

冲击孔板和扰流柱组合结构流动传热特性的 实验和数值研究

谢立¹, 马莉¹, 曹俊¹, 孔德海², 刘存良²

(1. 中国航发湖南动力机械研究所, 湖南 株洲 412002;
2. 西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710100)

摘 要: 实验和数值研究了涡轮叶片尾缘内部冷却通道中冲击孔板与扰流柱组合结构的流动和传热特性。扰流柱叉排地布置在叶片尾缘端面上。冲击孔板穿孔率为 0.07~0.44, 冲击距为 1.5~4, 基于进气通道水力直径和平均速度的雷诺数为 1 600~4 000。采用瞬态液晶传热测量技术获得了柱肋通道壁面的局部表面传热系数分布, 并分析了冲击孔板穿孔率、冲击距、雷诺数对柱肋通道流动结构以及表面传热特性的影响。研究结果表明: 较小的穿孔率下形成的强烈冲击射流能够显著提升组合结构的平均传热性能, 但是会极大地增加其流动损失; 冲击距和穿孔率对冲击-扰流柱组合冷却结构的传热和压损特性具有显著的影响; 组合冷却结构的传热性能是光滑通道传热性能的 2.0~9.4 倍, 而其摩擦因数是光滑通道摩擦因数的 136~1 800 倍; 获得了组合结构的强化传热因子与相关参数的实验关联式。

关 键 词: 叶片尾缘冷却; 冲击孔板; 扰流柱; 瞬态液晶; 传热

中图分类号: V232.4

文献标志码: A

Experimental and numerical study on flow and heat transfer characteristics of composite structure with impingement perforated plate and pin-fins

XIE Li¹, MA Li¹, CAO Jun¹, KONG Dehai², LIU Cunliang²

(1. Hunan Aviation Powerplant Research Institute,
Aero Engine Corporation of China, Zhuzhou Hunan 412002, China;
2. School of Power and Energy, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710100, China)

Abstract: The flow and heat transfer characteristics of the composite structure with impingement perforated plate and pin-fins in the cooling channel at the trailing edge of a turbine blade were experimentally and numerically studied. The pin-fins in a staggered array were arranged on the end face of the trailing edge. The perforation ratio varied between 0.07 and 0.44, and the jet-to-surface varied from 1.5 to 4. Reynolds number, based on the hydraulic diameter of the inlet channel, was tested within the range values from 1 600 to 4 000. The convective heat transfer coefficient distribution of the surface in the pin-fin channel was obtained by using the transient liquid crystal temperature measurement technique. The effects of perforated ratio and impingement distance on the flow structure and convective heat transfer characteristics of the pin-fin channel were analyzed. The results showed that the average heat transfer of the composite structure can be significantly improved by the strong impingement jet formed at a small

收稿日期: 2024-03-17

作者简介: 谢立(1992—), 男, 工程师, 硕士, 主要从事航空发动机设计研究。E-mail: 845837412@qq.com

通信作者: 马莉(1993—), 女, 工程师, 硕士, 主要从事航空发动机涡轮设计研究。E-mail: mali0516@126.com

引用格式: 谢立, 马莉, 曹俊, 等. 冲击孔板和扰流柱组合结构流动传热特性的实验和数值研究[J]. 航空动力学报, 2024, 39(11): 20240151. XIE Li, MA Li, CAO Jun, et al. Experimental and numerical study on flow and heat transfer characteristics of composite structure with impingement perforated plate and pin-fins[J]. Journal of Aerospace Power, 2024, 39(11): 20240151.

perforation rate, but could greatly increase the flow loss. The impingement distance and perforation rate had a significant influence on the heat transfer and pressure loss characteristics of the impingement and pin-fin composite structure. The Nusselt number of the composite structure was 2.0—9.4 times that of the smooth channel, with a friction factor of 136—1 800 times that of the smooth channel. The experimental correlations between heat transfer enhancement factors and key parameters of the combined structure were obtained.

Keywords: blade trailing edge cooling; impingement perforated plate; pin-fin; transient liquid crystal; heat transfer

新一代航空发动机涡轮前燃气进口温度越来越高,达到了 2 200 K^[1],已远远超过涡轮叶片材料的耐温极限。为了保证发动机安全稳定地工作,必须对其实施冷却措施。叶片的尾缘较薄,承受的热负荷极高。扰流柱作为一种常用的强化传热结构,通常被布置在涡轮叶片的尾缘区域,一方面,与上下端面连接的扰流柱可以增强流体的扰动,强化传热,另一方面还可以起到支撑作用,提高叶片尾缘区域的强度。

叶片尾缘区域扰流柱区域的流动传热特性复杂,许多学者开展了大量的研究工作。Huang 等^[2]实验研究了雷诺数范围在 50 000~410 000 之间时带有圆形、椭圆形和滴状销扰流柱的通道传热特性。结果表明,与其他形状的扰流柱相比,水滴形针形扰流柱具有最佳的传热效果。Xu 等^[3]采用瞬态液晶传热测量技术比较了雷诺数在 10 000~70 000 之间变化时矩形通道内布置圆形、椭圆形、长圆形、水滴形、柳叶刀形和美国国家航空咨询委员会(NACA)翼型扰流柱的传热能力。结果表明,在所研究的雷诺数范围内椭圆形扰流柱具最优的综合热性能。Ferster 等^[4]通过实验研究了三角形、星形和球形针形扰流柱对矩形通道的流动和传热特性的影响,发现三角形几何形状显示出最佳的传热特性。Shen 等^[5]通过实验和数值研究了雷诺数为 5 000~15 000 时由细小圆形扰流柱编织形成的六边形笼目(Kagome 晶格)结构对楔形通道传热效果的影响。研究结果表明,Kagome 晶格结构的平均传热性能比圆形扰流柱结构要高出约 6%~71%,而二者的压力损失相差不大。

扰流柱间距也是影响叶片后缘整体传热特性的重要因素之一。Jadhav 等^[6]通过实验和数值研究了带有分离圆形扰流柱阵列的通道的流动和传热特性。设计变量为端壁之间的间隙距离、展向间距、流向间距和直径。研究发现,扰流柱直径

是流动的最关键变量,阻力、传热、扰流柱流向间距对流动阻力有很大影响,传热对展向间距更敏感。Axtmann 等^[7]使用瞬态液晶(transient liquid crystal, TLC)传热测量技术探讨了相对间距和纵横比对通道传热和流动阻力的影响。研究发现,具有较短扰流柱的通道比具有较长扰流柱的通道具有更好的传热效果,并且具有较长扰流柱的通道的传热不受雷诺数的影响。张丽等^[8]分析了涡轮叶片尾缘带有小而密的短扰流柱的梯形通道端壁的传热性能,指出数值模拟可以获得与实验值较为一致的扰流柱通道壁面的表面传热系数分布。

Lawson 等^[9]实验研究了翼展方向和流向间距对带有交错圆形扰流柱阵列的通道的流动阻力和传热的影响。研究发现,流向间距对通道传热的影响大于展向间距,而展向间距对通道流动阻力的影响大于流向间距。Chyu 等^[10]分析了交错圆形扰流柱阵列的高径比对通道传热性能的影响,发现高径比增加时,扰流柱通道壁面的平均传热特性增加,但其综合热性能降低。Lyll 等^[11]考虑了扰流柱的展向间距与直径比对扰流柱通道壁面传热特性的影响。Park 等^[12]进一步分析了旋转数和扰流柱高径比对交错圆形扰流柱通道传热性能的影响。Kirsch 等^[13]研究了基于增材制造的微小扰流柱通道的流动传热特性,指出了增材制造的微小扰流柱在强化传热方面具有巨大潜力。

冲击孔板与柱肋相结合可以进一步提高柱肋通道的传热强度。Lau 等^[14]研究了带有侧向出流的扰流柱通道的流动和传热特性。Metzger 等^[15]进一步分析了带有射流入口的扰流肋通道的强化传热特性。结果表明,入口处的传热得到显著增强。Xu 等^[16]实验研究了柱肋与冲击孔直径比及相对布置方式对收缩型通道内冲击冷却特性的影响,结果表明,冲击射流与柱肋相结合显著提高了端面的传热性能,存在最佳的柱肋结构参数使得通道的平均努塞尔数达到最大值。Kan 等^[17]

采用实验测量和数值模拟方法研究了雷诺数为 9 000~20 000 时穿孔冲击板与叉排布置扰流柱组合结构的流动与传热特性。分析了冲击孔的孔型、穿孔率和孔分布的影响。研究表明,冲击条件下,第一排和第二排扰流柱驻点处的努塞尔数相比于无冲击条件下的努塞尔数提高了 2~3 倍。冲击射流的引入,使得扰流柱通道表面的平均努塞尔数提高了 20%~50%,摩擦因数提高了 4~20 倍。最近, Schekman 和 Kim^[18] 采用粒子图像测速仪 (particle image velocimetry, PIV) 和油膜流场可视化技术研究了双排冲击孔板的孔排布、穿孔率和冲击距对扰流柱通道流动结构的影响,结果表明冲击孔板靠近侧壁处开孔形成的侧向射流及冲击距小于射流核心时都有利于提高柱肋通道的传热性能。

冲击射流与扰流柱强化冷却形成的组合结构具有高效的传热性能,在涡轮叶片尾缘的高效内冷结构设计中具有重要的应用价值。为了尽可能地节省冷气质量流量(下文简称流量),需要发展较低冷气流量下涡轮叶片尾缘高效冷却结构。然而文献中主要针对高雷诺数下扰流柱通道的流动传热特性展开研究,而对较低雷诺数下的流动传热特性研究开展较少。因此,本文针对较低雷诺数下 ($1\,600 \leq Re \leq 4\,000$) 不同流动及冲击/扰流柱结构参数下的流动传热特性展开研究。采用瞬态热色液晶测温技术获得了不同冲击孔孔径、孔径向间距和冲击距下八种组合结构中扰流柱通道壁面的表面传热系数分布,并比较了其流阻特性。进一步,结合数值模拟采用基于雷诺平均耦合 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型的方法开展了数值研究,为传热特性的实验测量结果提供机理性解释。

1 实验研究

1.1 实验装置和测试部分

本文针对不同冲击孔孔径和布局下冲击扰流柱通道的流动和传热特性展开研究。实验在低速直流式风洞实验台上进行,实验台结构如图 1 所示。实验系统主要由压气机、气罐、浮子流量计、稳定段、丝网加热器、收缩段和实验段组成。实验时,由气罐流出的气流通过两个并联的浮子流量计控制流量后,经过稳定段和一次收缩段的整流稳定作用后均匀地通过丝网加热器,并被丝网加热器在很短的时间内快速地加热到 330 K 以上并维持稳定。而后被加热的气流进入二次收缩段,

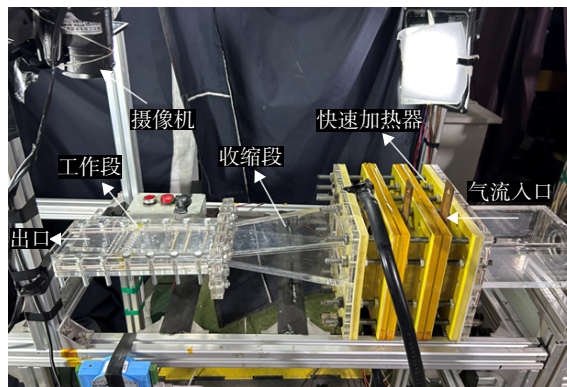


图 1 实验台系统照片

Fig. 1 Photos of experimental platform system

之后进入实验通道,并最终流到外界大气中。

实验平台的通道段均是由透明的有机玻璃加工而成,壁厚为 15 mm,满足实验强度要求。矩形通道中布置冲击孔板与扰流柱的结构分别如图 2 和图 3 所示。进气通道的入口长度为 60 mm,拥有宽 (W) 为 81.6 mm 和高 (H) 为 8.8 mm 的矩形截面,对应的通道的水力直径 (D_H) 为 15.89 mm。冲击孔板厚度 (δ_1) 为 10.4 mm,工作段上布置三排叉排排列的扰流柱,其长度 (L) 为 81.6 mm。圆柱形扰流柱的直径 (D) 为 4 mm,作为特征长度。扰流柱的高度与其直径的比值 (H/D) 为 2.2。扰流柱流向间距 (S_1/D) 和径向间距 (S_2/D) 与其直径之比分别为 1.73 和 2。

实验过程中,共研究了 8 种具有不同冲击孔径 (d_i)、孔间距 (P) 和冲击距 (L_1/d_i) 的冲击孔板扰流柱结构布局,对应的冲击孔板的穿孔率 (β) 和冲击距 (L_1/d_i) 分别在 0.07~0.44 和 1.5~4 之间变化,其具体的几何参数如表 1 所示。基于通道的水力直径和入口速度的雷诺数处于 1 600~4 000 之间。

扰流柱通道壁面的表面传热系数采用瞬态液

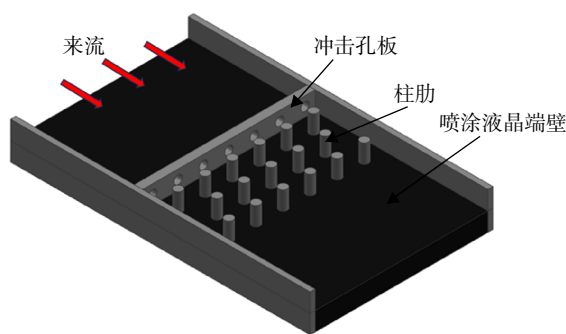


图 2 冲击扰流冷却结构示意图

Fig. 2 Schematic diagram of cooling structures with jet impingement and pins

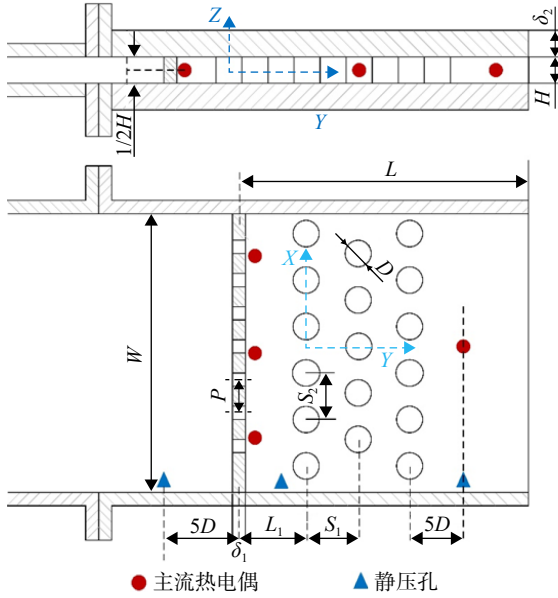


图 3 冲击柱肋通道测试段结构示意图

Fig. 3 Schematic diagram of test section of impingement/pin-fin composite structure

表 1 冲击孔板的布置情况

Table 1 Layout of impingement perforated plate

编号	冲击孔径 d_j/mm	冲击孔径向 间距 P/mm	冲击距 H/d_j	穿孔率 β
模型 1	6.67	8	3	0.437
模型 2	3.08	8	3	0.093
模型 3	2.67	8	3	0.070
模型 4	3.08	4.8	3	0.166
模型 5	3.08	9.6	3	0.083
模型 6	3.08	8	1.5	0.093
模型 7	3.08	8	2	0.093
模型 8	3.08	8	4	0.093

晶(TLC)测试技术获得。实验过程中,摄像机放置在实验段的正下方进行拍摄,整个平台的实验段处于由黑色吸光布搭建的封闭环境。4支相同类型的 K 型铠装热电偶分别安装在紧邻冲击挡板下游和扰流柱下游 $5D$ 处来测量测试段进出口处气流的温度。对于测试段的进出口压差,则是通过在冲击挡板前 $10D$ 及扰流柱前、后 $5D$ 的位置处分别开设静压孔,采用差压计来获得。通道内流体的温度和压力测点的布置位置如图 3 所示(图中 δ_2 为有机玻璃板厚度)。

1.2 瞬态热色液晶传热测试技术

本文采用瞬态液晶热像传热测量技术获得柱肋端壁表面的温度分布。将经过校准的窄带液晶和黑漆喷涂在测试实验件的表面,通过摄像机记录的液晶颜色色调变化来反映扰流柱通道上表面

温度的变化。根据一维瞬态半无限大热传导方程^[19],扰流柱通道壁面表面传热系数可以表示为:

$$\frac{T_w - T_0}{T_g - T_0} = 1 - \exp\left(\frac{h^2 t}{\lambda \rho c_p}\right) \operatorname{erfc}\left(h \sqrt{\frac{t}{\lambda \rho c_p}}\right) \quad (1)$$

式中 ρ 、 c_p 、 λ 分别代表物体的密度、比定压热容、导热系数; T_0 为气流的初始温度; T_g 、 T_w 分别代表气流和扰流柱通道壁面温度; h 代表扰流柱的通道壁面的表面传热系数, t 为加热时间; erfc 为互补误差函数。

瞬态传热实验过程中,气流温度在极短时间内升高到一定温度,很难看成是一个严格的阶跃温升过程。为了对实验数据进行处理,可以将气流温度分割为若干小段,每个小段的气流温度化看作是阶跃改变。因此式(1)通过 Duhamel 叠加原理表示为:

$$\frac{T_w - T_0}{T_{g,i} - T_{g,i-1}} = \sum_{i=1}^N \left\{ 1 - \exp\left[\frac{h^2 (t - t_i)}{\lambda \rho c_p}\right] \operatorname{erfc}\left[h \sqrt{\frac{t - t_i}{\lambda \rho c_p}}\right] \right\} \quad (2)$$

式中 $t_{g,i}$ 为 t_i 时刻气流的温度,可以通过该紧邻冲击孔板下游的 K 型热电偶测量获得; N 是壁面上每一个像素位置处达到壁温 T_w 所需的时间步数,每一个时刻 t_i 下 T_w 的值则可以通过瞬态液晶热像视频信息中获得。

此外,由于式(1)是在一维半无限大假设下得到的解,因此需要满足 $\delta_2 \geq 4\sqrt{\alpha t}$, 其中 $\alpha = \lambda/\rho c_p$ 为热扩散率。在本文实验条件下,有机玻璃的厚度为 15 mm ,有机玻璃的热扩散率为 $\alpha = 1.28 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$ 。所以实验测试时间需要满足 $t \leq \left(\frac{\delta_2}{4}\right)^2 \cdot \frac{1}{\alpha} = 109.86 \text{ s}$ 。本研究的实验时长均在 90 s 左右,满足一维半无限大固体条件。

1.3 数据处理

冲击孔板的穿孔率定义为:

$$\beta = \frac{n \pi d_j^2}{4WH} \quad (3)$$

式中 n 为冲击孔板上冲击孔的个数。

入口雷诺数定义为:

$$Re = u D_H / \nu \quad (4)$$

式中 u 为入口速度, ν 为进口空气的运动黏度。

努塞尔数定义为:

$$Nu = \frac{h D_H}{\lambda} \quad (5)$$

柱肋通道的达西摩擦因数定义为:

$$f = \frac{\Delta p}{0.5\rho u^2} \cdot \frac{D_H}{L} = \frac{2\Delta p D_H}{\rho u^2 L} \quad (6)$$

式中 Δp 为射流孔板上游和扰流柱下游的静压差。

Nu_0 和 f_0 分别为光滑通道内充分发展湍流的平均努塞尔数和摩擦因数, 分别由 Dittus-Boelter 关联式^[20] 和 Petukhov 方程^[21] 给出。

$$Nu_0 = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (7)$$

$$f_0 = 8[2.236 \ln(Re) - 4.639]^{-2} \quad (8)$$

式中 Pr 为普朗特数。

1.4 不确定度分析

本实验的流动传热特性实验测量误差根据 Moffat 等^[22] 描述的 95% 置信区间的方法来确定的。表 2 中列出了实验中各物理量的测试仪器精度和相对误差范围。实验件的加工误差为 $\pm 0.1\%$, 空气和有机玻璃的热物性参数的测量误差为 $\pm 1\%$ 。因此, 雷诺数的不确定度为 2.5%, 压力损失误差为 3.5%。实验过程中, 控制主流空气的温升为 5~10 K, 无量纲过余温度 $(T_g - T_0)/(T_w - T_0)$ 在 0.3~0.7 之间, 表面传热系数的不确定度大概为 5%~10%。

表 2 测量仪器和测量精度

Table 2 Measuring instruments and measuring accuracy

实验仪器和参数	测量仪器	精度
入口流量计	浮子流量计	2.5 级
气流温度 T_g	热电偶	± 0.5 K
壁面温度 T_w	热色液晶、摄像机	± 0.5 K
实验件和气流初始温度 T_0	热电偶	± 0.5 K
实验时间 t	摄像机	± 0.04 s
流量计压力 p_s	压力变送器	$\pm 0.75\%$
实验压力 p	差压计	$\pm 0.1\%$
大气压力 p_a	大气压力表	$\pm 0.1\%$

2 数值研究

2.1 计算物理模型及边界条件

本文的计算模型根据实验测试通道建立, 并与实验测试模型具有相同的尺寸, 如图 4 所示。计算模型包含入口段和工作段两部分。在加热工作段上游设置入口段, 以确保加热通道入口处的流体充分发展。在工作段的加热端面上布置有 3 排交错排布的扰流柱, 且最后一排扰流柱与计算区域的出口截面距离大于 50 mm (12.5D) 以消除出口回流效应。工作介质为常物性不可压缩空气。

计算区域的边界条件如图 4 所示, 入口处给定流量边界条件, 其值由对应的雷诺数计算获得。流动的湍流强度为 5%, 进口温度为 300 K。出口给定压力边界条件, 通道的下壁面设置为等温壁面 ($T_w = 330$ K), 通道两侧壁设置对称边界条件, 其余所有壁面均为绝热无滑移边界条件。三维不可压缩黏性湍流流动和传热特性数值计算在商业软件中完成, 采用 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型来模拟湍流雷诺应力。对流项和扩散项均选择 2 阶迎风格式进行离散。连续项、速度及湍流项残差收敛标准为 1.0×10^{-5} , 而能量残差的收敛标准为 1.0×10^{-8} 。

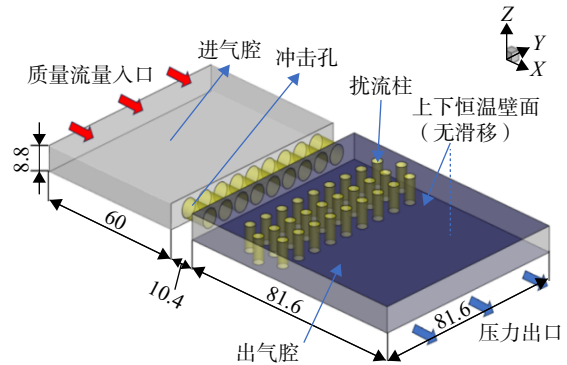


图 4 计算模型及边界条件(单位: mm)

Fig. 4 Calculation model and boundary conditions (unit: mm)

2.2 网格划分和无关性验证

计算模型网格如图 5 所示, 计算采用了非结构化网格。数值模拟的计算结果对计算网格存在一定的依赖性。本文对涡轮叶片尾缘的数值计算中, 为使计算结果更加准确, 在对计算区域划分网格时, 在扰流柱和冲击孔的壁面都划分了边界层, 并且在冲击孔和扰流柱区域进行局部网格加密, 使得第 1 层的网格高度满足 $y^+ < 1$ 。

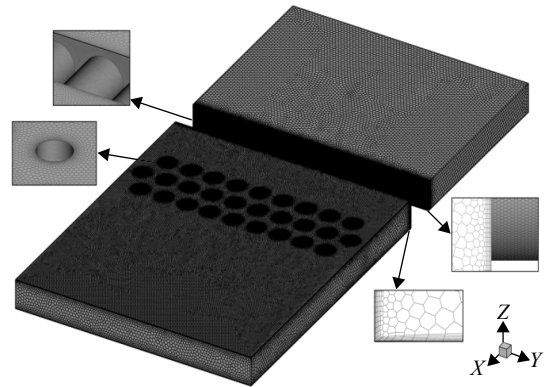


图 5 计算区域多面体网格划分和局部网格结构示意图

Fig. 5 Schematic diagram of polyhedral grid of computational domain and local grid structure

为了验证网格节点数目对计算结果的影响,同时尽可能的减少计算资源的需求,通过改变网格尺寸与节点密度生成了 4 套不同疏密程度的网格。并对模型 1 在主流雷诺数为 10 000 时进行了数值模拟。计算得到的面积平均表面传热系数 h 变化如表 3 所示。

表 3 网格无关性验证
Table 3 Grid independence verification

参数	方案			
	网格 1	网格 2	网格 3	网格 4
网格数/万	220	400	600	1 000
面积平均 表面传热系数/ (W/(m ² ·K))	36.87	40.82	41.76	41.92
变化率/%	12.05	2.62	0.38	

由表 3 可知,网格数目由 600 万上升到 1 000 万带来的面积平均表面传热系数的变化率只有 0.38%,可以认为网格 3 的网格密度已经满足计算要求。因此选用该套网格节点数和分布规律生成本文所使用的所有计算网格,整个计算域网格总数为 600 万。

2.3 计算方法验证

图 6 比较了雷诺数为 2 800 时不同模型在扰流柱通道壁面上游区域面积平均表面传热系数的实验和数值结果。其中,扰流柱上游区域定义为从冲击孔出口到第一排扰流柱中心截面位置($0 \leq x/D \leq 5$)。从图中可以看出,数值预测值与实验值具有相同的分布趋势,各个模型的面积平均值与

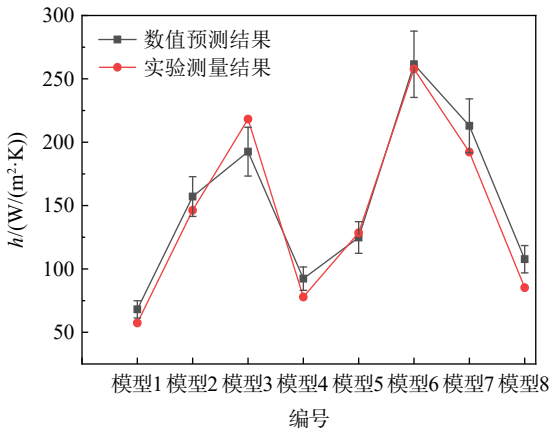


图 6 $Re = 2\,800$ 时各个模型在柱肋通道扰流柱上游区域面积平均表面传热系数实验与数值对比
Fig. 6 Comparison of experimental and numerical area-averaged heat transfer coefficient of each case at upper region of the pin-fin channel at $Re = 2\,800$

实验值的偏差基本都在 10% 以内,验证了本文计算方法的准确性。

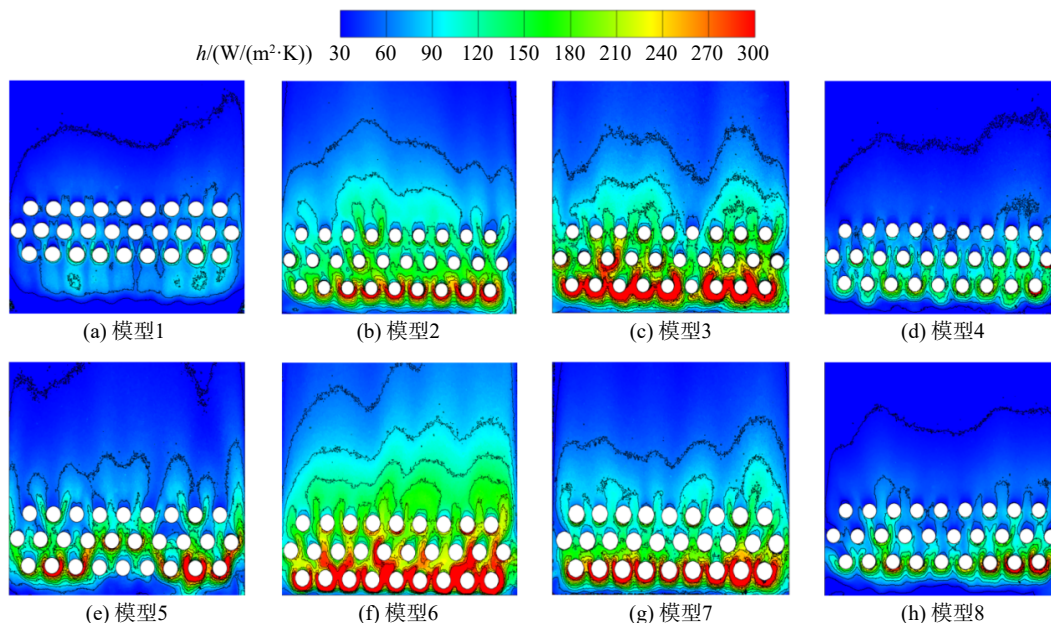
3 结果分析与讨论

3.1 瞬态液晶传热测量结果

图 7 展示了 $Re = 2\,800$ 时不同影响因素下扰流柱通道壁面面积平均表面传热系数分布。由图 7(a)~图 7(c)(模型 1、模型 2、模型 3)可以看到,在相同的无量纲冲击距和冲击孔径间距下,随着穿孔板的孔径逐渐减小,扰流柱通道壁面上高表面传热系数区的影响范围逐渐增大,尤其是第一排扰流柱前缘处。这是由于模型 3 的穿孔率最小,导致从单个射流孔射流冲击的速度较大,进而使得冲击在扰流柱前缘驻点处的强化传热效果越明显。在第一排扰流柱周围和尾迹区有明显的高表面传热系数区存在,这主要是由于马蹄涡和尾迹涡的生成增强了冷热流体之间的掺混,增强了传热。

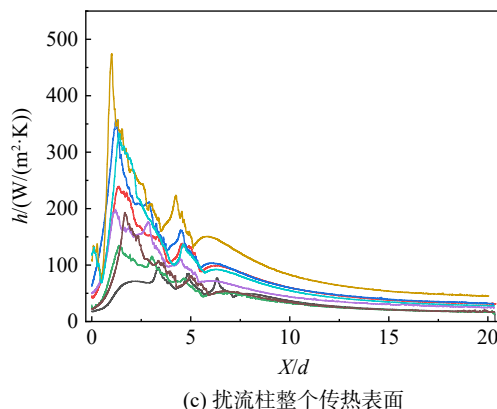
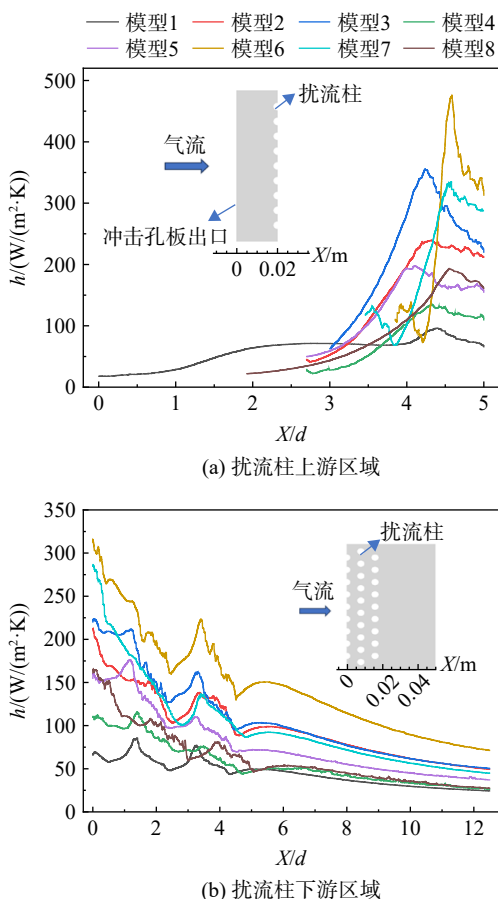
进一步,从图 7(a)、图 7(d)及图 7(e)(模型 1、模型 4、模型 5)可以看到,在相同的冲击孔径和冲击距下,随着冲击孔间距逐渐增大,穿孔率逐渐减小,使得扰流柱通道壁面上高表面传热系数区的影响范围逐渐增大。从图 7(f)、图 7(g)、图 7(b)及图 7(h)(模型 6、模型 7、模型 2、模型 8)可以看到,在相同的冲击孔孔径和冲击孔间距下,随着冲击距逐渐增大,第一排扰流柱端面上游区域的表面传热系数逐渐减小。模型 6 中第一排扰流柱下游高表面传热系数区占据的范围较大。这主要是由于模型 6 的冲击距最小,射流到达第一排扰流柱时依然保持较大的速度核心,在扰流柱的扰动作用下,其下游尾迹区域具有较高的传热强度。

为了进一步比较各个结构参数对扰流柱端面上表面传热系数分布的影响,图 8 给出了第一排扰流柱上游区域(见图 8(a))和第一排扰流柱下游区域(见图 8(b))以及整个扰流柱通道壁面的展向平均表面传热系数分布。其中,扰流柱上游区域定义为从冲击孔出口到第一排扰流柱中心截面位置($0 \leq x/D \leq 5$),扰流柱下游区域定义为从第一排扰流柱中心位置到扰流柱下游区域($5 \leq x/D \leq 125$)。由图 8(a)可以看到,模型 6 由于冲击距最小,冲击冷却效果最明显。模型 1 的传热效果最差,主要是由于较大的冲击距和较大的穿孔率(较小的节流效应)所致。由图 8(b)和图 8(c)可以看

图 7 $Re = 2800$ 时不同模型扰流柱通道壁面表面传热系数分布Fig. 7 Distribution of local convective heat transfer coefficients on end wall of pin-fin channel for different cases at $Re = 2800$

到, 模型 6 具有最优的传热性能, 模型 1 的传热性能最差。

图 9 展示了模型 6 在不同雷诺数下扰流柱通道壁面的表面传热系数分布。可以看到, 随着雷诺数的增加, 扰流柱通道的面积平均表面传热系

图 8 $Re = 2800$ 时不同模型展向平均表面传热系数分布Fig. 8 Distribution of spanwise-averaged convective heat transfer coefficients of different cases at $Re = 2800$

数逐渐增大。第一排扰流柱周围的表面传热系数较高, 这主要是由于从冲击孔出流的射流速度较大, 正向冲击在扰柱表面后流动的边界层较薄所导致的。当雷诺数增加到 3400 时, 继续增大雷诺数, 扰流柱通道壁面上表面传热系数的面分布几乎没有发生变化。

图 10 展示了各个模型扰流柱上游区域(见图 10(a))、下游区域(见图 10(b))和整个扰流柱通道壁面(见图 10(c))的面积平均表面传热系数随雷诺数的变化。可以看到, 在扰流柱上游和下游区域及整个扰流柱通道加热壁面上, 各个模型之间的面积平均表面传热系数差异较大。正如前文所述, 模型 6 由于具有较小的冲击距, 诱导产生

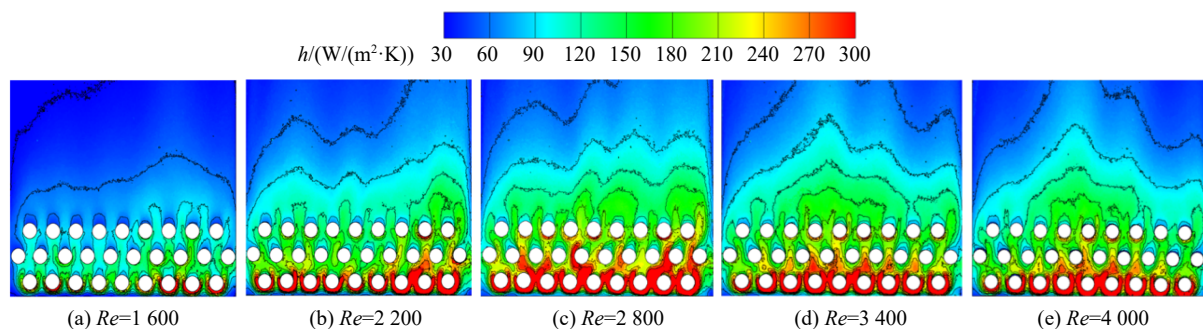
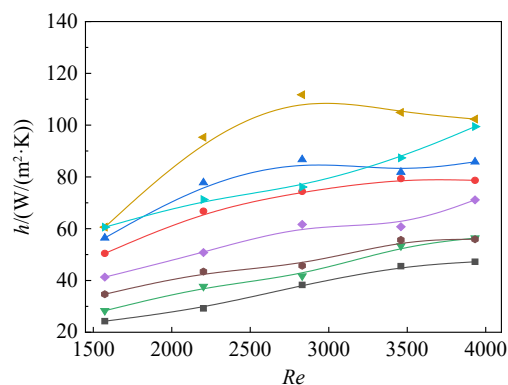


图 9 模型 6 柱面端面表面传热系数分布随雷诺数变化

Fig. 9 Variation of distribution of convective heat transfer coefficient on end wall of pin-fin channel for Case 6 with Reynolds number

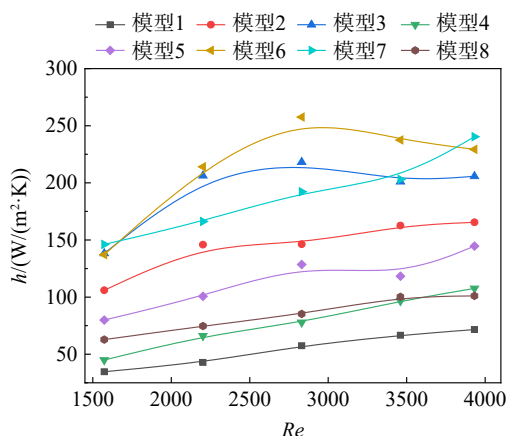
的高速冲击射流使得其在柱肋上游区域的表面传热系数明显高于其他模型。模型 3 由于穿孔率最小,从冲击孔出流的射流速度较大,因而在柱肋区域上游的表面传热系数也较高(见图 10(a))。冲击射流在第一排扰流柱冲击驻点之后,射流速度急剧降低,扰流柱下游区域的表面传热系数急剧下降,模型 6 具有最优的传热性能(见图 10(b))。由图 10(c)可知,各个模型的面积平均表面传热系数随雷诺数的增加而增加,在较低雷诺数时($1\,600 \leq Re \leq 2\,800$)模型 6 表面传热系数的增幅要明显高于其他模型的值。在雷诺数大于 2 800 时



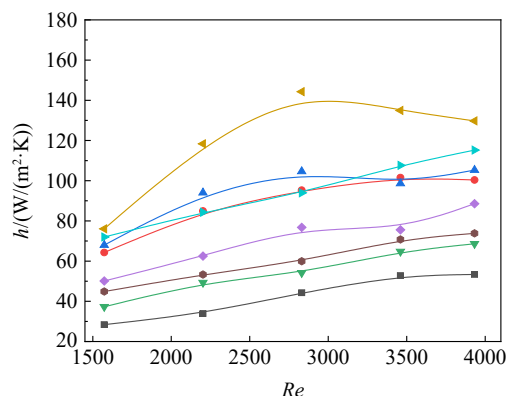
(c) 扰流柱整个传热表面

图 10 不同模型的面积平均表面传热系数分布

Fig. 10 Area-averaged convective heat transfer coefficient distribution with different cases



(a) 扰流柱上游区域



(b) 扰流柱下游区域

出现了一定程度的下降(7% 附近),随后趋于平稳。

进一步,根据实验测量的平均表面传热特性,将冲击-柱肋通道的强化传热因子(Nu/Nu_0)拟合成冲击距、穿孔率和雷诺数的函数,如图 11 所示。对测量获得的 40 个样本点进行回归分析后,得到拟合误差在 15% 以内强化传热因子的拟合关联式如下:

$$Nu/Nu_0 = 0.076Re^{0.5}\beta^{-0.41}\left(\frac{L_1}{d}\right)^{-0.62} \quad (9)$$

其中 $1\,600 \leq Re \leq 4\,000$, $0.07 \leq \beta \leq 0.44$, $1.5 \leq L_1/d \leq 4$ 。

3.2 摩擦因数

图 12 显示了不同模型的相对摩擦因数随雷诺数的变化特性。没有冲击孔板的柱肋通道的结果也在图中予以显示。可以看到,相比于纯柱肋冷却结构,带有冲击隔板的冲击-扰流柱组合结构的流阻急剧增加,约为 1.5~12 倍。模型 5 的相对摩擦因数最大,它的流阻是光滑通道流阻的 1 800 倍左右,模型 1 相对摩擦因数较小,其流阻是光滑通道流阻的 150 倍左右。冲击孔板的加入虽然增

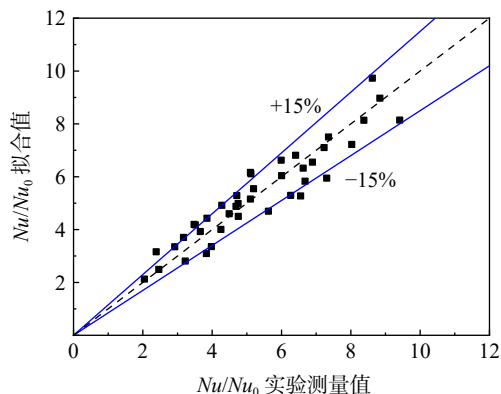


图 11 冲击扰流组合结构的强化传热因子的实验值与拟合值的比较

Fig. 11 Comparison between experimental value and fitting value of heat transfer enhancement factor of composite structure with jet holes and pin-fins

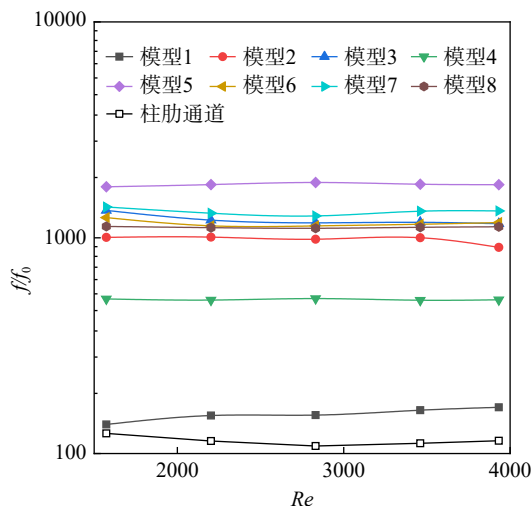


图 12 相对摩擦因数随雷诺数的变化

Fig. 12 Variation of relative friction factor with Reynolds number

大了扰流柱通道壁面的传热性能,但是却极大地增加了通道的流动阻力。

3.3 传热与流阻之间的关系

冲击孔板-扰流柱组合冷却结构的强化传热因子与相对摩擦因数具有密切的关系。根据这一特点,图 13 展示了冲击孔板-扰流柱结构的强化传热因子与相对摩擦因数之间的近似关系(式(10)),并与文献[17]中雷诺数为 7000 时的冲击-扰流柱通道的流动传热特性进行比较。

$$Nu/Nu_0 = C(f/f_0)^m \quad (10)$$

式中 C 、 m 为雷诺数的函数, $1600 \leq Re \leq 4000$ 。当雷诺数为 4000 时, C 取 1.36~2.04, m 取 0.18~0.2。

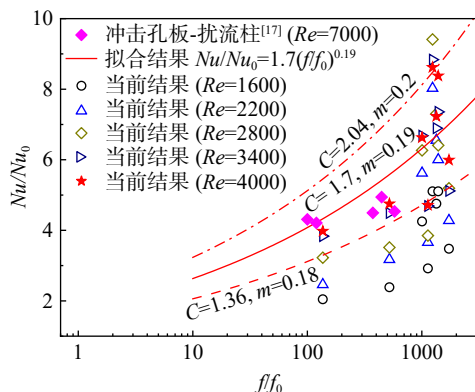


图 13 强化传热因子与相对摩擦因数之间的关系

Fig. 13 Relationship between heat transfer enhancement factor and relative friction factor

对于冲击-扰流柱结构,相对摩擦因数的增长速度要远大于强化传热因子的增长速度,这与文献[17]中得到的结论是一致的。在相同的冷气流流量下,依靠冲击孔板可以将柱肋通道的表面传热系数提高到光滑通道的 10 倍左右,但是引起的压力损失却要比光滑通道的压力损失高达 2000 倍左右。

3.4 流场结构分析

为了清晰地展示冲击射流与扰流柱之间的相互作用过程,图 14 给出了不同模型下 XY 平面的流向速度场和流线分布。从图中可以看到,小的冲击孔径和穿孔率下,模型 2、模型 3 和模型 5~模型 8 中射流孔的出口冲击射流的速度较大,产生强烈的冲击效应,因而扰流柱上游的表面传热系数较大。模型 8 中冲击距较大,因而靶面上游区域的传热效果相对较弱(见图 10(a))。冲击孔与第一排扰流柱的相对位置关系显著影响了第一排扰流柱下游的流场分布。射流的冲击效应和扰流柱的阻塞所引起流场的不均匀性对传热有显著的影响。当流体撞击在第一排柱肋表面时(见图 14(b)、图 14(c)和图 14(f)~图 14(h)),射流的动量大幅度降低,在冲击滞止点处的高压驱动流体向柱肋两侧流动,增强了与扰流柱通道表面热流体的掺混。随后,在紧邻第一排柱肋下游区域观察到一对反向旋转的对称马蹄涡,分离的流线向相邻的下游柱肋中间区域发生偏移。经过三排扰流柱后,流动的动量衰减很快,速度场分布呈现较大的不均匀性。当射流在第一排扰流柱中间流过时(见图 14(a)和图 14(d)、图 14(e)),第一排扰流柱的堵塞作用使得射流得到加速,使得冲击在第二排扰流柱时具有较高的动量,从而导致在

第一排和第二排扰流柱附近出现了高表面传热系数区(见图 14(d)、图 14(e))。

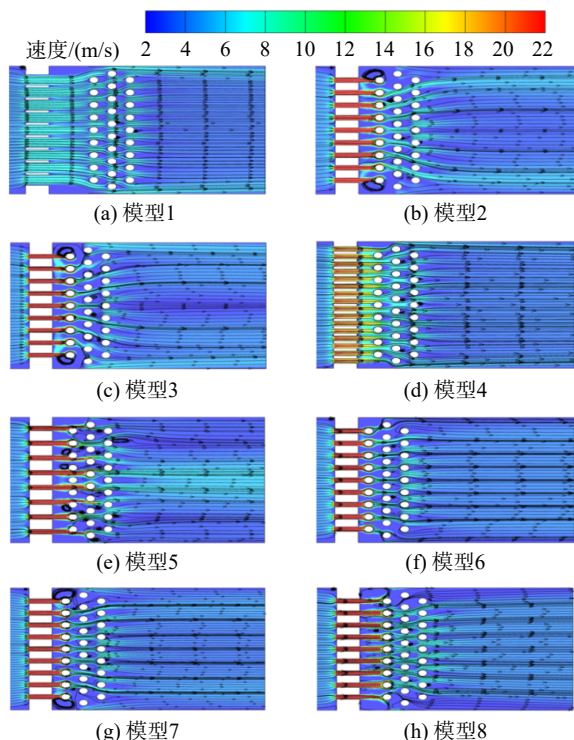


图 14 不同模型下 XY 平面中截面处流向速度和流线分布

Fig. 14 Flow velocity and streamline distributions at middle cross-section of XY plane for different cases

湍动能的强度反映了流体掺混的强烈程度。不同模型下的湍动能分布(见图 15)表明,射流孔正对第一排扰流柱时,正向冲击效应引起了扰流柱通道壁面附近冷热流体强烈的掺混,因而显著强化了传热(见图 15(b)、图 15(c)和图 15(f)、图 15(g))。模型 1 和模型 4 的湍动能水平较低,对应的传热性能也最弱。模型 5 在第一排和第二排扰流柱附近观察到明显的高端动能区域,但是由于射流经过第一排扰流柱时在扰流柱上游形成了尺度较大的回流区(见图 14(e)),削弱了第一排

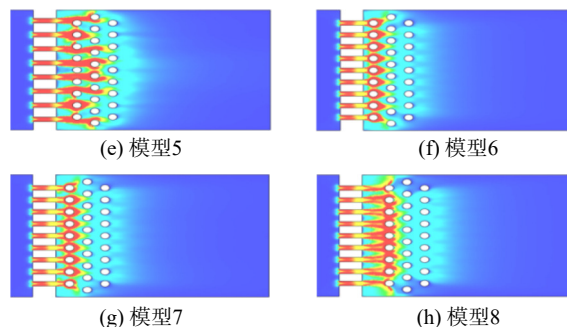
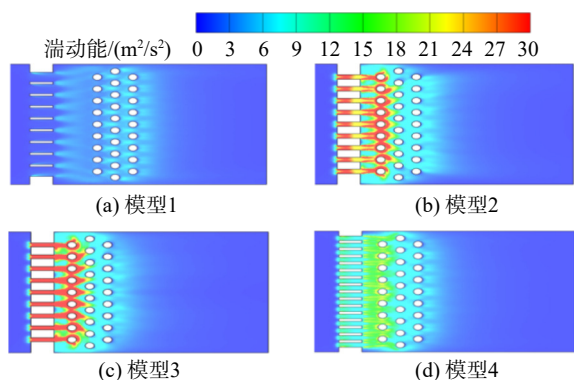


图 15 不同模型下 XY 平面湍动能分布

Fig. 15 Distribution of turbulent energy in XY plane for different cases

扰流柱上游区域的强化传热能力,因此整体上的传热效果不佳。

4 结 论

本文针对带有冲击孔板的扰流柱通道的流动和传热特性展开研究。采用瞬态液晶传热测量技术获得了雷诺数在 1 600~4 000 之间变化时带有 8 种不同冲击-扰流柱结构的通道壁面表面传热系数分布,并采用经过实验验证的数值模拟方法分析了不同模型下的流场特性。所得到的结论如下:

1) 冲击距和冲击孔板穿孔率是两个对冲击-扰流柱结构的表面传热系数分布具有显著的影响因素,较小的冲击距和穿孔率都有利于显著提升其平均传热特性。

2) 冲击射流的出流位置与第一排扰流柱之间的位置关系会影响冷却通道内的流场分布,冲击射流正冲击在第一排扰流柱时会极大增强扰流柱上游区域的表面传热系数,而冲击射流冲击在第二排扰流柱时在第一排扰流柱上游形成的大尺度回流区会削弱柱肋扰流强化传热效果。

3) 增加冲击孔板可以有效地提升扰流柱通道的平均传热特性,但是同时也会引起流动阻力的急剧增加。冲击孔板-扰流柱组合冷却结构的摩擦因数是纯扰流柱通道摩擦因数的 1.5~12 倍。

4) 冲击-柱肋通道的强化传热因子与相对摩擦因数具有密切的关系,在雷诺数为 4 000 时,强化传热因子近似正比于平均摩擦因数的 0.19 幂次方。

参考文献:

- [1] HAN J C, DUTTA S, EKKAD S. Gas turbine heat transfer and cooling technology[M]. Boca Raton, US: CRC Press, 2012.

- [2] HUANG Liang, LI Qingling, ZHAI Hongyan. Experimental study of heat transfer performance of a tube with different shaped pin fins [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2018, 129: 1325-1332.
- [3] XU J, YAO J X, SU P F, et al. Heat transfer and pressure loss characteristics of pin-fins with different shapes in a wide channel[R]. ASME GT2017-63761, 2017.
- [4] FERSTER K K, KIRSCH K L, THOLE K A. Effects of geometry, spacing, and number of pin fins in additively manufactured microchannel pin fin arrays[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2018, 140(1): 011007.
- [5] SHEN Beibei, LI Yang, YAN Hongbin, et al. Heat transfer enhancement of wedge-shaped channels by replacing pin fins with Kagome lattice structures[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2019, 141: 88-101.
- [6] JADHAV R S, BALAJI C. Fluid flow and heat transfer characteristics of a vertical channel with detached pin-fin arrays arranged in staggered manner on two opposite endwalls[J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2016, 105: 57-74.
- [7] AXTMANN M, POSER R, VON WOLFERSDORF J, et al. End-wall heat transfer and pressure loss measurements in staggered arrays of adiabatic pin fins[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2016, 103: 1048-1056.
- [8] 张丽, 张书华, 朱惠人, 等. 小间距梯形扰流柱通道内的流动换热数值计算[J]. *航空动力学报*, 2009, 24(1): 13-17.
- ZHANG Li, ZHANG Shuhua, ZHU Hui ren, et al. Numerical simulation on flow and heat transfer in channel with small spacing short pin-fin arrays[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2009, 24(1): 13-17. (in Chinese)
- [9] LAWSON S A, THRIFT A A, THOLE K A, et al. Heat transfer from multiple row arrays of low aspect ratio pin fins[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2011, 54(17/18): 4099-4109.
- [10] CHYU M K, SIW S C, MOON H K. Effects of height-to-diameter ratio of pin element on heat transfer from staggered pin-fin arrays[R]. ASME GT2009-59814, 2009.
- [11] LYALL M E, THRIFT A A, THOLE K A, et al. Heat transfer from low aspect ratio pin fins[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2011, 133(1): 011001.
- [12] PARK J S, KIM K M, LEE D H, et al. Heat transfer on rotating channel with various heights of pin-fin[R]. ASME GT2008-50783, 2008.
- [13] KIRSCH K L, THOLE K A. Pressure loss and heat transfer performance for additively and conventionally manufactured pin fin arrays[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2017, 108: 2502-2513.
- [14] LAU S C, CERVANTES J, HAN J C, et al. Internal cooling near trailing edge of a gas turbine airfoil with cooling airflow through blockages with holes[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2008, 130(3): 031004.
- [15] METZGER D E, FAN C S. Heat transfer in pin-fin arrays with jet supply and large alternating wall roughness ribs[J]. *Fundamental and Applied Heat Transfer Research for Gas Turbine Engines*, 1992, 226: 23-30.
- [16] XU Yang, ZHU Hui ren, XU Weijiang, et al. Effect of pin fin arrangement on the heat transfer characteristics in a convergent channel with impingement[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2018, 125: 629-639.
- [17] KAN R, REN J, JIANG H D. Combined effects of perforated blockages and pin fins in a trailing edge internal cooling duct[R]. ASME GT 2014-25767, 2014.
- [18] SCHEKMAN S, KIM T. Orifice jet curvature and its interaction with a row of short pin-fins[J]. *Journal of Fluids Engineering*, 2024, 146(5): 051302.
- [19] KONG Dehai, GUO Tao, MA Zhao, et al. Investigation of impingement heat transfer in double-wall cooling structures with corrugated impingement plate at small Reynolds numbers[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2023, 225: 120204.
- [20] HOLMAN J P. Heat transfer[M]. Sixth ed. New York, US: McGraw Hill Book Company, 1989.
- [21] PETUKHOV, B S. Turbulent pipe flow with variable physical properties[J]. *Advances in Heat Transfer*, 1970, 6: 503-564.
- [22] MOFFAT R J. Describing the uncertainties in experimental results [J]. *Experimental Thermal Fluid Science*, 1988, 1: 3-17.

(编辑: 秦理曼)