

文章编号:0253-4339(2020)01-0141-06

doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2020.01.141

R410A 和 R22 在小管径水平管内冷凝换热特性研究

冯光东¹ 柳建华² 张良¹ 何宽¹

(1 上海理工大学能源与动力工程学院 上海 200093; 2 上海市动力工程多相流动与传热重点实验室 上海 200093)

摘要 本文搭建了冷凝换热实验台,对 R410A 和 R22 管内冷凝换热系数性能进行对比研究,实验工况为质量流速 200~800 kg/(m²·s)、饱和温度 40 ℃、干度 0~1、5 mm 外径水平光滑铜管,分析了质量流速和干度对管内冷凝换热的影响,并将应用于传统管道的关联式与实验所得数据进行对比。结果表明:冷凝换热表面传热系数与质量流速和干度呈正相关,高干度区域时的冷凝换热表面传热系数增幅显著;M. M. Shah^[4]关联式来预测实验数据的效果并不理想,与实际值相比偏差最大可达 60%,但是预测低质量流速和低干度区的数据较为理想;当质量流速较小($G=200$ kg/(m²·s))时,R410A 的冷凝换热表面传热系数要低于 R22;随着质量流速的增大($G=400$ kg/(m²·s)),二者冷凝换热表面传热系数的差距减小;当达到中高质量流速($G=600$ kg/(m²·s))时,R410A 的冷凝换热表面传热系数与 R22 的相似;当质量流速继续增大($G=800$ kg/(m²·s))时,R410A 的冷凝换热表面传热系数随着干度的增大开始高于 R22 的。

关键词 表面传热系数;冷凝换热特性;质量流速;关联式

中图分类号:TB61⁺2; TK124; TQ051.5

文献标识码: A

Experimental Study on Condensation Heat Transfer of R410A and R22 in Small-diameter Tubes

Feng Guangdong¹ Liu Jianhua² Zhang Liang¹ He Kuan¹

(1. School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, 200093, China; 2. Shanghai Key Laboratory of Multiphase Flow and Heat Transfer of Power Engineering, Shanghai, 200093, China)

Abstract A test rig for condensation heat transfer was developed and the cooling heat transfer characteristics of R22 and R410A in small-diameter tubes were compared. The test conditions were as follows: the mass flow rate 200–800 kg/(m²·s), saturation temperature 40 ℃, the range of quality 0–1, and the outer diameter of the horizontal smooth copper tube 5 mm. The effects of the mass flow rate and quality on condensation heat transfer were analyzed and the correlation formula applied to the traditional pipeline was compared with experimental data. The analysis results showed that the condensation surface heat transfer coefficient was positively correlated with the mass flow rate and quality; in addition, the condensation surface heat transfer coefficient increased significantly in the high quality area. The M. M. Shah^[4] correlation was not ideal in predicting the test data and the maximum deviation from the actual values reached 60%. However, the M. M. Shah^[4] correlation was ideal for predicting data in a low mass flow rate and low quality area; when the mass flow rate ($G=200$ kg/(m²·s)) was small, the condensation surface heat transfer coefficient of R410A was lower than that of R22. Furthermore, with the increases in the mass flow rate ($G=400$ kg/(m²·s)), the disparity between the two condensation surface heat transfer coefficients decreased. The condensation surface heat transfer coefficient of R410A was similar to that of R22 when a medium to high mass flow rate ($G=600$ kg/(m²·s)) was reached. When the mass flow rate ($G=800$ kg/(m²·s)) continued to increase, the condensation surface heat transfer coefficient of R410A rose higher than that of R22 as the quality increased.

Keywords surface heat transfer coefficient; condensation heat transfer characteristics; mass flow rate; correlations

近年来,由于铜的价格不断提高,与空调相关的企业在生产方面面临的压力日益增大,铜的用量成为空调相关企业的研究重点,小管径铜管代替较大管径铜管的趋势明显。换热器铜管的小管径化在节约铜

的前提下,不仅可以降低生产成本,还可以维持铜管良好的传热品质。采取小管径铜管体系后,显著减少了制冷剂的充注量,有利于保护环境。R22 作为使用广泛的中低温制冷剂,主要在家用空调和低温冰箱中

采用, 不燃、不爆、使用安全可靠。常温常压下, R410A 是一种不含氯的氟代烷非共沸夹杂制冷剂, 无色气体, ODP 为 0。对 R22 和 R410A 在小管径内的冷凝换热研究有助于适用于此类工质换热器的发展。

冷凝气液两相流动换热装置结构紧凑, 具有显著的强化换热效果, 是一种既经济又有效的强化传热方法。但冷凝换热过程的影响因素较多, 其换热机理复杂, 管径的变化导致流型发生转变, 所以换热器铜管管径的差异使换热器的性能发生变化。国内外诸多学者对制冷剂 R410A 和 R22 在各种换热器内的换热特性进行了大量研究, N. H. Kim 等^[1]在质量流速为 200~600 kg/(m²·s)、热流密度为 5~15 kW/m²、饱和温度为 45 °C, 干度为 0.1~0.9 条件下, 研究了 1.41 mm 和 1.56 mm 管径的微肋微通道内 R22 和 R410A 的冷凝换热特性, 结果显示, 微肋微通道内 R410A 的冷凝换热性能优于 R22。M. Goto 等^[2]在管径 7.30 mm 和 8.01 mm 的花纹管内, 在质量流速为 200~340 kg/(m²·s)、饱和温度 40 °C 条件下, 研究了 R22 和 R410A 的冷凝换热特性, 结果显示, 花纹管内 R22 的冷凝换热性能高于 R410A。M. H. Kim 等^[3]研究了水平光管和强化管内 R22 和 R410A 的冷凝换热特性, 结果显示, M. M. Shah^[4]关联式预测 R410A 冷凝换热表面传热系数平均误差为 15.6%, 在相似的条件 R22 的冷凝换热表面传热系数高于 R410A。魏义平等^[5]研究了制冷剂 R410A 和 R22 在冷凝温度 40 °C、内螺纹强化管(外径为 9.52 mm)内的冷凝换热特性, 结果显示, 管外冷却水流量相同的情况下, R22 的冷凝换热性能普遍比 R410A 低, 而管内冷凝换热性能比 R410A 好。

在前人研究^[6-16]的基础上, 本文搭建冷凝换热实验台, 对 R22 和 R410A 在外径为 5 mm 水平光滑铜管内的冷凝换热进行研究, 并将实验所得数据与 M. M. Shah^[4]联式进行对比。

1 实验原理

实验由制冷剂循环系统、水循环系统、数据采集系统 3 部分组成。图 1 所示为实验系统原理。

制冷剂循环系统由柱塞计量泵、科式流量计、电加热、预冷器、实验段(由外径为 5 mm 光滑铜管构成, 长度为 1 500 mm)、节流阀、储液器、过冷器和过滤器等部件组成。实验时, 制冷剂液体由柱塞计量泵压出, 流过科式流量计, 在电加热段中被加热成过热蒸气, 再经过实验段, 流入过冷器, 最后进入柱塞计量泵完成一个循环。预冷器中对制冷剂 R410A 和 R22

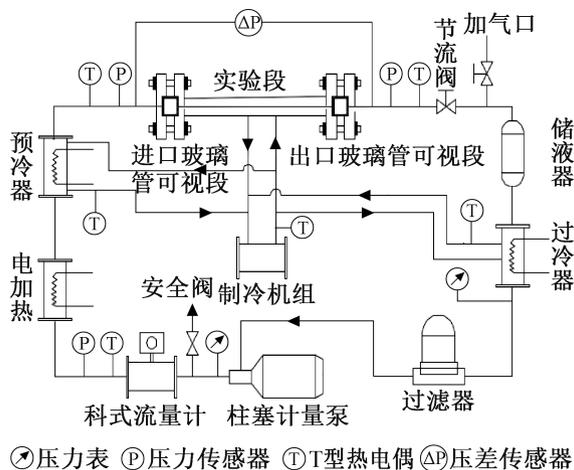


图 1 实验系统原理

Fig.1 Principle of the experimental system

进行预冷以达到实验所要求的干度。过冷器使进入柱塞计量泵的制冷剂保持过冷状态, 防止制冷剂通过柱塞计量泵的进出口阀门组时产生闪发蒸气。

水循环系统是为了调节实验工质系统的压力、温度、干度。水与制冷剂在换热器(预冷器、过冷器)中进行换热, 对制冷剂进行冷却, 使实验段的制冷剂工质达到设定的温度、压力和气液两相组分比例。采用 PID 来精确的控制电加热的加热功率, 从而控制实验段入口干度。而低温载冷循环水系统由预冷器、过冷器和低温制冷机组组成。低温制冷机由涡旋式压缩机、冷凝器、板式换热器、乙二醇水箱、离心水泵和管路组成。使用乙二醇作为低温制冷机的制冷剂, 使作为载冷剂的冷凝液温度维持在 -10 °C, 可以通过调节进入套管式换热器中载冷剂的流量来保证换热器出口的制冷剂液体过冷度大于 5 °C。

数据采集系统主要是为了对实验过程中实验参数的监测、采集、存储、实时显示以及数据分析等功能, 系统由硬件和软件两部分组成。硬件主要由传感器、计算机以及采集仪构成。系统所需测试的温度、压力分别采用热电偶与电容式压力传感器获得, 测试软件采用 VB 编制。

2 数据处理和误差分析

由于实验段管壁横向导热的存在, 整个实验段的管外壁面温度应该均匀, 分别在实验段的 3 个位置的上、下、左、右这 4 个方向上布置 12 个 T 型热电偶, 多点测量求平均值的方法测得壁面温度。

$$T_{w, o} = (T_1 + T_2 + \dots + T_{12}) \quad (1)$$

实验段管内热流密度:

$$q = \frac{Q + Q_{leak}}{\pi d_i L} \quad (2)$$

$$Q = c_p m_e t \quad (3)$$

式中: Q 为实验段的冷凝换热量, W ; c_p 为流入实验段冷却水比定压热容, $J/(kg \cdot K)$; m_e 为流入实验段冷却水质量流量, kg/s ; Δt 为流入实验段冷却水进出口温差, $^{\circ}C$; Q_{leak} 为外界环境向测试管的漏热量, W , 由标定的漏热系数和测得的管外壁温度与环境温度计算得出; d_i 为实验段管内径, mm ; L 为实验段有效长度, m 。

实验段入口干度:

$$x_{in} = \frac{h_{in} - h'}{h'' - h'} \quad (4)$$

式中: h_{in} 为实验段入口焓值, J/kg ; h'' 和 h' 分别为蒸发压力下饱和液态和饱和蒸气的焓值, J/kg 。

距实验段入口位置 z 处的焓值:

$$h(z) = h_c + \frac{UI + Q_e + Q_{leak} + q\pi d_i L}{q_m} \quad (5)$$

式中: h_c 为进入电加热前过冷液体焓值, J/kg ; U 为加热电压, V ; I 为加热电流, A ; Q_e 为预冷段换热量, W ; q_m 为流入实验段制冷剂质量流量, kg/s , 由科式流量计直接读出。

实验段管内外壁面温差 ΔT_w 简化为一维导热问题计算:

$$T_w = Q \frac{\ln(d_o - d_i)}{2\pi\lambda L} \quad (6)$$

局部平均凝结换热表面传热系数:

$$h_i = \frac{Q}{\pi d_i L (T_{w,i} - T_{w,o} - T_w)} \quad (7)$$

$$T_{w,i} = (T_{in} + T_{out})/2 \quad (8)$$

式中: $T_{w,i}$ 为实验段管内冷凝温度, $^{\circ}C$; $T_{w,o}$ 为实验段管外壁面温度, $^{\circ}C$; T_{in} 为实验段进口流体温度, $^{\circ}C$; T_{out} 为实验段出口流体温度, $^{\circ}C$ 。

由于实验过程中测量仪器的误差, 导致实验数据与实际数据有一定程度偏差。所得实验数据由 R. J. Moffat^[6] 的误差传递分析方法来分析对比, 各个参数的误差见表 2。

表 2 实验系统参数误差

Tab.2 Error of experimental system parameters

测量参数	测量仪器	误差
质量流量/(kg/s)	质量流量计	±0.1%
压力/Pa	压力传感器	±0.06%
温度/ $^{\circ}C$	T 型热电偶	±0.3 $^{\circ}C$
电功率/kW	直流电源柜	±0.2%
干度 x	二次计算	1.2%~6.5%

3 实验结果分析

通过实验能够测得在不同工况条件下 5 mm 管径铜管各测点处测试管的外壁温度, 根据实验数据计算管内表面传热系数。图 2 所示为不同质量流速时, R22 和 R410A 管内冷凝换热表面传热系数随干度的变化。由图 2 可知, R22 和 R410A 表面传热系数与干度和质量流速呈正相关, 在高干度区域表面热系数增幅更加显著, 原因是凝结过程中高干度区蒸气的切应力作用变大。

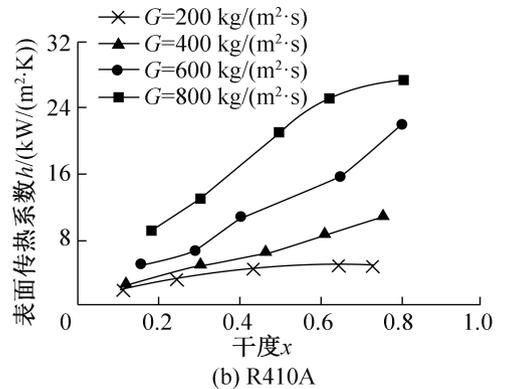
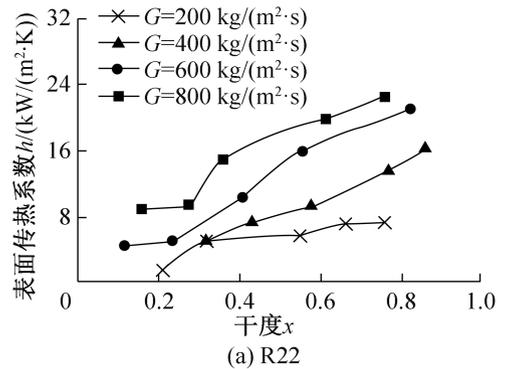


图 2 不同质量流速时, R22 和 R410A 管内冷凝换热表面传热系数随干度的变化

Fig.2 Condensation surface heat transfer coefficient of inside tube with R22 and R410A under different mass flow rate

图 3 所示为 M. M. Shah^[4] 关联式对 R22 和 R410A 实验数据的预测结果。由图 3 可知, M. M. Shah^[4] 关联式预测实验数据的效果并不理想, 预测的冷凝换热表面传热系数与实际值相比偏差最大可达 50%, 但是 M. M. Shah^[4] 关联式预测低质量流速和低干度区的数据较为理想。低干度区干度的影响较弱, 这是由于此时小管径内制冷剂的流动与常规管道内流动相近。铜管小管径化导致管内制冷剂部分力的相对性发生改变。首先管径减小, 表面张力的作用更明显, 重力作用也减弱, 此时小管径内流态将与传统管道内流态存在区别, 波状流的范围开

始变小,而环状流和间歇流的范围逐渐变大,所以微细管内的表面传热系数大于传统常规管道内的表面传热系数。

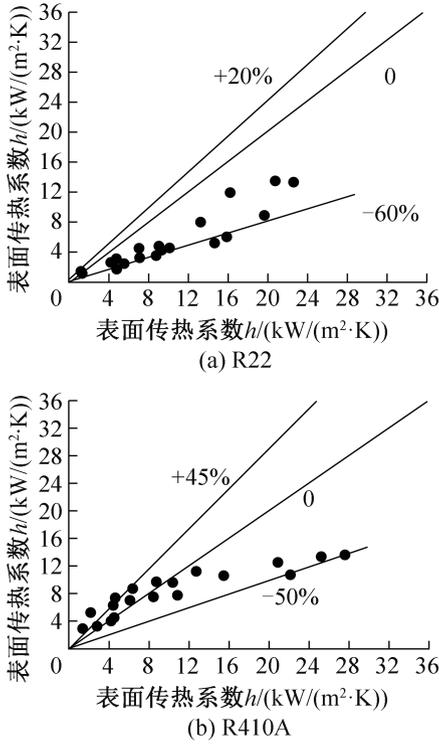
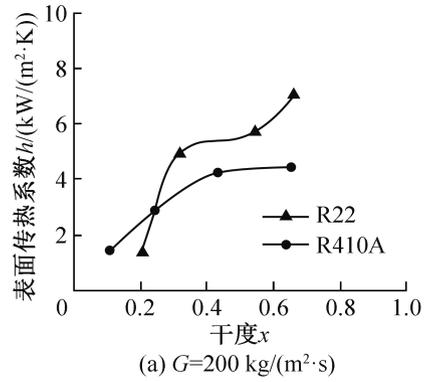


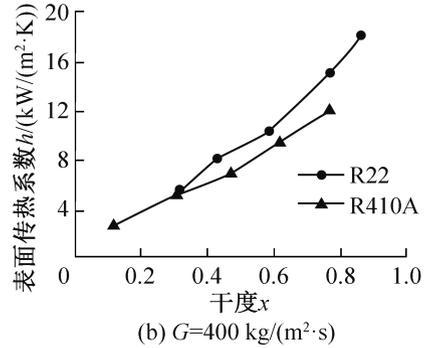
图 3 M. M. Shah^[4] 关联式对 R22 和 R410A 实验数据的预测结果

Fig.3 Prediction results of R22 and R410A test data by M. M. Shah^[4] correlation

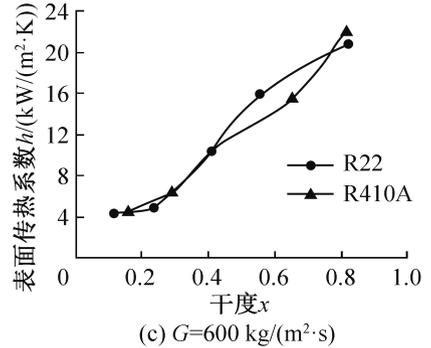
图 4 所示为相同质量流速时,冷凝温度 $T_{w,i} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$, R22 和 R410A 管内冷凝换热表面传热系数随干度的变化。由图 4 可知,当质量流速较小时 ($G = 200\text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$), R22 与 R410A 相比,其冷凝换热表面传热系数高于后者;随着质量流速的增大 ($G = 400\text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$),二者表面传热系数的差距减小,当达到中高质量流速时 ($G = 600\text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$), R22 的表面传热系数与 R410A 的相似。当 $G = 200\text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 时,干度较小区域内, R410A 的表面传热系数比 R22 的高,但当干度大于 0.28 时, R410A 的表面传热系数小于 R22 的,这主要是由于在较低干度区域二者流型不同。当 $G = 400\text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 时, R22 的冷凝换热表面传热系数大于 R410A 的。当 $G = 600\text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 时, R22 与 R410A 的冷凝换热表面传热系数几乎一致。当 $G = 800\text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 时,干度较小区域内, R410A 的表面传热系数比 R22 的小,但当干度大于 0.45 时, R410A 的表面传热系数大于 R22 的,这是由于 R410A 在冷凝过程中蒸气切应力



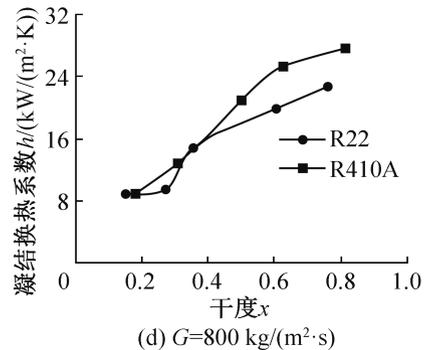
(a) $G = 200\text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$



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



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



(d) $G = 800\text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$

图 4 当质量流速相同时,冷凝温度 $T_{w,i} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$, R410A 和 R22 管内冷凝换热系数随干度的变化
Fig.4 Condensation surface heat transfer coefficient of inside tube with R22 and R410A under same mass flow rate at $T_{w,i} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$

作用更明显导致。

4 结论

本文在测试段入口饱和和冷凝温度为 $40\text{ }^{\circ}\text{C}$, 质

量流速 $200 \sim 800 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 、干度 $0 \sim 1$ 、外径 5 mm 水平光滑铜管内 R410A 和 R22 的冷凝实验测试。通过对实验数据进行整合、计算和分析,得到如下结论:

1) R22 和 R410A 的冷凝换热表面传系数与质量流速和干度呈正相关,表面传热系数在高干度区域时增幅显著,是由于在高干度区蒸气切应力的作用更加明显。

2) 换热器铜管小管径化使管内制冷剂部分力的相对性发生改变,使波状流的范围开始变小,而环状流和间歇流的范围开始逐渐变大,所以微细管内的表面传热系数大于传统常规管道内的表面传热系数。

3) 总体换热性能趋势与类似研究结果相似。当制冷剂质量流速 $G=200 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$, R22 的表面传热系数高于 R410A;随着质量流速的增大,在 $G=400 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 时,二者表面传热系数的差距减小;当达到中高质量流速 $G=600 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 时, R22 的表面传热系数与 R410A 相似;当质量流速继续增大, $G \geq 800 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$, R410A 的表面传热系数随着干度的增大开始高于 R22,但是在本文实验工况条件下制冷剂质量流速存在一个临界点使 R410A 的冷凝换热性能优于 R22。

4) M. M. Shah^[4] 关联式预测实验数据的效果并不理想,预测的表面传热系数与实际值相比偏差最大可达 60%,但是 M. M. Shah^[4] 关联式预测低质量流速和低干度区的数据较为理想。

本文受上海市部分地区院校能力建设专项计划(16060502600)项目资助。(The project was supported by the Capacity Building Plan for Non-military Universities and College of Shanghai Scientific Committee (No. 16060502600).)

参考文献

[1] KIM N H, CHO J P, KIM J O, et al. Condensation heat transfer of R22 and R410A in flat aluminum multi-channel tubes with or without micro-fins[J]. International Journal of Refrigeration, 2003, 26(7): 830-839.

[2] GOTO M, INOUE N, ISHIWATARI N. Condensation heat transfer of R410A inside internally grooved horizontal tubes [J]. International Journal of Refrigeration, 2001, 24(7): 628-638.

[3] KIM M H, SHIN J S. Evaporating heat transfer of R22 and R410A in horizontal smooth and micro-fin tubes[J]. International Journal of Refrigeration, 2005, 28(6): 949-957.

[4] SHAH M M. A general correlation for heat transfer during

film condensation in tubes[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1979, 22(4): 547-556.

[5] 魏义平,陶乐仁,密洁霞,等. R410A 和 R22 在水平内螺纹管内冷凝性能的实验研究[J]. 低温与超导, 2012, 40(12): 46-49. (WEI Yiping, TAO Leren, MI Jiexia, et al. Experimental study on condensation performance of R410A and R22 in horizontal internally threaded tubes[J]. Cryogenics and Superconductivity, 2012, 40(12): 46-49.)

[6] MOFFAT R J. Describing the uncertainties in experimental results [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 1988, 1(1): 3-17.

[7] CHAMRA L M, MAGO P J. Modeling of condensation heat transfer of pure refrigerants in micro-fin tubes[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2006, 49(11): 1915-1921.

[8] 张会勇,李俊明,王补宣. 水平微圆管内 R22 和 R410a 凝结压降的实验研究[J]. 制冷学报, 2007, 28(3): 1-5. (ZHANG Huiyong, LI Junming, WANG Buxuan. Experimental study on condensation pressure drop of R22 and R410a in horizontal micro-circular tubes[J]. Journal of Refrigeration, 2007, 28(3): 1-5.)

[9] 张绍志,季益华,陈光明. 替代制冷剂管内冷凝换热研究进展[J]. 制冷学报, 2000, 21(3): 7-13. (ZHANG Shaozhi, JI Yihua, CHEN Guangming. Recent research on in-tube condensation heat transfer of alternative refrigerants [J]. Journal of Refrigeration, 2000, 21(3): 7-13.)

[10] 庄晓如,公茂琼,邹鑫,等. 水平管内流动冷凝流型图研究进展 [J]. 制冷学报, 2016, 37(2): 9-15. (ZHUANG Xiaoru, GONG Maoqiong, ZOU Xin, et al. A review on flow pattern maps of condensation in horizontal tubes[J]. Journal of Refrigeration, 2016, 37(2): 9-15.)

[11] KEDZIERSKI M A, GONCALVES J M. Horizontal convective condensation of alternative refrigerants within a micro-fin tube[J]. Journal of Enhanced Heat Transfer, 1999, 6(2): 161-178.

[12] LEE J, MUDAWAR I. Two-phase flow in high-heat-flux micro-channel heat sink for refrigeration cooling applications; part I-pressure drop characteristics[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2005, 48(5): 928-940.

[13] KAWAHARA A, CHUNG P M Y, KAWAJI M. Investigation of two-phase flow pattern, void fraction and pressure drop in a micro-channel[J]. International Journal of Multiphase Flow, 2002, 28(9): 1411-1435.

[14] 谷波,李文华. R22 三种替代物 R134a、R410a 和 R407c 在空调系统中性能对比研究[J]. 流体机械, 1999(10):

41-42. (GU Bo, LI Wenhua. A comparative study on the performance of three substitutes of R22, R134a, R410a and R407c, in air conditioning systems[J]. *Fluid Machinery*, 1999(10): 41-42.)

- [15] PEHLIVAN K, HASSAN I, VAILLANCOURT M. Experimental study on two-phase flow and pressure drop in millimeter-size channels [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2006, 26(14/15): 1506-1514.
- [16] 石毅登, 田怀璋, 张小艳. 近共沸混合制冷剂 R410A 的研究进展[J]. *流体机械*, 2004, 32(9): 60-65. (SHI Yideng, TIAN Huaizhang, ZHANG Xiaoyan. Development on the near azeotropic refrigerant mixture R410A[J]. *Fluid*

Machinery, 2004, 32(9): 60-65.)

通信作者简介

柳建华, 男, 教授, 上海理工大学能源与动力工程学院, 13817757889, E-mail: lwnlwn_liu@163.com。研究方向: 制冷系统的优化匹配, 制冷测试设备的应用。

About the corresponding author

Liu Jianhua, male, professor, School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, +86 13817757889, E-mail: lwnlwn_liu@163.com. Research fields: optimization for refrigeration system, application for refrigeration test equipment.