

文章编号:0253-4339(2013) 06-0017-05

doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2013.06.017

R22 在矩形微细管内凝结换热的实验研究

刘 纳 李俊明

(清华大学热能工程系 热科学与动力工程教育部重点实验室 北京 100084)

摘 要 通过实验研究了 R22 在当量直径为 0.952 mm 水平不锈钢矩形管内的凝结换热过程。实验时的饱和温度为 40 ~ 50℃、质量流速为 200 ~ 800 kg/(m²·s)、干度为 0 ~ 1。研究表明:R22 的凝结换热系数随质量流速和干度的增大而增大,在较高干度区增大趋势更加明显,随饱和温度的增大凝结换热系数减小。然后将实验结果与三种已有换热关联式进行了对比,在与 R22 相比时发现,在相同实验工况下 R152a 的凝结换热系数大于 R22 的凝结换热系数。

关键词 凝结换热;微通道;换热系数;实验研究

中图分类号:TK124

文献标识码:A

Experimental Investigation on Heat Transfer of R22 during Condensation in a Rectangular Microchannel

Liu Na Li Junming

(Key Laboratory for Thermal Science and Power Engineering of Ministry of Education, Department of Thermal Engineering, Tsinghua University, Beijing, 100084, China)

Abstract The paper reported heat transfer coefficients of R22 during condensation in a horizontal stainless steel rectangular microchannel with the hydraulic diameter of 0.952 mm. Tests were conducted with saturation temperatures of 40 ~ 50℃, mass fluxes of 200 ~ 800 kg/(m²·s) and vapor qualities from 0 to 1. The results show that heat transfer coefficients of R22 increase with mass flux and vapor quality especially in high vapor quality regions while decrease with the saturation temperature. The data were compared with three existing heat transfer correlations. Heat transfer coefficients of R152a are larger than the data of R22 when compared with the same experimental conditions.

Keywords condensation heat transfer; microchannel; heat transfer coefficients; experimental investigation

微通道换热器具有强化管内换热以及降低空气侧阻力等优点,已在汽车空调行业中得到广泛应用。微通道换热器的换热管为多通道矩形或方形管,矩形管中由于拐角的存在导致表面张力增强,工质在矩形管内的凝结换热机理不同于圆管。因此,有必要开展制冷剂在微通道矩形管内凝结换热的实验研究。

针对不同制冷剂在非圆形微通道内凝结换热特性的实验研究已有文献报道。DeI Col 等^[1]实验研究了 R134a 在边长为 1.18 mm 单矩形管内的凝结换热特性。Derby 等^[2]针对 R134a 在 1mm 矩形、三角形以及半圆形管内的凝结换热系数开展了实验研究,发现质量流速和干度对换热系数影响较大,饱和温度、热流密度以及管型对换热系数影响不大。此外, Kim 等^[3]实验研究了 FC-72 在当量直径 1 mm 矩形多通道内的凝结换热系数,结果表明实验段入口的换热系

数最大,沿管长逐渐降低;环状流界面波动的存在强化了凝结换热;针对环状流提出了换热关联式。

1 实验系统及数据处理

图 1 所示的实验系统包括一个制冷剂回流以及两个冷却水回路。储液罐中的制冷剂,依次经过过滤器、齿轮泵和流量计,在预热器中被加热成气液两相混合物,在实验段冷却水的冷却下发生凝结,被流经过冷器的冷却水冷却,全部冷凝后回到储液罐中。两恒温水浴分别为实验段和过冷段提供进口温度恒定的冷却水。

实验步骤为:实验初期,将制冷剂回路中阀门开到最大,开启齿轮泵和恒温水浴。调节储液罐加热器的功率,将系统压力加热到实验饱和压力。调节系统中制冷剂的流量以及预热器加热功率,过冷态的制冷

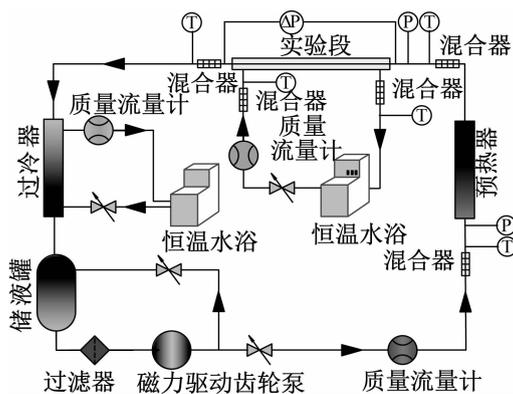


图1 实验系统图

Fig. 1 Schematic of the experimental system

剂在预热器中被加热成一定干度的气液两相流混合物,在实验段中被逆流流过的冷却水冷却发生冷凝。来自恒温水浴的冷却水在实验段的进口温度比饱和温度低 10℃。通过调整冷却水流量,使得实验段冷却水进出口温差不小于 1℃(实验中约为 1.5 ~ 2.5℃),以保证温差测量的准确度。实验段换热量即为冷却水的吸热量。实验段前后测得的制冷剂温度和压力的一致性,保证了制冷剂在进出口的饱和状态。制冷剂在实验段的干度变化量约为 0.10 ~ 0.19。当系统中的所有参数稳定后,记录并实时处理实验数据,得到制冷剂在实验段进出口平均干度下的换热系数。继续增加预热器的加热功率,实验段平均干度增大,系统压降增大,系统流量会下降,调整系统流量到实验工况值,可得到制冷剂在一定流量不同干度时的换热系数。

实验管是不锈钢单矩形管,导热系数为 16.2W/(m·K),密度为 7930kg/m³。其截面尺寸采用精度为 4.5nm 的 KYKY2800 型电子扫描显微镜测量,测得外壁截面尺寸为 1.470 × 1.304mm²,内壁截面尺寸为 1.033 × 0.883mm²,计算得到当量直径为 0.952mm,截面图见图 2。实验管长和有效换热长度分别为 352mm 和 288mm。实验系统主要连接管路的外径为 6mm,壁厚为 0.5mm。实验段为一逆流套管式换热器,制冷剂在实验管内流动,冷却

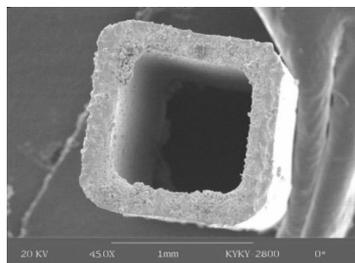


图2 实验管截面图

Fig. 2 Sectional view of the test tube

水在有机玻璃水套和实验管组成的环形空间内逆流流动。

采用直径为 75 μm 的 T 型热电偶测量实验管外壁温;制冷剂 and 冷却水温度采用 Pt100 铂电阻温度传感器测量。在所有流体测温点前均安装混合器使流体充分混合。实验前采用 6020 系列高精度温度标定恒温水浴对铂电阻和热电偶进行标定。制冷剂在预热器前和实验段前、后的压力均采用 Trafag1498 型压力变送器测得,EJA110A 型差压变送器用于测量实验段进出口压差。采用基于科里奥利原理的 DMF-I 系列质量流量计测量制冷剂和冷却水的流量。

实验管外壁面与制冷剂的对数平均温差为:

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_{in} - \Delta t_{out}}{\ln \frac{\Delta t_{in}}{\Delta t_{out}}} \quad (1)$$

式中:Δt_{in}和 Δt_{out}分别为实验管进口和出口外壁面和制冷剂的温差。

实验段的换热量 Q_{water}可表示为冷却水的吸热量以及制冷剂向管壁的传热量,即:

$$Q_{water} = c_p m_c (t_{out} - t_{in}) = \frac{\Delta t_m}{\frac{1}{hA} + \frac{\delta}{kA}} \quad (2)$$

式中:c_p为冷却水的比热容;m_c为冷却水质量流量;t_{in}和 t_{out}分别为冷却水进出口温度;δ为实验管壁厚;A为实验管内壁面换热面积;k为不锈钢管的导热系数;h为管内的凝结换热系数。

制冷剂的凝结换热系数为:

$$h = \frac{1}{\frac{\Delta t_m \cdot A}{Q_{water}} - \frac{\delta}{k}} \quad (3)$$

实验段进口干度 x_{in}为:

$$x_{in} = \frac{UI - m_r (h_l - h_{in})}{m_r h_{lv}} \quad (4)$$

式中:U,I分别为预热器加热电压和电流;h_l为饱和液体的比焓;h_{in}为预热器前过冷液体比焓(可由预热段入口处的温度与压力确定);m_r为制冷剂质量流量;h_{lv}为工质的汽化潜热。

实验段的干度 x 为:

$$x = x_{in} - 0.5 \frac{Q_{water}}{m_r h_{lv}} \quad (5)$$

实验台各部件在安装前均使用丙酮进行清洗,制冷剂纯度达 99.9%;管外冷却水采用去离子水。因此,实验段中未考虑污垢热阻。

为确定整个实验系统的不确定度,采用 Kline 和 McClintock^[4]推荐的均方误差法进行分析,各参数的

测量误差见表 1。

表 1 实验误差
Tab. 1 Experimental uncertainties

参数	误差
温度 T (热电偶) / K	± 0.1
温度 T (Pt100 传感器) / K	± 0.05
制冷剂流量 M / (kg/h)	$\pm 0.2\%$
冷却水流量 M / (kg/h)	$\pm 0.2\%$
换热量 Q / W	$\pm 7.1\%$
干度 x	$\pm 4.2\%$
凝结换热系数 h / (W/(m ² ·K))	$\pm 15.0\%$

2 实验结果及分析

2.1 实验影响因素分析

从图 3 可以看出,凝结换热系数在饱和温度为 40℃ 和 50℃ 时均随质量流速和干度的增大而增大。质量流速相同时,干度越大液膜越薄热阻越小,换热系数会越大;干度相同时,质量流速越大,气液界面的剪切力越大,气核对液膜的冲刷作用越强,换热系数也会越大。

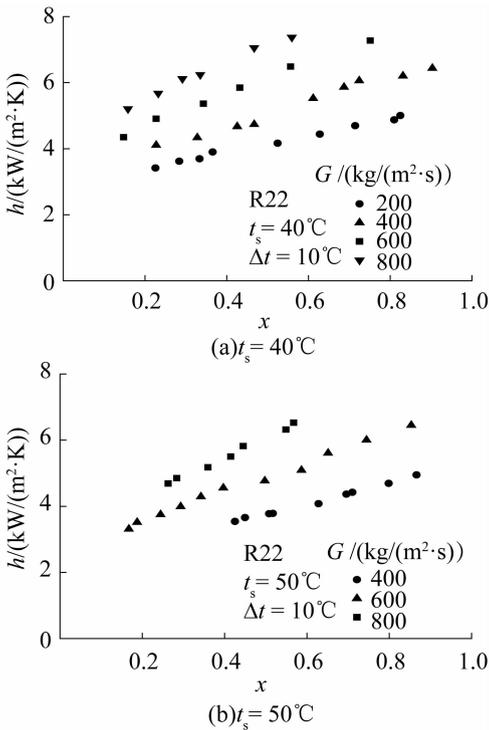


图 3 质量流速和干度对凝结换热系数的影响
Fig. 3 Effects of mass flux and vapor quality on heat transfer coefficients

数的影响。可以看出换热系数随饱和温度的增大而减小。饱和温度越大,饱和压力和对比压力越大,气液密度比增大,气液相间的速度差减小,界面剪切力减弱,液膜变厚热阻增大,导致换热系数降低。

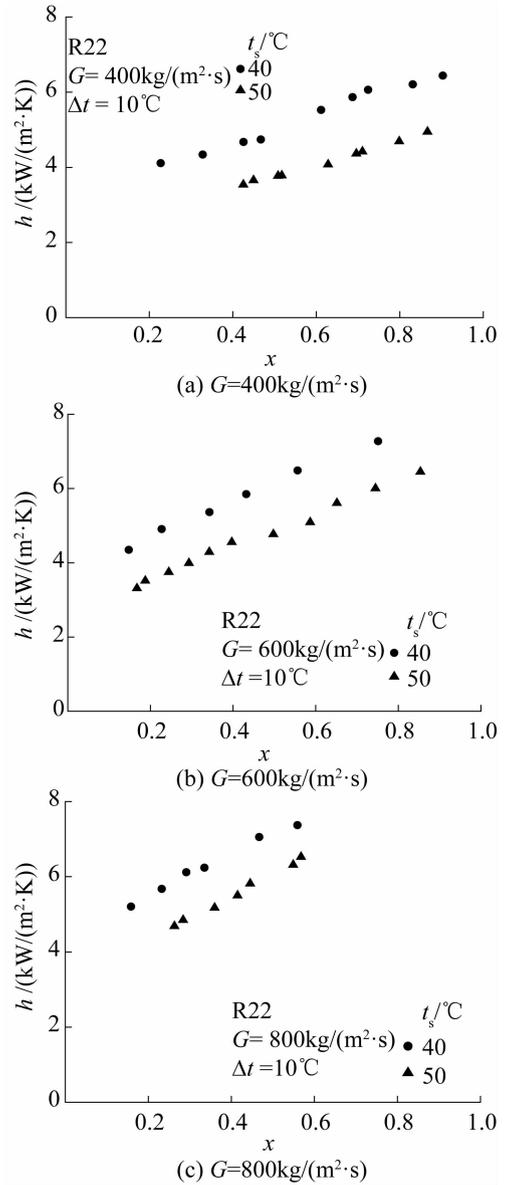


图 4 饱和温度对凝结换热系数的影响
Fig. 4 Effect of saturation temperature on heat transfer coefficients

2.2 已有关联式对实验结果预测的分析

将基于制冷剂在管内凝结换热实验数据拟合的三个经验关联式 (Wang 关联式^[5]、Cavallini 关联式^[6]以及 Agarwal 关联式^[7]),用于预测 R22 的实验值。图 5 给出各关联式的预测值与 R22 实验数据的对比结果。

使用平均偏差 (a. m.) 和均方根偏差 (r. m. s.) 对比说明关联式对实验值的预测结果 (见表 2), 参数定义如下:

图 4 中给出不同质量流速时饱和温度对换热系

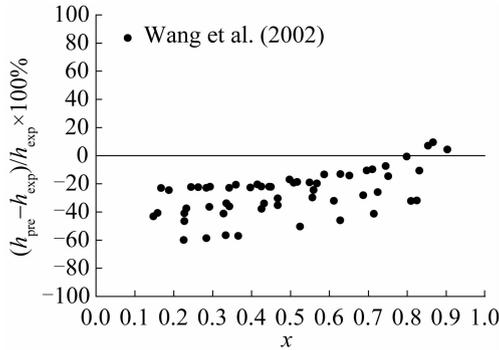
$$a. m. = \frac{1}{N} \sum \frac{h_{pre} - h_{exp}}{h_{exp}} \times 100\% \quad (6)$$

$$r. m. s. = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum \left(\frac{h_{pre} - h_{exp}}{h_{exp}} \right)^2} \times 100\% \quad (7)$$

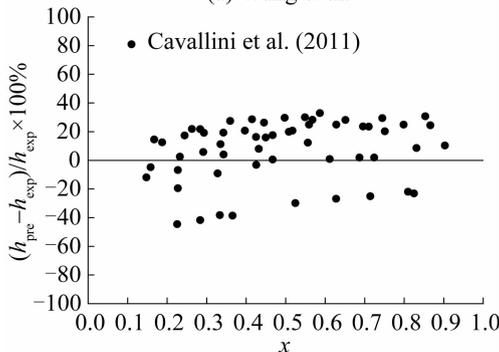
式中： h_{exp} 和 h_{pre} 分别为实验值和预测值； N 为实验点的个数。

Wang 关联式^[5]是基于 R134a 在当量直径为 1.46 mm 矩形多通道管内的实验数据拟合的。Cavallini 等^[6]拟合了适用于多种制冷剂在当量直径大于 3 mm 管内换热的关联式。Agarwal 等^[7]根据 R134a 在非圆通道内的换热数据拟合了适于环状流和雾状流的换热关联式。

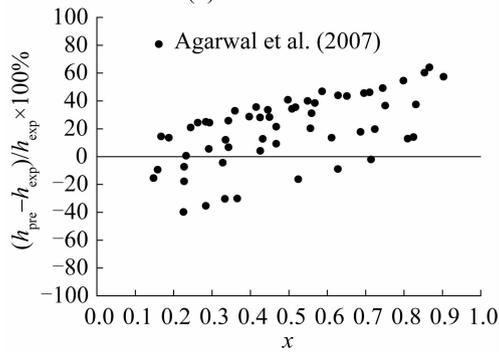
结合图 5 和表 2 可以看出，Wang 关联式^[5]对大



(a) Wang et al.^[5]



(b) Cavallini et al.^[6]



(c) Agarwal et al.^[7]

图 5 实验结果与关联式预测值的对比图

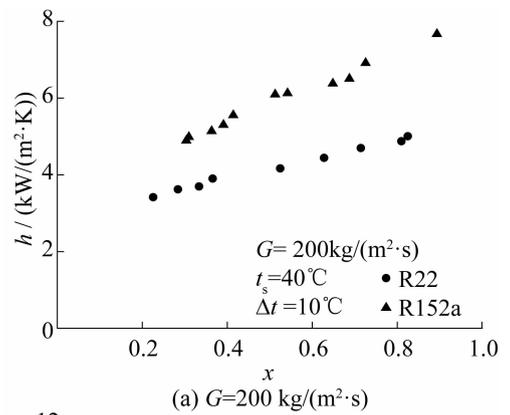
Fig. 5 Comparison of the experimental data and predictions from correlations

部分实验结果的预测偏低，干度越低，偏差越大；Cavallini 关联式^[6]对实验结果预测的平均偏差在换热系数实验精度范围内；Agarwal 关联式^[7]对质量流速为 200kg/(m²·s) 低干度区实验结果的预测偏低，对高质量流速区实验结果的预测偏高。

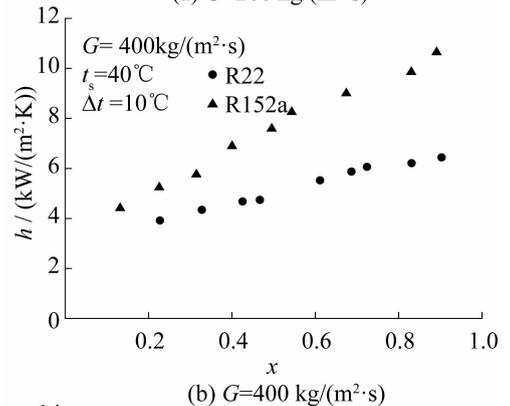
表 2 关联式对实验结果的预测偏差

Tab. 2 Predictive deviations of correlations for the data

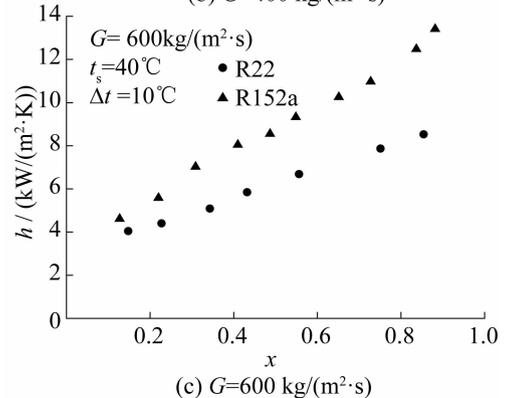
关联式	a. m.	r. m. s.
Wang et al. ^[5]	-26.7%	31.2%
Cavallini et al. ^[6]	7.3%	22.4%
Agarwal et al. ^[7]	19.2%	31.4%



(a) $G=200 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$



(b) $G=400 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$



(c) $G=600 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$

图 6 R22 和 R152a 凝结换热系数的对比

Fig. 6 Comparison of R22 with R152a on heat transfer coefficients

2.3 R22 和 R152a 实验结果的对比

图 6 中给出 R22 和 R152a 在相同实验管内、相同实验条件时换热系数的对比结果。可以看出,R22 的换热系数在饱和温度为 40℃、质量流速分别为 200 kg/(m²·s)、400 kg/(m²·s) 和 600 kg/(m²·s) 时均小于 R152a 的。可从表 3 所示的热物性分析:R22 的对比压力和气液密度比大于 R152a,导致 R152a 气液相间的剪切力大于 R22、气核对液膜的冲刷作用更强;R152a 的汽化潜热大于 R22,使得实验段中干度变化相同时 R152a 的换热量大于 R22;R152a 的导热系数大于 R22,液膜导热热阻将小于 R22。因此,饱和温度和质量流速相同时热物性的差别,导致 R152a 的换热系数大于 R22。表明 R152a 在凝结换热方面具有替代 R22 的潜力。

表 3 R22 和 R152a 在饱和温度为 40℃时的热物性
Tab.3 Thermo physical properties of R22 and R152a with the saturation temperature of 40℃

项目	$t_s/$ ℃	$p_s/$ MPa	p_r	$\rho_v/$ ρ_l	$h_{fg}/$ (kJ/kg)	$\lambda_l/$ (W/(m·K))
R22	40	1.534	0.31	0.059	166.6	0.0766
R152a	40	0.909	0.20	0.033	259.9	0.0917

3 结论

基于以上实验结果及分析,可得出如下结论:R22 的凝结换热系数随质量流速和干度的增大而增大;随饱和温度的增大反而减小;R152a 的凝结换热系数大于 R22,表明 R152a 在凝结换热方面具有替代 R22 的潜力。

本文受广东省教育部产学研结合项目(2011A090200018)资助。(The project was supported by Guangdong Industry-Academia-Research Project (No. 2011A090200018).)

参考文献

[1] Del Col D, Bortolin S, Cavallini A, et al. Effect of cross sectional shape during condensation in a single square

minichannel [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2011, 54(17/18): 3909-3920.

[2] Derby M, Lee H J, Peles Y, et al. Condensation heat transfer in square, triangular, and semi-circular mini-channels[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2012, 55(1/2/3): 187-197.

[3] Kim S M, Mudawar I. Flow condensation in parallel microchannels -Part 2; Heat transfer results and correlation technique[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2012, 55(4): 984-994.

[4] Kline S J, McClintock F A. Describing uncertainties in single sample experiments [J]. Mechanical Engineering, 1953, 20: 297-308.

[5] Wang W, Radcliff T D, Christensen R N. A condensation heat transfer correlation for millimeter-scale tubing with flow regime transition [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2002, 26(5): 473-485.

[6] Cavallini A, Bortolin S, Del Col D, et al. Condensation Heat Transfer and Pressure Losses of High-and Low-Pressure Refrigerants Flowing in a Single Circular Minichannel [J]. Heat Transfer Engineering, 2011, 32(2): 90-98.

[7] Agarwal A, Bandhauer T M, Garimella S. Heat transfer model for condensation in non-circular microchannels [C]//ICNMM2007: Proceedings of the 5th International Conference on Nanochannels, Microchannels, and Minichannels, 2007: 117-126.

通信作者简介

李俊明,男(1956-),博士,教授,博士生导师,清华大学热能工程系工程热物理研究所,(010)62771001,E-mail:lijm@tsinghua.edu.cn。研究方向:微纳传热;空调制冷系统可再生能源利用与节能;物质与能量回收过程的传热传质。

About the corresponding author

Li Junming (1956-), male, Ph. D./Professor. Institute of Engineering Thermophysics, Department of Thermal Engineering, Tsinghua University, (010) 62771001, E-mail: lijm@tsinghua.edu.cn. Research fields: Micro/Nano heat transfer, Renewable energy utilization and saving in air-conditioning and refrigeration system, Heat and mass transfer during material and energy recovery process.