

点阵单元类型和排布角度对传热特性的影响

梁 栋^{1,2}, 陈 伟¹, 胡 勇¹, 张健鹏¹, 邱民京²

(1. 四川大学 空天科学与工程学院, 成都 610065;

2. 四川大学 匹兹堡学院, 成都 610207)

摘 要: 基于瞬态液晶测试技术和数值仿真, 在相同孔隙率条件下, 研究了桁架型点阵结构的单元类型和排布角度对矩形通道壁面对流传热特性的影响。结果表明: 点阵单元类型对壁面传热性能有决定性的影响, 其中交叉排布的体心立方 (body centered cubic-0, BCC-0) 和 Kagome-0 点阵归因于出色的传热强化效果, 雷诺数在 5 700~17 100 的范围内, 其综合传热效率分别比柱肋阵列高出了 9%~21% 和 4%~12%; 而共线排布的面心立方点阵 (face centered cubic, FCC) 则都表现出较低的传热性能。在单元类型相同的条件下, 选择合适的排布角度有利于进一步提高传热性能, 其中 Kagome-90 和 BCC-0 分别比 Kagome-0 和 BCC-45 点阵的传热效率高 3%~10% 和 5%~15%。

关 键 词: 点阵结构; 内部冷却; 对流传热; 单元类型; 排布角度

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

Influences of lattice unit type and arrangement orientation on heat transfer characteristics

LIANG Dong^{1,2}, CHEN Wei¹, HU Yong¹,
ZHANG Jianpeng¹, CHYU Minking²

(1. School of Aeronautics and Astronautics, Sichuan University, Chengdu 610065, China;

2. Pittsburgh Institute, Sichuan University, Chengdu 610207, China)

Abstract: Based on the transient liquid crystals technology and numerical simulation, the influences of truss-type lattice unit type and arrangement orientation on convective heat transfer characteristics for a given porosity were analyzed. Experimental results showed that the convective heat transfer performance was mainly determined by the unit type. Due to excellent heat transfer enhancement, within Reynolds number 5 700—17 100, the staggered body centered cubic-0 (BCC-0) lattice and the Kagome-0 lattice exhibited 9%—21% and 4%—12% higher overall thermal efficiency compared with the pin fin array. In contrast, the inline face centered cubic (FCC) lattices showed a lower heat transfer performance. For the same unit type, choosing a suitable arrangement angle was conducive to further improving the thermal performance. For instance, the thermal efficiency of the Kagome-90 and the BCC-0 were 3%—10% and 5%—15% higher than that of the Kagome-0 and the BCC-45, respectively.

收稿日期: 2021-02-15

基金项目: 国家自然科学基金 (51876132)

作者简介: 梁栋 (1990—), 男, 博士生, 研究方向为航空发动机热防护技术。

通信作者: 陈伟 (1984—), 男, 副教授, 博士, 研究方向为叶轮机械气动热力学。E-mail: chenwei2017@scu.edu.cn

引用格式: 梁栋, 陈伟, 胡勇, 等. 点阵单元类型和排布角度对传热特性的影响[J]. 航空动力学报, 2022, 37(1): 26-35. LIANG Dong, CHEN Wei, HU Yong, et al. Influences of lattice unit type and arrangement orientation on heat transfer characteristics[J]. Journal of Aerospace Power, 2022, 37(1): 26-35.

Key words: lattice structure; internal cooling; convective heat transfer; unit type; arrangement orientation

符号表

d	柱子直径	A	浸湿面积
D_h	水力直径	T	温度
a	斜柱的中心间距	h	传热系数
L	单元体边长	f	阻力系数
H	单元体高度	Nu	努塞尔数
S	单元体间距	Pr	普朗特数
e	通道壁面厚度	Re	雷诺数
l	测压点间距	Δp	压降
U_m	入口平均流速	t	时间
q	热流量	α	热扩散率
ρ	密度	κ	导热系数
μ	动力学黏度	η	传热效率因子
E_{tk}	湍动能		

为了追求更高的推质比和热效率,航空发动机的涡轮入口温度已提高到 2 000 K^[1],这远超过了涡轮叶片的许用温度,因此采用高效的内部冷却技术对于维持其热端部件的耐用性至关重要。当前,涡轮叶片尾缘的内部通道通常安装有柱肋冷却结构,其可以通过促进流体掺混和扩大传热面积以强化冷却效果^[2-3]。

桁架型点阵结构作为有序多孔材料的典型代表,在表现出良好的比强度/比刚度的同时,又兼具较高的表体比和高强度的扰流效果,被认为在通道内部冷却领域具有良好的应用前景^[4-5]。近年来,增材制造(3D打印)技术的快速发展也为在冷却通道中植入点阵结构以替代传统柱肋提供了可能。学术界开始针对不同类型点阵结构的传热性能展开了研究。

Kim等^[6]采用实验和数值方法,详细揭示了一种四面体点阵夹层结构中顶点区域的涡系和支柱表面的流体分离,并分析了不同局部流动特征对传热的贡献比例。Liang等^[7]比较了不同截面形状的面心立方点阵的热流特性,并揭示了其通道壁面的传热分布规律。Shen等^[8]探索了用一种Kagome点阵结构来代替楔形通道中的柱肋阵列。仿真结果表明,提出的Kagome结构相比于原始结构的平均传热系数高出6%~71%,但压

力损失相似。Bai等^[9]利用数值分析在强制对流条件下对比了分别填充泡沫金属、四面体点阵、金字塔点阵、Kagome点阵等夹层结构的传热性能,结果显示点阵结构均表现出较好的传热性能。

然而,由于点阵结构几何形状的复杂性,鲜有文献通过实验来详细揭示其传热分布规律。因此,本文基于瞬态液晶测试技术,在相同的孔隙率条件下,系统性对比了7种不同单元类型和排布角度的点阵结构通道壁面的传热分布规律,同时利用数值仿真揭示了各点阵近壁面的流场特性,从而为在通道内部冷却中选择合适的点阵结构提供参考。

1 研究对象及方法

1.1 研究对象

图1展示了本文所研究的7种单元体及在矩形通道中的排布情况。其中柱肋单元(pin fin)、面心立方-1(face centered cubic-1,FCC-1)、面心立方-2(FCC-2)、Kagome-0和体心立方-0(body centered cubic-0,BCC-0)用于研究单元类型对传热的影响。而Kagome-90和BCC-45是分别相对于Kagome-0和BCC-0旋转了90°和45°所形成的,用于对比排布角度对传热的影响。图中 $d_1 \sim d_5$ 分别代表了FCC-1、FCC-2、pin fin、Kagome和BCC

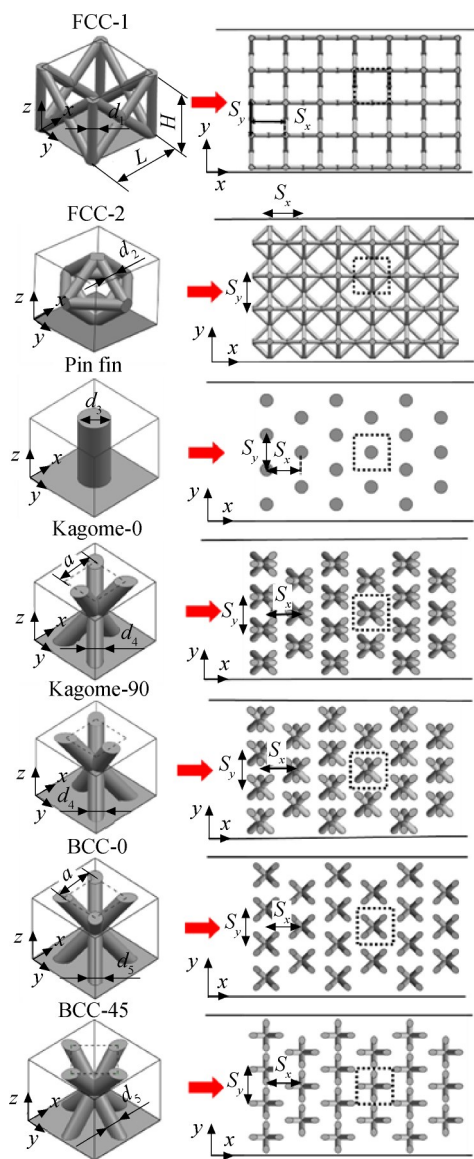


图1 实验段的物理模型

Fig.1 Physical model of experimental configurations

柱子的直径, L 代表单元体边长, H 代表单元体高度, a 代表单元体内相邻斜柱的间距。所有单元体都具有相似的实心体积, 从而保证了一致的孔隙率。单元体均通过光固化工艺打印成型。由于基体材料是低导热率的聚合物, 所有单元体可以看作是绝热的。

矩形通道由厚度为 12 mm 的透明有机玻璃制备, 在其内部流向共排布了 6 排单元体。FCC-1 点阵和 FCC-2 点阵由于各个单元体相互连接, 只能采用共线排布方式, 其展向共有 4 个单元体, 所对应的通道横截面积为 $84 \text{ mm} \times 15 \text{ mm}$ 。而其余点阵都采用交叉排布方式, 展向单元体数目从 4 到 3 交替变换, 所对应的通道横截面积为 $80 \text{ mm} \times 15 \text{ mm}$ 。所有的点阵都具有相同的流向间

距 S_x 和展向间距 S_y 。表 1 总结了本文所研究结构的几何参数。

表 1 点阵结构的几何参数

Table 1 Geometrical parameters of tested lattices

mm			
参数	数值	参数	数值
d_1	7.4	H	15
d_2	2.6	a	10
d_3	2.5	S_x	20
d_4	4	S_y	20
d_5	3.4	孔隙率	0.88
L	20		

1.2 实验装置

图 2 展示了用于传热系数和压降测量的实验台和真实实验段^[10]。压缩机所提供的压缩空气, 依次流经储气罐、热式流量计和加热器后, 到达三通阀。当空气的流量和温度稳定在实验要求时, 切换三通阀, 将 $343 \sim 353 \text{ K}$ 的热空气 (图中标记为 T_0) 从旁路引入实验段通道中。实验段通道内壁面事先已喷涂好液晶和黑漆, 并通过 $1080 \text{ 像素} \times 1960 \text{ 像素}$ 分辨率的彩色相机来捕捉液晶的颜色变化过程。实验段通道入口处连接有 600 mm 的过渡段, 以保证入口气流已充分发展。在实验段中的结构阵列上游和下游 30 mm 位置处各安装了 1 个 K 型热电偶 (图中标记为 T_1 、 T_2), 以线性插值的方式来确定实验段中各截面处主流温度。所有热电偶连接至 1 台数据采集系统 (安捷伦 34980A), 以实时采集温度数据。空气物性参数是基于热电偶读数所得出的积分平均温度 (323 K), 使用 Sutherland 方程推导得出。此外, 为了减小实验误差, 所有的传热实验均在通道壁

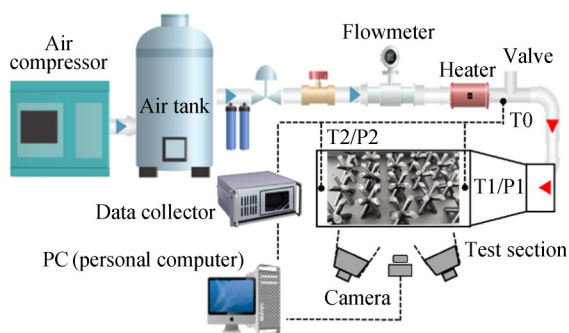


图2 传热系数测量实验台

Fig.2 Experimental setup of heat transfer measurement

面初始温度为 293 K 的条件下进行。

实验段前后的压降利用数字压差计 (Testo 512) 测量, 其测压口位置与热电偶位置相同 (图中标记为 P1、P2)。

1.3 液晶测试技术

瞬态液晶测温技术是基于第 3 类边界条件下半无限大平板的非稳态导热理论^[11]。由于主流温度并不是理想阶跃的, 而是一个逐渐温升的过程; 利用 Duhamel 叠加原理, 将主流温度随时间的变化近似为若干连续的微小阶跃温度的叠加, 相应地, 壁面局部传热系数 (h) 的解, 可以表示为

$$\sum_{j=1}^N \left[1 - \exp\left(\frac{h^2 \alpha (t - \tau_j)}{\kappa^2}\right) \cdot \operatorname{erfc}\left(\frac{h \sqrt{\alpha (t - \tau_j)}}{\kappa}\right) \right] = \frac{T_w - T_i}{\Delta T_{f,(j,j-1)}} \quad (1)$$

式中 $\Delta T_{f,(j,j-1)}$ 是两个相邻离散时间 $\tau_{(j-1)}$ 和 τ_j 对应的局部主流温度变化值, T_w 是液晶在特定色调值所对应的壁面温度, T_i 是壁面的初始温度, α 和 κ 分别是有机玻璃的热扩散率和导热系数。

为了确保半无限大平板假设的有效性, 实验的持续时间应避免热量深入通道壁面中去。基于 Ireland 和 Jones^[12] 的研究, 本文中实验所关心区域液晶完成变色的时间保持低于一个时间阈 $t = 90$ s, 该阈值取决于

$$\tau = \frac{t \cdot \alpha}{e^2} < \frac{1}{16} \quad (2)$$

式中 e 是通道壁面厚度。

实验中所使用的是 SPN100R35C01WP1 窄带液晶 (带宽为 1 K), 其对温度具有良好的灵敏性, 适合于瞬态研究。根据液晶标定结果, 本文中选取色调值 $H_{uc} = 0.35$, $T = 308$ K, 即变色过程中绿色峰值点附近所对应的温度作为判定标准。

雷诺数 Re 使用通道入口处横截面的水力直径 (D_h) 和平均速度 (U_m) 计算。本文中, 雷诺数的范围是 5 700~17 100。

$$Re = \frac{\rho \cdot U_m}{\mu} \times D_h \quad (3)$$

使用无量纲传热系数即努塞尔数 Nu 来评估传热性能, 局部 Nu 定义为

$$Nu = \frac{h \cdot D_h}{\kappa_f} = \frac{q \cdot D_h}{(T_w - T_i) \cdot \kappa_f} \quad (4)$$

其中 κ_f 是流体的导热系数, q 是流经壁面的热流量。

式(5)给出了平均 Nu 的计算方法。图 3 展示

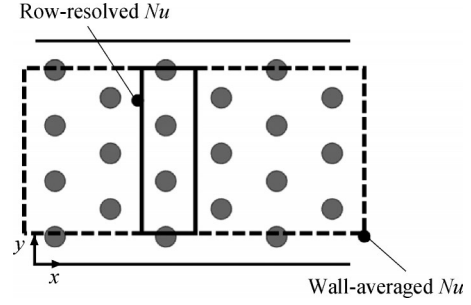


图 3 各面积平均 Nu 的定义

Fig.3 Definition of different area-averaged Nu

了行平均 Nu 和壁面平均 Nu 所涉及的区域。其中 A_w 对应的为通道壁面的浸湿面积。

$$Nu = \frac{\sum Nu \cdot A_w}{\sum A_w} \quad (5)$$

无量纲阻力系数 f 用于评估压降, 定义为

$$f = \frac{2\Delta p}{\rho \cdot U_m^2} \cdot \frac{D_h}{l} \quad (6)$$

式中 Δp 为阵列前后的压降, l 为测压点间距。

1.4 不确定度分析

利用 Moffat^[13] 建议的方法进行实验不确定度分析。如果 U 是 $x_1, x_2, \dots, x_n$ 独立变量的函数, 其不确定度 U_V 可以表示为

$$U_V = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial V}{\partial x_i} \cdot \Delta x_i \right)^2} \quad (7)$$

雷诺数 Re 的不确定度主要由流量计的精度决定, 为 1%。阻力系数不确定度是流速、压降和流体密度不确定度的函数, 本实验中阻力系数不确定度约为 6%。测量主流温度和初始壁温的热电偶不确定度为 ± 0.5 K, 变色液晶标定不确定度为 ± 0.2 K。同时, 传热系数的不确定度还取决于有机玻璃的性质。根据 Yan 和 Owen^[14] 提出的瞬态液晶传热测量不确定度评估方法, Nu 的不确定度约为 8%。

1.5 数值方法

数值仿真基于有限体积法, 采用 ANSYS CFX 软件和 shear stress transport (SST) $k-\omega$ 湍流模型^[15] 进行计算。考虑到结构的对称性, 除了 Kagome-90 点阵, 其余点阵均采用实验段的一半作为计算域。主流区域使用四面体网格进行离散, 同时在近壁面附近生成 12 层棱柱网格, 并确保无量纲参数 (y^+) 约为 1。图 4 以 Kagome-0 点阵为例, 详细展示了其仿真模型的边界条件, 其中入口空气温度 T 为 323 K。

网格无关性的结果详见表 2, 由于 Kagome-0

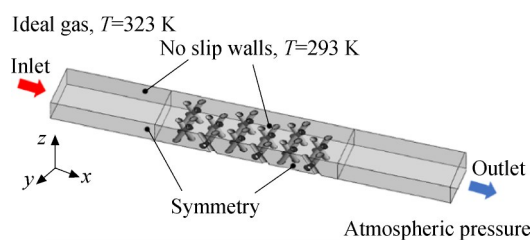


图 4 模型的边界条件

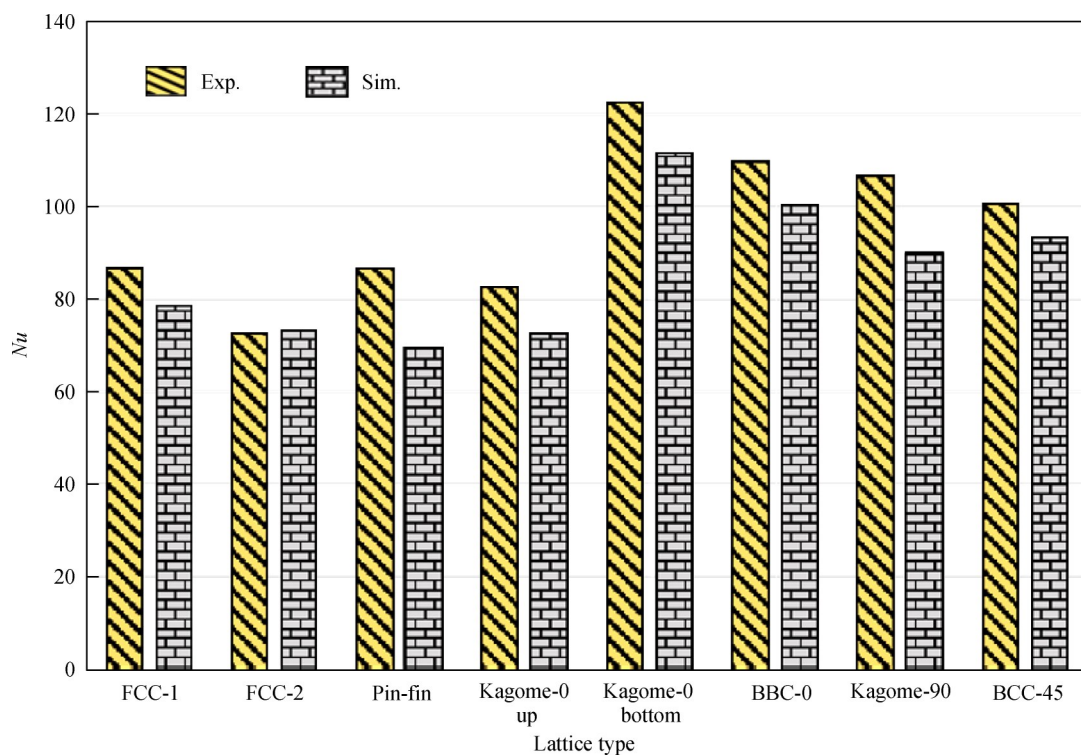
Fig.4 Boundary conditions of model

单元体沿中心交叉点不对称,导致上、下壁面结构存在差异,所以分别计算了其上、下壁面的平均 Nu 。可以看出,当 Kagome-0 模型的网格数量从 660 万增加到 850 万,上下壁面的平均 Nu 和压降相对变化小于 2%,这表明 660 万网格已经满足计算要求。其余点阵模型也采用了类似的网格密度设置。图 5 比较了 $Re=9\ 500$ 时,各点阵平均 Nu

表 2 Kagome-0 网格无关性验证 ($Re=9\ 500$)
Table 2 Grid independence verification for Kagome-0 ($Re=9\ 500$)

网格数/ 10^6	Nu		$\Delta p/\text{Pa}$
	上壁面	下壁面	
3.3	68.8	107.8	153.2
4.5	69.1	108.0	153.3
6.6	73.3	111.8	151
8.5	72.4	111.6	150.1

的数值结果 (Sim.) 和实验结果 (Exp.)。可以看出,仿真结果和实验结果有较好的一致性,最大偏差小于 20%;同时数值仿真也很好地捕捉到了各点阵传热的强弱顺序。

图 5 数值结果的验证 ($Re=9\ 500$)Fig.5 Numerical simulation data validation ($Re=9\ 500$)

2 结果与讨论

2.1 实验可靠性验证

实验前,首先将光滑通道中测量得到的面积平均 Nu_0 和阻力系数 f_0 分别与 Dittus-Bolter 经验式 (8) 和 Blasius 经验式 (9) 相比较,如图 6 所示。可以看出,光滑通道的测量结果与经验值吻合较好,偏差范围分别为 5%~10% 和 14%~22%,这

主要是由测量不确定度和通道横截面为矩形而非圆形所导致的。

$$Nu_0 = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.3} \quad (8)$$

$$f_0 = 0.316 Re^{-0.25} \quad (9)$$

2.2 壁面 Nu 分布规律及流场特性

图 7 展示了 $Re=9\ 500$ 时,所有点阵的通道内壁面 Nu 的实验测量分布规律。图中白色区域代表各单元体与壁面交接形成的顶点,计算 Nu 时

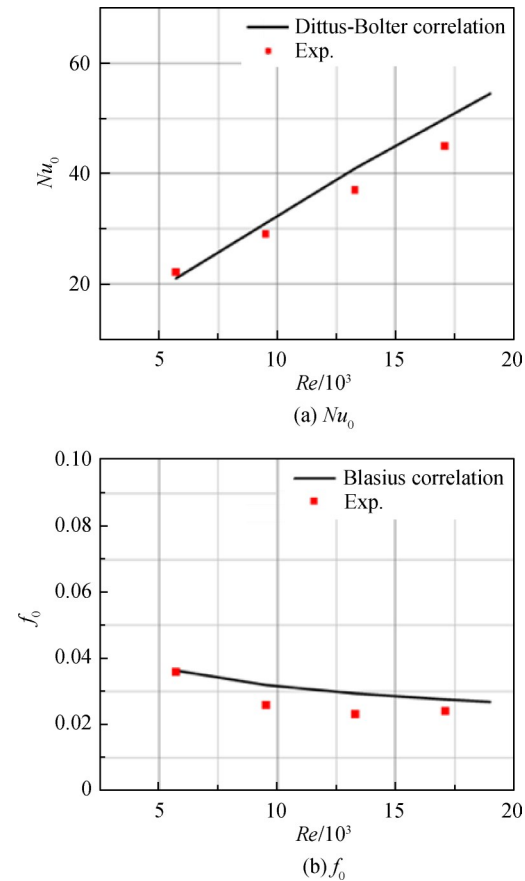


图6 光滑通道 Nu_0 和 f_0 与经验值的比较
Fig.6 Comparison of smooth channel and empirical data of Nu_0 and f_0

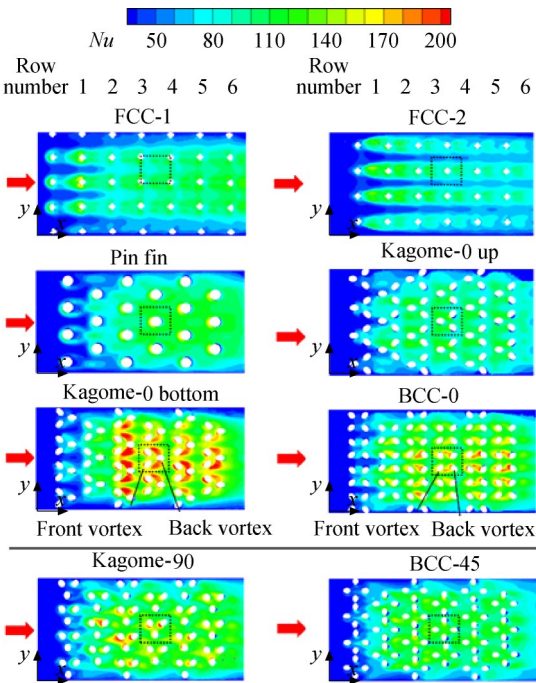


图7 不同点阵的壁面 Nu 分布规律 ($Re=9500$)
Fig.7 Nu distribution law on the wall of different lattices ($Re=9500$)

没有包含这些顶点区域。

首先,对于所有点阵,入口区域的 Nu 数值最低。随着热空气流经点阵结构,传热强化效应沿流向开始显现。同时,可以明显观察到,各壁面传热最强的区域基本都出现在顶点前缘和尾流区。

不同的单元类型会导致完全不同的传热分布规律,并且传热强化的效果有明显差异。对于共线排布的 FCC-1 点阵,在第 1 排单元体内的后排顶点前缘就出现了局部的传热峰值区,在流向其余各排顶点前缘也产生了明显的传热强化。对于共线排布的 FCC-2 点阵,局部的传热峰值出现在其第 1 排顶点后的尾流区域,随后沿流向各排顶点后的传热增强效应逐渐减弱。同时,在这两种点阵顶点间的自由流动区域,传热沿流向逐渐发展增强。

对于 pin fin 阵列,壁面传热分布规律与文献 [16-17] 一致:可以观察到圆柱前缘由马蹄形涡流引起的“U”形传热增强区,相邻圆柱间由于局部流动加速带来的传热增强,以及紧邻圆柱背后较低水平的传热区。而对于 Kagome-0 点阵,几何结构的非对称性导致其下壁面的传热性能明显优于上壁面。

通过对比交叉排布的 Kagome-0 和 BCC-0 点阵,可以看出,由于这两种单元具有相似的结构,它们在某些方面表现出相似的传热分布规律:从第 3 排单元开始,在壁面顶点附近和自由流动区域都出现了显著的传热强化;且对于 Kagome-0 点阵的下壁面和 BCC-0 点阵的壁面,在单元体的前顶点外侧和尾流区出现明显的弧形传热峰值区。归因于斜柱的直径更大,Kagome-0 点阵下壁面的传热峰值区比 BCC-0 点阵更加显著。

再来看排布角度对壁面对流传热特性的影响。相比于 Kagome-0 点阵的下壁面,Kagome-90 点阵顶点处的传热峰值区明显减弱,同时由于其单元体内部沿 y 轴上下侧分别有 2 个顶点和 1 个顶点,导致气流对 y 轴上侧区域支柱的冲击效应更加显著,其单元体内沿 y 轴上侧区域的传热更强。相比于 BCC-0,BCC-45 点阵的顶点外侧没有出现明显的传热峰值区,且紧贴其单元体后顶点区域存在较低水平的传热区,整体传热效果减弱。

图 8 进一步比较了各点阵中心线上壁面 Nu 数的分布规律和数值计算结果。可以看出,数值结果均能较好地捕捉各点阵壁面上的传热特性,

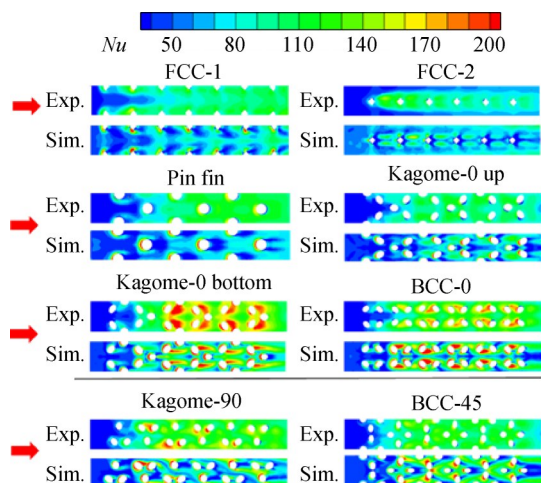


图 8 中心区域 Nu 分布的实验结果与数值结果对比
($Re=9500$)

Fig.8 Comparison of experimental and numerical
 Nu distribution in central area ($Re=9500$)

例如入口效应、顶点外侧的弧形传热峰值区以及 Kagome-0 的上、下壁面的传热差异。但从第 3 排单元开始,仿真数据对壁面自由流通区域和顶点后缘的传热预测明显偏低。这主要是由于仿真模型没有考虑真实实验中壁面在平面方向存在的导热效应。

为了更好地理解以上实验结果,图 9 显示了仿真结果中近壁面的流线和主流速度。可以看出,所有点阵的顶点后缘都会产生低速的回旋涡流,相应区域的传热水平也相对较弱。其中 pin fin 由于柱子直径最大,其顶点后缘的低动量区最

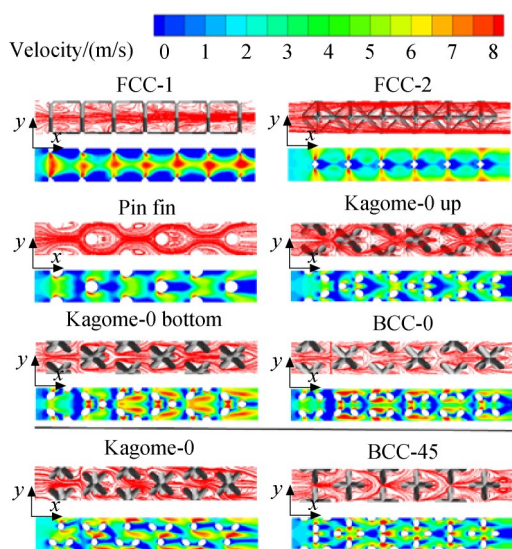


图 9 近壁面的流线和流场速度分布($Re=9500$)

Fig.9 Surface streamline and flow field velocity
distribution in a plane close to the wall
($Re=9500$)

为显著。共线排布的 FCC-1 和 FCC-2 点阵在同排顶点间的自由流动区域存在周期性的加速效应,这很好地解释了相应区域的传热沿流向逐渐发展增强的现象。对于 Kagome-0 点阵下壁面和 BCC-0 点阵,其单元体前顶点外侧出现显著的弧形流动加速区,也与图 7 中的传热峰值特征一致。而对于相同类型的单元,当改变了排布角度后,其流场的分布规律发生了明显变化。相对于 BCC-0 点阵, BCC-45 点阵近壁面流场的加速效应明显减弱。

2.3 行平均 Nu 的趋势

为了量化壁面上的传热趋势,图 10 给出了各点阵的行平均 Nu 沿流向的变化情况。对于所有结构,最小的行平均 Nu 都出现在第 1 排。其中, FCC-1 点阵的第 1 排行平均 Nu 相比于其他点阵更高,是由于其所涉及到的面积是气流已被结构扰动过的区域。

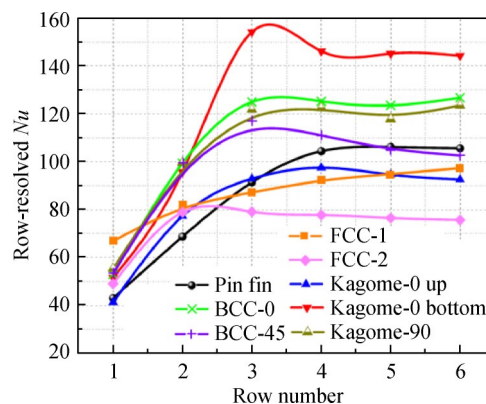


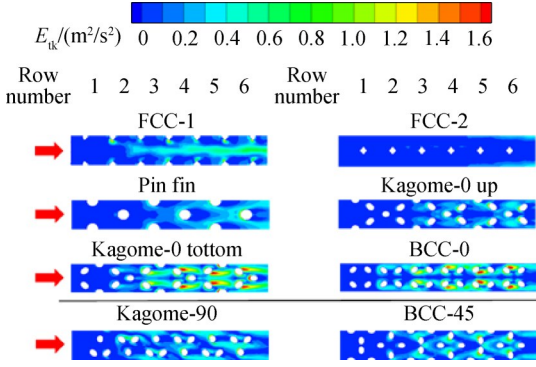
图 10 各点阵的行平均 Nu 的变化($Re=9500$)

Fig.10 Row-resolved Nu variation of each lattice
($Re=9500$)

可以发现,除了 FCC-1 点阵的行平均 Nu 沿流向持续增加,其余点阵的行平均 Nu 都呈现出先迅速增大,后缓慢减小或基本不变的规律。其中 FCC-2 点阵的最大行平均 Nu 出现在第 2 排, Kagome-0 点阵下壁面和 BCC-0 点阵的最大行平均 Nu 出现在第 3 排,而 Pin fin 阵列和 Kagome-0 点阵上壁面的最大行平均 Nu 则出现在第 4 排。

相比于 BCC-0 点阵, BCC-45 点阵从第 3 排开始,行平均 Nu 变得更小,并且沿流向两者的差距进一步增大。

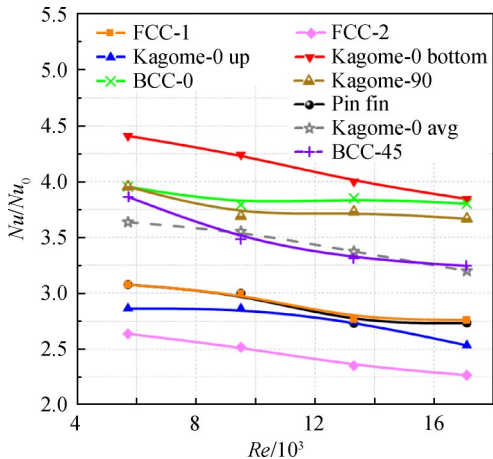
近壁面湍动能(E_k)的分布规律能较好地解释各点阵行 Nu 的变化趋势。从图 11 中可以看出, FCC-1 点阵中自由流动区域的湍动能沿流向

图 11 各点阵近壁面 E_{ik} 分布 ($Re=9500$)Fig.11 E_{ik} distribution in a plane close to the wall of each lattice ($Re=9500$)

不断增强,而 FCC-2 点阵湍动能沿流向无明显变化。其余点阵的湍动能都是首先沿流向迅速增加,然后基本在第 4 排单元开始保持稳定。在所有点阵中,Kagome-0 下壁面的湍动能最高,其次是 BCC-0 壁面和 Kagome-90 壁面,而 FCC-2 壁面的湍动能最弱。这基本与图 10 中的传热结果一致。

2.4 壁面平均 Nu/Nu_0 随 Re 的变化

图 12 通过壁面平均 Nu/Nu_0 的比值,给出了不同 Re 条件下,各点阵相对于光滑通道的传热增强效果。其中 Kagome-0 avg 代表 Kagome-0 点阵的整体传热效果,是其上壁面和下壁面 Nu/Nu_0 的平均值。可以看出,随着 Re 数的增加,各点阵的 Nu/Nu_0 值都呈现出逐渐下降的趋势。在不同的单元类型中,Kagome-0 下壁面具有最高的 Nu 数,但由于其上壁面表现出较弱的传热强化效果,导致 Kagome-0 点阵的整体平均 Nu 数相比于 BCC-0 点阵的平均 Nu 更低。但相比于 pin fin 阵列,

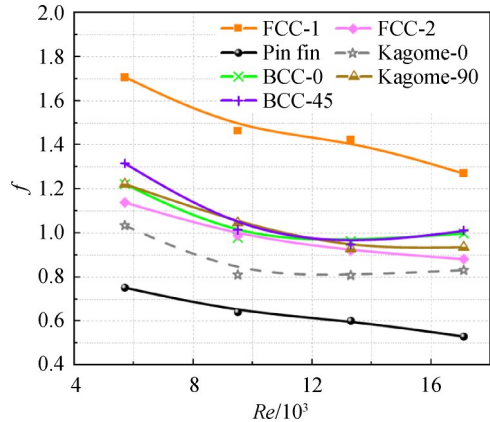
图 12 各点阵的 Nu/Nu_0 随 Re 的变化情况Fig.12 Nu/Nu_0 versus Re of each lattice

BCC-0 点阵和 Kagome-0 点阵的平均 Nu 分别高出了 26%~41% 和 17%~24%。此外,FCC-2 点阵表现出最低的平均 Nu ,而 FCC-1 点阵、Kagome-0 点阵上壁面和 pin fin 阵列的平均 Nu 基本相当。

再来对比 Kagome-0 整体和 Kagome-90 点阵、BCC-0 和 BCC-45 点阵的 Nu/Nu_0 随 Re 的变化情况。可以看出,在相同的单元类型条件下,排布角度对壁面整体传热强化效果有一定的影响,并且这种影响随 Re 的增加会变得更显著。相对于 Kagome-0, Kagome-90 点阵的平均 Nu/Nu_0 提高了 4%~15%;而相对于 BCC-0、BCC-45 点阵的 Nu/Nu_0 降低了 2%~15%。

2.5 阻力系数及综合传热效率

图 13 展示了各点阵的阻力系数 f 随 Re 的变化情况。在所有结构中,FCC-1 点阵明显具有最大的阻力系数,而 pin fin 阵列具有最小的阻力系数。这主要是由于 FCC-1 点阵虽然同样只有 6 排单元,却垂直于流向形成了 7 排柱子,且其单元体内有垂直于流向的交叉支柱,从而对气流的阻碍作用更加显著。而 pin fin 阵列相比于其他点阵,各单元之间具有较大的自由流动区域,所造成的流动阻力也最小。就排布角度的影响而言,Kagome-90 点阵相比于 Kagome-0 点阵的阻力系数更高;BCC-45 点阵与 BCC-0 点阵的阻力系数相近。

图 13 各点阵的 f 随 Re 的变化情况Fig.13 f versus Re of each lattice

为了综合考虑传热强化和压降损失,引入 Gee 和 Webb^[18] 所提出热效率指数 η 用来评估以上结构壁面的传热性能。

$$\eta = \frac{Nu/Nu_0}{(f/f_0)^{1/3}} \quad (10)$$

如图 14 所示, BCC-0 和 Kagome-0 点阵归因于出色的对流传热强化效果, 其综合传热效率分别比 Pin fin 阵列高出了 9%~21% 和 4%~12%。而 FCC-1 和 FCC-2 点阵分别由于过大的阻力系数和较弱的传热强化效果, 其综合传热效率比 pin fin 阵列低了 24%~30%。仅从排布角度的影响来看, Kagome-90 比 Kagome-0 点阵的传热效率高出了 3%~10%; BCC-45 比 BCC-0 点阵的传热效率低了 5%~15%。总体而言, 单元类型对点阵壁面传热性能有决定性的影响, 而选择合适的排布角度有利于进一步提高传热性能。

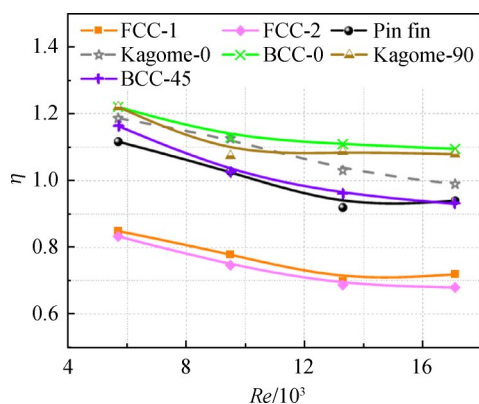


图 14 各点阵传热效率 η 随 Re 的变化情况

Fig.14 Thermal efficiency index η versus Re of each lattice

3 结 论

本文以矩形冷却通道中的桁架型点阵结构为研究对象, 采用瞬态液晶测试技术揭示了单元类型和排布角度对通道的传热和压损特性的影响。实验所得结论如下:

1) 不同的点阵结构会导致不同的壁面传热分布规律。对于 FCC-1 和 FCC-2 点阵, 自由流动区域的传热沿流向逐渐发展增强, 这与该区域周期性的加速效应密切相关。对于 Kagome-0 和 BCC-0 点阵, 其单元体顶点外侧显著的弧形流动加速区和较强的湍动能导致了相应区域的传热峰值。

2) 点阵的单元类型对壁面传热性能有决定性的影响。雷诺数在 5 700~17 100 的范围内, 交叉排布的 BCC-0 和 Kagome-0 点阵归因于出色的对流传热强化效果, 其综合传热效率分别比柱肋阵列高出了 9%~21% 和 4%~12%; 而共线排布的 FCC-1 和 FCC-2 点阵分别由于过大的流动阻力和较弱的传热强化效果, 其综合传热效率相比

于 pin fin 阵列低了 24%~30%。

3) 点阵的排布角度对壁面传热性能有一定的影响。Kagome-90 比 Kagome-0 点阵的传热效率高出了 3%~10%; BCC-45 比 BCC-0 点阵的传热效率低了 5%~15%。因此, 选择合适的排布角度有利于进一步提高传热性能。

参考文献:

- [1] HAN J C. Advanced cooling in gas turbines 2016 Max Jakob memorial award paper[J]. Journal of Heat Transfer, 2018, 140 (11):1-20.
- [2] ARMSTRONG J, WINSTANLEY D. A review of staggered array pin fin heat transfer for turbine cooling applications[J]. Journal of Turbomachinery, 1988, 110(1):94-103.
- [3] HAN J C, DUTTA S, EKKAD S. Gas turbine heat transfer and cooling technology[M]. Boca, Raton, Florida, US: CRC (Chemical Rubber Company) Press, 2012.
- [4] LU Tianjian, XU Feng, WEN Ting. Thermo-fluid behaviour of periodic cellular metals[M]. Berlin, Germany: Springer Berlin Heidelberg, 2013.
- [5] 王向明, 苏亚东, 吴斌, 等. 微桁架点阵结构在飞机结构/功能一体化中的应用[J]. 航空制造技术, 2018, 61(10):16-25. WANG Xiangming, SU Yadong, WU Bin, et al. Application for additive manufacturing of lattice materials on integrated aircraft structures and functions[J]. Aeronautical Manufacturing Technology, 2018, 61(10):16-25. (in Chinese)
- [6] KIM T, HODSON H P, LU T J. Contribution of vortex structures and flow separation to local and overall pressure and heat transfer characteristics in an ultralightweight lattice material[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2005, 48(19/20):4243-4264.
- [7] LIANG Dong, BAI Wandong, CHEN Wei, et al. Investigating the effect of element shape of the face-centered cubic lattice structure on the flow and endwall heat transfer characteristics in a rectangular channel[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2020, 153:119579.1-119579.9.
- [8] 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.
- [9] BAI Xiaohui, ZHENG Zihao, NAKAYAMA A. Heat transfer performance analysis on lattice core sandwich panel structures[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2019, 143:118525.1-118525.12.
- [10] 白万栋, 梁栋, 陈伟, 等. 肋片流道对柱肋通道传热和压损影响[J]. 航空动力学报, 2019, 34(11):2509-2515. BAI Wandong, LIANG Dong, CHEN Wei, et al. Rib influence on heat transfer and pressure drop in pin-fin array[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(11):2509-2515. (in Chinese)
- [11] EKKAD S V, HAN J C. A transient liquid crystal thermogra-

- phy technique for gas turbine heat transfer measurements[J]. Measurement Science and Technology, 2000, 11(7):957-968.
- [12] IRELAND P T, JONES T V. Liquid crystal measurements of heat transfer and surface shear stress[J]. Measurement Science and Technology, 2000, 11(7):969-986.
- [13] MOFFAT R J. Describing the uncertainties in experimental results[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 1988, 1(1): 3-17.
- [14] YAN Y, OWEN J M. Uncertainties in transient heat transfer measurements with liquid crystal[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2002, 23(1):29-35.
- [15] MENTER F R, KUNTZ M, LANGTRY R. Ten years of industrial experience with the SST turbulence model[J]. Turbulence, Heat and Mass Transfer, 2003, 4(1):625-632.
- [16] 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.
- [17] AXTMANN M, POSER R, WOLFERSDORF J VON, et al. Endwall heat transfer and pressure loss measurements in staggered arrays of adiabatic pin fins[J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 103:1048-1056.
- [18] GEE D L, WEBB R L. Forced convection heat transfer in helically rib-roughened tubes[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1980, 23(8):1127-1136.

(编辑:王碧琚)