

DOI:10.11784/tdxbz202411028

具有尾流抽吸的高速微射流沸腾传热强化研究

陈志豪^{1,2,3}, 刘念^{1,2}, 宇高义郎^{1,2,3}

(1. 天津大学机械工程学院, 天津 300350; 2. 天津大学先进内燃动力全国重点实验室, 天津 300372;
3. 无锡先进内燃动力技术创新中心, 无锡 214100)

摘要: 射流沸腾现象具有高热流密度传热潜力, 因此成为冷却技术开发方面的研究热点之一。然而, 射流有可能导致沸腾气泡在传热表面滞留, 当前利用重力作用等被动方式清除尾流效果并不理想, 制约了沸腾传热能力的进一步提升。为了避免上述问题, 本文利用尾流抽吸方式有效排除沸腾气泡, 防止其在传热面附近滞留, 最终提升沸腾临界热流密度 (CHF)。通过建立具有尾流抽吸功能的微射流沸腾实验系统, 以水为工质在不同工况下针对微射流沸腾传热特性开展研究, 详细分析尾流抽吸强度、射流速度、射流/抽吸距离等参数对微射流沸腾传热的影响。实验结果表明: 增加尾流抽吸后微射流沸腾具有明显的传热强化效果。在本文的研究参数范围内, CHF 均随着射流速度的增加而增大, 射流速度对沸腾传热特性有显著影响; 同时, 调整射流/抽吸距离会对 CHF 产生影响。CHF 在射流/抽吸距离 $d_i = d_o = 1.1$ mm 条件下比 $d_i = d_o = 0.5$ mm 获得提升。实验中获得的最佳数据如下: 在尾流抽吸强度 0.65 L/min、射流/抽吸距离 1.1 mm 条件下, 射流速度为 3.33 m/s 时获得 8.60 MW/m² 的最高临界热流密度; 射流速度 2.33 m/s 时获得了 325 kW/(m²·K) 的最佳传热系数。

关键词: 尾流抽吸; 射流沸腾; 沸腾传热; 临界热流密度; 强化传热

中图分类号: TK124

文献标志码: A

文章编号: 0493-2137(2026)03-0233-07

Enhanced Boiling Heat Transfer of High-Speed Water Microjet with Back Suction

Chen Zhihao^{1,2,3}, Liu Nian^{1,2}, Utaka Yoshio^{1,2,3}

(1. School of Mechanical Engineering, Tianjin University, Tianjin 300350, China;

2. State Key Laboratory of Engines, Tianjin University, Tianjin 300072, China;

3. Wuxi Advanced Internal Combustion Power Technology Innovation Center, Wuxi 214100, China)

Abstract: The phenomenon of jet boiling has the potential for high heat flux heat transfer, making it one of the research hotspots in the development of cooling technology. However, the jet may cause boiling bubbles to remain on the heat transfer surface, and the current passive methods (such as gravity) to insufficiently remove these bubbles which restricts further improvement of boiling heat transfer. In order to avoiding the above problems, this paper proposed the use of back suction to effectively eliminate boiling bubbles, prevent them from lingering near the heat transfer surface, and ultimately improve the boiling critical heat flux (CHF). This study developed a microjet boiling experimental system incorporating back suction, with water serving as the working fluid. Heat transfer characteristics were extensively analyzed under various conditions, exploring factors such as back suction strength, jet velocity, and jet/suction distance. The experimental results show that adding back suction has a substantial effect of heat transfer enhancement on microjet boiling. Within the experimental conditions of this paper, CHF increases with the increase in jet velocity, which has a substantial impact on boiling heat transfer characteristics. Meanwhile, adjusting the jet/suction distance affects CHF. For instance, an increase in CHF is observed when the jet/junction distance is set to

收稿日期: 2024-11-25; 修回日期: 2024-12-17.

作者简介: 陈志豪 (1981—), 男, 博士, 副教授.

通信作者: 陈志豪, zhchen2015@tju.edu.cn.

基金项目: 国家重点研发计划资助项目 (2021YFE0192800).

Supported by the National Key Research and Development Program of China (No. 2021YFE0192800).

1.1 mm compared with 0.5 mm. Under optimal conditions—suction flow strength of 0.65 L/min, jet/suction distance of 1.1 mm, and jet velocity of 3.33 m/s—maximum CHF of 8.60 MW/m² is obtained; a best heat transfer coefficient of 325 kW/(m² · K) is obtained at a jet velocity of 2.33 m/s.

Keywords: back suction; jet boiling; boiling heat transfer; critical heat flux (CHF); enhanced heat transfer

高热流密度冷却技术是能源、动力及芯片等各产业领域普遍需求的技术。随着电子设备、航空航天探测器的高集成化趋势,设备工作的最高热流密度会超过 1.00 MW/m²;在核聚变反应堆等设备中,冷却热流密度可达到 10.00 MW/m²。未来,在以超级计算机芯片冷却为代表的超高热流密度散热技术需求甚至可能达到 100.00 MW/m²。这一数值已经远超常规沸腾现象的临界热流密度(critical heat flux, CHF)值。因此,挑战并掌握 100.00 MW/m² 热流密度量级的冷却技术,是面向未来冷却技术需求的一个具有前瞻性的的重要研发方向。

Ebadian 等^[1]对 1980—2010 年间发展的 5 种沸腾冷却技术进行了统计分析,发现其中只有射流冷却技术具有高达 2.00 MW/m² 高热流密度冷却能力。Gambill 等^[2]在研究中指出,在大气压下水的沸腾传热理论上可达到的最大热流密度为 223.00 MW/m²。上述研究为开发基于射流沸腾的高效冷却技术奠定了理论基础。国内外学者已针对射流沸腾冷却技术开展广泛研究,实现了很高的 CHF。如 Buchanan 等^[3]以 R-245 fa 作为工质,采用 45°角斜向射流冲击铜表面,获得了最大 1.10 MW/m² 的 CHF。Li 等^[4]以去离子水为工质射流冲击锡箔传热面,射流中心最大获得了 114.00 MW/m² 的 CHF。Monde 等^[5]通过增加系统压力,在约 0.50 MPa、射流水温度为 14.5 °C、过冷度 151 °C 的条件下实现了约 212.00 MW/m² 的高 CHF。

射流沸腾现象具有强制对流和相变传热两种现象的双重特性,影响因素众多,如射流速度、射流距离、喷射流体过冷度、喷嘴数量等。Devahdhanush 等^[6]、Katto 等^[7]以及 Monde^[8]通过实验探索射流速度对沸腾传热能力的影响,发现对于所有类型的射流,CHF 均会随着射流速度的增加而提升,其原因可解释为更快的射流速度能更有效穿透加热表面上方的蒸气层,保证持续的液体供给从而延迟 CHF 的发生。Robidou 等^[9]、Katto 等^[10]、秦曼等^[11]、Aihara 等^[12]以及 Zhang 等^[13]针对射流距离(射流出口与传热面间的距离)的影响开展研究,发现射流距离对 CHF 的影响并没有统一的规律,但是存在使 CHF 达到最大值的最佳射流距离。另外, Li 等^[4]和周定伟等^[14]的研究一致指出,流体的过冷度是提升各类射流系统 CHF 的主要参数之一,还发现流体的过冷度对气泡行为有

着明显影响。高过冷度下沸腾气泡顶部产生冷凝,在生成后会迅速被周围流体吸收从而实现强化传热。此外,对应大尺寸传热面,单个射流无法满足要求,通过利用射流阵列^[15-17]可有效冷却并使表面温度分布均匀。

现有研究^[18-19]主要通过调整射流速度、射流过冷度等射流自身特征参数来提高射流沸腾传热能力,尚未对尾流部分的影响开展充分分析。从射流及沸腾现象的本质机理及特性角度出发,射流自身虽然有强化传热的作用,但强射流会导致气泡在传热面附近的积累不易脱离,导致热流密度达到临界值。因此,在增强射流强度的同时,如果能够有效排除尾流,则有希望防止传热面附近气泡的积累从而进一步提升 CHF。当前,国内外研究人员对清除尾流对射流沸腾传热的强化传热效果进行了初步尝试。如利用重力作用或模块设计等被动方式清除尾流^[15],实现了一定程度 CHF 的提高,但效果并不理想,存在清除不彻底、有滞后性、不适用于射流阵列等问题。为了进一步研究清除尾流对微射流沸腾传热强化的效果,本文提出了利用主动抽吸方式清除含沸腾气泡的射流尾流。

1 实验系统及方法

1.1 实验系统

本研究设计并制作了高速微射流沸腾装置,并利用真空泵进行尾流抽吸,探索微射流沸腾的传热强化特性。实验系统如图 1 所示,射流腔是实验系统的主

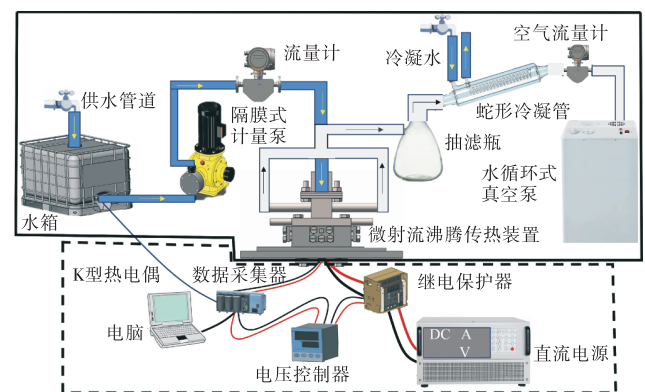


图 1 具有尾流抽吸功能的微射流沸腾传热实验系统
Fig.1 Experimental system of microjet boiling heat transfer with the ability of back suction

体,射流腔入口与恒温水箱连接,通过隔膜式计量泵送射流液体,并利用流量计测定供液流量.射流腔出口连接抽滤瓶、蛇形冷凝管、空气流量计,最终与水循环式真空泵连接实现尾流抽吸.另外,由于CHF状态点容易发生温度跃升,为了在实时数据采集的同时防止系统被烧毁,系统配备有自动过温保护功能.为实现上述功能系统重安装了直流电源、数据采集器、电压控制器、继电器保护器等.

射流腔底部安装沸腾传热的主加热器.如图2所示,加热器以碳化硅单晶片作为衬底,采用磁控溅射的方法在其表面镀有面积为 $5\text{ mm} \times 5\text{ mm}$ 的铂薄膜.通过稳定直流电源向铂薄膜供电使其发热,通过调节电流大小可以准确控制其发热量.考虑到工业应用场景多采用金属传热面的实际情况,在碳化硅晶片上层设置有厚度为 $2\text{ }\mu\text{m}$ 的铜片,在铜片的上方设置射流管及抽吸管.另一方面,为了保障射流腔内压力稳定,射流腔通过导气管向大气开放,确保实验过程中腔内处于大气压,且压力不因抽吸而变.

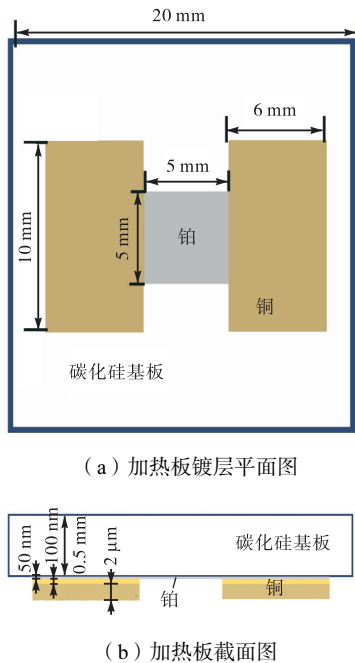


图2 加热板结构

传热板及射流流型如图3所示.以射流管为中心,在其周围布置抽吸管.抽吸管连接真空泵,将含有射流液体及沸腾气泡的尾流全部抽吸排除.从而可以防止传热面表面大气泡、厚液层的滞留,防止热流密度达到临界值,实现沸腾传热强化.另外,为了保证腔内压强恒定,射流腔设计为开放式,在真空泵抽吸的同时有外界空气补充进入.补气通道设置在抽吸管外侧,即图中白色箭头所示通道.

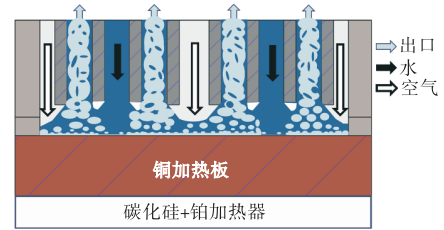


图3 传热板附近射流流型示意

射流管和抽吸管的结构如图4所示.管道设计采用套管结构,中心处是圆管,用来喷射液体;外部套方管,在圆管四周抽吸尾流.两个管道中心线在同一直线上,这样一个套管结构为一个单元.射流管和抽吸管形成中心射流四周抽吸的轴对称结构.本实验采用 2×2 的单元阵列,对应冷却 $5\text{ mm} \times 5\text{ mm}$ 尺寸的传热面.虽然实验装置中传热面的面积很小,但由于是射流管和抽吸管设计为对称结构,因此本论文的研究结果可以适用于无限大平面.

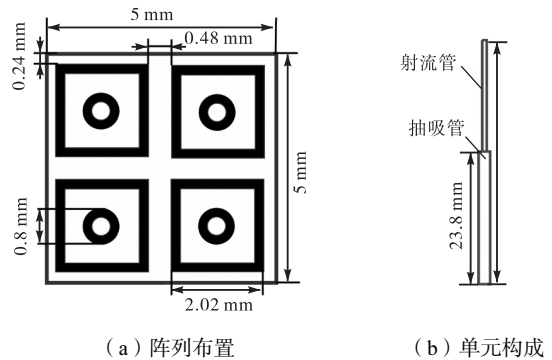


图4 射流管和抽吸套管的结构

1.2 实验方法

依次开启真空泵和射流泵进行抽吸和射流,待稳定后读取流量计的数值,确定射流及抽吸速度.传热面铂薄膜加热器通电加热,通过调节电流调整加热功率,直至过热状态激发自动温控装置启动而终止实验.在实验的每个稳定状态点,通过数据采集系统记录铂薄膜加热器的电压、电流用于计算加热量、加热器电阻等.

1.3 数据处理

铂薄膜加热器提供的热流密度计算方法为

$$P_{Pt} = U_{Pt} I_{Pt} \tag{1}$$

$$q_{Pt} = \frac{P_{Pt}}{A_{Pt}} \tag{2}$$

式中: P_{Pt} 为加热器的加热功率, W; U_{Pt} 是铂薄膜加载的电压值, V; I_{Pt} 是流经铂薄膜电流值, A; q_{Pt} 为铂薄膜产生的热流密度, W/m^2 ; A_{Pt} 为铂薄膜的面积, m^2 .

传热面的表面温度是沸腾传热研究的重要数据. 众所周知, 铂具有电阻值随温度增加而线性增加的特性, 可以用于测温. 本文中作为加热器的铂薄膜兼具测温的功能. 铂薄膜加热器的电阻值与温度值呈线性关系, 在实验前进行准确标定并得到拟合公式(4), 结果如图 5 所示. 根据实验过程中测定的电压、电流可计算铂薄膜电阻值, 从而得到铂薄膜的温度. 在此基础上, 基于一维导热计算实际沸腾面(铜板表面)的温度, 即

$$R_{Pt} = \frac{U_{Pt}}{I_{Pt}} \quad (3)$$

$$t_{Pt} = \frac{R_{Pt} - 2.1}{0.04} \quad (4)$$

$$t_{Cu} = t_{Pt} - q_{Pt} \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} \right) \quad (5)$$

式中: δ_1 、 λ_1 分别是碳化硅单晶片的厚度与导热系数; δ_2 、 λ_2 分别是铜片间隙内填充锡层的厚度与导热系数; δ_3 、 λ_3 分别是铜导热片的厚度与导热系数; R_{Pt} 为铂薄膜电阻值, Ω ; t_{Pt} 为铂薄膜表面温度, $^{\circ}\text{C}$; t_{Cu} 为铜传热面表面温度, $^{\circ}\text{C}$.

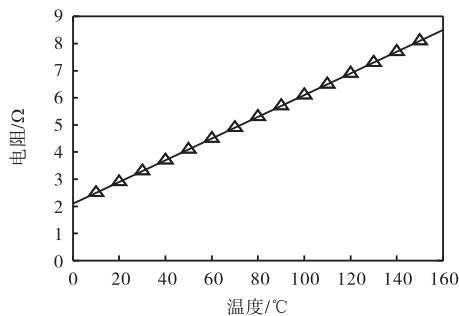


图 5 铂薄膜加热器电阻值随温度变化关系

Fig.5 Relation between resistance and temperature of platinum film heater

在获得传热面温度的基础上, 结合加热热流密度和射流液体温度进一步计算得到沸腾传热系数, 即

$$\alpha_{ave} = \frac{q_{Pt}}{t_{Cu} - t_{wa}} \quad (6)$$

式中 t_{wa} 为射流流体饱和温度, $^{\circ}\text{C}$. 本文中热流密度、铜传热面过热度、铜传热面传热系数、空气流量计算得出的不确定度分别为 0.3%、5.1%、5.1%、1.0%.

2 实验结果分析

本文采用的实验条件如表 1 所示. 实验以水为射流工质, 测定不同工况下沸腾曲线, 分析尾流抽吸、射流速度、射流/抽吸距离等因素对微射流沸腾传

热的影响. 实验中真空泵抽气流量 S_a 设定为 0.65 L/min. 另外, 射流口、抽吸口与传热面的间距 d_i 和 d_o 保持相同. 本文主要在 $d_i = d_o = 0.5 \text{ mm}$ 和 $d_i = d_o = 1.1 \text{ mm}$ 2 个间距条件下开展实验研究.

表 1 实验参数

Tab.1 Parameters for the experiment

射流工质	射流初始温度/ $^{\circ}\text{C}$	冲击角度/ $(^{\circ})$	射流环境压强/MPa
水	21.5	90	0.101

2.1 尾流抽吸效果验证

为了确认尾流抽吸对射流沸腾强化传热的效果, 射流/抽吸距离 $d_i = d_o = 0.5 \text{ mm}$, 2 个射流速度分别为 2.33 m/s 和 3.33 m/s 条件下, 分别在有、无尾流抽吸情况下测定了沸腾曲线, 如图 6 所示. 结果非常清晰地说明了尾流抽吸具有显著的沸腾传热强化效果, 即相对无尾流抽吸的情况, 增加主动尾流抽吸后沸腾曲线明显向左上方偏移. 加热面过热度降低, 热流密度大幅度提升. 2 个射流速度下, 主动尾流抽吸均可使 CHF 提升 2 倍以上.

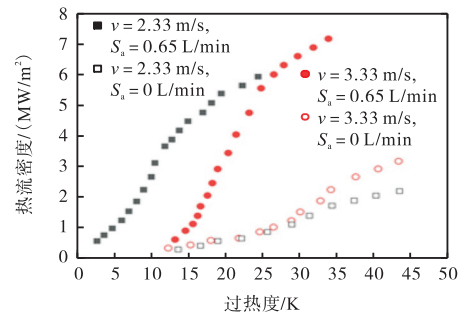


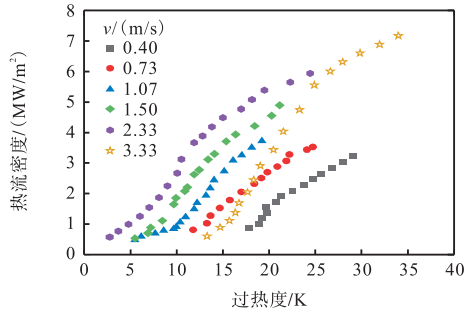
图 6 尾流抽吸效果验证

Fig.6 Confirmation of back suction effect

在验证了主动尾流抽吸有效的基础上分别对 $d_i = d_o = 0.5 \text{ mm}$ 、 $d_i = d_o = 1.0 \text{ mm}$ 条件下, 不同射流速度情况下沸腾传热的特性进行了实验研究.

2.2 射流/抽吸距离 $d_i = d_o = 0.5 \text{ mm}$ 时的微射流沸腾传热特性

图 7 为射流/抽吸距离 $d_i = d_o = 0.5 \text{ mm}$, 在不同射流速度条件下取得的多条沸腾曲线的测定结果. 从图中可以看出, 射流速度 v 在 0.40 ~ 2.33 m/s 的范围内, 沸腾热流密度随着传热面过热度增加而线性递增, 在接近 CHF 点过程中其斜率略微降低, 这是沸腾曲线的普遍特性. 随着射流速度的递增, 在保持斜率基本不变的前提下, 沸腾曲线逐渐向左偏移. 这意味着沸腾传热性能得到提升. 另外, 沸腾曲线的 CHF 状态点也随着射流速度的增加而逐步升高. 在 0.40 ~ 2.33 m/s 的射流速度范围内, CHF 的最高值达到 7.18 MW/m^2 .

图7 微射流沸腾特征曲线 ($d_1 = d_0 = 0.5 \text{ mm}$)Fig.7 Characteristic curves of microjet boiling ($d_1 = d_0 = 0.5 \text{ mm}$)

随着射流速度的进一步增加, 沸腾曲线的趋势产生明显变化. 如图7的结果所示, 当射流速度 v 由 2.33 m/s 进一步增至 3.33 m/s 时, 沸腾曲线不再向左偏移, 反而向右大幅度偏移. 当过热度为 34.0 K 时, CHF 达到最大值 7.20 MW/m^2 . 结果表明该条件下沸腾传热系数降低, 但 CHF 值增高. 其原因可以解释为高射流速度对于沸腾传热影响的两面性: ①射流可导致传热面附近液体滞留, 液层变厚妨碍气泡脱离, 最终导致传热系数下降; ②射流可穿透蒸气层保障向传热面的液体供给, 从而提升 CHF.

通过可视化观测可以确定实验过程中传热面附近是否出现了明显的液层滞留. 利用背光法对传热面上部射流/抽吸区域的可视化观测结果如图8所示. 图中白色区域表示可以透光, 意味着含有大量气体区域; 黑色区域表示无法透光, 是气液两相流或者是完全被液体覆盖的区域. 图8为不同射流速度下喷射腔内状态对比.

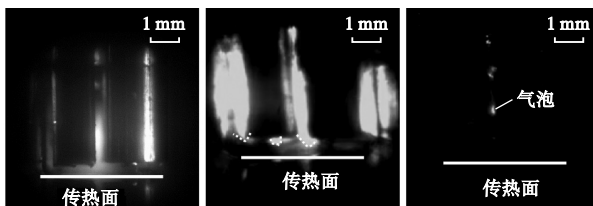
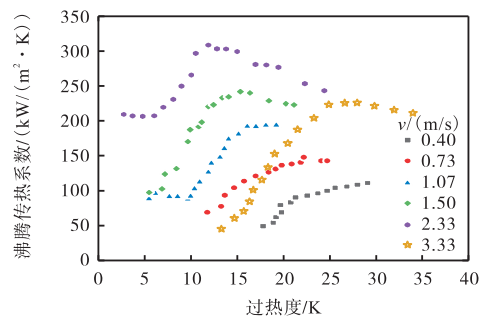
(a) $v = 0 \text{ m/s}$ (b) $v = 2.33 \text{ m/s}$ (c) $v = 3.33 \text{ m/s}$ 图8 不同射流速度下传热面附近的可视化图像 ($d_1 = d_0 = 0.5 \text{ mm}$)Fig.8 Visualization images near the heat transfer surface for different jet velocities ($d_1 = d_0 = 0.5 \text{ mm}$)

图8(a)的无射流状态下可以较为清晰地看到两个射流/抽吸套管的轮廓. 与之对比, 图8(b)为射流速度 2.33 m/s 时的可视化图像. 腔体内除传热面上方和喷嘴出口下方之间的受限空间外, 其余空间为白色, 即液层维持在射流口与传热面之间 0.50 mm 的范围内. 图8(c)为射流速度达到 3.33 m/s 时的可视化图像, 与前两个图相比出现了明显大变化. 视野范围内除了个别白点(可以认为是沸腾气泡)以外基本全

黑. 可以认为液层厚度明显增加, 液体几乎充满了射流腔.

将图7中数据进行整理获得的沸腾传热系数特性曲线如图9所示. 传热系数曲线普遍呈现随过热度增加升高, 在达到极值后下降的趋势. 对比不同射流速度下的传热系数, 可以看出在射流速度 $v \leq 2.33 \text{ m/s}$ 时, 传热系数曲线随射流速度增大而整体提升; 当射流速度进一步增大至 3.33 m/s , 传热系数曲线整体明显下移, 部分过热度下甚至低于射流速度为 0.73 m/s 条件下的结果. 最高传热系数出现在射流速度 $v = 2.33 \text{ m/s}$ 条件下, 当过热度为 11.9 K 时, 可达 $309 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$.

图9 微射流沸腾传热系数 ($d_1 = d_0 = 0.5 \text{ mm}$)Fig.9 Heat transfer coefficients of microjet boiling ($d_1 = d_0 = 0.5 \text{ mm}$)

结合图8的可视化图像分析得出, 无论是 $0.40 \sim 2.33 \text{ m/s}$ 射流速度下的受限式射流, 还是 3.33 m/s 的淹没式射流, 射流速度的提升显著增强了沸腾传热的 CHF. 在 $0.40 \sim 2.33 \text{ m/s}$ 射流速度下尾流抽吸及时且传热面上液层较薄, 气泡清除更完全, 此时射流沸腾传热能力增强主要原因是沸腾传热系数的增加, 其次是核态沸腾区域的扩展. 当射流速度增大, 射流方式转变为淹没式射流时, 传热表面液层快速变厚, 表现出明显的池沸腾特性, 传热表面气泡清除不完全, 沸腾传热系数降低, 但由于核态沸腾区域变宽, 也有助于实现更高的 CHF.

2.3 射流/抽吸距离 $d_1 = d_0 = 1.1 \text{ mm}$ 时微射流沸腾传热特性

射流/抽吸距离 $d_1 = d_0 = 1.1 \text{ mm}$, 各射流速度下获得的沸腾曲线测定结果如图10所示, 其结果与图7类似. 即射流速度在 $0.40 \sim 2.33 \text{ m/s}$ 范围内增加, 沸腾曲线向左偏移, 热流密度和 CHF 逐渐增大; $v = 3.33 \text{ m/s}$ 时, 沸腾曲线向右偏移, 传热能力下降但 CHF 仍明显提升. 各射流速度提交下, CHF 均高于图7中同流速下的结果. 最高值为射流速度 $v = 3.33 \text{ m/s}$, 热度为 47.1 K 时, CHF 可达 8.60 MW/m^2 . 结果表明, 射流/抽吸距离的提高有利于增加微射流

沸腾的 CHF. 然而,本文中射流/抽吸距离仅有 2 组,尚不足充分探索其影响规律,有待于进一步增加该参数的取值范围开展研究,确认最佳射流/抽吸距离.

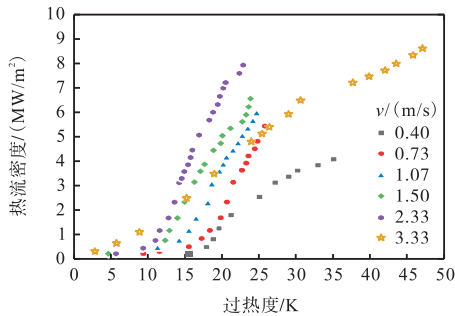
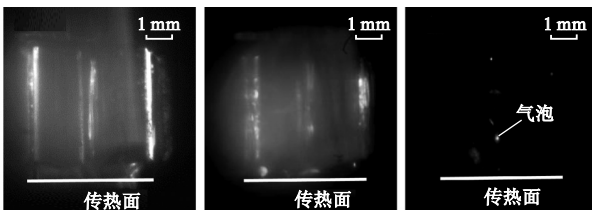


图 10 微射流沸腾特征曲线 ($d_i = d_o = 1.1$ mm)

Fig.10 Characteristic curves of microjet boiling ($d_i = d_o = 1.1$ mm)

在射流/抽吸距离 $d_i = d_o = 1.1$ mm 条件下,无射流与两个射流速度 $v = 2.33$ m/s、 3.33 m/s 时的喷射腔内可视化观测图像如图 11 所示. 图中所示各项特征基本与图 8 所示一致. 说明射流速度 $v = 2.33$ m/s 时,液层维持在射流口与传热面之间 1.10 mm 的范围内;射流速度 $v = 3.33$ m/s 时,液层厚度明显增加,几乎充满射流腔. 液层厚度的增加对微射流沸腾传热特性有着明显的影响.



(a) $v = 0$ m/s (b) $v = 2.33$ m/s (c) $v = 3.33$ m/s

图 11 不同射流速度下传热面附近的可视化图像 ($d_i = d_o = 1.1$ mm)

Fig.11 Visualization images near the heat transfer surface for different jet velocities ($d_i = d_o = 1.1$ mm)

将图 9 的结果进一步整理得到的沸腾传热系数曲线如图 12 所示,同样也得到了与图 9 所示类似的结果. 不同之处为各射流速度下,传热系数的极值略

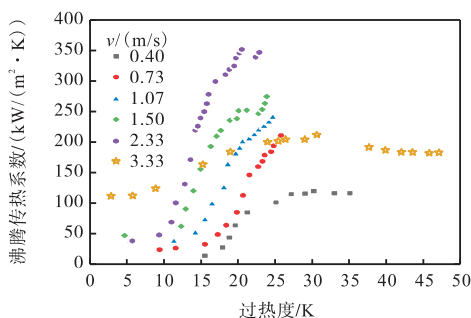


图 12 微射流沸腾传热系数 ($d_i = d_o = 1.1$ mm)

Fig.12 Heat transfer coefficients of microjet boiling ($d_i = d_o = 1.1$ mm)

有提升,但非常接近.

本文所选取 2 个射流/抽吸距离条件下,不同射流速度下的 CHF 值如图 13 所示. 由图可知,在本论文的实验条件范围内,CHF 值基本随着射流速度的提升线性增加,射流/抽吸距离的增加会导致 CHF 值的整体提升.

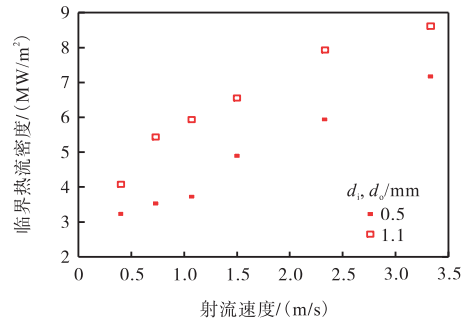


图 13 临近热流密度汇总

Fig.13 Summary of CHF

3 结 论

本文建立了具有尾流抽吸功能的微射流沸腾传热特性的实验系统,以水为射流工质开展实验研究,主要分析尾流抽吸、射流速度和射流/抽吸距离等关键因素的影响,具体结论如下.

(1) 对比有/无尾流抽吸的实验结果,发现增加主动尾流抽吸后微射流沸腾传热能力明显提升,CHF 提升 2 倍以上.

(2) 射流速度对沸腾传热特性有显著影响. 在本论文的实验研究条件范围内,当射流速度在 $0.40 \sim 2.33$ m/s 范围内增加,沸腾传热能力增加,CHF 提升;当射流速度进一步提升至 3.33 m/s 时,沸腾传热能力下降,但 CHF 仍明显提升.

(3) 在本文的实验条件范围内,CHF 值基本随着射流速度的提升线性增加,射流/抽吸距离的增加会导致 CHF 值的整体提升,但最佳射流/抽吸距离仍有待探索.

参考文献:

[1] Ebadian M A, Lin C X. A review of high-heat-flux heat removal technologies[J]. Journal of Heat Transfer, 2011, 133(11): 112.

[2] Gambill W R, Lienhard J H. An upper bound for the critical boiling heat flux[J]. Journal of Heat Transfer, 1989, 111(3): 815-818.

[3] Buchanan R A, Shedd T A. Extensive parametric study of heat transfer to arrays of oblique impinging jets with

- phase change[J]. *Journal of Heat Transfer*, 2013, 135(11): 111017.
- [4] Li Y Y, Liu Z H, Wang Q. Experimental study on critical heat flux of steady boiling for high-velocity slot jet impinging on the stagnation zone[J]. *International Journal of Heat & Mass Transfer*, 2014, 70: 1-9.
- [5] Monde M, Mitsutake Y, Ishida K, et al. Challenge to Achieve Ultra High Critical Heat Flux and Improvement in Estimation of Critical Heat Flux[R]. Tokai Village: Japan Atomic Energy Research Institute, 2003.
- [6] Devahdhanush V S, Mudawar I. Critical heat flux of confined round single jet and jet array impingement boiling[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2021, 169(2): 120857.
- [7] Katto Y, Shimizu M. Upper limit of CHF in the saturated forced convection boiling on a heated disk with a small impinging jet[J]. *Journal of Heat Transfer*, 1979, 101(2): 265-269.
- [8] Monde M. Critical heat flux in saturated forced convection boiling on a heated disk with an impinging jet[J]. *Journal of Heat Transfer*, 1987, 109(4): 991-996.
- [9] Robidou H, Auracher H, Gardin P, et al. Controlled cooling of a hot plate with a water jet[J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2002, 26(2/3/4): 123-129.
- [10] Katto Y, Kurata C. Critical heat flux of saturated convective boiling on uniformly heated plates in a parallel flow[J]. *Multiphase Flow*, 1980, 6(6): 575-582.
- [11] 秦曼, 郑青, 马重芳, 等. FC-72 圆形射流冲击模拟电子芯片单相局部对流传热的实验研究[J]. *工程热物理学报*, 1996, 17(1): 69-74.
Qin Man, Zheng Qing, Ma Chongfang, et al. Experimental studies of local characteristics of heat transfer from a simulated microelectronic chip to an impinging circular dielectric liquid jet[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 1996, 17(1): 69-74 (in Chinese).
- [12] Aihara T, Suzuki K, Kim J K, et al. Boiling heat transfer of a LN2 micro-jet in a very slender cryo-probe[J]. *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers B*, 1991, 57(538): 2112-2117.
- [13] Zhang P, Xu G H, Fu X, et al. Confined jet impingement of liquid nitrogen onto different heat transfer surfaces[J]. *Cryogenics*, 2011, 51(6): 300-308.
- [14] 周定伟, 马重芳. 圆形浸没射流冲击驻点时射流速度对传热影响的实验研究[J]. *化工学报*, 2002(10): 1075-1080.
Zhou Dingwei, Ma Chongfang. Experimental study of exit velocity effect on heat transfer with impinging submerged circular jets at stagnation point[J]. *CIESC Journal*, 2002(10): 1075-1080 (in Chinese).
- [15] Hong F J, Zhang C Y, He W, et al. Confined jet array impingement boiling of subcooled aqueous ethylene glycol solution[J]. *Heat Mass Transfer*, 2014, 56: 165-173.
- [16] Copeland D. Single-phase and boiling cooling of small pin fin arrays by multiple slot nozzle suction and impingement[J]. *IEEE Transactions on Components Packaging and Manufacturing Technology Part A*, 1995, 18(3): 510-516.
- [17] 张添, 张畅, 谢荣建, 等. 阵列射流冲击复合不同肋化表面的沸腾特性[J]. *北京航空航天大学学报*, 2019, 45(10): 2035-2043.
Zhang Tian, Zhang Chang, Xie Rognjian, et al. Boiling characteristics of array jet impingement with various pin-finned surfaces[J]. *Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics*, 2019, 45(10): 2035-2043 (in Chinese).
- [18] Cui F L, Hong F J, Cheng P. Comparison of normal and distributed jet array impingement boiling of HFE-7000 on smooth and pin-fin surfaces[J]. *Heat Mass Transfer*, 2018, 126: 1287-1298.
- [19] McGillis W R, Carey V P. Immersion cooling of an array of heat dissipating elements—An assessment of different flow boiling methodologies[J]. *Cryogenic and Immersion Cooling of Optics and Electronic Equipment*, 1990, 131: 37-44.

(责任编辑: 王晓燕)