

文章编号: 1000-8055(2023)11-2729-09

doi: 10.13224/j.cnki.jasp.20220024

涡轮叶片中旋流冷却的肋片对流动换热的影响

严 彪, 朱 华, 刘雨松, 李 亮

(西安交通大学 能源与动力工程学院 叶轮机械研究所, 西安 710049)

摘 要: 为了探究肋片结构对旋流冷却进气腔和旋流腔内冷却气体流动和换热特性的影响, 建立了六种不同的带肋旋流冷却模型, 在相同的边界条件下对比分析了 6 种结构的流动换热特性和综合换热性能的差异。结果表明: 在进气腔靶面加肋片能使进气腔靶面换热强度明显增强, 而且肋片对进气腔整体流动的扰流影响较小; 在旋流腔靶面加肋片增强了旋流腔靶面换热强度, 并且提高了旋流腔内综合换热因子。在 6 种结构中, 进气腔靶面上加 45°斜肋并且旋流腔靶面加 90°环肋的结构获得了最高的靶面总换热量和旋流腔内综合换热因子; 与不加肋的旋流冷却结构相比, 两个靶面的总换热量提高了 51.8%, 旋流腔内综合换热因子提高了 3.44%。

关 键 词: 涡轮叶片; 旋流冷却; 进气腔; 旋流腔; 气动性能; 换热特性

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

Effects of finned structure on flow and heat transfer characteristics in vortex cooling of turbine blade

YAN Biao, ZHU Hua, LIU Yusong, LI Liang

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

Abstract: In order to investigate the influence of the flow and heat transfer characteristics on vortex cooling with different finned structures in the intake cavity and vortex cooling chamber, six different models with finned structure were built. The flow characteristics, the heat transfer characteristics, and the comprehensive heat transfer performance of these six models were compared and analyzed under the same boundary conditions. The results showed that the heat transfer intensity of the target in the intake cavity increased obviously when finned structure was added to the intake cavity. When finned structure was added to the vortex chamber target surface, the heat transfer intensity and comprehensive heat transfer factor of the target in the vortex cooling chamber were enhanced a lot, too. Among these six models, the model with 45° oblique fins on the intake cavity and 90° fins on the vortex cooling chamber had the highest total heat transfer and comprehensive heat transfer factor, the total heat transfer of the two targets was 51.8% higher than that of the non-finned model, the comprehensive heat transfer factor was 3.44% higher than that of the non-finned model.

Keywords: turbine blade; vortex cooling; air intake cavity; vortex cooling chamber;
flow properties; heat transfer characteristics

收稿日期: 2022-01-16

基金项目: 国家科技重大专项(2017- I -0009-0010)

作者简介: 严彪(1997—), 男, 硕士生, 研究方向为燃气涡轮叶片冷却技术。E-mail: 17729831160@163.com

通信作者: 李亮(1974—), 男, 教授、博士生导师, 博士, 研究方向为燃气轮机高温透平叶片冷却技术、汽轮机通流优化、湿蒸汽/湿空气两相流。
E-mail: liliang@mail.xjtu.edu.cn

引用格式: 严彪, 朱华, 刘雨松, 等. 涡轮叶片中旋流冷却的肋片对流动换热的影响[J]. 航空动力学报, 2023, 38(11): 2729-2737. YAN Biao, ZHU Hua, LIU Yusong, et al. Effects of finned structure on flow and heat transfer characteristics in vortex cooling of turbine blade[J]. Journal of Aerospace Power, 2023, 38(11): 2729-2737.

燃气轮机在工业领域有着广泛应用,并且在军用、民用航空中发挥关键作用。随着航空工业的发展,现代航空发动机的透平第一级静叶进气温度已经达到 $2\,000\text{ K}$ ^[1-3],这对于燃气涡轮叶片来说已经超过了材料的耐热极限,必须对叶片实施有效的冷却措施。旋流冷却作为燃气涡轮叶片前缘的一种新型冷却方式,具有换热均匀、换热强度高、抗横流冲击影响小等特点^[4-5]。燃气轮机透平叶片内部 U 型通道布置肋片的传热特性研究也已经取得了很大的进展,布置肋片后的通道具有流体湍动度增加、换热的接触面积增大、换热增强等特点^[6]。

目前对于旋流冷却的换热和流动特性的研究已经取得了很大的进展。国外一些学者 Kreith、Ligrani、Glezer 等对旋流冷却机理做了系统性研究,发现旋流流动会产生很薄的热边界层从而增强换热强度,并在旋流腔内观测到了对于强化换热至关重要的 Görtler 旋涡^[7-9]。Ling 等开发了双喷嘴圆管旋流冷却模型,分析得出了换热系数和流场结构,发现旋流冷却的传热分布比较均匀^[10]。目前,对于旋流冷却模型的研究主要集中在旋流冷却进口喷嘴、旋流腔体、抽吸孔等结构。其中, Fan 等研究了喷嘴数和来温比、周向喷嘴数、喷嘴长宽比对旋流冷却的影响^[11-14]; Wang 等研究了旋流腔体的拔模斜度和实际叶片前缘的气膜孔对旋流冷却的影响^[15-16]; Du 等研究了喷嘴的尺寸和安装角度、抽吸孔的存在、气膜孔的几何位置和尺寸对旋流冷却的影响^[17-21]。

燃气轮机透平叶片内部通道内加肋片提高换热的研究也已较为深入。Ekkad 等对肋片对透平叶片中弦区 U 形通道传热特性的影响开展了大量实验研究工作,研究了包括带 90° 直肋片、 60° 斜肋片、 60° V 型肋片的通道壁面传热特性^[22-23]。Azad 和 Schuler 等研究了布置有 45° 斜肋片的旋转 U 形通道换热特性,发现布置 45° 斜肋片的旋转通道的换热系数相较于光滑 U 形通道有显著提高^[24-26]。Xie 等发现在旋转条件下, 90° 直肋片会导致 U 形通道换热强度大幅度提高^[27]。

目前,对于旋流冷却结构模型的设计和优化上主要考虑喷嘴几何参数、喷嘴布置位置、旋流腔的拔模斜度、气膜孔的影响因素等方面,而透平叶片内部加肋片的冷却方式在实际叶片中已经获得广泛应用,但从目前的研究来看,将旋流冷却和肋片结构的结合却很少应用于涡轮叶片冷却

结构。基于此,本文在参考文献 [12] 的结构基础上,在旋流冷却进气腔靶面和旋流腔靶面加肋片,创新地建立了五种不同的加肋片旋流冷却结构模型,并与原始不加肋片旋流冷却结构模型进行对比,通过数值模拟,分析了 6 种结构的数值模拟结果,获得了流动换热特性最优的旋流冷却结构模型,随着叶片制造技术的提升,该种最优结构的制造加工工艺也不断完善,该结构可以为寻找更优的透平叶片前缘冷却结构提供参考。

1 计算模型建立及数值求解方法

1.1 几何模型

图 1 给出了旋流冷却在实际叶片前缘中的示意图,前缘旋流冷却的进气腔一般为叶片中弦区 U 形通道的一部分。图 2 给出了本文部分旋流冷却结构的三维模型。图 3 给出了部分旋流冷却结构模型的几何尺寸。如图 2(a) 的结构所示,冷气

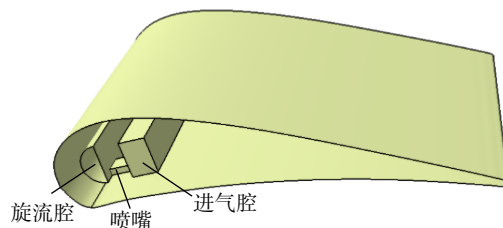


图 1 旋流冷却在实际叶片前缘的示意图

Fig. 1 Diagram of vortex cooling at the leading edge of an actual turbine blade

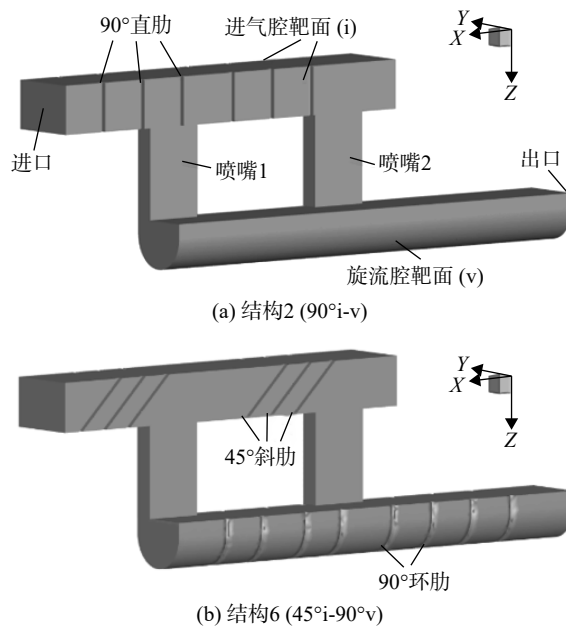


图 2 部分旋流冷却结构三维模型

Fig. 2 Three-dimensional model of partial vortex cooling structure

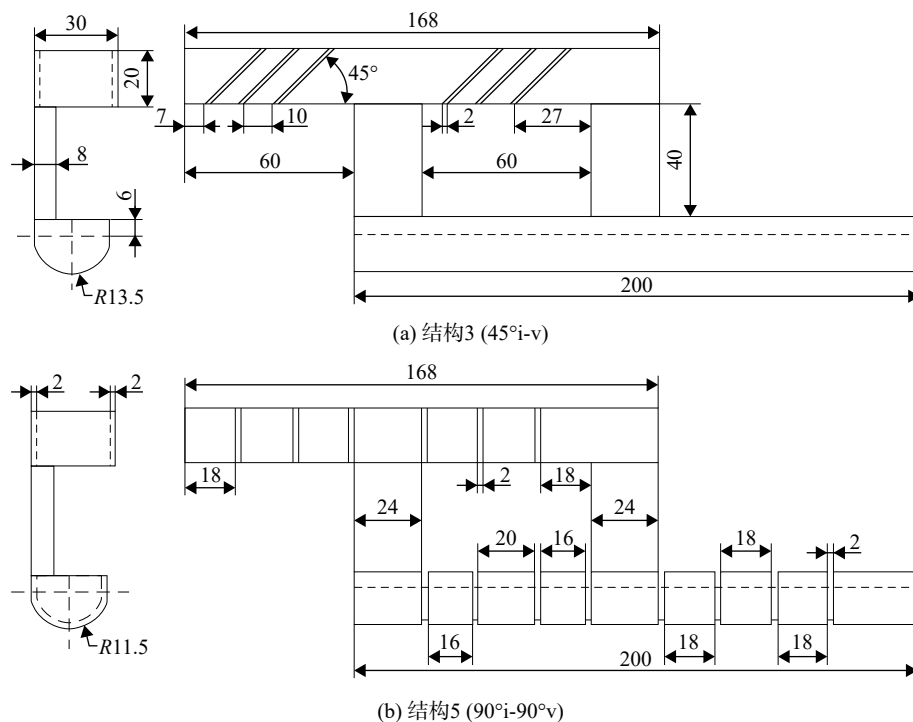


图 3 部分模型的几何尺寸(单位: mm)

Fig. 3 Geometrical dimensions of partial models (unit: mm)

由进口进入进气腔与进气腔靶面进行换热,而后通过两个喷嘴切向入射到旋流腔中,对叶片前缘进行冷却。为探究进气腔壁面加肋片对旋流冷却性能的影响,结构 2 和结构 3 分别在进气腔靶面(intake chamber target surface, 简称 i)加 90°直肋片和 45°斜肋片;为探究旋流腔靶面加肋片对旋流冷却的影响,结构 4 在旋流腔靶面(vortex chamber target surface)加 90°环肋。结构 5 和结构 6 分别为旋流腔靶面加 90°环肋且进气腔靶面分别加 90°直肋片、45°斜肋片的结构模型。根据肋片开设位置和肋片类型,6 种结构分别命名为 i-v、90°i-v、45°i-v、i-90°v、90°i-90°v、45°i-90°v。为了保证结构对比的同一性,6 种结构进气腔的长宽、旋流腔的半径、喷嘴的长宽均保持一致。

1.2 网格划分与边界条件设置

以结构 5(90°i-90°v)为例,图 4 给出了计算模型的网格划分示意图。计算网格采用 ANSYS ICEM 商业软件进行划分,旋流腔室采用 O 型网格进行划分,进气腔和喷嘴采用 H 型网格进行划分,在壁面肋片进行加密处理,保证 $y^+ < 1$ 。其他结构和结构 5(90°i-90°v)的整体网格划分方案相同。数值模拟采用 ANSYS CFX 软件求解三维稳态 RANS(Reynolds Averaged Navier-Stokes)方程的方法,并设置了 2 阶求解精度。6 种计算模型边界条件相同且设置如下:进口处的湍动度设置

为 5%,进口冷却气体温度为 350 K,进口雷诺数 $Re_{in}=20\,000$;图 2(a)所示的进气腔靶面(i)和旋流腔靶面(v)均设置为等温边界条件,温度设置为 500 K;其余所有壁面均设置为绝热壁面,且所有壁面保持无速度滑移;出口静压设置为 101 325 Pa。

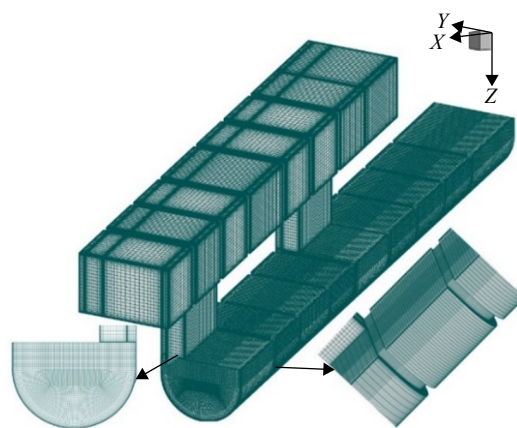


图 4 结构 5(90°i-90°v)的网格划分

Fig. 4 Grid of structure 5 (90°i-90°v)

1.3 重要参数定义

定义进口雷诺数 Re_{in}

$$Re_{in} = \frac{\rho V_{in} D_{in}}{\mu} \quad (1)$$

式中 V_{in} 为进口冷气平均速度; D_{in} 为进口截面水力直径; ρ 为进口冷却气体平均密度; μ 为进口冷

却气体平均动力黏度。

定义努塞尔数

$$Nu = \frac{q_w D_c}{\lambda (T_w - T_{in})} \quad (2)$$

式中 q_w 为热流密度; λ 为导热系数; T_w 为靶面温度; T_{in} 为冷气进口温度; D_c 为截面水力直径。

定义速度 V_{YZ}

$$V_{YZ} = \sqrt{(V_Y^2 + V_Z^2)} \quad (3)$$

式中 V_Y 、 V_Z 为分别为 Y 方向、 Z 方向的速度分量。

定义压力系数 C_p

$$C_p = \frac{p - p_{out}}{p_{in} - p_{out}} \quad (4)$$

式中 p 为冷气总压力; p_{in} 为冷气进口总压; p_{out} 为冷气出口静压力。

定义旋流腔内综合换热因子 η

$$\eta = \frac{Nu_{av}/Nu_0}{(f/f_0)^{1/3}} \quad (5)$$

式中 Nu_{av} 为旋流腔靶面的平均努塞尔数; $Nu_0 = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.4}$ 为旋流腔内 Dittus-Boelter 努塞尔数, 其中 $Re = \frac{\rho V_x D_c}{\mu}$ 为旋流腔内雷诺数, 式中 V_x 为旋流腔内轴向平均速度, $Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda}$ 为普朗特数, 式中 c_p 为冷气的定压比热容; $f = \frac{\Delta p_v D_c}{2\rho L_t V_{in}^2}$ 为摩擦阻力系数, 其中 Δp_v 为旋流腔内总压差, L_t 为旋流腔的轴向长度; $f_0 = 0.079 1Re^{-0.25}$ 为布拉修斯摩擦因数。

1.4 网格无关性验证

由于所有计算模型的网格划分方案相同, 本文以结构 5(90°i-90°v) 的计算模型为例进行网格无关性的验证, 选取的网格数量分别为 289.8 万、

359.3 万、421.4 万、574.9 万、708.7 万, 且保证网格尺度在 X 、 Y 、 Z 三个方向的变化率相同。图 5 给出了进气腔靶面平均努塞尔数 Nu_{ai} 、旋流腔靶面平均努塞尔数 Nu_{av} 随网格数量的变化曲线。可以看出, 当网格数量增加到 574.9 万时, Nu_{ai} 、 Nu_{av} 随网格数量的变化不明显, 说明网格数量大于 574.9 万时, 网格数对计算结果影响不大, 因此本文选用 574.9 万的网格对结构 5(90°i-90°v) 进行计算。采用同样的方法确定其他 5 种计算模型结构 1(i-v)、结构 2(90°i-v)、结构 3(45°i-v)、结构 4(i-90°v)、结构 6(45°i-90°v) 的计算网格数量分别为 629.1 万、661.3 万、771.5 万、590.1 万、676.3 万。

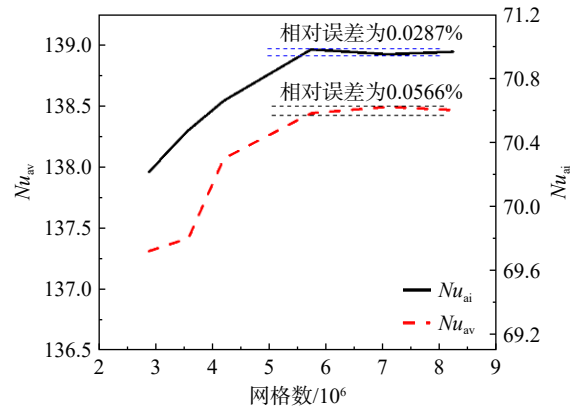


图 5 结构 5(90°i-90°v) Nu_{ai} 、 Nu_{av} 随网格数量的变化

Fig. 5 Nu_{ai} , Nu_{av} of model 5 (90°i-90°v) with the number change of grids

1.5 湍流模型选择

Fan 等^[12] 对比了旋流冷却的实验测量结果与数值计算结果, 实验模型示意图如图 6 所示, 图 7 给出了实验数据与 SST $k-\omega$ (shear stress transport

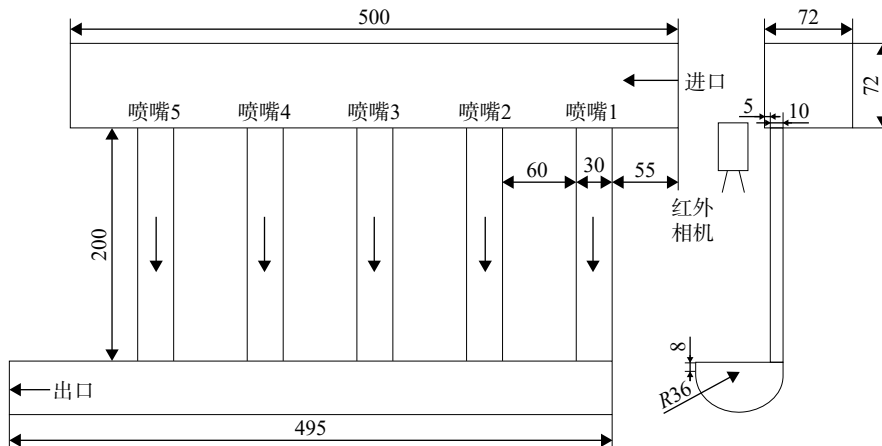


图 6 Fan 等的实验模型^[12] (单位: mm)

Fig. 6 Experimental model of Fan et al.^[12] (unit: mm)

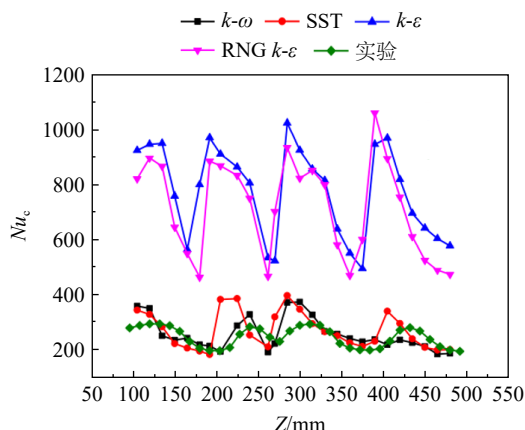
图 7 Fan 等的数值计算结果与实验数据对比^[12]

Fig. 7 Fan et al's comparison of numerical computational results with experimental data^[12]

$k-\omega$)、标准 $k-\omega$ 、标准 $k-\epsilon$ 和 RNG $k-\epsilon$ (Re-Normalisation Group $k-\epsilon$) 4 种湍流模型数值计算结果的对比如, 结果表明标准 $k-\omega$ 湍流模型对于模拟旋流冷却具有最准确的模拟效果^[12], 并且本文的计算模型和 Fan 等的实验模型尺寸几何相似, 因此根据以上的湍流模型和实验的验证结果, 本文选用标准 $k-\omega$ 模型作为湍流计算模型。

2 结果分析

2.1 6 种结构的流动特性分析

图 8 给出了部分结构内冷却气体的整体流线图。 V 代表冷气流速。可以看出, 冷气从进口进入进气腔, 然后通过喷嘴切向进入旋流腔形成大尺度的旋转运动, 最后冷气保持旋转并逐步向下游运动。由于摩擦阻力的存在, 喷嘴 1 喷出的冷气速度在沿旋流腔下游逐渐降低, 但经过喷嘴

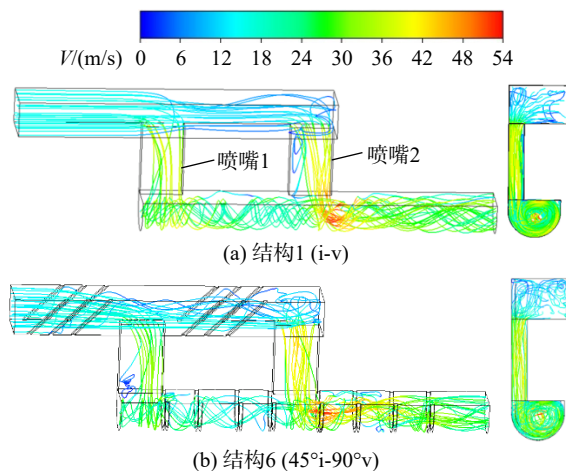


图 8 部分结构的内部冷气流动情况

Fig. 8 Flow of cooling air inside part of models

2 后, 由于新的高速冷气汇入, 冷气的速度升高。由于喷嘴 2 位于进气腔末端, 冷气在进气腔末端堆积, 喷嘴 2 的冷气流速相比于喷嘴 1 更高。在进气腔靶面加肋片后冷气的流速与结构 1(i-v) 相比差异不大, 流线结构相似。在旋流腔靶面加 90°环肋后, 旋流腔内流线的流动相比于结构(i-v) 变化也不大。

图 9 给出了 6 种结构截面 1 和截面 2 的 V_{yz} 云图和流线图。冷气沿进气腔进入喷嘴后, 在进气腔内靠近喷嘴位置处形成角涡, 然后从喷嘴沿着壁面切向流入旋流腔形成一个与腔室尺度接近

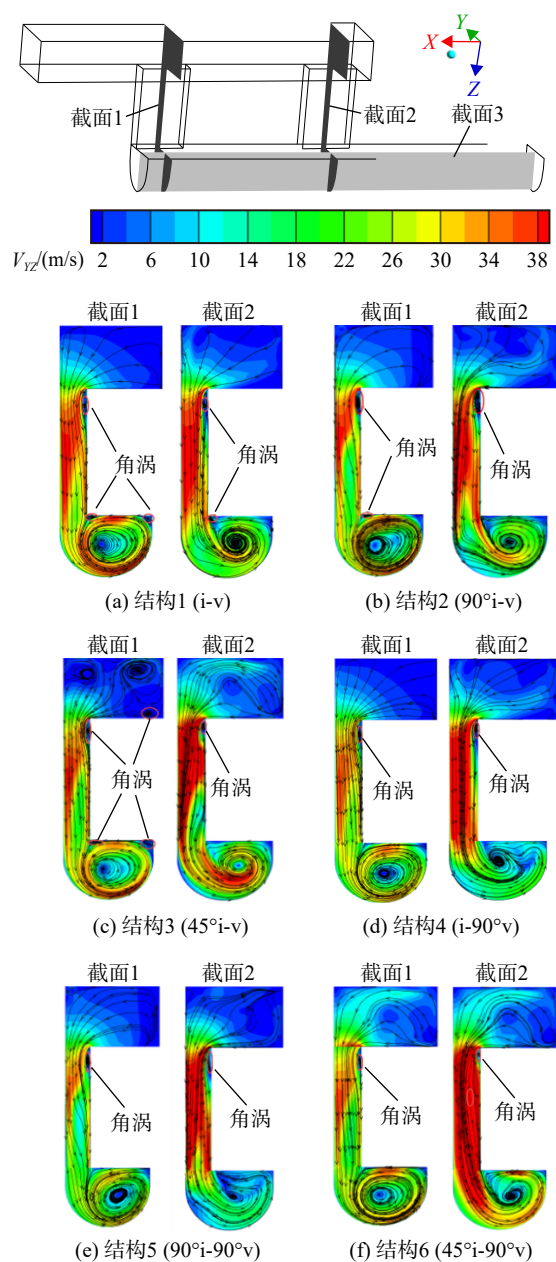
图 9 6 种结构不同截面的 V_{yz} 云图及流线图

Fig. 9 V_{yz} contours and streamlines of six models with different planes

的大漩涡,冷却气流沿着壁面流速逐渐衰减而旋流腔体中心区域流速较低。可以看出,结构 1(i-v)截面 1 和截面 2 旋流腔内靠近喷嘴位置都形成了角涡,截面 1 在旋流腔内右侧壁面也形成了角涡;截面 2 旋流腔内冷气速度相比于截面 1 有所降低,这是壁面摩擦阻力使冷气在旋流腔内的周向速度沿轴向降低的缘故。

结构 2(90°i-v)截面 1 旋流腔内左侧靠近喷嘴位置形成了一个角涡,而且截面 2 旋流腔内的冷气速度相比于结构 1(i-v)有所降低。结构 3(45°i-v)截面 1 进气腔处的流线在靠近左右壁面处都形成了两个大的角涡,而且在进气腔右下侧壁面形成一个角涡,而且截面 1 和截面 2 旋流腔内的冷气速度相比于结构 1(i-v)都有所降低。相比于结构 1(i-v),旋流腔内有 90°环肋的结构 4(i-90°v)、结构 5(90°i-90°v)和结构 6(45°i-90°v)的截面 1 和截面 2 处旋流腔内的角涡均消失;而且结构 4(i-90°v)和结构 5(90°i-90°v)截面 1 和截面 2 旋流腔内的冷气速度相比于结构 1(i-v)都有所降低。值得注意的是,结构 6(45°i-90°v)中截面 2 处喷嘴和旋流腔内大漩涡处的冷气流速相比于截面 1 有所升高。

图 10 给出了 6 种结构的压力系数 C_p 在旋流腔内沿轴向分布示意图。可以看出,6 种结构的 C_p 沿轴向分布整体上呈现下降趋势,这是流动中的摩擦阻力引起的。结构 1(i-v)、结构 2(90°i-v)、结构 3(45°i-v)的 C_p 沿旋流腔轴向分布趋势大致相同,在两个喷嘴位置处均出现波峰。结构 4(i-90°v)、结构 5(90°i-90°v)、结构 6(45°i-90°v)的 C_p 沿旋流腔轴向分布趋势也大致相同,不仅在喷嘴位置出现局部峰值,在旋流腔靶面环肋位置(对应图 10 中的 F1、F2、F3、F4、F5、F6、F7、F8)也出现了多处波峰,说明旋流腔靶面环肋的加入改变了旋流腔内的压力分布。与结构 1(i-v)相比,在进气腔靶面开设肋片的结构 2(90°i-v)、结构 3(45°i-v)旋流腔内的压力损失相差不大,而在旋流腔靶面增加 90°环肋的结构 4(i-90°v)、结构 5(90°i-90°v)、结构 6(45°i-90°v)旋流腔内的压力损失均有所增加。综合来看,仅在进气腔靶面加肋片整体上没有改变冷气在旋流腔内的压力分布,而在旋流腔靶面加肋片使旋流腔内的压力损失增大。

图 11 给出了 6 种结构旋流腔内截面 3 的压力分布云图及流线图。 p 代表冷气总压。可以看

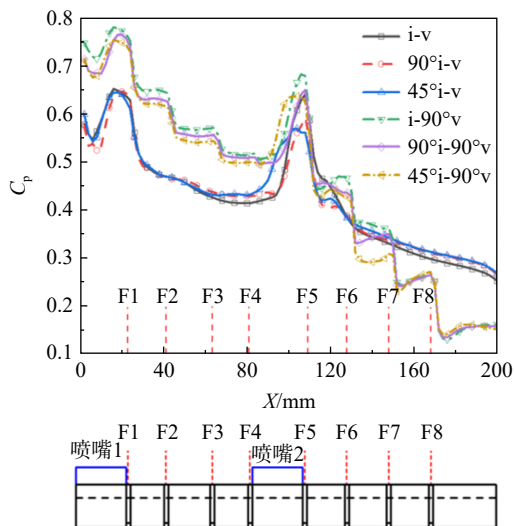


图 10 6 种结构 C_p 在旋流腔腔内沿轴向分布

Fig. 10 C_p of six models are distributed along the axial direction in the vortex cooling chamber

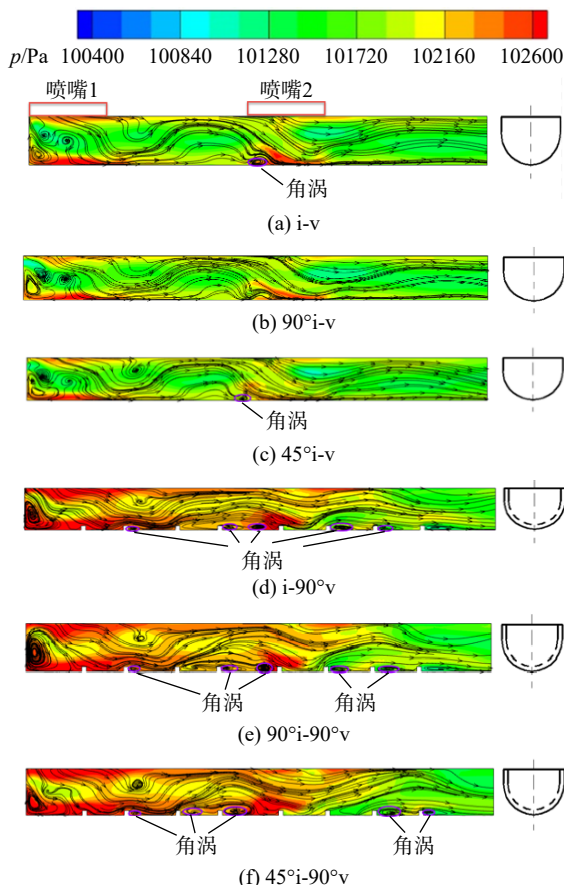


图 11 6 种结构旋流腔内压力分布云图及流线图

Fig. 11 Pressure contours and streamlines of six models in the vortex cooling chamber

出,6 种结构的压力在靠近旋流腔壁面附近较高,内部通道处压力较低,这与图 9 截面内旋流腔处的速度分布是相对应的。冷气由喷嘴进入旋流腔

后沿轴向流动时,会在喷嘴位置处的旋流腔下壁面形成角涡。在旋流靶面增加 90° 环肋的结构 4 (i- 90° v)、结构 5 (90° i- 90° v)、结构 6 (45° i- 90° v) 增强了旋流腔内的扰流,在肋片下游形成分离角涡,且整体压力高于结构 1 (i-v)。6 种结构在两个喷嘴位置处的压力明显高于旋流腔内的其他位置,整体上的压力分布与图 10 压力系数沿旋流腔轴向的分布规律相吻合。结构 2 (90° i-v)、结构 3 (45° i-v) 与结构 1 (i-v) 相比旋流腔截面的整体流线分布相似;结构 4 (i- 90° v)、结构 5 (90° i- 90° v)、结构 6 (45° i- 90° v) 旋流腔截面的整体流线分布相似。综合上述图 10 的分析,在进气腔靶面加肋片后没有改变冷气在旋流腔内的整体流动规律;而在旋流腔靶面加环肋后冷气在旋流腔内的整体压力分布发生了较大改变,而且在环肋区域形成分离涡。

2.2 6 种结构的换热特性分析

图 12 给出了 6 种结构进气腔靶面(i)及旋流腔靶面(v)的努塞尔数 Nu 的分布云图及靶面平均努塞尔数 Nu_{ai} 、 Nu_{av} 。可以看出,结构 1 (i-v) 的进气腔靶面在两个喷嘴位置处,形成两个高 Nu 区;在旋流腔靶面内,因为高速冷气从喷嘴射入旋流腔时会向两侧扩散,并与旋流腔内主流冷气混合,且冲刷靶面热边界层使得热边界层减薄,换热强度明显提高,因此在旋流腔靶面喷嘴位置处也形成了高 Nu 区。在进气腔靶面加肋片后,结构 2 (90° i-v) 和结构 3 (45° i-v) 进气腔靶面两个喷嘴及肋片区域形成高 Nu 区,这是因为冷气流经肋片时破坏了壁面边界层的层流底层,使得冷气与壁面充分接触,增强了换热;与结构 1 (i-v) 相比,进气腔靶面平均努塞尔数 Nu_{ai} 分别提高 18.2% 和 64.0%。结构 4 (i- 90° v) 旋流腔靶面环肋区域形成了环状高 Nu 区;与结构 1 (i-v) 相比,旋流腔靶面平均努塞尔数 Nu_{av} 提高 17.6%。结构 5 (90° i- 90° v)、结构 6 (45° i- 90° v) 在进气腔肋片和旋流腔环肋区域的局部换热均得到了提高;与结构 1 (i-v) 相比,结构 5 (90° i- 90° v) 的 Nu_{ai} 和 Nu_{av} 分别提高 18.1% 和 10.9%,结构 6 (45° i- 90° v) 的 Nu_{ai} 和 Nu_{av} 分别提高 67.5% 和 12.1%。

表 1 给出了 6 种结构的进气腔靶面换热量 Φ_i 、旋流腔靶面换热量 Φ_v 、两个靶面总换热量 Φ_t 的对比。从两个靶面总换热量 Φ_t 的对比来看,与结构 1 (i-v) 相比,结构 2 (90° i-v) 和结构 3 (45° i-v)

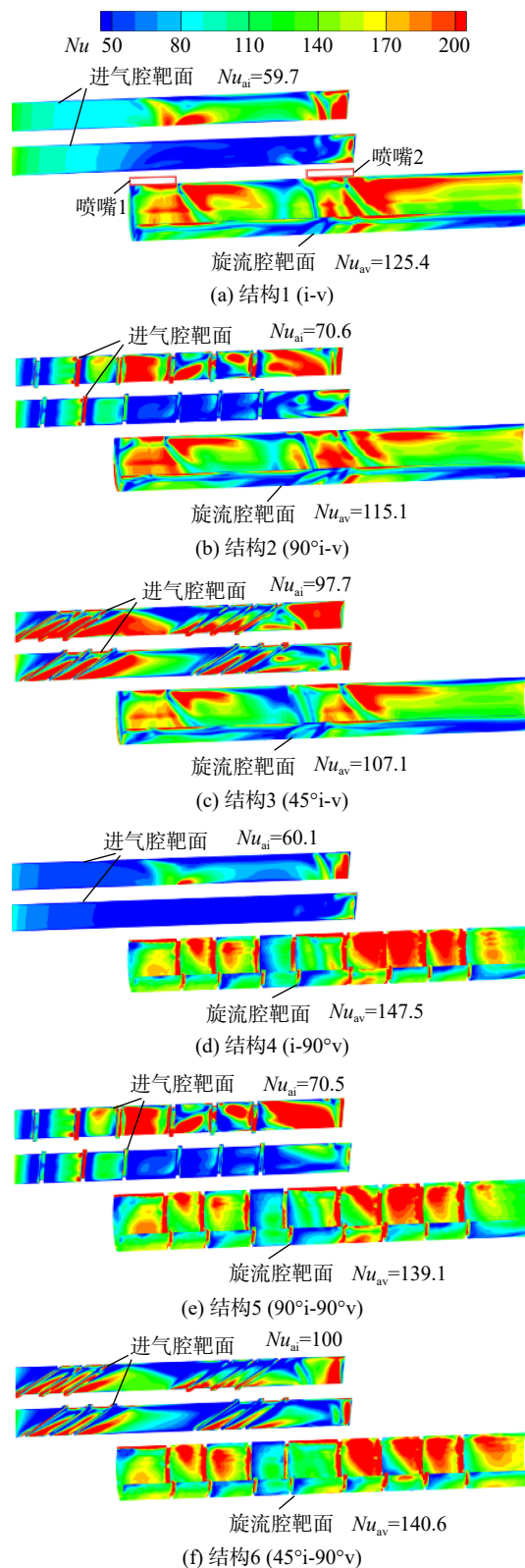


图 12 6 种结构靶面 Nu 分布云图

Fig. 12 Nu contours of six models in the target surface

的 Φ_t 分别提高了 6.63% 和 15.4%, 结构 4 (i- 90° v) 的 Φ_t 提高了 34.1%, 结构 5 (90° i- 90° v)、结构 6 (45° i- 90° v) 的 Φ_t 分别提高了 37.9%、51.8%。

表1 6种结构靶面换热量 Φ_i 、 Φ_v 、 Φ_t 的对比
Table 1 Comparison of Φ_i , Φ_v , Φ_t in the target surface of six models

参数	结构					
	i-v	90°i-v	45°i-v	i-90°v	90°i-90°v	45°i-90°v
Φ_i/W	65.4	88.4	128.7	65.9	87.8	131.8
Φ_v/W	222.6	218.7	203.7	320.3	309.3	305.3
Φ_t/W	288	307.1	332.4	386.2	397.1	437.1

2.3 6种结构旋流腔内综合换热特性分析

在旋流冷却结构中,旋流腔作为叶片前缘的冷却结构,最理想的冷却结构应该具备在旋流腔内有更好的换热特性(Nu_{av} 来描述)和更低的摩擦阻力损失(f 来描述)的特点,即更好的综合换热特性(η 来描述)。表2给出了6种结构的旋流腔内靶面的平均努塞尔数 Nu_{av} 、摩擦阻力系数 f 和综合换热因子 η 的对比。从表2可以看出,结构2(90°i-v)和结构3(45°i-v)与结构1(i-v)相比,旋流腔靶面平均努塞尔数 Nu_{av} 分别降低了8.21%、14.6%,摩擦阻力系数 f 分别降低了6.62%、11.8%,旋流腔内综合换热因子 η 分别降低了6.54%、14.0%;因此,在进气腔靶面加肋片后,旋流腔靶面平均换热强度有所降低,虽然摩擦阻力系数也有所减小,但最终使旋流腔内综合换热因子降低。结构4(i-90°v)与结构1(i-v)相比,摩擦阻力系数 f 提高了61.5%,但由于旋流腔靶面平均努塞尔数 Nu_{av} 提高17.6%,使旋流腔内综合换热因子 η 提高了1.14%;说明在旋流腔靶面加环肋后,虽然摩擦阻力系数 f 增加,但旋流腔靶面平均努塞尔数 Nu_{av} 的提高使综合换热因子 η 也能有所提高。而在进气腔靶面和旋流腔靶面都加肋片后,结构5(90°i-90°v)和结构6(45°i-90°v)与结构1(i-v)相比,旋流腔内综合换热因子 η 分别提高了0.80%、3.44%。

表2 6种结构旋流腔内的 Nu_{av} 、 f 、 η 的对比
Table 2 Comparison of Nu_{av} , Nu_0 , η in the vortex chamber of six models

参数	结构					
	i-v	90°i-v	45°i-v	i-90°v	90°i-90°v	45°i-90°v
Nu_{av}	125.4	115.1	107.1	147.5	139.1	140.6
f	0.161	0.151	0.142	0.260	0.226	0.220
η	0.871	0.814	0.749	0.881	0.878	0.901

3 结 论

本文在旋流冷却进气腔靶面和旋流腔靶面加

肋片后建立了6种旋流冷却结构模型,用ANSYS CFX软件求解RANS稳态方程后分析得到流动、换热和综合换热等特点,得到的主要结论如下:

1) 在进气腔靶面和旋流腔靶面加肋片后的5种结构与不带肋结构相比整体流动流线相差不大。旋流腔靶面不带肋的3种结构1(i-v)、结构2(90°i-v)、结构3(45°i-v)旋流腔内压力分布趋势相近,在两个喷嘴位置处有较高的压力分布;旋流腔靶面带肋的3种结构4(i-90°v)、结构5(90°i-90°v)、结构6(45°i-90°v)旋流腔内压力分布趋势相近,在靶面环肋处有较高压力;旋流腔靶面带肋的3种结构相较于旋流腔靶面不带肋的3种结构有较大的进出口压力损失。

2) 在进气腔靶面加肋片后的 Nu 分布云图中进气腔靶面两个喷嘴及肋片区域形成高 Nu 区,进气腔靶面换热强度增加;在旋流腔靶面加90°环肋后旋流腔靶面环肋区域形成了环状高 Nu 区;在旋流腔靶面加90°环肋且进气腔靶面加肋后进气腔肋片和旋流腔环肋区域均形成了高 Nu 区。

3) 进气腔靶面加45°斜肋后的进气腔靶面的换热强度大幅度提高,进气腔靶面带45°斜肋的结构3(45°i-v)与不带肋结构1(i-v)相比,进气腔靶面平均努塞尔数 Nu_{ai} 提高64.0%;旋流腔靶面加90°环肋后的旋流腔靶面的换热强度大幅度提高,旋流腔靶面带90°环肋的结构4(i-90°v)与不带肋结构1(i-v)相比,旋流腔靶面平均努塞尔数 Nu_{av} 提高17.6%;进气腔靶面加45°斜肋且旋流腔靶面加90°环肋的结构6(45°i-90°v)两个靶面总换热量 Φ_t 大幅提高,与不带肋结构1(i-v)相比, Φ_t 提高了51.8%。

4) 相比于结构1(i-v),旋流腔靶面带肋的3种结构4(i-90°v)、结构5(90°i-90°v)、结构6(45°i-90°v)旋流腔内综合换热因子 η 都获得了提高,分别提高了1.14%、0.80%、3.44%。结构6(45°i-90°v)获得了最好的旋流腔内流动换热综合特性。

参考文献:

- [1] 杜长河,李森,李亮,等.叶片前缘旋流蒸汽冷却流动和传热的数值研究[J].西安交通大学学报,2015,49(10):72-78.
DU Changhe, LI Sen, LI Liang, et al. Numerical study on characteristics of flow and heat transfer of steam vortex cooling for blade leading edges[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2015, 49(10): 72-78. (in Chinese)
- [2] 王杰枫,杜长河,吴凡,等.喷嘴周向位置和旋流腔拔模斜度对旋流冷却的影响[J].西安交通大学学报,2018,52(11):65-72.

- WANG Jiefeng, DU Changhe, WU Fan, et al. Effects of jet nozzle circumferential position and vortex chamber draft angle on the flow and heat transfer characteristics of vortex cooling[J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2018, 52(11): 65-72. (in Chinese)
- [3] LIAO Gaoliang, WANG Xinjun, LI Jun, et al. A numerical comparison of thermal performance of in-line pin-fins in a wedge duct with three kinds of coolant[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2014, 77: 1033-1042.
- [4] LIGRANI P M, OLIVEIRA M M, BLASKOVICH T. Comparison of heat transfer augmentation techniques[J]. *AIAA Journal*, 2003, 41(3): 337-362.
- [5] 王杰枫, 栾宇轩, 杜长河, 等. 一种新型组合内部冷却的流动和换热特性研究[J]. *西安交通大学学报*, 2018, 52(5): 108-115.
- WANG Jiefeng, LUAN Yuxuan, DU Changhe, et al. Investigation on the flow and heat transfer behavior of a new composite internal cooling model[J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2018, 52(5): 108-115. (in Chinese)
- [6] 谢永慧, 景祺, 张荻, 等. 燃气轮机透平叶片冷却通道传热特性研究进展[J]. *中国电机工程学报*, 2017, 37(6): 1711-1721.
- XIE Yonghui, JING Qi, ZHANG Di, et al. Review on research of heat transfer performance for gas turbine blade cooling channel[J]. *Proceedings of the CSEE*, 2017, 37(6): 1711-1721. (in Chinese)
- [7] KREITH F, MARGOLIS D. Heat transfer and friction in turbulent vortex flow[J]. *Applied Scientific Research: Section A*, 1959, 8(1): 457-473.
- [8] 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.
- [9] GLEZER B, MOON H, O'CONNELL T. A novel technique for the internal blade cooling[R]. ASME Paper 96-GT-181, 1996.
- [10] 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[R]. ASME Paper GT2006-90352, 2006.
- [11] 范小军, 邹佳生, 周源远, 等. 喷嘴数和温比对旋流冷却流动和传热特性的影响[J]. *西安交通大学学报*, 2018, 52(3): 19-24, 33.
- FAN Xiaojun, ZOU Jiasheng, ZHOU Yuanyuan, et al. Effects of nozzle numbers and temperature ratios on flow and heat transfer characteristics of vortex cooling[J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2018, 52(3): 19-24, 33. (in Chinese)
- [12] FAN Xiaojun, LI Liang, ZOU Jiasheng, et al. Local heat transfer of vortex cooling with multiple tangential nozzles in a gas turbine blade leading edge cooling passage[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2018, 126: 377-389.
- [13] 吴凡, 杜长河, 王杰枫, 等. 周向喷嘴数对旋流冷却流动传热特性的影响[J]. *西安交通大学学报*, 2018, 52(7): 94-100.
- WU Fan, DU Changhe, WANG Jiefeng, et al. Influence of the number of circumferential nozzles on the flow and heat transfer characteristics of swirl cooling[J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2018, 52(7): 94-100. (in Chinese)
- [14] 杜长河, 范小军, 李亮, 等. 喷嘴长宽比和雷诺数对旋流冷却流动与传热特性的影响[J]. *西安交通大学学报*, 2015, 49(12): 124-129, 143.
- DU Changhe, FAN Xiaojun, LI Liang, et al. Effects of jet nozzle aspect ratio and Reynolds number on flow and heat transfer characteristics of vortex cooling[J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2015, 49(12): 124-129, 143. (in Chinese)
- [15] WANG Jiefeng, DU Changhe, WU Fan, et al. Investigation of the vortex cooling flow and heat transfer behavior in variable cross-section vortex chambers for gas turbine blade leading edge[J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2019, 108: 104301.1-104301.13.
- [16] WANG Jiefeng, LI Liang, LI Jianwu, et al. Numerical investigation on flow and heat transfer characteristics of vortex cooling in an actual film-cooled leading edge[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2021, 185: 115942.1-115942.9.
- [17] DU Changhe, LI Liang, WU Xin, et al. Effect of jet nozzle geometry on flow and heat transfer performance of vortex cooling for gas turbine blade leading edge[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2016, 93: 1020-1032.
- [18] 杜长河, 范小军, 李亮, 等. 抽吸孔对旋流和冲击冷却流动传热特性的影响[J]. *西安交通大学学报*, 2017, 51(1): 19-24.
- DU Changhe, FAN Xiaojun, LI Liang, et al. Comparative analysis for bleed hole influences on flow and heat transfer behavior of vortex and impingement cooling[J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2017, 51(1): 19-24. (in Chinese)
- [19] 杜长河, 范小军, 李亮, 等. 喷射角度和喷嘴数对旋流冷却流动与传热特性的影响[J]. *西安交通大学学报*, 2016, 50(4): 76-80, 146.
- DU Changhe, FAN Xiaojun, LI Liang, et al. Influences of jet angle and jet nozzle number on flow and heat transfer characteristics of swirl cooling[J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2016, 50(4): 76-80, 146. (in Chinese)
- [20] 范小军, 杜长河, 李亮, 等. 气膜孔几何位置对旋流冷却流动与传热特性的影响[J]. *西安交通大学学报*, 2016, 50(7): 32-38.
- FAN Xiaojun, DU Changhe, LI Liang, et al. Effect of bleed hole location on vortex cooling flow and heat transfer performance[J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2016, 50(7): 32-38. (in Chinese)
- [21] FAN Xiaojun, DU Changhe, LI Liang, et al. Numerical simulation on effects of film hole geometry and mass flow on vortex cooling behavior for gas turbine blade leading edge[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2017, 112: 472-483.
- [22] EKKAD S V, HAN J C. Detailed heat transfer distributions in two-pass square channels with rib turbulators[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1997, 40(11): 2525-2537.
- [23] EKKAD S V, HUANG Y, HAN J C. Detailed heat transfer distributions in two-pass square channels with rib turbulators and bleed holes[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1998, 41(23): 3781-3791.
- [24] AZAD G S, UDDIN M J, HAN J C, et al. Heat transfer in a two-pass rectangular rotating channel with 45-deg angled rib turbulators[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2002, 124(2): 251-259.
- [25] SCHÜLER M, ZEHNDER F, WEIGAND B, et al. The effect of side wall mass extraction on pressure loss and heat transfer of a ribbed rectangular two-pass internal cooling channel[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2011, 133(2): 021002.1-021002.11.
- [26] SCHÜLER M, ZEHNDER F, WEIGAND B, et al. The effect of turning vanes on pressure loss and heat transfer of a ribbed rectangular two-pass internal cooling channel[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2009, 133(2): 457-470.
- [27] SHEN Zhongyang, XIE Yonghui, ZHANG Di, et al. Numerical calculations on flow and heat transfer in smooth and ribbed two-pass square channels under rotational effects[J]. *Mathematical Problems in Engineering*, 2014, 2014: 1-7.