

水平柱群通道全氟己酮过冷沸腾传热特性研究

胡斌¹, 齐迪¹, 徐永生², 林梅¹

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安;

2. 南方电网科学研究院有限责任公司直流输电技术国家重点实验室, 510080, 广州)

摘要: 为提升散热量不断增加的电力电子器件冷却系统的高效换热能力, 提出采用全氟己酮为工质的水平双直角五边形肋柱通道流动沸腾换热系统对其进行冷却。通过实验的方法制作了入口当量直径为 3.81 mm 的五边形柱群通道结构, 对通道内流动沸腾的平均及沿程换热特性展开了研究, 实验工况如下: 壁面热流密度为 $50 \sim 400 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$, 入口流速为 $0.1 \sim 0.9 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, 入口过冷度为 $15 \sim 35 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 。结果表明: 当热流密度低于 $100 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$ 时, 单相对流占主导, 增加流速与过冷度能够明显促进壁温降低; 当热流密度高于 $200 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$ 时, 沸腾吸热占主导, 增加流速与过冷度时壁温的降低幅度不明显; 在热流密度为 $400 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$ 、过冷度为 $15 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 的工况下, 柱群通道的平均传热系数最高; 通道沿流向的局部传热系数总体呈现上升趋势, 随着热流密度的增大、流速与过冷度的降低, 通道出口传热系数相比进口的增长更加显著, 此时通道内流体沿流向的沸腾剧烈程度发展速度更快、通道出口的沸腾程度更剧烈。该研究可为水平柱群通道内流动沸腾传热的最佳工况设计提供理论基础。

关键词: 电子器件冷却; 过冷沸腾; 水平柱群通道; 双直角五边形肋柱; 传热特性

中图分类号: TK124 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202310011 **文章编号:** 0253-987X(2023)10-0111-10

Study on Subcooled Flow Boiling Heat Transfer Characteristics of Novec 649 in a Horizontal Finned Channel

HU Bin¹, QI Di¹, XU Yongsheng², LIN Mei¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. State Key Laboratory of HVDC, Electric Power Research Institute, China Southern Power Grid, Guangzhou 510080, China)

Abstract: In order to meet the increasing demand for heat dissipation of power electronic device and improve the heat transfer capability of its cooling system, a horizontal flow boiling heat transfer system with double right angle pentagonal pin finned channel using Novec 649 as the working fluid was proposed. A pentagonal pin finned channel structure with an inlet equivalent diameter of 3.81 mm was fabricated to experimentally study the average and local flow boiling heat transfer characteristics in the pin finned channel. The working conditions are as follows: heat flux ranges from 50 to $400 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$, the inlet flow velocity ranges from 0.1 to $0.9 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, and the inlet subcooled temperature ranges from 15 to $35 \text{ }^{\circ}\text{C}$. The results show that when the heat

flux is less than $100 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$, single-phase convection heat transfer dominates, and increasing the flow velocity and subcooled temperature can significantly reduce the wall temperature. When the heat flux is higher than $200 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$, boiling heat transfer dominates, and increasing the flow velocity and subcooled temperature has a slight impact on the reduction of the wall temperature. When the heat flux is $400 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$ and subcooled temperature is 15°C , the finned channel displays the highest average heat transfer coefficient. Generally speaking, the local heat transfer coefficient along flow direction presents an upward trend. With the increase of heat flux, decrease of the flow velocity and subcooled temperature, the heat transfer coefficient at the outlet of the channel increases more significantly than that at the inlet. At present, the boiling intensity of the fluid in the channel along flow direction develops faster, and the boiling intensity at the outlet also becomes more intense. The study results in this paper can provide a theoretical guidance for the design of flow boiling heat transfer in a horizontal pin finned channel.

Keywords: electronic devices cooling; subcooled boiling; horizontal finned channel; double right angle pentagonal fins; heat transfer characteristics

电力电子器件作为电力电子技术的基础和核心,目前已广泛应用于电力变换、交通运输、输电系统等各个领域^[1-3]。当前,随着电力电子器件不断朝着高功率水平、高集成度的方向发展,其单位容积发热量不断增大^[4-6]。由于电子器件的工作温度直接影响其性能,高温失效是电子器件损坏的主要原因^[7-8]。因此,为保证电力电子器件工作的可靠性和稳定性,需要发展新型高效的散热技术^[9-10]。

近年来,流动沸腾因其传热高效、系统紧凑等特点已被广泛应用于电子器件的冷却领域^[11-12];同时,为进一步提高通道的换热性能,已有不少研究通过调整冷却通道的形貌结构以强化沸腾传热^[13-14]。其中,添加肋柱是较为简单且高效的一种,肋柱可以破坏流动边界层、增加通道内湍流程度、抑制气泡反向流动,从而起到强化传热、抑制流动沸腾不稳定性的作用^[15-17]。并且,不同形状的肋柱对通道内流动及传热特性的影响也有相当差异。Sun等^[18]通过可视化实验研究了4种柱群微通道(三角形、方形、圆形、椭圆形)的流动沸腾传热性能,结果发现,三角形肋柱阵列的传热效果最好,因为三角形肋柱的大迎流面对流体的干扰作用最强。Wan等^[19]通过实验比较了4种不同肋柱结构(方形、菱形、圆形、流线型)柱群微通道的流动沸腾不稳定性,结果表明:头部尖角的菱形肋柱显著降低了回流阻力,气泡很容易同时沿着上游和下游方向生长,并诱导严重的流动不稳定性;方形肋柱则能有效缓解两相流动不稳定性,并表现出更优的传热性能。杜保周等^[20]对菱形、椭圆形以及圆形微肋阵通道的流动沸腾换热与

不稳定性特性进行了实验研究,发现椭圆形柱群通道的流动沸腾稳定性最好、压降最大、换热效果最差,而圆形柱群通道的流动沸腾稳定性最差、压降最小、换热效果最好。Zhou等^[21]结合实验与数值模拟研究了方形、圆形、扇形和两种水滴型肋柱的流动传热强化效果,发现水滴型肋柱的流线型结构有利于降低添加肋柱带来的压力损失。Hua等^[22]将肋柱周围的流道区域划分为3个部分,以分析不同位置沸腾气泡的动力学行为。实验结果表明,肋柱尾流区气泡的脱离直径最大,不同形状肋柱尾流区气泡的脱离直径从大到小依次为三角形、方形和椭圆形,这是因为三角形肋柱尾流区的流速最低,使得气泡的停留时间最长并合并成大气泡。Zhao等^[23]通过数值方法对比了圆形、三角形、双直角五边形、菱形4种肋柱形状对流动沸腾传热及压降特性的影响,并得出双直角五边形肋柱的综合传热性能最佳。Zhou等^[24]对五边形单肋柱迎流面面积大小以及升阻力系数频率特性进行了比较,考虑了0.4、0.25、0.75这3个阻塞比,发现肋柱的阻塞比为0.4时,通道传热性能最佳。

综合上述研究结论,当肋柱迎流面面积大、有尖缘过渡角时有利于引起流体的剧烈扰动并强化沸腾传热,当肋柱截面面积变化圆滑时则有利于降低通道压降。因此,基于课题组前期研究^[23-24],本文提出了一种迎流面面积适中且尾部过渡圆滑的双直角五边形肋柱,选择阻塞比为0.4的肋柱,选用介电流体全氟己酮为沸腾冷却工质,通过搭建水平柱群通道流动沸腾换热测试平台,实验探究双直角五边形

肋柱通道中全氟己酮的过冷沸腾流动传热特性。实验工况范围如下:壁面热流密度为 $50\sim 400\text{ kW}\cdot\text{m}^{-2}$,入口流速为 $0.1\sim 0.9\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$,入口过冷度为 $15\sim 35\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

1 实验装置及数据处理

1.1 实验装置

柱群通道过冷沸腾实验系统原理如图 1 所示。该实验系统由储液罐、针阀、过滤器、泵、流量计、预热段、实验段、冷凝器、数据采集系统、差压变送器、T 型热电偶组成。制冷剂在重力和离心泵的吸力作用下从储液罐中流出,依次经过针阀和过滤器后进入离心泵,经过泵加压的制冷剂流经质量流量计到达预热器中预热到指定的过冷度,随后流入实验段中受热发生过冷沸腾,实验段出口处的气液两相制冷剂经冷凝器冷凝成液态后流回到储液罐中,从而实现整个系统的循环。

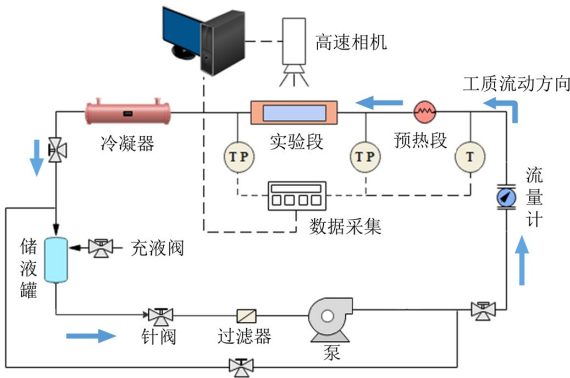
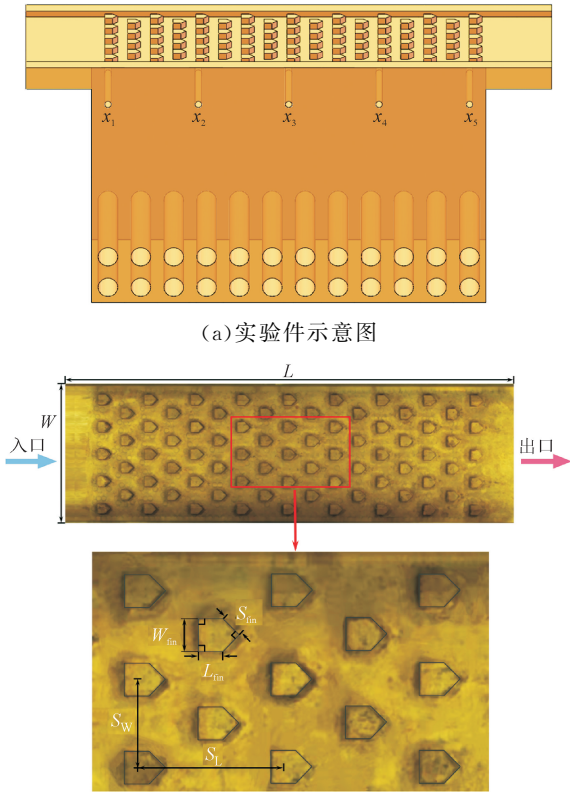


图 1 水平过冷沸腾实验系统原理

Fig.1 Schematic diagram of horizontal subcooled boiling experimental system

柱群通道实验件的示意图及结构参数图如图 2 所示。实验件采用具有优良导热性能的铜加工定制而成,铜块上部切割出柱群通道,底部插入加热棒,从而实现对柱群通道底面的均匀加热。通道上方由一块石英玻璃板进行封闭,以便观察通道中流动沸腾的传热状态。沿柱群通道流向分别间隔 27.5 mm 布置 5 个测温孔 $x_1\sim x_5$ 测量不同位置处的温度,5 个测温孔与柱群通道底面的间距 S_1 均为 5 mm ,测温点 x_1 和 x_5 距离实验件通道入口和出口分别为 20 mm ,将铠装 T 型插入孔内测量通道沿宽度方向中心处的温度。为减少热损失,采用 32 mm 厚的保温棉把整个铜块包裹起来并用铝箔胶带固定。

实验件由内部带有 77 根交错排布的双直角五边形肋柱的柱群通道组成。实验件通道的长度 L 为 150 mm ,宽度 W 为 40 mm ,高度 H 为 2 mm 。肋柱迎流面宽度 W_{fin} 为 3.2 mm ,流向长度 L_{fin} 为 2.4 mm ,尾流边长度 S_{fin} 为 2.3 mm ,肋柱高度 H_{fin} 和通道高度 H 相同,肋柱流向间距 S_L 为 13.9 mm ,肋柱横向间距 S_W 为 8 mm ,肋柱加工误差为 $\pm 0.1\text{ mm}$,通道耐压为 0.5 MPa 。



(b)实验件俯视结构参数图

图 2 实验件示意图及结构参数图

Fig. 2 Schematic and structural diagram of test section

1.2 实验工质物性参数

本研究中所探究冷却通道主要针对于大功率电力电子器件的散热问题,因此所采用工质需满足以下要求:首先,工质自身需要有优良的绝缘性能,保证工作的安全性;其次,工质的沸点需低于电子器件的正常工作温度,且高于环境温度,以此保证冷却效率高且系统运行压力小;此外,工质还需满足现行环保要求,无臭氧破坏性、产生温室气体少;最后,为保证操作安全性,工质还需满足对人体无毒无害,对常规容器、管道材料无腐蚀性。综合上述要求,最终选用冷却介质为全氟己酮 Novec 649,其分子式为 $\text{CF}_3\text{CF}_2\text{C}(\text{O})\text{CF}(\text{CF}_3)_2$,物理性能如表 1 所示。

表 1 Novec 649 物性参数

Table 1 Physical properties of Novec 649

物性参数	液相	气相
沸点 $T_{\text{sat}}/\text{℃}$	49.1	49.1
密度 $\rho/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	1 527	12.8
比定压热容 $C_p/(\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})$	1 121.7	900.6
导热系数 $k/(\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})$	0.054	0.013
动力黏度 $\mu/(\text{Pa} \cdot \text{s})$	4.4×10^{-4}	1.3×10^{-5}
表面张力 $\sigma/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	8.5×10^{-3}	8.5×10^{-3}
潜热 $h_{\text{lv}}/(\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1})$	87.9	87.9
臭氧消耗潜能值	0	0
温室效应潜能值	1	1
大气寿命/a	0.014	0.014

1.3 数据处理

本实验中的有效传热量、热损失量、有效热流密度计算式为

$$Q_{\text{eff}} = mC_p(T_{\text{f,out}} - T_{\text{f,in}}) \quad (1)$$

$$Q_{\text{loss}} = Q - Q_{\text{eff}} = UI - mC_p(T_{\text{f,out}} - T_{\text{f,in}}) \quad (2)$$

$$q_{\text{eff}} = \frac{Q_{\text{eff}}}{A} \quad (3)$$

$$A = WL \quad (4)$$

式中: Q_{eff} 为有效传热量, W ; m 为质量流量, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$; C_p 为比定压热容, $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$; $T_{\text{f,in}}$ 为由热电偶测量的流体进口温度, $^{\circ}\text{C}$; $T_{\text{f,out}}$ 为由热电偶测量的流体出口温度, $^{\circ}\text{C}$; Q_{loss} 为实验段热损失量, W ; Q 为总热量, W ; U 为加热电源电压, V ; I 为加热电源电压, A ; q_{eff} 为有效热流密度, $\text{kW} \cdot \text{m}^{-2}$; A 为通道加热底面面积, m^2 。

不同测温点对应位置的局部壁面温度为

$$T_{\text{w},i} = T_i - \frac{q_{\text{eff}}S_1}{k} \quad (5)$$

式中: T_i 为测温点 $x_1 \sim x_5$ 的测量温度, $^{\circ}\text{C}$; S_1 为测点排间距, m ; k 为铜导热系数, $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot ^{\circ}\text{C}^{-1}$ 。

柱群通道壁面平均温度为

$$T_{\text{w,m}} = \frac{1}{5} \sum_{i=1}^5 T_{\text{w},i} \quad (6)$$

柱群通道内流体的平均温度为

$$T_{\text{f,m}} = 0.5(T_{\text{f,in}} + T_{\text{f,out}}) \quad (7)$$

柱群通道内不同测温点对应位置的局部流体温度可由进口与出口混合腔内流体温度的线性差值得到^[25],其计算式为

$$T_{\text{f},i} = T_{\text{f,in}} + (T_{\text{f,out}} - T_{\text{f,in}}) \frac{d_i}{L} \quad (8)$$

式中: d_i 为测温点 $x_1 \sim x_5$ 与通道入口沿流向的距离, m 。

通道入口流速为

$$v_{\text{in}} = \frac{m}{\rho_{\text{in}}A_{\text{ch}}} = \frac{m}{\rho_{\text{in}}HL} \quad (9)$$

式中: ρ_{in} 为入口流体密度, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$; A_{ch} 为入口截面积, m^2 。

平均传热系数 h_{m} 及 5 个测温点的局部传热系数 $h_{\text{loc},i}$ 为

$$q_{\text{eff}}A = h_{\text{m}}(T_{\text{w,m}} - T_{\text{f,m}})(A_{\text{fin}}\eta_{\text{fin}}N + A_{\text{c}}) \quad (10)$$

$$q_{\text{eff}}A = h_{\text{loc},i}(T_{\text{w},i} - T_{\text{f},i})(A_{\text{fin}}\eta_{\text{fin}}N + A_{\text{c}}) \quad (11)$$

$$\eta_{\text{fin}} = \frac{\tanh(m_{\text{fin}}H/2)}{(m_{\text{fin}}H/2)} \quad (12)$$

$$m_{\text{fin}} = \sqrt{h_{\text{m}}P_{\text{fin}}/k_{\text{fin}}A_{\text{fin,c}}} \quad (13)$$

$$A_{\text{fin}} = HP_{\text{fin}}/2 \quad (14)$$

$$A_{\text{c}} = WL - NA_{\text{fin,c}} \quad (15)$$

式中: A_{fin} 为肋柱侧面积, m^2 ; η_{fin} 为肋效率; N 为肋柱数; P_{fin} 为肋柱底面周长, m ; k_{fin} 为导热系数, $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot ^{\circ}\text{C}^{-1}$; $A_{\text{fin,c}}$ 为肋柱底面积, m^2 ; A_{c} 为通道底面无肋柱区域面积, m^2 。

2 实验结果与分析

2.1 实验台准确性验证

为保证实验系统测量结果的准确性,采用全氟己酮在速度 $0.5 \sim 0.9 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 、热流密度 $50 \sim 100 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$ 、入口过冷度为 30°C 、未发生沸腾现象的工况下进行单相传热验证,以适用于强迫循环对流换热的 Gnielinski 公式作为单相传热验证公式

$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1\,000)Pr_{\text{f}}}{1 + 12.7 \sqrt{f/8}(Pr_{\text{f}}^{2/3} - 1)} [1 + (D_{\text{e}}/L)^{2/3}] \left(\frac{Pr_{\text{f}}}{Pr_{\text{w}}} \right)^{0.01} \quad (16)$$

$$f = \frac{2D_{\text{e}}\Delta P_{\text{f}}}{\rho_{\text{f}}Lv_{\text{in}}^2} \quad (17)$$

式中: f 为达西阻力系数; D_{e} 为通道入口的当量直径, m ; Pr_{f} 为以流体温度为定性温度的普朗特数; Pr_{w} 为以壁温为定性温度的普朗特数; ΔP_{f} 为实验段摩擦压降, Pa ; ρ_{f} 为实验段流体平均密度, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ 。

将实验结果与经验关联式所得的计算值进行对比,结果如图 3 所示,单相传热偏差最高为 $\pm 13\%$ 。造成单相传热偏差的主要原因是实验通道中含有肋柱,结构复杂,经验公式难以精准预测,且柱群通道内表面粗糙度不可忽略,所以计算结果和实验结果有所偏差,但仍在合理范围内。

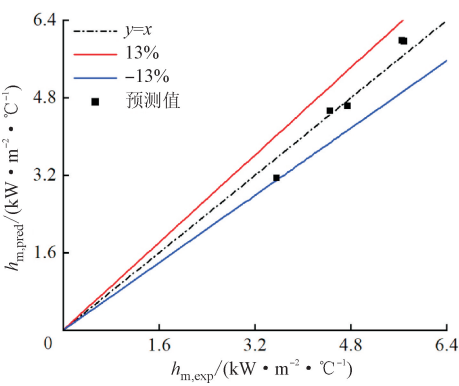


图 3 单相实验验证结果对比

Fig. 3 Results of single-phase experimental verification

2.2 过冷沸腾曲线

图 4 所示为全氟己酮入口过冷度 $\Delta T_{\text{sub}} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,热流密度与 5 个测点中最高壁温 $T_{\text{w,h}}$ 的关系。部分低热流密度、高流速的工况下,如热流密度为 $50\text{ kW}\cdot\text{m}^{-2}$ 、入口流速为 $0.3\sim 0.9\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 时,壁面最高温度依次为 42.0 、 41.9 、 36.0 、 $33.7\text{ }^{\circ}\text{C}$,均小于全氟己酮的沸点温度。此时,通道内为单相流动,工质与实验段进行单相对流换热。随着热流密度的增大、入口流速的减小,实验段内局部最高壁温不断升高,升温至 $49.1\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以上之后,加热壁面开始产生气泡,通道内传热逐渐转变为过冷沸腾传热。继续增大热流密度、减小流速,局部最高壁温将上升至 $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以上,由于电力半导体器件安全工作的温度范围仅在 $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以内^[26],且电子器件结温通常比封装外壳温度更高。因此,本文在设计工况点时要求实验段内局部最高壁温不超过 $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

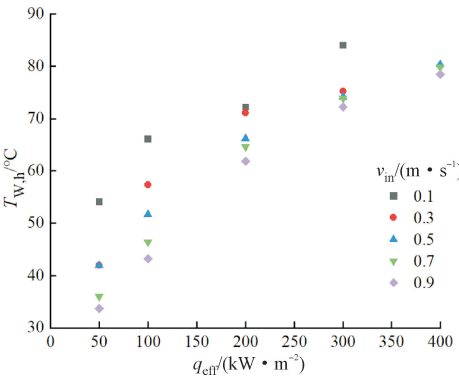


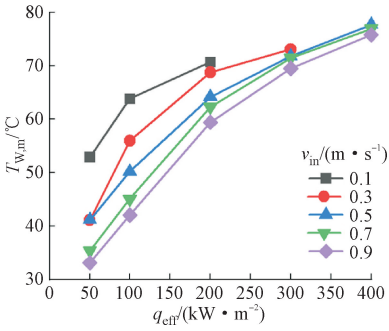
图 4 热流密度与局部最高壁温关系

Fig. 4 Relationship between heat flux and local maximum wall temperature

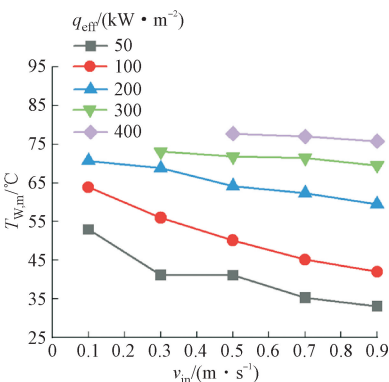
2.3 通道平均传热特性

图 5 所示为壁面平均温度随沸腾参数的变化,

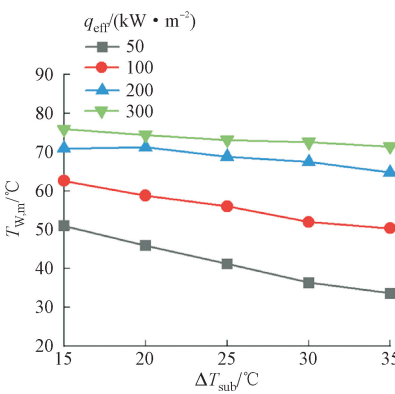
其中图 5 (a)展示了入口过冷度为 $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时壁面平均温度随热流密度的变化。以 $0.3\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 的流速为例,当热流密度从 $100\text{ kW}\cdot\text{m}^{-2}$ 增长至 $200\text{ kW}\cdot\text{m}^{-2}$ 时,壁温约升高 $13\text{ }^{\circ}\text{C}$;而当热流密度从 $200\text{ kW}\cdot\text{m}^{-2}$ 增长至 $300\text{ kW}\cdot\text{m}^{-2}$ 时,壁温仅升高约 $4\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。这说明壁面平均温度随热流密度的增加而增加,但曲线增加的斜率逐渐放缓。这是因为随着热流密度的增加,通道内流体沸腾的剧烈程度与沸腾吸收的相变潜热量会不断增加,使得传热系数不断提升,从而减缓了壁温上升的速度。



(a) 壁面平均温度随热流密度的变化



(b) 壁面平均温度随入口流速的变化



(c) 壁面平均温度随入口过冷度的变化

图 5 壁面平均温度随沸腾参数的变化
Fig. 5 Variations of average wall temperature with heat flux, inlet flow velocity, inlet subcooling

图 5(b)展示了入口过冷度为 $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时壁面平均

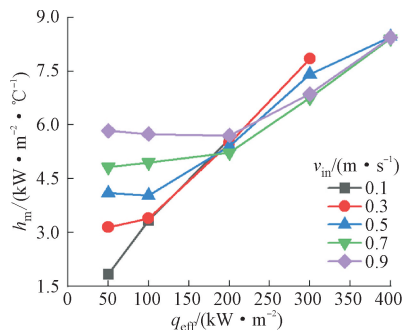
温度随入口流速的变化。可以看出:当热流密度低于 $200 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$ 时,壁温随着流速的增加而明显下降,当热流密度在 $50 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$ 条件下,流速从 0.5 增长至 $0.9 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时壁温下降约 8°C ;而热流密度高于 $200 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$ 时,流速对壁温的影响较小, $400 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$ 条件下,流速从 0.5 增长至 $0.9 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时壁温仅下降不到 2°C 。这是因为在热流密度较小时,通道内沸腾程度微弱,主要依靠单相对流带走热量,流速的增加使得流体冲刷能力增加,进而增强单相对流传热能力,有利于降低壁温;而在高热流密度下,通道内传热以沸腾吸热为主,虽然流速增加同样可增强对流传热能力,但同时也缩短了流体在通道内的吸热时间、减弱沸腾剧烈程度,因而壁温随流速增加的降低幅度并不明显。

图 5(c)展示了入口流速为 $0.3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时壁面平均温度随入口过冷度的变化。可以看出,随着过冷度的增加,壁面温度明显降低。这是因为过冷度的增加令流体对流换热温差加大,进而增加单相吸热量,该现象在低热流密度条件下较为明显: $50 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$ 条件下,过冷度从 15°C 增长至 35°C 时壁温约降低 17°C ;而在 $300 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$ 条件下,过冷度从 15°C 增长至 35°C 时壁温仅降低约 4°C 。这是因为高热流条件下沸腾吸热占主导,过冷度的增加会令流体达到沸腾状态所需的吸热量增加,进而使得气泡的产生量与相应沸腾吸收的相变潜热量减少,因而高热流条件下壁温随过冷度增加而降低的幅度低于低热流条件。

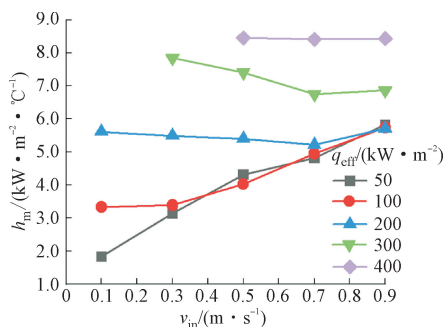
平均传热系数随沸腾参数的变化如图 6 所示,其中图 6 (a)展示了入口过冷度为 25°C 时平均传热系数随热流密度的变化。可以看出,随着热流密度的增加,传热系数随之增加,这是因为热流密度的增加使得通道内流体沸腾程度增加,所以传热系数随之增加。此外,对比不同流速下传热系数随热流密度变化的增长幅度可以发现,传热系数在小流速的工况下增长幅度更大:当流速为 $0.3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时,传热系数从 50 至 $300 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$ 的增长幅度约为 150% ;而当流速为 $0.9 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时,传热系数从 50 至 $400 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$ 的增长幅度仅为 45% 。这是因为小流速工况下流体的单相传热能力较弱,流体的吸热时间更长,高热流条件下更易发生剧烈沸腾,因而热流密度变化对小流速下传热系数的影响更大。

图 6(b)展示了入口过冷度为 25°C 时平均传热

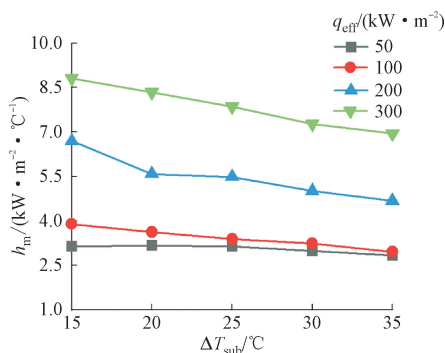
系数随入口流速的变化。低热流工况下,随着流速的升高,平均传热系数逐渐升高。这是因为通道在低热流工况下,沸腾微弱,流速增加能够增强单相对流传热能力。但当热流密度上升至 $200 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$ 以上时,通道换热以核态沸腾为主,此时流速变化对传热系数的影响不大。



(a) 平均传热系数随热流密度的变化 ($\Delta T_{\text{sub}} = 25^\circ\text{C}$)



(b) 平均传热系数随入口流速的变化 ($\Delta T_{\text{sub}} = 25^\circ\text{C}$)



(c) 平均传热系数随入口过冷度的变化 ($v_{\text{in}} = 0.3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$)

图 6 平均传热系数随沸腾参数的变化

Fig. 6 Variations of average heat transfer coefficient with heat flux, inlet flow velocity, inlet subcooling

图 6(c)展示了入口流速为 $0.3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 平均传热系数随入口过冷度的变化。可以看出,过冷度增加,传热系数下降,尤其在 $300 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$ 的条件下,过冷度从 15°C 增长至 35°C 时传热系数下降幅度最大,约为 21.2% 。这是因为过冷度的增加虽然对单相对流传热影响较小,但会令流体达到沸腾状态所需的吸热量增加、气泡产生量减少,导致沸腾吸

热量下降,所以总的平均传热系数下降。

2.3 通道沿程传热特性

沿程传热系数随沸腾参数的变化如图 7 所示。图 7(a)~(d)展示了过冷度为 25 °C 时沿程传热系数随热流密度与入口流速的变化, $x/L=0,1$ 位置分别代表通道入口及出口。对比入口流速的影响,通道沿流向的局部传热系数均呈现上升的总体趋势,以 $300\text{ kW}\cdot\text{m}^{-2}$ 、 $0.3\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 的工况为例, $x/L=0.13,0.87$ 处传热系数分别为 $5.85、12.70\text{ kW}\cdot\text{m}^{-2}\cdot^{\circ}\text{C}^{-1}$ 。这是因为工质在入口处具有一定的过冷度,因而通道上游沸腾剧烈程度较轻;而当工质进入通道中吸热后,过冷沸腾程度不断加剧,工质气化吸收相变潜热的换热量也不断提升,因而通道下游的局部传热系数更高。但在流速较大的工况下,如图 7(c)、(d)所示,通道沿流向的局

部传热系数先下降后上升,以 $200\text{ kW}\cdot\text{m}^{-2}$ 、 $0.9\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 的工况为例,沿流向的局部传热系数依次为: $5.40、4.75、5.00、5.24、6.89\text{ kW}\cdot\text{m}^{-2}\cdot^{\circ}\text{C}^{-1}$, x/L 为 $0.32、0.5、0.68$ 位置处的局部传热系数均小于 $x/L=0.13$ 处的传热系数。这是因为流速较大时,通道进口处的流体换热不够充分,会先进行单相对流传热;而流体流经 $x/L=0.32$ 处依然未进入沸腾状态,只能继续依靠单相吸热来冷却热量,但由于此时流体温度已经升高,温差驱动力减小,所以传热系数也随之减小;直到流体流入 $x/L=0.32$ 往后的位置、并吸收足够热量后,通道中、后方才出现沸腾程度逐渐增加的沸腾现象,因而此时沿流向的局部传热系数又不断升高。

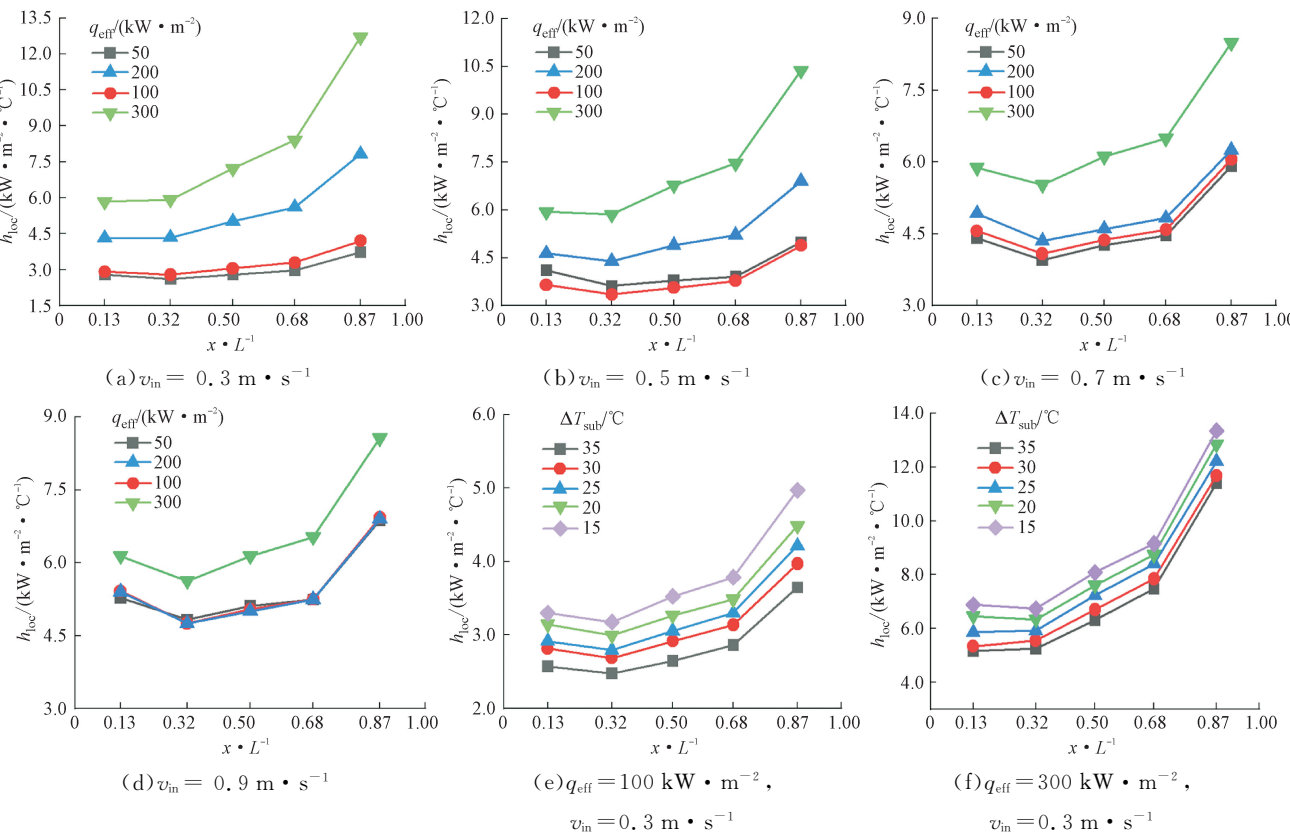


图 7 沿程传热系数热流密度与流速、过冷度的变化
Fig. 7 Variations of local heat transfer coefficient with heat flux and inlet flow velocity, inlet subcooling

对比热流密度与入口流速的影响, $50\text{ kW}\cdot\text{m}^{-2}$ 条件下,流速在 $0.3\sim0.9\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 范围间通道出口与进口传热系数的比值依次为 $1.34、1.21、1.34、1.30$;而在 $300\text{ kW}\cdot\text{m}^{-2}$ 条件下,流速在 $0.3\sim0.9\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 范围间通道出口与进口传热系数的比值依次为 $2.17、1.74、1.44、1.39$ 。可以看出,高热流

密度、低流速工况下,通道入口与通道出口局部传热系数的差别更大。这是因为高热流密度下工质吸热较多,更容易在通道下游发生剧烈沸腾并吸收大量蒸发潜热;同时,在低流速工况下,工质在流出口之前有足够的时间吸热,通道下游沸腾程度剧烈,通道进出口工质的沸腾剧烈程度差距相比高流速工况

更为明显,因此高热流密度、低流速工况通道进出口局部传热系数的差别更大。

图7(e)~(f)展示了流速为 $0.3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时沿程传热系数随入口过冷度的变化。在热流密度 $q_{\text{eff}} = 100 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$ 条件下,过冷度为 15°C 时通道进出口传热系数的差值为 $1.671 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$,而在过冷度从 15°C 增长至 35°C 过程中,通道进出口传热系数差值与过冷度为 15°C 时相比,依次为 100% 、 80.3% 、 77.4% 、 69.1% 、 64.5% 。可以看出,随着过冷度的增加,通道进出口通道传热系数差值随之减小。这是因为入口过冷度小、更接近于沸点的工质达到沸腾状态所需的吸热量更少,柱群通道的沸腾起始点提前。当流体开始沸腾后,仅需壁面加热量中的少部分即可令工质达到沸腾状态,而其余加热量会促使流体沿流向的沸腾剧烈程度不断增加,进而促使沿流向传热系数的增加,使得通道进出口传热系数的差值更大。而在大过冷度工况下,沸腾较为迟缓,流体在通道中的沸腾起始点延后,此时更多的壁面加热量用以使工质达到沸腾状态,仅有少部分加热量会促使流体沿流向的沸腾剧烈程度继续增加,因而沿流向传热系数的增加趋势也逐渐放缓,通道进出口传热系数的差值较小。但该现象在沸腾剧烈程度更大的 $300 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$ 条件下并不明显,过冷度从 15°C 增长至 35°C 过程中,通道进出口传热系数差值与过冷度为 15°C 时相比,依次为 100% 、 98.7% 、 98.2% 、 98.1% 、 96.5% 。这是因为此时通道输入热量足够,不同进口过冷度的工质在通道出口最终都能达到剧烈的沸腾状态。

3 结 论

本文采用全氟己酮在水平五边形肋柱通道中进行了不同热流密度($50 \sim 400 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$)、入口流速($0.1 \sim 0.9 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$)、入口过冷度($15 \sim 35^\circ\text{C}$)工况下的过冷沸腾换热实验研究,可得如下结论。

(1)低热流密度条件($q_{\text{eff}} < 100 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$)下,沸腾微弱,通道中换热以单相对流为主,增加流速有利于降低壁温、增强传热;而在高热流条件($q_{\text{eff}} > 200 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$)下,通道中换热以核态沸腾吸热为主,此时流速对壁温与传热系数的影响不明显。

(2)流体过冷度的增加有利于增大传热温差驱动力,促进壁面温度降低,但同时也会令流体达到沸腾状态所需的吸热量增加、气泡产生量减少,进而使得传热系数下降;低热流密度条件下,过冷度变化对壁温的影响更显著,而在高热流密度条件下,过冷度

变化对传热系数的影响更显著;在热流密度为 $400 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$ 、过冷度为 15°C 的工况下,柱群通道的平均传热系数最高。

(3)通道从入口到出口的局部传热系数总体呈现出上升的趋势。低热流密度条件下,流速对通道出口与进口传热系数的比值影响不大,过冷度的增长会使通道进出口传热系数的差值明显降低;而在高热流密度条件下,流速升高会使通道出口与进口传热系数的比值明显下降,而过冷度对通道进出口传热系数的差值影响较小;随着热流密度的增大、流速与过冷度的降低,通道出口传热系数相比进口的增长更加显著,此时通道内流体沿流向的沸腾剧烈程度发展速度更快、通道出口的沸腾程度更剧烈。

参考文献:

- [1] 齐迪. 微细肋柱通道中过冷沸腾及气泡动力学特性研究 [D]. 西安: 西安交通大学, 2022.
- [2] RIAZ F, TSO C Y, QIU Huihe, et al. Hybrid nanofluid spray cooling performance and its residue surface effects: toward thermal management of high heat flux devices [J]. Applied Thermal Engineering, 2022, 211: 118454.
- [3] 黄伟, 冯维, 王海峰, 等. 直流换流阀单元模块蒸发冷却系统的仿真分析与试验 [J]. 电工技术学报, 2017, 32(2): 264-270.
HUANG Wei, FENG Wei, WANG Haifeng, et al. Simulation and experimental study on the evaporative cooling system of HVDC valve unit [J]. Transactions of China Electrotechnical Society, 2017, 32(2): 264-270.
- [4] 李广义, 张俊洪, 高键鑫. 大功率电力电子器件散热研究综述 [J]. 兵器装备工程学报, 2020, 41(11): 8-14.
LI Guangyi, ZHANG Junhong, GAO Jianxin. Review on heat dissipation of high power electronic devices [J]. Journal of Ordnance Equipment Engineering, 2020, 41(11): 8-14.
- [5] 胡晓, 林贵平, 王宇鹏, 等. 大功率电力电子设备用微槽道系统实验研究 [J]. 电工电能新技术, 2014, 33(7): 23-27.
HU Xiao, LIN Guiping, WANG Yupeng, et al. Experimental study of flow boiling in microchannel system for high-heat-flux power electronic devices [J]. Advanced Technology of Electrical Engineering and Energy, 2014, 33(7): 23-27.
- [6] 徐志昊, 李良星, 张拯政. 竖直通道内流动沸腾气泡脱离行为的数据驱动分析 [J]. 西安交通大学学报, 2020, 54(11): 175-184.

- XU Zhihao, LI Liangxing, ZHANG Zhengzheng. Data driven analysis for departure behavior characteristics of flow boiling bubbles in the vertical channel [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2020, 54(11): 175-184.
- [7] 罗炜, 贺静, 罗兵, 等. 截面形状对微通道流动沸腾影响的数值研究 [J]. 西安交通大学学报, 2019, 53(11): 101-111.
- LUO Wei, HE Jing, LUO Bing, et al. Numerical study on the effect of cross-sectional shape of micro-channels on flow boiling [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2019, 53(11): 101-111.
- [8] NNANNA A G A, RUTHERFORD W, ELOMAR W, et al. Assessment of thermoelectric module with nanofluid heat exchanger [J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29(2/3): 491-500.
- [9] 宁璐璐, 刘清江, 杨凤, 等. 电子器件冷却技术研究进展 [J]. 制冷与空调, 2021, 21(12): 1-7.
- NING Lulu, LIU Qingjiang, YANG Feng, et al. Research progress of electronic device cooling technology [J]. Refrigeration and Air-Conditioning, 2021, 21(12): 1-7.
- [10] 翁建华, 石梦琦, 崔晓钰. 电子器件冷却用散热器的结构形式与研究进展 [J]. 新技术新工艺, 2017(11): 40-42.
- WENG Jianhua, SHI Mengqi, CUI Xiaoyu. Configurations and research progress of heat sinks for electronic device cooling [J]. New Technology & New Process, 2017(11): 40-42.
- [11] 郭栋, 魏进家, 张永海. 方柱微结构芯片射流冲击流动沸腾换热实验研究 [J]. 西安交通大学学报, 2011, 45(1): 31-37.
- GUO Dong, WEI Jinjia, ZHANG Yonghai. Experiment of flow boiling heat transfer on micro-pin-finned chips with jet impingement [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2011, 45(1): 31-37.
- [12] 霍福强, 王腾, 严天宇, 等. 矩形双通道饱和沸腾传热特性试验研究 [J]. 西安交通大学学报, 2021, 55(9): 141-151.
- HUO Fuqiang, WANG Teng, YAN Tianyu, et al. Experimental study on the saturated boiling heat transfer characteristics of water in parallel rectangular channels [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2021, 55(9): 141-151.
- [13] MAO Ning, ZHUANG Jiaojiao, HE Tianbiao, et al. A critical review on measures to suppress flow boiling instabilities in microchannels [J]. Heat and Mass Transfer, 2021, 57(6): 889-910.
- [14] LI Chong, FANG Xiande, DAI Qiumin. Two-phase flow boiling instabilities: a review [J]. Annals of Nuclear Energy, 2022, 173: 109099.
- [15] 孙瑞瑞, 张经, 华君叶, 等. 开口结构对微肋阵沸腾换热及气泡动态生长特性的影响 [J]. 制冷学报, 2022, 43(1): 108-115.
- SUN Ruirui, ZHANG Jing, HUA Junye, et al. Effect of open structure on boiling heat transfer and bubble dynamic growth characteristics of micro fin array [J]. Journal of Refrigeration, 2022, 43(1): 108-115.
- [16] 贺静, 齐迪, 林梅, 等. 肋柱间距对流动沸腾影响的数值研究 [J]. 工程热物理学报, 2022, 43(12): 3352-3358.
- HE Jing, QI Di, LIN Mei, et al. Numerical simulation on the effect of pin fin pitch on flow boiling [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2022, 43(12): 3352-3358.
- [17] 李慧君, 郭保仓, 杜保周, 等. 微柱群通道内饱和沸腾换热特性实验研究 [J]. 制冷学报, 2018, 39(3): 44-50.
- LI Huijun, GUO Baocang, DU Baozhou, et al. Experimental study of saturated flow boiling heat transfer in an array of micro-pin-fins [J]. Journal of Refrigeration, 2018, 39(3): 44-50.
- [18] SUN Ruirui, HUA Junye, ZHANG Xiuqiang, et al. Experimental study on the effect of shape on the boiling flow and heat transfer characteristics of different pin-fin microchannels [J]. Heat and Mass Transfer, 2021, 57(12): 2081-2095.
- [19] WAN Wei, DENG Daxiang, HUANG Qingsong, et al. Experimental study and optimization of pin fin shapes in flow boiling of micro pin fin heat sinks [J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 114: 436-449.
- [20] 杜保周, 李慧君, 郭保仓, 等. 微肋阵通道流动沸腾换热与压降特性 [J]. 化工学报, 2018, 69(12): 4979-4989.
- DU Baozhou, LI Huijun, GUO Baocang, et al. Flow boiling heat transfer and pressure drop characteristics in micro channel with micro pin fins [J]. CIESC Journal, 2018, 69(12): 4979-4989.
- [21] ZHOU Fang, ZHOU Wei, ZHANG Chenying, et al. Experimental and numerical studies on heat transfer enhancement of microchannel heat exchanger embedded with different shape micropillars [J]. Applied Thermal Engineering, 2020, 175: 115296.
- [22] HUA Junye, HOU Wenxin, LI Gui, et al. The experimental study on the boiling bubble behaviors and heat transfer performance of the deionized water across va-

- rious pin fins [J]. *Heat and Mass Transfer*, 2021, 57(10): 1609-1622.
- [23] ZHAO Zhenxing, HU Bin, HE Jing, et al. Effect of fin shapes on flow boiling heat transfer with staggered fin arrays in a heat sink [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2023, 225: 120179.
- [24] ZHOU Zhenlin, WANG Shuang, HE Jing, et al. Bubble dynamics and heat transfer characteristics of flow boiling in a single pentagonal rib channel [J]. *ASME Journal of Heat and Mass Transfer*, 2023, 145(1): 011602.
- [25] LI Wei, CHEN Zengchao, LI Junye, et al. Subcooled flow boiling on hydrophilic and super-hydrophilic surfaces in microchannel under different orientations [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2019, 129: 635-649.
- [26] 胡晓, 林贵平, 王宇鹏, 等. 大功率电力电子设备用微槽道系统实验研究 [J]. *电工电能新技术*, 2014, 33(7): 23-27.
- HU Xiao, LIN Guiping, WANG Yupeng, et al. Experimental study of flow boiling in microchannel system for high-heat-flux power electronic devices [J]. *Advanced Technology of Electrical Engineering and Energy*, 2014, 33(7): 23-27.

(编辑 赵炜)