文章编号:0253 - 4339(2014) 01 - 0014 - 07
doi:10.3969/j.issn.0253 - 4339.2014.01.014

垂直矩形窄通道换热特性实验研究

刘效德　陶乐仁　郑志皋　黄理浩

(上海理工大学制冷与低温工程研究所　上海　200093)

摘　要　本文以去离子水为工质进行实验,研究垂直矩形窄通道换热特性。采用单侧壁面加热,改变工质流动参数,分析沿流动方向的壁面温度分布特性和测温点处的局部换热系数。实验表明:以对流沸腾为主的阶段,换热系数随着质量流速的增加而增加,入口温度对于换热系数基本没有影响;当干度 $\chi<0.1$ 时,换热系数随着干度的增加而降低,当干度 $\chi>0.1$ 时,换热系数随着干度的增加而基本保持不变。以核态沸腾为主的阶段,换热系数随干度的增加而略微上升,随入口温度的升高而增加。

关键词　换热特性;局部换热系数;矩形窄通道;实验研究

中图分类号:TB657.5;TK124　　**文献标识码**:A

Experimental Study for Heat Transfer Characteristics of Vertical Rectangular Narrow Channels

Liu Xiaode　Tao Leren　Zheng Zhigao　Huang Lihao

(Institute of Refrigeration & Cryogenics, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, 200093, China)

Abstract　Ionized water was used to investigate the heat transfer characteristics of vertical rectangular narrow channels experimentally. The distribution characteristics of wall-temperature and the local heat transfer coefficient were analyzed by using single-side heating and various parameters of the working fluid. The experiment results show that the heat transfer coefficient is increased with the increase of the mass flow rate but the inlet temperature substantially has no effect on the heat transfer coefficient for convection boiling flow. When the dryness $\chi<0.1$, the heat transfer coefficient is increased with decreases of the dryness; when the dryness $\chi>0.1$, the heat transfer coefficient keeps constant with increases of dryness. The results also show that the heat transfer coefficient has a slight increase with the increases of dryness and is increased with the increases of inlet temperature for nucleate boiling flow.

Keywords　heat transfer characteristics; local heat transfer coefficient; rectangular narrow channels ;experimental study

随着科技的发展,微小尺寸设备的应用日益广泛,随之研究微小尺寸的换热特性成为研究者的热门课题。由于窄通道内流动沸腾流型的不稳定性和不同点处换热机理不确定性,窄通道内流动沸腾换热机理非常复杂[1]。许多研究表明,窄通道壁面温度、进出口压降及温度、壁面粗糙度、工质进口流量和干度、热流密度等参数是窄通道换热特性的控制因素。王际辉等[2]研究换热系数随质量流速的增加有较大提高,但几乎不随进口温度的变化而变化。Ravigururajan [3]的实验干度 χ 范围为 0 ~ 0.5,结果表明,在该范围内换热系数 h 随 χ 的增加而单调增加。Lee 和 Lee[4]在同样的干度范围下,发现当干度 $\chi\geqslant0.15$ 时,h 随 χ 的增加而增加,沸腾形式为强制对流沸腾。Qu 等[5]发现沸腾形式为强制对流沸腾,且当 $\chi\geqslant0$ 时,h 随着 χ 的增加单调减小。Ewelina Sobierska 等[6]研究表明两相换热系数随着热流密度的增加而增加,随着干度的增加而减少。可以看出对于流动沸腾的换热系数随干度的变化规律各有千秋,但是当 $\chi\geqslant0$ 时,沸腾换热系数随干度的增加而减少,这一点是与常规流动的沸腾是大不相同的。因此,对于微小通道的换热的特殊情况,分析换热影响因素对于换热机理的研究有着非常重要的意义。

本文在前人研究的基础上,对垂直矩形窄通道进行实验研究,通过测量参数与计算,分析入口温度、质量流量、干度、加热密度等相关因素对于局部换热系数变化规律的影响。

基金项目:国家高技术研究发展计划(863 计划, 2008AA05Z204)资助项目。(The project was supported by the National High-Tech R&D Program of China (863 Program, No. 2008AA05Z204).)

收稿日期:2013 年 1 月 28 日

1 实验装置

1.1 实验系统

近年来,用于工业余热回收的机械压缩式热泵蒸发技术得到迅速发展,而系统中的主要部件蒸发器也得到了快速的发展。板式换热器具有传热系数高,对数平均温差较大,体积小,结构紧凑,污垢系数低等优点[7]。板式升膜蒸发器以其优异的换热性能得到了广泛的青睐,也是目前国内外采用较为广泛的一种新型的换热和蒸发手段。深入分析窄通道板式换热器复杂的换热特性,可以为窄通道换热器的设计用于工程实际提供理论依据。因此本文选择了研究垂直矩形窄通道换热特性。在窄通道中,通道的特征尺寸有别于常规通道,会使汽泡生长受到限制,同时影响到汽泡行为的改变,从而会出现流体流动和传热的尺度效应。目前,关于常规通道和窄通道的判定标准没有形成统一认识。最简单的做法是将通道直径或通道截面深度的量级在毫米或毫米以下的通道视为微细通道,而 Cheng 等[8]则利用 *Bond* 数,并结合机理来划分微通道、小通道和常规通道,如表 1 所示。

表 1 基于 *Bond* 数的通道分类界限

Tab. 1 The classified boundaries of channels based on *Bond* number

分类	*Bond* Number	说明
微通道	$Bond < 0.05$	重力可以忽略
小通道	$0.05 < Bond < 3.0$	表面张力起支配作用
常规通道	$Bond > 3.0$	重力起支配作用

为了保证良好的传热性能和承受的压力实验段,选择材料为 H69 的整体铜件,长 750mm,宽 250mm,厚度为 6mm。实验段采用硅胶垫片厚度为 6mm,整体压紧装配后测得通道间隙为 3.5mm(*Bond* 约为 5.94)。单侧贴膜电加热,加热密度均匀并可调,加热侧钢板长 800mm,宽 300mm,厚 20mm。

实验台主要由实验段、冷凝器、水箱、恒温水浴、高速摄像系统和其他一些附属设备构成。工质采用去离子水,以一定的过冷度进入实验段。实验回路(如图 1):去离子水储存在水箱中,采用高压小流量恒流蠕动泵作为驱动源,一定流量的水经过浮子流量计到达恒温水浴,经恒温水浴预热达到一定的温度值后进入实验段;流体在实验段内被单侧电加热,出口的两相流体经冷凝器冷凝,最后回到水箱,完成循环过程。

1.2 数据采集

实验装置的数据采集系统采用数据采集模块 + 组态软件 + PC 机。将数据采集模块与工业控制组态软件相结合,完成了实验过程中的数据采集。主要采集的数据有通道进出口水温及实验段保温层内外壁温度;实验段通道内沿流动方向壁温分布;电加热功率 P,即加热的电流 I 和电压 U;各工况下的质量流量 G。其中实验段的测温是整个实验数据可靠的关键,测温布置从实验段由上而下,并进行编号采集,测点 1 距离进口处 667mm,具体布置(见图 2):

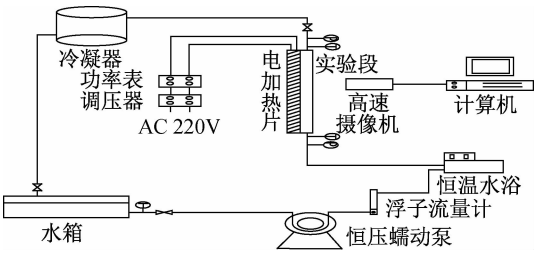

图 1 实验系统图

Fig. 1 The diagram of experimental system

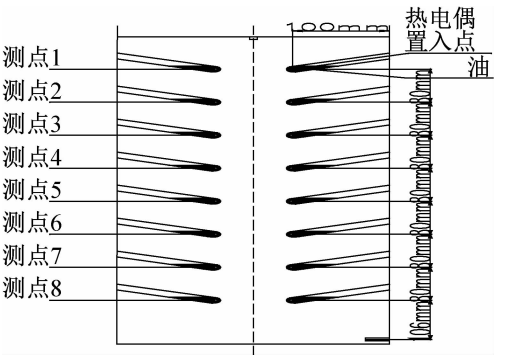

图 2 测温点布置图

Fig. 2 The diagram for the arrangement of temperature measurement point

2 数据处理

实验系统中采用的是单侧壁面电加热,基于系统的保温,总会有能量损失,实验系统主要热量损失是由于实验段与环境之间的空气对流换热导致的,热量的计算直接关系到换热系数的准确性和可靠性,因此这部分的热量损失都不能忽略,有必要进行系统的热平衡计算。考虑到多相流沸腾换热比较复杂,受诸多因素的影响难以确定,实验通过单相流对流换热热平衡来计算实验段的热量损失 Q_{loss}。计算公式如下:

$$Q_{loss} = Q - Q_f \tag{1}$$

$$Q_f = c_p G(t_{out} - t_{in}) \tag{2}$$

式中:Q 为电加热片输入功率,kW;c_p 为定压比热容,kJ/(kg·K);G 为质量流量,kg/s;t_{in},t_{out} 分别为

通道入口和出口水温度,K。计入热量损失后的热流密度的计算公式如下:

$$q = (Q - Q_{loss})/A \tag{3}$$

式中:Q 为电加热片输入功率,kW;A 为加热面积,$A = 0.18m^2$。

在垂直矩形窄通道内流动方向各处的流体平均温度和热流密度不同,饱和沸腾区域工质处于气液两相,在不考虑沿程压降特性的情况下,其流体平均温度就采用出口处压力值所对应的饱和温度。由于实验采用单侧壁面均匀加热,各点的加热密度视为一致,壁面温度测量由热电偶所测,忽略壁面导热热阻。根据热量平衡,可得饱和沸腾区域换热系数,针对各个测量点定义为局部换热系数。

局部换热系数定义为:

$$h = q/(t_w - t_{sat}) \tag{4}$$

式中:t_w 为通道壁面温度,K,由铜板中热电偶所得的温度通过傅里叶导热定律求得;t_{sat} 为通道出口压力下的饱和温度,K。

干度 χ 的定义为:

$$\chi = qp(Z - L_{sub})/(Gh_r) \tag{5}$$

式中:p 为加热壁面宽度,m;Z 为局部测温点距通道入口的距离,m;h_r 为水的蒸发焓值(不同压力下的值略有不同);G 为质量流量,kg/s;L_{sub} 是过冷段长度,可由热平衡计算出:

$$L_{sub} = c_p G(t_{sat} - t_{in})/(qp) \tag{6}$$

式中:t_{sat} 为通道出口压力下的饱和温度,K;t_{in} 为通道入口水温,K。

3 实验数据及分析

窄通道中的流动沸腾换热机理比较复杂,其两相流动和换热机理与流型有着密切的联系。对于垂直向上的汽-水两相流动一般会出现四种基本流型:泡状流、弹状流、搅拌流、环状流和雾状流[9]。由于窄通道中流动沸腾过程中涉及到复杂的气液两相流变化,其流型的变化也很复杂,很难单纯的依靠实验数据来定量确定各种流型,所以借助高速摄像设备来定性对流型进行可视化的分析,通过图像来观察区分各种流行的变化并结合实验数据分析换热特性。实验采用的是工质入口温度为 40~60℃,流量为 2.22~3.49kg/(m²·s),加热密度为 3~12kW/m²,随着加热密度、工质流量等因素的变化出口压力有一定变化,计算局部换热系数所采用的出口压力所对应的饱和温度是根据具体某一工况下运行基本稳定时所读取的压力值。所测出口处压力范围为 101~183kPa。

3.1 壁面温度特性

随着加热功率密度的变化,窄通道中流动流体会经历单相流、过冷沸腾和饱和沸腾三个阶段,其壁温也会随之发生变化。过冷沸腾起始点是两相流和单相流的分界点,此点的前后传热特性和流动特性都发生很大的变化。如图 3(a)和(b)分别表示为入口温度为 40℃,流量为 2.22kg/(m²·s)和入口温度为 60℃,流量为 3.49 kg/(m²·s)的各测点的温度随着加热密度的变化规律。可以看出,当加热密度为 0.84kW/m² 和 2.93kW/m² 时,壁面温度基本是线性增加,说明通道内的流体与壁面为单相对流换热,同时当加热密度逐渐加大时,入口处附近的测点温度都基本线性增加,增加到一定温度后就基本不变,此时工质处于两相换热。随着加热密度的提高,沸腾起始点提前,即过冷段缩短。这是因为加热密度增加,壁面上能够提供的气化核心能产生气泡所需要的能量,不断的产生气泡并带走壁面的热量,当气泡带走的热量等于壁面的加热导热量时,此时壁面温度就基本不变化,达到核态沸腾状态。当 $q = 6.23 \sim 10.18$kW/m² 时,测点 6,7,8 点区域进入饱和沸腾阶段,从图 3(a)中可得出,壁温在饱和沸腾点达到最大值后会有小幅度下降,这是由于饱和沸腾阶段中汽泡吸收的热

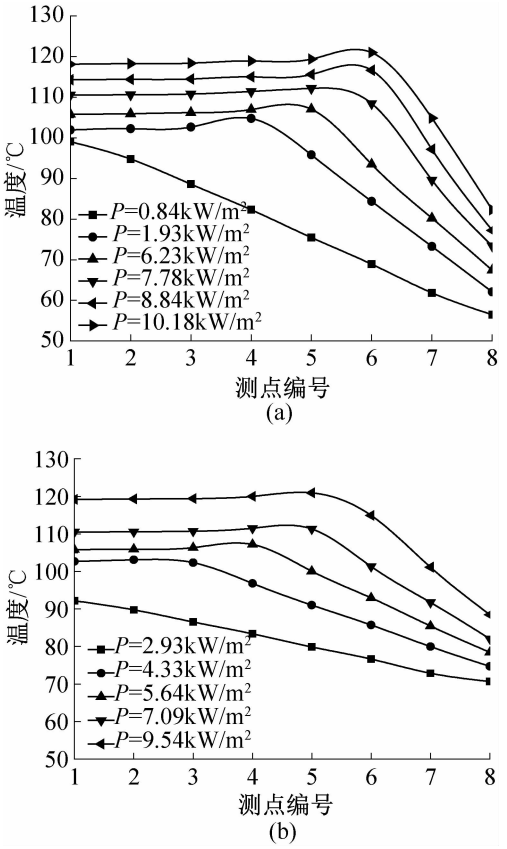

图 3 测点温度

Fig. 3 The temperature of measurement point

量大于壁面传递给汽泡的热量,从而导致饱和沸腾有较高的换热系数,且沿流动方向换热系数是逐渐增大的。

3.2 入口温度和质量流量

从图 4 的数据可以看出,局部换热系数随着加热密度和工质进口温度的变化规律基本一致。都是随着加热密度的增加,换热系数最后都趋于稳定。对于测点 1,2 处的换热系数其变化规律都是随着加热密度的增加而减少,最终到达某一值而稳定。这是因为此两测点离进口处较远,流体流过通道被加热的距离较长,此处的核态沸腾受到抑制以强制对流沸腾为主,当加热密度较小时,换热系数较高,一旦加热密度增加,就会出现局部干涸,壁面液膜蒸干,换热系数急剧下降,测点 1 有最明显的现象。测点 3,4,5 处的换热系数,在一定入口温度和流量下随着加热密度的增加基本恒定不变,因为此三处的测点距离进、出口处有一定距离,工质的进、出口所带来的不稳定性影响比较少,是整个实验段内典型的核态沸腾换热区段。

从图 5 可以看出,当入口温度一定时,以入口 60℃为例,随着流量的增大,换热系数有一定程度的提高,这也印证了王际辉等[2]的结论,但是换热系数的提高并不是太明显,只能看出这一基本趋势,可能是因为实验台条件所限,所做的流量变化范围有限。从图中也可以看出,各测点换热系数能达到基本稳定

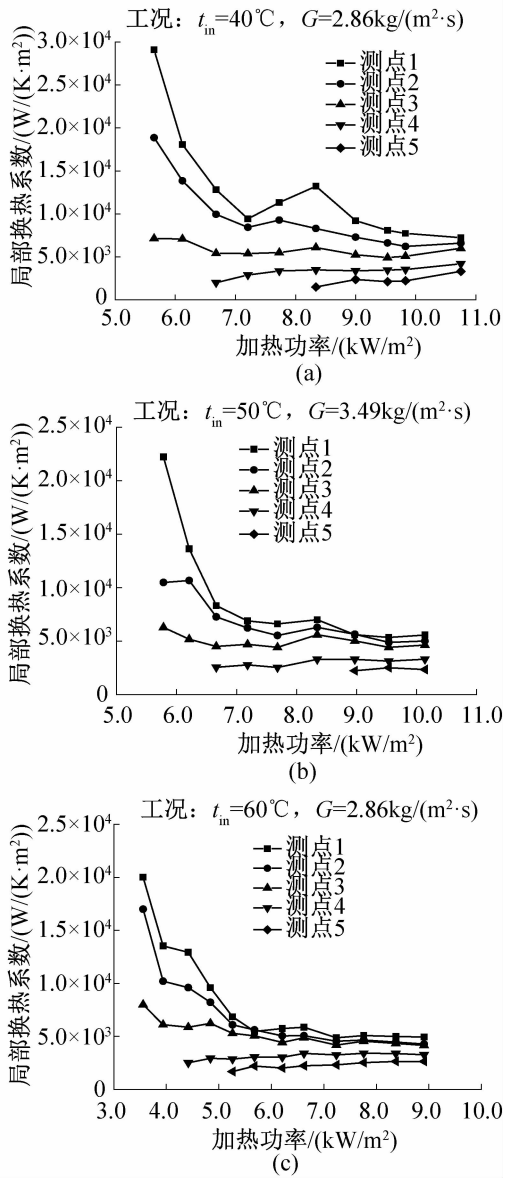

图 4 不同进口温度下局部换热系数随加热功率变化的规律

Fig. 4 The performance of local heat transfer coefficient changing with the heat power under different inlet temperature

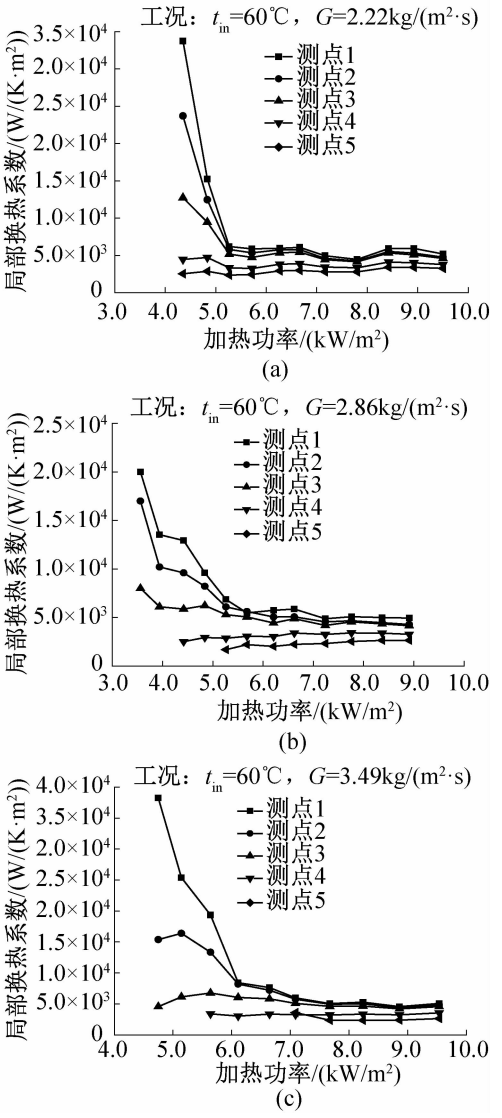

图 5 不同入口流量下局部换热系数随加热功率变化的规律

Fig. 5 The performance of local heat transfer coefficient changing with the heat power under different inlet mass flow rate

时所需要的加热密度是随着流量的增加而增加的，说明过冷段随着流量增加而变长，这与前面的壁温变化规律一致。

3.3 干度

选取实验段测点 1 和测点 4 作为典型，分析局部换热规律。从图 6 可以看出入口温度分别为 60℃，50℃，40℃，流量从 2.22～3.49kg/(m²·s)变化，当干度 $\chi<0.1$ 时，测点 1 处的换热系数随着干度的增加而降低。随着质量流速的增加，换热系数增加，这是因为流速增加，*Re* 数增加，流体流过表面液膜厚度降低，导热热阻降低，同时对流换热系数也会随着 *Re* 数的增加而增加。但是当干度 $\chi>0.1$ 时，换热系数随着干度的增加而基本保持不变。这是因为测点 1 处以对流沸腾为主，壁面热量以导热的方式和对流方式经过薄层液膜传递给流体，干度增加时，核态沸腾受到抑制。加热密度进一步加大在局部测点处还可能出现“干涸”，换热系数会急剧降低。

如图 7 所示的在不同工况条件下：入口温度分别为 40℃，50℃，60℃，流量为 2.22～3.49kg/(m²·s)。可以分析得到测点 4 的换热系数随着干度在一定范围内略有上升趋势，因为测点 4 以核态沸腾为主，换热主要是靠气泡的形成和生长从壁面带走热量，干度增加，汽化核心增加，气泡的生长和扰动有利于换热。但是随着质量流速的增加换热系数降低，这是因为质量流速增加会抑制汽化核心和气泡的生长，甚至在预热不充分以过冷流体就进入饱和主流区还会导致已

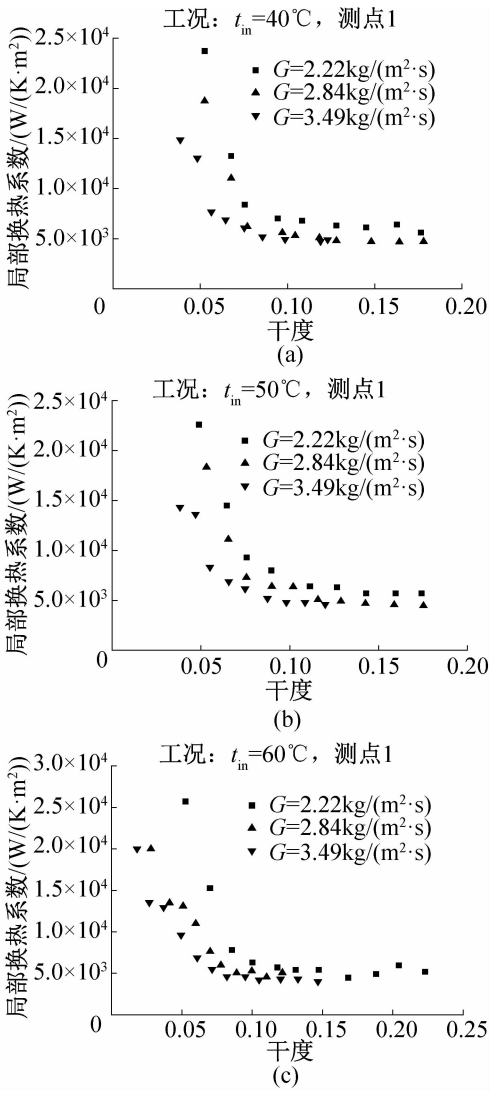

图 6 不同质量流量下测点 1 处的换热系数随干度变化的规律

Fig. 6 The performance of point 1 heat transfer coefficient changing with the dryness under different inlet mass flow rate

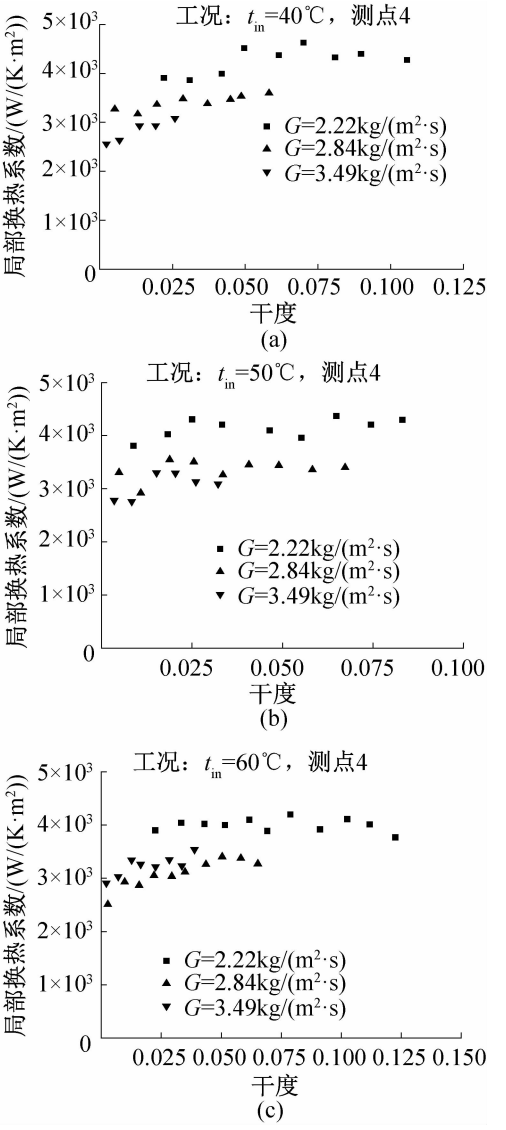

图 7 不同质量流量下测点 4 处的换热系数随干度变化的规律

Fig. 7 The performance of point 4 heat transfer coefficient changing with the dryness under different inlet mass flow rate

产生的气泡“溃灭”,从而换热系数降低。

在一定的干度条件下,实验测量入口温度分别为40℃,50℃,60℃,流量为 2.22kg/(m²·s)的测点 1 和流量为 3.49kg/(m²·s)的测点 4。从图 8 可以看出,入口温度变化,对于测点 1 和测点 4 的换热系数基本没有影响。

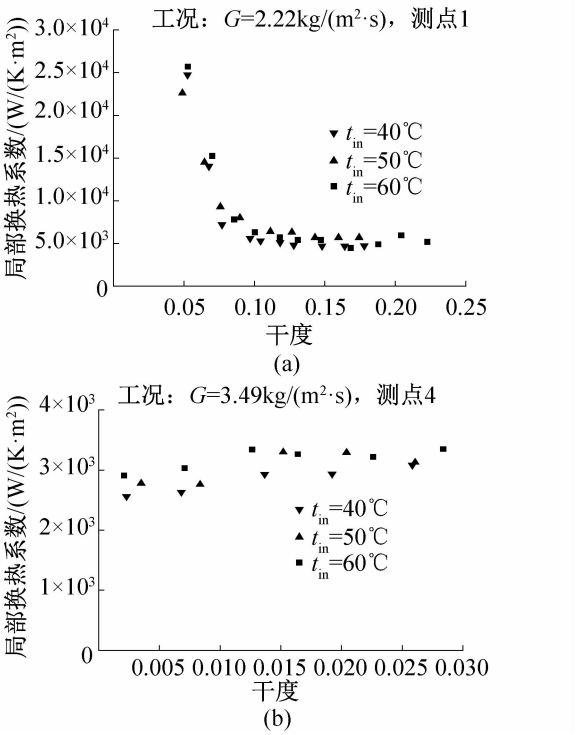

图 8 不同入口温度下局部换热系数随干度变化的规律

Fig. 8 The performance of local heat transfer coefficient changing with the dryness under different inlet temperature

从以上的实验数据可以看出,壁面温度的变化与换热形式密切相关,单相流动时温度呈线性变化,由进口处至出口处沿流动方向逐渐升高,达到两相换热状态时最终温度会维持在某一定值,近似为等壁温换热过程[10]。入口温度,质量流量以及干度对于局部换热系数有不同程度的影响,主要是影响换热过程中液膜厚度、气泡的形成和生长,从而使换热机理发生改变。

4 结论

通过实验,改变工质流动参数,分析垂直矩形窄通道的壁温分布特性和换热系数的影响因素,可以得出以下结论:

1) 壁温的变化规律与换热形式有关,单相换热阶段,壁温呈线性变化,且沿流动方向逐渐增大;在两相阶段,壁温达到一定值后基本不发生变化,流动沸腾对壁温的影响较小。

2) 对流沸腾为主的阶段,换热系数随着质量流速的增加而增加,入口温度对于换热系数基本没有影响。

3) 核态沸腾为主的阶段,换热系数随干度的增加而略微上升,随入口温度的升高而增加。

4) 对流沸腾为主的阶段,当干度 $\chi < 0.1$ 时,换热系数随着干度的增加而降低。当干度 $\chi > 0.1$ 时,换热系数随着干度的增加而基本保持不变。

参考文献

[1] Ewelina Sobierska, Rudi Kulenovic, Rainer Mertz. Heat Transfer Mechanism and Flow Pattern During Flow Boiling of Water in a Vertical Narrow Channel—Experimental Results[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2007, 46(11): 1172-1181.

[2] 王际辉,唐大伟,颜晓虹. 矩形微槽内水的流动沸腾换热及可视化实验研究[J]. 中国科学院研究生院学报, 2007, 24(1): 34-35. (Wang Jihui, Tang Dawei, Yan Xiaohong. An experimental study on the flow boiling heat transfer and its visualization of water in a rectangular micro-groove horizontally laid [J]. Journal of the Graduate School of the Chinese Academy of Sciences, 2007, 24(1): 34-35.)

[3] Ravigururajan T S. Impact of channel geometry on two-phase flow heat transfer characteristic of refrigerantsin micro-channel heat exchangers[J]. Heat Transfer, 1998, 120(2): 485-491.

[4] Lee H J, Lee S Y. Heat transfer correlation for boiling flows in small rectangular horizontal channels with low aspect ratio [J]. I J Muti-phase Flow, 2001, 27(12): 2043-2062.

[5] Qu W, Mudawar I. Flow boiling heat transfer in two-phase micro-channel heat sinks—I, Experimental investigation and assessment of correlation methods [J]. Int J Heat Mass Transfer, 2003, 46(15): 2755-2771.

[6] Ewelina Sobierska, Rudi Kulenovic, Rainer Mertz, et al. Experimental results of flow boiling of water in a vertical micro-channel [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2006, 31: 111-119.

[7] 朱曾用. 板式换热器的国内外概况-动态、进展及展望[J]. 制冷, 1990, 3: 34-38. (Zhu Zengyong. General Situation of Plate Heat Exchangers in China and Abroad- Dynamic, Progress and Prospects [J]. Refrigeration, 1990, 3: 34-38.)

[8] P Cheng, H Y Wu. Mesoscale and microscale phase-change heat transfer [J]. Adv. Heat Transfer, 2006, 39: 469-573.

[9] Vince M A, Lahey R T. On the Development of an Objective Flow Regime Indicator [J]. Int J Multiphase Flow, 1982, 8(2): 93-124.

[10] 付辉. 垂直矩形窄缝流道内强迫流动沸腾传热实验研究[D]. 黑龙江:哈尔滨工程大学, 2007.

(下转第 87 页)

[5] 肖跃进,王岸林.铜铝冶金复合管应用于空调换热器的研究[J].家电科技,2007,240(12):66-68.(Xiao Yuejin, Wang Anlin. Study of Aluminum Clad Copper Tube Applied to Heat-exchangers of Air Conditioners[J]. China Appliance Technology,2007,240(12):66-68.)

[6] Jang J Y, Wu M C. Numerical and experimental studies of three dimensional plate-fin and tube heat exchangers[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer,1996,39(14):3057-3066.

[7] Tang L H, Zeng M, Wang Q W. Experimental and numerical investigation on air-side performance of fin-and-tube heat exchangers with various fin patterns[J]. Experimental Thermal and Fluid Science,2009,33(5):818-827.

[8] Wu H L, Gong Y, Zhu X. Air flow and heat transfer in louver-fin round-tube heat exchangers[J]. Journal of Heat Transfer, 2007,129(2):200-210.

[9] Erek A, Özerdem B, Bilir L, et al. Effect of Geometrical Parameters on Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Plate Fin and Tube Heat Exchangers[J]. Applied Thermal Engineering, 2005, 25(14): 2421-2431.

[10] 金听祥,曹玉龙.铜铝复合管在空调蒸发器中应用的试验研究[J].低温与超导,2012,40(3):36-39.(Jin Tingxiang, Cao Yulong. Experimental research on the application of copper clad aluminum tube in air conditioner[J]. Cryogenics and Superconductivity,2012,40(3):36-39.)

[11] 苟秋平,吴学红,吕彦力,等.复合翅片传热与流动特性的数值模拟[J].热科学与技术,2011,10(4):317-323.(Gou Qiuping, Wu Xuehong, Lü Yanli, et al. Numerical simulation of heat transfer and flow characteristics of composite fin[J]. Journal of thermal science and technology, 2011,10(4):317-323.)

[12] 陶文铨.数值传热学[M].第 2 版.西安:西安交通大学出版社,2009.

[13] 杨世铭,陶文铨.传热学[M].北京:高等教育出版社,2007.

作者简介

金听祥,男(1976 -),博士,副教授,郑州轻工业学院机电工程学院,(0371)635567855,E-mail:txjin@126.com。研究方向:制冷空调设备新技术研究。

About the author

Jin Tingxiang (1976 -), male, Ph. D., Associate Professor, School of Mechanical & Electricity Engineering, Zhengzhou University of Light Industry, (0371) 63556785, E-mail:txjin@126.com. Research fields: new techniques development for air-conditioning system.

(上接第 19 页)

通信作者简介

刘效德,男(1989 -),硕士研究生,上海理工大学,制冷与低温工程研究所,18817582597,E-mail:359805443@qq.com。研究方向:制冷系统强化换热。

About the corresponding author

Liu Xiaode (1989 -), male, Master, Institute of Refrigeration & Cryogenics, University of Shanghai for Science and Technology, 18817582597, E-mail:359805443@qq.com. Research fields: Heat transfer enhancement of Refrigeration system.