

气膜抽吸与叶片前缘内部壁面射流的作用机制

邓清华, 王辉辉, 何伟, 丰镇平

(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 为揭示气膜抽吸对壁面射流流动与换热的干涉效应, 获得壁面射流冷却通道内的流动特性与换热特性, 建立了涡轮叶片前缘带气膜抽吸的单通道壁面射流冷却计算模型。采用 RANS 方法, 结合 SST $k-\omega$ 湍流模型, 研究了气膜抽吸、射流雷诺数、气膜孔位置和数量等因素对壁面射流内部冷却特性的影响机制。结果表明: 气膜抽吸会大幅提高流动结构的稳定性, 气膜孔入口的分离涡则会显著提高孔口附近的换热系数; 气膜抽吸引起壁面射流流量的降低不利于靶面下游的冷却, 但滞止区和通道内的流动损失降低幅度大于气膜孔内的掺混损失, 从而使整体流动损失系数降低了 4.5%; 射流雷诺数的增加会提高换热强度, 但对流动结构几乎没有影响; 单孔结构中, 在前缘滞止线处开孔能够提供最高的气膜流量比, 且对前缘内部靶面的冷却效果良好; 多孔结构中, 双气膜孔结构的流动损失最大, 三气膜孔结构的流动损失和换热强度最为均衡。研究结果可为壁面射流冷却结构的气膜孔布置提供依据, 为进一步提高壁面射流冷却结构的冷却效果提供参考。

关键词: 涡轮叶片; 气膜抽吸; 壁面射流冷却; 数值模拟

中图分类号: TK474.7 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202210016 **文章编号:** 0253-987X(2022)10-0160-10

Mechanism of Action Between Film Suction and Wall Jet in Leading Edge of Blades

DENG Qinghua, WANG Huihui, HE Wei, FENG Zhenping

(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: The computational models of single-channel wall jet cooling with film suction are established at the leading edge of turbine blades in this paper to reveal the interference effect of film suction on the flow and heat transfer of wall jet and obtain the flow and heat transfer characteristics in the wall jet cooling channel. The RANS method with SST $k-\omega$ turbulence model is adopted to research the effects of film suction, jet Reynolds number, film hole position, number and other factors on the internal cooling characteristics of wall jet. The results show that film suction can significantly improve the stability of flow structures. The heat transfer coefficient near the inlet of film hole can be raised notably by the separation vortex. The decreased mass flow rate of the wall jet brought from the film suction is not conducive to the cooling of the downstream target. However, the decreasing level of flow loss at the stagnation area and channel is larger than the mixing loss in film hole, thereby reducing the overall flow loss coefficient by 4.5%. With the increase of the Reynolds number, the heat transfer intensity will improve, which, however, has lit-

收稿日期: 2022-01-27。 作者简介: 邓清华(1975—), 男, 博士, 副教授, 博士生导师。 基金项目: 两机重大专项资助项目(J2019-II-0008-0028)。

网络出版时间: 2022-05-24

网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20220524.1146.002.html>

tle effect on the flow structure. Among the structures with a single film hole, the opening at the position of the leading edge stagnation line can provide the highest film flow ratio and has a good cooling effect on the target surface inside the leading edge. Among the structures with multiple holes, the structure with double film holes has the largest flow loss, and the structure with three film holes has the most balanced flow loss and heat transfer intensity. The research results provide a basis for the arrangement of film holes for the wall jet cooling structure, and provide a reference for further improvement of the cooling effect.

Keywords: turbine blade; film suction; wall jet cooling; numerical simulation

不断提升燃气涡轮的进口温度是追求大功率、高效率燃气轮机的关键技术之一,自 20 世纪 70 年代以来,涡轮进口温度保持着每年 15~20 K 的增长速度^[1],高于每年由叶片材料所带来的 7 K 左右的贡献^[2],因此燃气涡轮叶片对冷却技术的创新与优化提出了更高的要求和挑战。

涡轮叶片内部冷却方式主要有射流冲击冷却、旋流冷却等。对于传统的射流冲击冷却,在结构设计优化、影响因素等方面,国内外均做了大量的研究工作,取得了长足的进步^[3-7],但是仍然存在由于射流冲击带来的横流及其引起的温度梯度等问题^[8-11],于是微肋粗糙靶面^[12]和 V 型扰流结构^[13-14]等被相继提出并用于减小横流对射流冲击冷却的不利影响。此外,射流冲击冷却在工程上通常会结合气膜冷却进行应用,这往往又会造成热效率降低、流动损失增加的负面效应。对于旋流冷却,Glezer 等的研究表明,旋流冷却在叶片前缘中有非常可观的冷却效果,具有很大的应用潜力^[15],进而针对其作用机理及影响因素等也做了诸多深入的研究^[16-18]。近年来,Kusterer 等提出了一种新的双旋流冷却结构^[19-20],但是叶片前缘的几何尺寸在一定程度上限制了旋流的冷却作用,在实际的工程中还未得到广泛的应用。

多通道壁面射流冷却是文献^[21]提出的一种新型的涡轮叶片内部冷却结构形式,如图 1 所示,冷却空气冲刷叶片前缘内壁,然后以高动量在狭窄的通道中流动,从而避免了横流的产生。

He 等基于 GE-E3 涡轮叶片对冲击冷却、旋流冷却和弯曲通道冷却这 3 种不同的冷却结构进行了对比研究,证实了多通道壁面射流冷却相对于常规内部冷却方式的优越特性^[22]。因此,多通道壁面射流冷却结合了传统的射流冲击冷却和旋流冷却的优势,使得换热系数较高并且分布也比较均匀。依据这种新型的动叶前缘部分冷却方法,通过建立单通道壁面射流冷却简化模型,主要分析了靶面转弯角度及半径对壁面射流冷却的流动与换热特性的影响,

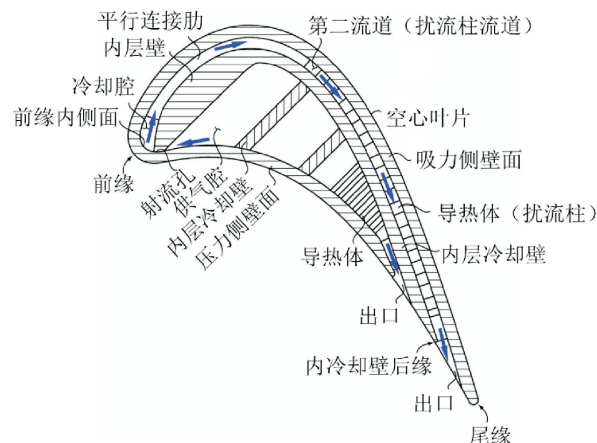


图 1 多通道壁面射流冷却叶片剖面^[21]

Fig. 1 Section of the multi-channel wall jet cooling blade^[21]

研究表明,由于科氏力的作用使得壁面射流贴附在压力侧内壁面,从而使得此区域具有极高的冷却效率;相比于靶面转弯角度,靶面转弯半径对冷却特性的影响更显著^[23]。

在动叶前缘的冷却上,相比于传统的射流冲击冷却和旋流冷却结构,壁面射流冷却虽然可以提供更高的综合冷却效率,但是由于动叶前缘的内外部曲率差别较大,内壁面面积远小于外壁面,而前缘滞止线位置又是热负荷最高的区域,所以仅是依赖内部冷却难以满足日益增长的涡轮进口燃气温度的要求,这就意味着有必要将壁面射流冷却结合外部冷却共同使用。由于壁面射流冷却的独特优势,又兼有单元化的结构特点,其与气膜冷却相组合必然会产生不同于传统冲击冷却和气膜冷却相结合的复合冷却特性。

本文基于壁面射流冷却简化模型与传统旋流冷却、射流冲击冷却的效果比较以及各结构参数影响关系已经厘清的基础,采用数值方法进一步研究气膜抽吸、射流雷诺数、气膜孔位置、多孔抽吸等因素对壁面射流冷却流动与换热的影响机制。

1 几何模型与数值方法

1.1 几何模型

计算域示意图如图2所示,带有气膜孔的单通道壁面射流冷却简化模型如图2(a)所示,主要包括供气腔、射流孔、冷却通道和气膜孔4个部分。冷气由供气腔进入,在射流孔加速后分别由气膜孔和冷却通道流出。

壁面射流在前缘滞止区处具有冲击冷却兼旋流冷却的特点,既有附壁射流特性,又有部分射流脱离靶面后再附着的现象,换热系数高、换热区域精确覆盖前缘滞止线区域,这是壁面射流冷却的典型特征。如图2(b)所示,特征长度 $t=180\text{ mm}$,射流孔宽度 $W_{or}=0.75t$,射流孔长度 $L_{or}=1.0t$,靶面转弯角度 $\alpha=60^\circ$,转弯半径 $R=0.75t$,冲击距离 $I=0.43t$,通

道高度为 $1t$,供气腔高度为 $2t$ 、宽度为 $1.5t$,一侧壁面与射流孔外壁面在同一平面。所有气膜孔孔径均为 $0.5t$,长度均为 $1.5t$ 。

无气膜孔如图2(c)中结构1所示,有气膜孔的如结构2~6所示,基于主流燃气冲刷叶片前缘,且来流冲角会发生变化的实际情况,气膜孔布置在前缘滞止线附近。结构2是在滞止线处开孔,通道转弯圆心与靶面圆弧段流向中点的连线为气膜孔轴线,为气膜抽吸壁面射流冷却的典型结构。结构3为靠近前缘压力侧开孔结构。结构4为靠近前缘吸力侧开孔结构。结构5为双气膜孔结构,即压力侧、吸力侧开孔的组合形式。结构6为3种气膜孔结构,即压力侧、滞止线、吸力侧开孔的组合形式,是前缘气膜冷却的一种理想形式。上述所有结构中气膜孔轴线均与射流孔外壁面垂直并交于一点。

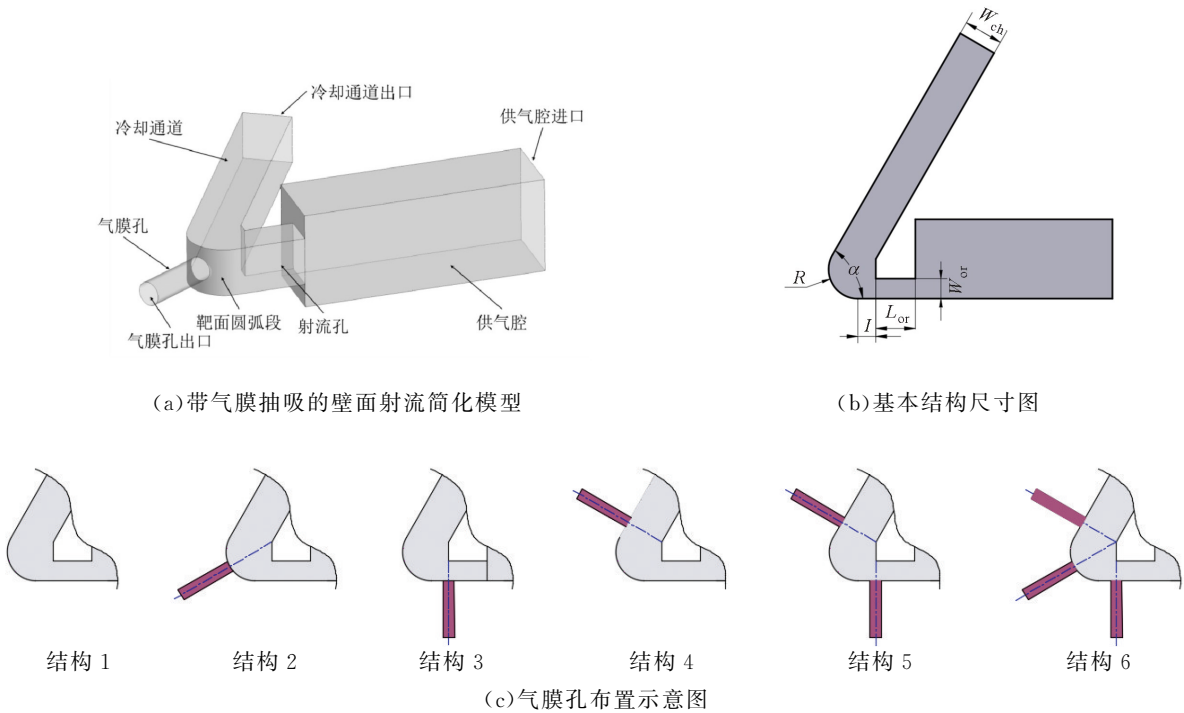


图2 计算域示意图

Fig. 2 Sketch map of computational domain

1.2 边界条件

表1列出了数值计算的边界条件,工质为空气,其物性参数由相应的参数表插值得到。本文中射流雷诺数的范围为 $10\ 000\sim 40\ 000$,除专门研究射流雷诺数影响外,其他部分的射流雷诺数均为 $30\ 000$ 。射流孔、气膜孔及通道各壁设置为 500 W/m^2 的等热流密度边界,用于在壁面产生 30 K 左右的温差。

表1 数值计算边界条件

Table 1 Boundary conditions of numerical calculation

边界条件	数值
冷空气进口总温 T_c/K	298
冷空气进口湍流度/%	5
冷空气进口湍流尺度/mm	0.1
壁面热流密度 $q_w/(\text{W}\cdot\text{m}^{-2})$	50
出口压力 P_{out}/Pa	101 325

1.3 数值方法及验证

本文采用商用 CFD 软件 ANSYS CFX 求解 Reynolds-averaged Navier-Stokes (RANS) 方程,所求解的基本方程如下:

连续性方程

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = 0 \quad (1)$$

动量方程

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p'}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu_{\text{eff}} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + S_M \quad (2)$$

能量方程

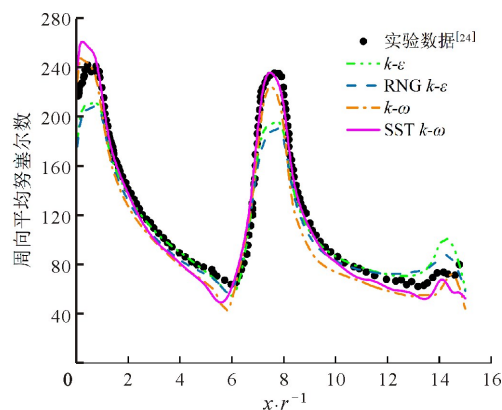
$$\frac{\partial (\rho h_{\text{tot}})}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j h_{\text{tot}}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} + \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial h}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} [u_i (\tau_{ij} - \rho \overline{u'_i u'_j})] + S_E \quad (3)$$

附加变量可以表示为

$$\frac{\partial \rho \Phi}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i \Phi) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\Gamma_\Phi + \frac{\mu_t}{\sigma_\Phi} \right) \frac{\partial \Phi}{\partial x_i} \right] + S_\Phi \quad (4)$$

壁面射流冷却过程中,射流在完成冲击后,贴附在弯曲靶面的流动形态与旋流冷却有相似性,因而壁面射流冷却兼有射流冲击冷却和旋流冷却的特点,因此本文选取了文献[24]的冲击冷却实验和文献[25]的旋流实验以验证本文所用的湍流模型,湍流模型验证结果如图3所示图中 D_j 为射流孔直径, r 为旋流腔半径。在验证的4个湍流模型中, SST $k-\omega$ 模型的计算结果均与实验结果吻合较好,因此选择其开展后续研究。

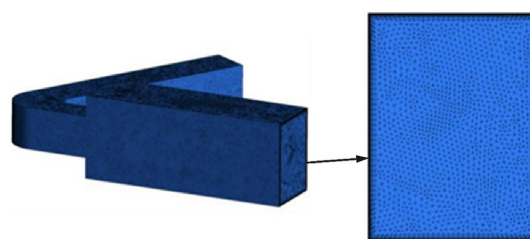
本节进行了网格无关性验证,采用四面体网格单元和棱柱边界层单元相结合的非结构化网格剖分计算域,网格无关性验证结果如图4所示,图中 s' 为流向坐标。棱柱层网格第一层厚度为 0.01 mm,增长率



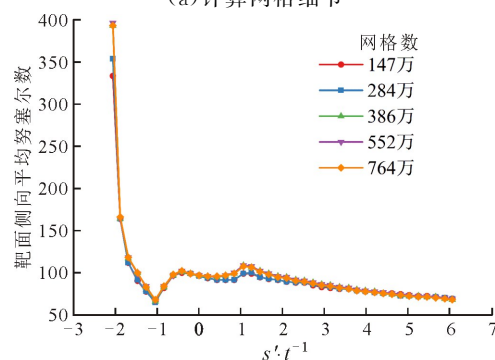
(b) 旋流冷却中靶面周向平均努塞尔数结果对比

图3 湍流模型验证结果

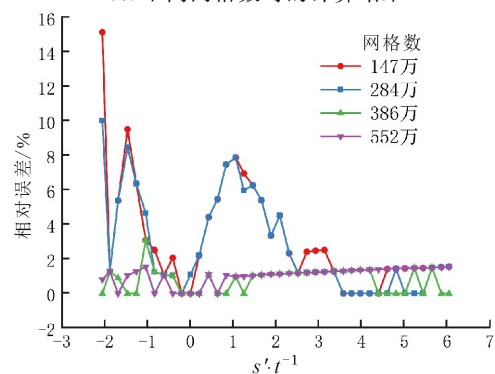
Fig. 3 Results of turbulence model validation



(a) 计算网格细节



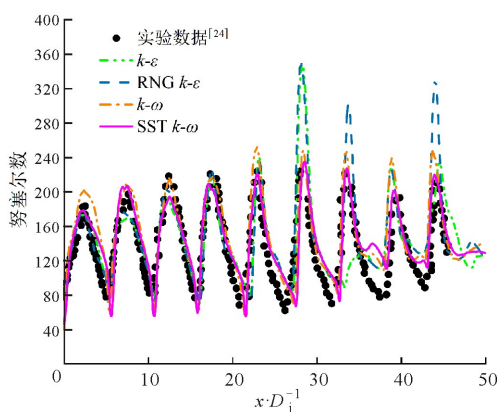
(b) 不同网格数时的计算结果



(c) 不同网格数计算时的相对误差分布

图4 网格无关性验证结果

Fig. 4 Results of grid independence validation



(a) 冲击冷却中靶面中心线努塞尔数结果对比

为1.0,共30层,经检验,所有结构 y^+ 均小于1.0,满足所选湍流模型的精度要求。共选取了5组网格进行验证,靶面侧向平均努塞尔结果如图4(b)所示,以单元数最多的762万网格为基准,不同网格计算时的相对误差分布如图4(c)所示,可知386万网格结果的可信度较高,因此本文选取386万网格进行研究,既满足了网格无关性要求,又节约了一定的计算资源。

2 气膜抽吸的干涉机理分析

2.1 气膜抽吸效应

为研究气膜冷气出流的占比,定义气膜流量比 F_i 为

$$F_i = \frac{m_{f,i}}{m_{in}} \times 100\% \quad (5)$$

式中: $m_{f,i}$ 为第*i*个气膜孔的流量; m_{in} 为供气腔进口流量。

总压损失系数 C_{gtp} 定义为

$$C_{gtp} = \frac{P_{in}^* - \sum_i F_i P_{f,i}^* - m_{out}/m_{in} P_{out}^*}{P_{in}^* - P_{out}} \quad (6)$$

式中: P_{in}^* 为供气腔进口总压; $P_{f,i}^*$ 为第*i*个气膜孔的出口总压; m_{out} 为冷却通道出口流量; P_{out}^* 为冷却通道出口总压; P_{out} 为冷却通道出口静压,即大气压。

图5给出了通道展向50%截面的速度分布,从图5可以看出,与无气膜孔的分布情况对比发现,有气膜抽吸后,射流孔内侧的射流核心速度以及在圆弧段下游重新附着在靶面的附壁射流速度均有所下降。气膜抽吸使得通道流量降低,弯头部分的流向涡强度被削弱,因而射流高速层的形态受流向涡卷吸影响更小,因而其与低速流体间的剪切作用增强,分离区展向涡强度变大。

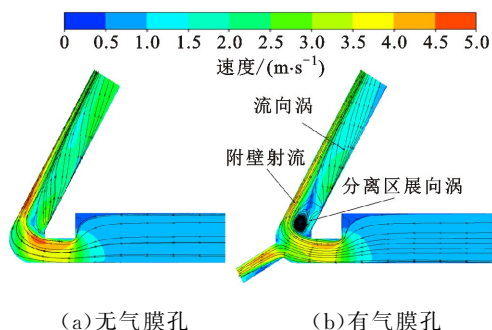


图5 通道展向50%截面速度分布

Fig. 5 Velocity contours on the mid-span section

除流动结构变化外,气膜抽吸也影响了通道内的压力分布。通道展向50%截面的静压分布如图6

所示。在滞止区增设气膜孔后,一方面导致由射流孔出流的冷气流量增大,供气腔的压力降低;另一方面导致滞止区的面积减小,滞止区压力降低。由射流孔流出的外侧流体沿靶面直接流入气膜孔,因而增加了两处分离区,即射流孔的孔入口内侧面和气膜孔的入口处。

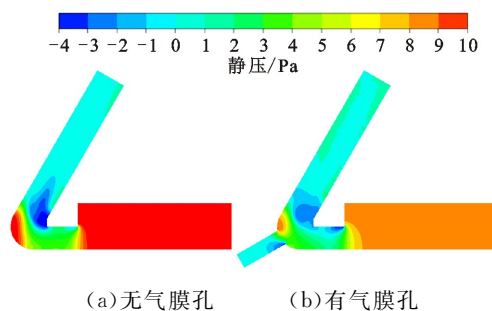
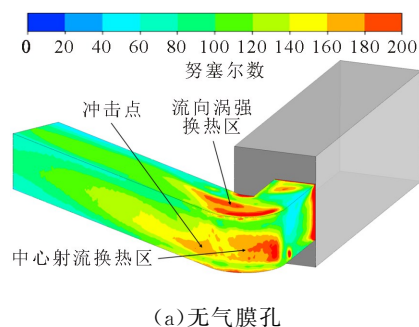


图6 通道展向50%截面的静压分布

Fig. 6 Pressure contours on the mid-span section

气膜抽吸对压力分布产生影响的同时也伴随着流动损失发生变化。相比于无气膜孔72.4%的总压损失系数,有气膜孔结构的降低到了67.9%,这是因为外侧射流冲击点的分离在增设气膜孔后被削弱,虽然产生了新的损失来源即气膜孔内分离区的掺混损失,但由于下游通道内的掺混损失随流量降低而减少的程度更大,整体损失系数降低。

冷却通道表面的努塞尔数分布对比如图7所示,布置气膜孔后,除了位于滞止线附近区域的换热峰值增大之外,靶面的其他区域的换热强度几乎均有所下降。由于孔口边缘处的小分离涡的扰动作用提高了靶面尤其是孔下游位置的湍流度,因而在气膜孔入口附近区域产生强换热区。位于顶面和底面的流向涡尺度由于抽吸作用影响而减小,换热强度由此也被削弱。在靶面下游,努塞尔数分布呈现典型的附壁射流冷却特征,表明气膜抽吸会引起壁面射流向靶面贴附,从而降低了局部换热系数。



(a) 无气膜孔

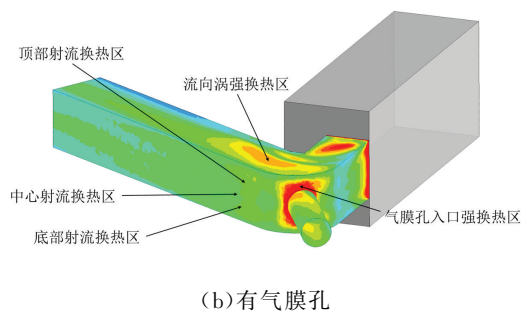


图 7 冷却通道表面努塞尔数对比

Fig. 7 Comparison of Nusselt number of cooling channel surface

2.2 射流雷诺数影响

表 2 给出了滞止线开孔结构在不同射流雷诺数条件下的流动参数。在气膜流量比方面,不同射流雷诺数条件下,气膜抽吸的冷气流量比始终维持在 25% 左右,这表明此计算模型中气膜流量比与总的冷气供气量无关。在总压损失方面,流动损失的绝对值随雷诺数的增加而增加,但总压损失系数由于总压的增长并没有呈现明显的变化。

在射流雷诺数对流动特性的影响方面,随雷诺数的提高,除了速度有明显的提高之外,流动结构基本保持稳定,因而整体压力分布趋势也基本一致。在换热特性方面,整个靶面的侧向平均努塞尔数分布也基本一致,其大小随着射流雷诺数的增加而均匀地增加,相对于雷诺数为 10 000 的工况,雷诺数为 40 000 工况的换热系数提高了 120%~250%,其中气膜孔处的换热峰值提高了 136%。

表 2 不同射流雷诺数条件下的流动参数

Table 2 Flow parameters under different jet Reynolds number conditions

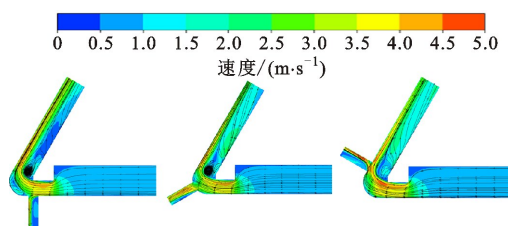
射流雷诺数	10 000	20 000	30 000	40 000
$F/\%$	25.09	24.99	25.17	25.62
$C_{\text{gtp}}/\%$	71.33	68.50	67.89	67.97

3 气膜孔布置的作用机制分析

3.1 单孔位置影响

本节讨论了不同气膜孔位置对冷却通道内部流动及冷却壁面的换热影响,未考虑气膜出流后在壁面的覆盖和冷却问题。不同气膜孔位置条件下的展向 50% 截面的速度分布如图 8 所示。压力侧开孔结构中,气膜流量比为 9.6%,外侧射流的抽吸加剧了前缘滞止区的回流,甚至使射流冲击点向下游移动,非常不利于对高负荷的前缘滞止线进行有效冷

却。与具有 25.2% 气膜流量比的滞止线开孔相比,吸力侧开孔结构的气膜流量比为 13.8%,同时在前缘区域的流动结构更接近无气膜结构的半附壁、半冲击射流形态,因而在冲击点位置的射流具有较大的流向动量,不利于气膜出流。吸力侧抽吸增加了流向涡的涡量,一定程度上破坏了高速射流的层状形态,降低了其与低速流体间的剪切作用,使得射流内侧的分离涡强度大大降低。

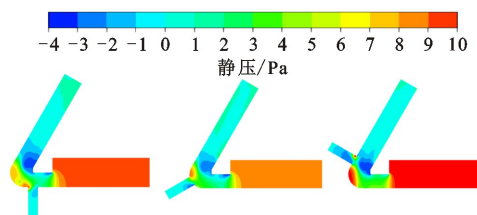


(a) 压力侧开孔 (b) 滞止线开孔 (c) 吸力侧开孔

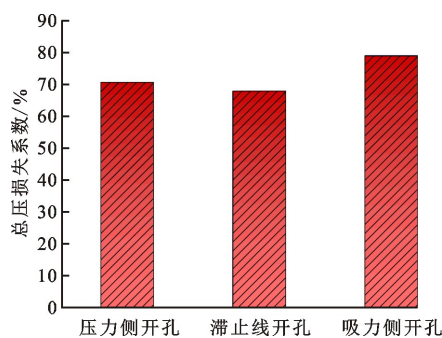
图 8 不同气膜孔位置条件下展向 50% 截面的速度分布

Fig. 8 Velocity contours on the mid-span section with different film hole positions

气膜出流的流动状态取决于当地的压力梯度分布,图 9 给出了不同气膜孔位置条件下展向 50% 截面的静压分布和总压损失系数。



(a) 展向 50% 截面的静压分布



(b) 总压损失系数

图 9 不同气膜孔位置条件下的压力分布及总压损失

Fig. 9 Pressure contours and total pressure loss with different film hole positions

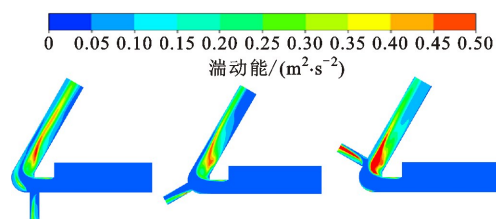
从图 9 可以看出,压力侧开孔位置为射流高速流动的低压区,与气膜孔出口压力形成的压差较小,不利于气膜出流,在实际叶片中有可能发生主流

入侵现象。滞止线开孔位置位于射流的直接冲击区域,属于整个通道内压力最高点,因而流量大,孔内分离区小,能够形成孔内对转涡。吸力侧开孔位置同样处于附壁射流高速流动的低压区,而抽吸发生在射流冲击靶面圆弧段之后,因而其前缘滞止压力最高,同时在气膜孔进口处的分离点位置存在局部高压。由于动叶吸力侧压力较低,气膜孔两侧压差大,吸力侧开孔相对压力侧更具实际意义。

由气膜孔影响所形成的分离流动损失,但气膜出流降低了通道内的冷气流量,致使通道内的流动损失降低,因而不同位置、不同气膜流量比的气膜抽吸结构所产生的损失特性是不同的。由图9可以看出,压力侧开孔时,其总压损失系数低于压力侧开孔的78.92%,低于无气膜孔结构的72.4%,但略高于滞止线开孔的67.89%。吸力侧开孔结构下全部射流流体都经过剧烈回转,额外增加了气膜孔内掺混,因此其总压损失系数高于其他所有结构。

图10给出了展向50%截面湍动能分布,可以详细分析气膜孔位置对流动损失机理的影响规律。在压力侧开孔结构中,冷气进入气膜孔所形成的分离区造成了新的压力损失,而抽走外侧射流破坏了靶面圆弧段的附壁射流,在弯头区域的复杂二次流提高了当地总压损失,但其在射流进入冷却通道前就抽走了部分冷气,从而使得通道雷诺数下降,降低了下游通道内的掺混损失。因此,从结果上看,压力侧开孔降低了整体总压损失系数。滞止线开孔结构的25%流体没有经历回转过程就由气膜孔被抽吸走了,因而流动损失最小。在吸力侧开孔中,靶面圆弧段起点的二阶不连续位置处的小回流区局部损失较大,当射流受靶面圆弧段约束进入气膜孔时保持了较高的射流动量,因而在孔内形成了显著的分离涡损失。同时,对于吸力侧开孔结构,冷气在经过圆弧段靶面回转后,集中在外侧的射流具有更高的动量,并且在气膜孔孔口处分离后,其中一部分射流继续以较高动量沿冷却通道壁面流动,通道内侧分离区损失大幅增加,从而使得吸力侧开孔结构整体流动损失最大。

图11给出了靶面努塞尔数分布。对于压力侧开孔结构,其孔口回流在气膜孔下游形成了强换热区,靶面圆弧段的大量回流也提高了流向涡的强度,使得靶面强换热区被分为上下两个部分。滞止线开孔的强换热区则局限在气膜孔四周,在圆弧段下游的二阶不连续处存在一个换热强度略高的区域,可以观察到3股射流对壁面进行冷却的位置,其下游

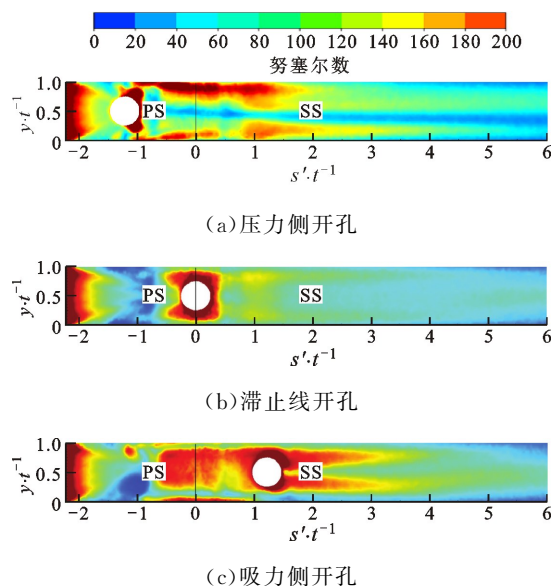


(a)压力侧开孔 (b)滞止线开孔 (c)吸力侧开孔

图10 不同气膜孔位置条件下展向50%截面的湍动能分布

Fig. 10 Turbulence kinetic energy contours on the mid-span section with different film hole positions

的换热系数分布比较均匀。吸力侧开孔则由于其靶面圆弧段内的附壁射流被破坏,二次流结构复杂,同时当地存在湍流度高的小回流区,形成了覆盖整个圆弧段的强换热区,而吸力侧气膜孔的抽吸作用为靶面努塞尔数提高了第二个峰值,使得下游努塞尔数提高,换热增强。



(a)压力侧开孔

(b)滞止线开孔

(c)吸力侧开孔

图11 不同气膜孔位置条件下的靶面努塞尔数分布

Fig. 11 Nusselt number on the target surface with different film hole positions

3.2 多孔抽吸的冷却特性

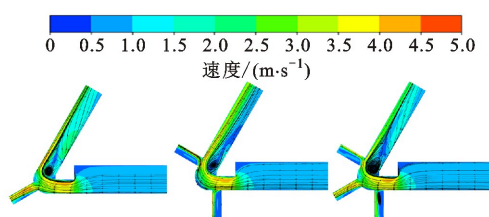
实际动叶前缘一般需要多排气膜孔交叉布置,多孔抽吸的影响首先体现在抽吸冷气的流量比上,表3给出了不同气膜孔布置方式下各位置气膜孔抽吸流量比以及总气膜流量比。由于入口位置处于射流高速低压区,所以在多孔结构中压力侧气膜孔流量比始终是最低的,滞止线气膜孔凭借其入口位置优势具有最大的抽吸流量比。吸力侧气膜孔的抽吸流量比居中,与双孔相比,三孔中下降了31.9%。

表 3 不同结构的气膜流量比

Table 3 Air film flow ratio of different structures

结构	气膜流量比/%		
	单孔	双孔	三孔
压力侧开孔		8.42	4.64
滞止线开孔	25.17		23.99
吸力侧开孔		10.94	7.45
总量	25.17	19.34	36.07

图 12 给出了 50% 截面速度分布,可以详细观察壁面射流的形态。相比于单孔结构,双孔结构的壁面射流呈现明显的对转特征,非附壁射流层状结构,主要体现在其低速区速度过低,而其气膜流量比低于单孔结构,说明冷气以对转角涡的形态存在于通道的顶面和底面附近。另外,双孔结构的气膜孔流量都集中在孔内的背风侧,迎风侧则都存在大面积的低速回流区。三孔结构的气膜出流则主要集中在滞止线气膜孔,与单孔结构相比,其冷气出流更多,在吸力侧下游的壁面射流速度明显降低,通道内的低速回流区面积大大增加,回流展向涡的强度和尺度都显著提高,有利于内壁面冷却。

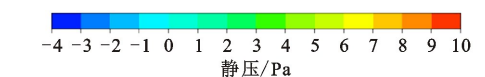


(a)单气膜孔 (b)双气膜孔 (c)三气膜孔

图 12 不同气膜孔数量条件下展向 50% 截面的速度分布
Fig. 12 Velocity contours on the mid-span section with different film hole numbers

流场特性受压力梯度分布的影响很大,图 13 给出了相同截面上的静压分布。由图 13 可以看出,与单孔结构相比,双孔结构的靶面圆弧段滞止压力明显升高,两个气膜孔的背风侧分离点均出现了局部高压,有利于提高当地的换热系数,其通道内侧的低压区范围也随着气膜抽吸位置的增加而加强。三孔结构由于抽吸孔较多,尤其是滞止线气膜孔入口正对射流孔,所以整体静压较低。各个孔内的压力分布情况与其对应单孔结构的压力分布基本一致,说明壁面射流结构气膜抽吸孔间的干涉作用并不明显。

气膜孔数量的增加往往会导致流动损失的增加,图 14 给出了 3 个结构的总压损失系数。由



(a)单气膜孔 (b)双气膜孔 (c)三气膜孔

图 13 不同气膜孔数量条件下展向 50% 截面的静压分布
Fig. 13 Pressure contours on the mid-span section with different film hole numbers

图 14 可以看到:双孔结构的总压损失系数相比单孔结构增加了 10.6%,相比无气膜孔结构则增加了 3.6%;三孔结构的总压损失系数相比单孔结构增加了 6.9%,与无气膜孔结构基本持平。

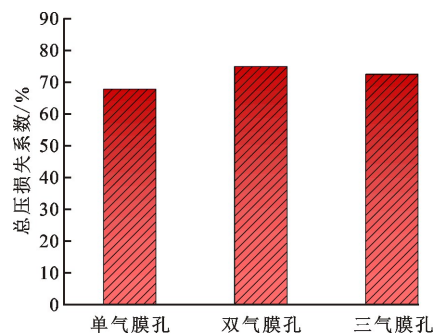
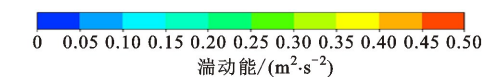


图 14 不同气膜孔数量条件下的总压损失系数

Fig. 14 Total pressure loss coefficient on the mid-span section with different film hole numbers

图 15 给出了不同气膜孔数量条件下 50% 展向高度截面的湍动能分布。由图 15 可以看出:双孔结构的气膜孔内均存在掺混损失,前缘靶面的分离涡也更加明显,但是通道内的掺混强度明显低于单孔结构;相比于双孔结构,三孔结构虽然增加了新的气膜孔内损失,但是其气膜孔内和其下游通道内的流动掺混比前者都要弱,且新增加的损失要小于降低的损失。因此,三孔结构的总压损失系数要比双孔结构小。



(a)单气膜孔 (b)双气膜孔 (c)三气膜孔

图 15 不同气膜孔数量条件下 50% 展向截面湍动能分布
Fig. 15 Turbulence kinetic energy contours on the mid-span section with different film hole numbers

图16给出了沿流动方向的靶面侧向平均努塞尔数分布对比。由图16可以看到:尽管单气膜孔结构在靶面大多数位置的努塞尔数都是最低的,但其在前沿滞止线位置处产生了最高的换热系数;对于双气膜孔结构,在靶面下游提供了最高的努塞尔数,然而其对前沿区域的冷却最差,远小于其他两种结构;三气膜孔结构则兼具在滞止线处精确冷却和对靶面上下游提供充分冷却的特点,主要缺点在于对 $s'/t > 5$ 的远下游区域冷却效果稍差,但这里对应的叶片吸力侧热负荷相对滞止线较低。因此,从内部冷却的角度出发,三气膜孔能够提供最平衡的冷却效果,但同时要付出高流动损失的代价。

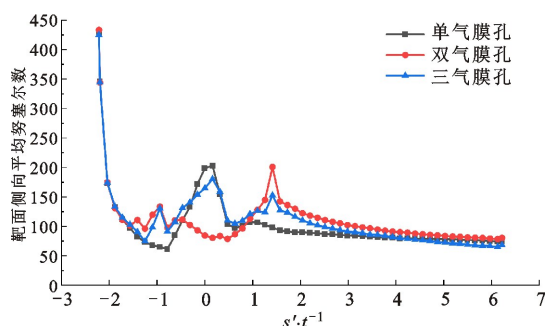


图16 不同气膜孔数量条件下的靶面侧向平均努塞尔数分布对比

Fig. 16 Span-wise averaged Nusselt number on the target surface with different film hole numbers

4 结 论

本文通过建立气膜出流条件下的壁面射流气热性能数值分析模型,研究了气膜出流、射流雷诺数、气膜孔位置等因素对带气膜抽吸的壁面射流冷却特性的作用机制,可得如下主要结论。

(1)由于气膜抽吸的作用,在换热特性方面,气膜孔附近的换热系数增大,而靶面下游的换热强度被削弱;在流动特性方面,流动结构稳定并呈现附壁射流特征,湍流度降低,流动损失降低,整体来看,流动损失系数降低了4个百分点。

(2)随着雷诺数的增大,流动结构没有明显变化,在气膜孔出口压力与通道出口压力均为大气压条件下,气膜流量比在射流雷诺数为10 000~40 000范围内维持在25%左右。同时,整个靶面的侧向平均值随着射流雷诺数的增加而均匀增加,相对于雷诺数为10 000工况,雷诺数为40 000的换热系数提高了120%~250%,其中气膜孔处的换热峰值提高了136%。

(3)气膜孔位置对壁面射流冷却特性最主要的影响是改变了气膜流量比。在本文计算工况下,压力侧、滞止线、吸力侧开孔结构的气膜流量比分别为9.6%、25.2%、13.8%,与之对应的总压损失系数分别为70.6%、67.9%、78.9%,气膜抽吸造成的通道流量降低能够减小下游的流向涡损失,但同时会在气膜孔内产生掺混损失。在换热特性方面,气膜流量比越大,整体换热强度降低,3种结构的换热峰值均处于气膜孔位置,因此滞止线处开孔最有利于对前沿滞止区的精确冷却。

(4)在多孔抽吸特性方面,每个气膜孔的抽吸作用均会在一定程度上提高下游靶面的湍流度和换热强度,但整体的冷却水平依然由气膜流量比主导。气膜孔增加后,气膜孔内的掺混损失增加,但通道内的流动损失降低,三气膜孔结构的整体总压损失系数与无气膜孔结构持平。总体来看,气膜流量比最低的双气膜孔结构换热强度最高,三气膜孔次之,单气膜孔最低。

参考文献:

- [1] LUAN Yigang, BU Shi, SUN Haiou, et al. Numerical investigation on flow and heat transfer in matrix cooling channels for turbine blades [C]//ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York, NY, USA: ASME, 2016: V05BT11A005.
- [2] 董志国,王鸣,李晓欣,等. 航空发动机涡轮叶片材料的应用与发展[J]. 钢铁研究学报, 2011, 23(S2): 455-457.
DONG Zhiguo, WANG Ming, LI Xiaoxin, et al. Application and progress of materials for turbine blade of aeroengine [J]. Journal of Iron and Steel Research, 2011, 23(S2): 455-457.
- [3] GOLDSTEIN R J, BEHBAHANI A I, HEPPELMANN K K. Streamwise distribution of the recovery factor and the local heat transfer coefficient to an impinging circular air jet [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1986, 29(8): 1227-1235.
- [4] METZGER D E, YAMASHITA T, JENKINS C W. Impingement cooling of concave surfaces with lines of circular air jets [J]. Journal of Engineering for Power, 1969, 91(3): 149-155.
- [5] TASLIM M E, BAKHTARI K, LIU H. Experimental and numerical investigation of impingement on a rib-roughened leading-edge wall [J]. Journal of Turbomachinery, 2003, 125(4): 682-691.
- [6] 刘钊,丰镇平,宋立明. 实际叶片前缘冲击冷却流动

- 和换热的数值研究[J]. 西安交通大学学报, 2011, 45(1): 5-9, 20.
- LIU Zhao, FENG Zhenping, SONG Liming. Numerical study on flow and heat transfer of impingement cooling on leading edge of actual turbine blade [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2011, 45(1): 5-9, 20.
- [7] 迟重然. 燃气轮机透平冷却结构作用机制与设计优化方法[D]. 北京: 清华大学, 2014.
- [8] METZGER D E, KORSTAD R J. Effects of crossflow on impingement heat transfer [J]. Journal of Engineering for Power, 1972, 94(1): 35-41.
- [9] GOLDSTEIN R J, BEHBAHANI A I. Impingement of a circular jet with and without cross flow [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1982, 25(9): 1377-1382.
- [10] FLORSCHUETZ L W, METZGER D E, SU C C. Heat transfer characteristics for jet array impingement with initial crossflow [J]. Journal of Heat Transfer, 1984, 106(1): 34-41.
- [11] TASLIM M E, BETHKA D. Experimental and numerical impingement heat transfer in an airfoil leading-edge cooling channel with cross-flow [J]. Journal of Turbomachinery, 2009, 131(1): 011021.
- [12] XING Yunfei, SPRING S, WEIGAND B. Experimental and numerical investigation of impingement heat transfer on a flat and micro-rib roughened plate with different crossflow schemes [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2011, 50(7): 1293-1307.
- [13] CALISKAN S, BASKAYA S. Experimental investigation of impinging jet array heat transfer from a surface with V-shaped and convergent-divergent ribs [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2012, 59: 234-246.
- [14] CHEN Lingling, BRAKMANN R G A, WEIGAND B, et al. Experimental and numerical heat transfer investigation of an impingement jet array with V-ribs on the target plate and on the impingement plate [J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2017, 68: 126-138.
- [15] GLEZER B, MOON H K, O'CONNELL T. A novel technique for the internal blade cooling [C]//ASME 1996 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition. New York, NY, USA: ASME, 1996: V004T09A015.
- [16] LIGRANI P M, HEDLUND C R, BABINCHAK B T, et al. Flow phenomena in swirl chambers [J]. Experiments in Fluids, 1998, 24(3): 254-264.
- [17] MOON H K, O'CONNELL T, GLEZER B. Heat transfer enhancement in a circular channel using lengthwise continuous tangential injection [C]//Proceedings of the 11th International Heat Transfer Conference. Danbury, CT, USA: Begell House, 1998: 559-564.
- [18] 周源远, 范小军, 李亮, 等. 燃气轮机叶片前缘旋流冷却的热流固耦合数值研究 [J]. 西安交通大学学报, 2020, 54(1): 135-142.
- ZHOU Yuanyuan, FAN Xiaojun, LI Liang, et al. Numerical research on the swirl cooling using thermal-fluid-structure coupled method for turbine blade leading edge [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2020, 54(1): 135-142.
- [19] KUSTERER K, LIN Gang, BOHN D, et al. Heat transfer enhancement for gas turbine internal cooling by application of double swirl cooling chambers [C]//ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition. New York, NY, USA: ASME, 2013: V03AT12A027.
- [20] KUSTERER K, LIN Gang, BOHN D, et al. Leading edge cooling of a gas turbine blade with double swirl chambers [C]//ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition. New York, NY, USA: ASME, 2014: V05AT12A024.
- [21] ZHANG Luzeng, YIN Juan, MOON H K. Airfoil for turbomachine and airfoil cooling method; USA 2017/0248022A1 [P]. 2017-08-31.
- [22] HE Wei, DENG Qinghua, HE Juan, et al. Effects of jetting orifice geometry parameters and channel Reynolds number on bended channel cooling for a novel internal cooling structure [C]//ASME Turbo Expo 2019: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York, NY, USA: ASME, 2019: V05AT11A005.
- [23] HE Wei, DENG Qinghua, YANG Guoying, et al. Effects of turning angle and turning internal radius on channel impingement cooling for a novel internal cooling structure [J]. Journal of Turbomachinery, 2021, 143(9): 091005.
- [24] XING Yunfei, SPRING S, WEIGAND B. Experimental and numerical investigation of heat transfer characteristics of inline and staggered arrays of impinging jets [J]. Journal of Heat Transfer, 2010, 132(9): 53-58.
- [25] LING J P C W, IRELAND P T, HARVEY N W. Measurement of heat transfer coefficient distributions and flow field in a model of a turbine blade cooling passage with tangential injection [C]//ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea, and Air. New York, NY, USA: ASME, 2006: 325-340.

(编辑 赵炜 杜秀杰)