

不同压力环境下多孔结构表面沸腾换热特性研究

曾定友, 李子安, 侯雄坡, 齐宝金
(西安交通大学化学工程与技术学院, 710049, 西安)

摘要: 为探究高压环境下多孔结构表面的压力、结构与材料对沸腾换热的影响,以去离子水为工质,通过沸腾除气消除工质中不凝气的干扰,在 3~10 MPa 高压范围内开展多工况对比实验,测试 304 不锈钢、20 碳钢材料的光滑表面与多孔结构表面的壁面过热度 and 换热系数,结合沸腾气泡行为与表面特性分析换热性能的变化规律。实验结果表明:多孔结构表面在高压下呈现与光滑表面相反的换热特性,当热流密度较高 (55 kW/m^2) 时,压力从 3 MPa 升至 10 MPa,多孔表面过热度增加 0.7 K、换热系数下降 27.3%,而光滑表面过热度降低 0.7 K、换热系数提升 28.6%;多孔结构较光滑表面显著强化换热,热流密度 $15\sim 60 \text{ kW/m}^2$ 时,过热度降低 1.2~1.3 K,换热系数强化比可达 1.15~2.20;与 304 不锈钢相比,20 碳钢热导率更高可使过热度最大降低 0.5 K、换热系数提升 9.7%,但 20 碳钢在高温水环境中易发生锈蚀,导致换热性能恶化。研究可为高压沸腾换热性能强化提供实验数据基础。

关键词: 高压;池沸腾;沸腾换热特性;烧结型多孔表面

中图分类号: TK124 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202512014 **文章编号:** 0253-987X(2025)12-0161-11

Study on Boiling Heat Transfer Characteristics of Porous-Structured Surfaces under Different Pressure Environments

ZENG Dingyou, LI Zi'an, HOU Xiongpo, QI Baojin

(School of Chemical Engineering and Technology, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: To investigate the pool boiling heat transfer characteristics of porous surfaces under high-pressure conditions, the effects of pressure, surface structure, and material on boiling heat transfer are systematically analyzed in this study. Specifically, experiments were conducted as follows by using deionized water as the working fluid: The working fluid was pre-boiled to remove gas and eliminate non-condensable gas interference; comparative experiments were conducted under multiple working conditions with the pressure ranging between 3—10 MPa pressure to measure the coefficients of wall superheat and heat transfer on smooth and porous surfaces of structures made of 304 stainless steel and 20 carbon steel; variations in the heat transfer performance were analyzed based on boiling bubble dynamics and surface characteristics. The results reveal the porous surface exhibited a heat transfer behavior opposite to the smooth surface under high pressure. At elevated heat flux (55 kW/m^2), a 0.7 K rise in superheat and a 27.3% decline in heat transfer coefficient were observed for the porous surface as the pressure increased from

3 MPa to 10 MPa, whereas a 0.7 K reduction in superheat and a 28.6% improvement in heat transfer coefficient were noted for the smooth surface. The porous surface had significantly enhanced thermal performance: Within the heat flux range of 15—60 kW/m², superheat decreased by 1.2—1.3 K, and the heat transfer coefficient enhancement ratio reached up to 1.15—2.20. Compared to 304 stainless steel, 20 carbon steel demonstrated superior thermal conductivity, reducing superheat by up to 0.5 K and improving heat transfer coefficient by 9.7%. However, 20 carbon steel suffered accelerated corrosion in the high-temperature aqueous environment, which led to performance degradation. This study is intended to provide experimental data that may serve as a basis for the enhancement of boiling heat transfer performance under high-pressure conditions.

Keywords: high pressure; pool boiling; boiling heat transfer characteristics; sintered porous surface

核能是一种安全、清洁、高效、低碳的能源形式,发展核电是应对能源危机的重要方法,其中压水堆核电站是目前应用最广泛的堆型^[1]。压水堆核电站二回路内一般采用饱和蒸汽或微过热蒸汽作为工质,蒸汽压力在 6~7 MPa,温度在 275~285 ℃,热效率一般在 33%左右,效率较低^[2]。对二回路内的热量进行回收利用是提高整体热效率的方法之一。为了保障核电系统的安全性,系统内工质不允许离开核岛,二回路内高温高压的蒸汽无法直接使用,需要进行一次换热,用于产生稳定的、可直接使用的高压蒸汽。因此,开发具备高压、低温差、高热流特性的蒸汽发生器是热量回收利用的关键。

在早期研究中,科学家们发现了表面粗糙度变化对沸腾曲线形态的显著调控作用^[3]。基于这一发现,后续研究逐步建立了空腔成核理论^[4-5],指出沸腾过程中气泡的生成源于材料表面微纳尺度空腔结构——其内部能够有效滞留气体或蒸汽,为相变提供优先成核位点。并且,进行了实验和理论验证的研究,从而为表面粗糙度改变活性成核位和空腔数量并显著影响核态沸腾换热的观点奠定了基础。Kim 等^[6]研究发现,经过粗糙化处理的表面比基准表面沸腾换热系数最大可提高 2.32 倍,且表面过热度降低 38%。制备多孔结构表面是能够稳定增加换热表面空腔数量、强化沸腾换热的方法之一^[7-13]。

部分学者在开展池沸腾实验中发现压力对沸腾换热性能有着显著的增强效果。Dahariya 等^[14]利用高速可视化技术研究了在 0~413.7 kPa 的压力范围内水平光滑铜表面的气泡行为,证实压力对气泡脱离尺寸、分离频率及成核位点密度均具有梯度调控效应。实验结果表明,高热流密度区的换热系数随压力发生剧烈变化,尤其在 413.7 kPa 压力下,最大传热强化率可达 175%。当热流密度较低时,

改变压力对换热系数几乎没有影响。

Labuntsov 等^[15]通过分析气泡底部附近液体的蒸发速率,研究了高压下气泡的生长速率,并且在水平和垂直表面进行多组实验,发现提高压力会降低气泡的生长速率。同时,还测量了气泡的脱落速率;在常压压力为 0 kPa 下气泡脱离时间约为 0.17 s,而当压力升至 413.7 kPa 时,脱离时间缩短至 0.13 s。结果表明,提高压力主要通过降低气泡生长时间、缩短气泡脱落周期完成,气泡脱落频率随压力的增大而增大。

Sakashita 等^[16]以水为工质,通过实验研究了高压(7 MPa)水平表面上饱和池沸腾行为,结果表明,气泡脱落尺寸随压力增大而减小,并且观察到在高压下脱落的初始气泡在低热流密度(约为临界热流密度的 1%)区发生合并。Miglani 等^[17]通过实验观察到,随着压力增加,气泡平均脱离频率增加,脱离直径减小。与之相对,Hutter 等^[18]以 FC-72 为工质,发现气泡脱离频率随压力增大而略微降低,而压力对脱离直径和气泡等待时间没有明显影响。

活性成核点密度是影响池沸腾换热系数的重要参数之一。Hsu^[19]对沸腾过程中气泡成核的有效成核空腔尺寸进行数学建模,研究表明,提高压力能够促进 μm 级空腔成核点位的激活,扩大 μm 级活性成核空腔尺寸的范围。Sakashita^[20]在压力为 0.35~5.00 MPa 范围内的水平加热表面实验中发现,气泡成核位点密度与压力存在直接正相关性。

大量研究表明,压力变化主要通过改变气泡生长过程以及换热表面活性成核点密度影响换热性能,然而目前仍没有足够的理论与数据来解释高压沸腾过程的复杂性。想要了解高压池沸腾的物理过程,仍然需要大量的实验数据。本文制备了烧结型多孔结构换热表面,开展不同压力条件下的池沸腾换热特性研究,并与光管进行对比。测量并计算换

热管壁温过热度、热流密度和换热系数,分别研究压力、表面结构与表面材料对沸腾换热特性的影响。

1 实验系统

1.1 实验装置

高压沸腾实验系统如图 1 所示,主要包括沸腾池、实验组件、冷却系统和数据采集系统。实验系统主体为沸腾池,筒体部分采用 $\Phi 330 \times 22$ mm 的无缝钢管,筒体上方焊接温度、压力传感器接口以及阀门接口。尾部焊接球形封头,封头上方通过贯穿的管座焊接 $\Phi 19 \times 2.5$ mm 的冷却盘管,另一端则焊接带颈对焊法兰,并在配对的平盖法兰上开孔,分别焊接换热管与热电偶。

实验组件由换热管及电加热棒组成。换热管规格为 $\Phi 32 \times 3.5$ mm,有效换热长度为 1 200 mm。换热管材质分为 304 不锈钢与 20 碳钢,根据换热管表面结构可分为多孔管与光管,多孔管表面烧结有 100 μm 厚的多孔结构,平均孔径为 20 μm ,光管表面为机械抛光表面(表面粗糙度为 1.6 μm)。电加热棒外径为 $\Phi 22$ mm,与换热管采用套装安装工艺,中间 1.5 mm 的环隙填充 MgO 粉末。电加热棒可调节功率范围为 0~15 kW,在实验过程中通过调节电加热功率大小改变热流密度。冷却系统以压缩空气为冷却工质,最大冷量为 10 kW,用于维持沸腾池内温度、压力稳定。

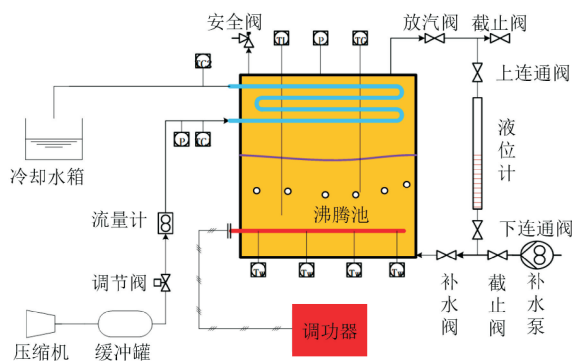


图 1 高压沸腾实验系统

Fig. 1 High pressure boiling experimental system

实验主要测量参数包括:加热功率、系统压力、系统气相温度、系统液相温度和换热管壁面温度。对于换热管壁面温度测量,综合考虑测温点布置与固定、测温的精度与灵敏度以及长期工作的稳定性和寿命问题,本实验采用铠装热电偶而非热电阻。热电偶的精度略低于热电阻,但灵敏性更高,响应时间可达 0.5 s,在稳定性和寿命方面不输于热电阻。

本文采用 K 型热电偶,铠装引线丝径为 2 mm,长度根据不同测点分别选取。对于气相温度与液相温度测量,温度变化较慢,选用 Pt100 热电阻传感器,测量精度为 ± 0.1 $^{\circ}\text{C}$ 。

在布置换热管壁面温度测点时,将换热管有效长度沿轴向均分为 4 段。第 I 段靠近平盖法兰,法兰可看作是换热管的翅片,靠近法兰处散热较大,第 IV 段为换热管盲端,电加热棒阻丝在盲端螺旋折返,其受热状况可能有所不同,因此在第 I 段与第 IV 段中心位置分别布置 2 个测点。换热管第 II 段与第 III 段受影响较小,在中心位置各布置 1 个测点,因此整个换热管有 6 个测温点,它们在圆周方向上旋转布置,如图 2 所示。

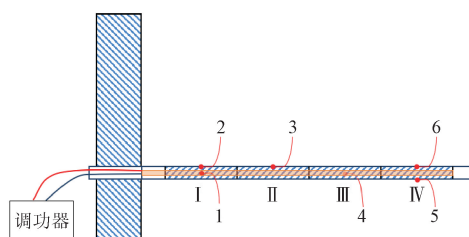


图 2 壁温测点布置示意图

Fig. 2 Layout of wall temperature measuring points

1.2 实验方法

开展实验前首先进行水压试验,确保无泄漏后用补水泵向沸腾池内补水,直至系统内充满液体。然后,拆除补水泵,关闭上方截止阀并开启电加热,利用液体受热膨胀以及沸腾产生的压力排出沸腾池内部分液体,预留出充分的沸腾气相空间,通过液位计判断系统内液位,当液位下降至合适位置(本实验中通常取 150 mm),关闭所有阀门。在正式开展实验前,运用沸腾除气方法,调整电加热功率,当系统内压力升高至 0.4~0.5 MPa 时,开启放汽阀与截止阀,持续 10 min,排出系统内空气及工质中溶解的不凝气。最后,关闭所有阀门,开启电加热系统,使系统内压力升至指定工况,调整电加热功率与压缩空气流量,维持系统内压力稳定。本文在 3~10 MPa 范围内开展多工况对比实验,热流密度范围为 10~65 kW/ m^2 。

2 数据处理与不确定度分析

2.1 实验数据处理

实验过程中,换热管外壁面热流密度 q 计算式为

$$q = \frac{Q}{A} = \frac{Q}{\pi DL} \quad (1)$$

式中: Q 为电加热功率, kW; A 为换热管外表面积, m^2 ; D 为换热管外径, m; L 为换热管有效长度, m。

换热管壁面温度测点布置如图 2 所示,取第 I、

Ⅳ段平均温度与第Ⅱ段温度、第Ⅲ段温度的平均值作为壁面平均温度,计算式为

$$T_w = \left(\frac{T_1 + T_2}{2} + T_3 + T_4 + \frac{T_5 + T_6}{2} \right) / 4 = \frac{T_1 + T_2 + T_5 + T_6}{8} + \frac{T_3 + T_4}{4} \quad (2)$$

式中: T_w 为换热管壁面平均温度, K; $T_1 \sim T_6$ 为对应换热管测点壁面温度, K。沸腾换热系数 h 计算式为

$$h = \frac{q}{\Delta T} = \frac{q}{(T_f + T_v)/2 - T_w} \quad (3)$$

式中: ΔT 为壁面过热度, K; T_f 为系统液相温度, K; T_v 为系统气相温度, K。

2.2 实验不确定度分析

本文所涉及的直接测量物理量包括换热管壁面温度、系统气相温度、系统液相温度和电加热功率, 间接测量物理量包括热流密度和换热系数。直接测量误差由仪表精度决定, 并通过误差传递公式计算不确定度。

本文测试仪表精度如下: 壁面温度为 $\pm 0.5^\circ\text{C}$, 气、液相温度为 $\pm 0.1^\circ\text{C}$, 电加热功率为 $\pm 50\text{ W}$ 。本文测试仪表不确定度如下: 热流密度为 1.63%, 换热系数为 4.11%。

2.3 可靠性验证

为验证实验系统可靠性, 本文开展了常压下 304 不锈钢光管饱和沸腾实验, 并与 Rohsenow 关联式对比。Rohsenow 关联式可写为

$$q = \mu_l h_{fg} \left[\frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right]^{1/2} \left(\frac{c_{pl} \Delta T}{C_{wl} h_{fg} Pr_l^s} \right)^3 \quad (4)$$

式中: μ_l 为饱和液体动力黏度, $\text{kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$; h_{fg} 为液体汽化潜热, J/kg ; g 为重力加速度, m/s^2 ; ρ_l 为液体密度, kg/m^3 ; ρ_v 为蒸汽密度, kg/m^3 ; σ 为液体表面张力, N/m ; c_{pl} 为液体比定压热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; ΔT 为过热度, K; C_{wl} 为液体-固体表面组合经验系数, 与流体和表面材料相关, 对于机械抛光的不锈钢表面取 $C_{wl} = 0.013$; Pr_l 为液体普朗特数; s 为经验指数, 取决于流体特性, 对于水取 $s = 1$ 。

本文中水的各项物性参数由 IAPWS-IF97 公式及通用模型计算得到, 代入式(4)得到热流密度计算值, 并与实验结果对比, 结果如图 3 所示。可以看出, 当热流密度较低 ($q < 20\text{ kW}/\text{m}^2$) 时, 实验结果与经验公式偏差较大, 最大为 23.7%。这是因为 Rohsenow 关联式是基于核态沸腾换热中气泡产生与脱落造成强烈扰动推导出的无量纲关联式。当过热度较低时, 换热管壁面温差较低, 系统内无沸腾气泡产生, 因此误差较大。随着热流密度增大 ($q > 20$

kW/m^2), 换热管壁面过热度升高, 光管表面汽化核心激活, 系统内开始产生气泡, 实验结果与经验公式偏差在 10% 以内, 可以认为测试结果可信。

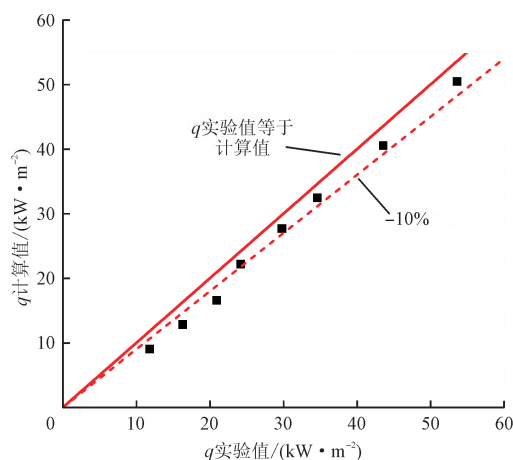


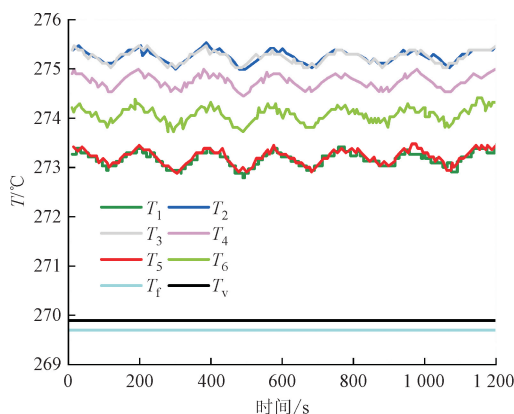
图 3 实验数据与 Rohsenow 关联式对比

Fig. 3 Experimental data comparing with Rohsenow's correlation

3 实验结果与分析

3.1 传热振荡机理分析

在对 304 多孔换热管的实验过程中发现, 当压力为 4、5.5 MPa、热流密度较低 ($20 \sim 30\text{ kW}/\text{m}^2$) 且壁面过热度为 $2.9 \sim 3.3\text{ K}$ 时, 出现换热管壁面温度周期性波动, 而系统内气相温度与液相温度均维持稳定的现象, 如图 4(a)、图 4(b) 所示。在这个过程中壁温波动持续时间较长 (1 200 s), 具有周期性, 且系统内气相温度与液相温度均维持稳定并处于饱和状态。当系统压力为 3 MPa 时, 在相近热流密度下并未观察到壁温振荡现象, 如图 4(c) 所示。尽管壁面温度也存在小幅度的波动, 但波动幅度小且不具备周期性, 这是由环境电磁干扰或接触电势波动引起的随机误差。



(a) 5.5 MPa 传热振荡, $q = 29.624\text{ kW}/\text{m}^2$

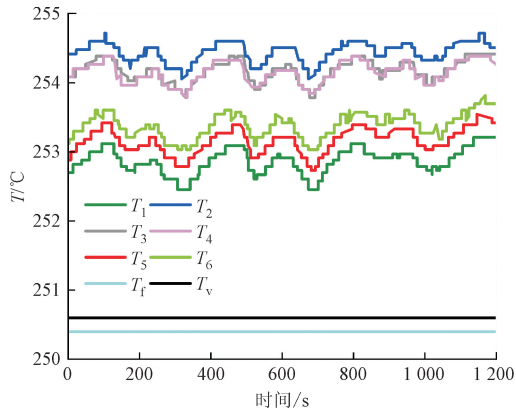
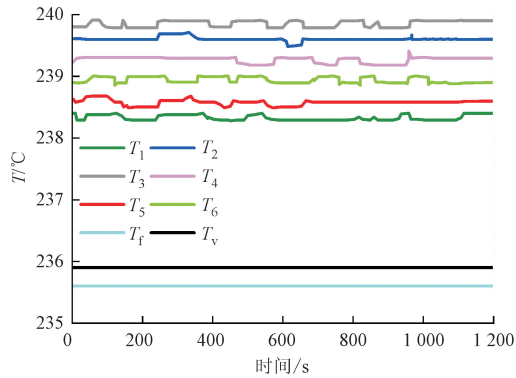
(b) 4 MPa 传热振荡, $q = 21.340 \text{ kW/m}^2$ (c) 3 MPa 稳定工况, $q = 29.398 \text{ kW/m}^2$

图 4 多孔管传热振荡情况

Fig. 4 Heat transfer oscillations in porous tubes

图 5 为不同压力条件下 304 多孔管热流密度随壁面过热度的变化曲线。可以看出,在 4.5, 5 MPa 压力条件下,当壁温出现周期性振荡时,系统内已经经过核态沸腾起始点,进入核态沸腾的孤立气泡区。这可以从气泡生长的不同阶段进一步解释传热振荡机理。

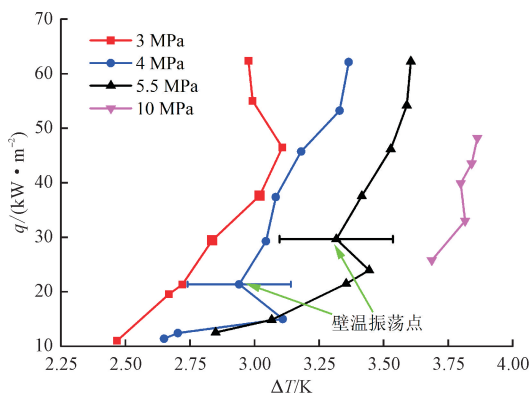


图 5 304 多孔管热流密度随壁面过热度的变化

Fig. 5 Heat flux density of 304 porous tube as a function of wall superheat

如图 6 所示,对于一个存在于液体中的半径为

R 的球形气泡,气泡受到表面张力、气泡内部压力 p_v 和气泡外压力 p_l 共同作用。若此时气泡处于平衡状态,根据力学平衡条件,应满足

$$\pi R^2 (p_v - p_l) = 2\pi R \sigma \quad (5)$$

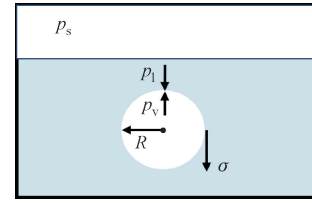


图 6 蒸气泡的力平衡示意图

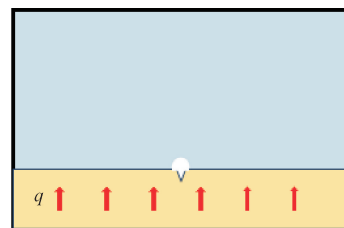
Fig. 6 Force balance schematic of a vapor bubble

若忽略液柱静压的影响,则气泡外压力 p_l 可认为近似等于系统压力 p_s 。根据热平衡要求,气泡内蒸汽温度为 p_v 压力下的饱和温度。气泡界面处内外温度相等,所以气泡外液体为过热液体,且紧贴换热壁面的液体具有最大过热度。结合热力学中的 Clausius-Clapeyron 方程,可得出产生气泡半径 R 与过热度的关系为

$$R = \frac{2\sigma T_{\text{sat}}}{h_{\text{fg}} \rho_v (T_w - T_{\text{sat}})} \quad (6)$$

式中: T_{sat} 为系统压力下饱和温度, K。

图 7 展示了气泡在池沸腾过程中的生长状态,气泡会经历成核、生长、脱落、再成核的循环过程。根据气泡截留理论,在换热表面上的凹坑等狭缝地带容易残留气体,更容易形成产生气泡的核心^[21],如图 7(a)所示。当过热度较低时,平衡气泡半径较大,壁面凹坑处残留气体内外压力差小于表面张力,残留气体内蒸汽凝结,宏观表现为无气泡产生,此时属于自然对流换热;随着过热度增加,平衡气泡半径减小,当平衡半径小于凹坑半径时,气泡界面处微液层蒸发,使得气泡生长,如图 7(b)所示。在气泡生长过程中受到的力可分为促进气泡脱落的升力(压差力 F_p 、浮力 F_b)和阻止气泡脱落的阻力(表面张力 F_s 、黏滞力 F_d 以及惯性力 F_i)^[22]。随着气泡生长,浮力增大、惯性力减小,当气泡所受升力大于阻力时,气泡从换热表面脱落并在浮力作用下上升,如图 7(c)所示。



(a) 气泡成核

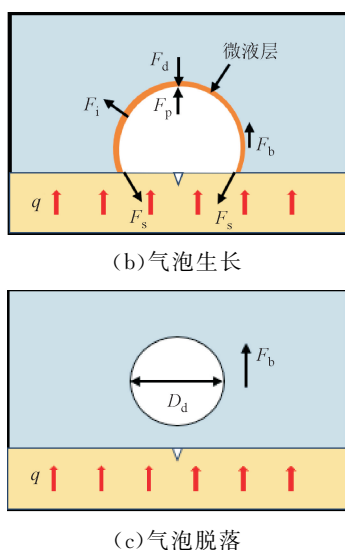


图7 池沸腾过程中气泡状态示意图

Fig. 7 Bubble behavior during pool boiling

Firtz^[23]在表面张力与浮力平衡的基础上提出了气泡脱落直径 D_d 的经验公式

$$D_d = 0.014 6\theta \left[\frac{2\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right]^{1/2} \quad (7)$$

式中: θ 为接触角, 在 Firtz 关联式中, 水的接触角为 45° , 混合液体的接触角为 30° 。Firtz 关联式作为气泡脱落直径的基本形式, 仅考虑了表面张力与浮力对气泡脱落直径的影响, 一些研究人员^[24-28]对 Firtz 关联式进行修正, 引入了热扩散率和与过热度相关的无量纲数。

气泡脱落后, 换热表面与液体继续进行对流换热, 直至再次满足成核条件。根据气泡生长阶段, 分析传热振荡机理主要如下: ①当壁面过热度较低时, 换热表面与液体发生自然对流换热, 此时换热系数较低, 热量不断累积, 使得换热表面温度升高。②随着换热表面温度升高, 壁面过热度增加, 直至满足气泡成核、生长的条件, 在气泡生长过程中, 气泡界面处的微液层蒸发带走热量。当气泡尺寸较小时, 微液层蒸发量较小, 换热表面温度继续升高; 随着气泡尺寸增大, 微液层蒸发量随之增大, 换热表面温度降低。③当气泡从换热表面脱落时, 气泡周围的液体迅速润湿换热表面, 局部增强换热表面附近液体扰动, 使得换热表面温度降低。④换热表面温度降低, 无法连续产生气泡, 热量再次累积, 换热表面温度升高。随着气泡的生长、脱落不断循环, 换热表面温度出现周期性振荡。

3.2 压力对沸腾换热特性的影响

图5、图8分别为不同压力下304多孔管的热

流密度随过热度的变化曲线以及换热系数随热流密度的变化曲线。从图中可以看出, 当热流密度较低 (10 kW/m^2)、系统压力从 3 MPa 升至 5.5 MPa 时, 壁面过热度与换热系数几乎不受压力影响, 这是因为此时壁面过热度较低, 系统内无沸腾气泡产生, 属于自然对流换热, 提高压力仅改变液体密度, 对整体换热性能提升效果不明显。当热流密度较高 (50 kW/m^2)、系统压力从 3 MPa 升至 10 MPa 时, 壁面过热度提高 0.7 K , 换热系数降低 27.3% 。这一现象与多孔表面的沸腾气泡行为有关。

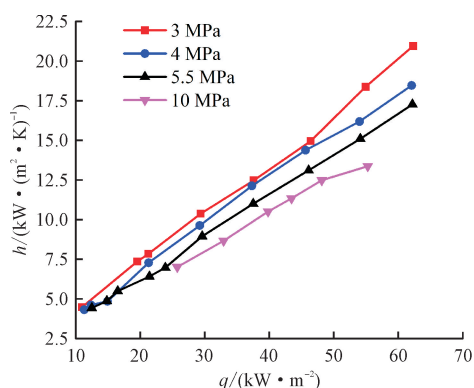
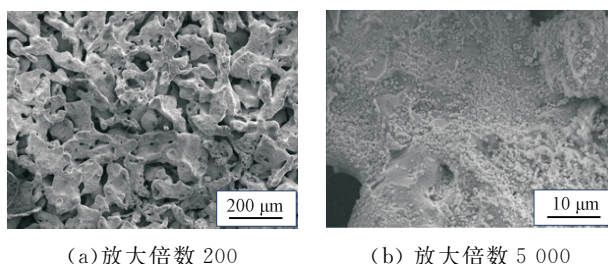


图8 304多孔管换热系数随热流密度的变化

Fig. 8 Heat transfer coefficient of 304 porous tube as a function of heat flux density

图9为本文制备的多孔表面扫描电镜图。如图9(a)所示, 在多孔表面具备大量孔径为 $20 \mu\text{m}$ 左右的空腔, 这是由多孔表面烧结工艺决定的。在大孔径空腔的基础上还存在一些尺寸较小的空腔, 如图9(b)所示。



(a) 放大倍数 200

(b) 放大倍数 5 000

图9 多孔表面扫描电镜图

Fig. 9 SEM image of porous surface

根据空腔与其他区域灰度不同, 运用 Fiji ImageJ 软件估计图9(b)中的空腔尺寸 (r_c) 及空腔密度 (N_c), 结果如图10所示。需要注意的是, 由于图9(b)中所示的尺寸仅为 $55 \mu\text{m} \times 41 \mu\text{m}$, 因此在估计空腔尺寸密度时难以统计空腔尺寸为 $10 \sim 40 \mu\text{m}$ 的空腔, 但这些空腔是真实存在的。此外, 选择不同

的图像和参数来估计空腔密度时,结果可能会存在较大的差异。尽管空腔密度不等于活性成核点密度,但是具备适当尺寸的空腔密度在一定程度上也能反映核态沸腾的强弱。

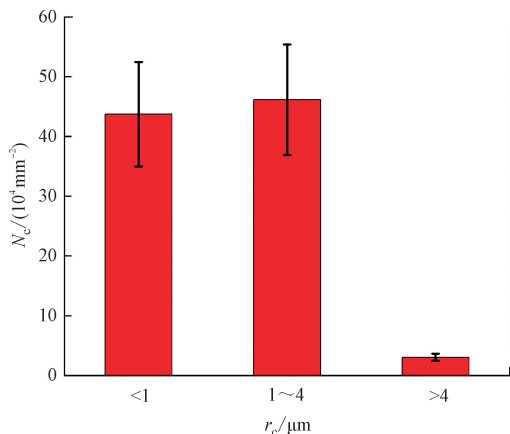


图 10 多孔表面的空腔密度

Fig. 10 Cavity density on porous surface

Hsu^[19]提出的有效成核空腔尺寸模型如下

$$\{r_{c,\max}, r_{c,\min}\} = \frac{\delta_t}{3} \left[1 \pm \sqrt{1 - \frac{8\sigma T_{\text{sat}}}{\delta_t \rho_v h_{fg} \Delta T}} \right] \quad (8)$$

式中: δ_t 为热边界层厚度,对于核态沸腾,在已知壁面过热度时可由实验数据计算得出近似值^[19]。

图 11 为不同压力下有效成核空腔尺寸与壁面过热度的关系。从图 11 可以看出,有效成核空腔的尺寸主要在 $0.5 \sim 40 \mu\text{m}$ 范围内,且随着压力与过热度增大,有效成核空腔尺寸范围增大。本实验采用平均孔径为 $20 \mu\text{m}$ 的多孔表面,且实验中所有数据的过热度均大于 2.3 K 。由图 11 可知,尺寸在 $10 \sim$

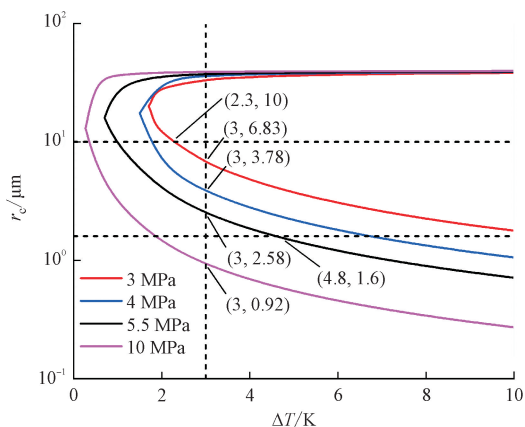


图 11 有效成核空腔尺寸随过热度的变化

Fig. 11 Effective nucleation cavity size as a function of superheat

$40 \mu\text{m}$ 内的空腔始终在有效成核空腔尺寸范围内,因此可以认为孔径在 $10 \sim 40 \mu\text{m}$ 范围内的有效成核空腔密度不受压力与过热度变化的影响。

当热流密度较低时,壁面过热度较低,系统内沸腾产生气泡的空腔主要为大孔径空腔($10 \sim 40 \mu\text{m}$),有效成核空腔密度几乎不受系统压力变化影响,因此在相同壁面过热度下,多孔表面换热系数几乎不随压力变化。

当壁面过热度升高,在相同壁面过热度下,随着系统压力升高,热流密度降低,换热系数降低。主要原因有以下 3 点:一是对于本实验,多孔表面孔径在 $10 \sim 40 \mu\text{m}$ 范围内的空腔始终具备成为汽化核心的潜质。提高系统压力,能够激活尺寸更小的空腔($r_c < 4 \mu\text{m}$)。从图 10 可以看出, r_c 为 $1 \sim 4 \mu\text{m}$ 和 $r_c < 1 \mu\text{m}$ 的空腔密度远大于 $r_c > 4 \mu\text{m}$ 的空腔密度。因此,在相同壁面过热度下,提高系统压力能够激活大量小尺寸的空腔,使得高压下有效成核点密度增加。二是随着系统压力升高,液体饱和温度升高,汽化潜热降低,单位液体汽化所需热量减小,通过相变带走热量的能力降低,在相同壁面过热度下,想要维持稳定需要产生更多的蒸汽。三是随着压力提高,饱和液体的表面张力降低,根据式(7)可知,随着系统压力升高,气泡脱落直径减小。

基于以上 3 点分析,建立高压下多孔表面沸腾气泡模型,如图 12 所示。在壁面过热度相同的情况下,当系统压力较低时,多孔表面有效成核点密度较低,沸腾产生的气泡数量较少,气泡脱落直径较大。随着系统压力升高,多孔表面上小尺寸的有效空腔得以激活,有效成核点密度增加,同时气泡数量增多,气泡脱落直径减小。气泡直径越小,产生的浮力越小,使得高压下大量微小的气泡更容易在换热表面附近聚集,形成气泡堵塞,阻碍换热表面与液体进行换热,导致热流密度与换热系数降低。

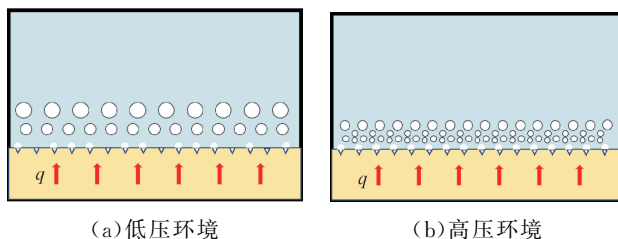


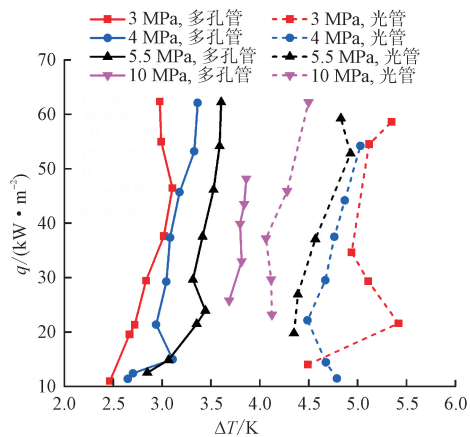
图 12 多孔表面沸腾气泡模型

Fig. 12 Model of boiling bubble dynamics on porous surface

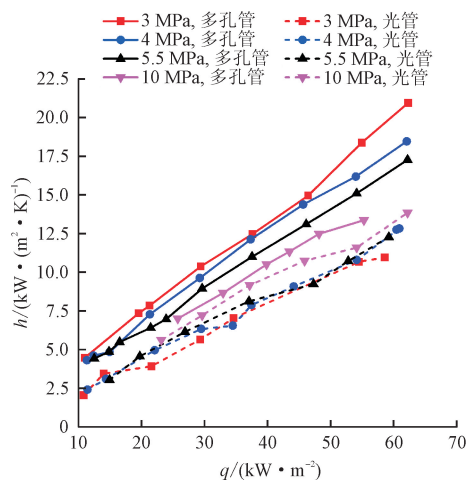
3.3 表面结构对沸腾换热特性的影响

图 13 为不同压力下,304 多孔管与光管的沸腾

换热曲线。可以看出,在压力与热流密度相同时,多孔管壁面过热度相较于光管降低 0.7~1.4 K,换热系数强化比为 1.15~2.20。以 5.5 MPa 下多孔管与光管的沸腾特性为例,能够发现:在热流密度较低 (15 kW/m^2) 时,多孔管的过热度降低 1.3 K,换热系数提高 60.2%;在热流密度较高 (60 kW/m^2) 时,多孔管的过热度降低 1.2 K,换热系数提高 40.1%。随着热流密度的提高,多孔管的强化效果逐渐减弱。在其他压力条件下,对比光管与多孔管发现,其沸腾特性也遵循相同的变化规律。



(a) 热流密度随过热度的变化



(b) 换热系数随热流密度的变化

图 13 304 多孔管与光管的沸腾换热特性

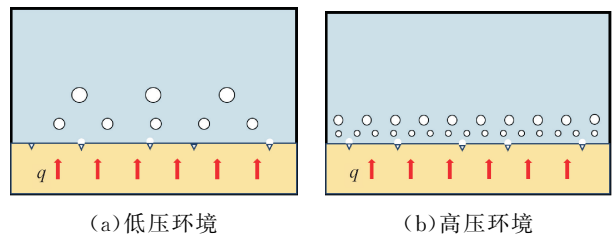
Fig. 13 Boiling heat transfer characteristics of 304 porous tube vs. smooth tube

本文发现系统压力越高,多孔管强化比越低。3 MPa 时多孔管强化比为 1.72~2.20,4 MPa 时强化比为 1.50~1.80,5.5 MPa 时强化比为 1.32~1.60,10 MPa 时强化比为 1.15~1.24。这是因为在热流密度较低时,壁面过热度较低,烧结形成的多孔管表面

具有大量大孔径 ($10 \sim 40 \mu\text{m}$) 空腔,而光管表面几乎不具备有效成核空腔。此时,多孔管表面汽化核心数量更多,沸腾更加剧烈,换热效率明显提高。随着热流密度提高,换热管表面过热度提高,会激活大量小尺寸空腔,使得换热管表面有效成核点密度增加。提高系统压力能够扩大有效成核空腔尺寸范围,同样能够增加换热管表面有效成核点密度。尽管光管表面有效成核点密度仍然低于多孔管,但多孔管与光管的汽化核心数量之比减小,从而降低了光管与多孔管之间的差距,导致高过热度下多孔管强化比降低。

光管在相同壁面过热度下,随着系统压力升高,壁面过热度降低,换热系数提高,与多孔管表现出完全相反的趋势。对于光管:当系统压力为 3、4、5.5 MPa 时,在相同过热度下,随着压力升高,换热系数提高,但效果不明显,均在 10% 以内;当系统压力增加到 10 MPa,光管换热性能得到明显提升,壁面过热度最多可降低 0.7 K,换热系数最高可提高 28.6%。

本实验中光管表面粗糙度为 $1.6 \mu\text{m}$,由图 11 可知,想要激活孔径为 $1.6 \mu\text{m}$ 的空腔,在 5.5 MPa 时至少需要 4.8 K 的过热度。因此,当系统压力低于 5.5 MPa 时,尽管光管表面仍然存在大小不一的缺陷,但有效成核空腔密度较小。由式(6)可知,在相同过热度下,随着压力增大,平衡气泡半径减小,使得换热表面更多小尺寸狭缝成为汽化核心,但光管表面与之对应的有效成核空腔数量较少,汽化核心数量增幅较低。因此,当系统压力较低 ($p_s < 5.5 \text{ MPa}$) 时,光管换热系数随压力增大而增大,但换热性能提高效果不明显。当系统压力升高至 10 MPa,激活了光管表面大量小尺寸空腔,使得汽化核心数量增加,换热性能得到明显提升。



(a) 低压环境

(b) 高压环境

图 14 光滑表面沸腾气泡模型

Fig. 14 Model of boiling bubble dynamics on smooth surface

3.4 表面材料对沸腾换热特性的影响

图 15 展示了不同压力下条件下 304 不锈钢多孔管与 20 碳钢多孔管的换热特性曲线。可以发现,

在相同工况下,20 碳钢多孔管的换热性能优于 304 不锈钢多孔管,过热度最高降低 0.5 K,换热系数提升约 9.7%。

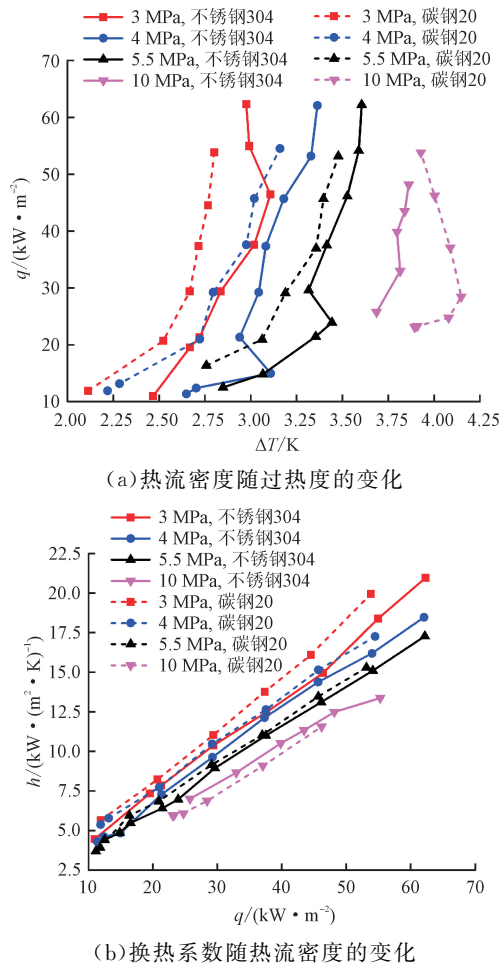


图 15 304 多孔管与 20 碳钢多孔管的沸腾换热特性

Fig. 15 Boiling heat transfer characteristics of 304 porous tube vs. 20 carbon steel porous tube

以换热管内表面为基准,其换热系数可表示为

$$\frac{1}{h} = \frac{\delta}{\lambda} \ln \frac{d_o}{d_i} + \frac{1}{h_b} \quad (9)$$

式中: δ 为换热管壁面厚度, m; λ 为换热表面材料热导率, $W/(m \cdot K)$; d_i 为换热管内径, m; d_o 为换热管外径, m。在 200 °C 时, 20 碳钢热导率约为 48 $W/(m \cdot K)$, 304 不锈钢热导率约为 18 $W/(m \cdot K)$, 选择热导率更高的材料作为换热表面能够提高换热系数。

同时, 随着压力升高, 20 碳钢的强化效果逐渐减弱并最终恶化。这是因为 20 碳钢在高温水环境中易发生锈蚀, 20 碳钢是一种低碳钢, 碳质量分数为 0.17%~0.23%, 含碳量较低, 耐腐蚀性差。在高温水环境中主要发生电化学腐蚀, 腐蚀产物主要为铁锈 ($Fe_2O_3 \cdot nH_2O$), 图 16 为 20 碳钢管实验前

后的对比。



图 16 20 碳钢多孔管实验前后对比

Fig. 16 20 carbon steel porous tube: before and after experiment

表面锈蚀的 20 碳钢与 304 不锈钢对水的润湿性不同, 图 17 为室温下不同表面的接触角。可以发现, 20 碳钢清洁表面的接触角小于 304 不锈钢清洁表面的接触角, 对液体的润湿性更强。这一方面能够使液体在换热表面迅速铺展, 及时覆盖气泡成核位置, 为下一次气泡生长提供液体; 另一方面能够促进换热表面气泡脱落, 增强局部扰动。因此, 润湿性更好的 20 碳钢管换热性能更好。在本实验中, 实验周期较长, 实验中按照压力升高的顺序开展, 随着实验进行, 20 碳钢锈蚀不断加剧, 锈蚀层厚度增加, 引起壁面热阻增大, 最终导致换热系数降低。

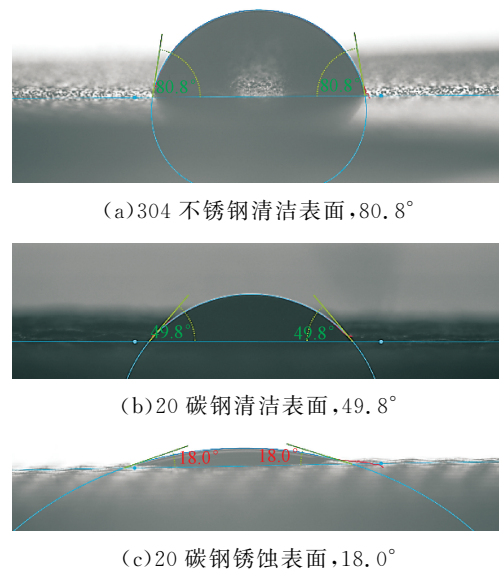


图 17 不同材料表面接触角

Fig. 17 Surface contact angle measurements of different materials

4 结 论

本文选用去离子水为工质并在正式开展实验前进行沸腾除气,开展不同压力下的池沸腾换热特性实验,研究了压力、表面结构与表面材料对池沸腾换热特性的影响,得到以下结论。

(1)对于多孔结构表面,在相同壁面过热度下提高系统压力,热流密度减小,换热系数降低。在热流密度较低(10 kW/m^2)时,换热系数几乎不受压力影响;当热流密度较高(55 kW/m^2)时,系统压力从 3 MPa 升至 10 MPa,壁面过热度提高 0.7 K,换热系数降低 27.3%。对于光滑表面,则表现出完全相反的趋势。随着压力从 3 MPa 增加到 10 MPa,光管壁面过热度最多降低 0.7 K,换热系数最高提高 28.6%。

(2)多孔管壁面过热度相较于光管降低 0.7~1.4 K,换热系数强化比为 1.15~2.20。在热流密度较低(15 kW/m^2)时,多孔管的过热度降低 1.3 K,换热系数可提高 60.2%;在热流密度较高(60 kW/m^2)时,多孔管的过热度降低 1.2 K,换热系数提高 40.1%。当壁面过热度较低时,多孔管表现出更好的强化换热效果,随着过热度增大,多孔管强化比逐渐减小。同时,随着系统压力升高,多孔管强化比也逐渐降低。

(3)20 碳钢的热导率约为 304 不锈钢的 3 倍,使用热导率更高的 20 碳钢作为换热表面材料能够使过热度最高降低 0.5 K,换热系数提升约为 9.7%。然而,由于 20 碳钢在高温水环境下易发生锈蚀,使得换热性能恶化。

参考文献:

- [1] 赵宪萍,牛永哲,刘帅,等. 压水堆核电站核功率控制模式的优化[J]. 上海电力学院学报, 2012, 28(6): 513-517.
ZHAO Xianping, NIU Yongzhe, LIU Shuai, et al. Optimization of reactor power control modes in PWR nuclear power plants [J]. Journal of Shanghai University of Electric Power, 2012, 28(6): 513-517.
- [2] 尚艳菲,吴鹏飞,温庆邦,等. 提高压水堆核电站热效率的方法[J]. 科技展望, 2015, 25(13): 94.
SHANG Yanfei, WU Pengfei, WEN Qingbang, et al. Methods for improving the thermal efficiency of pressurized water reactor [J]. Science and Technology, 2015, 25(13): 94.
- [3] JAFARI D, DI M P, FILIPPESCHI S, et al. An experimental investigation on the evaporation and condensation heat transfer of two-phase closed thermosyphons [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2017, 88: 111-123.
- [4] LUKE A. Interactions between bubble formation and heating surface in nucleate boiling [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2011, 35(5): 753-761.
- [5] BANKOFF S G. Entrapment of gas in the spreading of a liquid over a rough surface [J]. American Institute of Chemical Engineers Journal, 1958, 4(1): 24-26.
- [6] KIM J S, GIRARD A, JUN S, et al. Effect of surface roughness on pool boiling heat transfer of water on hydrophobic surfaces [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2018, 118: 802-811.
- [7] JI Wentao, QU Zhiguo, LI Zengyao, et al. Pool boiling heat transfer of R134a on single horizontal tube surfaces sintered with open-celled copper foam [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2011, 50(11): 2248-2255.
- [8] ZHOU Leping, LI Wei, MA Tengxiao, et al. Experimental study on boiling heat transfer of a self-wetting fluid on copper foams with pore-density gradient structures [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2018, 124: 210-219.
- [9] JUN S, KIM J, SON D, et al. Enhancement of pool boiling heat transfer in water using sintered copper microporous coatings [J]. Nuclear Engineering and Technology, 2016, 48(4): 932-940.
- [10] JUN S, SINHA-RAY S, YARIN A L. Pool boiling on nano-textured surfaces [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2013, 62: 99-111.
- [11] KHAN S A, SEZER N, ISMAIL S, et al. Design, synthesis and nucleate boiling performance assessment of hybrid micro-nano porous surfaces for thermal management of concentrated photovoltaics (CPV) [J]. Energy Conversion and Management, 2019, 195: 1056-1066.
- [12] JO H S, KIM T G, LEE J G, et al. Supersonically sprayed nanotextured surfaces with silver nanowires for enhanced pool boiling [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2018, 123: 397-406.
- [13] LI Hui, LI Ruihuan, ZHOU Rui, et al. Pool boiling heat transfer of multi-scale composite copper powders fabricated by sintering-alloying-dealloying treatment [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2020, 147: 118962.
- [14] DAHARIYA S, BETZ A R. High pressure pool boiling: mechanisms for heat transfer enhancement and

- comparison to existing models [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2019, 141: 696-706.
- [15] LABUNTSOV D A. Study of the growth of bubbles during boiling of saturated water within a wide range of pressures by means of high-speed moving pictures [J]. *Teplofizika Vysokikh Temperatur*, 1964, 2(3): 446-453.
- [16] SAKASHITA H, ONO A. Boiling behaviors and critical heat flux on a horizontal plate in saturated pool boiling of water at high pressures [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2009, 52(3/4): 744-750.
- [17] MIGLANI A, JOO D, BASU S, et al. Nucleation dynamics and pool boiling characteristics of high pressure refrigerant using thermochromic liquid crystals [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2013, 60: 188-200.
- [18] HUTTER C, KENNING D B R, SEFIANE K, et al. Experimental pool boiling investigations of FC-72 on silicon with artificial cavities and integrated temperature microsensors [J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2010, 34(4): 422-433.
- [19] HSU Y. On the size range of active nucleation cavities on a heating surface [J]. *Journal of Heat Transfer*, 1962, 84(3): 207-213.
- [20] SAKASHITA H. Bubble growth rates and nucleation site densities in saturated pool boiling of water at high pressures [J]. *Journal of Nuclear Science and Technology*, 2011, 48(5): 734-743.
- [21] GHAZIVINI M, HAFEZ M, RATANPARA A, et al. A review on correlations of bubble growth mechanisms and bubble dynamics parameters in nucleate boiling [J]. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 2022; 147(11): 6035-6071.
- [22] BRUCE W W, YU A B. Dynamics of vapour bubbles in nucleate boiling [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1996, 39: 2409-2426.
- [23] FRIZ W. Maximum volume of vapor bubbles [J]. *Physic Zeitschz*, 1935, 36: 354-379.
- [24] RUCKENSTEIN R. Recent trends in boiling heat transfer research [J]. *Applied Mechanics Reviews*, 1964, 17: 663-672.
- [25] VAN STRALEN S J D, ZIJL W. Fundamental developments in bubble dynamics [C]//6th International heat transfer conference. [S. l.]: [s. n.], 1978: 429-447.
- [26] GORENFLO D, KNABE V, BIELING V. Bubble density on surfaces with nucleate boiling-its influence on heat transfer and burnout heat flux at elevated saturation pressures [C]//Proceedings of the International Heat Transfer Conference. Washington, D. C. , USA: Hemisphere Publ Corp, 1986: 1995-2000.
- [27] PHAN H T, CANEY N, MARTY P, et al. A model to predict the effect of contact angle on the bubble departure diameter during heterogeneous boiling [J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2010, 37(8): 964-969.
- [28] COLE R. Bubble frequencies and departure volumes at subatmospheric pressures [J]. *AIChE Journal*, 1967, 13(4): 779-783.

(编辑 陶晴)