

DOI: 10.7652/xjtuxb201707010

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

高庆¹, 廖高良¹, 张永海¹, 余小兵¹, 高登攀¹, 刘安¹, 居文平¹, 李军²

(1. 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)

摘要: 以燃气轮机中常用的径向轮缘密封为研究对象, 系统深入地研究了透平级压比、转速等参数的改变对轮缘密封封严性能的影响规律。通过求解三维 RANS 方程组和 SST 湍流模型, 在基于添加示踪流体湍流输运附加变量控制方程的基础上, 首先计算得到了 4 种透平进出口压比、4 种透平级转速工况条件下的典型径向轮缘密封的封严效率; 其次, 对比了不同动静叶片周向相对位置对轮缘密封封严性能的影响。研究结果表明: 当透平级压比和转速变化时, 将通过影响动叶前缘压力势场分布来影响轮缘密封封严性能; 随着压比的增加, 周向压力不均匀程度变大, 封严效率降低, 入侵强度明显强化; 当转速由小到大变化时, 周向压力不均匀程度得以改善, 因此轮缘密封的封严效率得以提高; 动静叶相对位置变化会引起静叶尾迹与动叶前缘势场的相对干涉, 导致轮缘密封封严效率出现变化, 随着动叶的旋转, 盘内的入侵流呈现出周期性的强化与减弱。

关键词: 透平级; 轮缘密封; 封严效率; 数值模拟

中图分类号: TH45 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2017)07-0062-11

Effects of Aerodynamic and Operational Parameters on Sealing Performance of Turbine Rim Seal

GAO Qing¹, LIAO Gaoliang¹, ZHANG Yonghai¹, YU Xiaobing¹, GAO Dengpan¹,
LIU An¹, JU Wenping¹, LI Jun²

(1. Xi'an TPRI Energy Conservation Technology Co., Ltd., Xi'an 710054, China;

2. Institute of Turbomachinery, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: Three-dimensional unsteady Reynolds-averaged Navier-Stokes (URANS) equations coupled with a fully-developed shear stress transport (SST) turbulent model were used to investigate the sealing performance of rim seal. The sealing behaviors of conventional radial rim seal at different pressure ratios and rotational speeds were numerically predicted. Based on solving the turbulence transport governing equation for additional variable used for tracing fluid, the sealing effects of conventional radial rim seal were obtained at four different pressure ratios and rotational speeds. And then the investigation on the effect of relative location of rotor and stator on the sealing performance of the radial rim seal was carried out. Numerical results showed that pressure ratio and rotational speed are the key factor influencing the seal performance of radial rim seal. Pressure ratios and rotational speeds change the sealing efficiency by influencing the blade leading edge's potential field. The seal efficiency decreases with the pressure ratio

收稿日期: 2017-02-08。 作者简介: 高庆(1988—),男,博士;李军(通信作者),男,教授。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51376144)。

网络出版时间: 2017-04-18

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20170418.1118.002.html>

because of enhancing non-uniformity of the circumferential pressure field. And the seal efficiency increases with the rotational speed because of the improvement on the non-uniformity of circumferential pressure field. The change of relative position between vane blade and rotor blade would induce the variation of interaction between the pressure potential fields at vane blade wake and rotor blade leading edge, and hence influencing the seal efficiency. With the blade rotating, the ingestion in wheel space presents periodic enhancing and weakening.

Keywords: turbine stage; rim seal; sealing effectiveness; numerical simulations

在航空发动机、重型燃气轮机等叶轮机中,主流高温气体流过静叶喷嘴后,由于受到静叶尾迹和动叶前缘高压流场区的共同作用,会在转静部件中间区域沿周向交替形成高压流动区以及低压流动区。在高压流动区因主流流道压力高于涡轮盘腔内部压力,会发生高温主流燃气侵入盘腔的流动过程,造成涡轮盘过热,使其寿命明显缩短,即燃气入侵现象。研究表明,燃气入侵现象是导致涡轮盘过热失效的重要因素^[1-2]。工程师们通常采取通过二次空气冷却系统向盘腔充入足量的冷空气以此提高盘内压力的技术措施,来减轻燃气入侵程度,从而减小轮盘的热负荷。轮缘密封作为燃气轮机先进二次空气系统中的重要部件,合理的结构设计可显著减少从压气机侧抽引的低温冷空气使用量,提高燃气轮机的循环效率,因此有必要详细地了解影响轮缘密封封严性能的因素及相应的物理机制。

在这一研究领域,国内外诸多学者开展了大量的实验及数值研究。早期关于涡轮盘燃气入侵的实验研究主要是针对简单涡轮盘转静系展开的,并未考虑主流流道外流存在时的影响。Bayley等率先搭建了转静系旋转实验台,研究了不包含主流流道时简单轴向轮缘密封燃气入侵的状况,结果表明,影响燃气入侵的主要因素是涡轮盘的转速和轮缘密封有效间隙的大小,与动静盘腔室相对间隙无关,并给出了无量纲最小封严冷气量的关联式^[3]。随着实验设备及手段的技术提升,随后的实验研究拓展到了存在均匀主流外流的情况。Dadkhah等发展了有均匀外流存在的高转速旋转实验台,旋转雷诺数可达 3×10^6 ,通过对高转速工况下轮缘密封封严效率的测量,指出如果封严效率为0.95时涡轮盘仍处于安全状态,相对于全封严工况,将节约35%的冷气流量^[4]。随后,Abe等首次通过实验证明了主流通道中的不均匀流动将影响燃气入侵现象^[5]。他们通过在主流通道中设置27个静叶片来产生沿周向不均匀的流场,但实验台架中并没有设置旋转的动叶结构。其研究结果指出,不均匀主流流动下燃气入侵

的程度受控于主流与冷气流的流量比、轮缘密封间隙以及型式。近年来,Bohn等搭建了可以模拟真实燃机工况的单级透平实验台(该实验台静叶出口马赫数高达0.7,转速最高可达15 000 r/min),并结合激光多普勒(LDV)测试技术测量了主流通道中不同周向位置的速度分布以及压力分布^[6]。Cao等采用数值模拟和实验测量相结合的方法,研究了两级透平中主流与轮缘密封流动的相互作用,结果表明,具有强烈预旋的主流燃气增加了轮盘腔室内气流漩涡强度^[7];Boudet等对盘腔和主流的相互影响进行了非定常数值研究,发现在盘腔内会产生低频的不稳定流动结构^[8]。轮缘密封封严射流会对主流流场产生影响,而且随着冷气量的增加而增强,但是对透平级的整体性能影响比较有限。国内研究方面,徐国强等采用混合长度模型,研究了高位进气转静系旋转盘腔内流动与换热特性,并与实验数据进行了比较^[9],孙纪宁等数值研究了高位进气、径向出流的旋转盘腔的流动换热特性^[10],研究显示了高位进气、径向出流的旋转盘腔中的流动分为强迫对流区和自然对流区。周昆原等采用数值模拟方法,研究了旋转诱导燃气入侵的流动特性并得到了最小封严流量^[11]。张晶辉等提出了浪形非均匀间隙轮缘密封结构,并数值对比了采用该结构与均匀轴向间隙轮缘密封结构时,封严冷气对转子性能的影响^[12]。高庆等通过采用添加附加变量求解其湍流输运方程的流动示踪数值方法,详细研究了轴向及径向轮缘密封的封严特性,并分析了涡轮盘内的流场结构^[13-14]。

以上学者的研究主要着重于轮缘密封结构在透平级处于设计工况下的性能表现,然而在燃气轮机实际运行工况中,由于外界负荷和进气参数等因素变化时,会使燃气轮机常常处在偏离设计工况的条件下运行。在变工况运行中,叶栅的工作气动条件的变化会影响到主流的流动状态,进而影响轮缘密封的封严能力。为了探究变工况情况下轮缘密封封严性能的变化规律,本文开展了运行工况条件压比

及转速对透平级轮缘密封封严性能影响的研究,旨在为高性能高效率的燃气轮机轮缘结构设计提供技术支撑和数据积累。

1 计算模型与计算方法

1.1 数值计算方法及可靠性验证

Sangan 等采用单级透平轮缘密封实验装置对轮缘密封的封严效率进行了详细的测量^[15],因此本文选取文献[15]中的轮缘密封结构来验证数值方法的可靠性。该实验装置包括 32 片高度为 10 mm 的静叶、41 片高度为 10 mm 的旋转动叶,静叶片与动叶片的下端壁处于同一半径高度,轮缘密封设置在转静部件中间位置。冷气流通过供气装置从涡轮盘内上升进入主流叶栅通道,与主流进气混合,推动动叶旋转后由出口排入大气。

本文采用 SST 湍流模型对文献[15]中轮缘密封的封严效率进行了非定常计算,并与实验数据进行比较。为了节省计算资源,选取整体模型的 1/41 作为研究对象,由于实验装置中静叶数为 32、动叶数为 41,为了满足非定常计算中动静区域周向节距比为 1:1 的要求,对实验装置中静叶型线进行了缩放,并根据文献[16]的要求,在满足节弦比保持不变的情况下采用 domain scaling 方法进行了叶型缩放,以保证叶栅流场结构受到的影响最小。

通常在关于轮缘密封性能实验中,对轮缘密封封严效率的测量采用具有标记能力的示踪气体进行,即在主流中加入一定比例的 CO₂ 等示踪标记气体,随后通过对涡轮盘静盘表面固定测量点处的标记气体的浓度进行测量,以此来推断主流的燃气入侵程度及轮缘密封的封严效率。浓度封严效率计算公式为

$$\epsilon_c = \frac{c_s - c_a}{c_0 - c_a} \tag{1}$$

式中: c_s 为参考点标记气体的体积浓度; c_a 为主流进口标记气体的体积浓度; c_0 为冷气流进口标记气体的体积浓度。为了模拟实验中的示踪气体分布,本文采用通过添加附加变量的方法来数值研究轮缘密封的封严效率。附加变量方程描述了所关注的流体单元在控制计算域的湍流输运以及扩散过程。通过求解附加变量湍流输运及扩散方程,可以获得示踪气体的浓度分布,从而模拟实验中 CO₂ 的分布。湍流流动的标量输运方程通用形式为

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

式中: φ 为示踪气体的体积分数; D_φ 为动能扩散系数; μ_t 为湍流黏度; Sc_t 为湍流施密特数。

计算中在轮缘密封射流进口设示踪气体的体积分数为 1,在主流进口设示踪气体的体积分数为 0,主流入侵和封严冷气流的掺混将会使得计算域中示踪气体的体积分数介于 0~1 之间。根据式(1),当盘腔处于完全封严状态时,浓度封严效率为 1,当盘腔处于完全入侵状态时,浓度封严效率为 0。扩散系数的选取可以根据所验证的实验工况设定。例如,下文验证实验中的扩散系数 D_φ 的选取,根据实验条件(温度 300 K、压力为标准大气压),查询获取该条件下 CO₂ 在空气中的扩散系数为 $1.6 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ 。

在叶轮机械数值模拟中,存在静止计算域与旋转计算域间的坐标系变化。动静交界面的位置关系到涡轮盘腔是设置在静止计算域还是在旋转计算域。为了考量动静交界面位置设置对计算结果的影响,分别建立了两种计算模型。对于模型 A,将动静交界面设在盘腔下游,涡轮盘设置在静止计算域;对于模型 B,将动静交界面放在盘腔上游,涡轮盘设置在旋转计算域。本文将两者的非定常时均结果进行了对比,相应的计算域设置见图 1。

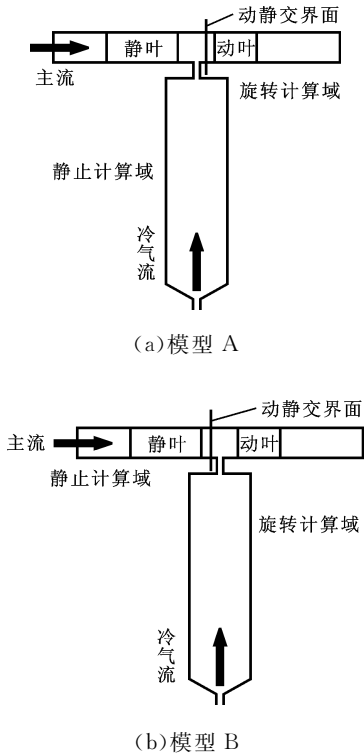


图 1 不同动静交界面模型计算域设置

图 2 给出了归一化冷气流量 $C_w = 986$ 、转速为 2 000 r/min 时,两种计算模型获得的轮盘子午面浓度封严效率云图。当动静交界面位于密封进口下游

时,从模型 A 的计算结果可以看出,采用非定常计算的结果反映了一定的主流入侵现象,但盘腔中部区域仍有大部分区域没有捕捉到入侵现象的发生;当动静交界面位于密封进口上游时,从模型 B 的非定常计算结果可以清楚地看出主流燃气侵入盘腔现象的发生。

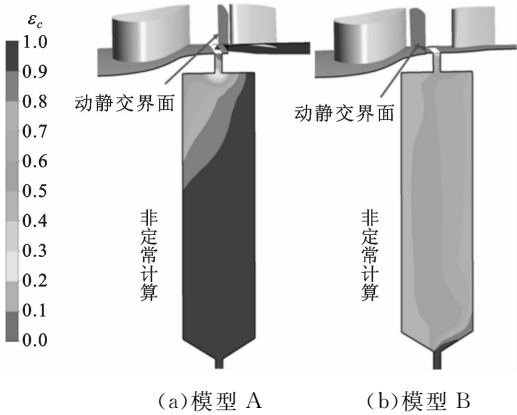


图 2 不同动静交界面位置计算模型非定常时均封严效率分布

图 3 为采用不同动静交界面位置模型时的静叶端壁周向压力分布计算结果与实验值的比较,其中 θ 为归一化周向角度,实验测点位于静叶尾缘下游 2.5 mm 处。由图 3 可知,在静叶尾迹滞止区和动叶前缘势位区的共同作用下,转静部件中间区域的压力沿周向呈正余弦分布,两种模型均较好地预测出了端壁面周向压力分布规律,但模型 A 的预测结果低于实验值,而模型 B 在周向压力峰值区域的静压预测值与实验结果吻合得更好。

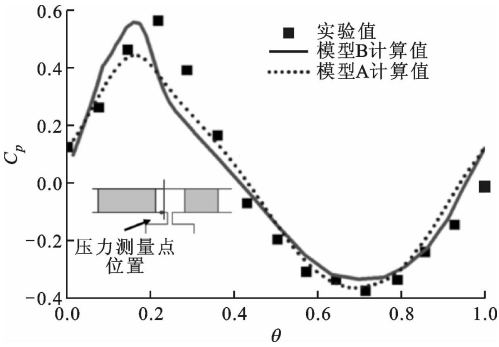


图 3 不同动静交界面位置计算模型的静叶端壁周向压力系数 C_p 分布

图 4 为采用不同动静交界面位置计算模型的静盘面封严效率沿径向分布计算结果与实验值的比较,其中 b 为端面半径, r 为计算点半径。图 5 为采用不同动静交界面位置计算模型的涡轮盘内旋流比 β 沿径向分布计算结果与实验值的对比。从图 4 中

可以发现,与实验值相比:采用模型 A 进行计算时会大大低估燃气入侵的主流流量,导致在 $0.7 < r/b < 0.9$ 的半径区域封严效率明显偏高,偏差幅度可达 62%;采用模型 B 则可以较好地对燃气入侵做出预测,在 $0.7 < r/b < 0.9$ 的半径区域,封严效率的相对误差在 10% 以内。当转盘设置于静止域时,计算可以较为准确地捕捉静叶尾迹的影响;转盘设在旋转域时,计算可以更为精确地捕捉动叶前缘压力势场的影响。两种模型计算结果出现差异的可能原因在于,相比于静叶尾迹,动叶前缘势场对燃气入侵现象的影响程度更为显著。同时,由于模型 A 的计算低估了高旋主流燃气入侵的程度,因此从图 5 中可以看出,采用模型 A 时盘内旋流比计算值较实验值偏低。

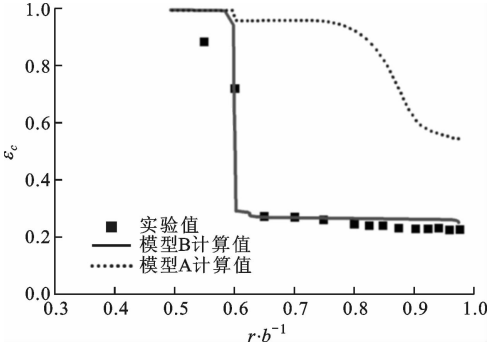


图 4 静盘面封严效率沿径向分布计算结果与实验值的对比

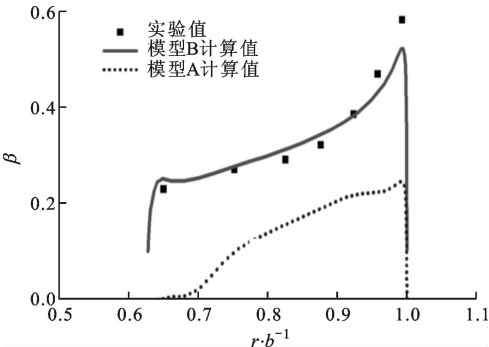


图 5 涡轮盘内旋流比沿径向分布计算结果与实验值的对比

图 6 给出了不同冷气流量下,采用模型 B 时固定观测点封严效率计算结果与实验值的对比。在整个流量范围,数值预测的封严效率与实验值吻合良好,因此在本文后续研究中,采用模型 B 的设置方式,即涡轮盘计算域设置在旋转域的计算方式开展。

1.2 计算模型

在透平级变工况研究中,本文选用的计算模型为燃气透平中典型的径向轮缘密封结构。静叶与动

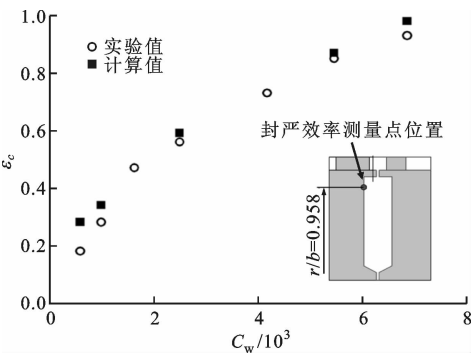
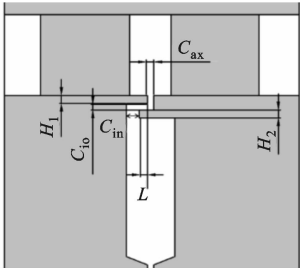
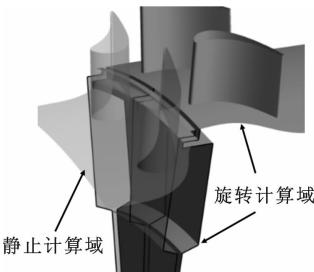


图 6 不同流量下固定观测点封严效率计算结果与实验值的对比

叶的下端壁面处于同一半径高度,轮缘密封设置在转静部件中间位置。图 7 为轮缘密封计算域的结构示意图,涡轮盘计算域设置为旋转计算域,静盘面设置反向的旋转速度边界保证在绝对坐标系下的静止。图中密封件的详细几何尺寸见表 1。



(a)二维示意图



(b)三维示意图

图 7 计算模型的几何结构

表 1 轮缘密封的主要结构尺寸 mm

几何参数	数值
主流通道高度 h	50
端面半径 b	345
外齿轴向间隙 C_{ax}	4
内外齿相对间隙 C_{io}	4
径向内齿间隙 C_{in}	8
轴向齿厚度 H_1	5
径向内齿长度 L	6
径向内齿厚度 H_2	5

1.3 数值计算方法

本文采用商用软件 NUMECA-AUTOGRID, 生成了流体计算域的三维计算模型和多块结构化网格。图 8 给出了轮缘密封的三维计算网格。计算中考虑到密封结构和流动的轴对称性,为减小计算量,对轮缘密封选取了 8° 扇形区域作为 CFD 研究对象,弧度两侧采用旋转周期边界条件。叶型数据来源于文献[17]中的燃气轮机高负荷低展比叶型,设计叶型中静叶为 30 片、动叶为 45 片。计算时进行了叶型缩放,以保证叶栅流场结构受到的影响最小。

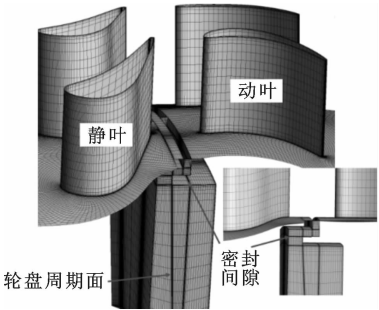


图 8 径向轮缘密封模型计算网格图

所生成的计算网格最大长宽比小于 30,正交角均在 45° 以上,具有很好的正交性。为满足 y^+ 的要求,网格生成时在壁面进行了网格加密,密封间隙沿径向布置了 30 个节点,网格生成时 O 型贴体网格位于叶片表面,H 型网格位于进出口延伸段以及涡轮盘腔室内。为了保证求解精度,所生成的计算网格在主流与涡轮盘相联接的区域保证了网格节点一一对应,最终网格计算节点的数目达到了 186 万。

计算工质采用理想空气,计算中主流进口给定总温、总压,主流出口给定平均静压,封严冷气流进口给定质量流量和总温。旋转域及旋转壁面转速为 3 600 r/min,静盘面设置反向旋转速度,保证其在绝对坐标系下的静止,其余壁面均给定绝热无滑移条件。表 2 给出了详细的边界条件和计算方法。

表 2 数值计算边界条件及方法

项目	数值或属性
p_0/kPa	123
T_0/K	320
p_{out}/kPa	101.325
$n/r \cdot \text{min}^{-1}$	3 600
$m_{seal}/\text{g} \cdot \text{s}^{-1}$	1.764 4~3.264 4
离散格式	高精度格式
求解方法	时间推进
湍流模型	SST 模型
固壁属性	绝热、光滑

采用商用计算流体动力学软件 ANSYS-CFX 数值求解 URANS 方程组,选取 SST $\kappa\omega$ 湍流模型使得方程组封闭,对流项为高精度离散格式,瞬态项为二阶迎风后插方法,非定常时间步长设置为 2.777×10^{-5} s,即动叶旋转一个通道对应 20 个物理时间步,循环内迭代步数选取为 10,动静界面选用 Transient Rotor Stator 来考虑滑移界面两侧瞬时相互作用的影响。计算时,首先采用冻结转子(Frozen Rotor)的动静界面处理方法,获得收敛的定常计算结果。当连续方程、动量方程、能量方程、湍流方程的均方根残差达到 10^{-5} 级,并且各计算域进出口流量不平衡率小于 0.1% 时,认为定常计算收敛。然后,以定常计算结果作为初场进行非定常计算。进行非定常计算时,在计算域中设置了不同位置的观测点来观察压力、流量以及浓度的变化,以判断非定常计算的收敛性。当所监视的观测点参数出现明显的周期性变化时,认为非定常计算达到收敛。非定常的时均计算结果选取收敛后计算停止前最后两个通道内的 40 个时间步瞬时值进行时间平均。

2 透平级压比的影响

本小节研究了透平级进口总压变化时对轮缘密封封严性能的影响。轮缘密封结构为 $C_{ax}=4$ mm、 $C_{io}=4$ mm、 $C_{in}=8$ mm 的径向轮缘密封结构。研究采用了包括设计工况在内的 4 种压比 p_r 进行对比分析,设定进出口压比分别为 1.1、1.2(透平级设计工况)、1.3 和 1.4, $C_w=5\ 170$ 保持不变。

图 9 显示了 4 种压比下轮盘子午面封严效率的对比,从图中可以清楚地看出密封齿间隙处封严效率的变化情况。当压比为 1.1 时,盘内封严状态良好,在冷气充分吹扫的作用下,入侵现象只发生在轮缘密封外齿轴向间隙处,并未深入盘内;当压比为 1.2 时,入侵流已穿透外齿轴向间隙,并有深入至内外齿相对间隙的趋势,但此时盘内绝大部分区域仍然可以得到良好的冷气保护;当压比继续增加至 1.3 时,入侵流已充满内外齿相对间隙,并进一步入侵轮缘密封径向向内齿间隙,此时静盘面附近区域的封严效率已有了明显的降低;当压比再次增加至 1.4 时,入侵流已完全深入至轮缘密封径向向内齿间隙处,同时受到盘内轴向迁移作用的影响,涡轮盘中心区域的封严效率也出现了一定程度的降低。

图 10 分别给出了不同压比下静盘面及动盘面封严效率沿径向的分布。在静盘面,随着压比的增

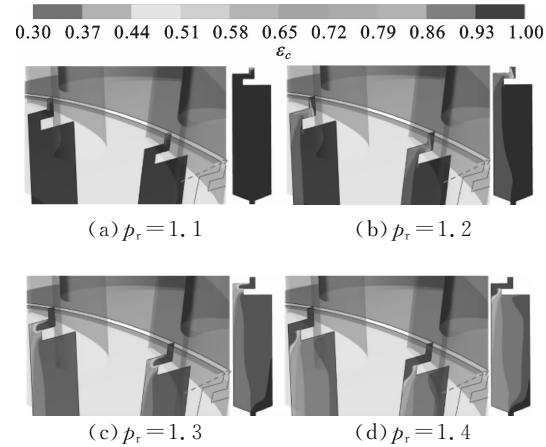


图 9 不同压比下轮盘子午面封严效率时均分布云图

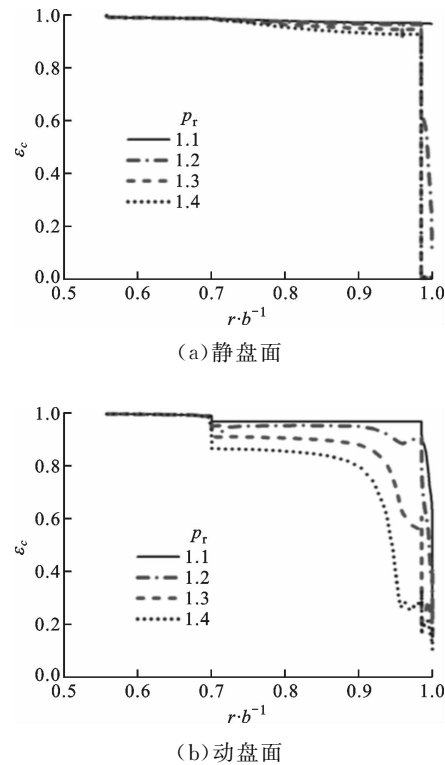


图 10 不同压比下封严效率沿径向的分布对比

加,封严效率在全部半径区域均有所降低,而在动盘面,随着压比的增加,封严效率只是略有变化。这是因为计算所采用的冷气流量 $C_w=5\ 170$ 时,盘内并未完全处于入侵状态,冷气在转盘泵吸作用下仍可以对转盘形成气膜覆盖,冷气流并未被入侵流掺混加热。以压比为 1.1 和 1.4 的工况为例进行对比,当压比为 1.1 时,由于轮缘密封结构实现了对盘腔的有效密封和冷却,因此静盘表面的封严效果比较理想,故在静盘面封严效率变化梯度很小,封严效率均接近 1,只是在密封轴向间隙处有急剧的下降。随着压比增加至 1.4,由于入侵流与主流的掺混,封严效率在 $0.9<r/b<1$ 的半径范围会出现较大的下降梯度。

为了整体考核轮缘密封的封严性能,图 11 对比了 4 种不同压比下基于固定观测平面的面加权平均封严效率,其中固定观测平面取值位置位于径向密封径向向内齿下沿。由图可见,随着压比的增加,轮缘密封封严效率降低。压比为 1.1 时,封严效率为 0.97,而当压比变化为 1.4 时,封严效率下降为 0.62,下降幅值达到 0.35。同时,可以看出,随着压比的增加,封严效率下降的速率也会逐渐增加。

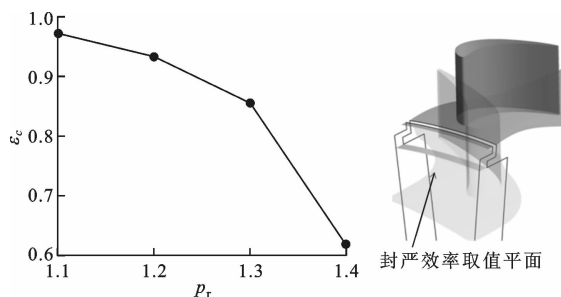


图 11 不同压比下面加权平均封严效率的对比

为了揭示压比变化时封严效率变化的原因,图 12 给出了动叶进口处的速度三角形随压比的变化示意图。随着压比的增加,静叶出口处的气流速度 V_1 随之增加,在转速 Ω 不变的情况下,动叶进口速度的变化趋势如图 12 所示。当压比小于设计工况时,气流冲击在叶片吸力面处形成负攻角,随着压比的增加,气流冲击位置逐渐从吸力面过渡到压力面,这将改变动叶前缘势场的压力分布,从而引起轮缘密封封严效率的变化。

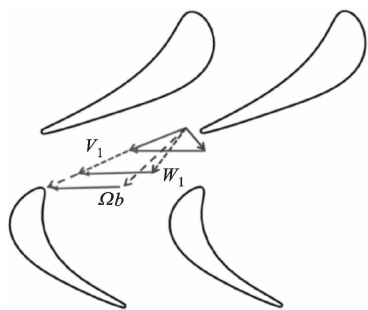


图 12 不同压比下动叶进口速度三角形变化情况

为了清楚地观测动叶前缘处的压力随压比的变化情况,图 13 给出了 4 种压比下动叶端壁静压分布云图。当压比 ($p_r=1.1$) 较小时,主流气流通过静叶喷嘴后加速程度较低,以负攻角进入动叶通道中,动叶前缘由于气流滞止形成的势场区较弱,因此入侵程度较低。从图 13 中可以看出,随着压比增加,动叶通道中的流动由负攻角逐渐过渡到正攻角,撞击在压力面加强了动叶前缘势场的强度,这是入侵程度提高的原因。

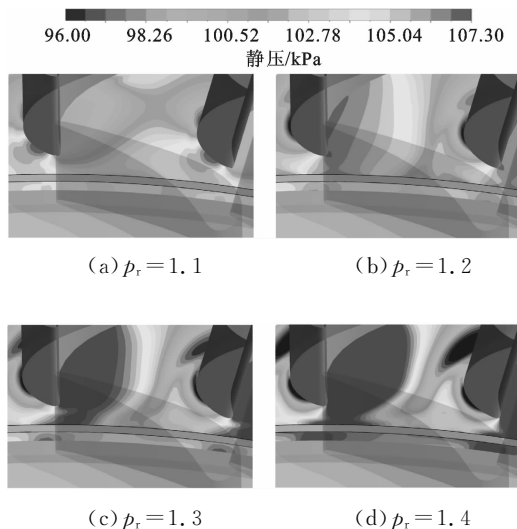


图 13 不同压比下动叶端壁静压时均分布云图

图 14 进一步定量地给出了 4 种压比下密封间隙处的压力系数随周向角度的变化关系。定义归一化压力系数如下

$$C_p = \frac{p_a - \bar{p}_a}{0.5 \rho \Omega^2 b^2} \quad (3)$$

式中: p_a 为观测点当地静压; $\bar{p}_a$ 为观测点对应位置静压周向平均值; Ω 为轮盘转速; ρ 为密度。

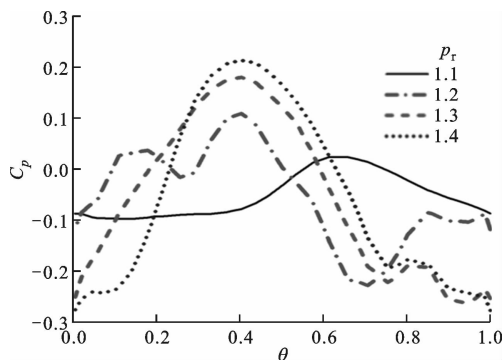


图 14 不同压比下密封间隙压力系数随周向角度的变化

Owen 等指出,周向压差是外流诱导下燃气入侵的最主要驱动力^[18]。如图 14 所示,随着压比的增加,轮缘密封间隙处主流入流区的压力峰值会逐渐提高,而出流区谷值会逐渐降低,周向压力峰谷差 ΔC_p 随之增加,入侵驱动力增大,因此入侵加强。以压比 1.1 和 1.4 为例进行对比,压比为 1.1 时, ΔC_p 仅约为 0.15,当压比增加至 1.4 时, ΔC_p 高达 0.6。综上所述,随着压比的增加,轮缘密封的封严效率将逐渐下降。

3 透平级转速的影响

本小节开展了透平级转速变工况对轮缘密封封

严性能的影响研究。轮缘密封结构同样采用 $C_{ax}=4\text{ mm}$ 、 $C_{io}=4\text{ mm}$ 、 $C_{in}=8\text{ mm}$ 的径向轮缘密封结构。研究采用了包括设计工况在内的 4 种转速进行了对比分析,分别为 2 800、3 200、3 600(透平级设计工况)和 4 000 r/min,设定冷气流量 $C_w=5\ 170$ 。

图 15 给出了 4 种转速工况下轮盘子午面封严效率时均分布云图。随着转速的增加,可以清楚地看到入侵程度的减弱:当转速为 2 800 r/min 时,入侵流可以深入到轮缘密封径向向内齿间隙处对盘内的冷气流进行掺混与加热;当转速提高为 3 200 r/min 时,入侵程度有所减弱,入侵流将被限制在内外齿相对间隙区域,由于入侵流减弱,盘内的封严效率有所提高;当转速变为 3 600 r/min 时,盘内区域封严效率明显得到提升,封严效率平均在 0.85 以上,在冷气吹扫下,入侵流将进一步被阻滞在密封外齿轴向间隙区域;当转速增加至 4 000 r/min 时,涡轮盘内基本无入侵现象发生,只是在轮缘密封外齿间隙区域处有轻微入侵现象。

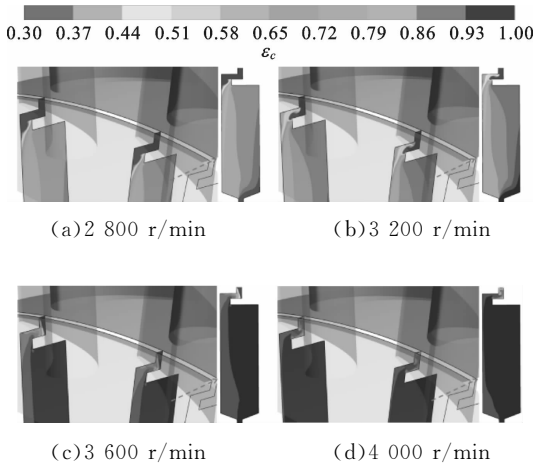


图 15 不同转速下轮盘子午面封严效率时均分布云图

图 16 对比了 4 种转速下基于固定观测平面的面加权平均轮缘密封封严效率的变化情况。随着转速的升高,封严效率提高。从图中可以看出,当转速偏离设计工况减小时,封严效率会出现较大幅度的下降,而转速偏离设计工况增加时,封严效率会有所增加。当转速从设计工况 3 600 r/min 降低到 2 800 r/min 时,封严效率降低幅值达到了 35%。

为了揭示转速变化时密封封严效率变化的原因,图 17 给出了动叶进口速度三角形随转速变化的示意图。由于透平级进出口压比保持不变,气流经过静叶膨胀后,静叶出口处的气流速度 V_1 也将保持不变,随着转速的增加,根据速度三角形的关系,动叶进口气流角将发生变化,当转速由小到大变化

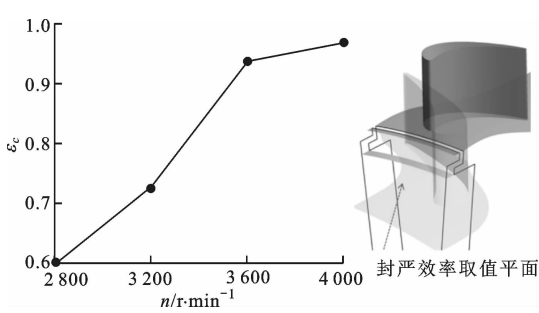


图 16 不同转速下面加权平均封严效率的对比

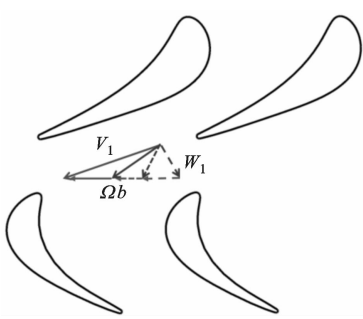


图 17 不同转速下动叶进口速度三角形变化情况

时,动叶进口气流角将由正攻角状态过渡到负攻角状态,变化趋势如图 17 所示。

图 18 给出了 4 种转速下轮缘密封间隙处的压力系数随周向角度的变化,可见压力系数沿周向呈正弦型分布。随着转速的增加,在入流区峰值压力逐渐降低, ΔC_p 逐渐减小。当转速为 4 000 r/min 时,压力峰值位置区域沿周向发生变化,这是由于气流攻角改变所引起的。在图中还可以清楚地看到压力峰值位置的偏移,以 2 800 和 4 000 r/min 为例对比,转速为 2 800 r/min 时, ΔC_p 约为 0.6,而转速增至 4 000 r/min 时, ΔC_p 仅为 0.3。综上所述,提高转速可以改变动叶进口的流动状态,使流动从正攻角过渡到负攻角流动,从而减小动叶前缘势场的周向不均匀程度,使得轮缘密封的封严状况得以提高。

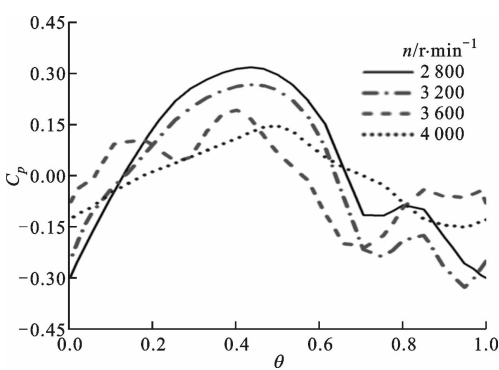


图 18 不同转速下轮缘密封间隙处压力系数随周向角度的变化

4 动静叶相对位置的影响

透平机械旋转过程中,随着动静叶相对位置发生改变,静叶尾迹和动叶前缘势场会出现相互干涉的现象,并改变轮缘密封间隙处的压力分布,从而影响轮缘密封封严性能。本小节着重研究了动静叶处于不同相对位置时,轮缘密封封严性能的变化。

图 19 给出了 4 个不同动静叶周向相对位置时,轮缘密封间隙截面瞬时径向速度 V_r 分布。随着动静叶周向相对位置的变化,轮缘密封轴向进口间隙处的速度场会随之出现变化。当静叶尾迹扫射位置位于下游动叶吸力面侧时,如 T_1 和 T_2 时刻所示,轮缘密封轴向进口间隙处入侵径向速度较小。随着动叶旋转,当静叶尾迹扫射位置恰好位于动叶前缘势场处时,可以发现轮缘密封轴向进口间隙处的入侵径向速度得到了极大的加强。当动叶继续旋转时, T_4 时刻静叶尾迹扫射区偏离动叶前缘,但仍在动叶压力面区域,仍然会影响到动叶前缘势场强度,此时轮缘密封轴向进口间隙处的入侵径向速度虽然小于 T_3 时刻,但会大于 T_1 和 T_2 时刻。为了清楚地观测涡轮盘内区域封严效率的变化,图 20 给出了 4 个不同动静叶周向相对位置时盘内截面封严效率的变化云图。在 T_1 和 T_2 时刻,低值封严效率区主要集中在密封轴向外齿间隙以及内外齿相对间隙处,而在 T_3 和 T_4 时刻,随着入侵流继续深入,在轮

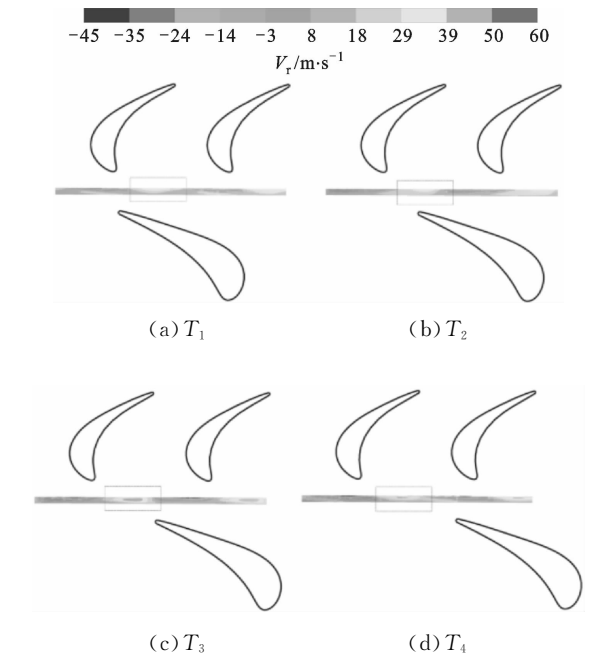


图 19 不同动静叶周向相对位置时轮缘密封间隙截面瞬时径向速度分布

缘密封径向向内齿间隙处也将出现低值封严效率区。在 T_3 时刻,当静叶尾迹滞止流所形成的高压区正好和动叶前缘头波滞流所形成的高压区形成干涉时,入侵现象有明显的加强。

为了揭示封严效率变化的原因,图 21 给出了 4 个不同动静叶周向相对位置时,轮缘密封进口压力系数随周向角度的变化。如图所示, T_3 时刻 ΔC_p 约为 0.58,而 T_1 时刻 ΔC_p 仅为 0.35。随着动静叶相对位置的变化,静叶尾迹区与动叶前缘势区的干涉程度改变,因此周向压力分布也在不断变化,这便是导致入侵强度发生变化的原因。

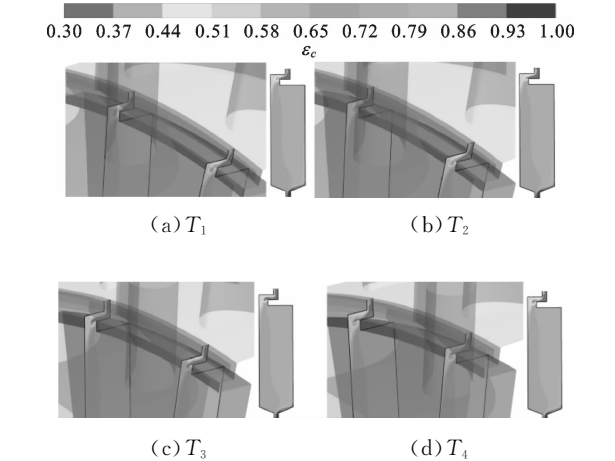


图 20 不同动静叶周向相对位置时轮缘密封进口压力系数随周向角度的变化

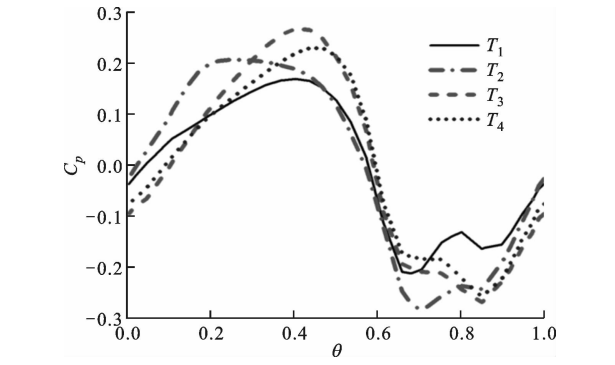


图 21 不同动静叶周向相对位置时压力系数随周向角度的变化

5 结 论

本文以燃气透平二次空气冷却系统中使用最为广泛的径向轮缘密封结构为研究对象,建立了全三维计算模型,通过求解 URANS 方程组与 SST 湍流模型,在基于添加示踪流体湍流输运附加变量控制方程的基础上,数值研究了透平级变工况条件下的轮缘密封的封严性能变化规律,得到以下结论。

(1)透平级压比变化通过影响动叶前缘势场压力分布来影响轮缘密封封严性能。在转速不变的情况下,当透平级进出口压比小于设计工况时,静叶出口气流速度减小,气流冲击在叶片吸力面处形成负攻角,此时前缘流动滞止区位置位于叶片吸力面,周向压力不均匀程度较小。随着压比的增加,气流冲击位置逐渐从吸力面过渡到压力面,压力面高压区与吸力面低压区压差逐渐增大,周向压力不均匀程度变大,这导致高压区入侵强度明显强化。

(2)转速对轮缘密封的封严有明显的影响。与透平级压比的影响类似,转速变化时,动叶进口气流角将发生变化,随之动叶前缘势场也将发生变化。当透平级压比保持不变、转速由小到大变化时,叶片前缘高压区域将由压力面逐渐过渡到吸力面,周向压力不均匀程度得以改善,因此轮缘密封的封严效率提高。当转速从 2 800 r/min 增加到设计工况 3 600 r/min 时,封严效率提升幅值达到了 35%。在实际运行过程中,应尽量避免机组出现长期低于设计转速的运行情况。

(3)动静叶相对位置变化会引起静叶尾部势场与动叶前缘势场的相对干涉,导致轮缘密封封严效率出现变化。随着动叶的旋转,盘内的入侵流呈现出周期性的强化与减弱。当静叶尾迹扫射位置位于下游动叶压力面侧时,静叶尾部势场与动叶前缘势场干涉较强,密封轴向进口间隙处入侵径向速度较大,入侵被强化;当静叶尾迹扫射位置恰好位于动叶前缘处时,两者干涉程度达到最大,此时入侵流入侵程度最强;当静叶尾迹扫射位置位于下游动叶吸力面侧时,静叶尾部势场与动叶前缘势场干涉减弱,密封轴向进口间隙处入侵径向速度变小,相对而言入侵程度较为微弱。

参考文献:

- [1] JOHNSON B V, JAKOBY R, BOHN D E, et al. A method for estimating the influence of time-dependent vane and blade pressure fields on turbine rim seal ingestion [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2009, 131(2): 1200-1204.
- [2] JOHNSON B V, WANG C Z, ROY R P. A rim seal orifice model with two Cds and effects of swirl in seals [C]// ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea, & Air. New York, USA: ASME, 2008: 1531-1541.
- [3] BAYLEY F J, OWEN J M. The fluid dynamics of a shrouded disk system with a radial outflow of coolant [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, 1970, 92: 335-341.
- [4] DADKHAH S, TURNER A B, CHEW J W. Performance of radial clearance rim seals in upstream and downstream rotor-stator wheelspaces [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1992, 114(2): 439-445.
- [5] ABE T, KIKUCHI J, TAKEUCHI H. An investigation of turbine disk cooling: experimental investigation and observation of hot gas flow into a wheel space [C] // 13th International Congress on Combustion Engines. London, UK: Palantype Organisation Ltd., 1979: 67-79.
- [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 [C] // ASME Turbo Expo 2000: Power for Land, Sea, & Air. New York, USA: ASME, 2000: 17-34.
- [7] CAO C, CHEW J W, MILINGTON P R, et al. Interaction of rim seal and annulus flows in an axial flow turbine [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, 2004, 126(4): 786-793.
- [8] BOUDET J, HILLS N J, CHEW J W. Numerical simulation of the flow interaction between turbine main annulus and disc cavities [C] // ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea, & Air. New York, USA: ASME, 2006: 553-562.
- [9] 徐国强, 詹国治, 丁水汀, 等. 高位垂直进气转静系旋转盘流动与换热计算 [J]. 推进技术, 2000, 21(4): 40-43.
XU Guoqiang, ZHAN Guozhi, DING Shuiting, et al. Numerical calculation for flow and heat transfer of a shrouded rotating disk with high-positioned air-inlet [J]. Journal of Propulsion Technology, 2000, 25(4): 40-43.
- [10] 孙纪宁, 陶智, 丁水汀, 等. 高位进气、径向出流的旋转腔内流动与换热的数值研究 [J]. 航空动力学报, 2002, 17(5): 586-590.
SUN Jining, TAO Zhi, DING Shuiting, et al. Numerical investigation of fluid flow and heat transfer characteristics with in a rotating cavity with a high positioned axial inlet and a radial outlet [J]. Journal of Aerospace Power, 2002, 17(5): 586-590.
- [11] 周昆原, 罗翔, 徐国强. 旋转诱导燃气入侵的数值模拟 [J]. 航空动力学报, 2011, 26(12): 2704-2709.
ZHOU Kunyuan, LUO Xiang, XU Guoqiang. Numerical simulation of rotationally-induced ingress through turbine rim seal [J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(12): 2704-2709.

- [12] 张晶辉, 马宏伟. 波浪形轮缘封严结构影响涡轮性能的数值研究 [J]. 航空动力学报, 2015, 30(4): 865-874.
- ZHANG Jinghui, MA Hongwei. Unsteady numerical investigation for effects of rim sealing flow in performance of a turbine rotor [J]. Journal of Aerospace Power, 2015, 30(4): 865-874.
- [13] 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.
- GAO Qing, TAO Jiayin, SONG Liming, et al. Numerical investigations on the sealing efficiency of the turbine rim seal [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2013, 47(5): 12-17.
- [14] 高庆, 李军. 径向轮缘密封封严效率的数值研究 [J]. 西安交通大学学报, 2014, 48(9): 55-61.
- GAO Qing, LI Jun. Numerical investigations on the sealing efficiency of the turbine radial rim seal [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2014, 48(9): 55-61.
- [15] SANGAN C M. Measurement of ingress through gas turbine rim seals [D]. Bath, UK: University of Bath, 2011.
- [16] RAI M M. Three-dimensional Navier-Stokes simulations of turbine rotor-stator interaction: Part 1 Methodology [J]. AIAA Journal of Propulsion and Power, 1989, 5(3): 305-311.
- [17] SUN Hao, LI Jun, SONG Liming, et al. Non-axisymmetric turbine endwall aerodynamic optimization design: part I Turbine cascade design and experimental validations [C]// ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition. New York, USA: ASME, 2014: GT2014-25362.
- [18] OWEN J M. Prediction of ingestion through turbine rim seals: part 1 Externally-induced ingress [C]// ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea, & Air. New York, USA: ASME, 2009: GT2009-59121.

(编辑 荆树蓉)

(上接第 61 页)

大,气膜冷却效率降低;冷却气流速度增大,冲击速度增大,冲击冷却效果增强。研究表明,冲击冷却对壁面温度的影响优于气膜冷却,所以吹风比增大时,综合冷却效率提高。

(3)气膜孔附近的流动产生了最大的局部压力损失,当吹风比增大时,总压力损失系数相应增大。

(4)当固体导热系数减小时,气膜冷却效果更为明显,冲击冷却的影响削弱,壁面各部分间的温差较大,综合冷却效率降低。

参考文献:

- [1] HYUNG H C, DONG H R. Heat/mass transfer measurement on the effusion plate in impingement/effusion cooling systems [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2000, 123(3): 601-608.
- [2] ZHANG Chi, XU Quanhong. Effect of impingement/effusion hole-area ratio on discharge coefficients of double cooling wall [C]// ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea and Air. New York, USA: ASME, 2006: 90612.
- [3] SANG H O, DONG H L. Enhanced cooling effectiveness in full-coverage film cooling system with impingement jets [C]// ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea and Air. New York, USA: ASME, 2008: 50784.
- [4] ZHANG Jinzhou, XIE Hao, YANG Chengfeng. Numerical study of flow and heat transfer characteristics of impingement/effusion cooling [J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2009(22): 343-348.
- [5] IGNATIUS I, SARASAMMA J J. Numerical analysis of impingement/effusion cooling effectiveness on flat surface [C]// ASME 2015 Gas Turbine India Conference. New York, USA: ASME, 2015: 1319.
- [6] MILLER M, NATSUI G, RICKLICK M, et al. Heat transfer in a coupled impingement-effusion cooling system [C]// Proceedings of ASME Turbo Expo 2014. New York, USA: ASME, 2014: 26416.
- [7] NAKAMATA C. Local cooling effectiveness distribution of an integrated impingement and pin fin cooling configuration [C]// ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea and Air. New York, USA: ASME, 2007: 27020.

(编辑 苗凌)