

DOI: 10.7652/xjtuxb201903004

端壁造型对轮缘密封流场和封严效率的影响

程舒娴¹, 李志刚¹, 李军^{1,2}

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安; 2. 先进航空发动机协同创新中心, 100191, 北京)

摘要: 针对端壁造型设计在减少二次流损失的同时会影响轮缘密封的封严等问题, 采用数值求解三维 URANS(Unsteady Reynolds-Averaged Navier-Stokes)方程和 SST 湍流模型的方法, 研究了动叶前缘下端壁 5 种造型对轮缘密封流场和封严效率及动叶气动性能的影响; 数值分析了轮缘密封的封严效率, 并与实验数据比较, 验证了数值方法的准确性。对比了 5 种动叶前缘端壁造型结构的轮缘密封封严效率和动叶气动性能, 结果表明: 动叶前缘端壁造型会影响局部的压力分布, 进而影响轮缘密封封严效率; 与轴对称端壁相比, 凸壁面端壁造型使动叶前缘高压区前移, 提高了轮缘间隙处主流周向压力波动, 导致最小封严气量需求增加 23% 以上, 而凹壁面端壁造型降低了局部压力和主流的周向压力波动, 能够使最小封严气量减小 14% 以上; 凹壁面端壁造型使得动叶流道内的通道涡扩大, 级效率降低。

关键词: 透平轮缘密封; 端壁造型; 封严效率; 气动性能; 数值模拟

中图分类号: TK474.7 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2019)03-0020-08

Effects of Endwall Profiling on the Unsteady Flow Field and Sealing Efficiency of Rim Seal

CHENG Shuxian¹, LI Zhigang¹, LI Jun^{1,2}

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. Collaborative Innovation Center of Advanced Aero-Engine, Beijing 100191, China)

Abstract: The endwall profiling designed to reduce secondary flow loss may change local pressure which may influence the sealing efficiency of rim seal. This paper presents a numerical comparison on the sealing efficiency of rim seal and the aerodynamic performance of the blade with five different endwall profilings near the blade leading edge. Three-dimensional unsteady Reynolds-averaged Navier-Stokes (URANS) equations coupled with a fully developed shear stress transport (SST) turbulent model from ANSYS-CFX are utilized to investigate the sealing efficiency and the flow characteristics of turbine rim seal. The sealing efficiency of rim seal is compared with experimental data and the accuracy of the presented numerical method is validated. The numerical results show that different endwall profilings of blade leading edge can affect local pressure and sealing efficiency. In comparison with axisymmetric endwall, the convex endwall profiling makes high-pressure area move forward, increasing the mainstream's circumferential pressure fluctuation. The minimum sealing flow rate of convex endwall profiling is increased by more than 23%. However, the concave endwall profiling can reduce the local

收稿日期: 2018-06-19。 作者简介: 程舒娴(1993—), 女, 博士生; 李军(通信作者), 男, 教授, 博士生导师。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51776151)。

网络出版时间: 2018-12-25

网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20181225.0858.004.html>

pressure and the mainstream's circumferential pressure fluctuation. The minimum sealing flow rate of concave endwall profiling can be decreased by more than 14%. However, the concave endwall profiling enlarges the vortex in the blade passage and reduces stage efficiency.

Keywords: turbine rim seal; endwall profiling; sealing efficiency; aerodynamic performance; numerical simulation

随着燃气透平进口参数的不断提高,高温部件所需要承受的热负荷不断增加,为阻止主流高温燃气进入盘腔,通常向盘腔内部引入冷却气体,达到冷却封严的作用,从而提高涡轮运行的安全性^[1]。叶栅通道内为了降低二次流强度采用的非轴对称端壁设计会改变主流周向压力分布^[2],从而影响轮缘密封的封严效率。因此,研究非轴对称端壁造型对完善考虑透平级综合性能下的端壁造型和轮缘密封结构优化具有重要意义^[3]。

Owen 分析了转静盘腔泵吸效应引起的旋转诱导和主流周向压力波动引起的外环诱导这两种轮缘密封燃气入侵作用机制^[4-5]。Bohn 等在单级涡轮实验台上采用激光多普勒(LDV)测量了主流通道的不同周向位置的速度和压力分布^[6]。Sangan 等在单级模型实验台上研究了4种轮缘密封结构的燃气入侵特性^[7-9]。上述实验研究包括简单和复杂的双重密封结构,从无主流流动的旋转诱导入侵到外环诱导入侵,再到双重密封结构的混合入侵方式,结果表明,在相同冷气流下,径向密封比轴向密封的主流入侵程度要小很多;双重密封结构比单一的简单密封结构更能保护盘腔内部腔室,并能有效抑制入侵燃气向盘腔深处侵入。高庆等在密封径向内齿面沿周向开设正六边形蜂窝孔,并提出了一种新型蜂窝面径向轮缘密封优化结构^[10],相比于传统光滑面轮缘密封结构,蜂窝面轮缘密封结构能够有效提高轮缘密封的封严效率。陶加银等对简单径向密封与双重密封进行了定常与非定常的计算,发现定常计算容易低估燃气入侵量^[11]。邬泽宇等实验研究了静盘双齿动盘单齿封严环的结构参数(齿高和齿间距)变化对轮缘密封封严效率的影响,结果表明,封严效率随封严流量和旋转雷诺数的增加而增加,最小封严流量随着齿间距的增大和齿高的减小而增大^[12]。

李国军等对透平叶栅进行了非轴对称造型并对多种造型结果进行了数值研究^[13]。Schobeiri 等数值研究了非轴对称端壁对透平气动与气膜冷却效率的影响,研究表明,非轴对称端壁造型能增大透平效率,但比轴对称端壁的气膜冷却效率要低^[14]。孙皓等提出了双控制型线的非轴对称端壁造型新方法,

可有效减少进入叶栅通道涡的低能流体,从而抑制了通道涡的发展,减少二次流的损失^[15]。汪传美等通过风洞实验,对三角函数和压差非轴对称端壁成型法的效果进行了实验研究,验证了2种端壁成型方法的有效性^[16]。

目前的研究忽略了非轴对称端壁造型结构对轮缘密封封严的影响,为降低主流二次流损失,端壁造型常采用动叶前缘凸起结构,但凸起设计会增加主流周向的压力不均匀度,增大轮缘的密封难度。因此,本文基于单级涡轮轮缘密封结构,设计了凹坑结构,数值研究了5种端壁造型对透平气动性能以及盘腔封严效率的影响,以期为非轴对称端壁造型的评价体系和设计系统提供参考。

1 数值方法与计算模型

1.1 数值方法与验证

在冷气中加入一定量的CO₂气体,根据CO₂的体积分数分布来研究燃气入侵情况,封严效率为

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

式中: c_a 为主流进气时CO₂的体积分数; c_s 为参考点CO₂的体积分数; c_0 为冷气流进气时CO₂的体积分数。

数值模拟中采用附加变量法得到封严效率。通过求解附加变量湍流输运方程得到示踪变量分布,附加变量方程描述了所关注流体单元在计算域中的输运和扩散过程,其标量形式为

$$\frac{\partial(\rho\varphi)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U\varphi) = \nabla \cdot \left(\left(\rho D_\varphi + \frac{\mu_t}{Sc_t} \right) \nabla \varphi \right) \quad (2)$$

式中: φ 为示踪气体的体积分数; D_φ 为动能扩散系数,选取常温常压下CO₂在空气中的数值为 $1.6 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$; μ_t 为湍流黏度; Sc_t 为湍流施密特数。数值计算中将冷气进口的示踪变量设为1,主流进口设为0,此时封严效率的值即为示踪变量的值。

通过对实验测量的单级轴流涡轮轮缘密封结构的封严效率^[7]进行数值计算,并与实验结果进行对比验证数值方法的可靠性,具体的结构参数可参考文献[7]。盘腔静壁面 $r/b=0.958$ 处 ϵ_c 随冷气流变

化的计算值与实验值的比较如图 1 所示。数值模拟的结果与实验值吻合良好,验证了所采用的数值方法的可靠性。

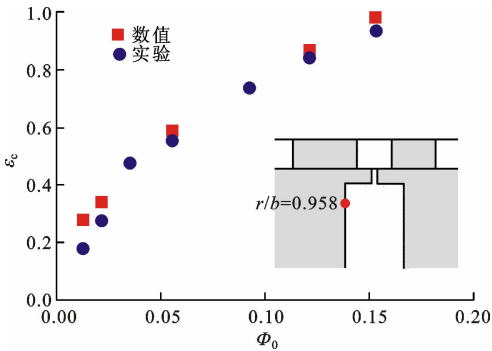


图 1 封严效率的计算结果与实验值^[7]比较

1.2 计算模型与工况

本文基于单级涡轮轮缘密封结构^[10]来研究端壁造型对封严效率和动叶气动性能的影响,径向轮缘密封的单级轴流涡轮几何结构如图 2 所示,轮缘密封以及盘腔的主要几何参数如表 1 所示。静叶后缘与动叶前缘相距 26 mm,盘腔的冷却结构为中心进气。

表 1 径向轮缘密封主要结构参数^[10]

结构参数	数值/mm
叶高 h	50
间隙与叶片间距 l	11
盘腔内径 a	240
盘腔外径 b	350
密封齿厚 c	5
盘腔宽度 S	32
轴向密封间隙 S_{ax}	4
径向密封间隙 S_{rad}	4
内齿间隙 S_{in}	8

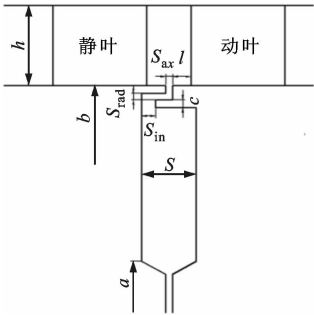
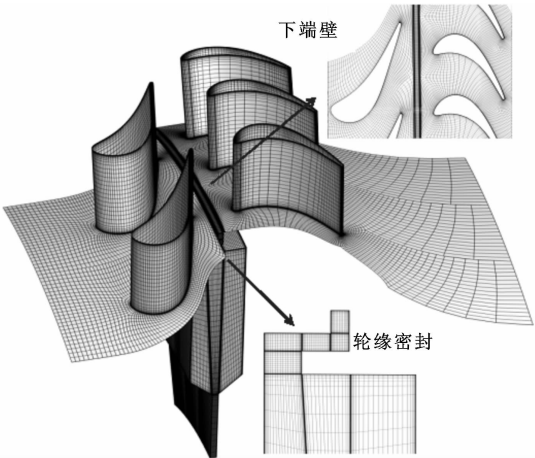


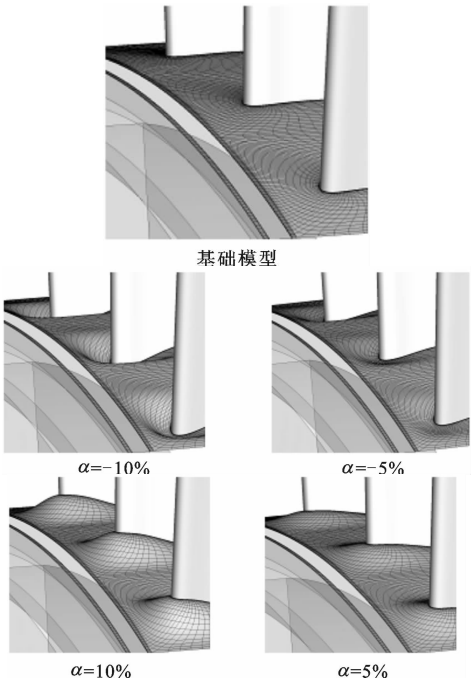
图 2 单级涡轮几何结构

图 3 为包含主流流道、轮缘密封间隙以及涡轮盘腔的计算域网格,整体采用结构化网格,在轮缘密

封间隙处、叶片表面和动叶前缘处加密。动静界面设置在转静间隙与静叶尾缘之间。单级涡轮的静动叶叶片数分别为 30、45,为简化计算,在模型构建中取整周模型的 1/15,即包含 2 个静叶、3 个动叶和 24°的盘腔模型,主流通道网格数为 168 万,盘腔为 186 万,总网格数为 354 万。由图 3b 可知,除轴对称端壁结构的基础模型外,分别对动叶前缘处改型端壁径向最高位置到最低位置的距离占叶高百分数 α 为 -10%、-5%、5%和 10%这 4 种模型进行网格生成。



(a) 计算域网格



(b) 动叶前缘端壁 5 种造型的局部计算网格

图 3 轮缘密封计算网格

图 4 为动叶前缘下端壁造型。为了保持端壁面的光滑,在轴向和周向均采用了在单个周期内单调

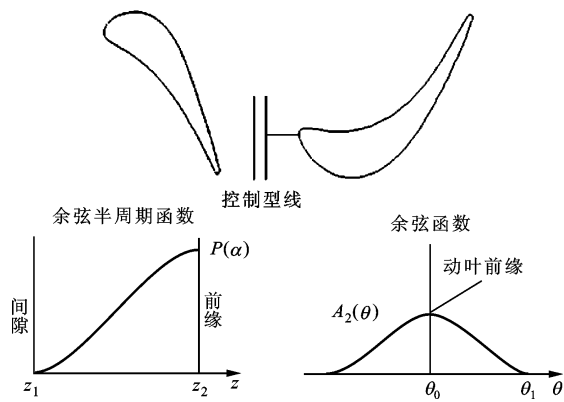


图 4 动叶前缘下端壁造型

且连续的余弦函数来构造端壁型面,并保证动叶前缘位置为端壁顶峰,顶峰高度为

$$P(\alpha) = h\alpha \tag{3}$$

叶栅流道内部的轴向端壁和周向端壁分别采用函数 $A_1(z)$ 和 $A_2(\theta)$ 构建,即

$$A_1(z) = b + \frac{P(\alpha)}{2} - \frac{P(\alpha)}{2} \cos\left[\frac{\pi}{z_2 - z_1}(z - z_1)\right] \tag{4}$$

$$A_2(\theta) = b + \frac{A_1(z)}{2} + \frac{A_1(z)}{2} \cos\left[\frac{\pi}{\theta_1 - \theta_0}(\theta - \theta_0)\right] \tag{5}$$

式中: z 为轴向位置; z_1 为转静间隙的轴向位置; z_2 为动叶前缘的轴向位置; θ 为周向角度; θ_0 为动叶前缘的周向角度; θ_1 为端壁面周向延伸的角度,取 $\theta_1 - \theta_0 = 2.5^\circ$ 。

利用软件 ANSYS-CFX 对单级涡轮轮缘密封的封严效率和非定常流场进行了计算。计算工质采用理想气体,主流进口给定质量流量为 9.39 kg/s,总温为 320 K,主流出口给定平均静压为 101 325 Pa,冷气进口总温为 300 K,转速为 3 600 r/min,固壁面设为无滑移绝热壁面,动静交界面为瞬时转子静子,非定常计算的时间步长设为 0.000 018 5 s,即动叶转过 2 个静叶通道需要 60 个时间步,非定常计算时均结果取收敛后 120 个瞬时值的时间平均。

2 结果分析

2.1 动叶气动性能

图 5 给出了冷气量 $\Phi_0 = 0.037$ 时 3 种端壁结构动叶出口处的涡量分布云图。由图 5 可知,3 种端壁结构时涡量分布相似,高涡量区域靠近吸力面侧(SS):位于端壁的 I 区主要由动叶流道内的通道涡形成;II 区主要由吸力面边界层自身流动和与 I 区相互作用形成。动叶前缘的端壁造型对 II 区的涡量

分布影响不大,但影响了 I 区的涡量分布。 $\alpha = 10\%$ 的凸壁面端壁结构能够压制通道涡发展,缩小 I 区; $\alpha = -10\%$ 的凹壁面端壁结构使得通道涡向压力面发展,I 区增大,二次流损失增大。

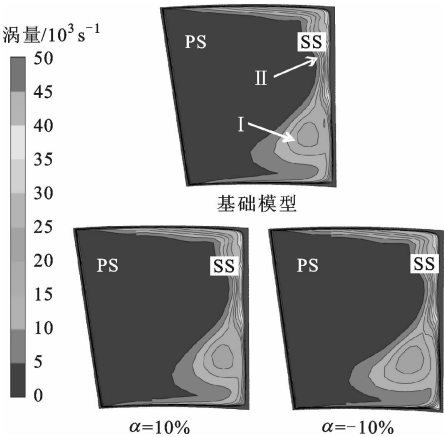


图 5 动叶出口涡量分布云图($\Phi_0 = 0.037$)

定义级总静效率

$$\eta_{t-s} = \frac{(\dot{m}_{in} H_{0,in} + \dot{m}_c H_{0,c}) - \dot{m}_{out} H_{0,out}}{(\dot{m}_{in} H_{0,in} + \dot{m}_c H_{0,c}) - \dot{m}_{out} H_{s,out}} \tag{6}$$

式中: $\dot{m}_{in}$ 为主流质量流量; $H_{0,in}$ 为主流进气总焓; $\dot{m}_c$ 为冷气质量流量; $H_{0,c}$ 为冷气进气总焓; $\dot{m}_{out}$ 为出口质量流量; $H_{0,out}$ 为出口总焓; $H_{s,out}$ 为出口静焓。

定义级总静效率差

$$\Delta\eta_{t-s} = \eta_{t-s} - \eta_{t-s,b} \tag{7}$$

式中: $\eta_{t-s,b}$ 为基础模型的级总静效率。

表 2 给出了 $\Phi_0 = 0.037$ 时 5 种不同端壁造型的级总静效率。动叶前缘非轴对称端壁造型结构能使级总静效率小幅改变,凸壁面造型增加级总静效率,凹壁面造型降低级总静效率。当 $\alpha = 5\%, 10\%$ 时,级总静效率分别增加 0.048%、0.058%;当 $\alpha = -5\%$ 时,级总静效率下降 0.005%;当 $\alpha = -10\%$ 时,级总静效率显著下降,下降 0.184%。这说明,动叶前缘凸壁面端壁能提高级总静效率,略微凹陷的动叶前缘端壁对动叶气动影响很小,但更大的凹陷会显著降低动叶气动性能。

表 2 5 种模型的气动性能

模型	η_{t-s}	$\Delta\eta_{t-s}$
$\alpha = 10\%$	91.258%	0.058%
$\alpha = 5\%$	91.248%	0.048%
基础模型	91.200%	
$\alpha = -5\%$	91.195%	-0.005%
$\alpha = -10\%$	91.016%	-0.184%

2.2 封严效率

对5种端壁造型进行了多次不同 Φ_0 的计算,并根据孔板模型理论预测最小封严气量,定义无量纲冷气量为

$$\Phi_0 = \dot{m}_c / (2\pi\rho\Omega b^2 S_c) \quad (8)$$

式中: $\dot{m}_c$ 为冷气质量流量。

基于孔板模型理论^[4-5],冷气量与封严效率的关系式为

$$\frac{\Phi_0}{\Phi_{\min, \text{EI}}} = \frac{\varepsilon}{[1 + \Gamma_c^{-2/3} (1 - \varepsilon)^{2/3}]^{3/2}} \quad (9)$$

式中: $\Phi_{\min, \text{EI}}$ 为封严所需最小冷气量; Γ_c 为轮缘密封入侵与出流的排气系数之比。在工程实际中,当封严效率达到0.95时,可认为轮缘密封已经达到封严要求^[17],最小封严气量为

$$\xi = 1 - \frac{\Phi_{\min}}{\Phi_{\min, b}} \quad (10)$$

式中: $\Phi_{\min, b}$ 为基础模型的最小封严气量。

图6给出了 $r/b=0.96$ 处5种不同动叶的 ε_c 随冷气量的变化,数值计算结果使用孔板模型理论进行拟合,用于预测 $\Phi_{\min}$ 。表3给出了5种不同动叶前缘端壁造型时盘腔轮缘密封封严所需 $\Phi_{\min}$ 。由表3可知:随着 α 的减小,封严效率整体提高;与轴对称端壁比较,凸壁面端壁造型会降低轮缘密封封严效率,增加最小封严冷气量,且凸起越明显影响越大, $\alpha=10\%$ 使得所需的最小冷气量增加了53%, $\alpha=5\%$ 使得所需的最小冷气量增加了23%;凹壁面端壁造型能够明显的提高轮缘密封的封严效率,减小最小封严冷气量, $\alpha=-10\%$ 能够减小48%的最小冷气量, $\alpha=-5\%$ 能够减小14%的最小冷气量。动叶前缘凸壁面端壁造型使气动效率增加,但同时轮缘密封所需的封严气量也大幅增加,凹壁面端壁造型减小了气动效率,但轮缘密封所需的封严气量也大幅减小。在工程实际中,冷气流因自身焓值较低,更多的封严冷气量必然降低主流做功的能力,因此在考虑非轴对称端壁提高气动性能的同时,其对轮缘密封封严效率的影响不可忽略。

表3 5种模型的封严性能

模型	$\Phi_{\min}$	ξ
$\alpha=10\%$	0.066	53%
$\alpha=5\%$	0.054	23%
基础模型	0.043	
$\alpha=-5\%$	0.037	-14%
$\alpha=-10\%$	0.022	-48%

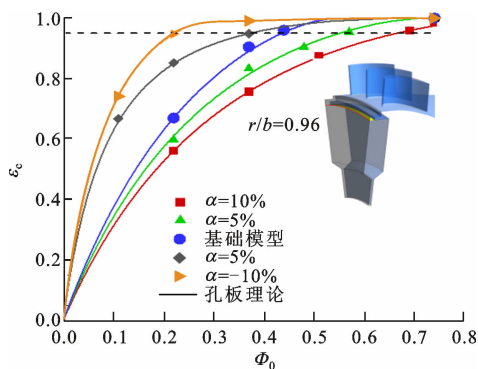


图6 封严效率随冷气量的变化

2.3 主流压力与盘腔流动

燃气入侵受到主流周向压力波动的影响很大,而非轴对称端壁造型结构直接影响了轮缘密封间隙处的压力场。受动叶前缘滞流的影响,动叶前缘压力场的变化与叶片通道内不同。无量纲压力 C_p 、无量纲压力差 ΔC_p 与归一化角度 θ 定义为

$$C_p = (p_a - p_{\text{ref}}) / (0.5\rho\Omega^2 b^2) \quad (11)$$

$$\Delta C_p = C_{p, \max} - C_{p, \min} \quad (12)$$

$$\theta = (\theta - \theta_0) / (\theta_1 - \theta_0) \quad (13)$$

式中: p_a 为当地静压; p_{ref} 为参考压力; ρ 为气体密度; Ω 为转速; b 为盘腔外径; $C_{p, \max}$ 为周向最大无量纲压力; $C_{p, \min}$ 为周向最小无量纲压力; θ 为周向角度; θ_0 为静叶尾缘的周向角度; $(\theta_1 - \theta_0)$ 为静叶间距的周向角度。

图7给出了3个动叶通道中动叶前缘5.5 mm端壁处时均无量纲压力 C_p 沿周向的变化。 α 为 -5% 、 0 、 5% 时周向压力波动的最小值基本不变,动叶前缘端壁造型只改变了动叶前缘高压区的压力峰值。当动叶前缘为凸壁面端壁时,动叶前缘压力峰值提高,并且在压力波动的原峰谷之间产生了一个新的低压区域,使得主流周向压力波动进一步变大。而凹壁面端壁动叶前缘压力峰值减小,且 $\alpha=-10\%$ 时压力谷值增大,主流周向压力波动减小。

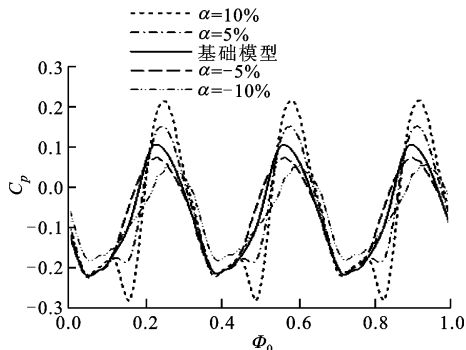


图7 动叶前缘端壁处压力沿周向的变化

图 8 给出了动叶前缘 5.5 mm 端壁处时均无量纲周向压力差 ΔC_p 随冷气量的变化。随着 α 的逐渐增大,动叶前缘端壁处的主流周向压力波动增大, $\alpha=10\%$ 时周向压力波动约为 $\alpha=-10\%$ 的两倍,随着冷气量的增大,压力波动先增大后减小,当 $\Phi_0=0.037$ 时压力波动最大。

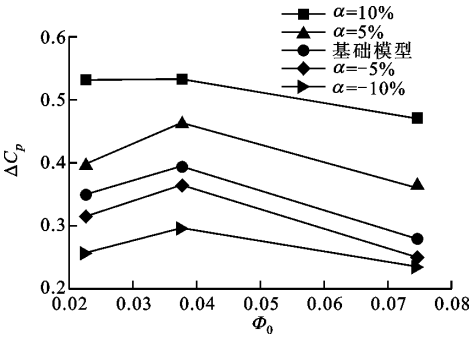
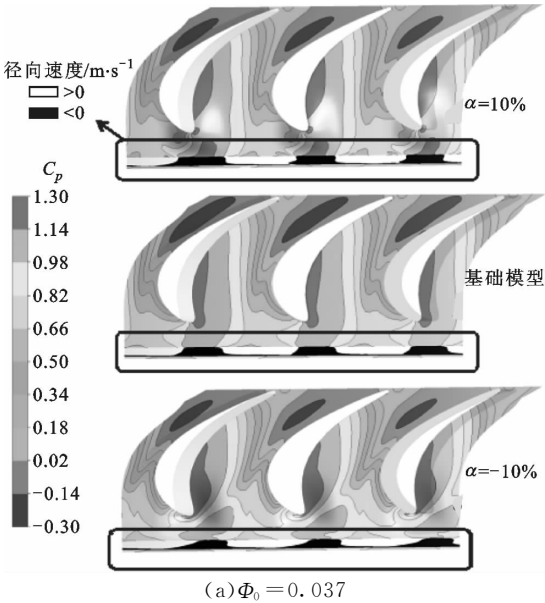


图 8 动叶前缘周向压差随冷气量的变化

图 9 给出了 $\Phi_0=0.037, 0.074, \alpha=-10\%, 0, 10\%$ 时的动叶端壁时均压力云图与密封处时均径向速度分布。由图 9a 可知, $\Phi_0=0.037$ 时动叶前缘高压位置对应的密封径向速度为负,为燃气入侵区域,轮缘密封处燃气入侵与出流区域间隔分布。由图 9b 可知, $\Phi_0=0.074$ 时轮缘间隙靠近动叶端壁处径向速度均为正,均为冷气出流区域,燃气入侵区域被压缩到靠近静叶端壁的部分。当轮缘密封处的径向速度为正时,动叶前缘的高压区域减小,说明冷气出流会减小附近的压力,从而减小主流压力波动。

图 10 给出了 $\Phi_0=0.037$ 时 5 种端壁造型冷气出流处(动叶通道)、燃气入侵处(动叶前缘)的子午面压力分布云图与流线图。由图 10 可知:随着



(a) $\Phi_0=0.037$

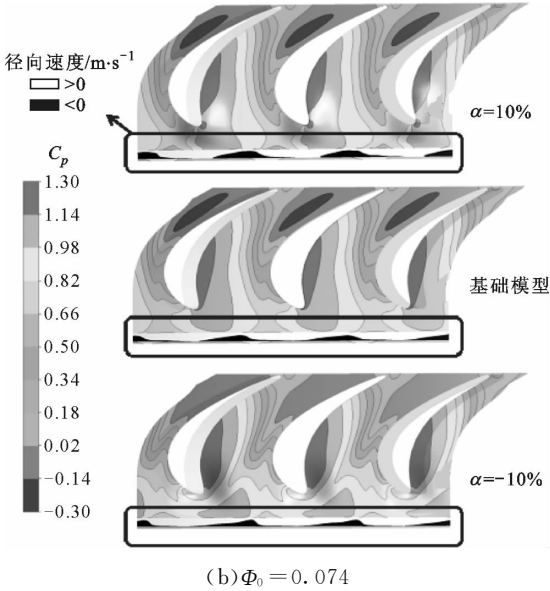


图 9 动叶端壁压力系数云图与密封处径向速度分布

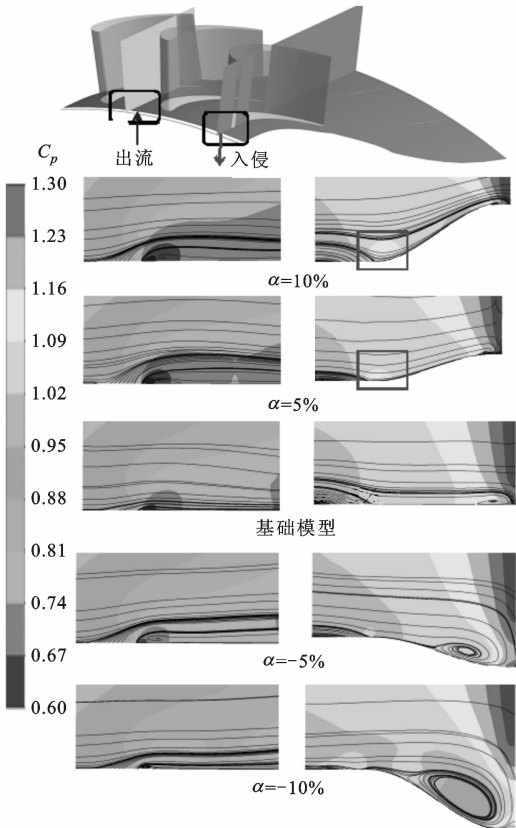
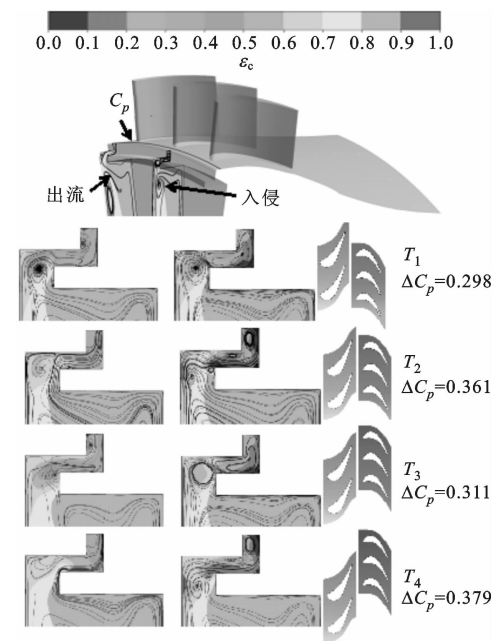


图 10 动叶前缘子午面压力系数分布云图和流线图 ($\Phi_0=0.037$)

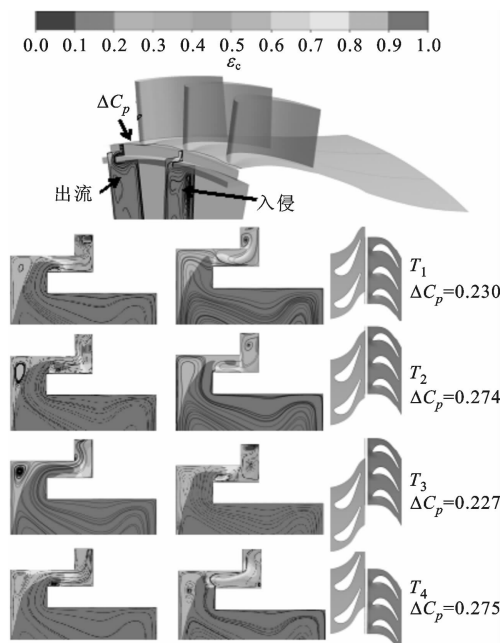
α 的减小,冷气出流导致转静间隙动叶侧的回流涡逐渐减小,由回流涡引起的局部低压区域也逐渐减小,局部压力提高;当 $\alpha=5\%, 10\%$ 时,凸壁面端壁造型提前导致了流动的滞止,轴向速度的减小,使得高压区域前移,增大了轮缘密封处的周向压力波动;当 $\alpha=-5\%, -10\%$ 时,凹壁面端壁造型使得气流

向下流动,形成顺时针涡,降低了动叶前缘附近的压力,减小了轮缘密封处的周向压力波动。

图 11 给出了 $\Phi_0=0.022$ 时,轴对称端壁结构与凹壁面端壁造型($\alpha=-5\%$)的盘腔密封冷气出流与燃气入侵处的 ϵ_c 分布云图与流线图,图中给出了动叶前缘上游 5.5 mm 端壁处的瞬时压力波动 ΔC_p 。两种结构在不同时刻的燃气入侵与冷气出流截面的位置相对动叶不变,燃气入侵截面位于动叶前缘处,



(a)基础模型



(b) $\alpha=-5\%$

图 11 盘腔密封内子午面封严效率云图与流线图 ($\Phi_0=0.022$)

冷气出流截面位于两个动叶之间。凹壁面端壁造型大幅降低了主流的压力波动,轴对称端壁 4 个时刻的平均 ΔC_p 为 0.337,而凹壁面端壁 4 个时刻的平均 ΔC_p 为 0.251,较轴对称端壁减少了 34%,导致了凹壁面端壁造型的盘腔封严效率高于轴对称结构。在 T_1 和 T_3 时刻,中间一个动叶的前缘均位于静叶尾缘正后方,此时 ΔC_p 较小,仅为 T_2 、 T_4 时刻的 80%。在两种结构中,当瞬时 ΔC_p 低于 0.32 时,燃气入侵截面上密封的轴向与径向间隙内存在一个较大的涡,入侵受阻;当瞬时 ΔC_p 高于 0.32 时,燃气入侵截面上的密封内仅存在两个较小的涡,受涡的影响入侵燃气在密封内贴转盘壁面流入盘腔,进入盘腔内部后沿静盘壁面向下扩散。在轴对称结构中,当瞬时 ΔC_p 低于 0.32 时,冷气出流受密封内贴静壁面的涡的影响,出流受阻;在凹壁面端壁和轴对称结构中瞬时 ΔC_p 较大时,冷气出流较为顺利,密封内没有大的涡流,仅在壁面转角处出现细小的涡流。

3 结 论

本文采用三维 URANS 方法和 SST 模型,研究了动叶前缘端壁造型对轮缘密封封严效率和动叶气动性能的影响,得出如下结论。

(1)动叶前缘端壁造型改变了动叶通道二次流流动结构。与基础模型相比,动叶前缘处凸壁面端壁造型抑制了动叶通道涡发展,略微增大了级总静效率;凹壁面端壁造型使通道涡向压力侧发展,增大了二次流损失,降低了级总静效率。凹陷程度较大时会损失 0.184% 级总静效率。

(2)动叶前缘处凹壁面端壁造型凹陷处产生回流涡,导致局部压力降低,主流周向压力波动减小,封严效率增大;凸壁面端壁造型会导致动叶前缘停滞区域前移,导致局部压力增大,主流周向压力波动增大,封严效率降低。当凹陷(凸起)明显时,均可减少(增加)50%的最小封严冷气质。

参考文献:

- [1] SCOBIE J A, SANGAN C M, OWEN J M, et al. Review of ingress in gas turbines [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2016, 138: 120801.
- [2] ROSE M C. Non-axisymmetric end wall profiling in the HP NGVs of an axial flow gas turbine [R]. ASME Paper, 1994: 94-GT-249.
- [3] 李军, 陈阳, 宋立明, 等. 考虑轮缘密封射流与主流

- 相互作用的透平级气热性能研究进展 [J]. 燃气轮机技术, 2017, 30(3): 18-26.
- LI Jun, CHEN Yang, SONG Liming, et al. Review of the aerothermal performance of turbine stage with consideration of interaction between the rim seal purge flow and mainstream [J]. Journal of Gas Turbine Technology, 2017, 30(3): 18-26.
- [4] OWEN J M. Prediction of ingestion through turbine rim seals: part I Rotationally induced ingress [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2011, 133: 031005.
- [5] OWEN J M. Prediction of ingestion through turbine rim seals: part II Externally induced and combined ingress [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2011, 133: 031006.
- [6] 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 [R]. ASME Paper, 2000: 00-GT-284.
- [7] SANGAN C M, POUNTNEY O J, ZHOU K, et al. Experimental measurements of ingestion through turbine rim seals: part I Externally-induced ingress [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2013, 135 (2): 021012.
- [8] SANGAN C M, POUNTNEY O J, ZHOU K, et al. Experimental measurements of ingestion through turbine rim seals: part 2 Rotationally-induced ingress [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2013, 135 (2): 021013.
- [9] SANGAN C M, POUNTNEY O J, SCOBIE J A, et al. Experimental measurements of ingestion through turbine rim seals: part 3 Single and double seals [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2013, 135 (5): 051011.
- [10] 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.
- [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.
- TAO Jiayin, GAO Qing, SONG Liming, et al. Numerical investigations on the unsteady mainstream ingestion characteristics of turbine rim seals with additional passive tracer method [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2014, 35(11): 2154-2158.
- [12] 邬泽宇, 罗翔, 刘冬冬, 等. 涡轮盘轮缘封严结构参数对封严效率影响的实验研究 [J]. 推进技术, 2017, 38(11): 2606-1612.
- WU Zeyu, LUO Xiang, LIU Dongdong, et al. Influence of different structure parameters on sealing efficiency of turbine disc rim [J]. Journal of Propulsion Technology, 2017, 38(11): 2606-1612.
- [13] 李国军, 马晓勇, 李军. 非轴对称端壁造型及其对叶栅损失影响的数值研究 [J]. 西安交通大学学报, 2005, 39(11): 1169-1172.
- LI Guojun, MA Xiaoyong, LI Jun. Non-axisymmetric turbine end wall profiling and numerical investigation of its effect on the turbine cascade loss [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2005, 39(11): 1169-1172.
- [14] SCHOBIEIRI M T, LU K, HAN J C. Numerical investigation of the effect of purge flow on aerodynamic performance and film cooling effectiveness on a rotating turbine with non-axisymmetric endwall contouring [R]. ASME Paper, 2012: GT2012-69069.
- [15] 孙皓, 宋立明, 李军, 等. 小展弦比叶栅非轴对称端壁造型及气动性能的数值研究 [J]. 西安交通大学学报, 2012, 46(11): 6-11.
- SUN Hao, SONG Liming, LI Jun, et al. Numerical investigations on nonaxisymmetrical endwall profiling and aerodynamic performance of a low aspect ratio cascades [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2012, 46(11): 6-11.
- [16] 汪传美, 李国军, 郑金, 等. 非轴对称端壁成型技术的实验研究 [J]. 西安交通大学学报, 2008, 42(9): 1086-1090.
- WANG Chuanmei, LI Guojun, ZHENG Jin, et al. Experimental investigation of non-axisymmetric end-wall profiling technique in cascades [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2008, 42(9): 1086-1090.
- [17] SCOBIE J A, SANGAN C M, OWEN J M, et al. Experimental measurements of hot gas ingestion through turbine rim seals at off-design conditions [J]. Journal of Power & Energy, 2014, 228(5): 491-507.

(编辑 赵炜)