

文章编号:0253-4339(2025)05-0166-09

doi:10.12465/j.issn.0253-4339.2025.05.166

多孔微射流热沉沸腾传热特性研究

孙健 叶凡 钟超 李杰

(景德镇陶瓷大学材料科学与工程学院 景德镇 333403)

摘要 随着计算机技术发展以及人工智能的应用,电子芯片越趋向微型化、集成化,导致其单位体积发热量快速增加,从而影响正常运行。针对该问题,设计了一种阵列翅片式多孔微射流热沉,选用热稳定性和电绝缘性好的 HFE-7100 作为冷却工质,通过数值模拟和实验研究相结合的方法,研究槽式翅片纵宽比、入口过冷度、入口体积流量、射流雷诺数等因素对微射流沸腾传热过程影响。结果表明:优化后纵宽比为 0.5 的结构在满足芯片冷却要求的同时具有更好的冷却效果。单相对流传热阶段,相同工况下,入口过冷度对换热影响较小,增大体积流量或射流雷诺数可强化对流传热,最大传热系数可达 $15\ 724.40\ \text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 。但在射流沸腾阶段,沸腾起始点 ONB 对应的热流密度随入口过冷度的减小而减小,增大入口体积流量或射流雷诺数会抑制沸腾的发生,从而削弱换热,但相对单相对流传热阶段,传热系数仍提高 20.6%。

关键词 沸腾传热;微射流;电子芯片;两相流;强化传热

中图分类号:TB61⁺1;TK124

文献标识码:A

Study of the Heat Transfer Characteristics of Porous Microjets Boiling in Heat Sinks

Sun Jian Ye Fan Zhong Chao Li Jie

(School of Materials Science and Engineering, Jingdezhen Ceramic University, Jingdezhen, 333403, China)

Abstract With the development of computer technology and the application of artificial intelligence, electronic chips are becoming increasingly miniaturized and integrated, leading to a rapid increase in their volumetric heating power, thus affecting their normal operation. To address this problem, a heat sink with an array of finned porous microjets was designed, and HFE-7100, which has good thermal stability and electrical insulation, was selected as the cooling medium. Through a combination of numerical simulations and experimental research, the influence of factors such as the longitudinal aspect ratio of the slotted fins, inlet subcooling, inlet volumetric flow rate, and jet Reynolds number on the heat transfer process of microjet boiling was investigated. The results showed that the optimized structure with an aspect ratio of 0.5 met the requirements of chip cooling and had a better cooling effect. In the single-phase convection heat transfer stage, under the same working condition, the inlet subcooling degree had little effect on heat transfer, and increasing the volume flow rate or jet Reynolds number could strengthen the convection heat transfer, and the maximum heat transfer coefficient could reach $15\ 724.40\ \text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$. However, in the jet boiling stage, the heat flux corresponding to the onset of nucleate boiling (ONB), and it decreased with a decrease in the inlet subcooling degree. Increasing the inlet volume flow rate or jet Reynolds number inhibited the occurrence of boiling, thus weakening the heat transfer. However, compared with the single-phase convective heat transfer stage, the heat transfer coefficient increased by 20.6%.

Keywords boiling heat transfer; microjets; electronic chips; two-phase flow; heat transfer enhancement

随着信息技术的发展,电子芯片需求与技术要求不断提高,持续朝着大功率、微型化和高度集成方向发展,在性能提升的同时热功耗也不断增加。且因高温导致的热失效,已成为影响电子产品寿命的主要原因。因此,探索高效的芯片散热技术成为研究热点。

现阶段,传统的冷却技术如空气冷却和单相液体冷却等已无法满足散热需求^[1]。射流沸腾冷却因良好的传热性能得到广泛关注。目前针对射流沸腾冷

却主要研究射流速度^[2-3]、入口过冷度^[4-5]、强化表面结构^[6]等。E. A. Browne 等^[7]使用 R134a 作为冷却介质,实验研究了交叉流动面积和针翅形状对微针翅射流冲击单相撞击点传热系数的影响。研究结果显示,增大传热面积对整体传热效率有显著的提升作用。R. Jenkins 等^[8]将阵列式射流热沉的线性微槽和径向微槽表面与无槽道平面进行对比分析,研究发现,径向微槽表面比无槽道平面的热通量提升了 2.3

收稿日期:2024-09-21;修回日期:2024-11-27;录用日期:2024-12-04

倍,最高达到 380 W/cm^2 ,线性微槽表面比无槽道平面的热通量提升了 2 倍。

近年来,一些学者将微通道与之结合,取得了较好的进展。汤凯等^[9]提出一种射流沸腾耦合微通道热沉,以氨为工质,通过实验验证,提出的“四周肋针+中心多圆锥”热沉在热点区域 752 W/cm^2 的热负载下,仍可维持加热面温度低于 $57.1 \text{ }^\circ\text{C}$ 。张超等^[10]提出一种具有顶部浸入式阵列射流柱与底部微针肋阵列结构耦合的微射流沸腾传热系统。结果表明,激光刻蚀比电刷镀形成的微纳复合结构传热效果更好。

本文在上述研究的基础上,提出一种冲击射流耦合沸腾冷却的新型散热方式,利用热性能稳定、电绝缘性好的 HFE-7100 作为冷却工质,对其传热特性进行研究。

1 实验系统与方法

1.1 实验系统

实验系统如图 1 所示。实验过程中,微型水泵提供动力,将工质从储液罐泵入管道,经过过滤器过滤后,由转子流量计测得流量,随后进入热沉换热后通过冷凝管道返回储液罐,循环往复。

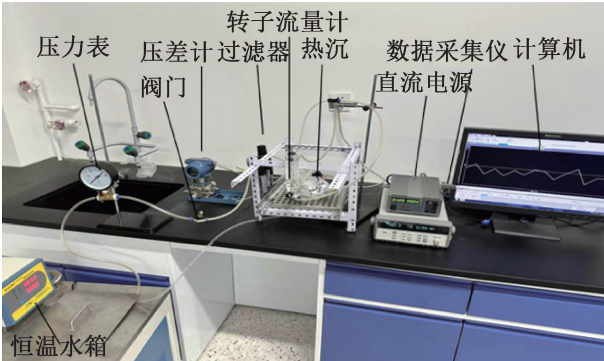
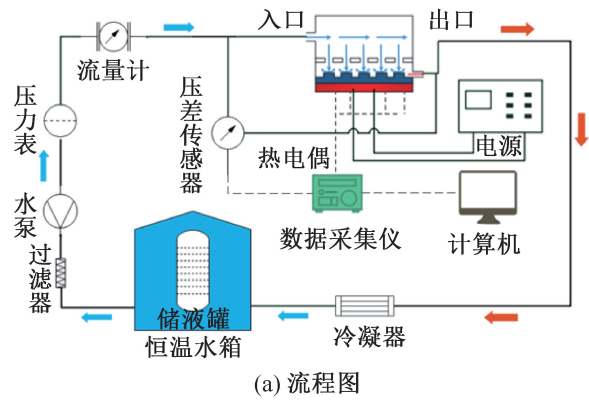


图 1 实验系统

Fig.1 Experimental system

阵列式多孔微射流热沉是该实验系统的核心部件,如图 2 所示,其主体材料为铜,由 6×6 的射流孔和方形矩阵肋通道构成。射流室的入口直径为 8.5 mm ,射流孔的直径为 1 mm ,方形矩阵的长宽均为 31 mm 。各部分由螺丝钉通过四周预留的螺丝孔固定,并在四周缝隙处涂抹密封胶保证热沉的密闭性。



(a) 射流室

(b) 方形矩阵肋通道

图 2 热沉实物

Fig.2 Physical of the heat sink

1.2 实验数据处理

入口流速 u_{in} (m/s):

$$u_{in} = q_v / A_{in} \quad (1)$$

$$A_{in} = \pi D^2 / 4 \quad (2)$$

热源输出的总热量 Q (W):

$$Q = UI \quad (3)$$

平均对流传热系数 \bar{h} ($\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$):

$$\bar{h} = \frac{q}{(\bar{T} - T_w - T_f)} \quad (4)$$

工质过冷度 ΔT_{sub} (K):

$$\Delta T_{sub} = T_{sat} - T_{in} \quad (5)$$

换热面过热度 ΔT_{sat} (K):

$$\Delta T_{sat} = T_w - T_{sat} \quad (6)$$

射流雷诺数 Re' :

$$Re' = \frac{\rho u' d}{\mu} \quad (7)$$

此外,在相变系统中一般采用沸腾数 Bo 来衡量不同热通量与流量条件下的沸腾强度,计算式如下:

$$Bo = q / Gr \quad (8)$$

$$G = \rho q_v / A' \quad (9)$$

1.3 实验不确定度分析

实验过程中的误差主要包括直接测量误差和间接测量误差。直接测量误差主要受实验仪器的测量精度影响,其不确定度如下:研究显示,热电偶测温时,在将温度数据转换成电信号时,存在非线性问题,一定程度上影响了测温精度^[11],本文所用 T 型热电偶测温不确定度为 $\pm 0.5 \text{ }^\circ\text{C}$,数据采集仪的测量不确定度为 $\pm(0.0005\% \text{ 示数} + 0.0005\% \text{ 量程})$,转子流量

计的测量不确定度为±5%，压差计的测量不确定度为±1.5%，直流稳压电源的不确定度为电压±0.01 V、电流±0.001 A，恒温水箱的不确定度为±1℃。

间接测量对换热面平均温度 T_w 、平均对流传热系数 \bar{h} 等影响较大，其不确定度计算如下：

$$\theta_1 = \frac{\delta}{|L_A - L_{\min}|} \quad (10)$$

$$\theta_2 = \frac{|L_A - L_B|}{L_B} \quad (11)$$

主要物理量的最大不确定度如表 1 所示。

表 1 实验不确定度

Tab.1 Experimental uncertainty

参数	不确定度/%
平均换热系数 \bar{h}	9.1
射流雷诺数 Re'	5.0
体积流量 q_v	5.6
换热面平均温度 \bar{T}_w	8.6

2 物理模型

多孔微射流热沉主要由射流室、射流管、冲击室、导热基板阵列排布的正方体肋片构成。热沉几何模型如图 3 所示，模型的流体入口直径 $L_{z1} = 8.5 \text{ mm}$ ，入口通道的长度为 4 mm，射流室的长、宽、高分别为 $L_x = 31 \text{ mm}$ 、 $L_y = 31 \text{ mm}$ 、 $L_z = 10 \text{ mm}$ ，射流孔直径 $d = 1 \text{ mm}$ ，射流管高 $L_{z2} = 1 \text{ mm}$ ，方形流体出口边长 $L_{z3} = 2 \text{ mm}$ ，出口长度 $L_{y1} = 4 \text{ mm}$ ，冷却工质从入口处流入后，通过射流孔高速冲击在冲击块表面，最后从两端出口流出。

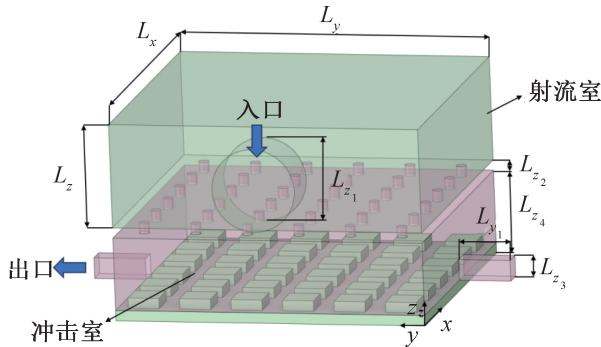


图 3 热沉几何模型

Fig.3 Heat sink geometry model

3 数学描述

3.1 数学模型

为简化计算，对整个传热过程作如下假设：

- 1) 工质在热沉内的流动为稳态湍流运动。
 - 2) HFE-7100 液体和 HFE-7100 蒸气均为不可压缩牛顿流体且物性参数为常数。
 - 3) 假设热沉各处壁面绝热，且亲疏水性保持一致。
- 连续性方程：

$$\frac{\partial u_i}{\partial x} + \frac{\partial u_j}{\partial y} + \frac{\partial u_w}{\partial z} = 0 \quad (12)$$

动量守恒方程：

$$\nabla(\rho_m \vec{u}_m \vec{u}_m) = -\nabla p + \nabla[\mu_m (\nabla \vec{u}_m + \nabla \vec{u}_m^T)] + \rho_m \vec{g} + \vec{F} + \nabla(a'_l \rho_l \vec{u}_{dr,l} + a'_v \rho_v \vec{u}_{dr,v}) \quad (13)$$

$$\mu_m = a'_l \mu_l + a'_v \mu_v \quad (14)$$

$$\vec{u}_{dr,l} = \vec{u}_l - \vec{u}_m \quad (15)$$

$$\vec{u}_{dr,v} = \vec{u}_v - \vec{u}_m \quad (16)$$

能量守恒方程：

$$\nabla[\alpha_l \vec{u}_l (e_l \rho_l + p) + \alpha_v \vec{u}_v (e_v \rho_v + p)] = \nabla(k'_{\text{eff}} \nabla T) + S_E \quad (17)$$

$$k'_{\text{eff}} = a'_l (k'_l + k'_i) + a'_v (k'_v + k'_i) \quad (18)$$

速度滑移方程：

$$\vec{u}_{\text{slip}} = \frac{\tau_1}{f_{\text{drag}}} \frac{(\rho_l - \rho)}{\rho_l} \vec{a} \quad (19)$$

$$\tau_1 = \frac{\rho_l d'^2}{18 \mu_l} \quad (20)$$

$$\vec{a} = \vec{g} - (\vec{u}_m \cdot \nabla) \vec{u} - \frac{\partial \vec{u}}{\partial t} \quad (21)$$

$$Re \leq 1000: f_{\text{drag}} = 1 + 0.15 Re^{0.687} \quad (22)$$

$$Re > 1000: f_{\text{drag}} = 0.0183 Re^{0.687} \quad (23)$$

第二相体积分数方程：

$$\nabla(a'_l \rho_l \vec{u}) = -\nabla(a'_l \rho_l \vec{u}_{dr,l}) - S_M \quad (24)$$

$$\nabla(a'_v \rho_v \vec{u}) = -\nabla(a'_v \rho_v \vec{u}_{dr,v}) - S_M \quad (25)$$

本研究中选用 Mixture 模型，配合 Lee 模型描述相变的传热传质过程。根据 Lee 模型，若控制单元体内的温度高于饱和温度则开始发生相变：

$$T > T_{\text{sat}}: S_M = -\beta_s \alpha_l \alpha_1 \frac{T - T_{\text{sat}}}{T_{\text{sat}}} \quad (26)$$

$$T < T_{\text{sat}}: S_M = -\beta_c \alpha_v \alpha_v \frac{T_{\text{sat}} - T}{T_{\text{sat}}} \quad (27)$$

式中： α_l 、 α_v 分别为液相、气相的热扩散率； β_s 、 β_c 为传质系数。根据邱国栋等^[12]的研究所得方法，确定其合适的取值。在相变过程中，气液两相会发生传热传质，质量源项 S_M ($\text{kg}/(\text{m}^3 \cdot \text{s})$) 和能量源项 S_E (W/m^3) 之间的关系如下：

$$S_E = -S_M r \quad (28)$$

湍流模型选择 Realizable k - ε 模型，该模型可以更好地模拟圆柱射流^[13]。在 Realizable k - ε 模型中针

对湍流动能 k (J/m^3) 和耗散率 ε 的输运方程如下:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{Pr_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_u + G_b - \rho \varepsilon \quad (29)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{Pr_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\mu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b \quad (30)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (31)$$

3.2 边界条件

入口边界条件为速度入口,出口边界条件为压力出口,出口静压力设为 0 Pa。

绝热边界条件:

$$x = 0, \frac{\partial T}{\partial y} = 0, x = L_x, \frac{\partial T}{\partial y} = 0 \quad (32)$$

$$y = 0, \frac{\partial T}{\partial x} = 0, y = L_y, \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \quad (33)$$

$$z = (L_{z1} + L_{z2} + L_{z3}), \frac{\partial T_s}{\partial z} = 0 \quad (34)$$

固体加热面条件:

$$z = 0, -\lambda \frac{\partial T}{\partial z} = q \quad (35)$$

3.3 工质物性参数

表 2 所示为毕胜山等^[14-15]通过瞬态热线法和表面光散射法测得的 HFE-7100 的气相、液相物性参数,工质沸点为 61 °C。

表 2 HFE-7100 物性参数

Tab.2 Physical property parameter of HFE-7100

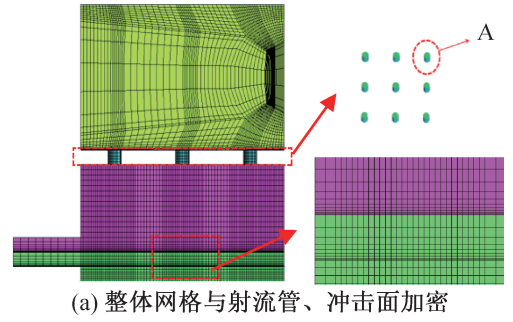
材料种类	密度 ρ / (kg/m^3)	导热系数 k' / [$W/(m \cdot K)$]	动力黏度 μ / [$kg/(m \cdot s)$]
HFE-7100(液)	1 523.7	0.065 8	0.000 731
HFE-7100(气)	2.3	0.006 2	0.000 106

4 数值模拟

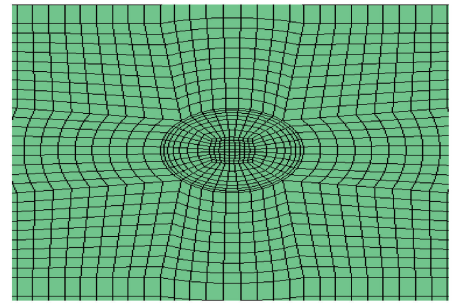
4.1 网格划分及数值方法设置

由于该多孔微射流热沉模型具有高度对称性,为节省计算资源,选取 1/2 进行数值模拟。采用控制体积法将控制方程离散化,使用 ICEM 软件绘制网格。为了提高计算精度,对射流孔与近壁面处网格加密,如图 4 所示。

使用 SIMPLEC 算法离散求解压力与速度耦合方程,使用二阶格式求解其他变量,其中能量项的收敛



(a) 整体网格与射流管、冲击面加密



(b) A处射流孔截面网格加密

图 4 多孔微射流热沉网格划分

Fig.4 Heat sink meshing of porous microjets

判断标准为 10^{-6} ,其他项标准设置为 10^{-3} ,当满足以上条件时,视为计算收敛。

4.2 网格无关性验证及误差说明

为节省计算资源与时间,确定合适的网格数量。选择换热面平均温度以及平均传热系数的数值模拟数据来进行网格无关性验证。结果如表 3 所示,在网格数为 1 830 000 时,换热面平均温度以及平均传热系数的误差均小于 1%,满足计算需求。

此外,实验数据与仿真数据间的误差,可能是数值模拟过程中网格划分与边界条件选择导致。数值模拟是基于假设条件下得到的结果,若假设存在绝热壁面,忽略了体积力等因素的影响。然而,这些假设在实验过程中无法复制。

表 3 网格无关性验证

Tab.3 Grid-independent verification

网格数量	换热面平均温度/K	误差/ %	换热面平均传热系数/ [$W/(m^2 \cdot K)$]	误差/ %
1 460 000	345.28	—	18 896	—
1 620 000	346.42	0.33	19 088	1.02
1 830 000	347.28	0.25	19 252	0.86
2 160 000	347.91	0.18	19 362	0.57

5 结果与分析

5.1 翅片纵宽比的影响

图 5 所示为翅片纵宽比 (H_L/W) 分别为 0.1(N)

和 0.5(M) 模型图。其中翅片纵向高度 H_L 分别为 0.3 mm 和 1.5 mm, 翅片宽度 W 为 3 mm。图 6 所示为 N、M 型结构在加热面热流密度 q 为 50 W/cm^2 、入口过冷度 ΔT_{sub} 为 $30 \text{ }^\circ\text{C}$ 、体积流量 q_v 为 0.5 L/min 工况下, 模拟所得的被冷却表面的温度云图。由图 5 可知, 2 种结构虽都满足芯片工作温度要求, 但 M 结构的低温区分布更广、温度更低、温度均匀性更好。总体上看, 与传统射流换热的低温区集中在中间, 高温区分布于角落不同^[16], 该温度分布呈现出“米”字状低温区。这是由于在两相流换热时, 沸腾传热吸收大量潜热, 迅速降低换热面温度, 而在四周角落因射流产生了较大的滞止涡流区, 削弱了对流传热, 促进气泡成核, 增强沸腾传热。

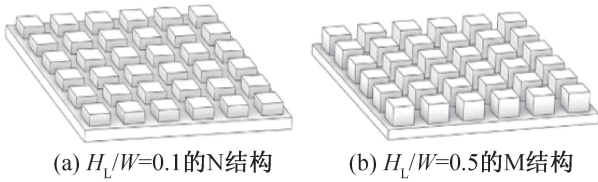


图 5 不同纵宽比的槽式翅片

Fig.5 Slotted fins with different aspect ratios

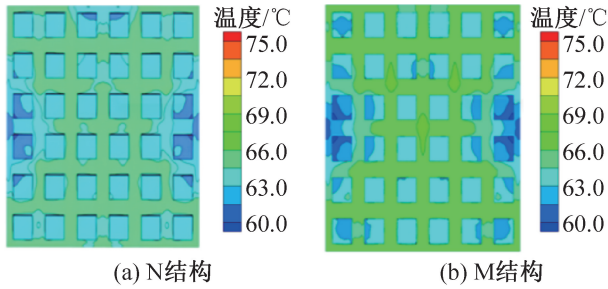


图 6 2 种结构被冷却表面平均温度云图

Fig.6 Average temperature cloud of the cooled surface of the two structures

图 7 所示为 2 种结构的气相体积云图。由图 7 可知, 气体多集中于四周区, 成核点大多分布于槽道、四角区。这是因为高速射流冲击导致边界层变薄, 增强了换热能力, 此时温度低于气泡成核温度。而槽道区因流速低、温度升高满足了成核条件, 且槽道中的扰动, 促使了气泡脱离。在四周区, 当单相对流传热主导时, 射流滞止区的温度最高。当沸腾传热主导时, 热沉四角温度骤降, 甚至低于射流中心区。此外, 翅片纵宽比为 0.5 时增大了传热面积, 提供了更多的成核点, 且槽道的加深加剧了内部扰动, 强化了沸腾传热, 导致 M 结构的气相分布更多。

图 8 所示为 N 和 M 2 种结构在射流雷诺数为 2 000 时 $y/d = 11.5$ ($y = 11.5$ 处取平行于 x 轴的截

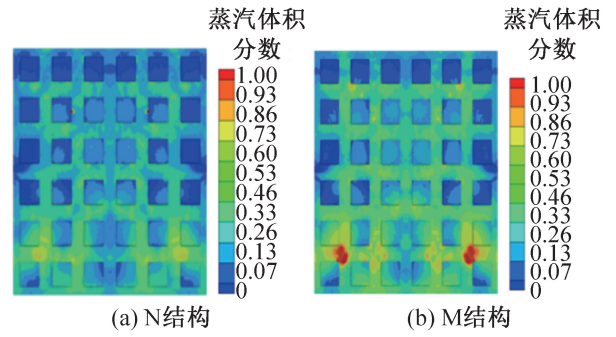


图 7 不同结构气相体积云图

Fig.7 Volume cloud plots of different structural gas phases

面) 处截面流场图。由图 8 可知, 射流孔喷出的高速射流冲击换热面后, 向四周扩散并形成相反的涡流, 增强了内部扰动, 同时将翅片四周的气泡裹挟着脱离壁面, 使更多的成核点被过热工质填充, 增加了气泡成核量, 加强了沸腾传热。此外, M 结构具有更大的翅片纵宽比, 更深的槽道, 导致槽道内的涡流流量更大, 更多工质裹挟着气泡流出, 提高了换热效果。因此后续的数值模拟, 均采用 M 结构进行。

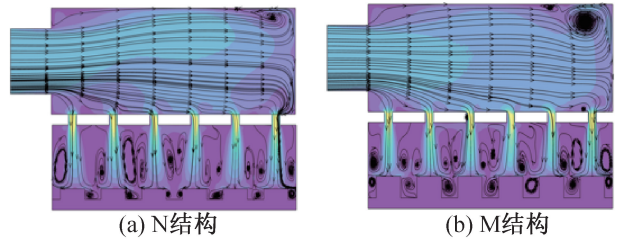


图 8 2 种结构在 $y/d = 11.5$ 处截面流场图

Fig.8 Cross-sectional flow field at $y/d = 11.5$ for two structures

5.2 入口过冷度的影响

图 9 所示为体积流量 q_v 为 0.5 L/min , 工质入口温度为 $20, 30, 40 \text{ }^\circ\text{C}$ 3 种工况下, 实验与模拟所得换热面的沸腾曲线以及传热系数与热流密度关系。由图 9(a) 可知, 不同入口过冷度下的结果基本一致。在热流密度相同时, 壁面过热度随入口温度的增大而增大。随着壁面过热度的增大, 沸腾曲线出现拐点, 且呈现 S 状的回折。这是因为相变吸收大量潜热, 增强了换热效果, 使换热面温度迅速下降。

由图 9(b) 可知, 数值模拟所得沸腾起始点 ONB (onset nucleate boiling) 对应的热流密度分别为 $12.5, 14.5, 18.7 \text{ W/cm}^2$, 实验测量所得 ONB 对应的热流密度分别为 $14.7, 17.0, 19.1 \text{ W/cm}^2$, 二者最大误差为 14.97% , 原因可能如前文误差说明所述。通过对比 ONB 点的热流密度与过热度随入口过冷度的变化可知, 热流密度和过热度随着入口过冷度的降低而降

低,说明入口过冷度的增加会延迟沸腾,从气泡动力学的角度分析,增加入口过冷度会抑制气泡成核,从而抑制沸腾的发生。当热流密度低于沸腾起始热流密度时,单相射流为主导,对流传热系数受壁面过热度 and 热流密度影响很小。在 ONB 点之后,工质发生相变吸收大量潜热,产生气泡,传热系数迅速升高。

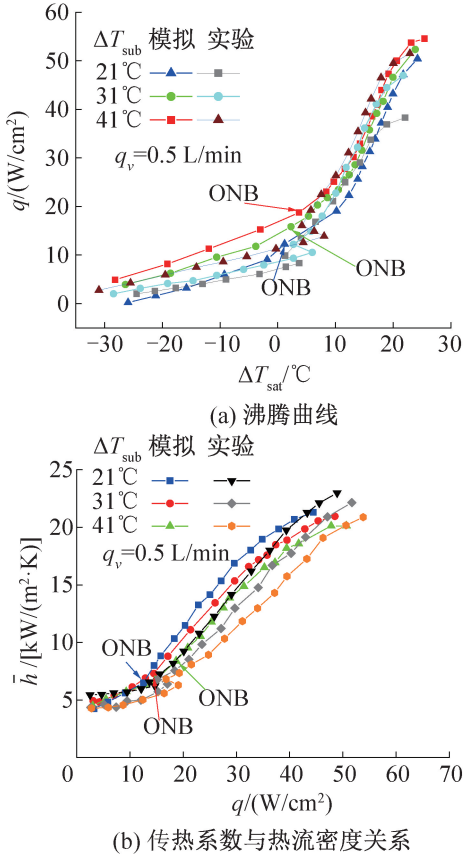


图 9 不同入口过冷度下换热面的沸腾曲线以及传热系数与热流密度关系

Fig.9 The boiling curve of heat exchange surface and the relationship between heat transfer coefficient and heat flux under different inlet subcooling degree

5.3 入口体流量的影响

图 10 所示为 ΔT_{sub} 为 $31\text{ }^{\circ}\text{C}$, 入口体流量 q_v 为 $0.2, 0.5, 0.8\text{ L/min}$ 3 种工况时, 实验与模拟所得换热面的沸腾曲线以及传热系数与热流密度关系。由图 10(a) 可知, 在 ONB 点前, 壁面过热度 and 热流密度呈正相关的线性变化。此时以射流换热为主, 热流密度随入口体流量的增大而增大, 增大体流量可以改善换热效果。随着壁面过热度的增大, 进入冲击沸腾传热阶段, 在相同流量时, 曲线斜率随过热度的增加明显增大, 而当过热度相同时, 曲线斜率与流量的增加成反比。此外, 热流密度的增幅随着壁面过热度的增加逐渐变小, 不同体流量的曲线逐渐接近, 说

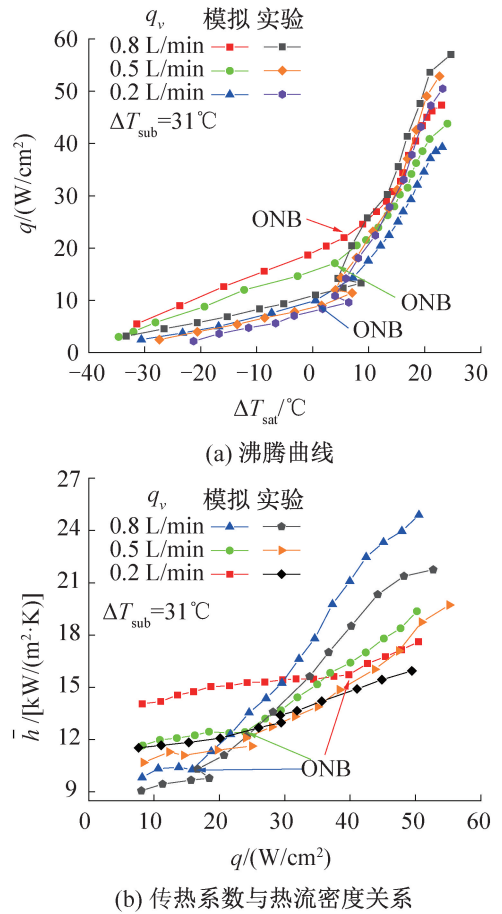


图 10 不同体流量下换热面的沸腾曲线以及传热系数与热流密度关系

Fig.10 The boiling curve of heat exchange surface and the relationship between heat transfer coefficient and heat flux under different volume flow rate

明较高的热流密度下, 体流量对沸腾传热的影响减弱。

由图 10(b) 可知, ONB 点之前, 当热流密度相同时, 换热面平均传热系数随着体流量的增大而增大, 且最大单相对流传热系数为 $15\ 724.4\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, 与实验所得数据最大差值为 14.74% , 造成误差的原因与图 9 中的分析一致。进入两相冲击沸腾阶段后, 相变吸收大量潜热导致传热系数显著提升, 此外相变后的沸腾曲线出现了交叉现象, 且体流量越小, 平均传热系数越高。这是因为增大体流量抑制了气泡的成核, 削弱了沸腾传热。

5.4 沸腾数以及射流雷诺数的影响

图 11 所示为传热系数随沸腾数 Bo 的变化。由图 11 可知, 不同质量流速下传热系数均随 Bo 的增大而增大, 并呈现出 2 种不同的增长趋势。当进入沸腾阶段, 曲线变化剧烈, 斜率明显变陡。且最大 Bo 为 0.11 , 最大传热系数可达 $21\ 752.6\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, 模拟

数值与实验结果相差 12.6%。

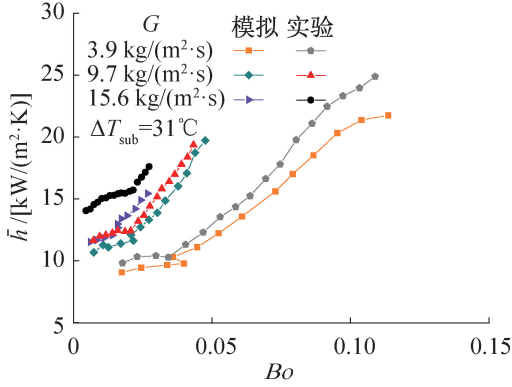


图 11 不同质量流速下传热系数与沸腾数关系

Fig.11 Relationship between heat transfer coefficient and boiling number at different mass flow rates

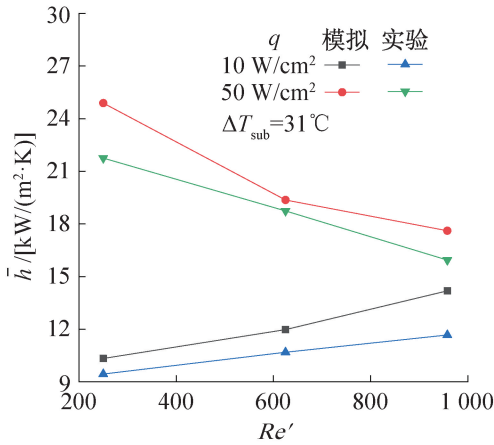


图 12 不同热流密度下传热系数与射流雷诺数关系

Fig.12 Relationship between heat transfer coefficient and jet Reynolds number at different heat flow densities

图 12 所示为 2 种热流密度下传热系数随射流雷诺数 Re' 的变化。由图 12 可知,在低热流密度 q_1 为 10 W/cm^2 时,当 Re' 从 250 增至 958,换热面平均传热系数从 $10\,335.16 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 增至 $14\,186.3 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$,与实验结果趋势一致。此时冲击射流冷却起主导作用,高速冲击使边界层变薄,增强了传热效果。当热流密度 q_2 为 50 W/cm^2 时,在相同的 Re' 范围内,换热面平均传热系数分别从 $24\,887.3 \text{ W/cm}^2$ 降至 $17\,614.2 \text{ W/cm}^2$,与实验结果相差较小。导致上述结果的原因如下:1) 在该 Re' 范围内,冲击沸腾主导的停滞区传热减小,与此同时,蒸气质量的增加和液膜厚度的减少,加强了槽道沸腾传热^[17],使槽道区分布的热量较多,导致槽道中发生部分干涸,削弱了传热效果。2) 在射流沸腾传热阶段,单相对流和核态沸腾共同作用,在增大单相对流的同时,抑制了沸腾,从而削弱了整体换热能力。

6 结论

本文构建了一种多孔微射流热沉,通过数值模拟方法,以 HFE-7100 为冷却工质,通过改变翅片纵宽比来优化热沉,并与实验相结合,研究了不同入口过冷度、入口体积流量、射流雷诺数、热流密度等对其沸腾传热过程的影响,实验结果与数值结果吻合,验证了数值模拟的可靠性。得到结论如下:

1) 在加热面热流密度为 0、入口过冷度为 $30 \text{ }^\circ\text{C}$ 、体积流量为 0.5 L/min 工况下,优化后翅片纵宽比为 0.5 的 M 结构,具有更好的换热效果。

2) 单相对流传热阶段,在相同工况下,入口过冷度对换热影响不显著,增大体积流量或射流雷诺数强化了对流传热,最大传热系数可达 $15\,724.40 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。但在射流沸腾阶段,增加入口过冷度会推迟 ONB 的出现,入口体积流量的增大会抑制沸腾的发生,削弱换热,但与单相对流传热阶段相比,传热系数仍提高 20.6%。

本文受江西自然科学基金(20202BAB204022)和景德镇市科技计划项目(20234SF007)资助。(The project was supported by Jiangxi Natural Science Foundation (No. 20202BAB204022) and Jingdezhen Science and Technology Program (No. 20234SF007).)

符号说明

- A_{in} ——热沉入口的横截面积, m^2
- A' ——冲击室的平均截面积, m^2
- \vec{a} ——加速度, m/s^2
- a' ——体积分
- Bo ——沸腾数
- C_{1e}, C_2, C_{3e} ——常数
- C_{μ} ——与湍流黏度相关的系数
- D ——入口直径, mm
- d ——射流孔直径, mm
- d'_i ——粒子直径, m
- e ——能量密度, J/m^3
- \vec{F} ——体积力, N/m^3
- f_{drag} ——曳力函数
- G ——质量流速, $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$
- G_u ——平均速度梯度产生的湍动能, J/m^3
- G_b ——浮力产生的湍动能, J/m^3
- \vec{g} ——重力加速度, m/s^2
- I ——直流稳压电源输出的电流, A
- k' ——导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$
- k'_{eff} ——有效导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$
- k'_t ——湍流导热率, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$

- k ——湍流动能, J/m^3
- L_A ——测量值
- L_B ——真实值
- L_{min} ——最小量程
- p ——压强, Pa
- Pr ——普朗特数
- Q ——热源的总热量, W
- q ——热流密度, W/m^2
- q_v ——流入热沉的冷却工质的体积流量, m^3/s
- Re ——雷诺数
- Re' ——射流雷诺数
- r ——汽化潜热, kJ/kg
- T ——温度, K
- \bar{T}_w ——被冷却表面平均温度, K
- T_f ——冷却介质温度, K
- T_{sat} ——冷却工质在一定的压力下对应的饱和温度, $^{\circ}C$
- T_{in} ——冷却工质入口温度, $^{\circ}C$
- T_w ——换热面平均温度, $^{\circ}C$
- U ——直流稳压电源输出的电压, V
- u ——速度, m/s
- u' ——通过射流孔的速度, m/s
- \vec{u}_{dr} ——漂移速度, m/s
- \vec{u}_m ——混合项速度, m/s
- $\nabla \vec{u}_m^T$ ——混合项速度梯度的转置, s^{-1}
- δ ——测量精度
- τ_1 ——粒子的弛豫时间, s
- μ ——流体的动力黏度, $kg/(m \cdot s)$
- μ_t ——湍流涡黏度, $kg/(m \cdot s)$
- ρ ——流体密度, kg/m^3
- ε ——耗散率

下标

- c——冷凝
- dr——漂移
- in——入口
- i, j, w —— x, y, z 坐标方向
- l——液相
- m——混合相
- S——固体
- s——蒸发
- slip——滑移
- t——湍流
- v——气相

参考文献

[1] 刘芳, 杨志鹏, 袁卫星, 等. 电子芯片散热技术的研究现状及发展前景[J]. 科学技术与工程, 2018, 18(23): 163-169. (LIU Fang, YANG Zhipeng, YUAN Weixing,

et al. Research status and development prospect of the chip cooling technologies [J]. Science Technology and Engineering, 2018, 18(23): 163-169.)

[2] QIU Yuhao, LIU Zhenhua. The theoretical simulation of the effect of solid-liquid contact angle on the critical heat flux of saturated water jet boiling on stagnation zone[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2010, 53(9/10): 1921-1926.

[3] HONG F J, ZHANG C Y, HE W, et al. Confined jet array impingement boiling of subcooled aqueous ethylene glycol solution[J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2014, 56: 165-173.

[4] QIU Yuhao, LIU Zhenhua. Nucleate boiling on the superhydrophilic surface with a small water impingement jet [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2008, 51(7/8): 1683-1690.

[5] LI Yuanyang, CHEN Yanjun, LIU Zhenhua. Correlations for boiling heat transfer characteristics of high-velocity circular jet impingement on the nano-characteristic stagnation zone[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2014, 72: 177-185.

[6] ZHAO Z, PELES Y, JENSEN M K. Water jet impingement boiling from structured-porous surfaces [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2013, 63: 445-453.

[7] BROWNE E A, MICHNA G J, JENSEN M K, et al. Microjet array single-phase and flow boiling heat transfer with R134a [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2010, 53(23/24): 5027-5034.

[8] JENKINS R, LUPOI R, KEMPERS R, et al. Heat transfer performance of boiling jet array impingement on micro-grooved surfaces [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2017, 80: 293-304.

[9] 汤凯, 黄岩培, 郭元东, 等. 局部热点射流式微通道流动沸腾实验研究[J]. 工程热物理学报, 2024, 45(6): 1743 - 1748. (TANG Kai, HUANG Yanpei, GUO Yuandong, et al. Experimental study on localized hot spot jet impingement flow boiling [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2024, 45(6): 1743-1748.)

[10] 张超, 杨鹏, 刘广林, 等. 表面微结构对阵列微射流沸腾换热的影响[J]. 化工进展, 2023, 42(8): 4193-4203. (ZHANG Chao, YANG Peng, LIU Guanglin, et al. Influence of surface microstructure on arrayed microjet flow boiling heat transfer [J]. Chemical Industry and Engineering Progress, 2023, 42(8): 4193-4203.)

[11] 韩味华, 王芳, 桑红燕, 等. 一种基于分段拟合的热电偶测温控制方法 [J]. 聊城大学学报(自然科学版), 2023, 36(5): 24-28. (HAN Meihua, WANG Fang, SANG Hongyan, et al. A thermocouple control method

- based on piecewise fitting [J]. Journal of Liaocheng University (Natural Science Edition), 2023, 36(5): 24-28.)
- [12] 邱国栋, 蔡伟华, 吴志勇, 等. Lee 相变传质方程中传质系数取值的分析[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2014, 46(12): 15-19. (QIU Guodong, CAI Weihua, WU Zhiyong, et al. Analysis on the value of coefficient of mass transfer with phase change in Lee's equation[J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2014, 46(12): 15-19.)
- [13] 李琛, 马玉山, 高强, 等. 基于 Realizable $k-\varepsilon$ 模型的控制阀流场特性研究[J]. 宁夏大学学报(自然科学版), 2014, 35(4): 328-331. (LI Chen, MA Yushan, GAO Qiang, et al. Study on control valve flow field characteristics based on Realizable $k-\varepsilon$ turbulent model [J]. Journal of Ningxia University (Natural Science Edition), 2014, 35(4): 328-331.)
- [14] 毕胜山, 崔军卫, 马纶建, 等. HFE7100 和 HFE7500 的热物理性质[J]. 化工学报, 2016, 67(5): 1680-1686. (BI Shengshan, CUI Junwei, MA Lunjian, et al. Thermophysical properties of HFE7100 and HFE7500[J]. CIESC Journal, 2016, 67(5): 1680-1686.)
- [15] NASSAR M, VÁZQUEZ P A, CHAURIS N, et al. Experimental models of the variation of HFE-7100 and HFE-7000 electric properties with temperature[J]. IEEE Transactions on Industry Applications, 2020, 56(4): 4193-4199.
- [16] 王薇寒, 孙健, 李杰, 等. 基于碳化硅纳米流体射流冷却过程传热与流动特性研究[J]. 陶瓷学报, 2023, 44(2): 354-360. (WANG Weihua, SUN Jian, LI Jie, et al. Heat transfer and flow characteristics of microjet cooler with silicon carbide nanofluid as cooling medium [J]. Journal of Ceramics, 2023, 44(2): 354-360.)
- [17] HUANG Yanpei, MIAO Jianyin, NIU Zitian, et al. Experimental investigation on heat transfer and pressure drop characteristics of confined jet impingement boiling on hybrid-structured surface [J]. Applied Thermal Engineering, 2023, 218: 119320.

通信作者简介

孙健, 男, 博士, 教授, 景德镇陶瓷大学材料与科学学院, 13507987465, E-mail: ajian933@163.com。研究方向: 微尺度传热与新能源技术。

About the corresponding author

Sun Jian, male, Ph. D., professor, School of Materials Science and Engineering, Jingdezhen Ceramic University, 86 - 13507987465, E-mail: ajian933@163.com. Research fields: micro-scale heat transfer and new energy technology.