

轮毂封严冷气对涡轮性能和热负荷的影响

安玉戈¹, 刘火星², 邹正平²

(1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191;

2. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院
航空发动机气动热力国家级重点实验室, 北京 100191)

摘 要: 采用气动传热耦合方法计算分析了轮毂封严冷气对多级涡轮流动结构、性能和热负荷的影响。结果表明:在多级涡轮中冷气与主流燃气的相互作用会显著影响盘腔流动结构以及冷气在封严腔出口间的分配,并导致冷却效果和性能随冷气流量非线性变化,在这种情况下采用气动传热耦合计算可以兼顾捕捉和考察温度调控能力和气动损失的急剧改变。在涡轮级间冷气带来的堵塞效应会使相邻涡轮级工况点沿特性线移动,下游涡轮级 2.5% 的封严冷气就可以导致上游涡轮主流流量变化约 0.6%,膨胀比变化约 1.2%。在涡轮级内部未经预旋的封严冷气会减小转子叶根气动载荷,并形成黏性剪切层造成掺混损失,同时通过改变端区二次涡强度来影响流动结构,最终导致涡轮性能下降。

关 键 词: 燃气涡轮; 轮毂封严; 气动传热耦合计算; 气动损失; 热负荷

中图分类号: V235.1

文献标志码: A

Effect of rim seal purge flow on performance and thermal loading of turbine

AN Yu-ge¹, LIU Huo-xing², ZOU Zheng-ping²

(1. School of Energy and Power Engineering,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;

2. National Key Laboratory of Science and Technology on Aero-Engine

Aero-thermodynamics, School of Energy and Power Engineering,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: The effect of rim seal purge flow on flow field, performance and thermal loading for a two-stage turbine was studied by utilizing conjugate heat transfer. It was found that under the effect of purge flow and main flow interaction, a nonlinear relationship between cooling effect and coolant flow rate was observed. In this case, utilizing the conjugate heat transfer could observe the dramatical change in the temperature field and aerodynamic losses simultaneously. Moreover, the operation point shifted along performance map due to the blockage effect of coolant flow in the adjacent stage, a 2.5% coolant flow rate could result in a 0.6% variation of main flow rate and a 1.2% reduction of expansion ratio for upstream turbine stage. In the main passage, the coolant flow could reduce the aerodynamic loading at the root forming the viscous shear layer, and significantly modify the secondary vortex, eventually resulting in performance penalty.

Key words: gas turbine; rim seal; conjugate heat transfer; aerodynamic losses; thermal loading

现代航空发动机转静子之间的盘腔通常采用封严冷气来防止燃气入侵.然而引自压气机的冷气会造成整机热效率下降,同时封严腔泄漏流动也会影响主流道流场,导致涡轮性能降低.Bohn等人的研究指出,仅涡轮封严冷气就可以消耗整机耗油率的6%^[1].先进航空发动机对涡轮性能越来越高的要求迫使研究者们开始关注封严冷气对涡轮效率和热负荷的影响,采用精细化设计减小冷气流量并降低附加气动损失.

封严冷气对涡轮主流道流动结构和性能的影响受到了研究者的持续关注. McLean 等人的实验工作是针对封严冷气与主流相互作用最早的研究之一^[2-3].他们考察了封严冷气入射位置、角度对主流的影响,研究表明1%的封严冷气流量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分别达到5%,2%和15%. McLean 等人的研究还指出冷气干扰了进口边界层流动,影响到了端区二次流的发展从而导致叶片排出口流场发生较大变化. Paniagua 等人采用非定常实验和计算研究也证实了这一结论^[4],他们通过对等转焓面分析发现冷气被卷入轮毂通道涡并使之强度增加.通过总结前人工作和实验测试研究, Reid 等人指出封严冷气造成的损失机制主要有两种^[5]:封严冷气与主流燃气之间的动量掺混损失和封严冷气影响二次流造成的损失.随后 Ong 等人进一步采用损失模型将掺混损失加以模化^[6],并在此基础上优化冷气射流形式,结果表明当冷气预旋角从0°增加到和轮缘速度近似对应的70°时,涡轮级效率提升了0.75%. Zlatinov 等人在对封严出流与主流相互作用进行系统的分析后指出,损失分别来源于黏性剪切层、封严出流与通道涡、泄漏涡的相互作用以及反力度变化^[7].在另外一方面,当冷气流量不足时,在涡轮内部旋转诱导(rotationally induced)效应^[8]和主流诱导(externally induced)效应^[9]的影响下,会导致燃气入侵进入盘腔.而轻微的燃气入侵导致的温度升高就足以使涡轮盘的寿命减少一半^[10],因此控制流动状态和热负荷对于保证涡轮安全可靠工作非常重要. Schuler 等人研究了不同封严结构对燃气入侵、冷却效果以及流动损失的影响^[11]. Roy 等人^[12]和 Pasinato 等人^[13]针对封严冷气流动结构和出射形式对涡轮和端壁热负荷的影响进行了研究.这些研究将流动和传热现象分开考虑,抓住某一方面主导因素进行分析,加深了对相关机理的认识,并为设计工作提供指导.然而

在实际工作中,涡轮封严冷气分配情况与主流流动状态密切相关^[14],涡轮部件表面温度分布与局部流动传热也会相互影响^[15],尤其是随着涡轮进口温度和气动负荷的提高,这些耦合效应将进一步增强.这就要求在研究中充分考察主流和二次空气系统之间、流动和换热之间的相互作用,精细化组织流动并兼顾考虑盘腔封严冷气对涡轮性能和热负荷的影响.

本文工作采用气动传热耦合计算(conjugate heat transfer, CHT)同时对计及主流道流动和封严腔流动的二级轴流涡轮流场和固体部件温度场进行求解,获得了存在封严冷气条件下的流动图画和温度分布.在此基础上研究了封严冷气分配对热负荷以及涡轮性能的影响,并对相应的损失机制进行分析.

1 数值计算方法

1.1 求解程序

数值计算采用商用程序 CFX 进行气动传热耦合计算,流体域求解雷诺平均的 N-S(Navier-Stokes)方程,采用 SST(shear stress transport)湍流模型对方程进行封闭,并使用 γ - Re_{θ} 转捩模型预测转捩及其对流动和换热带来的影响,在固体域通过求解能量方程来模拟热传导.

1.2 算例验证

本文工作采用 Mark II 内冷涡轮叶片^[16]为算例校验程序气动传热耦合计算结果的准确性.选取 4411 工况给定计算条件,冷气通道的影响由实验测量获得的参考温度和表面传热系数通过第3类边界条件给出.计算网格如图1所示,壁面第1层网格 y^+ 小于1,计算选取 SST 湍流模型并分析了是否采用转捩模型对结果的影响.图2比较了计算获得的无量纲温度($\tilde{T}$)、压力分布(压力面为负值)与实验测量结果,其中 C_x 为轴向弦长, p_{inlet} 为进口总压.可以看出两种计算模型均可以

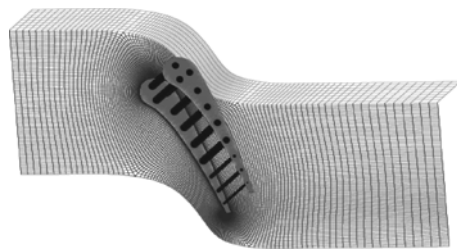


图1 Mark II 叶片计算网格

Fig. 1 Computational grid of Mark II blade

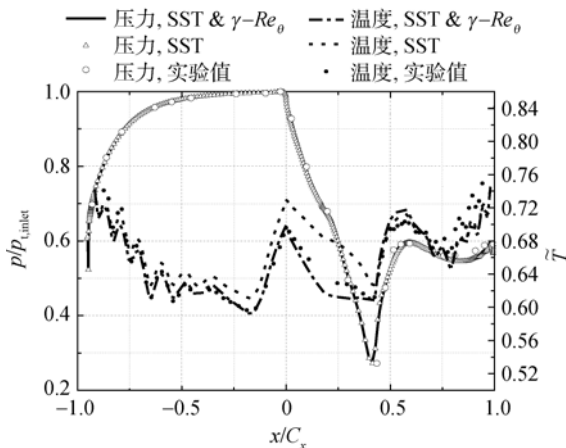


图 2 Mark II 叶片表面压力、温度分布

Fig. 2 Pressure and temperature distribution on Mark II blade surface

获得和实验结果几乎完全相同的压力分布,然而对于温度预测由于在叶片前缘附近存在着层流区, SST 湍流模型高估了换热强度,致使壁温预测值偏高,而加上转捩模型则可以获得较为准确的壁面温度. 因此在后续的气动传热耦合计算工作中,均采用了 SST 湍流模型加 γ - Re_θ 转捩模型进行研究.

1.3 研究对象

研究对象为如图 3 所示的 2 级低压涡轮,该涡轮叶片内部无冷却通道,转子叶片带冠. 本文着重考察涡轮转、静子之间的盘腔封严冷气对部件热负荷以及气动性能的影响,在计算模型中不考虑叶冠泄漏流的影响,转子叶顶无间隙. 在涡轮工作时,封严冷气从盘腔底部的冷气孔注入,并通过迷宫封严分成两股,分别冷却上下游封严腔,在封严腔出口形成冷气射流以防止燃气入侵,并最终汇入主流燃气. 表 1 进一步给出了此涡轮的关键几何气动参数. 研究工作对封严冷气占主流燃气

流量为 0, 0.5%, 1.0%, 1.5%, 2.0%, 2.5% 的 6 种工况进行了计算分析.

表 1 涡轮关键几何气动参数

Table 1 Key aerodynamic geometric parameters of turbine

参数	数值
转速/(r/min)	20900
进口气流角/(°)	0
出口马赫数	0.77
稠度	1.16
载荷系数(第 1 级)	1.34
载荷系数(第 2 级)	1.64
膨胀比(总对总)	2.73
冷气与主流温比	0.37

1.4 计算模型

研究工作同时对涡轮部件流体域和固体域进行建模,流体域包括主流燃气通道以及第 2 级导叶的上下游盘腔,固体域由第 2 级导叶以及对应的涡轮盘构成. 在计算过程中主流进口给定燃气的总温、总压,封严腔底部以流量边界条件的方式给定冷气流量和温度;转、静流体计算域之间采用掺混面模型传递数据,其中第 1 级转子和第 2 级导叶之间的掺混面位于封严腔出口上游,以充分计及封严冷气与主流的相互作用,类似地第 2 级导叶、转子间的掺混面位于封严腔出口下游;封严腔和主流道交界面直接通过节点插值传递数据;在流体域和固体域的交界面保证温度和热流密度连续,在其他各处壁面按照设计参数分块设为等温壁. 图 4 给出了气动传热耦合计算全计算域网格,主流道采用分块结构化网格,由 28 块网格构成,为保证正交性,采用“O”型网格包裹叶片,其余部分为“H”型网格. 盘腔流体域及静子叶盘固体域采用非结构化六面体网格,为减小插值带来的误差,在生成网格过程中保证流体、固体域之间交界面节点完全匹配,并对如迷宫封严等流动复杂的区域进行了局部加密. 此外,为确保能够刻画温度边界层内层的流动换热特征,准确进行对流换热计算,流体域壁面第 1 层网格 y^+ 均小于 1. 为保证网格无关性采用了 3 套网格(稀网格、中等网格和密网格)进行试算,结果表明对于流场细节和涡轮性能参数后两套网格有较高的一致性. 表 2 进一步给出了各个算例网格条件下在 0.5% 冷气流量时通过盘腔底部迷宫封严的流量. 可以发

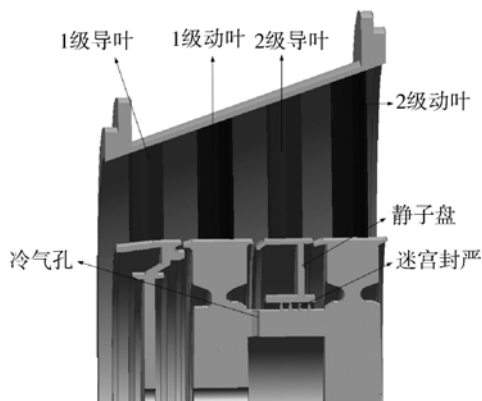


图 3 算例涡轮结构示意图

Fig. 3 Turbine model geometry

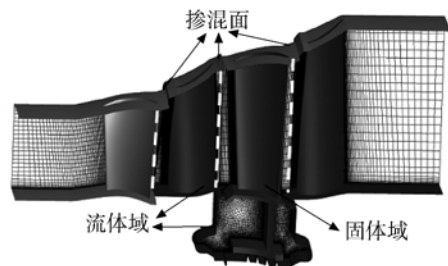


图4 计算模型及网格

Fig. 4 Computational model and grid

表2 迷宫封严流量对网格的敏感性

Table 2 Grid sensitivity of flow rate of the labyrinth seal

网格类型	网格数/ 10^6	(通过迷宫封严流量/ 主流流量)/%
稀网格	0.9	1.164
中等网格	1.3	1.191
密网格	2.4	1.192

现当网格数从中等(约130万)增加到密网格(约240万)时,通过迷宫封严的冷气流量几乎不变.因此在后续的研究工作中采用中等网格进行计算,最终计算网格总量为500万,其中流体域单元占93%,固体域占7%.

2 计算结果及分析

2.1 封严冷气对热负荷的影响

涡轮盘腔的封严冷气起着防止燃气入侵、减轻涡轮盘热负荷的作用,冷气参数尤其是冷气流量会对盘腔流动结构、部件温度分布以及主流道流场产生显著影响.图5给出了上下游封严腔出口流量和温度随冷气流量的变化关系,其中出口流量为正表示气体流出,而流量为负则表示燃气入侵进入盘腔,无量纲温度 θ 可以通过式(1)计算获得,其中 T_0 为涡轮进口总温, T_c 为冷气温度.当无封严冷气时,在第2级导叶上下游压力梯度的驱动下燃气从上游封严腔出口入侵进入封严腔并从下游封严腔出口排出,整个封严腔都暴露在高温燃气下.随着冷气流量的增加,上游封严腔入侵的燃气流量逐渐减小,而下游封严腔出口的出射流量不断增加,气流温度也在持续降低.当封严冷气流量达到2%时,通过上游封严腔出口的流量变为正值,局部气流温度也急剧下降,燃气入侵现象逐步被消除,随着冷气流量进一步增大,越来越多的封严冷气从上游封严腔注入主流道,显著影响第2级导叶轮毂流场.这一现象也将导致涡轮

部件温度分布随着冷气流量非线性变化,使其在冷气流量大于1.5%后剧烈下降.

$$\theta = \frac{T - T_c}{T_0 - T_c} \quad (1)$$

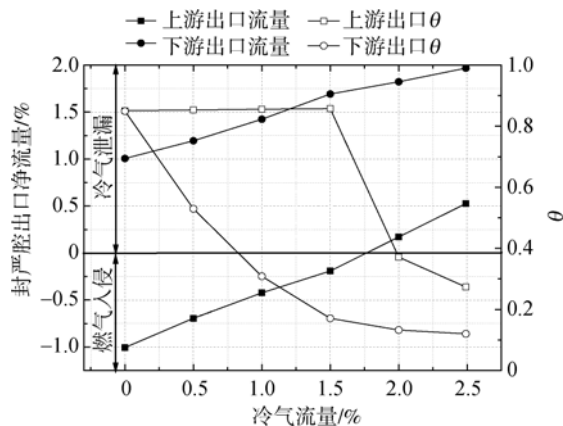


图5 冷气流量对封严腔出口流量和温度的影响

Fig. 5 Flow rate and temperature at cavity rims outlet with various coolant flow rates

封严腔内部的流动状态以及温度分布也与冷气流量密切相关,图6进一步给出了在冷气流量为0.1%,1.5%,2%和2.5%条件下的封严腔热负荷和流动结构.在无封严冷气时,高温燃气充满整个涡轮腔,在上游封严腔内形成了一个尺度逆时针旋涡结构,涡轮盘等部件直接暴露在高温燃气中.在1%冷气流量下,冷气仍然被限制在封严腔底部,主要通过迷宫封严进入下游封严腔,并实现对涡轮盘的冷却.随后当冷气流量增大至1.5%时,高温燃气在盘腔中所占据的区域进一步减小,原先的逆时针旋涡结构被挤压至封严腔上部,上游封严腔开始出现一个新的顺时针大尺度旋涡.当冷气流量达到2%时,由冷气组成的顺时针旋涡结构占据了上游封严腔的大部分区域,燃气入侵现象被消除,冷气从封严腔出口射入主流,因而造成了如图5所示的该处温度突然下降.在2.5%冷气流量下,封严腔内流体和涡轮部件温度进一步降低,而流动结构基本保持不变.随着冷气流量增加,封涡轮盘的热负荷逐渐下降,并且在内部形成了越来越大的径向温度梯度,在这种情况下流场和温度场的相互作用会显著增强^[15],需要通过气动传热耦合计算才能准确预测温度分布.图7进一步给出了冷气流量对第2级导叶叶根温度分布的影响,轴向位置为负表示吸力面参数,轴向位置正值为压力面参数.在部件热传导作用的影响下随着冷气流量的增大叶根的温度也逐步降低,当冷气流量达到2%时,由于上游封严腔

出现冷气出流,直接冷却端壁,对局部温度的调控能力迅速增强,叶根温度急剧下降.

2.2 封严冷气对涡轮性能的影响

轮封严冷气以及端区密封结构在减轻部件热

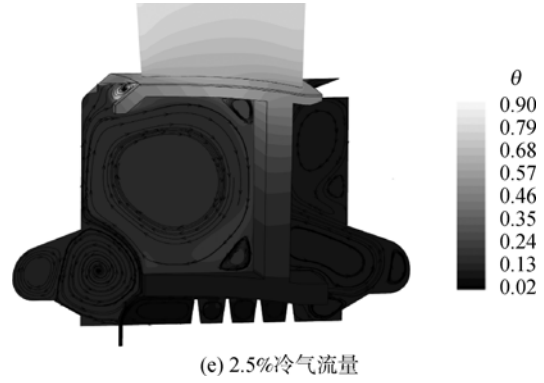
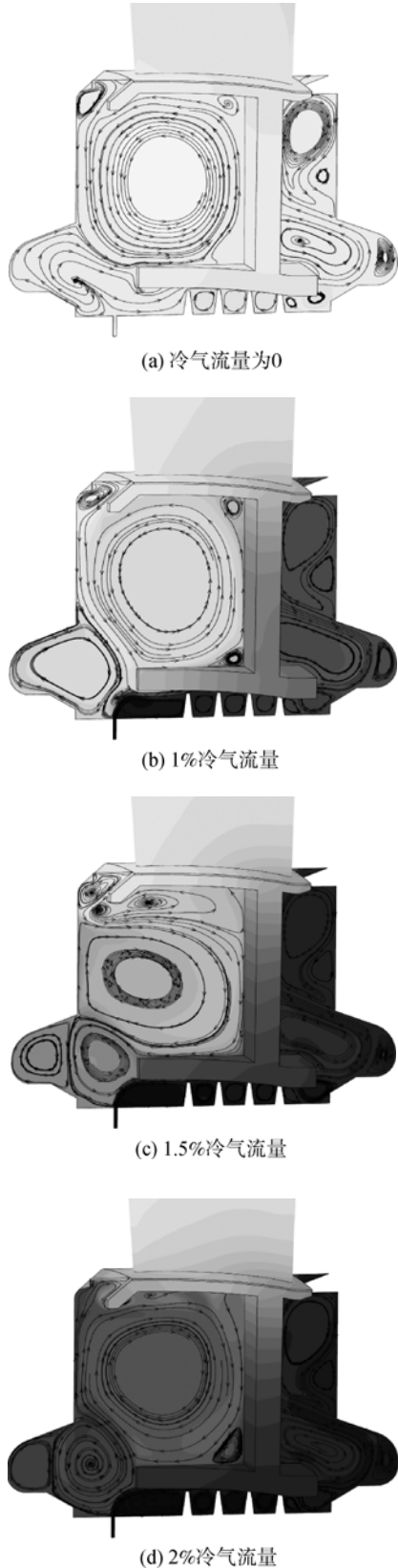


图 6 涡轮盘腔流动结构和温度分布

Fig. 6 Streamlines and temperature distribution in the turbine disk well

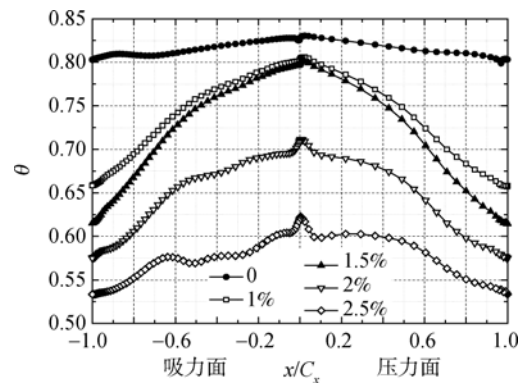


图 7 冷气流量对导叶叶根温度分布的影响

Fig. 7 Effect of coolant flow rate on temperature distribution at rotor root

负荷、防止燃气入侵的同时,也会带来相应的流动损失,造成涡轮性能下降.值得注意的是,在气冷涡轮发展过程中,众多的学者和研究机构基于多种掺混做功模型对涡轮效率的定义进行了研究,然而就目前而言尚未对效率的定义方式达成一致^[17],本文的分析研究采用了工业上广泛采用的效率定义方式,如式(2)所示,分母为燃气和冷气的等熵膨胀功,其中 $\dot{m}$ 为流量,下标 g 和 c 分别表示燃气和冷气, c_p 为比定压热容, γ 为气体比热比, T_t 为总温, p_t 为总压, 0 为进口, 1 为转子进口, 2 为涡轮出口;分子为扭矩 Q 乘以转速 n 即涡轮实际输出功.

$$\eta = \frac{Qn}{\dot{m}_g c_{pg} T_{t0g} \left[1 - \left(\frac{p_{t2}}{p_{t0g}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] + \sum \dot{m}_c c_{pc} T_{t0c} \left[1 - \left(\frac{p_{t2}}{p_{t0c}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \quad (2)$$

图 8 给出了第 1 级涡轮流量、膨胀比、效率随

封严冷气流量的变化关系,图中选取理想流道模型的设计点计算结果为参考点.可以看到第2级涡轮2.5%的冷气流量可以导致上游涡轮流量变化约0.6%,膨胀比变化约1.2%.当仅仅存在着封严腔而没有封严冷气时,高温燃气从封严腔中绕过第2级导叶,在相同膨胀比下整体流通能力增大,导致第1级涡轮流量增大.随后冷气流量逐步增加,使得第1级涡轮流量减小,膨胀比也几乎是沿着原有理想流道的特性线同步减小,效率也与对应流量下的特性计算结果差别不大.这说明在涡轮中来自二次空气系统的冷气会起到堵塞作用,造成叶片排的流通能力下降,这种作用在涡轮级内部会引起反力度发生变化^[7],而在涡轮级间则会导致工况点沿特性线移动.

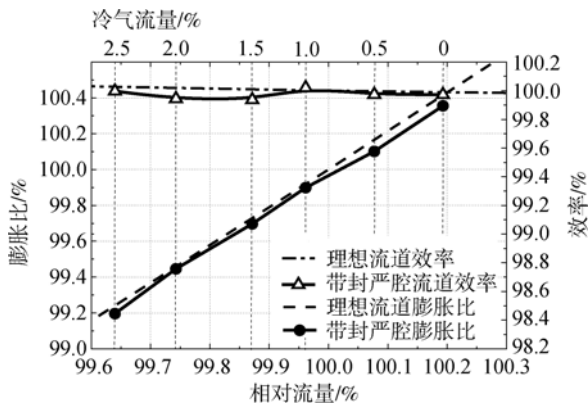


图8 第1级涡轮膨胀比、效率随冷气流量的变化

Fig. 8 Expansion ratio and efficiency varying with coolant flow rate of turbine stage 1

对于第2级涡轮同时存在着两股冷气与主流的相互作用,在封严腔出口的气流分布也与封严总冷气流量密切相关,进而会影响到流动结构和损失分配情况.采用 Compsty 等人提出的做功能力平均(work-averaging)的方法^[18]可以将冷气与主流掺混的过程分为3步:①燃气等熵膨胀和冷气的等熵压缩过程,在此过程中燃气的膨胀功恰好等于压缩冷气所做的功;②冷气和燃气等压掺混;③混合燃气在涡轮中黏性膨胀.在过程①结束后的平均总压 p_{t1} 可以通过式(3)计算获得.

$$p_{t1} = \left[\frac{\int T_t d\dot{m}}{\int (T_t / p_t^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}) d\dot{m}} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (3)$$

对于等压掺混过程获得的混合燃气的温度即是各股流体的平均温度,可通过式(4)计算获得.值得注意的是,由温差带来的熵增是由冷气和燃

气温度决定的,对热机整体效率有影响,然而在涡轮中这一熵增并未考虑在效率计算式(2)内^[17],因而本文分析工作也就不考虑温差熵增.

$$T_{t1} = \frac{\int T_t d\dot{m}}{\int d\dot{m}} \quad (4)$$

对于混合燃气的膨胀过程,理想膨胀功 W_{ideal} 可以通过式(5)计算获得;实际膨胀功 W_{actual} 可以通过涡轮进出口总温确定如式(6)所示;式(7)给出在黏性膨胀中的做功能力损失 W_{visc_loss} 与熵增的关系,联立式(5)~式(7)即可求得在混合燃气膨胀过程的黏性熵增 ΔS_{visc} .

$$W_{ideal} = c_p T_{t1} \left[1 - \left(\frac{p_{t2}}{p_{t1}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \quad (5)$$

$$W_{actual} = c_p (T_{t1} - T_{t2}) \quad (6)$$

$$W_{visc_loss} = W_{ideal} - W_{actual} \approx T_{t2} \Delta S_{visc} \quad (7)$$

图9给出了第2级涡轮效率和导叶、转子平均熵增随封严冷气流量的变化规律,涡轮效率选取理想流道模型设计点的计算结果为参考点.在冷气流量为0时,仅封严腔几何结构造成的气动损失就使效率相对参考点下降了1.2%.随后随着冷气流量增加,效率进一步下降.当冷气流量超过1.5%时,随着上游封严腔流出的冷气流量增加,燃气入侵现象也得到抑制并最终消除,同时出流冷气会显著影响主流道流动结构并造成气动损失^[19],导致效率急剧下降.对比平均熵增曲线也可以发现当上游封严腔存在冷气出射时,导叶平均熵增随冷气流量增加速率明显增大.值得注意的是恰好此时冷气对部件温度的调控能力较强,通过准确评估热负荷,在满足涡轮安全工作的同时尽量减小冷气流量,可以显著提高涡轮性能.

黏性熵增与涡轮气动损失密切相关,在本文研究工作中将通过进一步分析熵增的空间分布来研究损失构成.式(8)给出了定常条件下控制体的熵守恒方程,控制体的熵增 $\dot{s}$ 等于通过表面的熵的净通量减去可逆传热 q_{in} 的相关项,其中 ρ 为密度, v 是速度, S 是面积, Ω 是体积.方程右侧的单位体积熵增量有由式(9)表示的黏性熵增和式(10)表示的温差熵增相加构成,而涡轮部件气动损失仅与黏性熵增相关,在这些方程里 τ_{ij} 为应力张量分量, κ_{eff} 为有效导热系数.

$$\iint_{\partial\Omega} \rho s v dS - \iint_{\partial\Omega} \frac{q_{in}}{T} dS = \iiint_{\Omega} \dot{s} d\Omega \quad (8)$$

$$\dot{s}_{visc} = \frac{1}{T} \tau_{ij} \frac{\partial v_i}{\partial x_j} \quad (9)$$

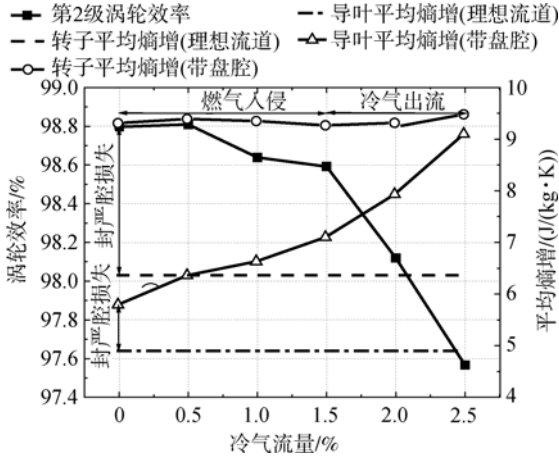


图 9 第 2 级涡轮气动损失随冷气流量的变化

Fig. 9 Aerodynamic losses varying with coolant flow rate in turbine stage 2

$$\dot{S}_{\text{therm}} = \frac{\kappa_{\text{eff}}}{T^2} \left(\frac{\partial T}{\partial x_j} \right)^2 \quad (10)$$

图 10 给出了 2% 冷气流量条件下单位体积黏性熵增的空间分布. 可以看到由迷宫封严及下游封严腔复杂的旋涡结构造成的黏性耗散会消耗冷气的动能. 由于来自二次空气系统的冷气和燃气存在着非常大的动量差, 在上下游封严腔出口形成强黏性剪切层, 黏性剪切层内的掺混损失会显著影响涡轮性能^[6], 这部分损失和冷气流量密切相关, 是导致涡轮性能随冷气流量增大而下降的重要因素. 在叶片通道中, 通道涡内部也形成了强黏性损失区域, 这个区域在压力梯度的驱动下由吸力面向压力面集中, 并且在横穿叶片通道、向叶中上抬的过程中不断卷入低动能的封严冷气,

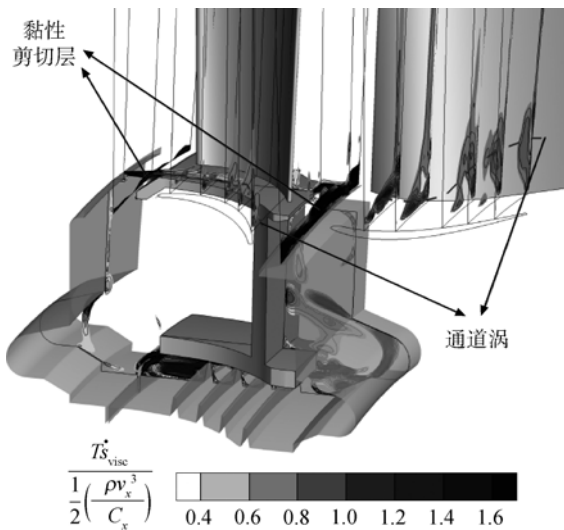


图 10 单位体积黏性熵增的空间分布

Fig. 10 Spatial distribution of entropy generation per unit volume

由于此时混合燃气的温度已经较高, 根据式(7), 在相同熵增下对涡轮性能的影响也更为显著.

2.3 封严冷气对主流道流动的影响

从以上分析表明在叶片通道内轮毂通道涡的形态对气动损失起着重要作用, 下面将进一步研究封严冷气对端区流动结构尤其是二次涡的影响. 如图 11 即给出了在理想流道以及几种典型冷气流量下第 2 级涡轮导叶上游 15% 弦长处气流角沿叶高的分布情况. 可以看到在理想流道条件下, 在叶根处第 1 级涡轮出口气流方向并未完全恢复到轴向, 而是存在约 30° 的预旋, 当封严冷气流量较小时, 燃气倒灌进入盘腔, 导叶前缘仍存在较大的预旋. 然而在 2% 和 2.5% 冷气流量下, 未经预旋的冷气开始从上游封严腔出口注入主流道, 使得 5% 叶高以下的来流气流角发生突变, 导致叶根处于负攻角状态, 而此处正是马蹄涡形成的区域, 负攻角状态会导致轮毂通道涡强度增加^[6].

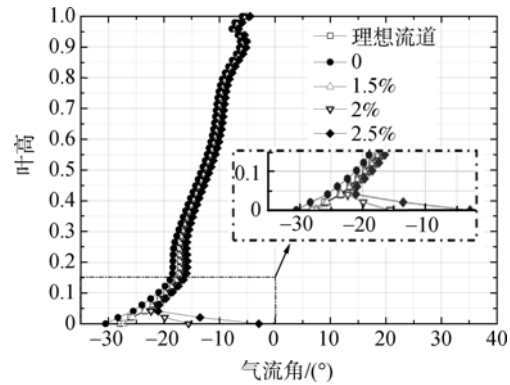


图 11 第 2 级导叶进口气流角

Fig. 11 Inlet flow angle of stator 2

为进一步分析封严冷气对通道涡的影响, 本文引入二次流动能螺旋度 (H_{ske}) 这一参数来描述二次流强度, 它在数值上等于无量纲二次流动能 (secondary kinetic energy, E_{sk}) 与无量纲螺旋度 (helicity, H) 的乘积. 对于每一个网格节点 i , 无量纲形式的二次流动能 E_{sk} 定义为

$$E_{\text{sk}i} = \frac{(\mathbf{v}_i - \mathbf{v}_{\text{pi}})^2}{v_{\text{exit}}^2} \quad (11)$$

其中 $\mathbf{v}_{\text{exit}}$ 为流量平均的转子出口相对速度, $\mathbf{v}_{\text{pi}}$ 为网格节点 i 对应的速度 $\mathbf{v}_i$ 在对应叶高处的周向平均速度 $\mathbf{v}_m$ 方向上的投影, 可以通过式(12)求出

$$\mathbf{v}_{\text{pi}} = \frac{\mathbf{v}_i \mathbf{v}_m}{|\mathbf{v}_m|^2} \mathbf{v}_m \quad (12)$$

无量纲的螺旋度定义为

$$H_i = \frac{|\mathbf{v}_i \mathbf{w}_i|}{v_{\text{exit}}^2 / l_c} \quad (13)$$

其中 $\mathbf{w}_i$ 为网格节点 i 的涡量矢量, l_c 为特征长度, 选为叶片叶中截面的轴向弦长. 因此无量纲形式的 H_{ske} 定义为

$$H_{\text{ske}i} = E_{\text{ske}i} H_i = \frac{(\mathbf{v}_i - \mathbf{v}_{\text{pi}})^2 |\mathbf{v}_i \mathbf{w}_i|}{v_{\text{exit}}^4 / l_c} \quad (14)$$

在叶片通道出口的损失主要包括尾迹损失和端区二次流损失. 在尾迹区中, 速度矢量与涡量矢量接近垂直, 所以螺旋度约等于零, 对 H_{ske} 的贡献较小; 而在端区二次流中, 速度矢量几乎与涡量矢量方向相同, 因此螺旋度不等于零, 对 H_{ske} 的贡献较大, 所以无量纲参数 H_{ske} 能够将尾迹损失和二次流损失分割开来, 从而突出轮毂端区二次流的影响. 图 12 给出了在不同封严冷气流量下的 2 级导叶下游 15% 弦长处 H_{ske} 分布, 对于理想流道计算轮毂、机匣处的极值对应着轮毂、机匣通道涡. 在无封严冷气时, 导叶轮毂处的燃气入侵进入封严腔, 同时带走了来流边界层的低能流体, 使得轮毂通道涡强度减弱. 随着封严冷气流量增大, 入侵燃气流量逐步减少, 冷气流量达到 1.5% 时, 通道涡强度已经接近理想流道结果, 同时通道涡影响范围也增大. 随后当冷气流量进一步加大, 低动能封严冷气以负攻角被卷入轮毂通道涡, 其损失和尺寸迅速增加, 这是造成涡轮效率急剧下降的重要原因.

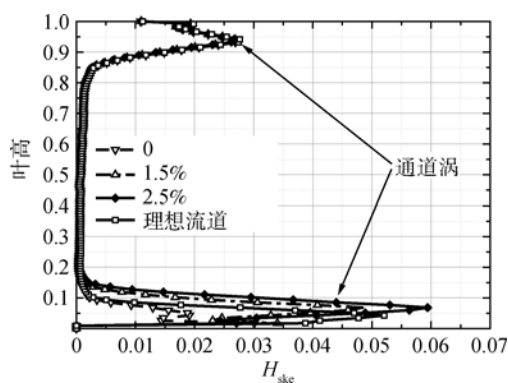
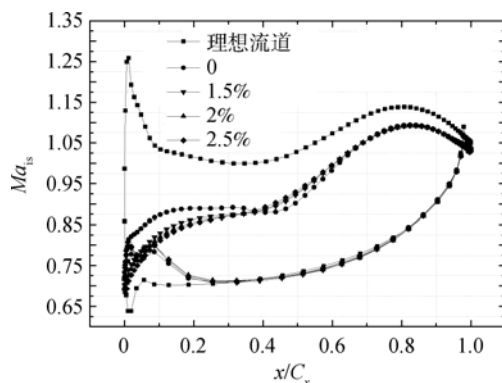


图 12 2 级导叶出口 H_{ske} 值分布

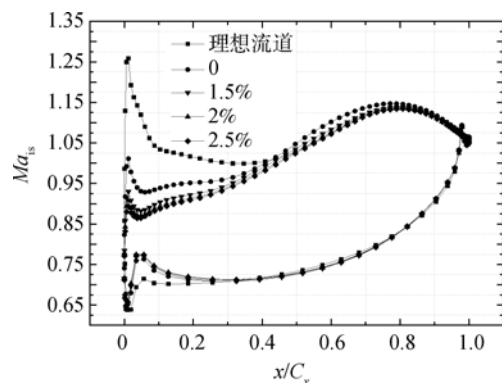
Fig. 12 H_{ske} distribution downstream of stator 2

在第 2 级涡轮转子叶片上游, 轮毂处封严泄漏冷气在引起掺混损失的同时也会影响端区流动结构. 如图 13 给出了 2 级转子叶片表面等熵马赫数 Ma_{is} 分布, 未经导叶预旋的冷气以较大的负攻角汇入主流燃气, 导致叶片前缘滞止点的位置和叶根处的负荷发生改变. 在 1% 叶高处受负攻角的影响吸力面的压力增大, 导致叶根气动负荷显著下降, 这一趋势会一直持续到 30% 叶高. 图 14

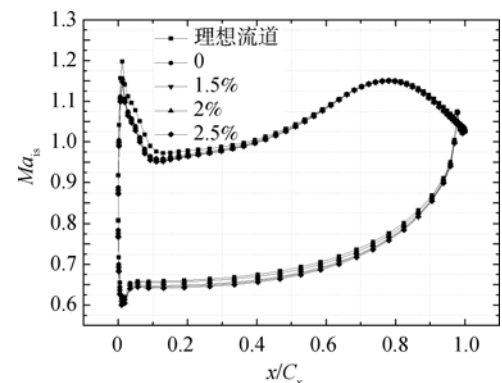
进一步给出了转子下游 15% 弦长处 H_{ske} 分布, 在封严腔泄漏气流的作用下轮毂通道涡显著增强, 影响范围也明显扩大, 带来了可观的附加气动损失. 值得注意的是, 在未加入封严冷气时在下流封严腔出口就已经存在着很强的泄漏气流, 与理想流道计算结果相比流动结构和损失构成差别已经非常大. 相对于这个已有的改变量, 进一步增加冷气对气动负荷和二次流损失造成的影响并不明显, 这就是如图 9 所示, 第 2 级转子平均熵增随冷气流流量变化较为平缓的原因.



(a) 1% 叶高



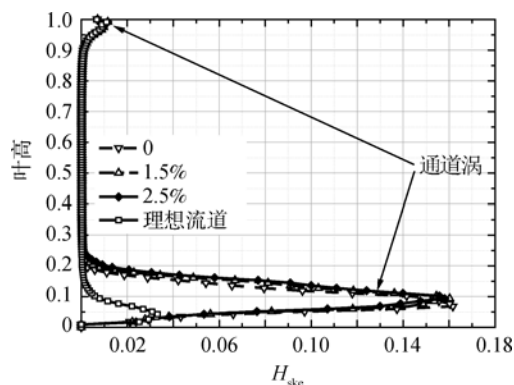
(b) 5% 叶高



(c) 30% 叶高

图 13 2 级转子叶片表面等熵马赫数分布

Fig. 13 Isentropic Mach number distribution on surface of rotor 2

图14 2级转子出口 H_{ske} 值分布Fig. 14 H_{ske} distribution downstream of rotor 2

3 结 论

本文研究了封严腔冷气对涡轮流动结构、性能和热负荷的影响,主要结论如下:

1) 采用气动传热耦合计算方法可以兼顾考察冷气对流场和温度分布的影响,为精细化流动组织和热负荷管控提供技术支撑。

2) 冷气与主流燃气的相互作用会显著影响盘腔流动结构以及冷气在封严腔出口间的分配情况,因此在多级涡轮中冷却效果与性能下降并非随着总冷气流量线性变化,当冷气进入主流道直接冷却端壁时其对局部温度的调控能力迅速增强,涡轮效率也急剧下降。

3) 在涡轮级间封严冷气带来的堵塞效应会使相邻涡轮级工况点沿特性线移动;在涡轮级内部封严冷气在减小转子叶根负荷的同时会形成强黏性剪切层,造成掺混损失,并通过改变端区二次涡强度来影响流动结构,这是造成涡轮性能下降的主要损失来源。

参考文献:

- [1] 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 Paper GT2006-90453, 2006.
- [2] 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.
- [3] 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.
- [4] Paniagua G, Dénos R, Almeida S. Effect of the hub endwall

cavity flow on the flow-field of a transonic high-pressure turbine[J]. Journal of Turbomachinery, 2004, 126(4): 578-586.

- [5] Reid K, Denton J, Pullan G, et al. The effect of stator-rotor hub sealing flow on the mainstream aerodynamics of a turbine[R]. ASME Paper GT2006-90838, 2006.
- [6] Ong J, Miller R J, Uchida S. The effect of coolant injection on the endwall flow of a high pressure turbine[R]. ASME Paper GT2006-91060, 2006.
- [7] Zlatinov M B, Tan C S, Montgomery M, et al. Turbine hub and shroud sealing flow loss mechanisms[J]. Journal of Turbomachinery, 2012, 134(6): 61027. 1-61027. 12.
- [8] Owen J M. Prediction of ingestion through turbine rim seals: Part I rotationally induced ingress[J]. Journal of Turbomachinery, 2011, 133(3): 031005. 1-031005. 9.
- [9] Owen J M. Prediction of ingestion through turbine rim seals: Part II externally induced and combined ingress[J]. Journal of Turbomachinery, 2011, 133(3): 031006. 1-031006. 9.
- [10] 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]. Journal of Turbomachinery, 2009, 131(2): 021005. 1-021005. 10.
- [11] Schuler P, Kurz W, Dullenkopf K, et al. 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] Roy R P, Xu G, Feng J. A study of convective heat transfer in a model rotor-stator disk cavity[J]. Journal of Turbomachinery, 2001, 123(3): 621-632.
- [13] Pasinato H D, Squires K D, Roy R P. Measurements and modeling of the flow and heat transfer in a contoured vane-endwall passage[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2004, 47(26): 5685-5702.
- [14] Dixon J A, Valencia A G, Coren D, et al. Main annulus gas path interactions; turbine stator well heat transfer[J]. ASME Paper GT2012-68588, 2012.
- [15] Starke C, Janke E, Hofer T, et al. Comparison of a conventional thermal analysis of a turbine cascade to a full conjugate heat transfer computation[R]. ASME Paper GT2008-51151, 2008.
- [16] Hylton L D, Mihelc M S, Turner E R, et al. Analytical and experimental evaluation of the heat transfer distribution over the surfaces of turbine vanes[R]. NASA-CR-168015, 1983.
- [17] Young J B, Horlock J H. Defining the efficiency of a cooled turbine[J]. Journal of Turbomachinery, 2006, 128(4): 658-667.
- [18] Cumpsty N A, Horlock J H. Averaging nonuniform flow for a purpose[J]. Journal of Turbomachinery, 2006, 128(1): 120-129.
- [19] 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 HP turbines[R]. ASME Paper GT2012-68025, 2012.

(编辑:陈越)