

矩形双通道饱和沸腾传热特性试验研究

霍福强, 王腾, 严天宇, 毕勤成

(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 针对舰船核反应堆内板式燃料狭窄通道间高温高压条件下沸腾传热问题,通过试验的方法对并联窄矩形通道内去离子水上升流动沸腾传热和流量分配规律展开了研究。设计了板式燃料电加热模拟体,制作了适用于高参数下的并联矩形窄缝通道流通结构,解决了高温高压下试验段密封、绝缘和热膨胀等问题。试验段本体为宽高比 39.4 的并联矩形通道,试验工况为入口压力 2.1~10 MPa、入口温度 80~299 °C、质量流速 1 000~1 500 kg/(m²·s)、热流密度 100~300 kW/m²。结果表明:2 毫米级窄缝矩形通道内单相传热特性与常规圆形通道内传热规律无明显差异;通道内工质沸腾后,热流密度成为沸腾传热主导因素,质量流速对换热特性影响减弱;从壁温、质量流速、热流密度和压力分析双通道传热特性差异,发现相同工况条件下双通道相同位置传热系数偏差不超过±7%,从传热角度看两个并联矩形通道流量分配趋于均匀;将试验数据与 5 个现存沸腾传热关联式进行了对比,并以 Kim 公式为基础对关联式进行了改进,拟合得到一个新关联式,改进后的关联式与试验数据吻合良好,分别有 77.1%、96.4% 的预测值与试验值偏差在±10%、±20% 范围内。

关键词: 矩形双通道;饱和沸腾;传热系数

中图分类号: TK124 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtub202109016 **文章编号:** 0253-987X(2021)09-0141-11



OSID 码

Experimental Study on the Saturated Boiling Heat Transfer Characteristics of Water in Parallel Rectangular Channels

HUO Fuqiang, WANG Teng, YAN Tianyu, BI Qincheng

(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: Aiming at the boiling heat transfer problem under the conditions of high temperature and high pressure between the narrow channels of the plate fuel in ship nuclear reactor, experimental studies on the heat transfer and flow distribution rules of vertical upward flow of water in two parallel narrow rectangular channels were performed. The electric heating simulation body of plate-type fuel was designed, the parallel rectangular narrow-slit channel circulation structure used at high parameters was fabricated, and the problems of sealing, insulation and thermal expansion of the test section at high temperature and high pressure were solved. The test section has two parallel rectangular channels with the aspect ratio of 39.4. The experimental pressure ranges from 2.1 to 10 MPa, mass flux from 1 000 to 1 500 kg·m⁻²·s⁻¹, heat flux from 100 to 300 kW·m⁻² and inlet temperature of subcooled water from 80 to 299 °C. The results show that no significant difference of the heat transfer characteristics between the

rectangular channel with a gap size of 2 mm and the conventional circular channel was observed. In the saturated boiling region, heat flux became the dominant factor of boiling heat transfer, and the effects of mass flow rate were weakened. In addition, the effects on the heat transfer characteristics between the parallel channels resulting from wall temperature, mass flow rate, heat flux and system pressure were analyzed, and it was found that the relative deviations of heat transfer coefficients between the two parallel channels were less than $\pm 7\%$ at same position and in the same working conditions. It is concluded that the flow distributions in the two parallel rectangular channels tend to be uniform. Moreover, the experimental data were compared with 5 existing boiling heat transfer correlations, and a new correlation was proposed based on the Kim formula. The proposed heat transfer correlation is in good agreement with the experimental data, and about 77.1% and 96.4% of the experimental points have deviations from the correlation within $\pm 10\%$ and $\pm 20\%$, respectively.

Keywords: rectangular double channels; saturated boiling; heat transfer coefficient

符号表

A/m^2	流通截面积	P_{F}/m	润湿周长
A_{h}/m^2	有效加热横截面积	P_{H}/m	加热周长
a/m	通道宽边长	Pr_{l}	液相普朗特数
B	沸腾数	Q/kW	流体吸热量
b/m	通道窄边长	$q/(\text{kW} \cdot \text{m}^{-2})$	热流密度
$C_{\text{pl}}/(\text{kJ} \cdot (\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})^{-1})$	比热容	Re_{l}	液相雷诺数
D_{e}/m	当量直径	S	泡核沸腾抑制因子
E	对流换热增强因子	s	标准偏差
F	对流换热因子修正值	$T_{\text{w1}}/^\circ\text{C}$	内壁温
$H_{\text{b}}/(\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1})$	主流体焓	$T_{\text{w0}}/^\circ\text{C}$	外壁温
$H_{\text{s}}/(\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1})$	饱和焓	$T_{\text{f}}/^\circ\text{C}$	流体温度
$H_{\text{in}}/(\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1})$	入口焓	We_{fo}	全液相韦伯数
$H_{\text{ig}}/(\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1})$	汽化潜热	x_{eq}	热力学干度
$h_{\text{tp}}/(\text{kW} \cdot (\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})^{-1})$	两相传热系数	X_{tt}	Martinelli 参数
$h_{\text{sp}}/(\text{kW} \cdot (\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})^{-1})$	单相传热系数	z/m	距入口截面距离
$h_{\text{nb}}/(\text{kW} \cdot (\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})^{-1})$	泡核沸腾传热系数	$\Delta T_{\text{sat}}/^\circ\text{C}$	壁面过热度
$h_{\text{cb}}/(\text{kW} \cdot (\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})^{-1})$	对流沸腾传热系数	$\Delta P_{\text{sat}}/\text{Pa}$	壁面过热度对应饱和压差
L/m	试验段有效长度	$\eta/\%$	热效率
M	测量物理量	$\varphi/(\text{kW} \cdot \text{m}^{-3})$	体积释热率
M_{w}	工质相对分子质量	δ/m	加热板壁厚
E_{ME}	平均误差	$\lambda_{\text{l}}/(\text{W} \cdot (\text{m} \cdot ^\circ\text{C})^{-1})$	液相导热系数
E_{MAE}	平均绝对误差	$\rho_{\text{l}}/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	液相密度
N	测量物理量	$\rho_{\text{g}}/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	气相密度
P/kW	加热功率	$\sigma/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	表面张力
p_{R}	系统压力与临界压力之比	σ_i	平均相对误差

随着大规模集成电路、航天器和核电等先进技术的迅速发展,人们对大功率、结构紧凑型换热器需求愈发强烈^[1]。矩形窄通道凭借结构简单、紧凑且可强化传热等优势倍受关注^[2-3]。在核电反应堆中,板式燃料的应用便是典型的例子^[4]。为了高效可靠

地利用此类型通道,需要对矩形窄通道内流动传热特性及传热机理有一个深入的认识。到目前为止,已有大量学者对窄矩形通道内的流动传热特性进行了研究。Gong 等研究了低质量流速条件下矩形通道内

沸腾换热特性,结果发现质量流速和干度对矩形通道内流体换热影响微弱,这表明传热过程中核态沸腾起主导作用^[5]。Shiferaw 等学者在干度大于 0.2 时也发现了同样的现象^[6-9]。郑银银通过数值模拟的方法研究矩形通道内饱和沸腾及压降特性发现,增大质量流速和干度,沸腾换热系数增大,而传热系数的变化受热流密度的影响几乎可以忽略^[10],这与 Li 等学者得出的结论^[11-14]一致。

通过上述研究发现,学者们对于窄矩形通道内的传热特性及换热机理的认识,并未得出一致的看法。此外,尽管已有学者对矩形通道内热工水力特性进行了大量研究,但绝大部分学者多以制冷剂或者空气水混合物为工质,且多集中于对矩形单通道的研究,而在实际换热设备中多以并联管路形式存在。并联管路内的流量分配会直接影响换热设备表面温度及换热效率甚至可能会引起局部过热等问题,这使得并联通道内流动沸腾换热过程更加复杂,因此对并联窄矩形通道内沸腾换热特性的研究显得十分有意义。本文将围绕并联窄矩形通道内饱和沸腾换热及流量分配特性展开,并基于试验结果分析沸腾换热影响因素,比较双通道间换热特性异同,最后与现存传热关联式对比并提出改进后关联式。

1 试验系统与方法

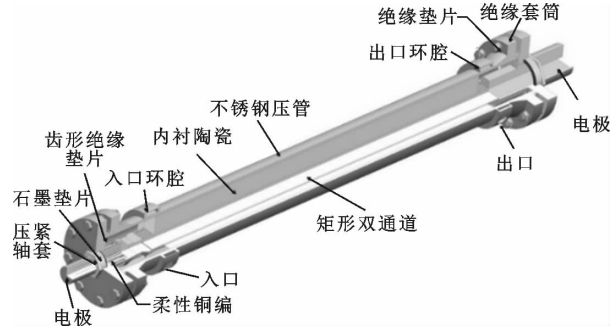
1.1 试验系统

图 1 为传热特性研究试验台流程图。试验工质是硬度为 0、电导率低于 $0.5\ \mu\text{S}\cdot\text{cm}^{-1}$ 的去离子水。水箱中的去离子水经过滤器过滤和柱塞泵升压后流入两个回路,一路经回水阀直接返回水箱,另一路进入主回路。进入主回路的去离子水经回热器、预热器后进入试验段,吸收试验段产生的热量,被沿途回热器、冷凝器冷却到一定温度后返回水箱完成循环。试验段通过通以低电压、大电流方法对矩形通道的

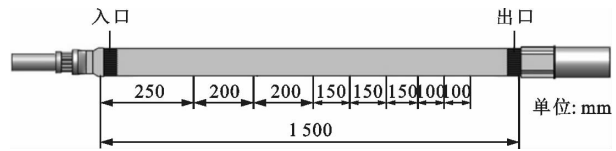
4 个壁面同时加热,测量数据由 IMP3095 数据采集板实时记录,采集周期为 1 s。

1.2 试验段

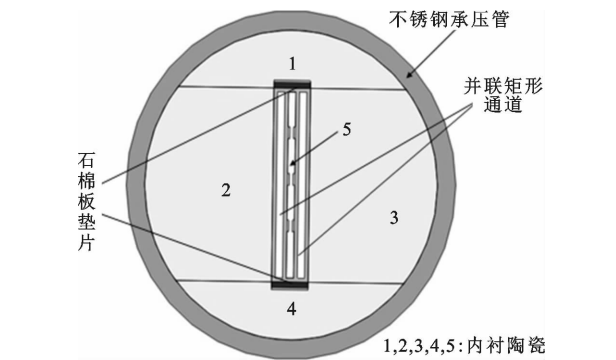
图 2 为试验段结构图。图 2a 为试验段装配图,包括试验段本体和辅助结构两大部分。图 2b 表明了试验段本体结构及其温度测点分布。试验段本体包括进出口两侧电极、柔性铜编、并联矩形通道及其连接结构,每个矩形通道每个测温截面布置 3 个测温点,分别通过本体内陶瓷板测量与陶瓷板接触的两个壁面的温度。辅助结构由承压、绝缘、密封、热变形吸收及进出口 5 部分组成。①试验件通过氧化铝/锆陶瓷配合不锈钢管满足承压需求;②为保证试验段本体和外侧承压钢管间的绝缘,法兰之间采用耐高温石棉板垫片配合齿形垫片分隔,螺栓孔中使用石棉板制作的绝缘套筒保证不接触,螺栓和法兰间使用石棉板绝缘垫片使其绝缘;此外为保证柔性铜编不与不锈钢管接触,在铜编外使用陶瓷管实现与管壁的分隔;③试验件通过轴套压紧石墨垫片保证法兰和电极之间密封,法兰之间则使用垫片密封;



(a) 试验段装配图



(b) 测温点布置图



(c) 试验段截面图

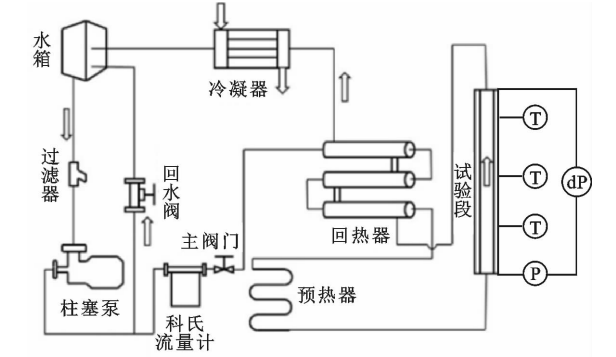
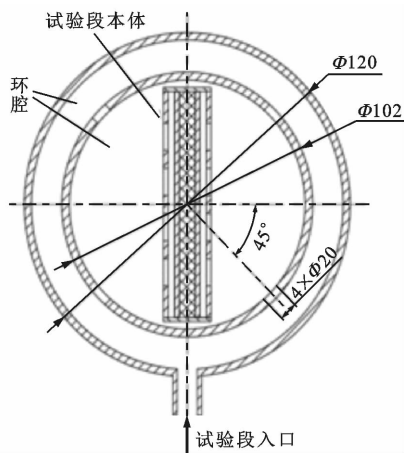
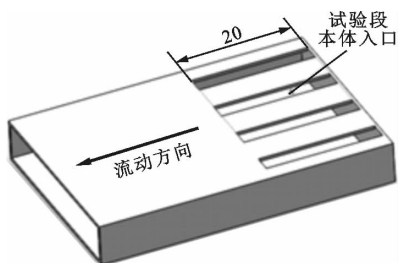


图 1 传热特性研究试验台流程图

Fig. 1 Schematic diagram of heat transfer experiment



(d) 试验段入口环腔结构



(e) 试验段单侧入口示意图

图2 试验段结构示意图

Fig. 2 Schematic diagram of test section

④在进口部分的连接处增加了一段柔性铜编,并在内部陶瓷板中添加石棉板垫片以上述两种方式分别吸收试验段沿流动方向和宽度方向的热膨胀;⑤试验段进口采用双层环腔设计,保证了并联双通道在入口处的均匀分配。图 2d、图 2e 分别为入口双层环腔和试验段本体单侧入口结构示意图。从图 2d 可以看出,试验段通过在管壁上对称开孔,使得流体可以在环室中充分混合;图 2e 可以看出,试验段本体通过将最外层不锈钢板进口一段距离利用线切割成栅格形状,通过增加阻力的方式保证入口两侧通道流量分配均匀。进出口内部结构均为对称布置。试验段本体外侧通过和不同形状的陶瓷组合后放于承压不锈钢管中,其截面如图 2c。不锈钢管和试验段本体间通过 4 块不同形状陶瓷填充进行连接,陶瓷组件一方面起到了隔绝流体、承压的作用,另一方面防止试验段本体沿矩形通道窄边方向发生热膨胀,石棉板垫片用来防止不锈钢板吸热后沿矩形通道长边方向的热变形,试验段本体内陶瓷板 5 的作用为辅助壁温测量。试验段本体在制作完成后通过测定矩形通道体积方法对间隙进行了检测,通过计算平均间隙发现左右两通道与初期间隙设计值之间

的偏差不超过 2%,满足设计要求。

1.3 数据处理

矩形通道当量直径为

$$D_e = \frac{4A}{P_F} = \frac{4ab}{2(a+b)} \quad (1)$$

式中: A 为矩形单通道横截面积; P_F 为通道润湿周长; a 为矩形通道宽边长; b 为矩形通道窄边长(近 2 mm)。

试验段热效率为

$$\eta = \frac{Q}{P} \quad (2)$$

式中: Q 为单相流体吸热量; P 为试验段加热功率,本试验热效率取 0.9。

试验段热流密度为

$$q = \frac{P}{A_h} \quad (3)$$

式中: A_h 双矩形通道加热面积。

试验段内壁面温度为

$$T_{w1} = T_{w0} - \frac{\phi\delta^2}{2\lambda} \quad (4)$$

式中: T_{w0} 为外壁面温度; ϕ 为体积释热率; λ 为不锈钢导热系数; δ 为加热板厚度; 外壁温由测温截面处 3 个测点平均值计算。

计算截面处流体平均焓为

$$H_b = H_{in} + \frac{z}{L} P \eta \quad (5)$$

式中: H_{in} 为试验段入口流体平均焓; z 为计算截面距入口距离; L 为矩形通道总长度。

热力学平均干度为

$$x_{eq} = \frac{H_b - H_s}{H_{fg}} \quad (6)$$

式中: H_s 为对应压力下流体饱和状态焓; H_{fg} 为对应压力下流体汽化潜热。

沸腾传热系数为

$$h = \frac{q}{T_{w1} - T_f} \quad (7)$$

式中: T_f 为计算截面处流体平均温度。

为保证数据处理过程准确性,计算所需工质物性参数采用 NIST9.1 软件中数据。

1.4 不确定度分析

通过仪表测量以及计算得到的物理量和真实值之间存在一定的偏差,该偏差由不确定度表示。一般情况下测量的物理量包括直接测量物理量和间接测量物理量。

直接测量物理量 M 不确定度通过下式确定

$$M_i = M_{sc} \pm \delta M_i \quad (8)$$

式中: M_i 为物理量测量平均值; M_{sc} 为单次测量值; δM_i 为不确定度。

假设间接测量物理量 N 由若干个直接测量量 X 组成,不确定度可表示为

$$\frac{\delta N}{N} = \frac{1}{N} \left[\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial N}{\partial x_i} \delta x_i \right)^2 \right]^{0.5} \quad (9)$$

式中; n 为直接测量量个数; δx_i 为直接测量量不确定度。

表 1 给出了试验所用测量仪表量程及测量精度。

表 1 测量参数与仪表关键参数

Table 1 Measurement parameters and instrument precision

参数	设备名称	设备量程	精度
质量流量/ ($t \cdot h^{-1}$)	科里奥利流量计	0.0~3.0	$\pm 0.05\%$
压力/MPa	Rosemount3051 型压力变送器	0.0~30.0	0.1 级
差压/kPa	Rosemount3051 型差压变送器	0.0~128.0	0.1 级
流体温度/ $^{\circ}C$	K 型铠装热电偶	20.0~650.0	$\pm 0.4\%$
壁面温度/ $^{\circ}C$	K 型热电偶线	20.0~650.0	$\pm 0.4\%$
电压/V	电压变送器	0.0~50.0	$\pm 0.1\%$
电流/A	电流变送器	0.0~5 000.0	$\pm 0.1\%$

试验所得测量值不确定度分析结果见表 2。

表 2 测量值不确定度汇总表

Table 2 Summary of measurement uncertainty

物理量	不确定度/ $\%$
压力/MPa	0.78
流体温度/ $^{\circ}C$	0.50
外壁温度/ $^{\circ}C$	1.26
内壁温度/ $^{\circ}C$	5.38
质量流速/($kg \cdot (m^2 \cdot s)^{-1}$)	4.24
加热功率/kW	2.24
热流密度/($kW \cdot m^{-2}$)	5.32
传热系数/($kW \cdot (m^2 \cdot ^{\circ}C)^{-1}$)	7.35

2 试验结果与讨论

2.1 系统标定

正式试验前,需对试验回路进行标定,以验证系统精度与可靠性。通过竖直矩形通道单相流动传热试验完成系统标定,标定参数:压力为 2.1~10 MPa,质量流速为 1 000~1 500 $kg/(m^2 \cdot s)$ 。将试验所得 Nu 值与 DB 公式预测结果进行对比,结果如图 3。由图 3 可以看出,试验所得 Nu 值与 DB 公

式预测值存在偏差,预测值普遍低于试验值,Ghione 等研究窄矩形通道内水换热特性时也得到相似的结论。标定结果表明系统精度满足试验需求,相关测量仪器及数据处理方法可靠^[15-17]。

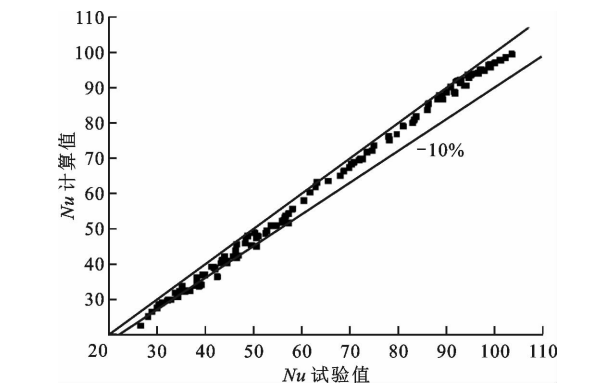


图 3 传热系统标定结果

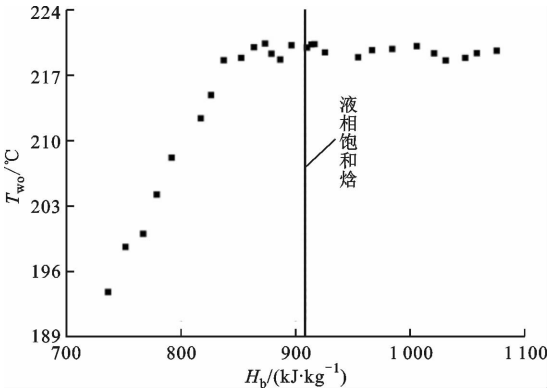
Fig. 3 Calibration results of heat transfer system

2.2 典型传热结果

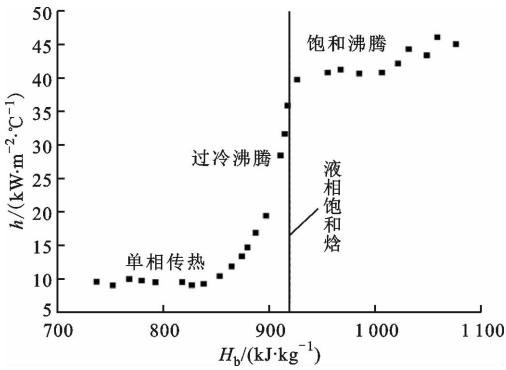
图 4 为窄矩形通道内流体传热特性随焓的变化曲线,图中试验参数范围为入口压力 2.1 MPa、质量流速 1 000 $kg/(m^2 \cdot s)$ 、热流密度 200 kW/m^2 及入口过冷度 12~45 $^{\circ}C$ 。图 4a 为试验段内壁面温度随焓的变化曲线,图 4b 为传热系数随焓的变化。图 4a 表明,过冷水进入试验段后,壁面温度沿流动方向近似线性增加。当增长至产生气泡所需过热度时,过冷沸腾发生,壁面温度增加趋势减缓,至饱和沸腾后,壁面温度趋于定值,在略高于饱和温度的附近小幅波动。

图 4b 为流体分别经历单相、过冷沸腾和饱和沸腾 3 种状态时传热系数变化特点。在单相区,传热系数随着壁温升高缓慢增长,当壁温升高到一定过热度后在壁面汽化核心处产生气泡,此时流体吸收的热量一部分用于增加显热,另一部分使自身相变,流体并未达到饱和温度,此阶段为过冷沸腾段。过冷沸腾段产生的气泡很快在主流中被冷凝,气泡并未成长和脱离,但是气泡的产生增加了热边界层内扰动,传热阻力减小,换热系数急剧增加,壁温增长速度开始变慢。流体温度增加至当地饱和温度时,进入饱和沸腾阶段。饱和沸腾后,受阻力影响壁面温度略有下降,流体的传热系数在焓低于 1 016 kJ/kg 时基本趋于稳定。焓处于 1 016~1 090 kJ/kg 之间时,传热系数出现一定幅度的增加。原因可能是随着流体吸热量增加,通道内气泡产生速率增加,产生的气泡之间发生合并,大气泡周围的液体在气泡和重力影响作用下形成回流,使得回流的液体和

上升液体间发生剧烈扰动,从而形成强烈的漩涡,尖角区的存在也使得流体发生区别于圆管内的二次回流,因此传热特性得到了一定程度的强化。具体高参数工况下窄矩形通道内两相流动特性还需进行更加深入的研究。



(a)壁温随焓的变化



(b)传热系数随焓的变化

图 4 壁温与传热系数随焓的变化

Fig. 4 Wall temperature and heat transfer coefficient versus enthalpy

图 5 反映了流体传热系数随壁面过热度的变化规律,图中工况参数包括入口压力 2.1 MPa、质量流速 1 000 kg/(m² · s)、热流密度 200 kW/m²。从图 5 可以看出,流体以一定过冷度进入试验段,随着壁面温度增加,传热系数缓慢增加。当壁面过热度 ΔT_s 增大到一定值后,试验段某个截面开始产生气泡,该位置称为过冷沸腾起始点,此点后由于气泡的生成使得传热特性发生显著变化,传热系数急剧增大直至饱和沸腾发生。图 5 中传热曲线的变化趋势也反映出当曲线发生明显转折时沸腾发生。

上述结果表明,矩形通道内的流体沸腾过程传热规律与常规圆形通道在一定范围内无明显差异,随着流体吸热量增加,特殊的矩形通道结构使得传热在一定程度上得到强化。总体来讲,随着流体相

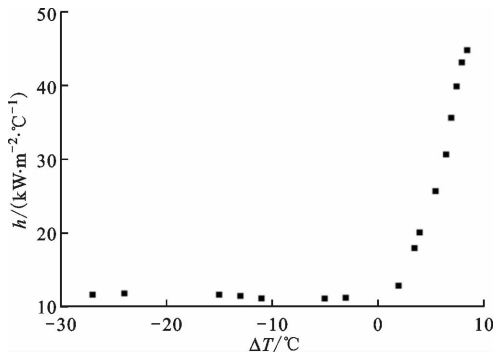


图 5 壁面过热度对传热影响

Fig. 5 Effect of wall superheat on heat transfer

变的发生,使得传热特性发生大幅改善,传热壁面维持在相对均匀的温度,流体进入两相区域后,随着干度的增加其传热系数基本趋于稳定。

2.3 矩形双通道传热特性

不同于单通道,多通道中流量分配是需重点关注的特性之一。图 6 是质量流速为 1 000 kg/(m² · s)、入口温度为 182.5 °C、热流密度分别为 100 kW/m² 和 200 kW/m² 时沿流动方向双通道内壁温变化曲线,图 6 中 L 和 R 分别表示并联的左右两个通道。当热流密度为 100 kW/m² 时,可以看到流体从入口单相到出口两相过程壁温变化趋势。流体处于单相时,内壁温沿流动方向近似线性增加,当壁温达到一定过热度时产生气泡,传热机理由单相对流换热转变为饱和沸腾传热,此时传热效果大大改善,壁温增加到一定值时基本不再变化。热流密度提高至 200 kW/m² 时,壁温拐点提前,沸腾提前发生。当热流密度为 100 kW/m² 时两个矩形通道内壁温绝对差值为 0.8 °C,200 kW/m² 时为 0.5 °C。

图 7 给出了试验段入口压力 2.1 MPa、热流密度 200 kW/m² 时,质量流速对两相沸腾传热影响,其中质量流速包括 1 000、1 250 和 1 500 kg/(m² · s)。图 7 表明,工质进入两相区后,当热力学干度低

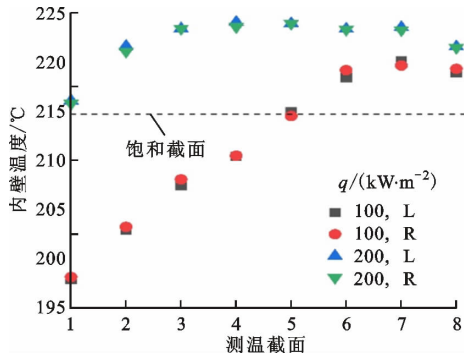


图 6 双通道壁面温度的变化

Fig. 6 Double channel wall temperature diagram

于 0.04 时,传热系数缓慢上升;当干度处于 0.04~0.1 之间时,传热系数整体变化趋势趋于稳定,这说明饱和沸腾发生后质量流速的影响逐渐减弱。这是因为壁面上汽化核心数量增加,产生的气泡经历生成、长大和脱离过程,此过程的扰动弱化了质量流速对换热的影响,沸腾换热占主导地位;也有学者指出,两相区换热不受质量流速影响的一部分原因归于较小尺寸通道内表面张力的作用使得两相难以分离^[18];从传热机理来看,在发生沸腾的热边界层中,传热特性与气泡行为有很大关系,边界层中介质大部分处于饱和状态而气泡液膜过热,所以此时也可以认为沸腾传热不受主流流动的影响。在系统其他参数确定后,传热效果并不会随着质量流速的变化而产生较大变化。通过计算发现同一质量流速下的并联通道,传热特性的变化趋势、传热强弱程度以及从过冷沸腾到饱和沸腾的转折点整体不存在较大差异。通过计算可知,右侧通道与左侧通道在相同位置、相同工况下换热系数的比值最大为 1.1,最小为 0.96。

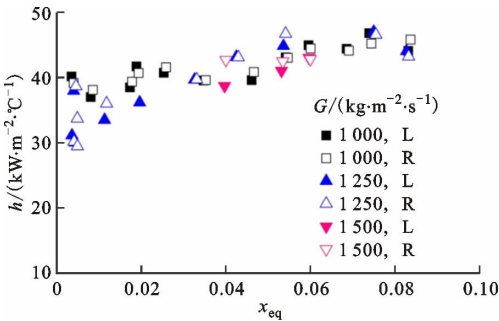


图 7 质量流速对沸腾换热特性的影响
Fig. 7 Effect of mass flow rate on boiling heat transfer

图 8 为试验段入口压力 2.1 MPa、质量流速 1 000 kg/(m²·s) 时不同热流密度下传热系数随热力学干度变化曲线,热流密度包括 100、200 和 300 kW/m²。图 8 表明,工质吸热发生相变后在热力学干度相同时,随着热流密度增加,传热系数变大。这是因为随着热流密度增加,壁温升高速度变快,壁面过热度越高,气泡生成、成长和脱离频率加快,使得流体扰动更加剧烈,从而使传热得到加强。从图 8 中传热系数变化趋势也可以看出,热流密度越大,发生沸腾的时间越早。由于相同工况条件下左侧和右侧两个矩形通道内换热特性相差无异,可以推断出两个通道内流体分配较为均匀。

图 9 为质量流速 1 000 kg/(m²·s)、热流密度 300 kW/m² 时不同试验段入口压力工况下传热特性变化曲线,入口压力包括 2.1、6.0 和 10.0 MPa。

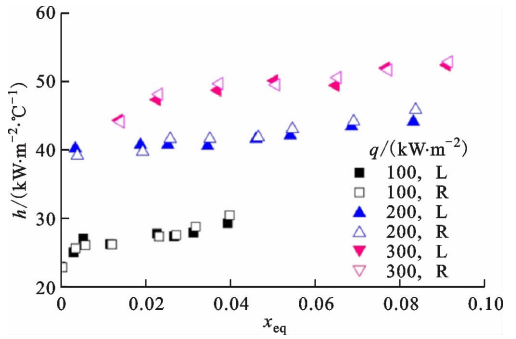


图 8 热流密度对沸腾换热特性的影响
Fig. 8 Effect of heat flux on boiling heat transfer

图 9 表明,在相同的热力学干度条件下,随着压力的增加,沸腾传热系数增大,传热特性增强,这主要归结于压力的增大使得表面张力和液相气相密度比减小,更加有利于激活汽化核心,并且随着压力的升高,沸腾所需过热度降低,从而使得传热系数增加;当压力分别为 2.1 和 6.0 MPa 时传热系数相差较小;此外图 9 也表明饱和沸腾后的流体在一定的干度范围内不会发生较大波动。这也再次佐证了沸腾传热过程中核态沸腾占主导地位。经计算左右两通道在相同位置、相同工况条件下传热系数之比最大为 1.08,最小为 0.97。

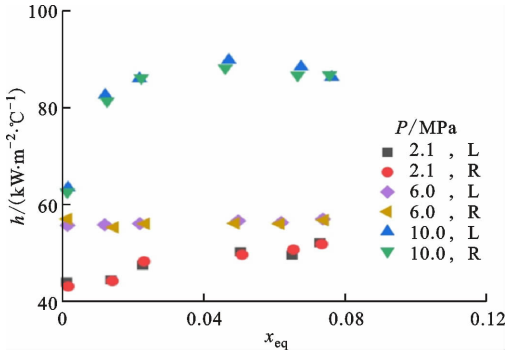


图 9 压力对传热特性的影响
Fig. 9 Effect of pressure on boiling heat transfer

图 10 给出了入口压力为 2.1~10 MPa、入口温度为 80~299 °C、质量流速为 1 000~1 500 kg/(m²·s)、热流密度为 100~300 kW/m² 工况下并联双通道内换热系数对比图。图中: h_R 为右侧通道传热系数; h_L 为左侧通道传热系数。从图 10 可以看出,在一定的参数范围内,两个通道间的传热系数之间的偏差低于 $\pm 7\%$,这表明两个通道间的流量分配基本均匀。

图 6~10 表明,从传热角度看,两个通道之间的壁温分布和传热系数变化有着几乎一样的趋势。传热系数的大小、传热过程的变化位置都无太大差异。

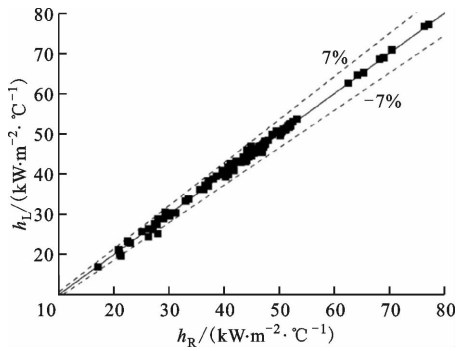


图10 双通道换热系数对比图

Fig. 10 Comparison of heat transfer coefficient between two channels

通过对比相同位置、相同工况下的传热系数值,两个通道间的最大差值不超过 $\pm 7\%$,由于在不同流量下,包括壁温、传热系数以及干度都会存在一定偏差,由此得出,并联双矩形通道间的流量分配较为均匀。

2.4 传热关联式对比

传热系数的精确预测是设计需求中最重要的一项。学者已提出众多的经验关联式和理论模型,然而考虑到两相流动的复杂性,很难在较大的参数范围内对试验走势进行精准预测。文中选取了Chen公式^[19]、Liu公式^[20]、Kim公式^[21]、Cooper公式^[22]和Shah公式^[23]5个关联式与所得试验数据进行对比。以下为5种关联式表达形式:

Chen公式表达式

$$h_{tp} = Eh_{sp} + Sh_{nb} \quad (10)$$

$$h_{sp} = 0.023 \frac{\lambda_l}{D} Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4} \quad (11)$$

$$h_{nb} = 0.00122 \frac{\lambda_l^{0.79} C_{pl}^{0.45} \rho_l^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu_l^{0.29} h_{fg}^{0.24} \rho_g^{0.24}} \cdot \Delta T_{sat}^{0.24} \Delta P_{sat}^{0.75} \quad (12)$$

Liu公式表达式

$$h_{tp} = \sqrt{(Fh_l)^2 + (Sh_{pool})^2} \quad (13)$$

$$F = \left[1 + xPr_l \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} - 1 \right) \right]^{0.35} \quad (14)$$

$$S = (1 + 0.055F^{0.1} Re_l^{0.16})^{-1} \quad (15)$$

Kim公式表达式

$$h_{tp} = \sqrt{(h_{nb})^2 + (h_{cb})^2} \quad (16)$$

$$h_{nb} = \left[2345 \left(B \frac{P_H}{P_F} \right)^{0.7} Pr_R^{0.38} (1-x)^{-0.51} \right] h_l \quad (17)$$

$$h_{cb} = \left[5.2 \left(B \frac{P_H}{P_F} \right)^{0.8} We_{fo}^{-0.54} + 3.5 \left(\frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.94} \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.25} \right] h_l \quad (18)$$

Cooper公式表达式

$$h_{tp} = 55 p_R^{-0.12} (-\lg p_R^{-0.55}) M_w^{-0.5} q^{0.67} \quad (19)$$

Shah公式表达式

$$h_{tp} = \max(E, S) h_{sp} \quad (20)$$

$$S = \frac{1.8}{N^{0.18}}, N > 1 \quad (21)$$

$$E = 230 B^{0.5} \exp(2.74 N^{-0.1}), B > 3 \times 10^{-5} \quad (22)$$

$$E = 1 + 46 B^{0.5}, B < 3 \times 10^{-5}, 0 < N < 1 \quad (23)$$

$$E = F B^{0.5} \exp(2.74 N^{-0.1}), N < 1 \quad (24)$$

$$E = F B^{0.5} \exp(2.74 N^{-0.15}) \quad (25)$$

$$F = 14.7, B > 11 \times 10^{-5} \quad (26)$$

$$F = 15.43, B < 11 \times 10^{-5} \quad (27)$$

为比较5个关联式对试验数据预测性能的影响,引入以下3个参量。

平均误差为

$$E_{ME} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \sigma_i \quad (28)$$

平均绝对误差为

$$E_{MAE} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |\sigma_i| \quad (29)$$

标准偏差为

$$s = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{(\sigma_i - E_{ME})^2}{n-1} \quad (30)$$

式中: n 为试验数据个数; σ_i 通过下式计算

$$\sigma_i = \frac{h_{pre,i} - h_{exp,i}}{h_{exp,i}} \quad (31)$$

图11为5个关联式与试验数据的对比图, $h_{tp,exp}$ 为试验所得两相传热系数, $h_{tp,pre}$ 为各经验关联式计算得两相传热系数。

改进后的关联式如下

$$h_{tp} = \sqrt{(h_{nb})^2 + (h_{cb})^2} \quad (32)$$

$$h_{nb} = \left[2345 \left(B \frac{P_H}{P_F} \right)^{0.7} Pr_R^{0.23} (1-x)^{-0.694} \right] h_l \quad (33)$$

$$h_{cb} = \left[5.2 \left(B \frac{P_H}{P_F} \right)^{0.08} We_{fo}^{-0.54} + 3.5 \left(\frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.472} \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.461} \right] h_l \quad (34)$$

表3为5个现有以及改进后关联式对试验数据预测性能的影响。

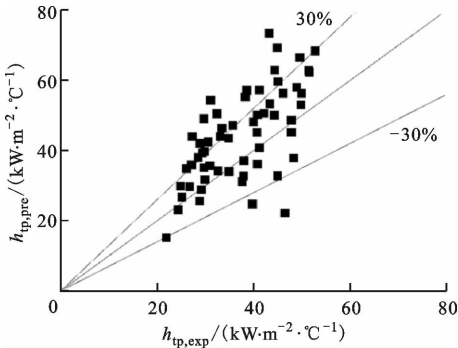
通过对图11和表3进行分析,5个经验关联式中,Liu公式在对矩形通道内沸腾传热特性变现出较好的预测性能,有97.6%的试验数据落在了20%

表 3 关联式传热系数预测性能比较

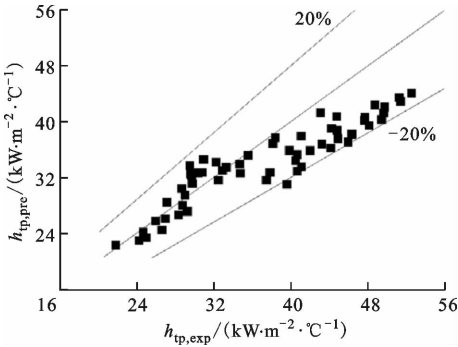
Table 3 Comparison of correlations in heat transfer coefficient prediction

公式名	$E_{ME}/\%$	$E_{MAE}/\%$	$s/\%$
Chen	18.3	26.5	32.4
Liu	-7.2	10.0	11.8
Cooper	-8.0	13.6	15.1
Kim	-33.3	33.3	34.4
Shah	-7.7	11.9	13.6
本文	1.4	7.8	9.6

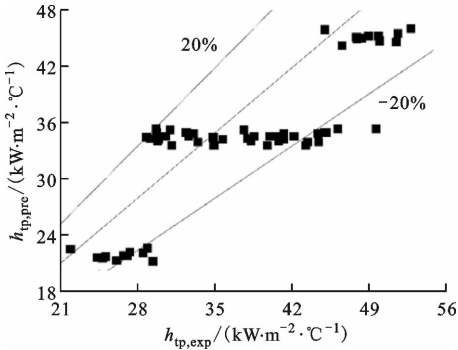
范围内,全部落在了 30% 的范围内,标准偏差为 11.8%,表明预测结果与试验数据之间偏离程度较小;除了 Liu 公式,Shah 公式预测性能较好,Cooper



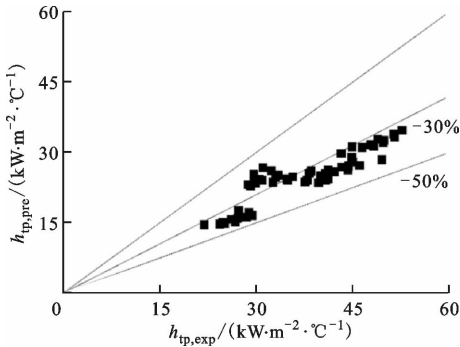
(a)Chen 公式



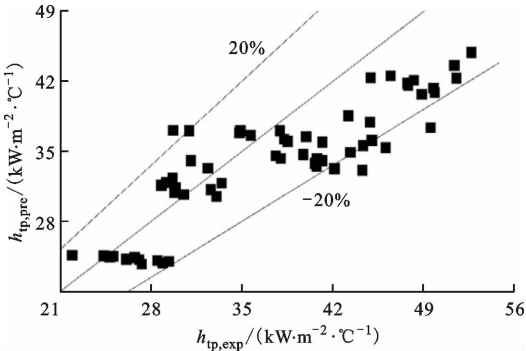
(b)Liu 公式



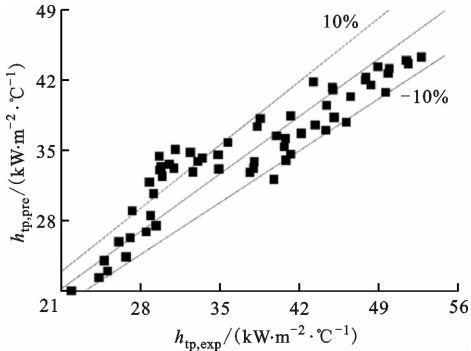
(c)Cooper 公式



(d)Kim 公式



(e)Shah 公式



(f)改进后的关联式

图 11 现有与改进关联式试验数据对比图

Fig. 11 Comparison of existing and improved correlations

公式次之。改进后的 Kim 公式平均误差、平均绝对误差和标准偏差分别为 1.4%、7.8%和 9.6%,其中 77.1%的数据点落在了 $\pm 10\%$ 误差范围内,与原关联式相比预测效果改善明显。在图 11f 中,13.6% 的试验数据落在了与试验数据偏差 10% 范围外,存在偏差的数据试验工况为不同压力和质量流速下入口温度为试验段出口刚饱和时的传热数据。通过热平衡方法计算的流体状态已经饱和,但是实际上的饱和沸腾发生的位置比热平衡计算位置更加延后,实际该位置处于过冷沸腾阶段,得到的传热试验结果比预测值低,而充分沸腾后的数据不会和改进后

的偏差过大。因此,不同尺寸窄矩形通道内如何准确确定饱和沸腾起始点是一个待解决的问题。

图12为改进后的关联式与现存文献中试验数据对比图^[24-27]。从图12可以看出,改进后的关联式可以在一定范围内较好的对现存文献中的数据进行预测,75%的预测数据落在了与试验值偏差 $\pm 30\%$ 范围内。还有一部分存在较大偏差可能是以下原因导致:首先是矩形通道间隙的影响,在一定条件下气泡从壁面脱离直径一定,随着通道间隙的变化,通道内气泡行为及流型可能发生相应的变化,从而使得预测值和试验值出现偏差;其次试验系统的压力与临界压力的比值也会对关联式的预测性能产生影响,文献[24]和[25]压比在本文压比范围内,不同于本文,文献[27]中试验工况压力范围为0.13~0.26 MPa;最后文献[27]中偏差超过30%,试验数据大部分质量流速为 $400 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$,较本文质量流速较低,在不同间隙的矩形通道内低质量流速对传热的影响可能存在差异。因此为进一步了解矩形通道内沸腾流动传热特性,还需展开对不同间隙、不同压比和不同质量流速条件下矩形通道内传热特性的研究。

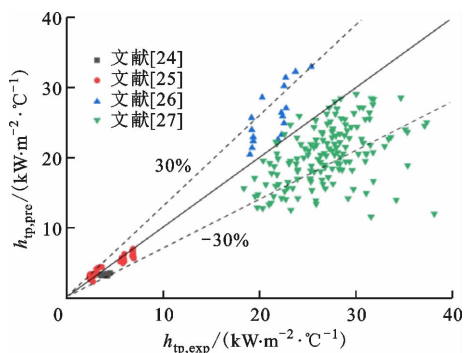


图12 改进关联式与文献数据对比图

Fig. 12 Comparison between improved correlation and literature data

3 结论

本文通过试验的方法研究了入口压力2.1~10 MPa、质量流速 $1\,000 \sim 1\,500 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 、热流密度 $100 \sim 300 \text{ kW}/\text{m}^2$ 、通道尺寸宽高比39.4时,并联矩形通道中不同参数对通道内换热特性的影响,并与已有换热经验关联式进行对比,试验结果为舰核反应堆堆芯热工水力设计、安全分析、性能预测及结构完整性评估和优化提供参考,得出如下主要结论。

(1)流体饱和和沸腾发生后,质量流速对换热特性

的影响减弱,传热系数受质量流速影响不大,热流密度对沸腾传热影响较大,流体换热系数随着热流密度的增加而增加;此变化趋势反映出,当热力学干度低于0.15时,核态沸腾在换热过程中起到主导作用。

(2)分析了并联矩形通道内流动分配问题。通过对比相同位置、相同工况下的传热系数及壁温分布,发现并联矩形通道间的最大差值不超过 $\pm 7\%$ 。因此,从传热特性来看,两个并联通道间未存在明显的流动分配问题。

(3)和5个已有关联式换热特性预测性能对比,发现基于Chen类型的公式较其他类型公式具有较好的换热预测性能,其中精度最高的为Liu和Winterton公式,对传热系数预测的平均误差、平均绝对误差和标准偏差分别为 -7.2% 、 10.0% 和 11.8% ,其中61.4%的数据点落在了 $\pm 10\%$ 误差范围内;并以Kim公式为基准,得到预测精度更高的关联式,改进后的公式分别有77.1%、96.4%的数据落在与试验数据偏差 $\pm 10\%$ 、 $\pm 20\%$ 范围内。

参考文献:

- [1] GONG Liang, ZHAO Jin, HUANG Shanbo. Numerical study on layout of micro-channel heat sink for thermal management of electronic devices [J]. Applied Thermal Engineering, 2015, 88(9): 480-490.
- [2] ZHANG Yulong, SETHI V. Compact heat exchange reactor for synthesis of mixed alcohols [J]. Catalysis Today, 2016, 259: 393-401.
- [3] SOUTHALL D, LE PIERRES R, DEWSON S J. Design considerations for compact heat exchangers [C]// Proceedings of the ICAPP. Anaheim, CA, USA: ANS, 2008: 8-12.
- [4] ISHIBASHI E, NISHIKAWA K. Saturated boiling heat transfer in narrow spaces [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1969, 12(8): 863-893.
- [5] GONG Shengjie, MEI Yong, AMIN M Y, et al. Orientation effect on heat transfer coefficient of a downward surface for flow boiling in a rectangular channel under low flow rate [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2020, 153(1): 119594.
- [6] SHIFERAW D, HUO X, KARAYIANNIS T G, et al. Examination of heat transfer correlations and a model for flow boiling of R134a in small diameter tubes [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2017, 50(25/26): 5177-5193.
- [7] SUN Licheng, MISHIMA K. An evaluation of predic-

- tion methods for saturated flow boiling heat transfer in mini-channels [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2009, 52(23/24): 5323-5329.
- [8] KANDLIKAR S G. A Model for Correlating flow boiling heat transfer in augmented tubes and compact evaporators [J]. *Journal of Heat Transfer*, 1991, 113(4): 966-972.
- [9] QU Weilin, MUDAWAR I. Flow boiling heat transfer in two-phase micro-channel heat sinks; I Experimental investigation and assessment of correlation methods [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2003, 46(15): 2755-2771.
- [10] 郑银银. 竖直矩形小通道内上升流饱和沸腾换热规律的研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2015: 45-46.
- [11] LI Wei, WU Zan. A general correlation for evaporative heat transfer in micro/mini-channels [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2010, 53(9): 1778-1787.
- [12] OH J T, PAMITRAN A S, CHOI K, et al. Experimental investigation on two-phase flow boiling heat transfer of five refrigerants in horizontal small tubes of 0.5, 1.5 and 3.0 mm inner diameters [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2011, 54(9/10): 2080-2088.
- [13] SAITOH S Z, DAIGUJI H, HIHARA E. Correlation for boiling heat transfer of R-134a in horizontal tubes including effect of tube diameter [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2007, 50(25/26): 5215-5225.
- [14] MA Hongqiang, CAI Weihua, CHEN Jie, et al. Numerical investigation on saturated boiling heat transfer correlations in a vertical rectangular minichannel [J]. *International Journal of Sciences Thermal*, 2016, 102(2): 285-299.
- [15] GHIONE A, NOEL B, VINAL P, et al. Assessment of thermal-hydraulic correlations for narrow rectangular channels with high heat flux and coolant velocity [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2016, 99: 344-356.
- [16] DAESEONG J O, AL-YAHIA O S, ALTAMIMI R M, et al. Experimental investigation of convective heat transfer in a narrow rectangular channel for upward and downward flows [J]. *Nuclear Engineering and Technology*, 2014, 46(2): 195-206.
- [17] LIANG Zhenhui, ZHANG Hang, QIU Suizhen, et al. Experimental investigation on thermal-hydraulic characteristics of narrow rectangular channels with simulated neutronic feedback [J]. *Nuclear Engineering and Design*, 2014, 273: 668-679.
- [18] GROHMANN S. Measurement and modeling of single-phase and flowboiling heat transfer in microtubes [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2005, 48(19/20): 4073-4089.
- [19] CHEN J C. A correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow [J]. *Industrial and Engineering Chemistry Process Design and Development*, 1966, 5(3): 322-329.
- [20] LIU Z, WINTERTON R H S. A general correlation for saturated and subcooled flow boiling in tubes and annuli, based on a nucleate pool boiling equation [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1991, 34(11): 2759-2766.
- [21] KIM S M, MUDAWAR I. Universal approach to predicting saturated flow boiling heat transfer in mini/micro-channels: part II Two-phase heat transfer coefficient [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2013, 64: 1239-1256.
- [22] COOPER M G. Flow boiling: the 'apparently nucleate' regime [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1989, 32(3): 459-464.
- [23] SHAH M. Chart correlation for saturated boiling heat transfer: equations and further study [J]. *ASHRAE Transactions*, 1982, 88(1): 185-196.
- [24] TRAN T N, WAMBSGANSS M W, FRANCE D M. Small circular-and rectangular-channel boiling with two refrigerants [J]. *International Journal of Multiphase Flow*, 1996, 22(3): 485-498.
- [25] HIDEO M. Two-phase flow and boiling heat transfer in small diameter tubes [J]. *Heat Transfer Engineering*, 2016, 37(7/8): 686-695.
- [26] FANG Xiande, ZHOU Zhanru, WANG Hao. Heat transfer correlation for saturated flow boiling of water [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2015, 76: 147-156.
- [27] 严天宇. 竖直矩形窄缝通道内水的流动传热特性研究 [D]. 西安: 西安交通大学, 2020: 32-33.

(编辑 武红江)