

涡轮叶片前缘双旋流冷却流阻及 换热特性的大涡模拟

刘学斌, 宋立明, 于博阳, 陶志, 李军

(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 为了厘清双旋流腔室内的换热特性及高流阻的损失机理,在相同冲击雷诺数($Re=10\ 000$)下,采用高精度的大涡模拟数值方法对比研究了双旋流冲击冷却和传统垂直冲击冷却方式的流阻及换热特性。以时间平均的努塞尔数分布评估了冲击靶面的换热特性,以三维流线和 Q 准则等值轮廓图分析了冲击腔室内的流动和涡系分布特征,采用综合换热系数对比评估了两种冷却方式的综合换热性能。模拟结果表明:双旋流冲击在靶面形成的高速强剪切流动是强化对流换热的主要原因,而旋流交叉流动带来的换热增强并不显著;相较于垂直冲击冷却,双旋流冲击的靶面努塞尔数分布更加均匀且高努塞尔数区沿展向分布范围更宽,前缘周向平均的努塞尔数在各个流向位置都有显著提升;双旋流冷却腔室内的中心旋流区出现了较大的流向涡量,导致中心旋流区的总压降较为显著;整个双旋流腔室的面平均努塞尔数相较于垂直冲击冷却提高了11.90%,即便在总压降提高了38.32%的情况下,其综合换热系数相比垂直冲击冷却仍提高了0.42%。

关键词: 涡轮叶片前缘;双旋流冲击冷却;垂直冲击冷却;大涡模拟

中图分类号: TK471 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtub202503004 **文章编号:** 0253-987X(2025)03-0034-12

Large Eddy Simulation of Flow Resistance and Heat Transfer Characteristics of Dual-Swirl Cooling on Turbine Blade Leading Edge

LIU Xuebin, SONG Liming, YU Boyang, TAO Zhi, LI Jun

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

Abstract: To clarify the heat transfer characteristics and the losses mechanisms of high-flow resistance within a dual-swirl chamber, a high-precision large eddy simulation numerical method is used to comparatively study the flow resistance and heat transfer characteristics of dual-swirl impingement cooling and traditional vertical impingement cooling under the same impingement Reynolds number ($Re=10\ 000$). The heat transfer characteristics on the impingement target surface are evaluated based on time-averaged Nusselt number distribution. The flow and vortex distribution characteristics inside the impingement chamber are analyzed using three-dimensional streamlines and Q -criterion contour maps. The comprehensive heat transfer coefficient is used to compare and evaluate the overall heat transfer performance of the two cooling methods. The results indicate that the high-speed strong shear flow formed on the target surface by dual-swirl impingement is the main reason for enhancing convective heat transfer, while the heat transfer enhancement brought by

the swirling cross flow is not significant. Compared to vertical impingement cooling, the Nusselt number distribution on the target surface of dual-swirl impingement is more uniform, and the high Nusselt number region has a wider distribution range along the spanwise direction. The circumferentially averaged Nusselt number at the leading edge is significantly increased at various flow positions. A large axial vorticity appears in the central swirling region of the dual-swirl cooling chamber, leading to a significant total pressure drop in this region. The area-averaged Nusselt number of the entire dual-swirl chamber is increased by 11.90% compared to vertical impingement cooling. Even with a 38.32% increase in total pressure drop, the comprehensive heat transfer coefficient is improved by 0.42% compared to vertical impingement cooling.

Keywords: blade leading edge of gas turbine; double swirl cooling; normal impingement cooling; large eddy simulation

航空发动机涡轮进口温度的不断提升对涡轮热端部件的耐温性能提出了巨大挑战。Han^[1]指出,温度的升高直接导致了热负荷的显著提升,因此有必要采用有效先进的冷却设计提高涡轮整体的耐温性和可靠性。

涡轮叶片前缘在极其复杂的工况下运行,是涡轮内承受最高热负荷的热端部件之一。如图 1 所示,典型动叶前缘通常采用垂直冲击冷却方式对前缘内壁面冷却。冷气从叶根流入沿叶高方向进入冷气腔室,随后经冲击孔冲击至前缘内壁面,带走壁面的热量,随后通过气膜孔流入主流,在主流的压制作用下在前缘表面形成气膜,避免了主流与前缘表面直接接触,有助于提高叶片的使用寿命。Chowdhury 等^[2]认为,吹风比、密度比和前缘几何形状对前缘气膜冷却性能影响显著。Shao 等^[3]的实验结果表明,

主流脉动对低吹风比工况下的气膜冷却性能影响更明显。任明等^[4]认为,在复合角几何工况下,采用非对称插排气膜孔布置可有效避免局部区域的冷气抬升,从而提高区域的气膜冷却效率。

为了提高冲击腔室内的换热水平,研究人员逐渐将旋流冷却用于燃气轮机前缘冷却设计。在旋流的流动状态下,通过减小边界层厚度提高壁面的整体换热水平。Wang 等^[5]指出,相比于传统的垂直冲击冷却,旋流冷却能够提供更规则的换热分布。Liu 等采用了数值模拟方法研究了旋流腔内的流动换热的影响^[6]。Fan 等^[7]基于红外测温技术(IR)和流场可视化技术(PIV)的实验结果表明,提高雷诺数以及降低温度比都会提高壁面的换热系数。杜长河等^[8]认为,旋流冷却中气膜孔的抽吸作用使得平均换热强度增大了 4.5%,而冲击冷却结构的换热强度提升并不显著。刘钊等^[9]以 GE-E³ 高压涡轮第一级动叶前缘为基准模型,对比分析了冲击-气膜和旋流-气膜的综合冷却效率,数值结果表明,各个工况下旋流-气膜复合冷却的综合冷却效率相较于冲击-气膜复合冷却可至少提高 6%。

Kusterer 等^[10]提出了一种双旋流冲击冷却(DSC)设计,该冷却设计由两个单旋流腔室以一定的重合比设计而成;数值结果显示,双旋流冲击冷却总体换热效果明显好于传统垂直冲击冷却(NIC),并在换热壁面上提供了更加规则的努塞尔数分布^[11],相较于单旋流冷却提高了 34.5%^[10]。Kusterer 等^[12]和 Li 等^[13]的研究结果表明,当微调双旋流腔室几何或改变冲击孔形状时,腔室内仍然可以保持旋流的流动状态。然而,双旋流冷却的压力损失相较于传统垂直冲击冷却和单旋流冷却有明显提升,这对叶片的冷却设计是不利的。对此,Lin 等^[14]增加了双旋流腔室冲击驻点位置的钝体半径,结果显示,钝体设

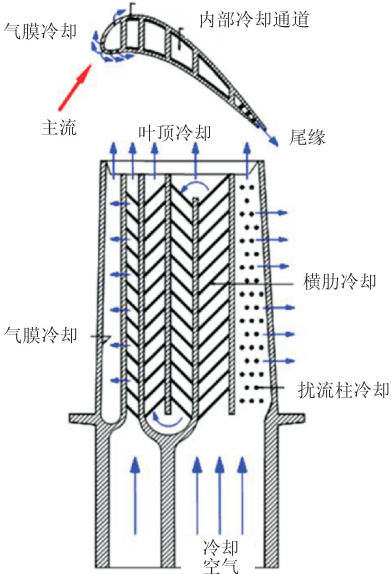


图 1 典型动叶内部冷却结构示意图^[1]

Fig. 1 Schematic diagram of typical gas turbine blade internal cooling^[1]

计可以将双旋流冷却的压力损失降低到与垂直冲击同一水平。此外,可以通过调整重合比和半圆长短轴比降低腔室内的总压损失。例如,Zhou 等^[15]通过数值方法研究了双旋流腔室几何对总压损失和努塞尔数分布的影响,结果显示,小长短轴比可以获得更小的总压降低水平,而大长短轴比的双旋流椭圆腔室可以提供更高的换热水平。随后,Zhou 等^[16]的研究结果显示,气膜孔的抽吸作用能够显著降低腔室内的横流强度,采用气膜孔可以提高面平均努塞尔数约 20%~33%。Liu 等^[17]认为,在小吹风比工况下,通过引入腔室内横流可以避免滞止线附近部分气膜孔发生主流入侵,有效提升整体绝热冷效。以上研究结果表明,双旋流冲击冷却应用于采用复合冷却构型的涡轮动叶前缘冷却非常具有前景,工程应用中内壁面的换热增强及均匀的努塞尔数分布对于提高前缘冷却保护能力有重要意义。

大涡模拟 (LES) 方法已经被应用于航空发动机/燃气轮机的机理研究中。相较于稳态数值模拟 (RANS) 方法,LES 方法能够体现出更多的流场细节。例如,在涡轮冷却研究中,Zhao 等^[18]采用大涡模拟方法开展了有关涡发生器提高气膜冷却效率的数值研究。叶林等^[19]采用大涡模拟方法研究了超声速气流中扩张孔横向射流的冷却特性。然而,大涡模拟在解析更多流场细节的同时也导致了计算成本的增加。其主要原因是,大涡模拟需要更多的时间步和更小的时间步长来解析足够的瞬态流动特征,同时需要足够高的网格分辨率来捕捉多尺度的湍流和涡旋结构。综上,大涡模拟数值研究方法已然成为航空发动机及燃气轮机流动换热机理研究及设计领域内重要的研究手段,随着计算机算力的加强和精细流动分析需求的增加,大涡模拟在叶轮机机械高保真数值仿真分析领域得到了更加广泛的关注和应用。

尽管已有研究通过 RANS 方法证实了双旋流冲击冷却强化涡轮叶片前缘内部换热的优势,但是基于高精度数值方法的流阻及换热特性研究非常少见,特别是缺少对高流阻的损失机理及成因的分析。为此,本文采用高精度大涡流模拟方法,研究对比了双旋流冷却和常规垂直冲击冷却的流动换热特性,基于瞬态结果揭示了两种冲击腔室内的非定常流动结构,着重讨论了高总压降分布范围及成因;同时,结合时均流场对换热特性和综合冷却性能进行了深入研究。

1 计算模型及数值方法

1.1 计算模型与工况

图 2 分别展示了双旋流冷却和垂直冲击冷却的计算域几何尺寸,图中 s 为旋流壁面的切向方向。每个模型由进气腔室、冲击孔和双旋流腔室构成。进气腔室为截面为 30 mm×40 mm、长为 75 mm 的长方形腔室。每个模型中布置有两个直径 $D=10$ mm、长度 $L=10$ mm 的冲击孔,冲击孔间距为 $3D$ 。双旋流腔室截面由两个圆相交而成。取外侧轮廓线为型线,拉伸成长为 135 mm 的双旋流冲击腔室计算域。两个相交圆的直径为 $D_{DSC}=17$ mm,经计算,重合比 $\alpha=0.4$ 。Zhou 等^[20]的研究结果表明,0.4 的重合比具有最为保守的面平均努塞尔数提升幅度。此外,各个重合比双旋流腔室内的流动结构具有相似性,均以旋流为流动特征。垂直冲击冷却目标腔室由半径 $D_{NIC}=2.93D$ 的半圆拉伸而成。令两个计算模型的冲击腔室的周长相等,以保证总换热面积相同,此外在相同的质量流量比工况下,可以保证基于冲击腔室水力直径的目标腔室雷诺数相同。蓝色虚线表示面平均努塞尔数的前缘周向统计范围,用于对比评估两种冲击方式的换热强度。表 1 统计了两种冲击模型的几何参数。

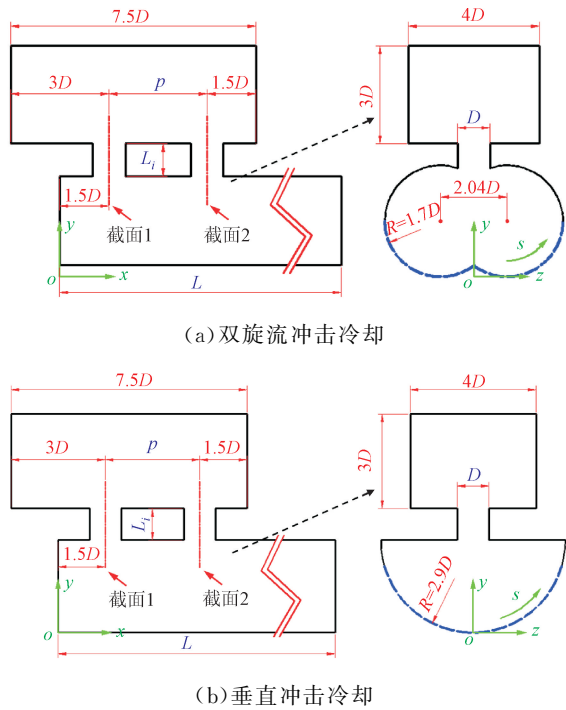


图 2 双旋流冲击冷却和垂直冲击冷却计算域几何参数示意图

Fig. 2 Geometric parameters of the computational domain for double swirl cooling and normal impingement cooling

表 1 双旋流冲击冷却和垂直冲击冷却模型计算域几何参数对比

Table 1 Comparison of geometrical parameters for double swirl cooling and normal impingement cooling

参数	双旋流冲击冷却模型	垂直冲击冷却模型
冲击孔直径 D/mm	10	10
冲击孔间距 p/mm	30	30
冲击孔高度 L_i/mm	10	10
冲击腔室长度 L/mm	135	135
冲击腔室周长 C/mm	150.57	150.57
冲击腔室截面积 S/mm^2	1 557.30	1 347.13
换热统计区域弧长 mm	75.2	75.2

1.2 数值计算方法

大涡模拟数值方法中大尺度的涡可被直接表征,用于对质量、动量和能量方程求解;而小尺度涡的湍流运动被近似模型表达。大涡模拟要求网格至少达到惯性子区尺度,以保证重要的湍流结构被直接求解。通过滤波分解出大涡模拟的控制方程,引入亚格子应力模型描述小涡对大涡的影响。

大涡模拟中需要对亚格子应力模型封闭。亚格子湍流应力 τ_{ij} 可表示为

$$\tau_{ij} = \frac{1}{3} \tau_{kk} \delta_{ij} - 2\mu_t \bar{S}_{ij} \tag{1}$$

式中: μ_t 和 τ_{kk} 分别为亚网格尺度湍流黏度和亚网格尺度应力的各向同性部分; δ_{ij} 为克罗内克函数; $\bar{S}_{ij}$ 为应变率张量,可以表示为

$$\bar{S}_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \tag{2}$$

其中: $\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}$ 为大尺度速度分量 $\bar{u}_i$ 在方向 x_j 上的分量; $\frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i}$ 为大尺度速度分量 $\bar{u}_j$ 在 x_i 方向的分量。

本文采用壁面自适应局部涡黏性模型(WALE)对小涡结构求解。 μ_t 可以表示为

$$\mu_t = \rho L_s^2 \frac{(S_{ij}^d S_{ij}^d)^{3/2}}{(S_{ij}^d S_{ij}^d)^{5/2} + (S_{ij}^d S_{ij}^d)^{5/4}} \tag{3}$$

式中: ρ 为流体密度; L_s 和 S_{ij}^d 分别为亚格子尺度的混合长度和速度梯度平方张量,定义为

$$L_s = \min(\kappa d, C_w V^{1/3}) \tag{4}$$

$$S_{ij}^d = \frac{1}{2} (\bar{g}_{ij}^2 + \bar{g}_{ji}^2) - \frac{1}{3} \delta_{ij} \bar{g}_{kk}^2 \tag{5}$$

式中: κ 为冯卡门常数,通常取 0.41; d 为距离最近壁面的垂直距离; C_w 为湍流模型相关的经验常数;

V 为网格单元的体积; $\bar{g}_{ij}^2$ 、 $\bar{g}_{ji}^2$ 为滤波后大尺度速度梯度张量作用在 i 面沿 j 方向、作用在 j 面沿 i 方向的分量; $\bar{g}_{kk}^2$ 为滤波后速度张量的迹,表示体积变化率。

以上大涡模拟理论方程被封装在商业计算软件 ANSYS Fluent 中。湍流普朗特数为 Fluent 中默认参数。压力-速度耦合选择 SIMPLEC 选项。SIMPLEC 相较于 PISO 算法减少了计算的复杂性,在某些情况下具有较快的收敛速度,在相同的计算条件下需要的计算资源更少。SIMPLEC 相较于 SIMPLE 算法的优势在于:一方面改进了压力校正方程,降低了误差累计的可能性并提高了整体计算精度;另一方面通过优化压力和速度的耦合过程,改善了计算的稳定性。压力插值选择二阶方案。连续与动量方程采用有界中心差分方法离散。能量方程采用二阶迎风方法差分。为了在获得高精度数值求解精度的同时提高瞬态计算的稳定性,将有界中心差分系数定义为 0.5。目标腔室内的库朗数为 0.7,可以保证即便存在速度波动情况,仍然可以保证最大库朗数小于 1。当各个物理量的残差下降至 10^{-4} 时可认为达到收敛。一个时间步长内迭代 10 次即可完成收敛。瞬态计算进行 4 个时间周期运算后,开始对 3 个时间周期的瞬态计算结果求平均解。

1.3 网格划分及边界条件

图 3 以双旋流冲击冷却计算域介绍边界条件。蓝色区域为冷气进口,质量流量 $M_{\text{inlet}}=0.0029\text{ kg/s}$,基于冲击孔直径的雷诺数 $Re=10\,000$ 。为了获得完全发展的速度剖面,基于入口截面向前拉伸 50 倍的进口截面水力直径长度,并采用拉伸后的计算域模型开展先行稳态计算。拉伸得到的计算域入口可根据雷诺数要求设置为不同的质量流量边界条件。拉伸计算域的出口即目标计算域的供气腔室入口设置为压力出口,压力为 $p_{\text{outlet},1}=101\,325\text{ Pa}$ 。当拉伸域出口监控点的温度速度不再改变时暂停计算,将出口的速度和温度分布附加给双旋流冲击冷却数值模型

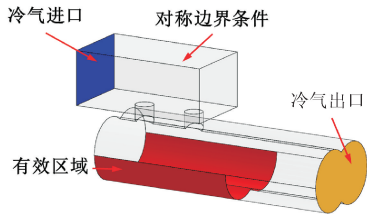
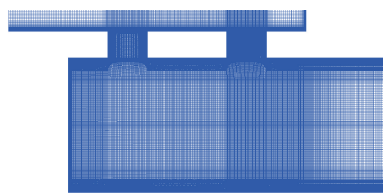


图 3 边界条件示意图

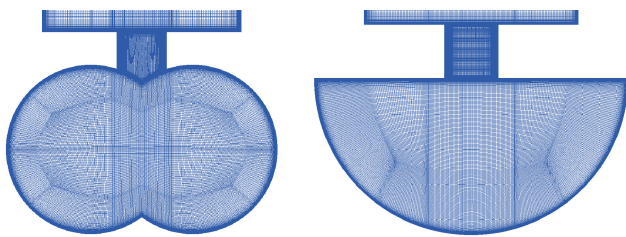
Fig. 3 Schematic diagram of boundary conditions

入口,进而开展大涡模拟数值研究。冷气进口速度分布与 $1/7$ 的速度分布规律相近,温度设置为 $T_{\text{inlet}} = 300 \text{ K}$ 。采用谱合成方法在计算域入口生成湍流。为了尽可能节约计算成本,将供气腔室顶部设置为对称边界条件。黄色区域为目标腔室出口,设置为恒定压力出口,其压力 $p_{\text{outlet},2} = 101\,325 \text{ Pa}$ 。目标腔室内壁面设置为恒定的热流密度 $q_w = 1\,500 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$,其中模型中红色壁面为面积相同的换热统计区域,用于对比评估两种冲击方式的总体换热强度。其他壁面均设置为无滑移绝热边界条件。计算域内的冷空气质为可压缩理想空气。空气黏性和导热率分别遵从 Sutherland 理论和 Kinetic 理论。

采用 ANSYS ICEM 对计算域进行结构化网格划分,如图 4 所示。通过合理的拓扑划分和网格设置,使得网格质量均在 0.6 以上,网格最小倾斜角在 34° 以上。为了获得壁面精确的计算结果,对计算域内所有壁面附近的网格进行加密。目标腔室及冲击孔壁面的法向第一层网格高度分别为 0.010 mm 和 0.006 mm ,膨胀比均为 1.05。以上两个关键壁面区域的最大 y^+ 控制在 0.7 以下。此外,根据大涡模拟数值研究对壁面网格在展向和流向方向的要求,调整壁面网格使得 Δx^+ 和 Δz^+ 均小于 30。其中, $\Delta x^+ = \Delta x/(u_\tau \nu)$,表示网格在流向方向上的分辨率, u_τ 为摩擦速度, ν 为流体运动黏度, $\Delta z^+ = \Delta z/(u_\tau \nu)$ 表示网格在法向方向的分辨率。壁面展向和流向方向的网格过渡系数均设置为 1.1。两个模型双旋流冷却计算域和垂直冲击计算域的网格数分别为 4 700 万和 4 500 万。



(a)侧视图



(b)双旋流冲击冷却

(c)垂直冲击冷却

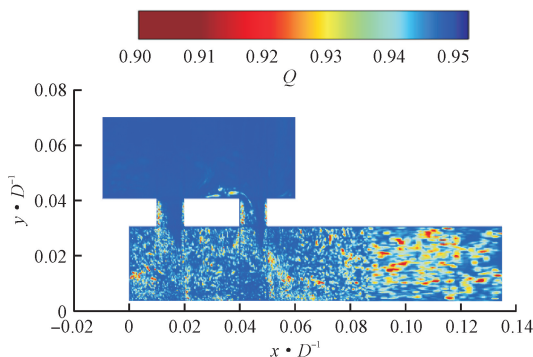
图 4 网格划分示意图

Fig. 4 Schematic diagram of computational grid

引入 Celik 等^[21]提出的分辨率质量指数 Q ,判断网格的分辨率是否足以解析足够的湍流动能。 Q 的定义如下

$$Q = \left[1 + \alpha_v \left(\frac{\langle \nu_{t,\text{eff}} \rangle}{\nu} \right)^n \right]^{-1} \quad (6)$$

式中: $\nu_{t,\text{eff}}$ 和 ν 分别为总有效黏度和运动黏度; α_v 和 n 为常数,分别取 0.05 和 0.53。图 5 中, x/D 表示经过冲击驻点直线的无量纲距离,所展示的双旋流腔室对称截面 $z/D = 0$ 处的 Q 均在 0.89 以上,足以解析足够的湍流动能。

图 5 对称截面 ($z/D = 0$) 分辨率质量指数分布Fig. 5 Q distribution in the center section ($z/D = 0$)

2 结果与讨论

2.1 数值方法验证

由于公开文献中尚未发现双旋流冲击冷却的实验数据,因此选择 Zhou 等^[22]的平面垂直冲击冷却实验数据开展数值计算,验证大涡模拟数值方法的准确性。选择与本文研究工况相同的冲击雷诺数条件, $Re = 10\,000$ 。冲击靶面的热流密度为 $q_w = 1\,500 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。根据垂直冲击几何关系建模,并采用 ICEM 软件进行结构化网格划分,计算模型如图 6 所示。整个计算域共有 1 300 万网格单元,在冲击孔内及冲击靶面附近采用加密处理。

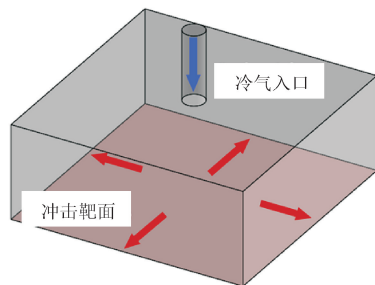


图 6 验证模型示意图

Fig. 6 Numerical validation model

验证考察变量为时间平均努塞尔数,定义如下

$$Nu = \frac{q_w D}{\lambda (T_w - T_{inlet})} \tag{7}$$

式中: q_w 为热流密度; λ 和 T_w 分别为计算域进口的冷气导热率和冲击靶面温度。

实验与数值的时间平均努塞尔数分布曲线如图 7 所示。可以发现, LES 仿真结果与实验测试结果在数值和分布趋势上均吻合较好,明显好于 realizable $k-\epsilon$ 模型的稳态模拟结果。尤其是在 $x/D=\pm 1.5$ 时, LES 能够较为精细地捕捉前缘局部换热规律的细微变化。

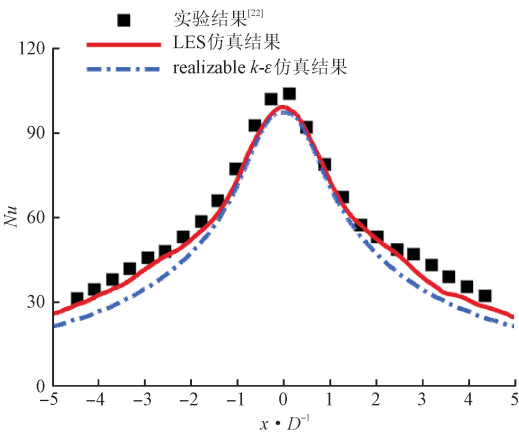
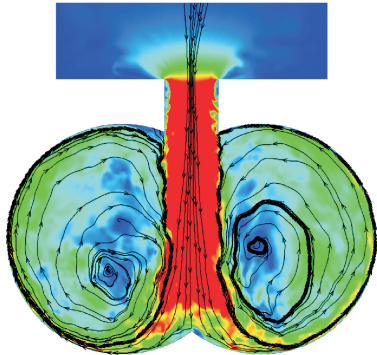
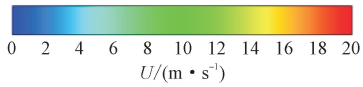


图 7 数值方法验证结果

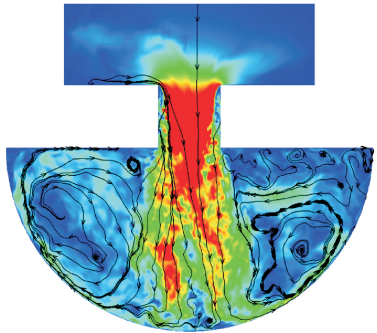
Fig. 7 Numerical validation result

2.2 双旋流冲击冷却与垂直冲击冷却特性对比

图 8 展示了两种冷却方式下,冲击腔室内的瞬时切向速度 U 和流线分布。可以看出,在冲击射流的剪切作用下,冲击腔室内左右两侧均形成了明显的回流区。不同的是,双旋流腔室内射流冲击至靶面后在腔室的引导下贴近壁面继续以旋流形式流动。两侧半圆内的低速回流区为中心旋流涡系结构,壁面附近的切向流速明显大于中心旋流区的切向速度。以往的研究认为,壁面附近高速切向射流使得速度边界层变薄,强化了流体与壁面的对流换热强度。垂直冲击冷却切向速度分布与双旋流冲击冷却不同,冲击射流冲击至靶面后沿壁面向两侧流动,但在壁面附近未形成明显的高速区域,对于提高壁面对流换热强度不利。腔室内的涡系结构分布复杂,除了腔室两侧的两个大尺度剪切涡系结构外,在靠近顶部平面附近还出现若干小尺度涡结构。



(a) 双旋流冲击冷却

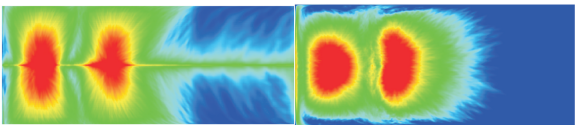
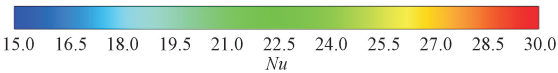


(b) 垂直冲击冷却

图 8 $x/D=1.5$ 截面处的瞬时流线及切向速度

Fig. 8 Instantaneous streamline and tangential velocity distribution for $x/D=1.5$ section

图 9 展示了 $Re=10\,000$ 时双旋流冲击冷却和垂直冲击冷却壁面的努塞尔数分布情况。由图可见,两种冲击方式在冲击驻点附近均表现出高努塞尔数分布区,冲击驻点之间努塞尔数相对较低。不同之处在于,双旋流冲击中壁面的努塞尔数分布范围明显大于垂直冲击冷却,主要在远离冲击驻点的边缘位置和第二个冲击孔下游。双旋流腔室内第二个冲击驻点附近的高换热区域宽度更宽,沿展向发展相对扁平。



(a) 双旋流冲击冷却

(b) 垂直冲击冷却

图 9 时间平均努塞尔数分布云图

Fig. 9 Contours of time-averaged Nusslet number distribution

图 10 展示了冲击腔室内壁面上时间-周向平均努塞尔数 $\overline{Nu}$ 沿流向的分布图。选择相同距离的横向壁面长度,流向的对比范围为 $0 < x/D < 8$ 。由图可见,双旋流冲击冷却努塞尔数相较于垂直冲击冷却有明显提升,尤其在第一个冲击驻点附近和第二个冲击驻点下游。在两个冲击驻点中间区域,即 $x/D = 3.5$, 横向平均努塞尔数大小相当。努塞尔数的峰值出现位置表明两种冷却方式的冲击驻点位于同一流向位置。在流向方向,两个努塞尔数峰值明显偏移冲击孔中心位置。这是由于来自上游的气流相对于冲击射流为横向流,在带动冲击射流沿流向发生偏转的同时降低冲击驻点的努塞尔数,Zhou 等^[15]的研究中得到过类似的结论。影响第一个冲击射流的上游横流主要来自上游壁面的反弹支流,影响第二个冲击射流的上游横流主要来自第一个冲击射流。

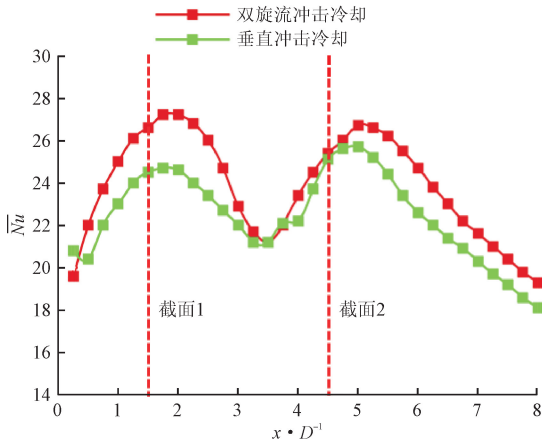
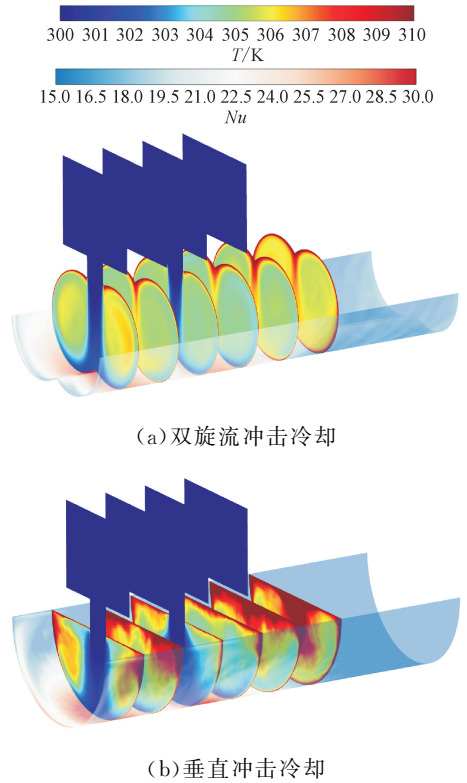


图 10 时间平均前缘周向平均努塞尔数分布图

Fig. 10 Contours of time-averaged $\overline{Nu}$ distribution

图 11 展示了壁面努塞尔数分布以及 6 个流向截面($x/D=1.5, 3.0, 4.5, 6.0, 7.5, 9.0$)的温度分布情况。由图可见,两个腔室内基本呈现随着流向距离的增加,腔室温度逐渐升高的趋势。双旋流冲击壁面的高努塞尔数分布范围明显大于垂直冲击冷却,并且在 $x/D > 9$ 壁面处还有略微提升。在不同流向截面处,双旋流冷却的温度分布相较于垂直冲击冷却更加均匀,射流冲击至壁面后沿 s 方向的流动轨迹更加明显。壁面的加热效应导致同一流向截面内靠近冲击点的低温区逐渐消失,并在靠近冲击孔的壁面附近高温流体区域逐渐增厚,在半圆交互区域流体温度达到最大。在非冲击射流截面内,两个旋流腔室壁面高温气流汇聚后与低温流体混合,温度逐渐降低。



(b)垂直冲击冷却

图 11 时间平均流向截面温度分布云图

Fig. 11 Contours of time-averaged temperature distribution at different streamwise cross-sections

温度场在垂直冲击冷却中则表现出明显的非均匀性。低温区域同样存在于两个冲击滞止区域,而在冲击腔室的展向顶部区域出现了明显的高温区,并在非冲击射流截面位置延伸至顶部中心区域,如在 $x/D=7.5$ 和 9.0 截面内高温区转移至腔室中心区域。此外可以发现,第二个冲击射流呈放射形状冲击至壁面,其覆盖范围明显大于第一个冲击射流覆盖范围。

为了厘清冲击腔室内的流动情况,根据时间平均流场绘制了流线如图 12 所示,图中 $\bar{U}$ 为平均切向速度。红色和蓝色流线分别对应从第一个和第二个冲击孔流出的冲击射流。在同一双旋流腔室半腔内,每个射流冲击至腔室靶面后形成两个射流分支。对于第一个冲击射流而言,射流分支①冲击至靶面后沿壁面流动,撞击腔室侧壁后反弹。随后,反弹射流向半圆腔室中心流动并以旋流的方式向流向 x 正方向。在第一支冲击射流附近,如 $x/D = 1.5$ 位置,表现为中心流体为反射后的射流支流①,外侧流体为射流分支②。射流分支②冲击至靶面后在旋流腔室的引导下做高速流动,在第二个冲击孔附近以较低流速流向半圆腔室中心。第二个冲击射流中

射流分支 ③ 在上游横流的影响下在 x 负方向的扩散程度受限,与射流分支 ④ 共同在壁面的引导下以旋流方式流动。在第二个冲击孔附近同一流向位置,如 $x/D = 4.5$ 位置,同样地,外侧为来自第二个冲击孔的冲击射流,内侧为射流分支 ① 和射流分支 ② 所形成的中心旋流结构。右侧缩略图显示,腔室内的流动以旋流流动为主。以上 $Re = 10\,000$ 工况下双旋流腔室内的流动结构与 Tao 等^[23] 在 $Re = 15\,000$ 工况下得到的流动结构相似,表明本文所讨论的旋流特征具有代表性。

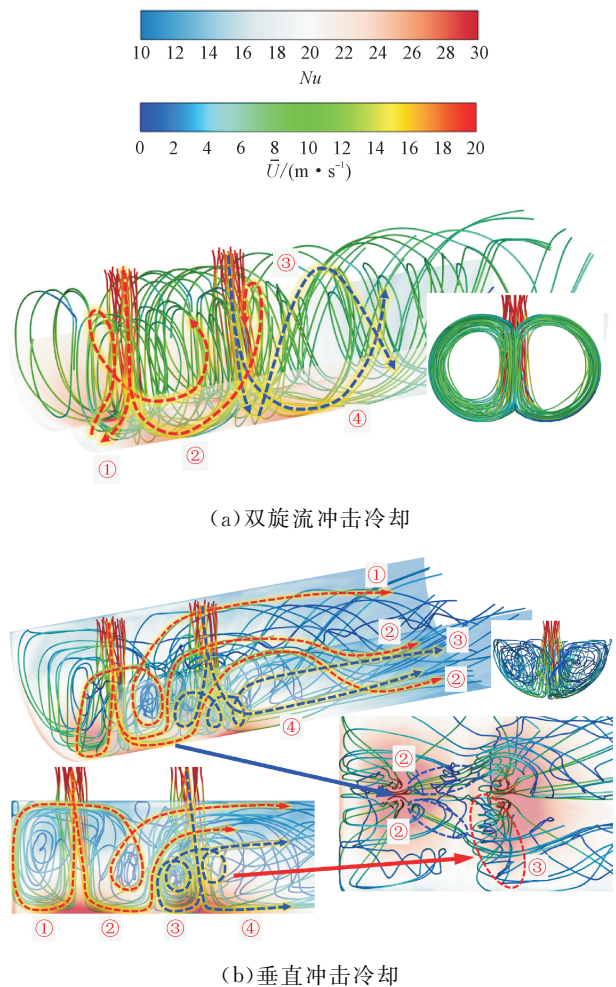


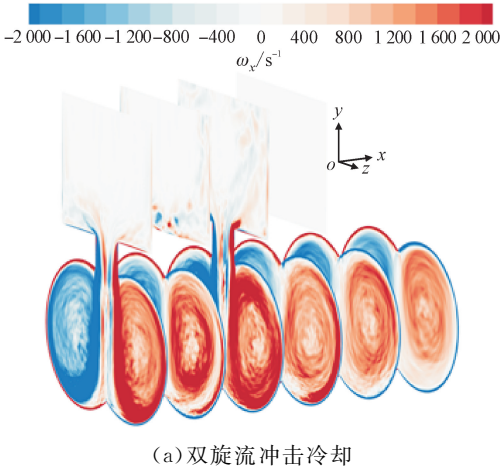
图 12 时间平均三维流线示意图

Fig. 12 Schematic of time-averaged three-dimensional streamlines

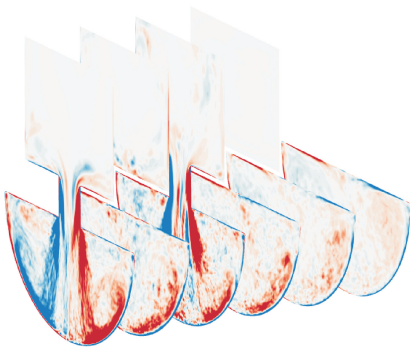
同样地,用数字编号表示图 12(b)中垂直冲击腔室内的流线。冲击支流 ① 冲击至靶面后向腔室侧壁流动,在壁面附近向上流动后经过反弹沿流向 x 正方向流动。冲击支流 ② 冲击至靶面后沿壁面向展向流动(如右下图蓝色椭圆框线),随后在第二个冲击射流分支 ③ 的阻挡向冲击孔出口方

向(y 正方向)流动,并最终沿 x 正方向流向腔室出口。冲击支流 ① 在冲击支流 ② 上方形成回流区,随后沿顶部区域流向出口。冲击支流 ③ 冲击至壁面后先沿 x 负方向流动,与来自上游横流相互作用形成回流区并向展向方向延伸(如图 12(b) 右图红色椭圆框线所示),并最终在横向流的带动下沿 x 正方向从腔室出口流出。值得注意的是,在与上游横流发生交互作用时,红色椭圆框线内的低温回流区域沿展向覆盖宽度明显,因此努塞尔数分布云图中第二个冲击射流的展现覆盖宽度更宽。冲击支流 ④ 冲击至壁面后以表面流的形式贴附壁面沿 x 正方向流动。相较于双旋流冲击冷却,垂直冲击腔室内的流线分布体现出“无序”特征。

图 13 展示了腔室内不同流向截面的流向涡量 ω_x 示意图。由图可见,双旋流腔室内的高涡量区域分布于中心旋流区域、冲击射流与中心旋流的交互区域和壁面区域。在 $x/D = 1.5, 4.5$ 两个截面内,冲击射流与旋流交互区域和壁面区域的涡量分布明显。在非冲击射流截面内,除了在腔室两侧壁面区域存在明显的涡量分布外,中心旋流区的涡量分布为主要特征。随着流向距离的增加,流向涡量逐渐降低。对于垂直冲击冷却而言,在冲击射流截面内高涡量区域来自射流与腔室内流体及壁面的剪切作用,而在非冲击射流截面内,高涡量区主要分布在冲击靶面两侧壁面位置。Kusterer 等^[10] 和 Lin 等^[24] 认为,在两个旋流腔室相交位置,两支旋流的交叉作用所导致的热量交换增强,是导致双旋流冲击冷却换热性能提升的原因之一。然而,图中的涡量图并未显示明显的交叉流动现象,并且在上图的流向涡量图中,非冲击射流截面的腔室相交位置的涡量并不明显,因此旋流的交叉流动对内部换热提升的影响并不显著。



(a) 双旋流冲击冷却



(b)垂直冲击冷却

图 13 时间平均流向截面流向涡量示意图

Fig. 13 Contours of time-averaged streamwise vorticity at different streamwise cross-sections

Zhou 等^[25]和 Kusterer 等^[26]认为,双旋流冲击冷却相较于传统垂直冲击冷却的总压降降低明显,但并未解释双旋流腔室内总压下降的机理。利用时间平均流场,绘制出 Q 准则等值轮廓线($Q = 600\ 000$),对双旋流腔内的特征涡结构和总压损失系数($\Delta P^* = (P_{\text{total,inlet}} - P_{\text{local}})/P_{\text{total,inlet}}$,式中 $P_{\text{total,inlet}}$ 和 P_{local} 分别为冷气进口总压和局部总压)进行了分析,如图 14 所示。相较于 Zhou 等^[25,27]基于

稳态数值结果获得的涡系结构,本文的涡系结构特征更加丰富。旋流腔室内旋流涡结构明显,在两个旋流腔室交互区域没有出现明显的涡结构,尤其在远离第二个冲击孔的下游位置。高压损失区域主要分布在冲击孔入口和中心旋流区(如缩略图中白色虚线所示),其中高压损失的中心旋流区域从腔室侧壁绕过两支冲击射流直至腔室出口,而壁面附近的总压损失相对较小。流向截面总压损失系数云图展现出高压损失区域分布于中心旋流区域,随着流向距离的增加,高损失区域面积逐渐增大,壁面附近的总压损失增加明显。以上 $Re = 10\ 000$ 工况下双旋流腔室内的总压降分布特征与 Tao 等^[23]在 $Re = 15\ 000$ 工况下的结果相似,表明本文所讨论的总压降分布特征具有代表性。

在垂直冲击冷却腔室内,除了冲击滞止点附近外均为高压损失区域。如图 14(b)左图的右上缩略图黑色虚线所示,射流分支①和射流分支③形成的回流区所在涡系结构处同样具有较大的总压损失。流向截面总压损失系数云图显示,支流②和支流④的壁面流附近总压损失相对较小,壁面附近的低损失区域沿着流向发展逐渐消失。

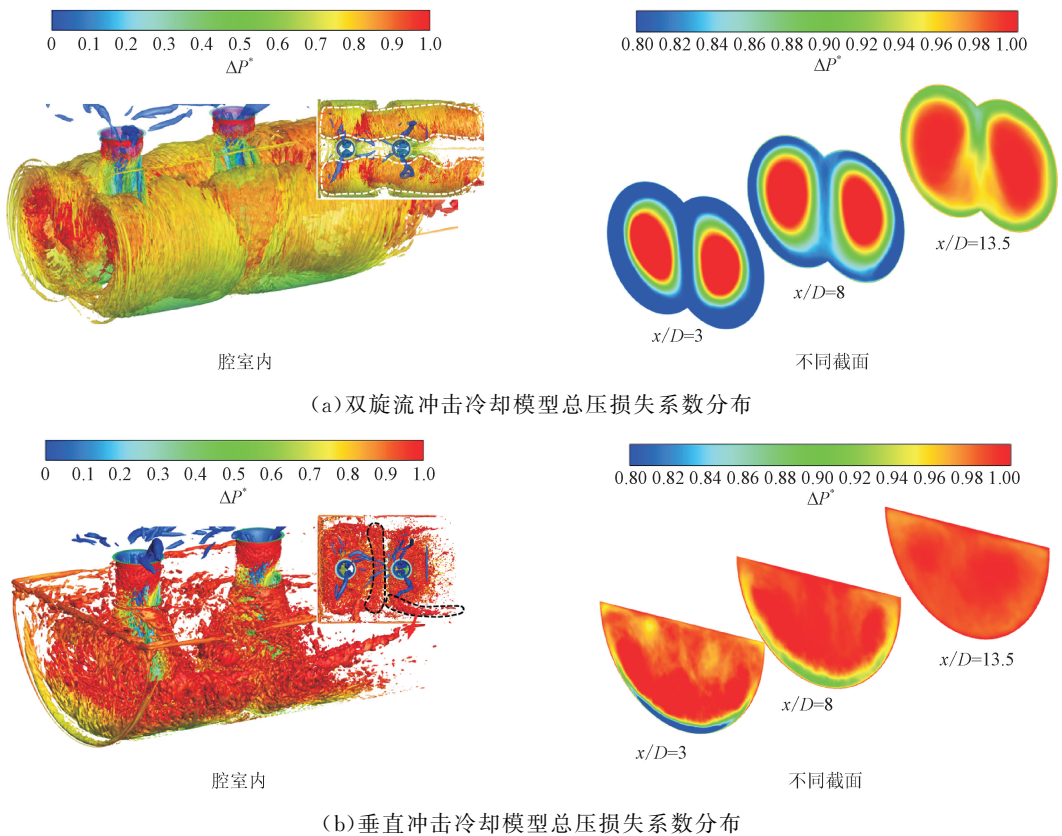


图 14 时间平均涡系结构示意图($Q=600\ 000$)

Fig. 14 Schematic of the time-averaged vortex structure ($Q=600\ 000$)

为了评估两种冷却方式的综合换热性能,图 15 分别统计了不同范围内的面平均努塞尔数 ($x/D = 0 \sim 8$ 及 $x/D = 0 \sim 13.5$)、腔室总压损失(冷气入口至 $x/D = 8$ 及 $x/D = 13.5$) 和对应区域范围的综合换热系数。综合换热系数定义为

$$\zeta = \frac{\overline{Nu}}{(P_{\text{total, inlet}} - P_{\text{local}})^{1/3}} \quad (8)$$

式中: $\overline{Nu}$ 为面平均努塞尔数。

由图 15 可见,在 $x/D=0 \sim 8$ 区域内,双旋流冷却的面平均努塞尔数相较于垂直冲击冷却提高了 5.78%,而由于旋流腔室内大范围的总压损失区域,其总压降相较于垂直冲击冷却提高了 29.58%,直接导致综合换热系数降低了 3.10%。在 $x/D=0 \sim 13.5$ 区域范围内,双旋流冷却的面平均努塞尔数比垂直冲击冷却提高了 11.90%,相较于 $x/D=0 \sim 8$ 区域内的面平均努塞尔数提升幅度增加。这是由于在双旋流腔室内,远离第二个冲击孔下游的旋流流动仍然对壁面有冷却作用(如图 11),对流换热的衰减程度相对垂直冲击冷却小,即便在总压降提高了 38.32%的情况下,其综合换热系数仍较垂直冲击冷却有所提高,约为 0.42%。

本文研究对象为双旋流冲击冷却的基准模型,由于总压降增加明显导致综合换热系数相较垂直冲击冷却优势不明显。然而,Lin 等^[14]和 Zhou 等^[15]在保证高换热水平的基础上采用在两个旋流腔室交互尖角壁面做倒圆处理和改变双旋流腔室形状来降低总压损失,有效提高了综合换热系数。可见,双旋流冲击冷却仍具有重要的工程应用价值。

3 结 论

本文基于大涡模拟数值计算方法,对新型双旋流冲击冷却和传统垂直冲击冷却的流动和传热特性开展机理分析。基于瞬态结果考察了冲击腔室内涡系结构特征,基于时间平均结果分析了腔室内的流动换热特性,并讨论了总压降的分布范围和趋势,主要结论如下。

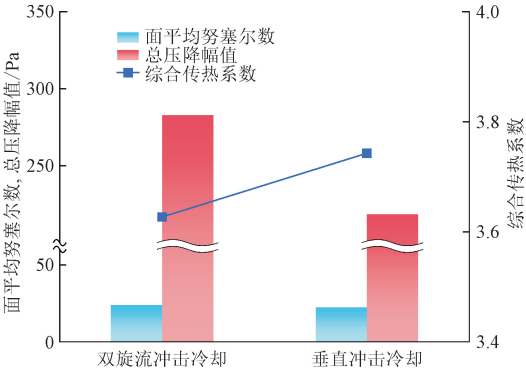
(1)双旋流腔室内的流动状态呈现强烈的剪切流动特征,并且在腔室的引导下继续以旋流形式流动。冲击射流冲击至靶面后在腔室的引导下形成旋流沿壁面流动,壁面附近的切向流速明显大于中心旋流区的切向速度。垂直冲击冷却切向速度分布与双旋流冲击冷却不同,冲击射流冲击至靶面后沿壁面向两侧流动,但并未在壁面附近形成明显的高速区域,不利于提高壁面对流换热强度不利。

(2)双旋流冲击腔室靶面努塞尔数在各个流向位置相较于垂直冲击冷却都有明显提升,双旋流冲击的靶面努塞尔数分布更加均匀且高努塞尔数区沿展向分布范围更宽。双旋流冲击腔室内的高流向涡量除了分布于壁面附近和冲击射流边缘外主要出现在中心旋流区,中心旋流区总压降明显增加。随着流向距离的增加,两种冲击方式的高总压损失区域逐渐向壁面发展。旋流的交叉流动对内部换热提升的贡献并不显著。

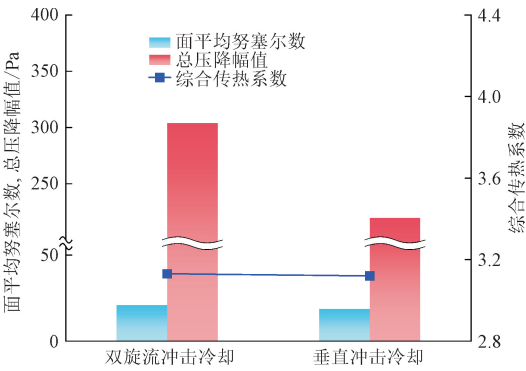
(3) $x/D=0 \sim 8$ 区域内双旋流冷却的面平均努塞尔数相较于垂直冲击冷却提高了 5.78%,在 $x/D = 0 \sim 13.5$ 区域范围内则提高了 11.90%,旋流在下游壁面的持续冷却作用使得面平均努塞尔数相较于 $x/D=0 \sim 8$ 区域大幅提升,综合换热系数相较垂直冲击冷却提高了 0.42%。后续研究仍然可以通过改变双旋流腔室的几何特征来降低总压损失以提高其工程应用价值。

参考文献:

[1] HAN J C. Advanced cooling in gas turbines 2016 Max Jakob memorial award paper [J]. Journal of Heat



(a) $x/D=8$



(b) $x/D=13.5$

图 15 综合换热系数对比示意图

Fig. 15 Comparison of comprehensive heat transfer coefficients

- Transfer, 2018, 140(11): 113001.
- [2] CHOWDHURY N H K, QURESHI S A, ZHANG Mingjie, et al. Influence of turbine blade leading edge shape on film cooling with cylindrical holes [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2017, 115: 895-908.
 - [3] SHAO Hongyi, QENAWY M, ZHANG Tianlun, et al. Experimental study of oscillating freestream effect on the spatiotemporal distributions of leading-edge film cooling [J]. Journal of Turbomachinery, 2021, 143(1): 011002.
 - [4] 任明, 刘存良, 杜昆, 等. 弯扭涡轮叶片前缘复合角孔气膜冷却 [J]. 航空学报, 2023, 44(18): 93-106.
REN Ming, LIU Cunliang, DU Kun, et al. Film cooling with compound angle holes in leading edge of twisted turbine blade [J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2023, 44(18): 93-106.
 - [5] WANG Nian, CHEN A F, ZHANG Mingjie, et al. Turbine blade leading edge cooling with one row of normal or tangential impinging jets [J]. Journal of Heat Transfer, 2018, 140(6): 062201.
 - [6] LIU Zhao, FENG Zhenping, SONG Liming. Numerical study on flow and heat transfer characteristics of swirl cooling on leading edge model of gas turbine blade [C]//ASME 2011 Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition. New York, USA: ASME, 2011: 1495-1504.
 - [7] FAN Xiaojun, HE Chuangxin, GAN Lian, et al. Experimental study of swirling flow characteristics in a semi cylinder vortex cooling configuration [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2020, 113: 110036.
 - [8] 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.
 - [9] 刘钊, 贾哲, 张志欣, 等. 透平动叶前缘冲击-气膜复合冷却与旋流-气膜复合冷却的热流耦合对比研究 [J]. 西安交通大学学报, 2021, 55(4): 116-125.
LIU Zhao, JIA Zhe, ZHANG Zhixin, et al. A comparative study on conjugate heat transfer of impingement-film composite cooling and swirl-film composite cooling on leading edge of a turbine blade [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2021, 55(4): 116-125.
 - [10] 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, USA: ASME, 2013: V03AT12A027.
 - [11] LIN G, KUSTERER K, BOHN D, et al. Impingement cooling with spent flow in the blade leading edge using double swirl chambers [C]//Proceedings of the 15th International Heat Transfer Conference. Danbury, CT, USA: Begell House Inc., 2014: 4291-4305.
 - [12] KUSTERER K, BÜHLER P, LIN Gang, et al. Conjugate heat transfer analysis of a blade leading edge cooling configuration using double swirl chambers [C]//ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York, USA: ASME, 2016: V05BT11A010.
 - [13] LI Hongwei, GAO Yuanxi, DU Changhe, et al. Influences of nozzle aspect ratio and inlet Reynolds number on flow and heat transfer characteristics for middle double swirl cooling [J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2023, 145(Part A): 106811.
 - [14] LIN G, KUSTERER K, AYED A H, et al. Numerical investigation on heat transfer in an advanced new leading edge impingement cooling configuration [J]. Propulsion and Power Research, 2015, 4(4): 179-189.
 - [15] ZHOU Junfei, WANG Xinjun, LI Jun, et al. Effects of target channel shapes on double swirl cooling performance at gas turbine blade leading edge [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2019, 141(7): 071004.
 - [16] ZHOU Junfei, WANG Xinjun, LI Jun, et al. Comparison between impingement/effusion and double swirl/effusion cooling performance under different effusion hole diameters [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2019, 141: 1097-1113.
 - [17] LIU Xuebin, ZENG Fei, TAO Zhi, et al. Effect of film hole diameter and attack angle on the film cooling performance of leading edge with double swirl chamber under crossflow condition [J]. Applied Thermal Engineering, 2024, 242: 122539.
 - [18] ZHAO Zhiyuan, WEN Fengbo, TANG Xiaolei, et al. Large eddy simulation of film cooling with vortex generators between two consecutive cooling rows [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2022, 182: 121955.
 - [19] 叶林, 郭昊, 姜培学, 等. 超声速气流中扩张孔横向射流冷却特性研究 [J]. 工程热物理论, 2023, 44

(10): 2778-2785.

YE Lin, GUO Hao, JIANG Peixue, et al. Cooling characteristics of transverse jets with expansion holes in supersonic flow [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2023, 44(10): 2778-2785.

[20] ZHOU Junfei, WANG Xinjun, LI Jun, et al. Numerical investigation on the cooling effectiveness among air and steam and mist/steam for a gas turbine vane [C]//ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York, USA: ASME, 2017: V05AT11A006.

[21] CELIK I B, CEHRELI Z N, YAVUZ I. Index of resolution quality for large eddy simulations [J]. Journal of Fluids Engineering, 2005, 127(5): 949-958.

[22] ZHOU Wenwu, YUAN Lin, WEN Xin, et al. Enhanced impingement cooling of a circular jet using a piezoelectric fan [J]. Applied Thermal Engineering, 2019, 160: 114067.

[23] TAO Zhi, YU Boyang, LIU Xuebin, et al. Large eddy simulation on unsteady flow and heat transfer behaviors of double swirl cooling configuration [J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2024, 157: 107752.

[24] LIN Gang, KUSTERER K, BOHN D, et al. Investigation on heat transfer enhancement and pressure loss of double swirl chambers cooling [J]. Propulsion and Power Research, 2013, 2(3): 177-187.

[25] ZHOU Junfei, WANG Xinjun, LI Jun, et al. Effects of impinging hole shapes on double swirl cooling performance at gas turbine blade leading edge [C]//ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York, USA: ASME, 2018: V05AT11A003.

[26] 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, USA: ASME, 2014: V05AT12A024.

[27] ZHOU Junfei, WANG Xinjun, LI Jun, et al. Effects of film cooling hole locations on flow and heat transfer characteristics of impingement/effusion cooling at turbine blade leading edge [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2018, 126(Part B): 192-205.

(编辑 亢列梅)