科学通报 2020 年 第 65 卷 第 17 期: 1741 ~ 1751
专辑: 沸腾与冷凝传热及强化 论 文
《中国科学》杂志社 SCIENCE CHINA PRESS

非均匀热流下R245fa/R134a两相流型及换热特性

卢雅妮, 汪大海, 赵力*, 邓帅, 赵东鹏, 聂显铧

天津大学机械工程学院, 中低温热能高效利用教育部重点实验室, 天津 300350

* 联系人, E-mail: jons@tju.edu.cn

2019-07-31 收稿, 2019-09-05 修回, 2019-09-06 接受, 2019-11-08 网络版发表

国家自然科学基金(51776138)和天津市人才发展特殊支持计划高层次创新创业团队项目资助

摘要 针对有机工质在非均匀热流边界条件下的气液相变问题, 基于质量分数配比为0.7:0.3的非共沸工质R245fa/R134a, 建立了非均匀热流下10 mm内径水平管内的两相流动沸腾换热实验系统. 实验工况为质量通量175~373 kg/(m^2 s), 热流密度9.95~47.57 kW/m^2. 利用高速摄像仪和图像处理技术, 对观察到的泡状流、塞状流、分层流和环状流4种流型进行了灰度值分析, 并分别绘制了非均匀加热和均匀加热时的流型图. 基于流型分析了干度、质量通量、热流密度和饱和温度对两相换热系数的影响, 并将实验数据与4种现有关联式进行对比. 结果表明, 在相同的加热量下, 相比于均匀加热条件, 非均匀加热条件下流型由间歇流转变为环状流时的初始干度更低; 换热系数在低干度区随干度变化较小, 而在干度较高的环状流区域随干度增大而增大. 此外, 换热系数随质量通量、热流密度增大而增大, 而饱和温度对对流沸腾区换热系数的影响不大, 对核态沸腾区有一定影响. 在非环状流区域4种换热关联式的预测能力都表现较差, 而在环状流区域Sun & Mishima关联式的预测精度相对最高.

关键词 R245fa/R134a, 非均匀热流, 流动沸腾, 流型, 换热系数, 关联式

管内流动沸腾换热是两相流领域重要的研究课题之一, 深刻认识其特性及规律对系统优化设计有着重要意义. 在核反应堆、热交换器(如槽式太阳能集热器)、航空航天热控系统(如泵驱动的两相散热系统)等发生气液相变的系统中, 热流边界条件往往表现出明显的非均匀分布, 使得对管内压降、换热系数和流型预测的研究具有很大的挑战. 此外, 由于不同流体的性质(主要是黏度、密度和表面张力)、热力学条件(压力、温度)和几何尺寸等的多变性, 流型及换热特性往往也会呈现出不同的变化规律[1].

国内外学者对非均匀热流下纯工质的流动换热特性进行了大量研究. 张学学等人[2]对水和乙二醇在上半周加热、下半周绝热边界条件下的混合对流换热进行了实验和模拟研究, 揭示了重力场对水平管内流体层流对流换热的影响. Lobón等人[3,4]对太阳能直膨系统进行稳态和动态仿真, 得到了水温、压力沿管长的分布和各截面两相流状态. Chang等人[5]以水为工质进行了非均匀加热的实验研究和数值模拟, 发现管道内的换热计算仍然可以采用Dittus Boelter公式. Wang等人[6]模拟计算了工质为导热油和熔盐时均匀热流和非均匀热流下的集热效率, 发现非均匀热流对集热效率几乎没有影响. 综上所述, 目前对非均匀热流的研究大都集中在以纯工质为工作流体的系统中. 混合工质因存在温度滑移, 能提高循环效率, 具有极大的应用潜能[7]. 而现有对混合工质在非均匀热流条件下的两相流型和换热特性的相关研究较少. 因此, 对混合工质, 特别是非共沸工质的流动沸腾换热进行研究是极其重要的.

本文对非均匀热流条件下非共沸工质R245fa/

引用格式: 卢雅妮, 汪大海, 赵力, 等. 非均匀热流下R245fa/R134a两相流型及换热特性. 科学通报, 2020, 65: 1741–1751
Lu Y N, Wang D H, Zhao L, et al. Two-phase flow pattern and heat transfer coefficients of R245fa/R134a under non-uniform heat flux (in Chinese). Chin Sci Bull, 2020, 65: 1741–1751, doi: 10.1360/TB-2019-0351

© 2019《中国科学》杂志社

R134a在水平管内的两相流动沸腾进行实验研究. 为了更好地了解流动沸腾换热机理, 对流型出现和转变的规律进行探索, 研究了在非均匀热流下水平管中4种典型流型, 并进行灰度值分析, 而且对非均匀热流和均匀热流下的两相流型图进行比较. 此外, 分析了质量通量、热流密度及饱和温度对换热系数的影响, 并对不同流型区域的换热系数变化特性进行探索, 最后对4种现有的换热关联式进行评估.

1 实验装置

1.1 实验系统

R245fa和R134a被认为是有机朗肯循环中较有前途的工质, 当质量分数配比为0.7:0.3时, 被证明在中高温工况下表现出较好的热力循环性能[8], 故本实验将其作为研究对象.

对非共沸工质R245fa/R134a流型及换热特性的实验研究是在本课题组自行设计并搭建的一套研究非均匀热流下有机工质流动沸腾的实验台上完成的. 实验系统原理图如图1(a)所示, 实验系统由工质循环系统和制冷系统组成. 制冷系统主要由冷水箱和制冷机组组成, 为实验提供所需冷量. 工质循环系统主要由工质泵、预热段、非均匀实验段、可视段、冷凝器和储液罐组成. 工质R245fa/R134a从储液罐中抽出, 经由工质泵、金属浮子流量计在预热段中受热升温, 以接近饱和的状态进入非均匀加热实验段. 加热方式采用电加热. 工质受热蒸发后成为气液混合物, 流经节流阀进入冷凝器冷凝为液体, 最终回到储液罐完成一个循环. 冷凝器为板式换热器. 实验段出口设置管道视镜以观察流型. 实验系统的实物照片如图1(b)所示.

1.2 实验测试段

实验测试段由预热段、非均匀实验段和可视化部分组成, 如图2所示. 预热段是一段长3000 mm的铜管, 将过冷液体加热到实验所需干度. 非均匀实验段为2000 mm长的不锈钢管(SUS304), 内径和外径分别为10.00和11.92 mm. 实际测量在非均匀实验段进行. 用高速摄像机可以直接观察实验段末端管道视镜的流型. 玻璃管的内径和外径分别为10.12和12.09 mm. 预热器进出口温度采用两套K型热电偶(D_j=0.5 mm, 其中j代表热电偶编号)测量, 非均匀实验段进出口流体温度采用T型热电偶(D_j=1.5 mm)测量. 非均匀实验段的底部、顶部和侧壁温度均采用T型热电偶(D_j=0.5 mm)测量, 温度测点设置在6个等距分布的截面, 每个截面设置4个测点, 如图3所示. 测试段由镍铬(Ni-Cr)薄膜加热片加热, 共8片. 每片长1000 mm、宽8 mm, 最大输出功率2.5 kW. 当8片Ni-Cr薄膜加热片在相同功率下工作时, 可向实验段提供周向均匀的热流. 当上、下侧只有一组Ni-Cr加热片工作时, 可向实验段提供周向非均匀热流.

2 实验数据处理及方法

2.1 热流密度

当总加热量相等时, 管外半周加热、余弦加热和高斯分布加热3种加热方式对管壁的温度分布影响不大[9]. 但在处理边界条件时, 半周加热可大大简化实验和计算. 因此, 本实验采用半周加热半周绝热的热流边界.

非均匀实验段的热通量$q_{\text{non, test}}$的计算公式如下:

$$q_{\text{non, test}} = \frac{Q_{\text{non, test}}}{\pi r_{\text{in}} L}. \tag{1}$$

其中, $Q_{\text{non, test}}$为非均匀实验段的加热量, kW; r_{in}为管道内径, m; L为管道加热长度, m.

实验段质量通量G的计算公式如下:

$$G = \frac{\rho V}{\pi r_{\text{in}}^2}. \tag{2}$$

其中, ρ为实验段进口工质的密度, kg/m^3; V为质量流量计测得的体积流量, m^3/s.

2.2 换热系数

采用牛顿冷却公式计算局部换热系数h:

$$h = \frac{q_{\text{non, test}}}{T_{\text{wall, in, }i} - T_{\text{fluid, }i}}. \tag{3}$$

其中, i为测量点具体位置; $T_{\text{wall, in, }i}$为测量点的内管壁温度, °C; $T_{\text{fluid, }i}$为测量点的工质饱和温度, °C.

考虑金属管内的一维传热, 通过测得的外管壁温度$T_{\text{wall, out, }i}$计算内管壁温度$T_{\text{wall, in, }i}$:

$$T_{\text{wall, in, }i} = T_{\text{wall, out, }i} + \frac{q''_{\text{non, test}}}{4\lambda_{\text{w}}} \cdot \left(r_{\text{out}}^2 - r_{\text{in}}^2\right) - \left(\frac{q''_{\text{non, test}}}{2\lambda_{\text{w}}} \cdot r_{\text{out}}^2\right) \cdot \ln\left(\frac{r_{\text{out}}}{r_{\text{in}}}\right). \tag{4}$$

其中, r_{out}为管道外径, m; $q''_{\text{non, test}}$为实验段的体积热通量, W/m^3; λ_{w}为304不锈钢管的导热系数, 取16.5 W/(m °C).

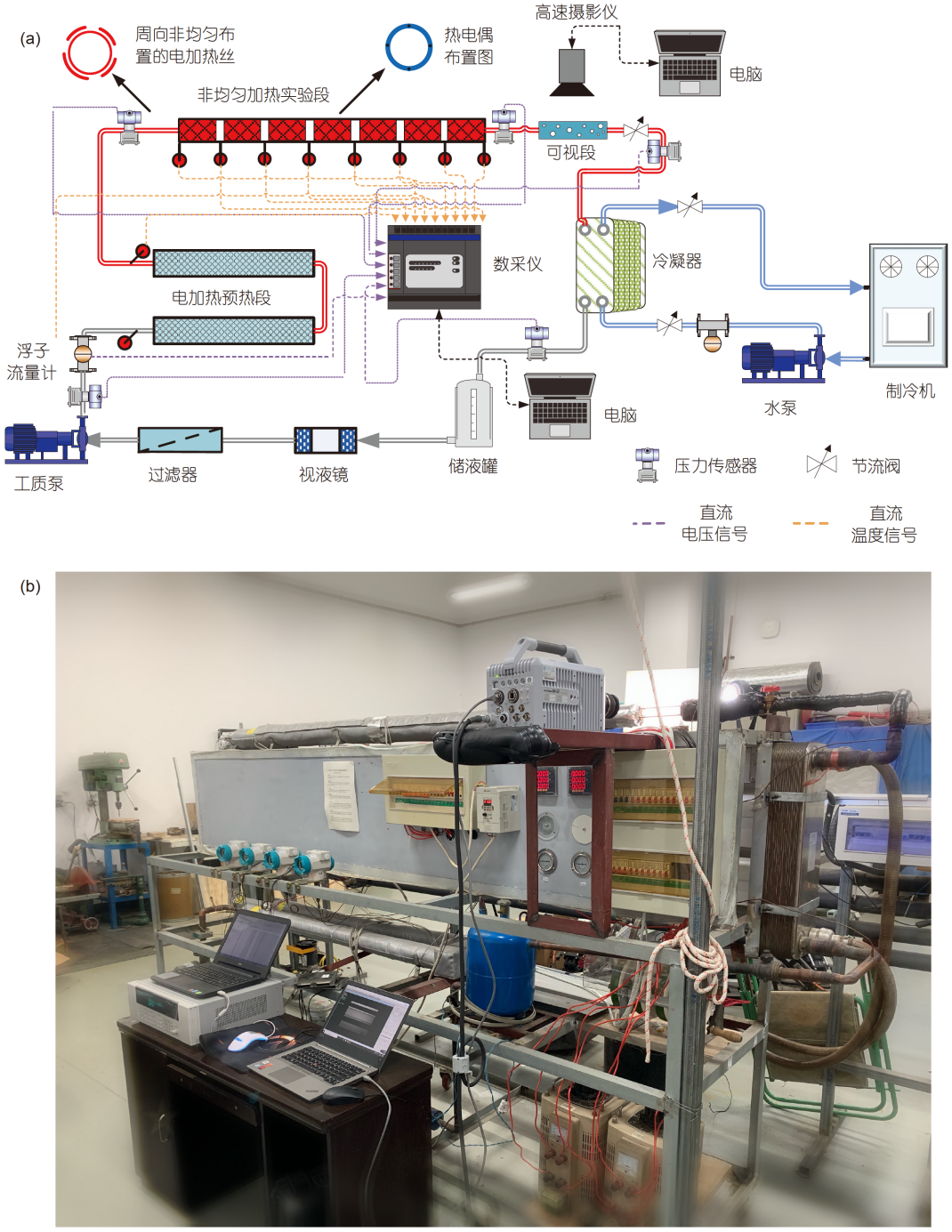


图 1 (网络版彩色)实验系统图. (a) 原理图; (b) 实物图

Figure 1 (Color online) Experimental system diagram. (a) Schematic of the test facility; (b) experimental installation of test section

2.3 干度

测量点的工质干度x_i可由热平衡法得到:

$$x_i = \frac{H_i - H_{\rm l}}{H_{\rm lg}}. \tag{5}$$

其中，$H_{\rm l}$和$H_{\rm lg}$分别为饱和压力下的液体焓值和汽化潜热，kJ/kg. H_i为测量点的工质比焓，kJ/kg，可由下式计算:

$$H_i = H_{\rm in} + \left(\frac{Q_{i,\rm non,test}}{m}\right). \tag{6}$$

其中，$Q_{i,\rm non,test}$为通过线性插值得到的从入口到测温截

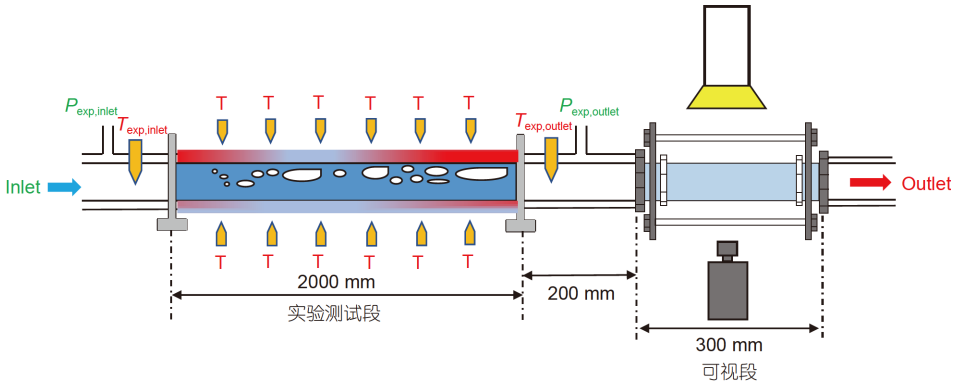


图 2 (网络版彩色)实验段示意图
Figure 2 (Color online) Schematic diagram of the test section

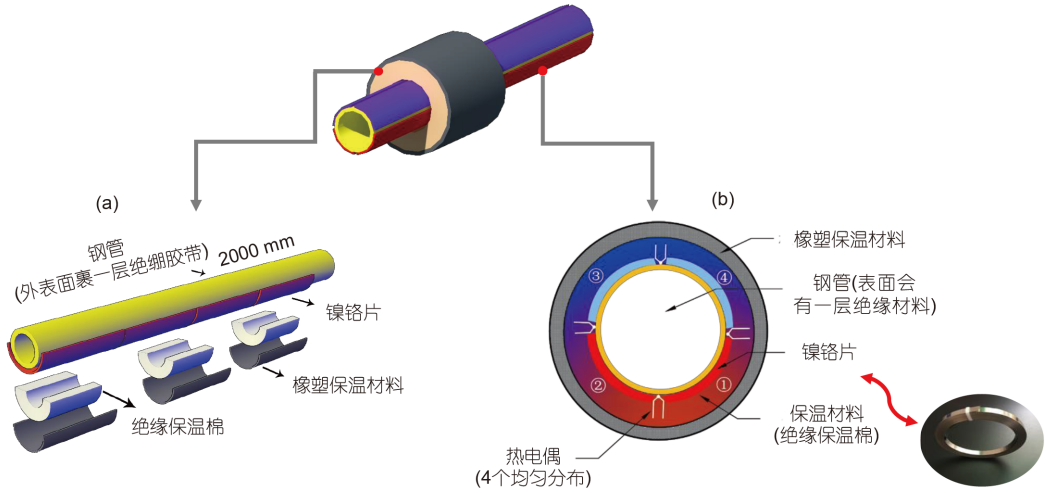


图 3 (网络版彩色)非均匀测试段示意图. (a) 轴向分布示意图; (b) 周向分布示意图
Figure 3 (Color online) Schematic diagram of the non-uniform test section. (a) Schematic of the axial section; (b) schematic of the cross section

面所施加的热量, kW; m为工质的质量流率, kg/s. H_{in}为实验段入口焓值, kJ/kg, 根据能量平衡计算:

$$H_{in} = H_{in,preh} + \left(\frac{Q_{preh}}{m}\right). \tag{7}$$

其中, $H_{in,preh}$为预热段入口焓值(由实测温度和压力得到), kJ/kg; Q_{preh}为数字功率表直接测量得到的预热段热量, kW.

2.4 实验不确定度

实验的不确定度根据式(8)[10]进行分析:

$$\delta_R = \sqrt{\sum_1^n \left(\frac{\partial R}{\partial x_i}\delta x_i\right)^2}. \tag{8}$$

δ_R为间接测量的绝对不确定度, δ_R/R为相对不确定度. 实验中测量参数的不确定度见表1.

3 结果与分析

以R245fa/R134a为工质, 在非均匀实验段的热流密度q为9.95~47.57 kW/m^2, 质量通量G为175, 274和373 kg/(m^2 s), 饱和温度T_{sat}为30, 40和50°C, 干度范围为0~1的工况下进行实验. 工质主要物性参数可通过美国国家标准与技术研究院(National Institute of Standards and Technology, NIST)提供的物性计算软件Refprop®8.0查询得到(https://www.nist.gov/).

3.1 典型流型灰度值

在相变传热过程中, 流型对换热特性有重要影响. 研究非均匀加热条件下的非共沸工质流型的分布和变

表 1 实验参数的不确定度

Table 1 Uncertainty of experimental parameters

参数	单位	测量范围	不确定度(%)
$T_{wall,out,i}$	°C	40~100	0.10~0.25
$T_{fluid,i}$	°C	30~50	0.20~0.33
h	kW/(m^2 K)	1~3.5	2.51~5.24
G	kg/(m^2 s)	175.05~372.98	4.39~9.19
$q_{non,test}$	kW/m^2	9.95~47.57	1.18~4.75
x_i	-[a)]	0~1	4.56~10.35

a) -表示无单位

化，对分析换热特性及保证系统的安全运行具有极大意义. 通过高速图像采集系统和图像处理技术对实验中观测到的流型进行研究.

由位于测试段出口的视镜获得4种典型流型，如图4. 在利用图像处理程序对两相流型进行分析时，为了避免单帧图像产生较大误差，提取了上千张图像的波动信号. 此方法可以全面考虑流型整体的变化趋势和细节. 在图像处理中，灰度值是图像最重要的特征之一，4种典型的R245fa/R134a流型灰度波动序列如图5所示，其中峰值表示气相，峰谷表示液相. 泡状流和塞状流的灰度值波动范围较大，大约在125~250之间，而分层流和环状流的灰度值波动范围相对较小. 泡状流有明显的峰值和峰谷，小气泡在液相中分布流动. 塞状流由气泡过渡而来，气泡聚集长大形成气塞，灰度值波动幅度相对较大. 与塞状流相比，分层流的波动幅度相对平缓且连续. 环形流的特征是气泡频率为0 Hz，其灰度值随时间变化很小，在200附近轻微波动.

3.2 非均匀/均匀热流的两相流型图

为研究非均匀热流下流型的转换特性，在质量通量G分别为175，274和373 kg/(m^2 s)，饱和温度T_{sat}为40°C的实验工况下，使总热量Q=903.06 W保持相同，对非均匀和均匀两种热流条件下的两相流型图进行比较，如图6. 一般将塞状流和弹状流合称为间歇流，其中I/A指间歇流到环状流的转换曲线. 本实验中未观测到弹状流，故选取分层流向环状流过渡的中间值作为I/A转换曲线上的点. 环状流是换热器中最常见的流型. 本文着重研究非环状流区域向环状流区域的过渡.

根据实验观察到的4种主要流型可知，在这3组不同的质量通量下，流型转换的初始干度是不同的. 随着质量通量增加，由间歇流向环状流转换的初始干度逐渐减小，环状流所占比例逐渐增加. 这是因为，质量通量的增加促进了对流蒸发的作用，气相速度增大，在相对高干度下更容易形成环状流[11]. 当气相速度大于液相速度时，高速气相夹带少部分液滴且在管中心流动，而液膜环绕着内管壁，形成环状流. 图6(a)和(b)相比，非均匀加热的典型流型与均匀加热的流型相同. 然而，在加热不均匀的情况下，出现环状流的初始干度减小，环状流所占比例变大. 这是因为，加热类型对流型转换的影响主要在于施加在截面上的热流密度差异. 可以观察到，非均匀加热的间歇流比例较小，并且I/A转换曲线的初始干度较低. 这是因为，非均匀加热条件下的热流密度相当于均匀加热的两倍，并且管道底部的加热加速了间歇流向环形流的转变.

3.3 基于流型的非均匀换热特性

在现有流型实验的基础上，根据Charnay等人[12]关于流型对换热系数影响的研究，着重区分了非环状流区域和环状流区域，进行了非均匀热流下R245fa/R134a的流动沸腾换热实验. 两相流传热机理有两种：核态沸腾和对流蒸发[13]. 核态沸腾是一种简单的池沸腾，它的特点是气泡在内管壁生成、成长和变大，最后远离管

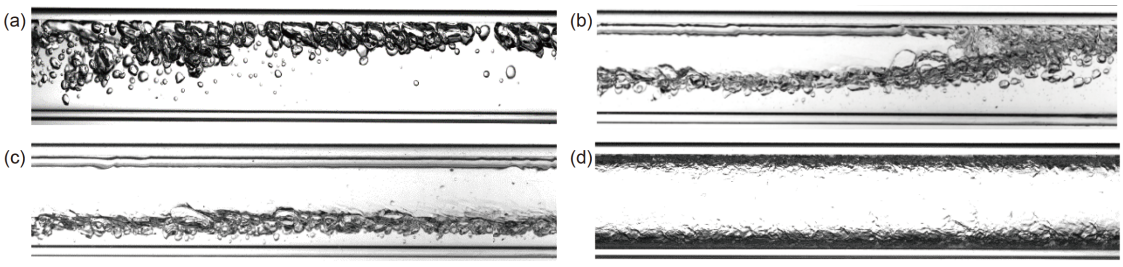


图 4 非均匀热流下R245fa/R134a流型图. (a) 泡状流; (b) 塞状流; (c) 分层流; (d) 环状流

Figure 4 Flow pattern photographs of R245fa/R134a under non-uniform heat flux. (a) Bubbly flow; (b) plug flow; (c) stratified flow; (d) annual flow

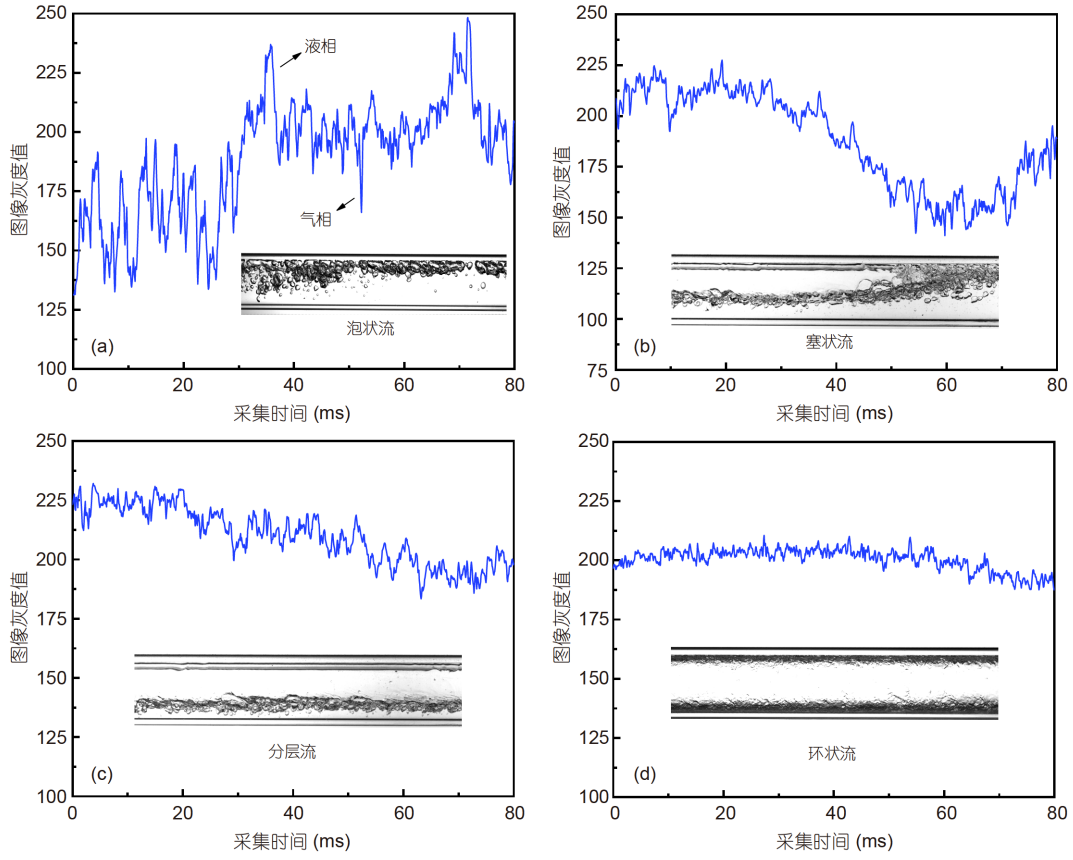


图 5 (网络版彩色)4种典型流型的灰度波动序列图. (a) 泡状流; (b) 塞状流; (c) 分层流; (d) 环状流

Figure 5 (Color online) Gray pulse time series of four typical flow patterns. (a) Bubbly flow; (b) plug flow; (c) stratified flow; (d) annual flow

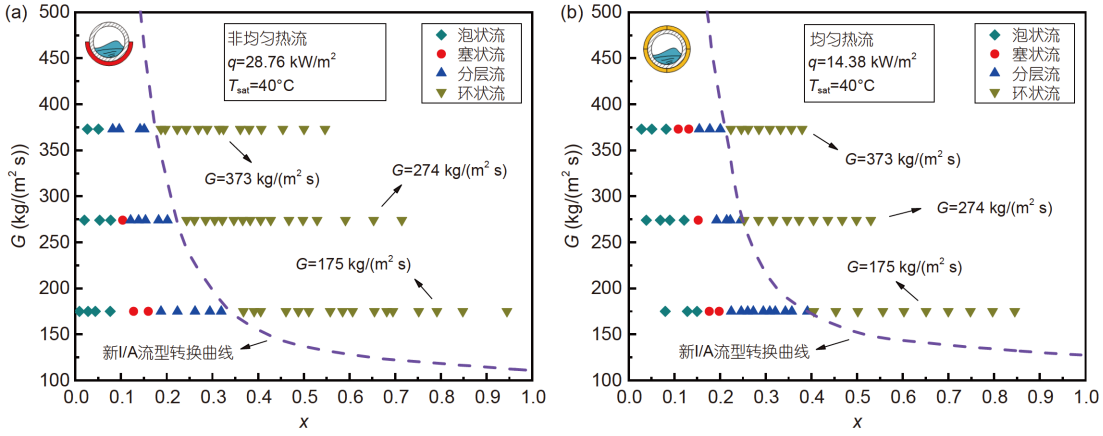


图 6 (网络版彩色)*G*-*x*流型转换观测图. (a) 非均匀热流; (b) 均匀热流

Figure 6 (Color online) Flow pattern transformation observations in *G*-*x* flow map. (a) Non-uniform heat flux; (b) uniform heat flux

壁, 将热量从管壁带到主流区, 从而提高换热能力. 对流蒸发是通过壁面的液膜进行换热, 在相变过程中随着液膜变薄或壁面过热度降低, 气泡的成核受到抑制. 随着液膜变薄, 其热阻减小, 导热系数增大, 对流换热增大. 在低干度条件下, 一般以核态沸腾为主; 随着干度增大, 核态沸腾受到抑制, 对流蒸发开始占主导地位.

3.3.1 质量通量的影响

图7(a)是T_{sat}=40°C, q=28.76 kW/m^{2}时不同质量通量对换热系数的影响结果. 可以看出, 在非均匀热流作用下, 换热系数随质量通量增大而增大. 这是因为, 在

环状流对应的较高干度区域, 对流换热占主导地位, 质量通量增大使强制对流换热增强, 换热系数明显增大. 而在低干度(约0~0.15)条件下, 质量通量对换热系数没有明显影响. 此时核态沸腾是间歇流动过程中的主要换热机制, 质量通量的增加对核态沸腾换热没有明显的促进作用[14], 不能有效提高换热系数, 导致不同质量通量下的换热系数交叉在一起.

在同一质量通量时, 换热系数在低干度区变化较小, 间歇流区域的换热系数几乎不随干度变化而变化. 在环状流区域, 换热系数随干度增加先增大后减小. 这是因为, 随着干度增加, 热阻随液膜厚度减小而减小, 同时气相速度增加, 促进了对流换热, 换热系数明显增大. 当干度增加到一定程度, 换热系数开始降低. 由于附着在内壁某些地方的液膜干涸, 对流换热的热阻突然增大, 故换热系数开始减小.

3.3.2 热流密度的影响

图7(b)给出了T_{sat}=40°C, G=373 kg/(m^2 s)时, 不同热流密度对换热系数的影响. 换热系数随热流密度增大而增大. 一方面, 在较高的热流密度下, 管壁表面过热度较高, 容易形成更多的汽化核心. 因此, 气泡的形成速度、气泡的数量以及气泡离开内管壁的速度和频率也随之增加, 核态沸腾显著增强. 另一方面, 热流密度的增加导致工质从液相更快地过渡到气相. 由于管道尺寸的限制, 气体工质的增加不能径向扩展, 因此沿管道轴向加速, 气体流速增大, 提高了气液两相之间的换热, 在一定程度上提高了换热能力. 在间歇流对应的较低干度区域, 热流密度对换热系数的影响较大. 当流型转变为环状流时, 不同热流密度之间的换热系数差减小, 换热系数曲线相交. 这种现象突出了间歇流动中核态沸腾的发生. 当干度增加时, 核态沸腾逐渐受到抑制, 换热系数曲线合并在一起.

3.3.3 饱和温度的影响

图7(c)为T_{sat}=40°C, G=373 kg/(m^2 s)时, 不同饱和温度对换热系数的影响. 饱和温度对对流沸腾区工质的换热系数影响不大, 对核态沸腾区有一定影响. 在干度较低时, 两相换热系数随饱和温度增大而增大. 这是因为, 沸腾换热以核态沸腾为主, 而饱和温度的提高有助于减小气泡生成所需的壁面过热度, 活化核心增多, 核态沸腾换热增强. 在间歇流动对应的低干度区, 干度对换热系数没有影响, 说明此时核态沸腾占主导. 在干度较高的区域, 换热系数随干度增加而增大, 对流蒸发占主导地位, 但这并不意味着完全抑制核态沸腾. 随着干度增加, 不同饱和温度之间的换热系数差逐渐减小, 曲线趋于收敛.

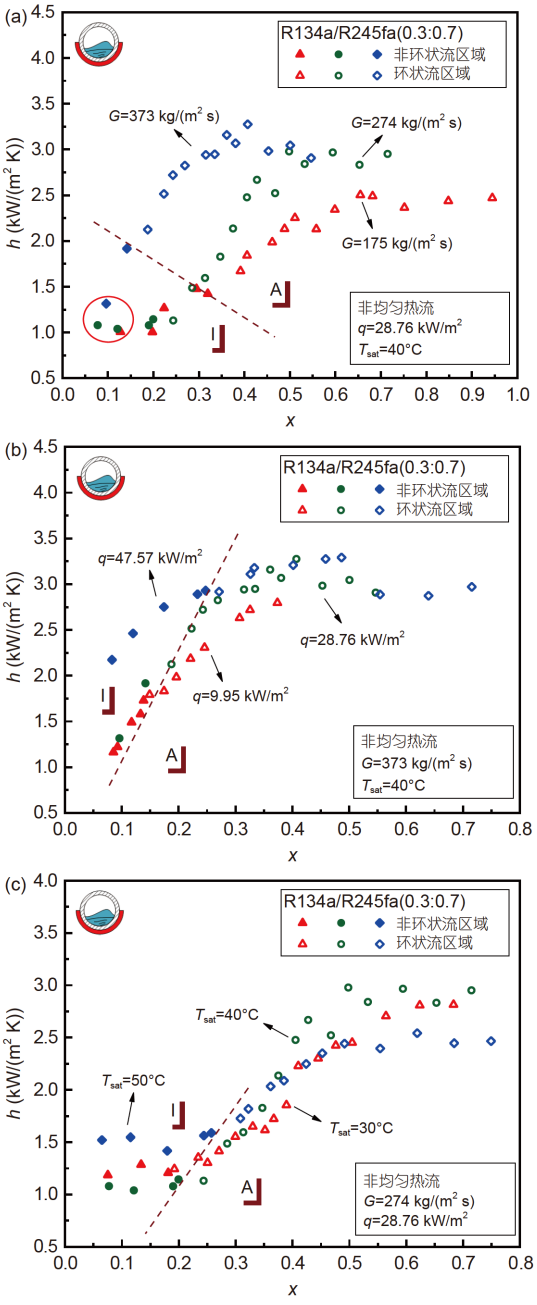


图 7 (网络版彩色)质量通量、热流密度和饱和温度对换热系数的影响. (a) T_{sat}=40°C, q=28.76 kW/m^{2}时, 质量通量的影响; (b) T_{sat}=40°C, G=373 kg/(m^2 s)时, 热流密度的影响; (c) G=274 kg/(m^2 s), q=28.76 kW/m^{2}时, 饱和温度的影响

Figure 7 (Color online) The effects of mass flow, heat flux and saturation temperature on heat transfer coefficient. (a) The effect of mass flow under T_{sat}=40°C, q=28.76 kW/m^2; (b) the effect of heat flux under T_{sat}=40°C, G=373 kg/(m^2 s); (c) the effect of saturation temperature under G=274 kg/(m^2 s), q=28.76 kW/m^2

3.3.4 换热关联式准确性评估

现有文献中已有大量关于均匀加热水平管的换热关联式. 这些关联式大都是针对特定工况或工质提出的, 普适性差. 本文选取Gungor & Winterton关联式[15]、Kandlikar关联式[16]、Shah关联式[17]和Sun & Mishima关联式[18], 根据划分的流型区域, 对在非环状流区域和环状流区域的换热系数实验点进行相应评估, 并根据统计误差值比较各关联式的预测能力. 误差值包括平均相对误差(mean relative error, MRE)和平均绝对误差(mean absolute error, MAE), 计算公式为

$$\mathrm{MRE}=\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}\left(\frac{h_{\mathrm{cal}}-h_{\mathrm{exp}}}{h_{\mathrm{exp}}}\right)\times 100, \tag{9}$$

$$\mathrm{MAE}=\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}\left|\frac{h_{\mathrm{cal}}-h_{\mathrm{exp}}}{h_{\mathrm{exp}}}\right|\times 100, \tag{10}$$

其中h_{cal}和h_{exp}分别为沸腾换热系数的预测值和实验值.

从图8和表2可以看出, 4种关联式在环状流区的预测能力明显比非环状流区高. 在非环状流区域, 这4种关联式的预测能力都不尽如人意, 其MRE和MAE都很高, 且预测值大于模拟值, 不能均匀地分布在实验值两侧. 在环状流区域, Sun & Mishima关联式的预测精度最高, 有64.6%的实验数据偏差在±30%以内, 相较其他3种关联式, 其预测值更为均匀地分布在实验值两侧. 这是因为, Sun & Mishima关联式引入了韦伯数*We*. 韦伯数的引入考虑了管径、质量通量、气相密度和表面张力的影响, 相对提高了关联式的预测精度. 由此看出, 引入并修正韦伯数有利于提高沸腾换热关联式的预测精度, 为开发非均匀热流下的普适性更高的换热关联式提供了思路.

4 结论

本文对周向非均匀热流下水平管内的非共沸工质

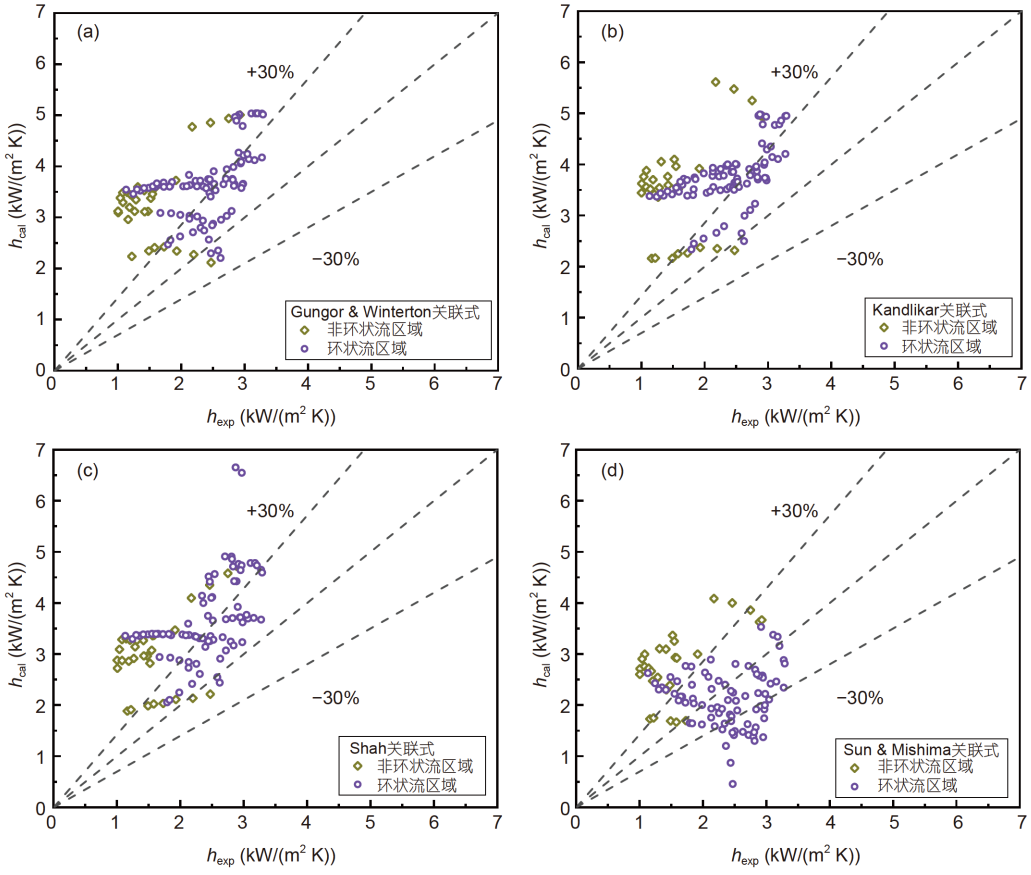


图 8 (网络版彩色)实验数据与换热关联式预测值的比较. (a) Gungor & Winterton关联式; (b) Kandlikar关联式; (c) Shah关联式; (d) Sun & Mishima关联式

Figure 8 (Color online) Comparison of experimental results and empirical formula results. (a) Gungor & Winterton correlation; (b) Kandlikar correlation; (c) Shah correlation; (d) Sun & Mishima correlation

表 2 换热系数实验值与预测值的比较

Table 2 Deviations between predicted and measured heat transfer coefficient

关联式	非环状流区域数据			环状流区域数据			全部数据		
	MRD	MARD	±30%	MRD	MARD	±30%	MRD	MARD	±30%
Gungor & Winterton关联式	122.5	123.4	10.9	58.1	58.9	40.5	75.9	76.7	32.3
Kandlikar关联式	136.1	136.5	15.6	63.3	63.4	29.8	83.4	83.6	25.9
Shah关联式	100.9	101.7	18.7	57.5	57.7	36.9	69.5	69.9	31.9
Sun & Mishima关联式	89.3	89.5	24.1	−5.4	30.8	64.6	19.4	46.1	51.4

R245fa/R134a进行流动沸腾换热的实验研究, 得出以下结论:

(1) 在非均匀热流条件下观察到4种典型的流动模式: 泡状流、塞状流、分层流和环状流. 泡状流和塞状流的灰度值波动范围较大, 而分层流和环状流的灰度值波动范围相对较小.

(2) 在相同的加热量条件下, 非均匀加热与均匀加热的两相流型对比表明, 非均匀流型I/A转换曲线的初始干度较低, 主要原因是非均匀热流引起的流动不稳定加速了间歇流向环形流的过渡.

(3) 换热系数在低干度区变化较小. 间歇流区域的换热系数与干度无关. 而在干度较高的环状流区域, 换热系数随干度增大而增大. 换热系数随质量通量、热流密度的增大而增大, 而饱和温度对对流沸腾区换热系数影响不大, 对核态沸腾区有一定影响.

(4) 将实验数据与4种换热关联式进行对比, 发现这4种关联式的预测能力在非环状流区域都表现较差. 而相对来说, 在环状流区域Sun & Mishima关联式的预测精度最高, 有64.6%的实验数据偏差在±30%以内.

参考文献

1 Charnay R, Revellin R, Bonjour J. Flow boiling characteristics of R-245fa in a minichannel at medium saturation temperatures. Exp Therm Fluid Sci, 2014, 59: 184–194

2 Zhang X X, Zhang C, Liu J. Laminar mixed heat convection under circumferentially nonhomogeneous boundary heating (in Chinese). J Tsinghua Univ (Sci & Tech), 1997, 37: 73–76 [张学学, 张超, 刘静. 周向不均匀热流边界条件下管内层流混合对流换热. 清华大学学报(自然科学版), 1997, 37: 73–76]

3 Lobón D H, Baglietto E, Valenzuela L, et al. Modeling direct steam generation in solar collectors with multiphase CFD. Appl Energ, 2014, 113: 1338–1348

4 Lobón D H, Valenzuela L, Baglietto E. Modeling the dynamics of the multiphase fluid in the parabolic-trough solar steam generating systems. Energ Convers Manage, 2014, 78: 393–404

5 Chang C, Li X, Zhang Q Q. Experimental and numerical study of the heat transfer characteristics in solar thermal absorber tubes with circumferentially non-uniform heat flux. Energy Proced, 2014, 49: 305–313

6 Wang Y, Liu Q, Lei J, et al. A three-dimensional simulation of a parabolic trough solar collector system using molten salt as heat transfer fluid. Appl Therm Eng, 2014, 70: 462–476

7 Vorster P P J, Meyer J P. Wet compression versus dry compression in heat pumps working with pure refrigerants or non-azeotropic binary mixtures for different heating applications. Int J Refrig, 2000, 23: 292–311

8 Pu Y K, Zhou E Z, Liu Z X, et al. Study on temperature slip of non-azeotropic mixture R134a/R245fa under high temperature condition (in Chinese). Build Energ Environ, 2018, 37: 11–13 [濮延凯, 周恩泽, 刘子雄, 等. 非共沸混合工质R134a/R245fa温度滑移研究. 建筑热能通风空调, 2018, 37: 11–13]

9 Cui W Z, Li H X. Temperature performance of solar thermal absorber considering non-uniform heat flux distribution (in Chinese). Chin J Power Sour, 2015, 39: 1040–1042 [崔文智, 李洪香. 非均匀热流密度下太阳能吸热管的温度特性. 电源技术, 2015, 39: 1040–1042]

10 Cui W, Li H, Li L, et al. Thermal stress analysis of DSG solar absorber tube in stratified two-phase regime. In: AIP Conference Proceedings, 2013. 2217–2220

11 Charnay R, Revellin R, Bonjour J. Flow boiling heat transfer in minichannels at high saturation temperatures: Part I—Experimental investigation and analysis of the heat transfer mechanisms. Int J Heat Mass Transfer, 2015, 87: 636–652

12 Charnay R, Revellin R, Bonjour J. Flow pattern characterization for R-245fa in minichannels: Optical measurement technique and experimental

results. Int J Multiphase Flow, 2013, 57: 169–181
13 Greco A, Vanoli G P. Flow-boiling of R22, R134a, R507, R404a and R410a inside a smooth horizontal tube. Int J Refrig, 2005, 28: 872–880
14 Del Col D, Bortolato M, Bortolin S. Comprehensive experimental investigation of two-phase heat transfer and pressure drop with propane in a minichannel. Int J Refrig, 2014, 47: 66–84
15 Gungor K E, Winterton R H S. Simplified general correlation for saturated flow boiling and comparisons of correlations with data. Chem Eng Res Des, 1987, 65: 148–156
16 Kandlikar S G. A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes. J Heat Transfer, 1990, 112: 219–228
17 Shah M. Chart correlation for saturated boiling heat transfer: Equations and further study. ASHRAE T, 1982, 88: 165–196
18 Sun L, Mishima K. An evaluation of prediction methods for saturated flow boiling heat transfer in mini-channels. Int J Heat Mass Transfer, 2009, 52: 5323–5329

Summary for “非均匀热流下R245fa/R134a两相流型及换热特性”

Two-phase flow pattern and heat transfer coefficients of R245fa/R134a under non-uniform heat flux

Yani Lu, Dahai Wang, Li Zhao*, Shuai Deng, Dongpeng Zhao & Xianhua Nie

Key Laboratory of Efficient Utilization of Low and Medium Grade Energy, Ministry of Education of China, School of Mechanical Engineering, Tianjin University, Tianjin 300350, China

* Corresponding author, E-mail: jons@tju.edu.cn

The non-uniform distribution of the heat flux commonly occurs in systems where vapor-liquid phase changes, such as nuclear reactors, and aerospace thermal control systems. This poses a great challenge on the study of pressure drop, heat transfer coefficient, and flow pattern prediction. In addition, flow patterns and heat transfer characteristics are usually affected by differences in fluid properties (viscosity, density, and surface tension), thermodynamic conditions (pressure, temperature), and geometric dimensions. At present, most of the researches on non-uniform heat flux are concentrated in systems with pure working fluids. However, compared to the pure working fluid, the mixed working fluid, particularly the zeotropic working fluid can improve the cycle efficiency and has great application potential, chiefly due to the temperature glide. There are few studies on the two-phase flow pattern and heat transfer characteristics of the zeotropic working fluid under non-uniform heat flux. Aiming at the problem of vapor-liquid phase change of zeotropic working fluid under non-uniform heat flux boundary conditions, a two-phase flow boiling experimental system in a horizontal tube with a 10 mm inner diameter under non-uniform heat flow was established. The studied zeotropic working fluid is R245fa/R134a with a mass fraction of 0.7:0.3. Experiments were performed at conditions where the mass flux ranges from 175 to 373 kg/(m^2 s), while the heat flux ranges from 9.95 to 47.57 kW/m^2. Using a high-speed camera and image processing technology, the gray values of the observed bubble flow, plug flow, stratified flow, and annular flow were analyzed, and the flow patterns under both non-uniform and uniform heat flux were demonstrated. Effects of the vapor quality, mass flux, heat flux and saturation temperature on the two-phase heat transfer coefficient were analyzed. And on the basis of experimental data, the prediction accuracy of four commonly used correlations was evaluated. The results show that the gray value of bubble flow and plug flow fluctuate widely, while the gray value fluctuation range of stratified flow and annular flow is relatively small. The typical flow pattern under non-uniform heat flux is the same as flow pattern under uniform heat flux. With the same amount of the additional heat, under the condition of non-uniform heat flux, the initial vapor quality of annular flow is advanced, and the proportion of the annular flow is larger than the non-annular flow. The main reason for this phenomenon is that the flow instability caused by non-uniform heat flux accelerates the transition of intermittent flow to annular flow. In addition, the heat transfer coefficient changes little at the lower vapor quality, and the heat transfer coefficient of the intermittent flow region is independent of vapor quality. In the annular flow region with higher vapor quality, the heat transfer coefficient increases with the increase of vapor quality. The heat transfer coefficient increases with the increase of mass flux and heat flux. The saturation temperature has little effect on the heat transfer coefficient in the convection boiling region and has a certain influence in the nucleate boiling region. Furthermore, the prediction ability of the four correlations is poor in the non-annular flow region. Relatively, the prediction accuracy of the Sun & Mishima correlation is the highest in the annular flow region.

R245fa/R134a, non-uniform heat flux, flow boiling, flow pattern, heat transfer coefficients, correlations

doi: 10.1360/TB-2019-0351