

文章编号:0253-4339(2015)03-0034-07

doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2015.03.034

加热方位对流动沸腾临界热流密度影响

李冈 宋保银 张钊 罗祖分

(南京航空航天大学航空宇航学院 南京 210016)

摘要 为了研究重力场对流动沸腾临界热流密度的影响,搭建了两相沸腾换热实验系统。以蒸馏水为工质,采用单侧加热的窄缝通道,通过改变质量流速、入口过冷度和重力场与加热方位的夹角,考察不同加热方位临界热流密度特性和实验段流阻特性。分析了质量流速、入口过冷度、加热方位对流动沸腾临界热流密度的影响,并将实验数据与 Ivey-Morris 模型、Sudo 模型和 Wojtan 模型的计算值进行了验证对比。结果表明:加热面呈 0° 放置时的临界热流密度最大,呈 180° 放置时最小,质量流速和入口过冷度的增大会加大临界热流密度。Sudo 模型对本实验条件不适用;Ivey-Morris 模型和 Wojtan 模型在加热面呈 0° 放置时与实验值符合情况良好,相对误差约在 30% 以内,其他加热方位时,计算值均大于实验值。

关键词 流动沸腾;临界热流密度;加热方位;窄缝通道;经验关系式

中图分类号:TK124

文献标识码:A

Effect of Heating Orientation on the Critical Heat Flux of Flow Boiling

Li Gang Song Baoyin Zhang Zhao Luo Zufen

(College of Aerospace Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing, 210016, China)

Abstract In order to research the effect of the gravity on the critical heat flux of flow boiling, a two-phase boiling heat transfer test system was established. Using distilled water as the working fluid medium, the characteristics of fluid critical heat flux and flow resistance in narrow channel under different heating orientations were investigated through changing mass velocity, inlet subcooling and heating orientation. Their effects on the critical heat flux of flow boiling were analyzed. The results show that the maximum critical heat flux appears at the orientation angel of 0° and the minimum at 180°. The increases of mass velocity and inlet subcooling will increase the critical heat flux. The experimental data were compared with the calculated values based on the correlations of Ivey-Morris, Sudo and Wojtan, respectively, which shows that Sudo correlation was not suitable to the present experiment conditions. The predicting values with Ivey-Morris correlation and Wojtan correlation agree well with the experimental data as the orientation angel is at 0°, and the relative deviation is within 30%. However the predicting values are greater than the experimental data under other orientations.

Keywords flow boiling; critical heat flux; heating orientation; narrow channel; empiric correlation

随着大型航天器复杂程度的不断增加,航天器的电子设备功率越来越大,传统的热控方式已经逐渐不能满足其散热需求。美国国家航空航天局(NASA)的航天飞机已经开始从最初使用的单相流体温度控制系统向两相热管理系统转变^[1]。后者利用了循环工质的潜热,具有换热效率高、所用泵功率较小、工作温度变化小等优势。临界热流密度是两相流沸腾换热一个重要的限制参数,影响着整个循环系统的安全运行,对系统进行精确的预测对于沸腾换热设备的正

常运行有着极其重要的意义。

近年来,研究流动沸腾临界热流密度的方向主要集中在微小通道、微重力等条件下。Wojtan L等^[2]以 R134a 和 R245fa 为工质,对微小圆管内临界热流密度进行了实验研究,结果发现在过冷度为 4.5 ~ 12 °C 的范围内,进口过冷度对临界热流密度影响微弱。李勇等^[3]通过实验发现,在其实验参数范围内,窄缝通道高度为 1 ~ 3 mm 时,在相同的实验参数工况下的临界热流密度基本不受流道高度的影响。张鹏等^[4]

基金项目:国家自然科学基金(50576035)和高等学校博士学科点专项科研基金(20040287017)资助项目。(The project was supported by the National Natural Science Foundation of China (No. 50576035) and Research Fund for the Doctoral Program of Higher Education of China (No. 20040287017).)

收稿日期:2014年9月19日

以液氮为工质,选用3个不同长度和间距尺寸的窄缝通道在多方位下进行实验,研究发现临界热流密度随着间距的减小而减小,并且竖直流时临界热流密度达到最大。Ma Y等^[5-6]在1 s落塔上进行了以氟氯昂为工质的微重力强迫对流实验,研究发现:高速流时可以抵消重力对汽泡的生成、长大和脱离的影响作用。Ma Y等^[7]还在2.1 s落塔上进行了实验,并与常规重力下实验结果进行对比,研究发现:在相同的质量流速下,微重力下的临界热流密度比常规重力下的小。

本文以蒸馏水为实验工质,采用单侧壁面加热的窄缝矩形通道,在地面上通过改变加热方位与重力场的夹角,研究重力场对流动沸腾临界热流密度的影响。

1 实验系统与方法

1.1 实验回路

图1所示为实验回路简图。整个实验循环系统由水箱、水泵、涡轮流量计、电动阀门、预热器、实验段、变功率风冷冷凝器和测温测压仪器组成。预热段的最大功率为1 kW。所有温度、压力及压差信号分别通过研华ADAM-4015、4017模块采集,实验段加热电压通过ADAM-4024模块输入控制可控硅调压模块进行调节。所有信号再由ADAM-4520模块汇总输出传至计算机,实时显示并进行记录处理。

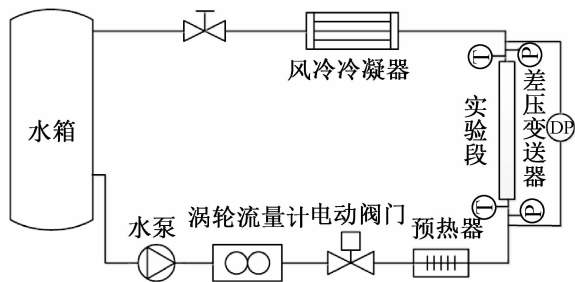


图1 实验回路简图

Fig.1 Sketch of experimental loop

1.2 实验段

实验段结构如图2所示。透明矩形通道由三块耐高温高硼硅钢化玻璃通过硅胶705均匀粘接而成,形成横截面为10 mm×4 mm、总长度为400 mm的窄矩形通道。加热块采用长为400 mm、纯度为99.99%的无氧铜块。在加热块副侧面插入2根双头出线、直径为10 mm、长为430 mm、功率为1800 W的镍铬合金加热棒。由于循环工质为蒸馏水,达到临界换热现象所需加热量较大,故在本次实验中借鉴Sturgis J C等^[8]的加热方法,加热棒采用水平错位的布

置方式对加热块进行均匀加热,可满足高过冷度、高质量流速工况下的加热需求。在加热块的主侧面开有上下对应的5对直径为2 mm的圆孔(距离进口分别为10 mm、105 mm、200 mm、295 mm、390 mm),孔深为10 mm,距离加热块上表面分别为2 mm和12 mm,用于安装铠装Pt100热电阻。实验段的进出口温度用直径为10 mm的铠装Pt100热电阻直接测量,实验段进出口压力及压差可以通过安装在矩形通道进出口处的压力变送器和差压变送器进行测量。为了满足密封要求,加热块与高硼硅钢化玻璃间采用耐高温硅胶垫片,通过台钳和夹具挤压对整体进行固定密封。整个实验段采用多层保温措施,并在保温棉表面裹有铝箔,减少空气对其对流换热量和辐射热损失。通过对单相流动加热条件下的热平衡实验,得知系统的热损失小于5%,所以在实验段的外壁面可近似认为是绝热的。

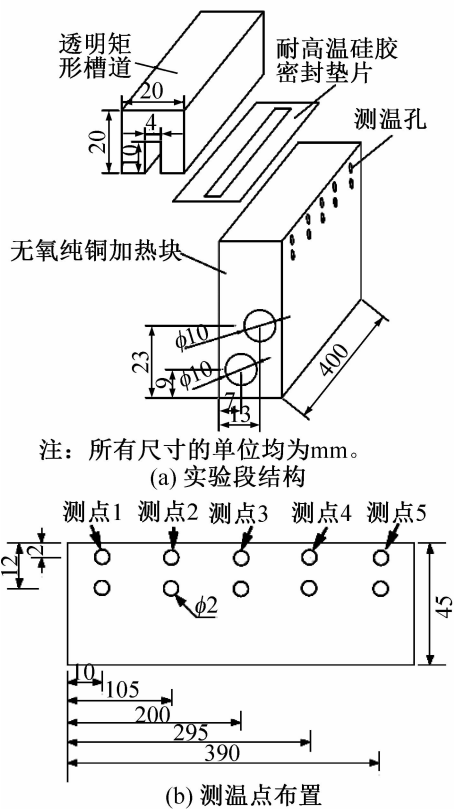


图2 实验段结构与测温点布置图

Fig.2 Schematic diagram of test section structure and temperature measuring positions

1.3 实验方法

实验在常压下进行,首先将水箱中蒸馏水的温度烧至实验所需大小,调节电动阀门使液体流量达到所需实验工况值。接着调节预热器功率,使实验段入口温度稳定在预定值。然后调节实验段加热热流,为了

节省实验时间,开始设定加热热流约为临界值的60%左右,然后以每分钟约 4 W/cm^2 的速率逐渐增大。当出口附近壁面温度突升时,此时实验段的热流密度就是临界热流密度,通过遥控开关关闭实验段加热电源,保证实验装置的安全。然后改变液体流量或入口温度,重述上述的实验过程。完成一个加热方位下的实验之后,取下加热块,采用150#细砂纸对其表面进行打磨,除去因实验管路等原因产生的水垢,确保表面光滑。再改变其流动方位,继续进行实验。实验在三种不同的流动方位下进行的,如图3所示。图中黑色方块代表加热块, g 为重力加速度。

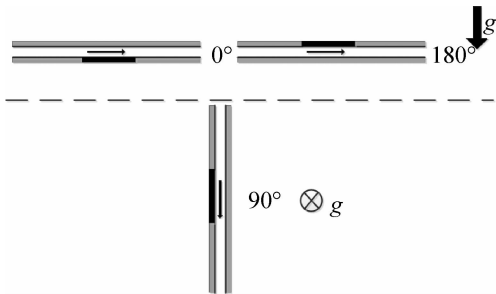


图3 加热方位命名图

Fig. 3 Heating orientation nomenclature

2 数据处理方法及误差分析

图4为实验段截面示意图,各参数尺寸如表1所示。

表1 窄缝通道尺寸

Tab. 1 Dimensions of narrow channel

| 项目/mm | W_1 | W_2 | W_{ch} | H_{ch} | H_2 |
|-------|-------|-------|----------|----------|-------|
| 数值 | 8 | 8 | 4 | 10 | 45 |

本次实验中测量的是加热块温度,即 T_u 和 T_d ,利用一维、平板导热模型的傅里叶公式导出有效热流密度:

$$q''_{eff} = \lambda \frac{dT}{d\delta} = \lambda \frac{\Delta T}{\Delta \delta} = \lambda \frac{T_d - T_u}{\delta} \quad (1)$$

式中: λ 为无氧纯铜的热传导系数, $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$; T_d 、 T_u 分别为位于下部和上部的热电阻的测量值, K ; δ 为上下两测点间的距离, m 。

通道底部壁面温度 T_w 可由 q''_{eff} 和 T_u 通过一维热传导公式计算得出:

$$T_w = T_u - \frac{q''_{eff} l}{\lambda} \quad (2)$$

式中: l 为位于上部热电阻距离加热块表面的距离, $l = 2 \text{ mm}$ 。

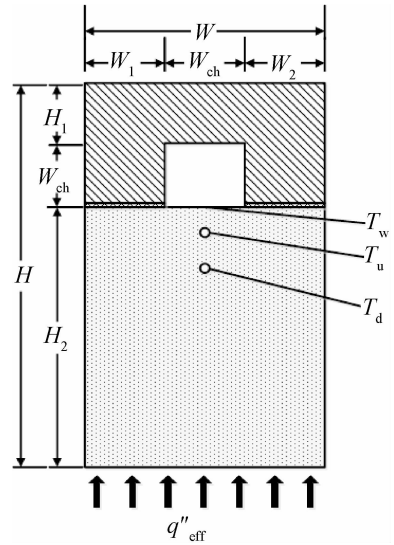


图4 实验段截面图

Fig. 4 The sectional drawing of test section

矩形通道的水力直径 D_h :

$$D_h = \frac{4A}{P} = \frac{4W_{ch}H_{ch}}{2(W_{ch} + H_{ch})} = \frac{2W_{ch}H_{ch}}{W_{ch} + H_{ch}} \quad (3)$$

式中: A 为通道流经面积, m^2 ; P 为湿周周长, m 。

矩形通道加热当量直径 D_e , m :

$$D_e = \frac{4A}{P_h} = \frac{4W_{ch}H_{ch}}{W_{ch}} = 4H_{ch} \quad (4)$$

式中: P_h 为通道加热周长, m 。

主要参数测量装置:型号 LWGB-4、量程为 $0 \sim 0.25 \text{ m}^3/\text{h}$ 、测量精度为 1.0% 的涡轮流量计;型号 XCY200、量程为 $0 \sim 1 \text{ MPa}$ 、测量精度为 0.5% 的压力变送器;型号 EJA110A、量程为 $0 \sim 1 \text{ kPa}$ 、精度为 0.075% 的差压变送器;最大绝对测量误差为 $\pm 0.1 \text{ }^\circ\text{C}$ 铠装 Pt100 热电阻;型号 LSA-H3P40YB、测量精度为 1.0% 可控硅调压模块。数据采集模块误差为 0.2% ,系统热损失为 5% 。根据所使用仪表的精度,按照误差传递理论对实验结果的最大不确定度进行了估算。有效加热热流的最大不确定度为:

$$u_q = \sqrt{(5\%)^2 + (1\%)^2 + (0.1\%)^2 + (0.2\%)^2} = 5.1\% \quad (5)$$

壁面温度不是直接测量得出,而是由公式(2)得出,壁面温度的最大不确定度为:

$$u_{T_w} = \sqrt{(5.1\%)^2 + (0.1\%)^2} = 5.11\% \quad (6)$$

3 实验结果及分析讨论

3.1 壁温特性

实验中主要采集的是温度信号,温度的变化最直接反映了临界换热现象的发生与否。将距离进口分

别为 200 mm、295 mm、390 mm 的通道底部三个点分别命名为 3、4、5。图 5 为在质量流速 $G = 292.5 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ，进口温度 $T_{in} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$ ，加热方位 $\theta = 90^\circ$ 条件下，整个实验过程中点 3、4、5 的壁面温度随时间变化关系。

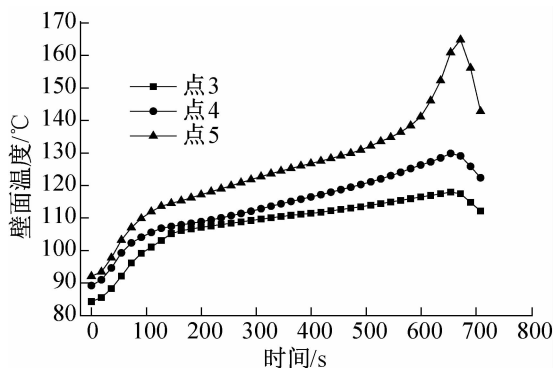


图 5 壁面温度随时间的变化

Fig. 5 Variation of the wall temperature with time

图 5 中, 0 时刻的加热棒总功率约为 220 W。从图 5 中可以看出, 在 0 ~ 100 s 时, 三个点的壁面温度均快速上升且曲线斜率大致相同, 大约 50 s 时, 5 点壁面温度最先开始超过主流液体饱和温度, 100 s 左右时, 三个点的壁面温度均超过液体饱和温度。主要原因是此阶段以单相流体的对流换热为主, 主流液体的热量较少, 测点温度快速上升。随着实验的进行, 加热功率不断增大, 有效热流密度持续提高, 此时三个点温度均上升缓慢, 且 5 点曲线斜率最大, 4 点次之, 3 点最小。这主要是由于实验工质此时处于两相换热, 相变换热占主体, 靠气泡的产生和生长从壁面带走大量热量, 导致壁面温度上升缓慢。5 点斜率大则是连续加热使得管内流体温度不断上升、附面层不断加厚而换热系数不断减小的缘故。实验进行到 580 s 左右时, 5 点开始出现传热恶化, 温度急剧升高, 临界换热现象发生。再经大约 60 s, 关闭加热电源, 壁面重新得到湿润, 三个点的壁面温度开始下降。

3.2 不同参数因素对临界热流密度的影响

图 6 所示为质量流速 $G = 392.5 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 时, 不同进口温度下临界热流密度随着加热方位的变化规律。从图中可以看出, 随着加热方位从 0° 到 180° 的变化过程中, 临界热流密度均呈现减少的趋势, $\theta = 90^\circ$ 时的临界热流密度又稍大于 $\theta = 180^\circ$ 时的临界热流密度。原因是 $\theta = 0^\circ$ 时通道内产生的气泡会在浮升力的作用下, 容易脱离加热面且逐渐远离加热面, 主流液体能及时补充到加热面上, 使得加热面重新得到湿润, 不易形成膜态沸腾, 因而所需临界热流密度

值较大。 $\theta = 180^\circ$ 时加热面水平朝下, 通道内一产生气泡, 便会在汽化核心处长大并聚合, 所受扰动较小, 受主流液体质量力和气泡浮升力的影响较易形成膜态沸腾, 所需临界热流密度值较小。 $\theta = 90^\circ$ 时气泡在浮升力的作用下, 脱离加热面的频率大于 $\theta = 180^\circ$ 时, 主流液体对加热面有侧挤压力, 但此侧挤压力远远小于主流液相的质量力, 再加上气泡对壁面的附着力和张力, 因此达到临界热负荷时所需的加热量比 $\theta = 0^\circ$ 时小很多, 比 $\theta = 180^\circ$ 时稍较高。

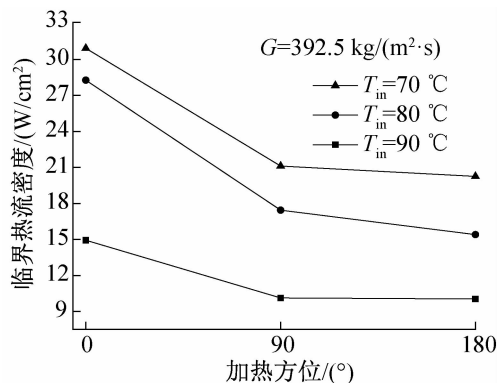


图 6 不同进口温度下临界热流密度随加热方位的变化

Fig. 6 Variation of critical heat flux with orientation under different inlet temperatures

从图 6 中还可以看出临界热流密度随着进口过冷度的增大而增加。在高过冷度下, 需要大量的热负荷才能使得临界换热现象发生, 因此临界热流密度值增加。

图 7 所示为临界热流密度发生时的实验段流体压降与热方位的关系。从图中可以观察到, 实验段压降随着加热方位的变化规律与图 6 中曲线趋势相同, 印证了图 6 中实验的可信性。通常情况下, 实验段压降与热流密度是一一对应的关系, 热流密度较大时, 实验段内流动紊乱程度增加, 汽化相变导致体积膨胀以及相间搅混更加剧烈, 使得实验段压降增大。另外, 不同加热方位下的两相流型不同也会对实验段压降产生影响。图 8 为在不同加热方位下 Sturgis J C 等^[8]实验得到的两相流动流型图。 $\theta = 0^\circ$ 时, 气泡在浮升力的作用下从加热面脱离, 散落到主流液相中, 一些气泡甚至到达上面的绝热端, 而 $\theta = 180^\circ$ 时, 气泡沿着加热面形成波状层, 这些都会导致实验段热流密度和流动阻力的不同。由此可见重力及加热方位对流体换热及其在实验段的压降影响非常大。

图 9 为进口温度 $T_{in} = 70 \text{ }^\circ\text{C}$ 时, 不同质量流速下临界热流密度随着加热方位的变化趋势。从图中可以看出, 相同的进口温度时, 在不同的质量流

速条件下,临界热流密度均是随着加热方位的增大而减小。原因与上述类似,这里不再赘述。另外,还可以观察到临界热流密度随质量流速的增大而增大,该变化趋势在三个加热方位下均成立。随着质量流速的增加,流体的热容增加、流体的扰动性增强,汽泡较容易脱离加热面,从而使得临界热流密度值增加。

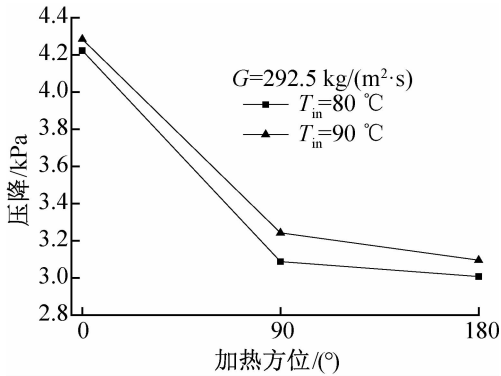


图 7 临界换热发生时实验段流体压降随加热方位的变化
Fig. 7 Variation of the pressure drop with orientation as critical heat transfer occurs

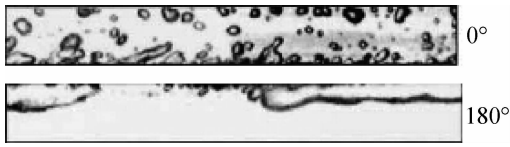


图 8 不同方位下 FC-72 的沸腾流型图^[9]
($\Delta T_{\text{sub}} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, $v = 1.5\text{ m/s}$)

Fig. 8 Flow pattern of FC-72 boiling under different orientations^[9] ($\Delta T_{\text{sub}} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, $v = 1.5\text{ m/s}$)

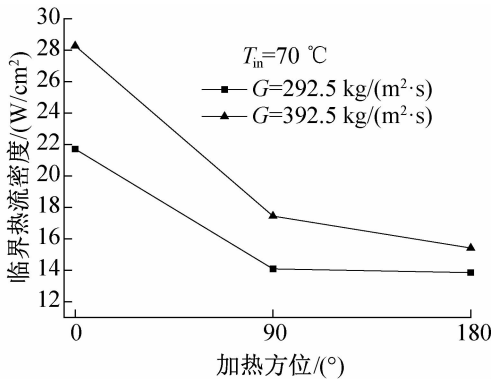


图 9 不同质量流速下临界热流密度随加热方位的变化
Fig. 9 Variation of critical heat flux with orientation under different mass velocities

3.3 临界热流密度计算值和实验值的比较

不同加热方位下矩形窄缝通道内流动沸腾临界

热流密度机理复杂,影响因素较多。本实验中流速相对较小,根据 Katto Y^[10]的理论,低流速下($Re = 3000 \sim 6500$)强迫循环的临界热流密度和池沸腾状态有很多相似之处,故选取基于 Zuber 关联式的 Ivey-Morris^[11]的池沸腾临界热流密度半经验关系式:

$$q''_z = 0.131\rho_g h_{fg} \left[\frac{\sigma(\rho_f - \rho_g)g}{\rho_g^2} \right]^{1/4} \quad (7)$$

$$q''_{\text{CHF}} = q''_z \left[1 + 0.102 (\rho_f/\rho_g)^{0.75} \frac{c_p \Delta T_{\text{sub}}}{h_{fg}} \right] \quad (8)$$

式中: ρ 为密度, kg/m^3 ;下标 f、g 分别表示液相和汽相; h_{fg} 为水的蒸发潜热, kJ/kg ; σ 为表面张力系数; c_p 为定压比热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; ΔT_{sub} 为液体入口过冷度, K 。

图 10 给出了 Ivey-Morris 的计算值与实验值对比。由图 10 中可以看出, $\theta = 0^{\circ}$ 时的理论值与实验值符合情况较好,误差在 30% 以内; $\theta = 90^{\circ}$ 、 180° 时,只有部分理论值与实验值相差 $\pm 30\%$ 以内,其余计算值均比实验值大。

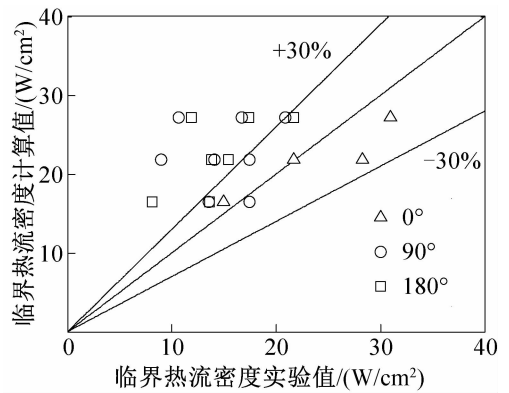


图 10 Ivey-Morris 的模型计算值与实验值对比
Fig. 10 Comparison between calculation value with Ivey-Morris correlation and experimental data

Sudo^[12]模型是根据实验得到的数据并借鉴其他数据的基础上,建立的一套适用于窄缝通道中上升和下降流动的临界热流密度关系式。Sudo 关系式为:

$$q''_{\text{CHF}} = 0.005 h_{fg} G^{0.611} [\kappa \rho_g g (\rho_f - \rho_g)]^{0.195} \quad (9)$$

其中:

$$\kappa = \sqrt{\frac{\sigma}{(\rho_f - \rho_g)g}} \quad (10)$$

Sudo 模型计算值与实验值对比见图 11。从图 11 中可以看出,该模型对实验数据的预测效果不是很好,实验值普遍大于理论值,不适用于本实验条件下流动沸腾临界热流密度的预测。

Wojtan^[2]模型是利用微通道内 R134a 和 R245fa 的临界热流密度实验数据,在 Katto-Ohno 关系式的基

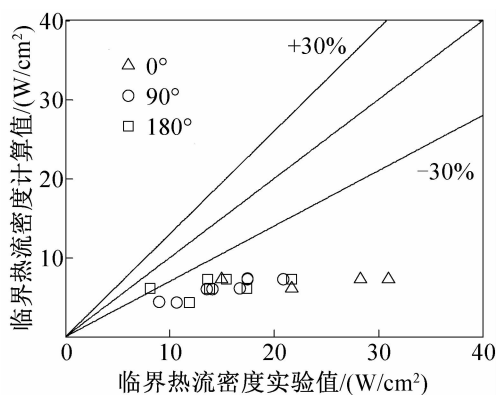


图 11 Sudo 模型计算值与实验值的对比

Fig. 11 Comparison between calculation value with Sudo correlation and experimental data

基础上提出的,该模型预测他们的实验数据的绝对误差为 15%。Wojtan 关系式为:

$$\frac{q''_{CHF}}{Gh_{fg}} = 0.437 \left(\frac{\rho_g}{\rho_f} \right)^{0.073} We_L^{-0.24} \left(\frac{L}{D_e} \right)^{-0.72} \quad (11)$$

其中:

$$We_L = \frac{G^2 L}{\sigma \rho_f} \quad (12)$$

图 12 所示为 Wojtan 的模型计算值与实验值对比关系。从图中可以看出,在三种加热方位下,计算值均大于实验值。 $\theta = 0^\circ$ 时,两者相差较小。

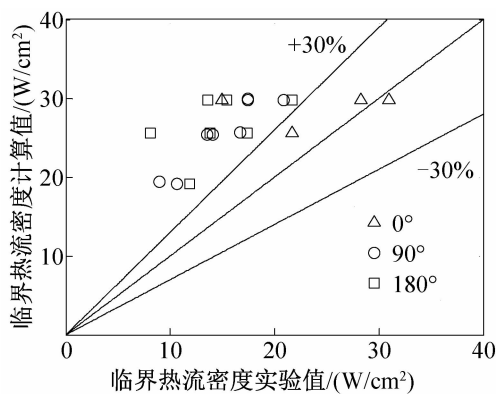


图 12 Wojtan 的模型计算值与实验值对比

Fig. 12 Comparison between calculation value with Wojtan correlation and experimental data

4 结论

本研究以蒸馏水为工质,采用实验的方法对窄缝通道内流动沸腾临界热流密度进行研究,通过对数据的处理和分析,得出如下结论:

1) 壁面温度的变化规律主要分为三个阶段:单相换热时,壁面温度呈曲线斜率较大线性变化;两相阶段时,壁面温度增长缓慢;临界换热现象发生时,壁面温度突升。

2) 不同加热方位对流动沸腾临界热流密度影响较大,相同工况下,加热面向上时的临界热流密度最大,加热面向下时的临界热流密度最小。

3) 临界换热现象发生时的实验段压降受质量流速和加热方位的双重影响。

4) 在本文实验范围内, $\theta = 0^\circ$ 时 Ivey-Morris 模型和 Wojtan 模型计算值与实验值的相对误差基本在 $\pm 30\%$ 以内, $\theta = 90^\circ$ 、 180° 时,模型计算值均大于实验值,预测得到临界热流密度值对换热设备是安全的;Sudo 模型不适用于本实验条件下的流动沸腾临界热流密度的预测。

参考文献

- [1] Konishi C, Mudawar I, Hasan M M. Criteria for negating the influence of gravity on flow boiling critical heat flux with two-phase inlet conditions[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2013, 65: 203-218.
- [2] Wojtan L, Revellin R, Thome J R. Investigation of saturated critical heat flux in a single, uniformly heated micro-channel[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2006, 30(8): 765-774.
- [3] 李勇,熊万玉,闫晓,等. 不同流道间隙下矩形通道临界热流密度的实验研究[J]. 核动力工程, 2012, 33(3): 42-45. (Li Yong, Xiong Wanyu, Yan Xiao, et al. Experimental investigation of critical heat flux in rectangular channels with different gap sizes[J]. Nuclear Power Engineering, 2012, 33(3): 42-45.)
- [4] 张鹏,尤国春,任欣,等. 窄缝通道中液氮的临界热流密度实验研究[J]. 工程热物理论, 2006, 26(5): 829-831. (Zhang Peng, You Goochun, Ren Xin, et al. Experimental investigation of the critical heat flux (CHF) of liquid nitrogen in narrow channels[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2006, 26(5): 829-831.)
- [5] Ma Y, Chung J N. A study of bubble dynamics in reduced gravity forced-convection boiling[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2001, 44(2): 399-415.
- [6] Ma Y, Chung J N. An experimental study of forced convection boiling in microgravity[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1998, 41(15): 2371-2382.
- [7] Ma Y, Chung J N. An experimental study of critical heat flux (CHF) in microgravity forced-convection boiling[J]. International Journal of Multiphase Flow, 2001, 27(10): 1753-1767.
- [8] Sturgis J C, Mudawar I. Critical heat flux in a long, rectangular channel subjected to one-sided heating—I. flow visualization[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1999, 42(10): 1835-1847.
- [9] Konishi C, Mudawar I, Hasan M M. Experimental assess-

ment of the effects of body force, surface tension force, and inertia on flow boiling CHF [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2002, 45(20): 4079-4095.

[10] Katto Y. Critical heat flux [J]. Advances in Heat Transfer, 1985, 17:1-64.

[11] Ivey H J, Morris D J. On the relevance of the vapour-liquid exchange mechanism for sub-cooled boiling heat transfer at high pressure [M]. England: United Kingdom Atomic Energy Authority, Reactor Group, Atomic Energy Establishment, 1962.

[12] Sudo Y, Miyata K, Ikawa H, et al. Experimental study of differences in DNB heat flux between upflow and downflow

in vertical rectangular channel [J]. Journal of Nuclear Science and Technology, 1985, 22(8): 604-618.

作者简介

李冈,男,硕士在读,南京航空航天大学航空宇航学院,15850500957, E-mail: lgahn90@163.com。研究方向:空凋制冷技术。

About the author

Li Gang, male, master candidate, College of Aerospace Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, +86 15850500957, E-mail: lgahn90@163.com. Research fields: air conditioning and refrigeration technology.

(上接第23页)

[26] Hong K, Webb R L. Performance of dehumidifying heat exchangers with and without wetting coatings [J]. Journal of Heat Transfer, 1999, 121(4): 1018-1026.

[27] Hong K, Webb R L. Wetting coatings for dehumidifying heat exchangers [J]. HVAC&R Research, 2000, 6(3): 229-242.

[28] Min J, Webb R L, Bemisderfer C H. Long-term hydraulic performance of dehumidifying heat-exchangers with and without hydrophilic coatings [J]. HVAC&R Research, 2000, 6(3): 257-272.

[29] Min J, Webb R L. Long-term wetting and corrosion characteristics of hot water treated aluminum and copper fin stocks [J]. International Journal of Refrigeration, 2002, 25(8): 1054-1061.

[30] Gao J, Zhao J, Chen X, et al. Boiling water treatment for wettability improvement of aluminum fin surfaces [C]// ASME 2013 International Mechanical Engineering Congress and Exposition. California USA: American Society of Mechanical Engineers, 2013.

[31] Min J, Wu X, Shen L, et al. Hydrophilic treatment and performance evaluation of copper finned tube evaporators [J]. Applied Thermal Engineering, 2011, 31(14): 2936-2942.

[32] Jeong Y M, Lee J K, Jun H W, et al. Preparation of super-hydrophilic amorphous titanium dioxide thin film via PECVD process and its application to dehumidifying heat exchangers [J]. Journal of Industrial and Engineering Chemistry, 2009, 15(2): 202-206.

[33] 胡兵,赵宇,王勤韧,等. 温度交变对翅片管换热器性能影响的实验研究 [J]. 制冷学报, 2011, 32(2): 19-22. (Hu Bing, Zhao Yu, Wang Qinren, et al. Experimental

study on influence of temperature alternating by turns on tube-fin heat exchanger [J]. Journal of Refrigeration, 2011, 32(2): 19-22.)

[34] Pu H, Ding G, Ma X, et al. Long-term performance of air-side heat transfer and pressure drop for finned tube evaporators of air conditioners under intermittent operation conditions [J]. International Journal of Refrigeration, 2010, 33(1): 107-115.

[35] 浦晖,丁国良,马小魁,等. 微生物污垢对翅片管换热器空气侧换热和压降特性的影响 [J]. 上海交通大学学报, 2008, 42(3): 404-408. (Pu Hui, Ding Guoliang, Ma Xiaokui, et al. The effects of biofouling on airside heat transfer and pressure drop for fin-and-tube heat exchanger [J]. Journal of Shanghai Jiao Tong University, 2008, 42(3): 404-408.)

[36] Pu H, Ding G, Ma X, et al. Effects of biofouling on air-side heat transfer and pressure drop for finned tube heat exchangers [J]. International Journal of Refrigeration, 2009, 32(5): 1032-1040.

通信作者简介

丁国良,男,教授,博士生导师,上海交通大学机械与动力工程学院制冷所, (021) 34206378, E-mail: glding@sjtu.edu.cn。研究方向:制冷空调装置的仿真、优化与新工质应用。

About the corresponding author

Ding Guoliang, male, Ph. D. / professor, School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, +86 21-34206378, E-mail: glding@sjtu.edu.cn. Research fields: simulation and optimization research for room air conditioner and utilization of new refrigerant.