

R410A/润滑油混合物在5 mm铜管内流动冷凝传热特性与理论预测模型研究

姜林林, 沈志华, 蒋金周

(南通职业大学电子信息工程学院, 江苏 南通 226500)

摘要:针对润滑油冷凝性能影响分析不足以及理论预测模型对小管径冷凝传热系数预测精度低的问题,对R410A/润滑油混合物在5 mm水平强化管内流动冷凝传热特性进行了实验研究,探究了质量流率、干度和润滑油质量分数3个参数对冷凝传热性能的影响。实验工况:质量流率为200,300和400 kg/(m²·s),干度为0.1~0.9,润滑油质量分数为0,1%,3%和5%。实验结果表明:对于混合物,冷凝传热系数随着质量流率的增大而增大,随着干度的增大先增大后减小,润滑油质量分数对冷凝传热特性具有重要影响;基于实验数据和理论分析对理论预测模型进行了修正,修正后的模型在±15%误差带内预测精度比达到94.6%。

关键词:R410A/润滑油;冷凝传热;理论预测模型;预测精度

中图分类号:TK172 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlge.2022.04.018

[引用本文格式]姜林林,沈志华,蒋金周. R410A/润滑油混合物在5 mm铜管内流动冷凝传热特性与理论预测模型研究[J]. 热能动力工程,2022,37(4):130-136. JIANG Lin-lin, SHEN Zhi-hua, JIANG Jin-zhou. Study on R410A/lubricating oil mixture's flow condensation heat transfer characteristics in 5 mm copper tube and theoretical prediction model[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2022, 37(4): 130-136.

Study on R410A/Lubricating Oil Mixture's Flow Condensation Heat Transfer Characteristics in 5 mm Copper Tube and Theoretical Prediction Model

JIANG Lin-lin, SHEN Zhi-hua, JIANG Jin-zhou

(School of Electric and Information Engineering, Nantong Vocational University, Nantong, China, Post Code: 226500)

Abstract: In view of the insufficient analysis of the influence of lubricating oil on the condensation performance and the low accuracy of the theoretical prediction model on the condensation heat transfer coefficient of small pipe diameter, the experimental study on the flow condensation heat transfer characteristics of R410A/lubricating oil mixture in a 5 mm horizontally enhanced tube was carried out to investigate the influence of mass flow rate, vapor quality and lubricating oil mass fraction on the condensation heat transfer performance. The conditions of the experiment are as follows: mass flow rates of 200, 300 and 400 kg/(m²·s), vapor qualities of 0.1 to 0.9, lubricating oil mass fractions of 0, 1%, 3% and 5%. The research results show that the condensation heat transfer coefficient increases with the increase of mass flow rate for the mixture, which firstly increases and then decreases with the growth of vapor quality, lubricating oil mass fraction has a key impact on the condensation heat transfer characteristics. On the basis of the experimental data and theoretical analysis, it makes the modification on the theoretical prediction model.

收稿日期:2020-03-15;修订日期:2020-04-03

基金项目:江苏省高等学校自然科学研究面上项目(20KJB470019);南通职业大学校重点基金(19BK03)

Fund-supported Project: General Project of Natural Science Research in Colleges and Universities of Jiangsu Province(20KJB470019); Nantong Vocational University Key Fund(19BK03)

作者简介:姜林林(1990-),男,江苏南通人,南通职业大学讲师。

el,in the error band of $\pm 15\%$,the prediction accuracy ratio of the modified model reaches 94.6% .

Key words: R410A/lubricating oil,condensation heat transfer,theoretical prediction model ,prediction accuracy

引 言

基于环境保护和节能减排的目的,制冷空调系统中换热器的设计往小型化发展,这样不仅能够增强传热性能和提高安全性,还能大幅减少制冷剂使用量,减少运行成本^[1-2]。目前,空调用冷凝器中广泛采用 5 mm 强化铜管,但是随着传热管径变小,制冷剂/润滑油混合物在传热管内流动冷凝传热特性变得复杂^[3]。因此,如何计算 5 mm 强化铜管内制冷剂/润滑油混合物流动冷凝传热系数、定性定量分析润滑油对冷凝传热系数的影响,对于开发出高效紧凑型小管径冷凝器具有重要意义。

文献[4-6]对制冷剂在小管径内的流动冷凝传热特性进行了研究,结论一致认为冷凝传热系数随着质量流率、干度的增大单调增大。但 KIM^[7]的实验研究结果表明,在质量流率较小的工况下,冷凝传热系数随质量流率的增大而减小,在质量流率较

大的工况下,冷凝传热系数随质量流率的增大而增大。文献[8-11]对各模型的有效性进行对比分析,结果显示,各模型对高压制冷剂的预测精度普遍较低且适用范围有限。

综上所述,质量流率对冷凝传热系数的影响出现了不同研究结果,现有的理论预测模型不能准确预测小管径内的冷凝传热系数,润滑油对冷凝传热系数影响定量分析不足。针对上述现象,本文从实验和理论两方面研究 R410A/润滑油混合物在 5 mm 铜管中的流动冷凝传热特性,定性和定量分析质量流率、干度和润滑油质量分数对小管径内冷凝传热系数的影响,并基于实验数据和理论分析结果,对冷凝传热系数理论预测数学模型进行修正。

1 实验原理

1.1 实验装置

实验系统原理如图 1 所示。

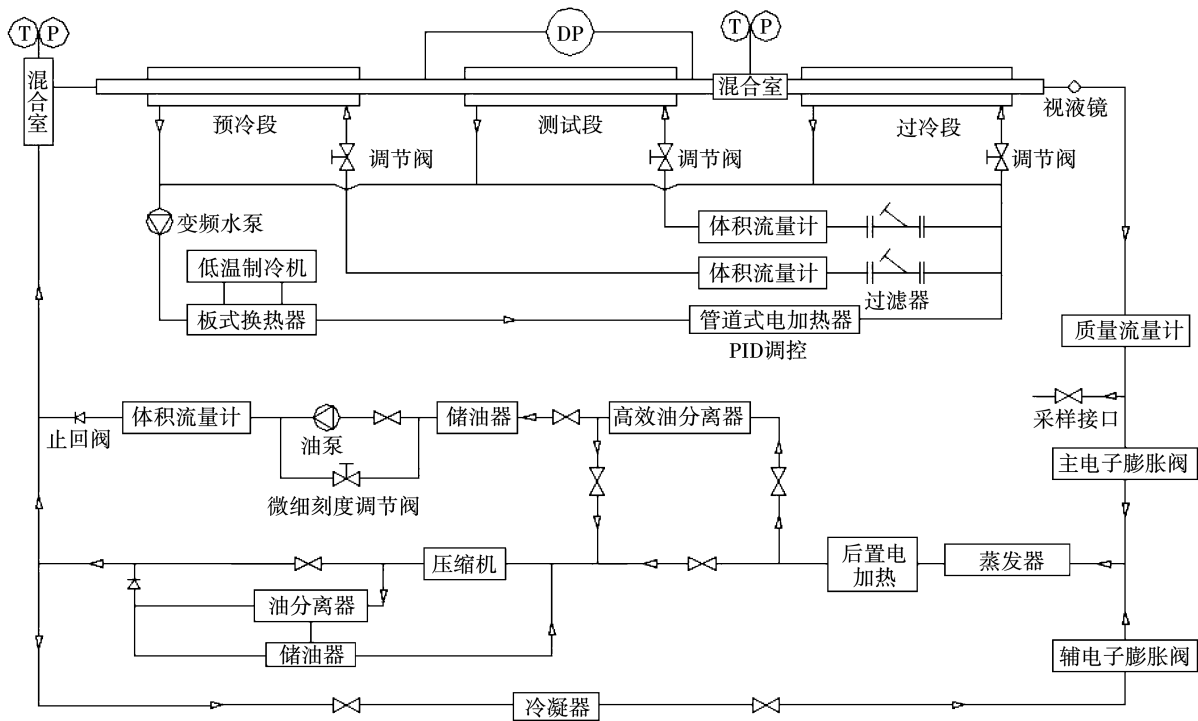


图 1 实验系统原理图

Fig. 1 Schematic diagram of test system

由压缩机排出的一路高压蒸汽进入混合室,与润滑油质量浓度精确调节系统输送而来的润滑油进行充分混合,然后进入预冷段进行预冷,通过控制进入预冷段的水流量来调节进入测试段混合物的干度,通过控制进入测试段的水流量来调节测试段中混合物的干度变化范围,排出的低干度混合物蒸汽在过冷段中进行过冷,经质量流量计测得流量后进入下游的蒸发器中蒸发换热,较高干度的蒸汽经过后置电加热进一步加热后被压缩机吸入,完成一个循环。实验系统工作流程见文献[12]。表1为传感器精度汇总,表2为实验工况汇总。

表 1 传感器精度汇总表

Tab.1 Summary of sensor accuracy

参 数	传感器	测量范围	精度等级
温度/℃	探针式铂电阻	-50 ~ 100	±0.1 ℃
	贴片式铂电阻	-50 ~ 100	±0.05 ℃
压力/MPa	绝压压力传感器	0 ~ 3	±0.1%
压差/MPa	压差传感器	0 ~ 0.1	±0.1%
混合物流量/kg·min ⁻¹	质量流量计	0 ~ 2	±0.12%
油流量/mL·min ⁻¹	体积流量计	0 ~ 200	±0.1%
水流量(预冷段)/L·h ⁻¹	体积流量计	100 ~ 1 000	±0.5%
水流量(测试段)/L·h ⁻¹	体积流量计	25 ~ 250	±0.5%

表 2 实验工况汇总表

Tab.2 Summary of experimental condition

参 数	数 值
冷凝温度/℃	40
干度	0.1 ~ 0.9
质量流率/kg·(m ² ·s) ⁻¹	200/300/400
润滑油质量浓度/%	0/1/3/5

1.2 测试段

测试段布置如图2所示。内管为外径5 mm、长1 600 mm的内螺纹铜管,在铜管外壁面中心位置呈90°分布贴上贴片式铂电阻,在铜管进、出口位置设置引压管接入压力和压差传感器。外管采用材质为聚氯乙烯(PVC)的水管,外径为25 mm,内径为20 mm,在测试段水管进出口位置呈120°分布布置探针式铂电阻测量水温。在水管外围均匀包裹着两层保温材料,里层为承乙烯(PEF)保温材料,外层为玻璃棉,以尽量减少漏热损失。

2 实验数据处理

2.1 实验数据导出

2.1.1 传热系数计算

虽然 R410A 为近共沸混合制冷剂,温度滑移现象不明显,但是由于加入了润滑油,使得 R410A 在进行相变换热时温度滑移现象加剧,因此计算冷凝传热系数时推荐采用泡点温度进行计算^[13]：

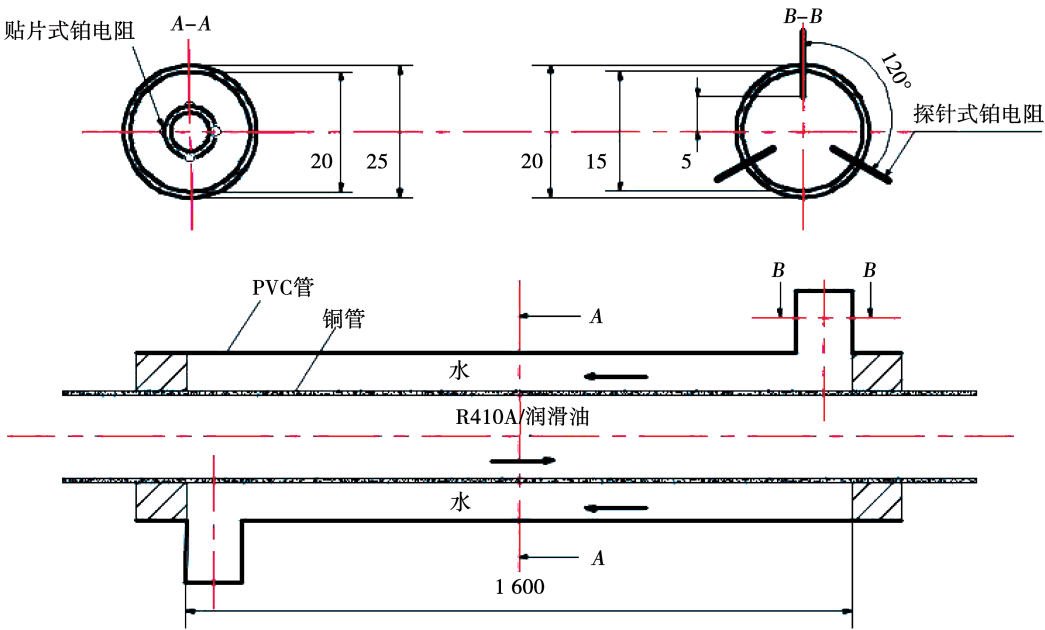


图 2 测试段布置图 (mm)

Fig.2 Arrangement diagram of test section (mm)

$$h = \frac{q}{T_b - T_{r,i}} \quad (1)$$

$$T_{r,i} = T_{r,o} - \frac{Q_c \ln(D_o/D_i)}{2\pi\lambda L} = T_{r,o} - \frac{m_w c_w (T_{w,o} - T_{w,i}) \ln(D_o/D_i)}{2\pi\lambda L} \quad (2)$$

$$q = \frac{m_w c_w (T_{w,o} - T_{w,i})}{\pi D_i L} \quad (3)$$

$$T_b = \frac{A(\omega_{\text{local}})}{\ln(p_{\text{sat}}) - B(\omega_{\text{local}})} \quad (4)$$

$$A(w_{\text{local}}) = a_0 + a_1 w_{\text{local}} + a_2 w_{\text{local}}^3 + a_3 w_{\text{local}}^5 + a_4 w_{\text{local}}^7 \quad (5)$$

$$B(w_{\text{local}}) = b_0 + b_1 w_{\text{local}} + b_2 w_{\text{local}}^3 + b_3 w_{\text{local}}^5 + b_4 w_{\text{local}}^7 \quad (6)$$

$$w_{\text{local}} = \frac{w_{\text{no}}}{1-x} = \frac{m_{\text{oil}}}{(1-x)(m_r + m_{\text{oil}})} \quad (7)$$

式中: h —传热系数, $\text{kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; q —热流密度, kW/m^2 ; T_b —制冷剂/润滑油混合物的泡点温度, K ; $T_{r,i}$ —管内壁面温度, K ; $T_{r,o}$ —管外壁面温度, K ; Q_c —冷凝水传热量, W ; D_o —管外径, m ; D_i —管内径, m ; λ —导热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; L —测试段管长, m ; m_w —冷凝水质量流量, kg/s ; c_w —冷凝水比热, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; $T_{w,o}$ —套管内冷凝水出水温度, K ; $T_{w,i}$ —套管内冷凝水进水温度, K ; p_{sat} —饱和压力, MPa ; w_{local} —液体中油质量分数; w_{no} —制冷剂中油质量分数; m_{oil} —油质量流量, kg/s ; m_r —制冷剂质量流量, kg/s ; x —干度。

对于不同制冷剂/润滑油的组合,式(5)和式(6)中系数 a_1, a_2, a_3, a_4 和 b_1, b_2, b_3, b_4 保持不变,分别为 182.52, -724.21, 3868, -5268.9, -0.72212, 2.3914, -13.779 和 17.066。当 w_{local} 为 0 时, a_0, b_0 可由纯制冷剂饱和压力和饱和温度求得,对于制冷剂 R410A, a_0, b_0 分别为 -2364.78, 8.4377。

2.1.2 干度计算

混合室中由压缩机排出的制冷剂 R410A 处于过热状态,通过测得混合室内温度和压力直接获取 R410A 焓值,润滑油焓值由产品说明书提供,最终混合物焓值为:

$$i_{\text{mix,cha}} = i_{r,\text{cha}}(1 - w_{\text{no}}) + i_{\text{oil,cha}} w_{\text{no}} \quad (8)$$

式中: $i_{\text{mix,cha}}$ —混合室中混合物的焓值, kJ/kg ; $i_{r,\text{cha}}$ —混合室中制冷剂的焓值, kJ/kg ; $i_{\text{oil,cha}}$ —混合室中润滑油的焓值, kJ/kg 。

预冷段保温设置与测试段一致,漏热损失可忽略不计,由能量守恒定律计算出测试段入口混合物的焓值:

$$i_{\text{mix,in}} = i_{\text{mix,cha}} + \frac{Q_{\text{pre}}}{m_{\text{oil}} + m_r} \quad (9)$$

式中: $i_{\text{mix,in}}$ —测试段入口混合物的焓值, kJ/kg ; Q_{pre} —预冷段中的传热量, kW 。

假设润滑油完全溶解于液相制冷剂中,那么测试段入口处混合物的焓值等于制冷剂液体的焓值、制冷剂气体的焓值和润滑油的焓值相加^[14-15]:

$$i_{\text{mix,in}} = i_{\text{oil,in}} w_{\text{no}} + x_{\text{in}} i_{r,v,\text{in}} + (1 - w_{\text{no}} - x_{\text{in}}) i_{r,l,\text{in}} \quad (10)$$

式中: $i_{\text{oil,in}}$ —测试段入口润滑油的焓值; $i_{r,v,\text{in}}$ —测试段入口制冷剂气体的焓值, kJ/kg ; $i_{r,l,\text{in}}$ —测试段入口制冷剂液体的焓值, kJ/kg ; x_{in} —测试段入口干度。

根据式(9)和式(10)中求得测试段入口干度 x_{in} ,再根据热平衡方程求得测试段中心位置的干度:

$$x = \frac{Q_c}{2m_r} + x_{\text{in}} \quad (11)$$

2.2 不确定度分析

由于实验中使用的传感器都有相应的精度等级,所以实验中测得的所有参数都具有不确定度。为了使实验数据和理论分析具有较高的置信区间,依据 MOFFAT^[16] 的误差传递分析方法对实验数据进行不确定度评定,评定结果显示,冷凝传热系数不确定范围为 4.2% ~ 9.7%,干度不确定度为 3.1% ~ 7.4%。

3 实验结果与分析

3.1 质量流率对冷凝传热系数的影响

图 3(a) ~ 图 3(d) 分别为润滑油质量分数为 0, 1%, 3% 和 5%, 制冷剂质量流率 G 为 200, 300 和 400 $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 时,管内实测冷凝流动传热系数随干度变化系列图。实验结果表明,实测管内冷凝流动传热系数随着质量流率的增大而增大。这是因为无论制冷剂中是否含润滑油,质量流率的增

大必然会带来管内整体流速的提升,管内流态也更容易转变为高流速的环状流,极大地增强了强制对流传热作用,使得单位时间内发生的热量交换增多,因此冷凝传热系数增大^[17-18]。

凝过程持续进行,沉积在水平强化管底部的液体逐渐增多,使得液膜厚度逐渐增加,传热热阻逐渐增大。此外,随着液相制冷剂 R410A 的增多,管内平均流速逐渐减小,削弱了对流传热作用,所以总的传热系数下降^[19-21]。

如图 3(b)所示,在 1% 润滑油质量分数不同质量流率工况下,高干度区域冷凝传热系数开始呈现相反的变化趋势。如图 3(c)和图 3(d)所示,当润滑油质量分数增加到 3% 和 5% 时,这一现象更为明显。这与纯制冷剂冷凝传热系数随干度的变化趋势大不相同,说明润滑油对冷凝传热特性产生了重要影响。对此解释为:干度较大时,附着在管内壁薄液膜中的润滑油质量分数高,使得液体薄层平均传质阻力和液膜粘度增大,削弱了对流传热作用;随着冷凝液体逐渐增多,润滑油被稀释溶解于制冷剂中,流动阻力和粘度双双下降,传热逐渐增强,所以随着干度减小冷凝传热系数逐渐增大;但是,在冷凝传热系数增大的同时冷凝液体也在持续增多,冷凝的液体沉积于管底部使液膜厚度增加,传热热阻增加,所以随着干度进一步减小冷凝传热系数减小^[22]。

3.3 润滑油质量分数对冷凝传热系数的影响

润滑油对冷凝传热具有重要影响,为了定性定量分析润滑油对传热的影响,定义惩罚因子 EF 为同一工况下 R410A/润滑油混合物与纯制冷剂 R410A 冷凝传热系数之比,以表征润滑油对冷凝传热影响大小,如图 4(a)~图 4(c)所示。

从图 4(a)可以看出,在润滑油质量分数为 1% 工况时,惩罚因子 EF 接近为 1,说明此时润滑油对冷凝传热的影响不大。如图 4(b)和图 4(c)所示,惩罚因子 EF 明显小于 1,且惩罚因子随着润滑油质量分数的增加逐渐减小,在润滑油质量分数为 3% 和 5% 工况下,冷凝传热系数平均下降 11.2% ~ 27.8%。在同一润滑油质量分数、不同质量流率工况下,惩罚因子在高干度区域都有减小的趋势。这是因为润滑油几乎只存在于液相中,在高干度区域,随着干度的增加,冷凝薄液膜中润滑油质量分数上升,所以粘度增大,导致流动阻力增大,削弱了对流传热作用,所以冷凝传热系数下降。

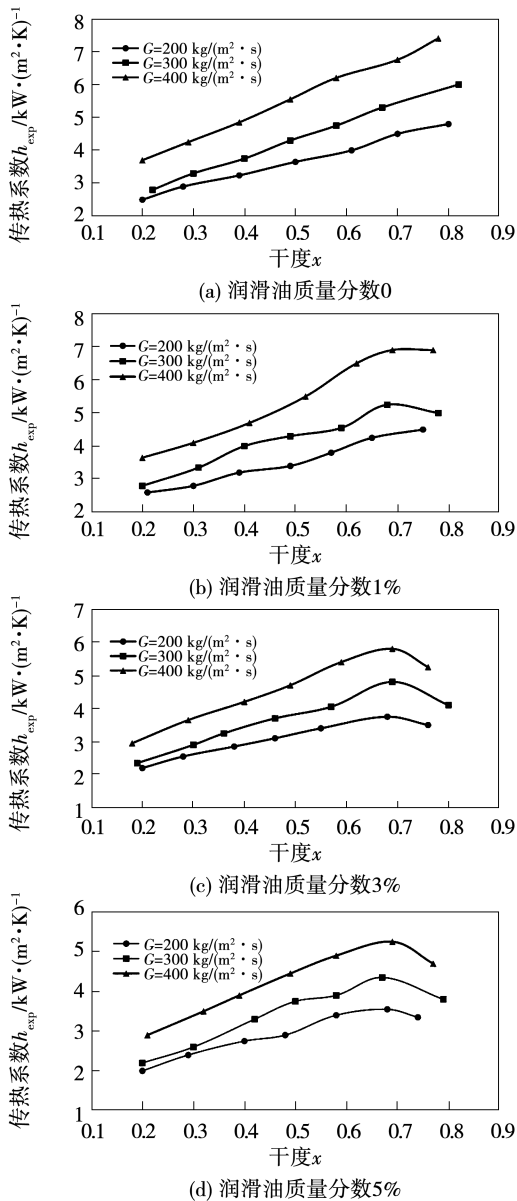


图 3 管内实测冷凝传热系数随干度变化系列图

Fig.3 Variation series of measured condensation

heat transfer coefficient in tube with vapor quality

3.2 干度对冷凝传热系数的影响

如图 3(a)所示,当润滑油质量分数为 0 时,随着干度的增大,实测管内冷凝传热系数增大。这是因为在高干度区域,管内流型为环状流,水平管内壁面覆盖着一层薄液膜,中心为制冷剂气体。随着冷

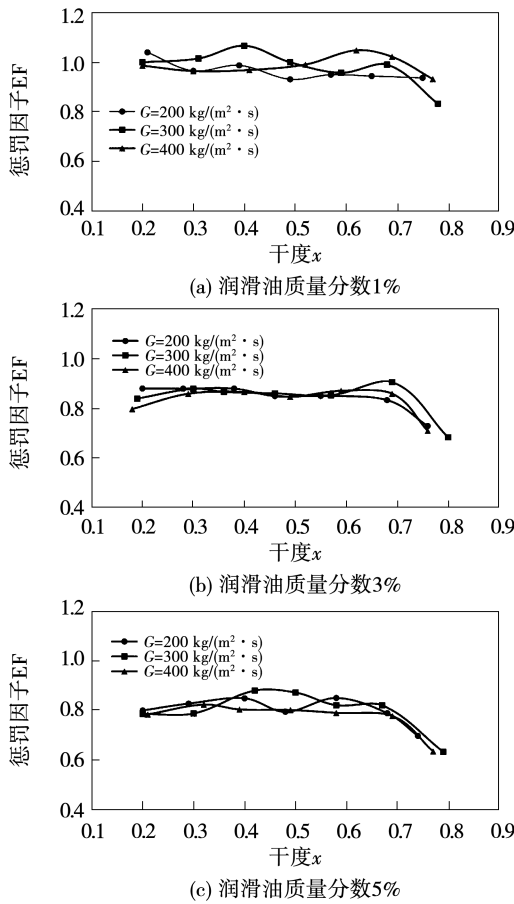


图 4 惩罚因子 EF 随干度变化系列图

Fig. 4 Variation series of penalty factor with vapor quality

4 理论预测数学模型更新

通过对大量理论预测模型进行对比研究,结合考虑适用制冷剂、铜管结构参数、工况范围等诸多方面^[23],选择 KOYAMA^[24]理论预测模型为参考蓝本。计算公式为:

$$Nu = hD_i/\lambda_L = (Nu_F^2 + Nu_B^2)^{0.5} \quad (12)$$

$$Nu_F = 0.152(a + bPr_L^{1.1})(\phi_V/X_u)Re_L^{0.68} \quad (13)$$

$$Nu_B = (0.725/\eta_A^{0.25})H(\varepsilon)(GaPr_L/Ph_L)^{0.25} \quad (14)$$

$$\phi_V = 1.1 + 1.3[GX_u/\sqrt{gD_i\rho_V(\rho_V - \rho_L)}]^{0.35} \quad (15)$$

$$H(s) = \varepsilon + [10(1 - \varepsilon)^{0.1} - 8.9]\varepsilon^{0.5}(1 - \varepsilon^{0.5}) \quad (16)$$

$$Ph_L = \frac{c_{pL}(T_r - T_{w,i})}{l_{f,g}} \quad (17)$$

$$Re_L = \frac{G(1 - x)D_i}{\mu_L} \quad (18)$$

式中: Nu —努塞尔数;下标 F、B—强制对流与自然对流; λ_L —液相导热系数, $W/(m \cdot K)$; a 、 b —常数; Pr_L —液相普朗克数; Ph_L —液相相变数; ϕ_V —气相摩擦乘子; X_u —Martinelli 参数; Re_L —液相雷诺数; η_A —强化管与同内径光管换热面积比; ε —空隙率; Ga —伽利略数; g —重力加速度,取 9.81 m/s^2 ; ρ_L 与 ρ_V —液相密度和气相密度, kg/m^3 ; c_{pL} —液相比定压热容, $kJ/(kg \cdot K)$; $l_{f,g}$ —冷凝潜热; G —制冷剂质量流率, $kg/(m^2 \cdot s)$; μ_L —液相动力粘度, $Pa \cdot s$ 。

基于本文实验数据,采用多元线性回归的方法对 KOYAMA 理论预测模型中强制对流传热方程修正因子 a 、 b 进行拟合,结果如下所示:

$$Nu_F = 0.152(0.35 + 0.06Pr_L^{1.1})(\phi_V/X_u)Re_L^{0.68} \quad (19)$$

更新后的理论预测模型是否适用,需要将实验值与理论预测值进行比较偏差来验证。验证结果表明,在整个实验过程中实测冷凝传热系数在 $\pm 15\%$ 误差带内,更新后的模型预测精度比达到 94.6% ,且平均绝对误差和平均相对误差分别达到 11.9% 和 6.3% ,在本文实验工况范围内,更新后的 R410A/润滑油冷凝传热系数理论预测模型能够较好地预测冷凝传热系数。

5 结 论

通过实验研究和理论分析,定性定量分析质量流率、干度和润滑油质量分数对制冷剂 R410A 在 5 mm 强化铜管中的流动冷凝传热的影响,基于实验数据对理论预测数学计算模型进行修正和验证。得到结论:

(1) 无论制冷剂中是否含有润滑油,冷凝传热系数都随着质量流率的增大而增大;当制冷剂中不含润滑油时,冷凝传热系数随着干度增大单调增大,而对于混合物,冷凝传热系数随着干度的增大呈先增大后减小趋势。

(2) 当润滑油质量分数为 1% 时,惩罚因子 EF 接近于 1,润滑油对冷凝传热系数几乎没有影响;当润滑油质量分数较大时,冷凝传热系数明显减小,润滑油质量分数对冷凝传热性能有明显的影。

(3) 对 KOYAMA 模型进行了修正,并验证其有效性。结果显示,在 $\pm 15\%$ 误差带内预测精度比达到 94.6% ,平均绝对误差和平均相对误差分别为 11.9% 和 6.3% ,可为换热器的设计计算提供较为

准确的理论指导。

参考文献:

- [1] JIANG L L, LIU J H, ZHANG L, et al. Characteristics of heat transfer for CO₂ flow boiling at low temperature in mini-channel[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2017, 108: 2120 – 2129.
- [2] JIANG L L, LIU J H, ZHANG L, et al. A research on the dryout characteristics of CO₂'s flow boiling heat transfer process in mini-channels[J]. International Journal of Refrigeration-Revue Internationale du Froid, 2017, 83: 131 – 142.
- [3] CAVALLINI A, GENSI G, DEL COL D, et al. Experimental investigation on condensation heat transfer and pressure drop of new HFC refrigerants in a horizontal smooth tube [J]. International Journal of Refrigeration, 2001, (24): 73 – 87.
- [4] LEE H S, SON C H. Condensation heat transfer and pressure drop characteristics of R290, R600a, R134a and R22 in horizontal tubes [J]. Heat and Mass Transfer, 2010, 46: 571 – 584.
- [5] DEL C D, STEFANO B, MATTEO B, et al. Condensation heat transfer and pressure drop with propane in a mini-channel[C]//Proceedings of International Refrigeration and Air Conditioning Conference. West Lafayette Purdue University, 2012.
- [6] 庄晓如, 公茂琼, 邹 鑫, 等. 水平管内乙烷饱和流动冷凝传热实验[J]. 科学通报, 2017, 62(4): 320 – 327.
ZHUANG Xiao-ru, GONG Mao-qiong, ZOU Xin, et al. Experimental investigation on flow condensation heat transfer of ethane in a horizontal tube [J]. Chinese Science Bulletin, 2017, 62(4): 320 – 327.
- [7] KIM N H. Condensation heat transfer and pressure drop of R410A in a 7 mm O. D. micro-fin tube at low mass fluxes[J]. Heat and Mass Transfer, 2016, 52(12): 1 – 15.
- [8] CAVALLINI A, ZECCHIN R. A dimensionless correlation for heat transfer in forced convection condensation[C]//6th International Heat Transfer Conference. Tokyo, 1974.
- [9] HAN D, LEE K J. Experimental study on condensation heat transfer enhancement and pressure and pressure drop penalty factors in four micro-fin tubes [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2005, 48: 3804 – 3816.
- [10] CHAMRA L M, MAGO P J, TAN M O, et al. Modeling of condensation heat transfer of pure refrigerants in micro-fin tubes[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2005, 48(5): 1293 – 1302.
- [11] HUANG X C, DING G L, HU H T, et al. Condensation heat transfer characteristics of R410A-oil mixture in 5mm and 4mm outside diameter horizontal micro-fin tubes [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2010, 34(7): 845 – 856.
- [12] 姜林林, 吴清清, 沈志华, 等. 5 mm 水平强化管内 R410A/润滑油流动冷凝压降实验研究[J]. 热能动力工程, 2021, 36(6): 126 – 132.
- JIANG Lin-lin, WU Qing-qing, SHEN Zhi-hua, et al. Experimental study on flow condensation pressure drop of R410A/lubricating oil in a 5 mm horizontally enhanced tube[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2021, 36(6): 126 – 132.
- [13] HU H T, DING G L, WEI W J, et al. Measurement and correlation of frictional pressure drop of R410A/oil mixture flow boiling in a 7 mm straight smooth tube [J]. HVAC & Research, 2008, 14(5): 763 – 781.
- [14] THOME J R. Comprehensive thermodynamic approach to modeling refrigerant-lubricating oil mixture[J]. International Journal of HVAC & Research, 1995, 1(2): 110 – 126.
- [15] KEDZIERSKI M A. The effect of lubricant concentration, miscibility, and viscosity on R134a pool boiling[J]. International Journal of Refrigeration, 2001, 24(4): 348 – 366.
- [16] MOFFAT R J. Describing the uncertainties in experimental results [J]. Experimental Fluid and Thermal Science, 1998, 1(1): 3 – 17.
- [17] OH H K, SON C H. Condensation heat transfer characteristics of R134a and R410A in a single circular micro-channels[J]. Experimental Thermal Fluid Science, 2011, 35: 706 – 716.
- [18] LI Q P, TAO L R, LI L, et al. Experimental investigation of the condensation heat transfer coefficient of R134a inside horizontal smooth and micro-fin tubes [J]. Energies, 2017, 10: 1 – 18.
- [19] SHEN B, ECKHARD A G. A critical review of the influence of lubricants on the heat transfer and pressure drop of refrigerants, part II: lubricant influence on condensation and pressure drop [J]. HVAC & Research, 2005, 11(4): 511 – 526.
- [20] GOTO M, INOUE N, ISHIWATARI N. Condensation and evaporation heat transfer of R410A inside internally grooved horizontal tubes [J]. International Journal of Refrigeration, 2001, 24: 628 – 638.
- [21] JUNG D S, CHO Y M, PARK K. Flow condensation heat transfer coefficients of R22, R134a, R407C, and R 410A inside plain and micro-fin tubes [J]. International Journal of Refrigeration, 2004, 27: 25 – 32.
- [22] 王学东, 柳建华, 宋 吉, 等. 油浓度对小管径水平内螺纹管内 R410A 冷凝换热影响的实验研究 [J]. 热能动力工程, 2017, 32(10): 29 – 33.
WANG Xue-dong, LIU Jian-hua, SONG Ji, et al. Experimental study of the influence of the oil concentration on the condensing heat exchange of R404A inside a horizontal tube internally threaded with a small diameter [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2017, 32(10): 29 – 33.
- [23] SUN L, MISHIMA K. Evaluation analysis of prediction methods for two-phase flow pressure drop in mini-channels [J]. International Journal of Multiphase Flow, 2009, 35: 47 – 54.
- [24] KOYAMA S, YU J. Condensation heat transfer of pure refrigeration inside an internally grooved horizontal tube [C]//Proceedings of the JAR Annual Conference, 1996: 173 – 176.

(刘 颖 编辑)