结构大幅提高轮缘封严效率的显著效果,可以认为间隙动盘凸肩结构在优化轮缘封严性能方面的总体效益显著大于其带来的气动损失。

参考文献:

- [1] SANGAN C M, LALWANI Y, OWEN J M, et al. Experimental measurements of ingestion through turbine rim seals: part 5 fluid dynamics of wheel-space [C]//ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition. New York, USA: ASME, 2013: V03AT15A003.
- [2] SCOBIE J A, SANGAN C M, TEUBER R, et al. Experimental measurements of ingestion through turbine rim seals: part 4 off-design conditions [C]//ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition. New York, USA: ASME, 2013: V03AT15A002.
- [3] 吴康,任静,蒋洪德. 整级透平中转静轮缘封严问题研究:Part 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: part II characteristic of different seal structure [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2015, 36(3): 496-500.
- [4] 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.
TAO Jiayin, GAO Qing, SONG Liming, et al. Numerical investigations on the unsteady mainstream ingestion characteristics of turbine rim seals with addi-

- tional passive tracer method [J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2014, 35(11): 2154-2158.
- [5] XIE Lei, WANG Ruonan, LIU Guang, et al. Numerical investigation on unsteady characteristics in different rim seal geometries: part A [C]//ASME Turbo Expo 2020: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York, USA: ASME, 2020: V07CT14A013.
 - [6] 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.
 - [7] JUANGPHANICH P, PANIAGUA G. Aero-thermal optimization of the rim seal cavity to enhance rotor platform thermal protection [J]. *International Journal of Turbo & Jet-Engines*, 2023, 40(1): 59-70.
 - [8] LEE S, KIM D, PARK J Y. Harmonisation of coolant flow pattern with wake of stator vane to improve sealing effectiveness using a wave-shaped rim seal [J]. *Energies*, 2019, 12(6): 1060.
 - [9] CHO G H, SANGAN C M, OWEN J M, et al. Effect of ingress on turbine disks [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2016, 138(4): 042502.
 - [10] POPOVIĆ I, HODSON H P. Improving turbine stage efficiency and sealing effectiveness through modifications of the rim seal geometry [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2013, 135(6): 061016.
 - [11] ZHANG Qingcai, WANG Qinqin, TAN Xiaoming, et al. Unsteady numerical investigation on the sealing effectiveness and flow field in different rim seal geometries [J]. *Aerospace*, 2022, 9(12): 780.
 - [12] ZHANG Ziqing, ZHANG Yingjie, DONG Xu, 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.
 - [13] ZHANG Ziqing, ZHANG Yanfeng, ZHANG Yingjie, et al. Numerical investigation of the purge flow mechanisms and heat-transfer characteristics of turbine rim seals [J]. *Case Studies in Thermal Engineering*, 2022, 40: 102484.
 - [14] 周小兵, 吴艳辉, 郭鑫, 等. 高压涡轮圆柱孔状径向轮缘密封封严特性的数值研究 [J]. *推进技术*, 2022, 43(2): 161-170.
ZHOU Xiaobing, WU Yanhui, GUO Xin, et al. Numerical study on sealing characteristics of high-pressure turbine cylindrical hole radial rim seal [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2022, 43(2): 161-170.
 - [15] SCOBIE J A, TEUBER R, LI Yansheng, et al. Design of an improved turbine rim-seal [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2016, 138(2): 022503.
 - [16] 高庆, 李军. 涡轮蜂窝面径向轮缘密封封严性能的数值研究 [J]. *推进技术*, 2016, 37(5): 937-944.
GAO Qing, LI Jun. Numerical investigations on sealing performance of turbine honeycomb radial rim seal [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2016, 37(5): 937-944.
 - [17] LI Jun, GAO Qing, LI Zhigang, et al. Numerical investigations on the sealing effectiveness of turbine honeycomb radial rim seal [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2016, 138(10): 102601.
 - [18] CHENG Shuxian, LI Zhigang, LI Jun, et al. Numerical investigations on the sealing effectiveness of turbine groove radial rim seal [C]//ASME Turbo Expo 2019: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York, USA: ASME, 2019: V05BT15A002.
 - [19] 程舒娴. 燃气透平轮缘密封的流动特性与封严效率和非定常燃气入侵机理研究 [D]. 西安: 西安交通大学, 2020.
 - [20] 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, USA: ASME, 2006: 789-798.
 - [21] MCLEAN C, CAMCI C, GLEZER B. Mainstream aerodynamic effects due to wheelspace coolant injection in a high-pressure turbine stage: part I aerodynamic measurements in the stationary frame [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2001, 123(4): 687-696.
 - [22] MCLEAN C, CAMCI C, GLEZER B. Mainstream aerodynamic effects due to wheelspace coolant injection in a high-pressure turbine stage: part II aerodynamic measurements in the rotational frame [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2001, 123(4): 697-703.
 - [23] 高庆, 李军. 间隙结构对轮缘密封封严性能及透平级气动性能影响的数值研究 [J]. *西安交通大学学报*, 2015, 49(3): 25-31.
GAO Qing, LI Jun. Numerical investigations for effects of turbine rim seal configurations on sealing effectiveness and aerodynamic performance of turbine stage [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2015, 49(3): 25-31.
 - [24] 高庆, 屈杰, 马汀山, 等. 轴向轮缘密封导流段几何结构对涡轮级气动冷却特性影响的数值研究 [J]. *西安交通大学学报*, 2019, 53(9): 26-33.

GAO Qing, QU Jie, MA Tingshan, et al. Numerical investigation on the effects of rim seal diversion configurations on aerodynamic and film cooling performances of turbine stage [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2019, 53(9): 26-33.

[25] ZHANG Qingcai, TAN Xiaoming, WANG Qinqin, et al. Numerical investigation on effects of egress flow through different rim seals [J]. Thermal Science and Engineering Progress, 2023, 38: 101648.

[26] CHILLA M, HODSON H P, PULLAN G, et al. High-pressure turbine rim seal design for increased efficiency [C]//ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York, USA: ASME, 2016: V02BT38A046.

[27] SCHÄFLEIN L, JANSSEN J, BRANDIES H, et al. Influence of purge flow injection on the performance of an axial turbine with three-dimensional airfoils and non-axisymmetric endwall contouring [J]. Journal of Turbomachinery, 2023, 145(6): 061004.

[28] POPOVIĆ 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.

[29] 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.

[30] 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.

(编辑 亢列梅)