

# 预热微通道内制冷剂对沸腾换热系数影响的实验研究

葛琪林, 柳建华, 张 良, 刘 旗  
(上海理工大学 能源与动力工程学院, 上海 200093)

**摘 要:** 在内径为 2 mm 的水平不锈钢微通道内对制冷剂 R290 的沸腾换热特性进行了实验研究。实验工况为: 制冷剂质量流率分别为 150 和 330 kg/(m<sup>2</sup>·s), 测试段热流密度分别为 43 和 76 kW/m<sup>2</sup>, 制冷剂干度的范围为 0.1-0.7, 测试段制冷剂的饱和温度为 15 和 26 °C, 测试段制冷剂的入口干度范围为 0-0.65。在相同干度情况下, 将制冷剂进入测试段前未进行预热而获得的换热系数与制冷剂进入测试段前进行预热后获得的换热系数进行了对比。研究结果表明: 制冷剂进入测试段前进行预热会使换热系数产生偏差, 偏差的平均值达到了 14.2%; 在实验范围内, 随着制冷剂在测试段入口以及制冷剂在测试段内干度的上升, 预热所引起的换热系数偏差将逐步下降。

**关 键 词:** 预热; R290; 微通道; 沸腾换热系数; 干度

中图分类号: TK124 文献标识码: A  
DOI: 10.16146/j.cnki.rndlge.2016.01.007

## 引 言

将制冷剂预热在微通道沸腾换热特性实验中是一种极为常见的方法, Choi 等人, Bang 等人以及 S. Wang 等人的实验过程中均有使用<sup>[1-3]</sup>。预热的作用主要是对制冷剂进入测试段时的入口干度进行调节, 从而扩大了实验装置的研究范围。但是, 流体在微通道中的换热系数的大小不是通过调整干度来实现的。由于干度的大小改变了管道截面内汽泡的分布, 影响着汽泡的运动速度和汽泡的大小, 同时, 汽泡的周围存在的速度边界层必定对周围流体的速度场产生影响。因此, 这些因素才是真正决定了制冷剂在微通道内的换热系数。显然, 仅仅依靠预热制冷剂是无法对这些因素进行有效调节, 这说明预热制冷剂会对实验结果产生影响但不能有效改变制冷剂的换热系数。

此外, X. Zou 等人, Choi 等人, Saisorn 等人以及 Fang 等人的研究也均显示部分已有的关联式不能对实验结果给出很好的预测<sup>[4-6]</sup>, 甚至有些关联式

的最小平均误差可以达到惊人的 71.9%。关联式对实验结果不能给出满意的预测, 实际上反映的则是不同研究者之间的实验结果出现了巨大的差异。而且上述研究者在其研究中也均未考虑到预热对实验结果所带来的影响。更为重要的是, 纵观现有的一些关联式, 也没有任何的关联式考虑到预热所带来的影响。

为了研究制冷剂在进入测试段前进行预热对实验结果所带来的影响, 本研究对不同工况下 R290 在 2 mm 微通道内的换热系数进行了实验研究。在相同干度情况下, 将制冷剂进入测试前进行预热后获得的换热系数与制冷剂进入测试段前未进行预热时获得的换热系数进行了对比分析。

## 1 实验装置

实验装置由质量流量计、预热器、浮子流量计、热水箱、测试段、直流电源柜、节流阀、冷凝器、乙二醇机组、过冷器、计量泵以及储液罐组成。通过计量泵的输送, 流经储液罐、质量流量计和预热器进入测试段。测试段由直流电源柜提供的直流电源直接加热。制冷剂流经测试段后通过节流阀进行节流, 然后经过冷凝器和过冷器回到计量泵。冷凝器和过冷器内的冷却水则由乙二醇机组提供, 冷却水的水温可以维持在 -10 °C。预热器中的热水由热水箱提供。热水箱内装有电热棒用于维持热水的水温。而热水箱的水温通过 PID 表控制在 20 °C。而热水的流量可以通过浮子流量计进行观察。在测试段的两侧分别装有压力变送器用以测量测试段的进出口压力, 在计量泵的进出口装有压力表用以测量计量泵的出口压力。同时, 在预热器的入口同样装有压力表用于测量制冷剂在预热器的入口压力。而在上述压力测点, 也均在输送管道的外表面贴有热电偶来

收稿日期: 2015-04-15; 修订日期: 2015-10-26

作者简介: 葛琪林(1985-), 男, 上海人, 上海理工大学博士研究生。

对制冷剂的温度进行监测。在预热器热水的进出口处,也贴有热电偶来对水温进行监测。而在制冷剂的输送管外侧则包有橡塑海绵进行保温。进行实验时,制冷剂的流量通过计量泵加以调节。而预热器入口段制冷剂的入口压力则通过节流阀以及计量泵共同调节。实验装置中主要部件的具体参数由表 1 列出。

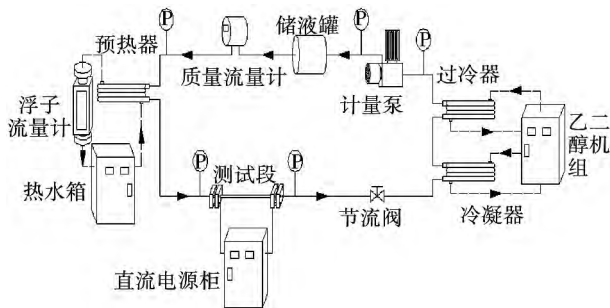


图 1 实验装置图

Fig. 1 The graph of experiment facility

表 1 实验装置主要部件参数

Tab.1 The parameters of the main parts in experiment facility

部 件	型 号	测 量 范 围	误 差
质量流量计	MFM3081F-1.5E	0-120 kg/h	±0.15%
直流电源柜	WYJ-30V/100A	0-30 V ρ-100 A	/
计量泵	JYZR75/16	0-75 L/h	±1%
压力变送器	MD-G	0-16 MPa	±0.2%
乙二醇机组	/	2 t/h	/
热电偶	T	-40-350 °C	±0.1 °C
浮子流量计	F025P	100-1 000 L/h	±1.6%

测试段由不锈钢制成,其外径为 6 mm,内径为 2 mm,长 280 mm。测试段的两侧焊接有矩形的底座,在底座四周钻有通孔,而底座中心也开有凹槽。测试段与实验装置中制冷剂的输送管路通过螺栓相连接,同时在凹槽中也安装了绝热石英玻璃用以对制冷剂流体的观察。其测试段两端连接的螺栓上分别安装有导线与直流电源柜相连接,电源柜用来提供直流电流对测试段进行加热。而在螺栓上则包有绝缘胶带以避免漏电。在测试段的沿程均匀布置有 12 组 24 个热电偶用以测量管壁温度,其中一组布置在管壁上侧,另一组布置在管壁下侧,取同一组热电偶的均值作为壁面温度。同时,在测试段外侧包有内径为 6 mm,外径为 15 mm 的橡塑海绵用以减

少热量损失,而保温材料的外侧也均匀布置有若干热电偶,用于测量保温材料的外表面温度以计算漏热量。



图 2 实验装置照片

Fig. 2 The pictures of experiment facility



图 3 2 mm 测试段实物图

Fig. 3 The test tube of 2 mm



图 4 测试段安装实物图

Fig. 4 The physical installation map of test section

## 2 实验数据处理

在进行实验时,根据预热器入口测量的制冷剂

的温度以及压力,通过 REFUTIL 软件,可以查询获得制冷剂入口处的状态以及焓值  $h_1$  (kJ/kg)。同时,通过该软件也可以查询获得该状态下的制冷剂所对应的饱和状态点的焓值  $h_2$  (kJ/kg)。两者的差值即为制冷剂达到饱和状态时所需要的加热量。

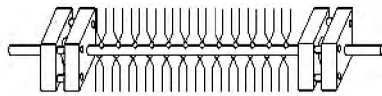


图 5 热电偶布置示意图

Fig.5 The schematic diagram of thermocouple arrangement

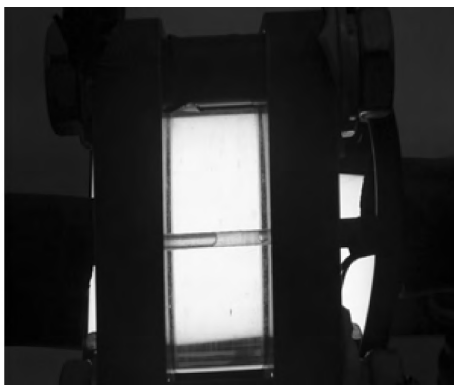


图 6 石英玻璃中观察到的流体

Fig.6 The fluid in quartz glass

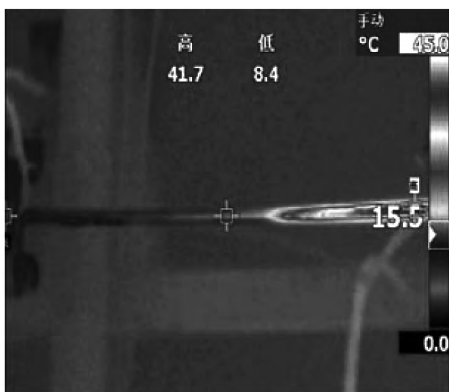


图 7 测试段加热时的热成像图片

Fig.7 The thermal image of heating test tube

而预热器中热水对制冷剂的加热量则近似为:

$$Q_w = Q(T_{in} - T_{out})\rho_w C \quad (1)$$

式中:  $Q_w$ —热水的加热量, W;  $Q$ —水的体积流量,  $m^3/s$ ;  $T_{in}$ 和  $T_{out}$ —进出预热器的水流温度, K;  $\rho_w$ —水的密度,  $kg/m^3$ ;  $C$ —水的比热容,  $J/(kg \cdot K)$ 。制冷

剂在测试段的入口干度就可以计算为:

$$x_{in} = \frac{Q_w - m(h_2 - h_1)}{mh_{fg}} \quad (2)$$

式中:  $x_{in}$ —制冷剂的在测试段的入口干度;  $m$ —制冷剂的质量流量,  $kg/s$ ;  $h_{fg}$ —制冷剂的汽化潜热,  $kJ/kg$ 。

当流体进入测试段后,流体在测试段某位置处的干度为:

$$x = x_{in} + \frac{2q\pi rL}{mh_{fg}} \quad (3)$$

式中:  $x$ —测试段中某处的干度;  $q$ —热流密度,  $W/m^2$ ,可按式(7)进行计算。  $R$ —管道内径,  $m$ ;  $L$ —此处距离测试段入口的距离,  $m$ 。

此外,实验时测量所获得的另外一些参数是电压源施加在不锈钢管两端的电压  $U$  (V) 和电流  $I$  (A) 以及不锈钢管外表面的温度  $T_1$  (K) 和隔热材料外侧平均温度  $T_2$  (K)。这些测量所获得的数据并不能直接反映管内制冷剂的沸腾换热系数,因此有必要对上述数据进行处理。

实验中的直流电源柜的加热量  $Q_1$  (W):

$$Q_1 = IU \quad (4)$$

漏热量  $Q_2$  (W) 为:

$$Q_2 = (T_2 - T_3) HA \quad (5)$$

式中:  $T_3$ —实验室中的环境温度, K;  $A$ —隔热材料的外表面积,  $m^2$ ; 其值为  $0.013 m^2$ 。  $H$ —自然对流换热系数  $W/(m^2 \cdot K)$ ,考虑到辐射等因素的影响,这里经验性地取  $7 W/(m^2 \cdot K)$ ,则实际的加热量  $Q_3$  (W) 为:

$$Q_3 = Q_1 - Q_2 \quad (6)$$

不锈钢管内的热流密度  $q$  ( $W/m^2$ ) 为:

$$q = \frac{Q_3}{2\pi rL} \quad (7)$$

式中:  $r$ —不锈钢管内径,  $m$ ;  $L$ —不锈钢钢管的管长,  $m$ 。

不锈钢管内壁的温度  $T_4$  (K) 为:

$$T_4 = T_1 + q \frac{r}{\lambda} \ln\left(\frac{R}{r}\right) \quad (8)$$

式中:  $\lambda$ —不锈钢管的导热系数,  $W/(m \cdot K)$ ,此处取  $16.3 W/(m \cdot K)$ ;  $R$ —不锈钢钢管的外径。

最终的沸腾换热系数  $h$  ( $W/(m^2 \cdot K)$ ) 为:

$$h = \frac{q}{T_4 - T_5} \quad (9)$$

式中:  $T_5$ —制冷剂的蒸发温度,  $^{\circ}C$ 。

可以根据在测试段入口处和出口处安装的压力变送器测量所获得的制冷剂的压力,通过线性差值计算获得相应测试段位置处的饱和压力,并通过软件 REFUTIL 查询获得相应饱和压力下的制冷剂的蒸发温度。

### 3 实验结果及讨论

#### 3.1 实验结果

图 8(a) - 8(b) 分别为质量流率  $G = 160 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ , 饱和温度  $T = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ , 热流密度  $q = 43$  和  $76 \text{ kW}/\text{m}^2$  时,不同入口干度对换热系数的影响。其中,  $x_{in}$  代表了制冷剂预热后进入测试段时的入口干度,  $x_{in} = 0$  代表未进行预热,  $x$  代表测试段中某位置处的干度,可以通过式 (3) 计算获得。

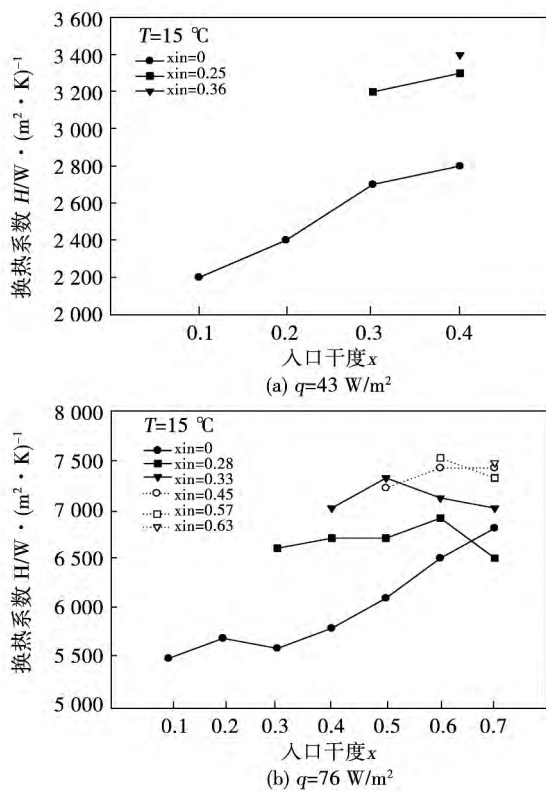


图 8  $G = 160 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$  时入口干度对换热系数的影响

Fig. 8 The influence of inlet quality on heat transfer coefficient when  $G = 160 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$

为了对不同质量流率下预热对换热系数的影响进行研究,除了对  $G = 160 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$  时进行了研

究,又对  $G = 330 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$  时预热对换热系数的影响进行了研究。图 9(a) - 图 9(b) 分别为质量流率  $G = 330 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 、饱和温度  $T = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ 、热流密度  $q = 43$  和  $76 \text{ kW}/\text{m}^2$  时,不同入口干度对换热系数的影响。

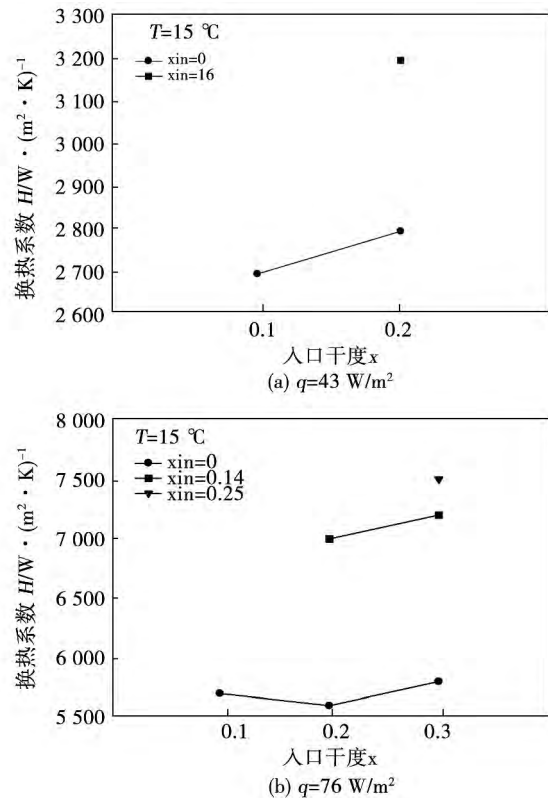


图 9  $G = 330 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$  时入口干度对换热系数的影响

Fig. 9 The influence of inlet quality on heat transfer coefficient when  $G = 330 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$

为了对不同饱和温度下预热对换热系数的影响进行研究,除了饱和温度  $T = 15 \text{ }^\circ\text{C}$  时进行的研究,又对  $T = 26 \text{ }^\circ\text{C}$  时预热对换热系数的影响进行了研究。图 10(a) - 图 10(d) 为饱和温度为  $26 \text{ }^\circ\text{C}$  时,质量流率  $G$  分别为  $150$  和  $330 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ,热流密度  $q$  分别为  $44$  和  $77 \text{ kW}/\text{m}^2$  时,不同入口干度对换热系数的影响。

#### 3.2 分析及讨论

从图 8(a) 和图 8(b) 可以发现,随着入口干度的变化,R290 的沸腾换热系数确实会产生巨大的变化,而且随着入口干度的上升,换热系数总体上呈现

出逐步上升的趋势。以  $T = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、 $q = 43\text{ kW/m}^2$ 、 $G = 160\text{ kg/(m}^2 \cdot \text{s)}$  时为例，随着入口干度的上升，相应干度的沸腾换热系数分别上升了 18.5%、17.8% 和 21.4%。分析原因：随着入口干度的增加，在预热器以及预热器至测试段入口的流体输送管道中汽泡的数目显然会大幅增加，在这种情况下，这些汽泡发生了合并从而导致流体在测试段入口处的流型发生了转变。而流型发生了提前的转变就导致换热系数出现大幅的上升，而流型转变之所以会导致换热系数的上升，则是由于管内流体的速度分布决定了汽泡的速度会逐渐增大超过流体的流速，此时汽泡下游的流体只能在汽泡与壁面的液膜内流动，使得壁面附近流体具有了较高的流速与速度梯度。同时，由于速度场与温度场的相似性，也导致了此时流体具有了较高温度梯度，尽管此时壁面上产生的汽泡在流体阻力以及壁面过热度降低的作用下会非常小，但是由于巨大速度梯度所导致的剪切升力，从而可以对流体进行快速的扰动。而汽泡上升时，在其周围所产生的速度边界层以及较高的温度梯度，也可以确保小汽泡具有很好地扰动效果。从上述分析可以看出，流型转变只不过是变相地降低了管径，因为更小的管径也就意味着更大的速度梯度和温度梯度。

此外，从图 8(a) 和图 8(b) 中还可以发现，随着热流密度的上升，预热所产生的影响正在逐渐地加大。以  $T = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、 $q = 43\text{ kW/m}^2$ 、 $G = 160\text{ kg/(m}^2 \cdot \text{s)}$  和入口干度为 0.25 时，干度为 0.3 时换热系数与未使用预热时换热系数的差值为  $500\text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ 。而  $q = 76\text{ kW/m}^2$  时，相应的差值却上升为了  $1\text{ }000\text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ 。

从图 8(b) 中可以发现，随着干度的上升以及入口干度的上升，预热所产生的影响正在逐步地降低。以  $T = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、 $q = 76\text{ kW/m}^2$ 、 $G = 160\text{ kg/(m}^2 \cdot \text{s)}$  和  $x = 0.7$  时为例，当入口干度  $x_{in}$  分别为 0.45、0.57 和 0.63 时，换热系数分别又上升了 8.8%、7.4% 和 9.5%。而当  $x = 0.5$  时，当入口干度  $x_{in}$  分别为 0.28 和 0.33 时，换热系数则分别上升了 9.8% 和 19.6%。造成上述现象的原因则是由于在干度较高的情况下，测试管道内的流型发生了转变。而由于入口干度较高，此时在预热器以及预热器至测

试段入口的流体输送管道中的流体流型也已发生了转变，这就使得两者壁面处的流体均获得了较高的流速，从而使换热系数较为接近。

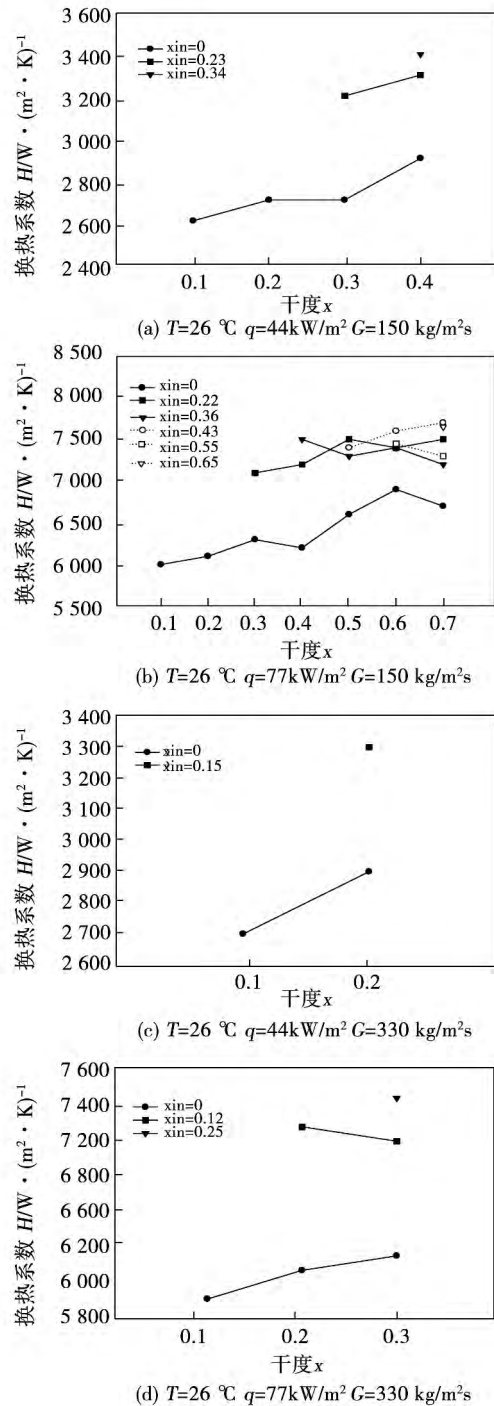


图 10  $T = 26\text{ }^{\circ}\text{C}$  时入口干度对换热系数的影响  
Fig. 10 The influence of inlet quality on heat transfer coefficient when  $T = 26\text{ }^{\circ}\text{C}$

此外，从图 8(b) 中，可以发现，随着入口干度的上升，不仅相同干度时的换热系数出现了上升，而且

换热系数随着干度的变化趋势也发生了变化。以  $T = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$   $q = 76\text{ kW/m}^2$   $G = 160\text{ kg/(m}^2 \cdot \text{s)}$  时,干度  $x = 0.5$  为例。当入口干度  $x_{in} = 0$  时,随着干度的变化,换热系数始终呈现出上升的趋势。而当入口干度  $x_{in} = 0.33$  时,随着干度的变化,换热系数则呈现出下降的趋势。造成上述现象的原因有可能是流体提前出现了“干涸”现象,也有可能是其它的原因所造成,这也有待于进一步的研究。但是入口干度的变化不仅会造成换热系数的上升,而且在某些工况下甚至会改变换热系数的变化规律,这一点已经是确凿无疑的了。

从图 9(a) 和图 9(b) 可以发现,尽管随着质量流率的上升,换热系数的数值也均出现了小幅的上升,但是入口干度的上升同样导致换热系数发生了上升。以  $T = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$   $q = 43\text{ kW/m}^2$   $G = 330\text{ kg/(m}^2 \cdot \text{s)}$  时为例,随着入口干度的上升,在相应干度处换热系数上升了 14.2%。这说明尽管图 8(a) - 图 8(b) 与图 9(a) - 图 9(b) 的质量流率存在着一定的差异,但是预热对换热系数产生影响的机理是相同的。

对比图 8(a) 与图 10(a) 可以发现两者几乎呈现出相同的变化趋势。图 10(b) - 10(d) 中曲线的变化趋势基本与图 8(b) 以及 9(a) - 9(b) 中的变化趋势是相同的,因此两者所蕴含的机理也应当是相同的,在此不作过多叙述。从 3.1、3.2 以及 3.3 节的研究结果中可以发现,预热的使用的确会对换热系数产生一定程度的影响,更为重要的是,这些影响是无法被忽略的。但是由于气泡的运动方式不仅与预热有关,而且预热与测试管道之间流体输送管路的长度,直径等因素都会对其产生影响,因此不同的实验台之间可能会呈现出不同的影响趋势。

#### 4 结论

本研究对 2 mm 水平微通道内制冷剂 R290 的沸腾换热系数进行了实验研究,在相同干度情况下,将制冷剂进入测试段前未进行预热获得的换热系数

与制冷剂进入测试段前进行预热后获得的换热系数进行了对比,并得到结论如下:

在实验范围内,在制冷剂进入测试段前通过预热对制冷剂进入测试段的入口干度进行调节,会对沸腾换热系数产生影响,其所引起的偏差的平均值为 14.2% (偏差 = 使用预热获得的换热系数 - 未使用预热获得的换热系数 / 未使用预热获得的换热系数),而随着制冷剂在测试段入口干度的上升以及制冷剂在测试段内干度的上升,调节入口干度所引起的换热系数偏差在逐步地降低。

#### 参考文献:

- [1] Choi K I, Pamitran A S, Oh J T, et al. Pressure drop and heat transfer during two-phase flow vaporization of propane in horizontal smooth minichannels [J]. International Journal of Refrigeration, 2009(32): 837 - 845.
- [2] Bang K H, Kim K K, Lee S K, et al. Pressure effect on flow boiling heat transfer of water in minichannels [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2011(50): 280 - 286.
- [3] Wang S, Gong M Q, Chen G F, et al. Two-phase heat transfer and pressure drop of propane during saturated flow boiling inside a horizontal tube [J]. International Journal of Refrigeration, 2014(41): 200 - 209.
- [4] Zou X, Gong M Q, Chen G F, et al. Experimental study on saturated flow boiling heat transfer of R170/R290 mixtures in a horizontal tube [J]. International Journal of Refrigeration, 2010(33): 371 - 380.
- [5] Saisorn S, Kaew-On J, Wongwiset S. Flow pattern and heat transfer characteristics of R-134a refrigerant during flow boiling in a horizontal circular mini-channel [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2010(53): 4023 - 4038.
- [6] Fang X D, Zhou Z R, Shi R R, et al. Evaluation of correlations of flow boiling heat transfer of R134a in channels [C]. J. Eng. Thermophys, 2013, 126017.
- [7] Shizuo Saitoh, Hirofumi Daiguji, Eiji Hihara. Effect of tube diameter on boiling heat transfer of R-134a in horizontal small-diameter tubes [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2005(48): 4973 - 4984.

(陈滨 编辑)

the tube within the test range ( $1300 < Re < 3500$ ) was summarized. **Key words:** convective flow inside a tube , Reynolds number ,corrugated plate flow disturber ,enhanced heat transfer

前驱体液滴在射频感应等离子体中的蒸发和传热传质 = **Evaporation ,Heat and Mass Transfer of the Precursor Liquid Drops in the Radio Frequency-induced Plasma** [刊 ,汉] SONG Zhuo-lin ,SHAN Yan-guang ,XU Lian-si ( School of Energy Source and Power Engineering ,Shanghai University of Science and Technology ,Shanghai ,China ,Post Code: 200093) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016 31( 1) . -37 -41

A movement and evaporation model for liquid drops in a radio frequency-induced plasma jet flow was established to simulate the evaporation ,heat and mass transfer of the precursor liquid drops. According to the mass ,momentum and energy conservation equations ,a method for controlling time-changing systems was used to predict the movement and evaporation of the liquid drops inside the plasma induced and coupled by radio frequencies and obtain the changes in the radii of the liquid drops and temperature on the surface of liquid drops as well as temperature distribution inside the liquid drops. With an increase of the initial sizes of the liquid drops and their residence time duration in the low temperature zone of the hot plasma ,the surface of the liquid drops will be slowly and uniformly heated ,thus the time required by the surface solute concentration to reach its saturated concentration becomes longer and the changing rate of the radius smaller. With an increase of the initial speed of the liquid drops and the environmental temperature experienced by the liquid drops ,the evaporation speed of the liquid drops on the surface becomes quicker ,the change in the radius smaller and the time required by the solute to be crystallized and separated becomes shorter. **Key words:** radio frequency plasma ,evaporation ,heat and mass transfer

预热微通道内制冷剂对沸腾换热系数影响的实验研究 = **Experimental Study of the Influence of the Refrigerant Preheated on the Boiling Heat Exchange Coefficient Inside a Micro Channel** [刊 ,汉] GE Qi-lin ,LIU Jian-hua ,ZHANG Liang ,LIU Qi ( College of Energy Source and Power Engineering ,Shanghai University of Science and Technology ,Shanghai ,China ,Post Code: 200093) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016 31( 1) . -42 -47

In a stainless steel-made micro channel having an inner diameter of 2 mm ,an experimental study of the boiling heat exchange characteristics of the refrigerant R 290 was performed. The test conditions were given as follows: the mass flow rates of the refrigerant were 150 and 330 kg/m<sup>2</sup> . s respectively ,the heat flux densities of the refrigerant in the

section tested were 43 and 76 kW/m<sup>2</sup> respectively ,the dryness of the refrigerant ranged from 0.1 to 0.7 ,the saturation temperature of the refrigerant in the section tested was in a range from 15 °C to 26 °C and the dryness of the refrigerant at the inlet of the section tested fell in a range from 0 to 0.65. Under the condition of the dryness being kept identical ,a comparison was made of the heat exchange coefficient of the refrigerant obtained when it had not been preheated before entering into the section tested with that obtained when it had been preheated before entering into the section tested. It has been found that to preheat the refrigerant before it enters into the section tested can make its heat exchange coefficient produce a deviation ,of which the average value can reach 14.2% . In the range tested ,with an increase of the dryness of the refrigerant at the inlet of the section tested and inside the section mentioned above ,the deviation of the heat exchange coefficient arisen from the preheating will go down step by step.

**Key words:** preheating ,R290 ,micro channel ,boiling heat exchange coefficient ,dryness

航空发动机 RQL 燃烧室淬熄区掺混特性研究 = **Study of the Mixing and Dilution Characteristics of a RQL ( Rich-quench-lean) Combustor in Its Quenching Zone in an Aeroengine** [刊 ,汉]JI Yong-bin ,YUAN Yongwen ,GE Bing ,ZANG Shu-sheng ( College of Mechanical and Power Engineering ,Shanghai Jiaotong University , Shanghai ,China ,Post Code: 200240) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016 ,31( 1) . -48  
-53

Under the operating condition of a sector-shaped section in a RQL model combustor being in a combination of various main stream air speeds and quenching jet flow air speeds ,with acetone serving as the fluorescence particles ,a PLIF ( plane laser-induced fluorescence) visualization experimental study was performed of the acetone concentration field in the cold-state quenching zone and the distribution of the acetone concentration in the centerline cross section of a quenching hole was obtained. The law governing the influence of the main stream and quenching jet flow air speed on the mixing and dilution characteristics i. e. relative penetration depth and the mixing and dilution non-uniformity was observed and a contrast analysis was performed of the following two circumstances ,i. e. the main stream having and having no swirling flows. It has been found that the results measured by using the PLIF technology can be used to apparently compare the mixing and dilution characteristics under various operating conditions. When a swirling flow is present in the main stream ,to increase the quenching jet flow air speed can increase the relative penetration depth and quickly enhance the mixing and dilution uniformity ,however ,after the quenching jet flow air speed has reached a certain value ,the mixing and dilution uniformity in the quenching zone will increase slowly or even remain unchanged. To increase the air speed of the main stream will decrease the relative penetration