

高压涡轮封严冷气对主流气动性能的影响

张仲展^{1,2}, 温风波¹, 赵志奇¹, 崔涛¹, 王松涛¹

(1. 哈尔滨工业大学 能源科学与工程学院, 哈尔滨 150001;

2. 中国航天科工集团有限公司 第三研究院 北京空天技术研究所, 北京 100074)

摘 要: 为研究涡轮轮毂封严结构的加入对高压涡轮主流流动的影响,运用数值模拟方法,对无封严冷气喷入的原型和四种封严结构下一级涡轮动静叶的主流流动特性进行细致研究。为保证数值计算的准确性,进行了网格无关性分析和数值方法可靠性验证。研究表明:封严结构的加入会降低涡轮动叶效率和级功率,封严冷气射入主流后,冲击主流边界层内的流体,使得局部区域流动发生改变。主流在封严出口处发生流动分离,增大了静叶能量损失,同时影响静叶和动叶流道中通道涡的发展,造成动叶端区流动结构的变化并引起掺混损失。覆叠封严具有的弯曲的封严内部结构,对主流气动性能影响较弱。

关 键 词: 高压涡轮; 封严; 主流流场; 动叶; 通道涡; 气动性能

中图分类号: V235.1

文献标志码: A

Effects of the rim seal coolant gas on aerodynamic performance of mainstream flow in high-pressure turbine

ZHANG Shenzhan^{1,2}, WEN Fengbo¹, ZHAO Zhiqi¹,
CUI Tao¹, WANG Songtao¹

(1. School of Energy Science and Engineering,

Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China;

2. Beijing Aerospace Technology Institute, the Third Institute,

China Aerospace Science and Industry Corporation Limited,

Beijing 100074, China)

Abstract: In order to research the effects of the rim seal on the mainstream flow in a high-pressure turbine, the mainstream flow features of the original no-coolant gas ingestion and the four kinds of seal types for a turbine stage were compared. The analysis of computational grid independence and reliability validation for the numerical method was performed to guarantee the accuracy of the numerical calculation. The study shows that seal structure will reduce the efficiency of rotor and the stage power. The sealing flow injected through the rim seal interacts with the boundary layer of the mainstream flow, changing the flow of the partial areas. The mainstream flow separated at the outlet of the seal will increase the energy loss of stator and affects the development of passage vortex in the turbine stage. It plays a significant role in the formation of secondary flows as the major contributor to the aerodynamic losses in turbine passages. The rounded shape inside the compound seal has a reduced

收稿日期: 2016-11-13

基金项目: 国家自然科学基金青年基金(51206034)

作者简介: 张仲展(1991—),女,硕士,主要从事叶轮机械气动热力学。

引用格式: 张仲展,温风波,赵志奇,等. 高压涡轮封严冷气对主流气动性能的影响[J]. 航空动力学报,2018,33(5):1215-1225.
ZHANG Shenzhan, WEN Fengbo, ZHAO Zhiqi, et al. Effects of the rim seal coolant gas on aerodynamic performance of mainstream flow in high-pressure turbine[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(5): 1215-1225.

influence on aerodynamic performance of the mainstream.

Key words: high-pressure turbine; rim seal; mainstream flow field; rotor; passage vortex; aerodynamic performance

高压涡轮主流通道的的高温气体渗漏进转-静子之间的轮盘腔会降低发动机效率^[1],且使得涡轮盘腔过热导致不可控的轮盘变形和疲劳,轮缘封严是当前针对这一问题的主要方法。

轮缘封严中封严冷气与主流的掺混作用改变局部的流场结构,进而影响通流的气动效率,针对于此研究人员做了大量的研究。宾夕法尼亚大学的 McLean 等^[2-3]的研究发现很小一部分冷气也会对涡轮的性能和涡轮出口条件产生很大的影响,并通过对比得出:根部射流(root injection)对能量损失系数、速度场、气流角以及总体效率影响最大。Burd 等^[4]研究得出越高的封严冷气流比率会降低通道涡的强度,从而在端壁处产生更加均匀的冷气分布。Paniagua^[5]发现封严冷气流将会降低高转速涡轮动叶前缘及叶片吸力面前部的热流量。胡松林等^[6]研究得到:在大冷气流下,冷气对主流的阻碍作用随着封严气体喷射角度的增大而变强,从而导致涡轮效率降低。周杨等^[7]研究得出冷气流量的加大会使得涡轮做功能力下降,对转子根部的影响最为明显。

轮缘封严的几何结构对封严效果和端区流动有着重要的影响,在设计和计算过程中忽略封严的几何结构及其对流动的影响会使结果相对实验测量值出现较大偏差^[8]。Blanco 等^[9-10]研究得出只是加入封严结构就会引起局部流动结构的改变从而带来气动损失,并且表明,凸台会改变端区二次流的结构和强度,前凸台结构能够有效降低二次涡强度。在优化轮毂封严结构方面,Schuler、Erickson 等^[11-13]认为采用复合封严结构会提高封严效率,带有倒角的封严结构会减小封严出口泄漏涡的大小和强度,但同时封严效率会降低。Popovic 等^[14-15]发现封严回流区域的位置及大小是影响封严处总损失以及封严效率的关键特征,并研究了封严形式和几何参数对封严效果及气动损失的影响,得出并不存在一种最优的封严腔几何结构和尺寸,使得在所有流量范围内封严效果和气动特性均为最好,在工程设计阶段应当结合具体气动参数进行优化。Erickson 等^[12]提出并比较了采用“鲨鱼鼻”和“海豚鼻”缘板造型对气动和冷却效率的影响。研究结果表明“海豚鼻”在不同吹风比条件下均有比“鲨鱼鼻”更好的冷却效

率,然而由于冷却气流抬升迅速,造成了更大的二次流损失。

综上,大量文献对封严气体与主流的掺混作用以及不同封严几何结构可能带来的封严效果和气动损失的影响进行了研究,但封严结构几何变化对封严气体射流与主流掺混流动结构的研究并未充分展开,且缺少对不同封严结构条件下不同封严冷气流对封严出口前后尤其是动叶内流场结构发展影响的细致研究。因此,本文以某高压涡轮第一级动静叶为研究对象,在原型基础上开封严缝隙及采用典型的三种封严结构,利用数值模拟手段分析封严冷气在封严内部以及射入主流后流动特征的变化,详细研究对主流气动性能的影响机理,得出在一定封严冷气流量的范围内,气动性能较好的封严结构。

1 研究方案及数值模拟方法

1.1 研究方案

基于某型高压涡轮第一级的实际情况,本文在距离动叶进口 $0.5C_x \sim 0.4C_x$ (C_x 为动叶轴向弦长)的轴向位置上设置四种封严结构:封严缝隙(方案 1)、轴向封严(方案 2)、覆叠封严(方案 3)以及在覆叠封严基础上加容腔的封严(方案 4),封严的径向高度为 $0.3C_x$ 。三种封严结构的具体尺寸以及冷气喷入形式如图 1 所示。在 UG 软件中设计的只开封严缝隙以及其余三种封严结构的叶片通道三维结构示意图如图 2 所示。

研究表明 1% 的封严冷气流就足以使涡轮级效率、动叶总压损失以及三维流动速度的变化量达到 5%、2% 和 15%^[2-3]。考虑封严冷气对主流造成的影响,在本文研究的四种封严形式下,给定封严入口的冷气流比分别为 0、0.5%、1.0%、1.5%,共计 16 个算例,如表 1 所示。为了便于后续分析,将涉及到的参数及变量定义如下。

冷气流流量比

$$R_i = \dot{m}_c / \dot{m}_p \tag{1}$$

其中 $\dot{m}_c$ 为冷气流量, $\dot{m}_p$ 为主流流量。

动叶效率

$$\eta = \frac{N_T}{G_r H_r} \tag{2}$$

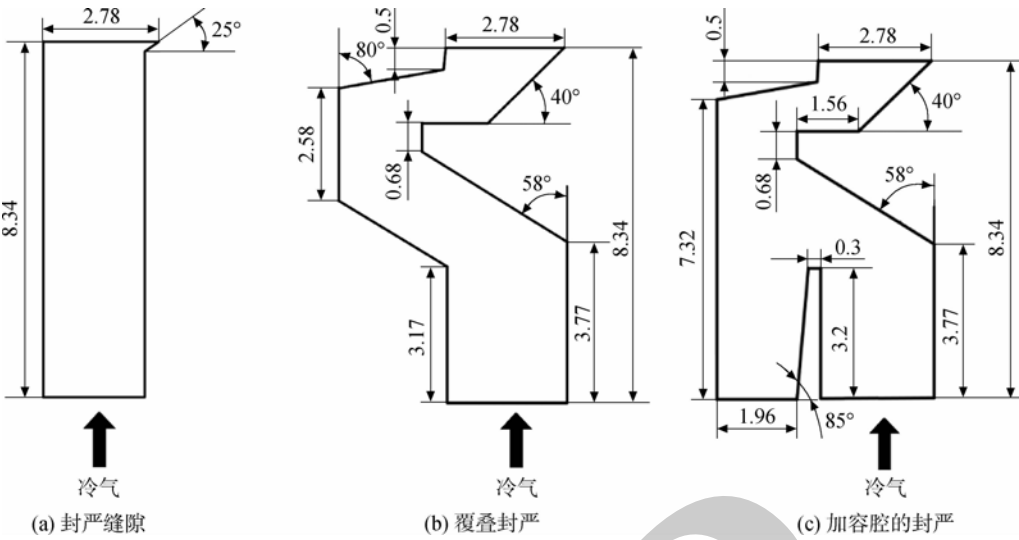


图 1 封严结构的二维尺寸和冷气喷射形式(单位:mm)
Fig. 1 Two-dimensional dimensions and coolant gas injection types of rim seal (unit:mm)

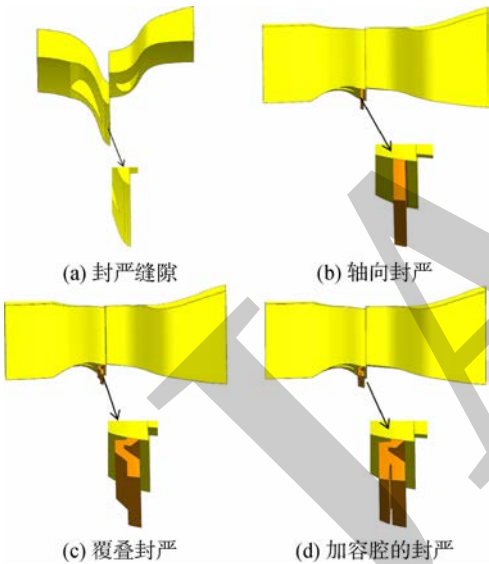


图 2 不同封严结构的放大三维视图
Fig. 2 Three-dimensional amplification diagram of different rim seals

表 1 不同封严结构和封严冷气流量比的研究方案
Table 1 Research plan of different rim seal types and seal coolant gas flow ratios

冷气 流量比/%	封严结构			
	方案 1	方案 2	方案 3	方案 4
0	方案 1-1	方案 2-1	方案 3-1	方案 4-1
0.5	方案 1-2	方案 2-2	方案 3-2	方案 4-2
1.0	方案 1-3	方案 2-3	方案 3-3	方案 4-3
1.5	方案 1-4	方案 2-4	方案 3-4	方案 4-4

N_T 为级功率

$$N_T = T\omega n \tag{3}$$

其中 T 为旋转固体壁面关于 z 轴的扭矩, ω 为动叶转速, n 为动叶片数目, G_r 为动叶入口流量。

H_r 为动叶焓降

$$H_r = c_p T_1^* \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1^*} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \tag{4}$$

其中 c_p 为比定压热容, T_1^* 为动叶入口总温, p_2 为动叶出口静压, p_1^* 为动叶入口总压, γ 为比热比。

静叶能量损失系数

$$\zeta_s = \frac{\left(\frac{p_1}{p_1^*} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - \left(\frac{p_1}{p_0^*} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{1 - \left(\frac{p_1}{p_0^*} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \tag{5}$$

其中 p_1 为静叶出口静压, p_1^* 为静叶出口总压(即动叶口总压), p_0^* 为静叶入口总压。

动叶能量损失系数

$$\xi_r = \frac{\left(\frac{p_2}{p_2^*} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - \left(\frac{p_2}{p_1^*} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{1 - \left(\frac{p_2}{p_1^*} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \tag{6}$$

其中 ξ_r 为动叶能量损失系数, p_2^* 为动叶出口相对总压。

无量纲压力系数

$$C_p = (p_a - \bar{p}_a) / (0.5 \rho \omega^2 b^2) \tag{7}$$

其中 p_a 为当地静压, $\bar{p}_a$ 为当地静压平均值, ρ 为密度, b 为轮缘密封半径。

无量纲周向角度

$$\theta^* = (\theta - \theta_0) / (\theta_1 - \theta_0) \tag{8}$$

其中 θ_0 为起始角度, θ_1 为终止角度, θ 为任意一点角度。

实验中采用质量浓度法确定轮缘密封的封严效率

$$\epsilon_c = \frac{\rho_s - \rho_a}{\rho_0 - \rho_a} \tag{9}$$

其中 ρ_s 、 ρ_a 和 ρ_0 分别为测量参考点、主流进口以及封严冷气进口的示踪气体质量浓度(kg/m³)。

质量封严效率

$$\epsilon_m = 1 - \frac{C_{w,i}}{C_{w,e}} \tag{10}$$

其中 $C_{w,i}$ 和 $C_{w,e}$ 分别为无量纲入流和出流质量流量系数。轮缘密封的封严效率与质量封严效率之比为封严无量纲效率。

1.2 数值计算方法与网格无关性验证

1.2.1 数值方法验证

本文采用 ANSYS CFX 软件求解 RANS (Reynolds-averaged Navier-Stokes) 方程, 湍流模型选择 SST(shear stress transport)模型, 这种数值方法目前被广泛应用于叶轮机械研究中。文献[16]中以轴向轮缘封严结构和主流叶栅流道为研究对象, 结合实验结果对这种数值方法进行了可靠性验证。其中文献[16]中研究的轴向轮缘密封结构模型如图 3 所示, 轴向轮缘密封结构网格示意图如图 4 所示。

文献[16]中叶片通道和盘腔采用多块结构化网格, 保证大部分区域的 $y^+ < 1$, 满足 SST 湍流

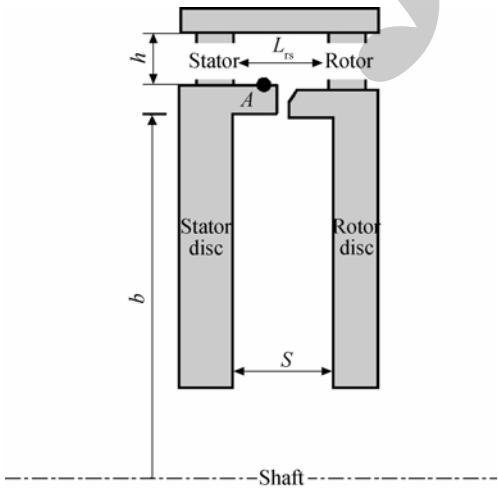


图 3 轴向轮缘封严结构模型^[16]

Fig. 3 Axial rim seal geometry model^[16]

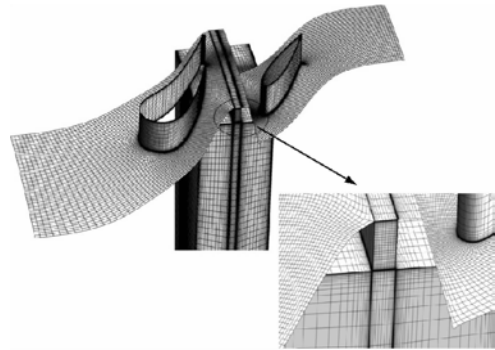


图 4 轴向轮缘密封结构网格示意图^[16]

Fig. 4 Mesh of axial rim seal^[16]

模型的需要。采用 ANSYS CFX 软件数值求解 RANS 方程。静叶和盘腔设为静止域, 动叶为旋转域。

本文研究的封严结构模型与文献[16]中采用的模型近似, 且叶片通道和封严结构均采用结构化网格, 数值模拟研究的手段也相同, 故文献[16]中的数值方法的验证对于本文是适用的。

文献[16]给出了静叶尾缘下游端壁处无量纲压力系数沿周向的分布和封严无量纲效率的数值计算结果与实验值的对比图, 如图 5 和图 6 所示。从图中可以看出数值计算结果与实验值吻合良好。依此类推, 验证了本文采用的数值方法的可靠性。

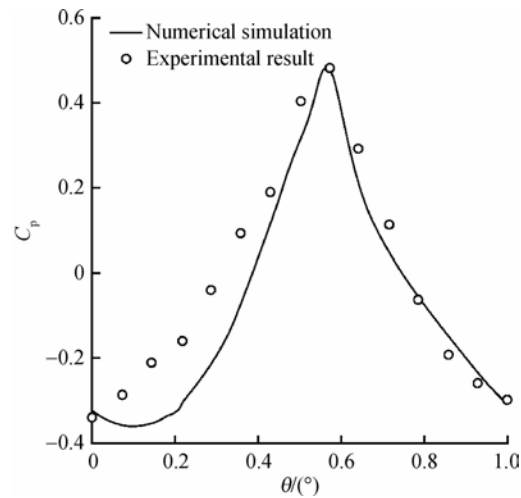


图 5 静叶尾缘下游端壁处无量纲压力系数沿周向分布^[16]

Fig. 5 Circumferential dimensionless pressure coefficient distribution at the hub downstream the stator trailing edge^[16]

1.2.2 计算条件设置及网格无关性验证

在本文计算中, 主流通道采用 NUMECA 软件中的 H-O-H 型网格, 如图 7 所示。封严结构

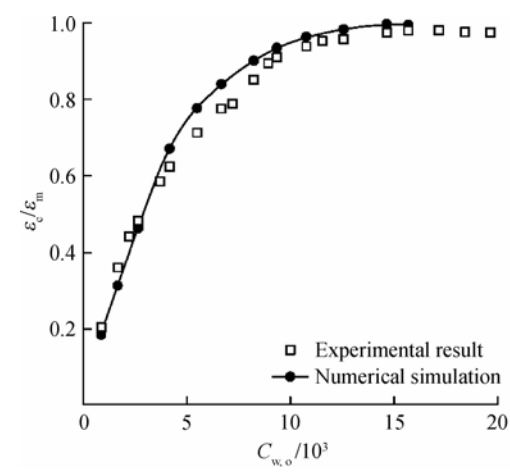


图 6 封严无量纲效率^[16]

Fig. 6 Dimensionless efficiency of rim seal^[16]

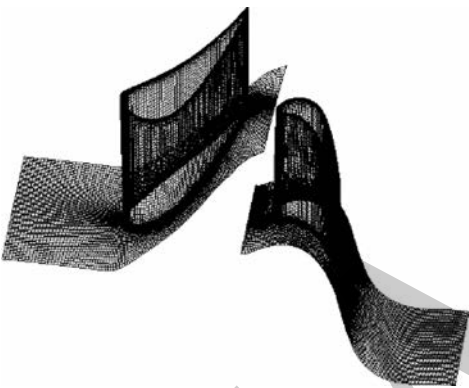
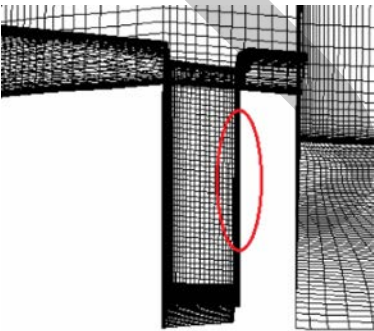
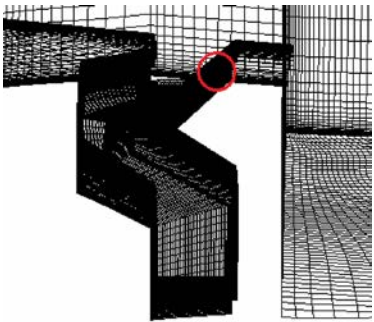


图 7 主流通道网格

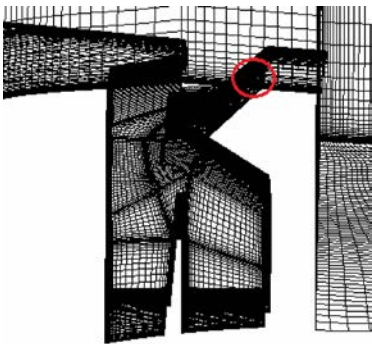
Fig. 7 Mesh of mainstream passage



(a) 轴向封严



(b) 覆叠封严



(c) 加容腔的封严

图 8 封严结构网格

Fig. 8 Mesh of rim seal

采用 ICEM 中的结构化网格,如图 8 所示。在主流通道中,保证大部分区域的 y^+ 值在 1 以内,其中静叶吸力面的前缘和静叶压力面的尾缘以及静叶下端壁靠近尾缘区域的 y^+ 值在 5 以内;在封严结构内保证大部分区域的 y^+ 值在 1 以内,图 8 中标注的区域的 y^+ 值在 5 以内,满足 SST 湍流模型的要求。

表 2 给出了计算边界条件。计算过程中,当连续方程、动量方程、能量方程和湍流方程的均方根残差小于 10^{-6} 时,认为计算收敛。

主流道网格数 (N_m) 设置为 50 万、105 万、210 万、300 万、430 万、600 万。封严结构网格设置以方案 2 为例,网格数设置为 6 万、16 万、60 万、140 万、250 万、400 万。

表 2 计算边界条件

Table 2 Boundary conditions

参数	数值
主流入口总压/Pa	300 000
主流入口总温/K	465.82
主流出口静压/Pa	111 823
封严入口总温/K	400
主流入口流量/(kg/s)	0.218 291 64
封严入口流量/(kg/s)	0~0.003 274 375

选择喷入封严冷气流量比为 1.0%,通过计算得出随主流通道网格数变化,涡轮动叶能量损失系数和动叶根部型面压力分布,见图 9 和图 10,图 10 中 Z 为叶高方向坐标。

初步得出:当网格数增大到一定程度,动叶能量损失系数以及根部(5%叶高处)型面压力分布随着主流网格数目的增大,变化不大。计算结果反映真实叶片中的流动能力与主流通道和封严网

格数目无关。同理对封严结构的网格无关性也进行了验证。综上,采用 300 万的主流通道网格量、140 万的封严网格量进行后续计算,既保证网格数目尽量少,提高计算效率,又能保证计算的准确。

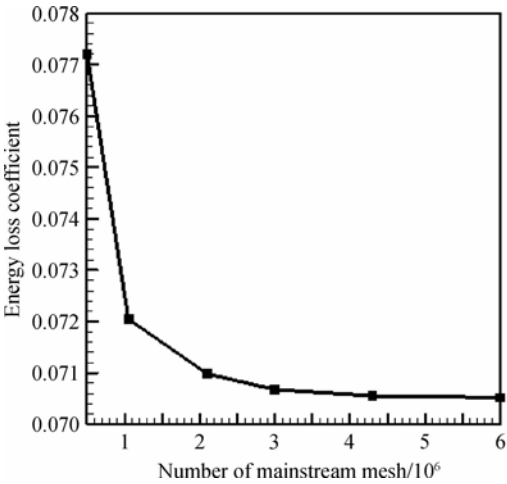


图 9 动叶能量损失系数随主流通道网格数的变化
Fig. 9 Variation of energy loss coefficient of rotor with the mesh number of the mainstream

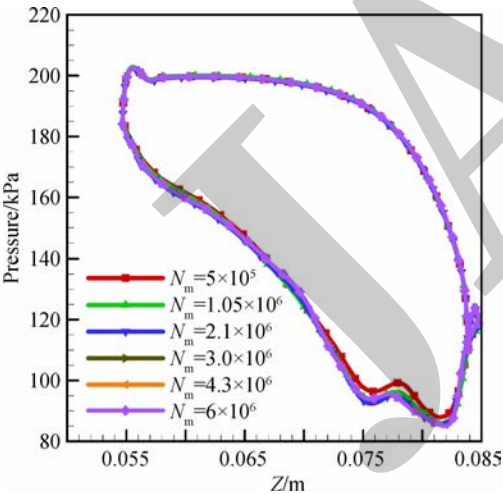


图 10 不同主流通道网格数下动叶根部型面压力沿叶高方向分布
Fig. 10 Surface pressure distribution of rotor root along span under different mesh number of mainstream

2 计算结果与分析

2.1 总体参数分析

对比级功率、动叶效率以及静叶能量损失系数随封严冷气流量比(R_f)的变化趋势如图 11~图 13 所示。

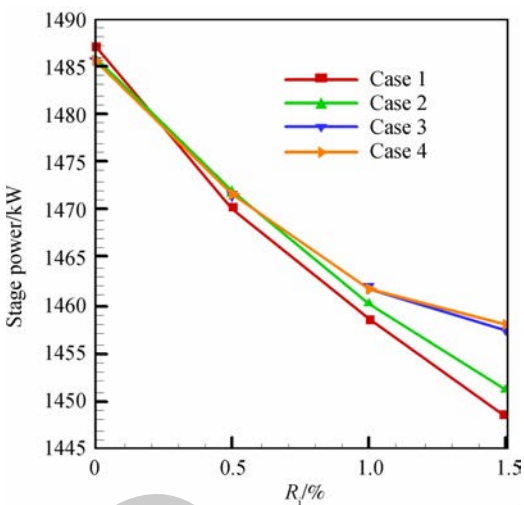


图 11 级功率随冷气流量比变化
Fig. 11 Variation of the stage power with the coolant gas flow ratio

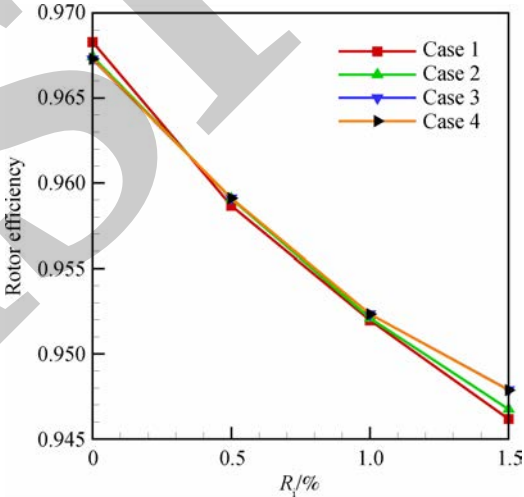


图 12 冷气流量比增大时动叶效率变化趋势
Fig. 12 Variation of rotor efficiency with coolant gas flow ratio

通过分析图 11 和图 12 得出:封严冷气流量比增大,级功率和动叶效率均减小,可见封严冷气流量越大,对主流流体流动的影响越大,造成的整体损失也越大。方案 1 对应的级功率和动叶效率减小得最为明显,其次是方案 2,可见封严冷气与主流掺混损失更大,对主流造成更大的影响。

从图 13 可以看出:封严冷气主流掺混经过静叶流道后,静叶能量损失系数增大,且随封严冷气流量比增大而增大。同一封严冷气流量比下,方案 1 对应的静叶能量损失系数最大,其次是方案 2,方案 3 和方案 4 最小。分析推测:方案 3 结构的弯曲调整了冷气与主流气体发生交换时的均匀程度,减小了喷入主流冷气的径向动量,对主流造

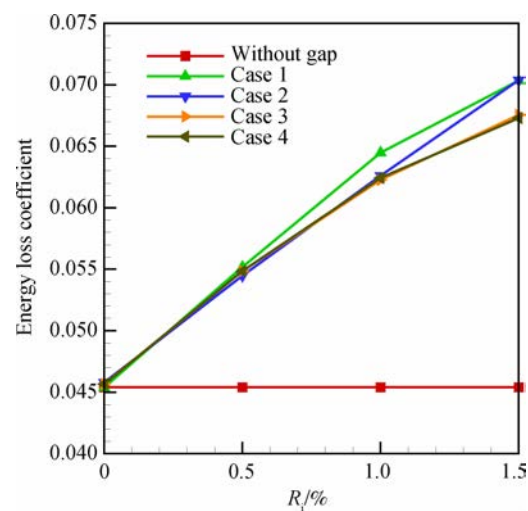


图 13 冷气流量比增大时静叶能量损失系数变化趋势

Fig. 13 Variation of energy loss coefficient of stator with coolant gas flow ratio

成冲击较弱;而方案 1 和方案 2 结构均是较为平直的结构,当封严冷气进入主流后,对壁面的边界层内的流体产生更明显的阻碍。此外,封严结构中是否加入容腔对于涡轮总体气动性能影响不大。

2.2 四种封严结构下动叶根部型面压力分布

由于封严冷气主要影响的区域是动叶片的根部,为对比不同封严结构喷入的冷气对主流影响的区别,做出动叶根部(10%叶高处)的型面压力分布曲线如图 14 所示。

当冷气流量比达到 1.0%时,方案 3-3 和方案 4-3 所对应的动叶根部型面压力分布曲线所围成的面积最大,说明相应动叶的负荷最大。当冷气流量比达到 1.5%时,动叶根部型面压力分布曲线的变化产生的位置更靠近动叶的前缘。综上,

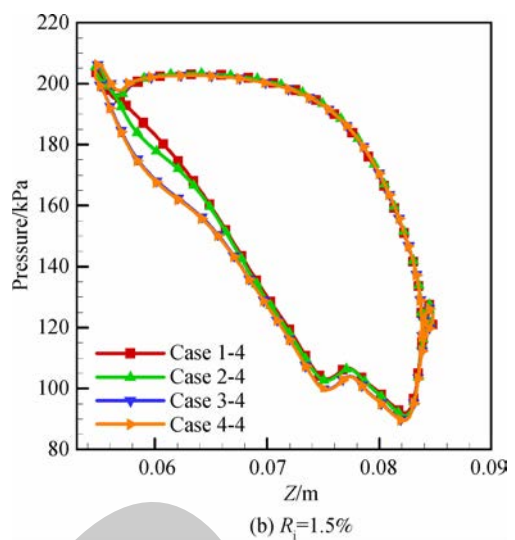
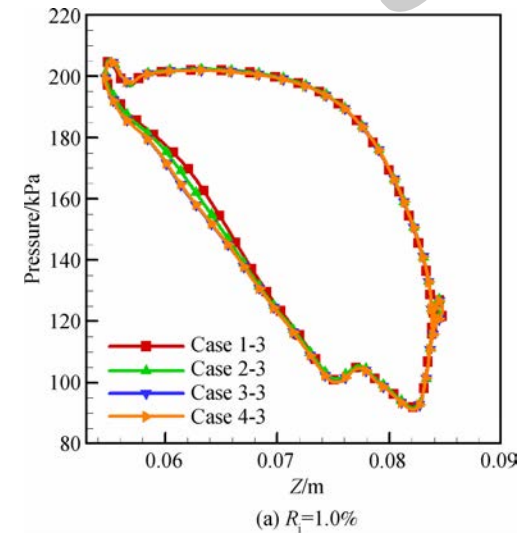


图 14 动叶根部型面压力分布

Fig. 14 Pressure distribution on rotor root surface

方案 3-3 与方案 4-3 中动叶片的做功能力是最强的。

2.3 封严冷气射流结构及其与封严前典型涡系的相互作用

为了细致观察封严冷气出流的状态,以及主流入侵轮缘封严的趋势,做出封严出口 20%和 80%周向节距位置示意图如图 15 所示,图上 SS 为吸力面,PS 为压力面。四种封严结构下,封严出口 20%和 80%周向节距位置上的流线分布和径向速度(V_r)云图,如图 16~图 18 所示。

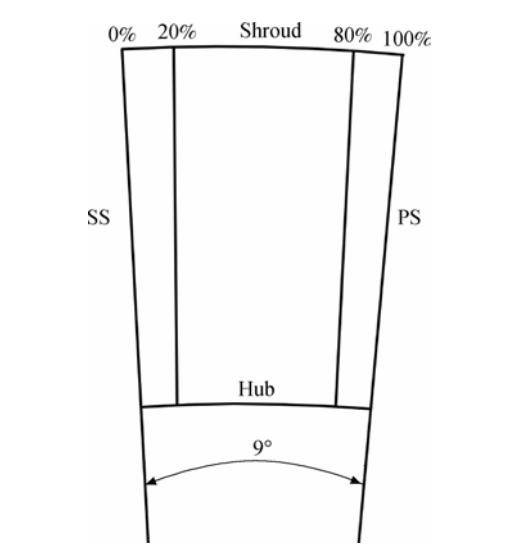


图 15 封严出口 20%和 80%周向节距位置示意图

Fig. 15 Schematic diagram of 20% and 80% circumferential pitch position at the outlet of rim seal

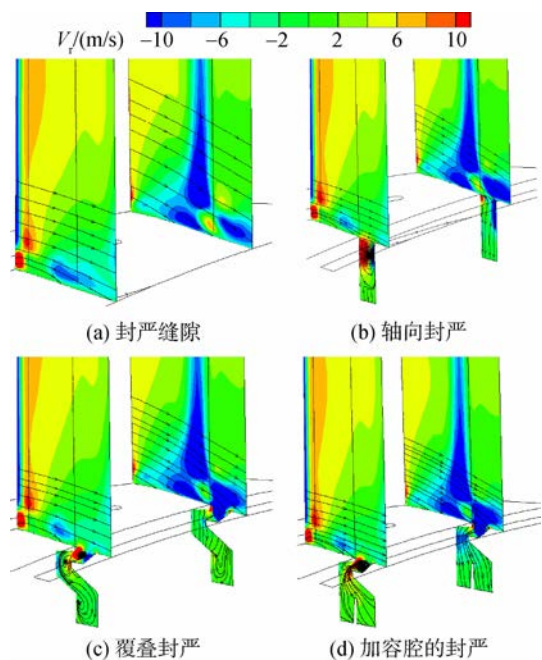


图 16 流场结构($R_i=0\%$)

Fig. 16 Flow field structure ($R_i=0\%$)

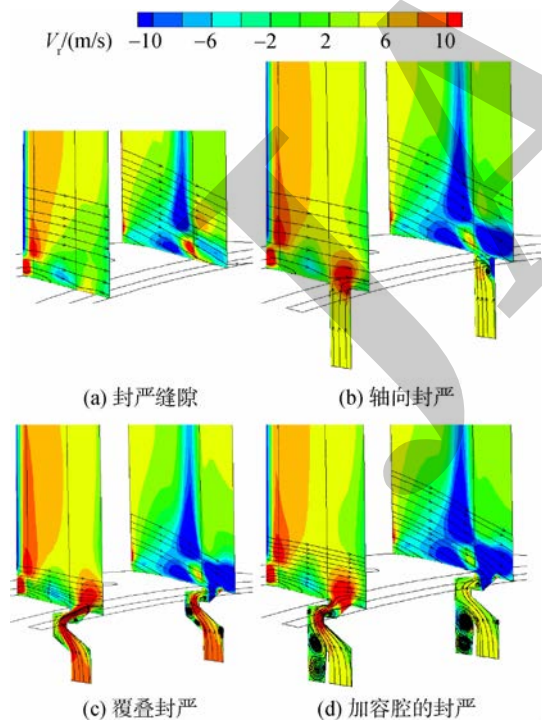


图 17 封严冷气流场结构($R_i=0.5\%$)

Fig. 17 Flow structure of rim seal coolant gas ($R_i=0.5\%$)

通过观察图 16~图 18 可得:主流的冷气会在封严出口后部形成一个旋涡,在小流量的封严冷气下,方案 1 和方案 2 中从封严结构射出的冷

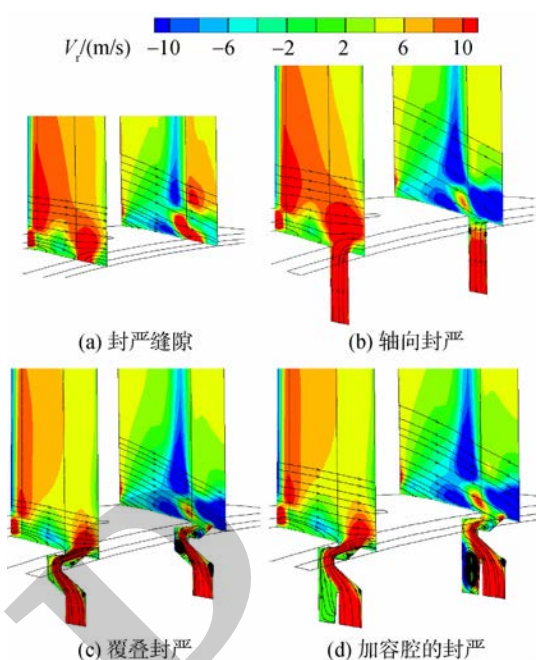


图 18 封严冷气流场结构($R_i=1.5\%$)

Fig. 18 Flow field structure of rim seal coolant gas ($R_i=1.5\%$)

气贴近壁面的趋势更强,当流量比增大到 1.0% 时,方案 3 和方案 4 对应的这一区域的影响范围更小;这是由于方案 3 和方案 4 的弯曲结构,使得封严冷气喷入主流时,更贴近端壁。封严出口射入主流的冷气对主流流体的流动形成阻滞作用,使得主流流体在遇到封严冷气后产生流动分离,形成一个回转的旋涡,方案 1 中旋涡最强也最大,方案 2 中旋涡有明显减小,说明加入封严腔要比直接从方案 1 射入冷气对主流流动的影响弱。

主流气体向封严腔内入侵在静叶的压力侧较为明显,随着封严冷气流量比的增大,主流向封严腔入侵的程度减弱。通过对比方案 3 和方案 4 中封严冷气的径向速度分布,加入容腔后封严冷气的流动状态没有明显变化,但会使得容腔区域产生流动死区,造成能量损失。

2.4 封严前后径向速度分布

图 19~图 21 为径向速度(V_r)分布云图,分析可知周向压力分布不均,这种压力扰动会成为封严冷气与主流相互作用的驱动力。

当不喷冷气时,封严前靠近静叶压力侧存在负的径向速度分布区域,说明主流向封严腔倒灌主要集中在这一区域。对于方案 3 和方案 4,这一区域在贴近壁面处范围更大。封严后,根部负的径向速度分布区域变得很小,其中方案 2 对应

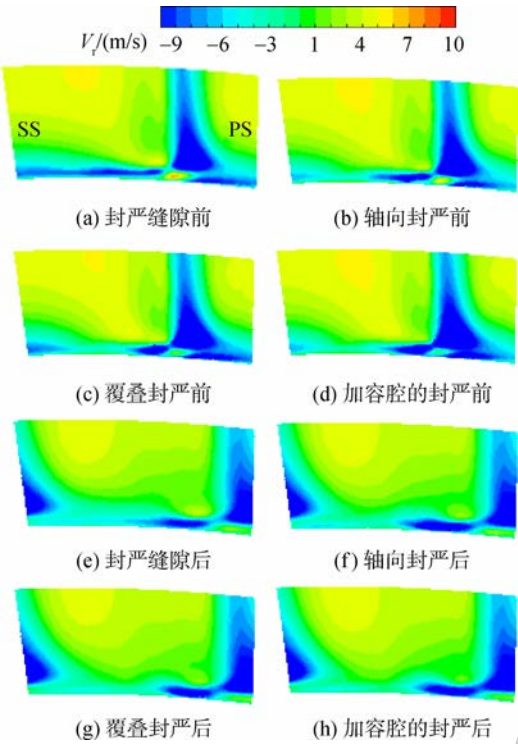


图 19 封严出口前后径向速度分布($R_i=0\%$)
Fig. 19 Distribution of radial velocity in front of and behind the outlet of different rim seals ($R_i=0\%$)

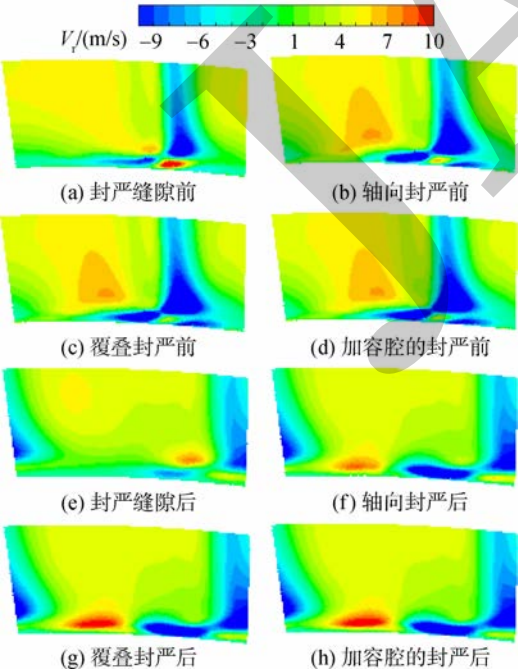


图 20 封严出口前后径向速度分布($R_i=0.5\%$)
Fig. 20 Distribution of radial velocity in front of and behind the outlet of different rim seals ($R_i=0.5\%$)

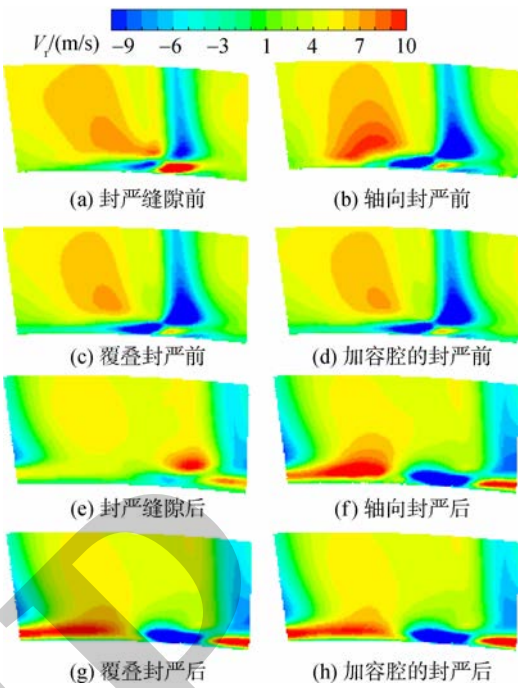


图 21 封严出口前后径向速度分布($R_i=1.0\%$)
Fig. 21 Distribution of radial velocity in front of and behind the outlet of different rim seals ($R_i=1.0\%$)

的这一区域最小。

当有冷气喷射进入主流时,当冷气流量比为 0.5% 时,封严冷气在与主流的相互作用时,方案 1 和方案 2 对应的结构中射入主流的冷气占主导作用。在封严后的叶根区域,方案 1 对应的根部径向速度基本均为正值,在另外三种封严后,叶片根部靠近吸力侧存在一个正的径向速度的区域,方案 2 对应的该区域最小。

2.5 封严冷气对动叶通道内涡系发展的影响

为了进一步观察流体在动叶通道中的流动和发展,分析了不同轴向位置的垂面上的涡量(Ω_z),涡量云图如图 22 和图 23 所示。

同种封严结构,随着封严冷气流量比的增大,动叶压力面的涡量的变化不明显,动叶贴近吸力面的正涡量范围逐渐减小,负涡量范围沿着叶高逐渐增大。这是由于在叶片根部,喷射出的冷气与主流作用,形成了很大的速度梯度,根部的涡量很强,促进了通道涡的发展。

封严冷气流量比相同时,不同封严结构下,动叶通道内的通道涡变化不明显。封严冷气流量比增大到 1.5% 时,方案 2、方案 3、方案 4 中动叶通道的通道涡从压力面向着吸力面迁移,并且有沿叶高抬升的趋势,其中方案 3 和方案 4 最明显。

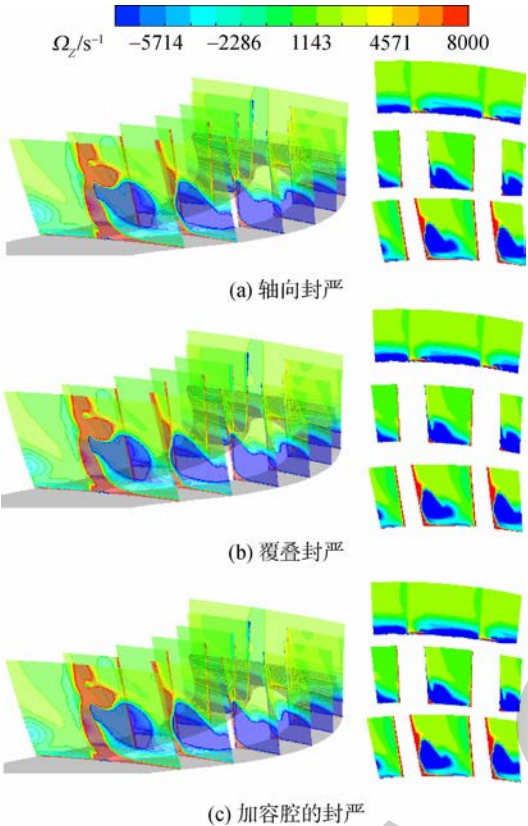


图 22 动叶流道不同轴向位置的涡量云图
($R_i=0\%$)

Fig. 22 Vorticity contours of different axial positions of rotor passage
($R_i=0\%$)

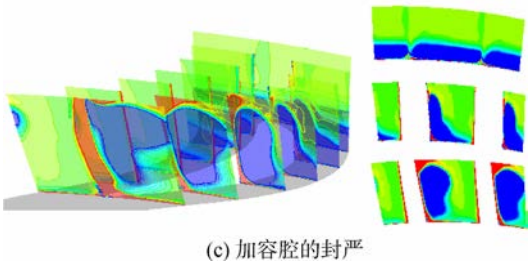
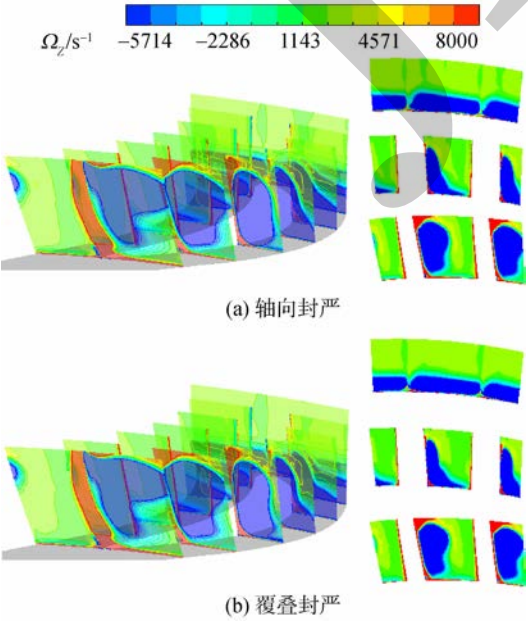


图 23 动叶流道不同轴向位置的涡量云图
($R_i=1.5\%$)

Fig. 23 Vorticity contours of different axial positions of rotor passage ($R_i=1.5\%$)

3 结 论

本文以高压涡轮一级动静叶为研究对象,利用数值模拟的方法分析了加入封严结构后,主流流动的变化。分析了在不同封严冷气流量比,不同封严结构下,封严冷气的流动特点,并对冷气所引起的主流流动特征的变化进行对比研究。得到以下结论:

1) 在没有冷气射入主流的情况下,由于周向压力分布的不均匀,主流流体向封严腔内入侵在靠近静叶压力侧的周向位置较为明显,随着封严冷气流量比的增大,主流向封严腔入侵的程度减弱。不同封严结构下封严冷气对动叶流域的影响体现为在方案 2、方案 3、方案 4 中动叶吸力面一侧涡量更大,旋涡的强度更大。

2) 当有封严冷气射入主流时,冷气对主流的影响主要集中在叶片根部区域。在同一封严冷气流量比下,方案 3 和方案 4 对应的涡轮的动叶效率和级功率更大,而静叶能量损失系数更小;方案 3 和方案 4 对应的动叶根部型面压力分布曲线围成的面积更大,动叶负荷更大,做功能力更强。其次是方案 2,最小的是方案 1。

3) 当封严冷气流量比增大到一定程度时,封严冷气射入主流时会对主流造成明显的阻滞作用,使得来流的主流在封严出口处发生流动分离,对于方案 1 较明显,产生了旋涡结构。方案 3 和方案 4 的造型使得从两者中射入主流的冷气更贴近壁面。

封严冷气对动叶流道中流体的影响的区别体现在:随着封严冷气流量比的增大,靠近动叶吸力面的负涡量范围逐渐增大,逐渐贴近吸力面,并且沿着叶高上移。方案 3 和方案 4 的封严结构中的弯曲造型使射入主流的冷气的径向动量更小,对主流造成的冲击更弱,使冷气增强动叶流道内的

通道涡的能力减弱,这样冷气随着主流汇入动叶吸力面一侧的马蹄涡的强度也相应更低,造成的气动损失更小。

4) 综合涡轮级总参数和流场结构的细致分析,可以发现在合适的封严冷气流量比范围下,方案 3 和方案 4 的结构对于涡轮整体气动性能影响较小,但在封严结构中加容腔,没有体现出优势。

参考文献:

[1] 唐晓娣,刘火星,邹正平. 涡轮轮毂封严冷气对主流影响实验研究[J]. 燃气涡轮试验与研究,2008,21(4):16-21.
TANG Xiaodi, LIU Huoxing, ZOU Zhengping. Experiments on the effects of wheelspace coolant injection on the main flow in turbine cascade[J]. Gas Turbine Experiment and Research,2008,21(4):16-21. (in Chinese)

[2] 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.

[3] 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.

[4] BURD S W,SATTERNESS C J,SIMON T W. Effects of slot bleed injection over a contoured endwall on nozzle guide vane cooling performance:Part II thermal measurements[R]. ASME Paper 2000-GT-200,2000.

[5] PANIAGUA D. Influence of the hub endwall cavity flow on the time-averaged and time-resolved aerodynamics of axial HP turbine stage[R]. ASME Paper GT-2002-30185,2002.

[6] 胡松林,刘火星,明磊. 涡轮封严气体喷射角度变化对主流的影响研究[J]. 燃气涡轮试验与研究,2009,22(4):25-29.
HU Songlin, LIU Huoxing, MING Lei. Effect of the hub cavity flow on the flow structure of an axial HP turbine [J]. Gas Turbine Experiment and Research,2009,22(4):25-29. (in Chinese)

[7] 周杨,牛为民,邹正平,等. 轮毂封严气体对高压涡轮二次

流动的影响[J]. 推进技术,2006,27(6):515-520.
ZHOU Yang, NIU Weimin, ZOU Zhengping, et al. Effects of coolant injection from rim seals on secondary flow in a high-pressure turbine[J]. Journal of Propulsion Technology,2006,27(6):515-520. (in Chinese)

[8] TURNER M. Multistage turbine simulation with blade-vortex interaction[R]. ASME Paper 95-GT-288,1995.

[9] BLANCO E D L R. Effect of the leakage flows and the upstream platform geometry on the endwall flows of a turbine cascade[R]. ASME Paper GT2006-90767,2006.

[10] BLANCO E D L R, HODSON H P. Effect of upstream platform geometry on the endwall flows of a turbine cascade[R]. ASME Paper GT-2005-68938,2005.

[11] SCHULER P,DULLENKOPF K,BAUER H J. Investigation of the influence of different rim seal geometries on hot-gas ingestion and total pressure loss in a low-pressure turbine[R]. ASME Paper GT2010-22205,2010.

[12] ERICKSON R,SIMON T W. Effects of stator/rotor leakage flow and axisymmetric contouring on endwall adiabatic effectiveness and aerodynamic loss[J]. Heat Transfer Research,2011,42(1):45-64.

[13] SCHULER P,DULLENKOPF K,BAUER H J. Investigation of the influence of different rim seal geometries in a low-pressure turbine [R]. ASME Paper GT2011-45682,2011.

[14] POPOVIC I,HODSON H P. Improving turbine stage efficiency and sealing effectiveness through modifications of the rim seal geometry[R]. ASME Paper GT-2012-68026,2012.

[15] POPOVIC I,HODSON H P. The effects of a parametric variation of the rim seal geometry on the interaction between hub leakage and mainstream flows in high pressure turbines[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power,2013,135(11):1823-1833.

[16] 孔祥林,陶加银,冯增国,等. 结构参数对轮缘密封封严特性影响的数值研究[J]. 动力工程学报,2014,34(4):280-291.
KONG Xianglin, TAO Jiayin, FENG Zengguo, et al. Effects of geometrical parameters on sealing performance of turbine rim seals[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering,2014,34(4):280-291. (in Chinese)

(编辑:陈 越)