

文章编号:0253-4339(2019)02-0050-07
doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2019.02.050

R134a 在微肋管内流动冷凝换热计算关联式的改进

李庆普 陶乐仁 吴生礼 毛舒适 张丹亭

(上海理工大学能源与动力工程学院 上海 200093)

摘要 本文选用表面传热系数为评价指标,对外径为 6.35 mm 的微肋管内 R134a 两相流动冷凝换热特性进行实验研究,分析了水力工况、测试管结构参数等对管内表面传热系数的影响,还选用 Cavallini et al. 关联式、Miyara et al. 关联式和 Oliver et al. 关联式对微肋管内表面传热系数进行预测,发现 Cavallini et al. 关联式对微肋管内换热性能的预测能力最好,关联式预测值与实验值的平均误差、标准误差分别为-21.47%和 21.94%。虽然 Miyara et al. 关联式预测值与实验值的平均误差、标准误差分别为 16.21%、30.65%,但两者之间的误差范围为-47.12%~82.32%,说明在部分工况下 Miyara et al. 关联式对管内换热性能的预测仍存在较大误差。三个关联式中,Oliver et al. 关联式的预测能力最差,预测值与实验值之间平均误差高达-54.93%,因此,实验根据现有实验数据对 Oliver et al. 关联式进行了修正,修正 Oliver et al. 关联式对管内换热性能的预测能力大大提高,预测值与实验值的平均误差、标准误差分别为-2.37%和 10.77%。

关键词 微肋管;R134a;流动冷凝换热;表面传热系数;压降;修正关联式

中图分类号:TB61⁺1;TK124;TQ051.5

文献标识码:A

Improvement of Computational Correlation of R134a Flow Condensation Heat Transfer Characteristics inside a Micro-fin Tube

Li Qingpu Tao Leren Wu Shengli Mao Shushi Zhang Danting

(School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, 200093, China)

Abstract In this study, the surface heat transfer coefficient was selected as the evaluation index and the two-phase flow condensation heat transfer characteristics of R134a inside a horizontal micro-fin tube with 6.35 mm outer diameter were studied. The effects of the test conditions and structural parameters of the micro-fin tube on the surface heat transfer coefficient were analyzed. Correlations of Cavallini et al., Miyara et al., and Oliver et al. were also applied to predict the surface heat transfer coefficient inside the micro-fin tube. We found that the correlation of Cavallini et al. was the most effective at predicting the heat transfer characteristics, where the average and mean deviations of predicted and experimental values were -21.47% and 21.94%, respectively. Although the average and mean deviations of the predicted and experimental values of the correlation of Miyara et al. were 16.21% and 30.65%, respectively, the margin of deviation was -47.12% to 82.32%, which indicates that a greater deviation still exists between the predicted and experimental values under certain conditions for the correlation of Miyara et al.. The predictive ability of the correlation of Oliver et al. was the worst of the three correlations, where the average deviation of the predicted and experimental values was -54.93%. The correlation of Oliver et al. was thus modified based on the experimental data, and its predictive ability was improved greatly, where the average and mean deviations of the predicted and experimental values were -2.37% and 10.77%, respectively.

Keywords micro-fin tube; R134a; flow condensation heat transfer; surface heat transfer coefficient; pressure drop; modified correlation

随着能源危机和环境污染的加重,提高换热器传热效率、降低工业领域的换热能耗逐渐引起大家的重视。为研制更高效的管型换热器,诸多学者根据实验研究对其强化机制进行理论分析,已取得较多成果。Huang Xiangchao 等^[1-7]均根据具体实验数据拟合出适用于预测光管内换热特性的经验关联式。此外,根

据微肋管换热机制,A. Cavallini 等^[8-9]均对肋高、肋片螺旋角、齿顶角等结构参数对管内冷凝换热特性的影响进行了理论分析,并基于实验数据总结出经验关联式,对管内换热特性进行预测。

本文选用表面传热系数为管内换热特性的评价指标,在外径为 6.35 mm 的光管和内螺纹管内进行

R134a 两相流动冷凝换热实验,实验旨在对比表面传热系数实验值与关联式预测值,选出适用于本实验管内换热特性的关联式,并依据表面传热系数实验值对关联式进行必要修正,提高其对管内换热特性的预测能力。

1 实验测试平台

实验系统原理如图 1 所示,实验测试平台主要包括制冷测试循环、测试水循环、乙二醇溶液循环 3 部分。

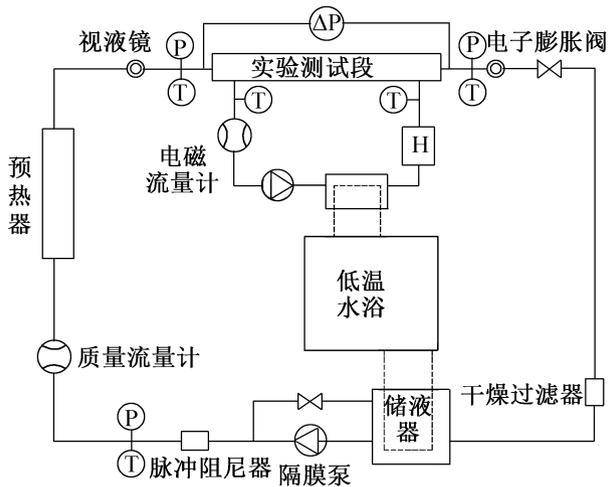


图 1 实验系统原理

Fig.1 The principle of experimental system

制冷测试循环主要由隔膜泵、脉冲阻尼器、质量流量计、预热器、视液镜、实验测试段、电子膨胀阀、干燥过滤器、储液器等组成。过冷制冷剂在隔膜泵的驱动下由储液器流出,在预热器内将制冷剂加热至设定状态,过热制冷剂气体在实验段完全冷凝以完成冷凝实验,通过视液镜可观察制冷剂所处状态,经电子膨胀阀节流后的制冷剂液体流向储液器,重复下一循环。实验时,通过调节隔膜泵运转频率改变系统内制冷剂循环流量。通过调节电子膨胀阀的开度控制实验段制冷剂压力。储液器压力为整个系统的基准压力,可通过调节储液器内制冷剂温度扩大实验平台压力测试范围。

测试水循环用于模拟实验工况环境,主要由电磁流量计、水泵、板式换热器组成,实验中主要通过改变测试水循环流量及进口温度来调节与制冷剂的换热量。

实验采用精度为 $\pm 0.1\text{ }^\circ\text{C}$ 的 Pt100 铂电阻测量实验段制冷剂侧及水侧温度;选用德鲁克 GE5072 型压力变送器测量测试段进出口压力及储液器压力,量程为 0~4.2 MPa,测量精度为 0.2 级;选用由 RHM03

传感器与 RHE14 变送器组成的质量流量计测量实验台内制冷剂循环的质量流量,量程为 0.05~6.00 kg/min,则质量流速可根据所测质量流量与换热管内径截面积计算得到。此外,测量精度为 0.1%,选用精度为 0.5 级的控制-显示一体型电磁流量计测量测试水流量。

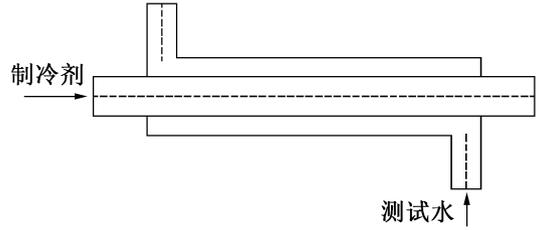


图 2 实验段原理

Fig.2 The principle of test section

实验段本质上为一水平套管式换热器,制冷剂在测试管内流动,测试水在环形通道内流动,呈逆向流,实验段原理如图 2 所示。测试管选用外径为 6.35 mm、内径为 5.89 mm 的 1 根光滑管和 2 根内螺纹强化管,强化管的具体结构参数如表 1 所示。

表 1 内螺纹测试管结构参数

Tab.1 The structure parameters of internal thread test tubes

编号	螺旋角/ ($^\circ$)	齿顶角/ ($^\circ$)	肋高/ mm	肋片数	齿距/ mm	槽宽/ mm
2#	18	25	0.19	44	0.40	0.25
3#	28	33	0.19	54	0.35	0.15

实验选用 R134a 为制冷剂,相应工况下物性参数如表 2 所示。设定实验工况为:冷凝温度 35、40、45 $^\circ\text{C}$,测试水 $Re = 10\ 000$ 、14 000,质量流速 500~1 100 $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 。实验运行时,实验段进出口制冷剂均保持 2~3 $^\circ\text{C}$ 的过热/过冷度。

2 实验数据处理

实验段进出口制冷剂均保持单相状态,可根据实验段进出口制冷剂温度、压力值求解相应焓值。

制冷剂冷凝放热量:

$$Q_r = m_r (h_{\text{rin}} - h_{\text{rout}}) \quad (1)$$

测试水吸热量:

$$Q_w = m_w c_p (t_{\text{wout}} - t_{\text{win}}) \quad (2)$$

实验选用制冷剂冷凝放热量和测试水吸热量的算术平均值做为表面传热系数计算公式中实验段换热量的计算标准,即:

$$Q_a = (Q_r + Q_w) / 2 \quad (3)$$

式中： Q_r 、 Q_w 、 Q_a 分别为实验段制冷剂侧换热量、冷却水侧换热量、实验段换热量计算标准，W； m_r 、 m_w 分别为制冷剂、测试水质量流量，kg/s； h_{rin} 、 h_{roun} 分别为实验段进出口处制冷剂焓值，kJ/kg； c_p 为测试水定压比热容，J/(kg·°C)。

表 2 35、40、45 °C 实验工况下 R134a 物性参数
Tab.2 The physical parameters of R134a under working conditions of 35, 40, 45 °C

实验工 况/°C	液体密度/ (kg/m ³)	气体密度/ (kg/m ³)	液体黏度×10 ⁻⁴ / (Pa·s)
35	1 167.5	43.416	1.72
40	1 146.7	50.085	1.61
45	1 125.1	57.657	1.51

实验工 况/°C	液体导热系数 ×10 ⁻² / (W/(m·K))	气体导热系数 ×10 ⁻² / (W/(m·K))	气体黏度 ×10 ⁻⁵ / (Pa·s)
35	7.6	1.48	1.21
40	7.5	1.54	1.24
45	7.3	1.61	1.26

以测试管外表面积为计算标准，实验段总表面传热系数 h (W/(m²·K))：

$$h = Q_a / (A_o \Delta t_m) \quad (4)$$

式中： A_o 为换热管外表面积，m²； Δt_m 为实验段对数平均温差，K。

选用 V. Gnielinski^[10] 公式计算环形管道内测试水侧表面传热系数 h_w ，即：

$$h_w = \frac{\lambda_w}{D_h} \frac{(f/2)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/2)^{0.5}(Pr^{2/3} - 1)} \left(\frac{\mu_{bulk}}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (5)$$

式中： λ_w 为测试水导热系数，W/(m·K)； D_h 为环形管道水力半径，m； Re 为测试水雷诺数，规定当 $Re > 2000$ 时，计算模型可用； Pr 为测试水普朗特数； f 为修正系数，可根据 Re 进行计算； $(\mu_{bulk}/\mu_w)^{0.14}$ 为流体黏度修正因子，为无量纲参数。

测试铜管均未经使用，忽略壁面结垢热阻，根据热阻分离法，制冷剂与测试水之间总传热热阻主要包括：制冷剂侧表面传热热阻、测试管壁热阻、测试水侧表面传热热阻 3 部分^[11]，即：

$$\frac{1}{h_r A_i} = \frac{1}{h A_o} - \frac{1}{h_w A_o} - \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi\lambda L} \quad (6)$$

式中： h_r 为制冷剂侧表面传热系数，W/(m²·K)； A_i 为换热管内表面积，m²； D_o 和 D_i 分别为换热管外径和内径，m； L 为换热管有效换热长度，m； λ 为换热

管导热系数，W/(m·K)。

将式(4)和式(5)所得总表面传热系数 h 、测试水侧表面传热系数 h_w 带入式(6)即可得到制冷剂侧表面传热系数 h_r 。

3 数据分析

3.1 实验台校核

测试平台运行两相流动冷凝实验前，首先进行单相换热实验以校核测试平台的可靠性。实验选用外径 12.7 mm 的光管为校核管，设定 R134a 在测试管进出口温度为 40/30 °C，制冷剂质量流速范围为 200 ~ 1 200 kg/(m²·s)。

测试管内 R134a 单相冷凝实验中努塞尔数 Nu 实验值与 Gnielinski 关联式计算值的对比结果如图 3 所示，由图可知， Nu 实验值与计算值基本吻合，经计算两者标准误差、平均误差分别为 3.4% 和 12.8%。

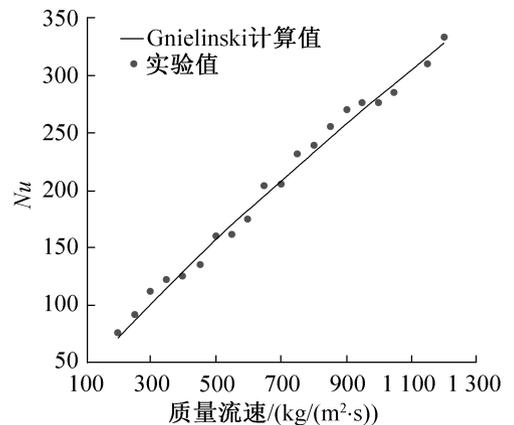


图 3 努塞尔数 Nu 实验值与 Gnielinski 计算值的对比
Fig.3 Comparison between experimental value and predicted value of the Gnielinski calculation of Nusselt number

3.2 测试管内换热特性

实验研究了水力工况、测试管结构参数对管内换热特性的影响。在测试水 $Re = 10000$ ，冷凝温度为 35、40、45 °C，质量流速范围为 500 ~ 1100 kg/(m²·s) 的实验工况下，测试管内表面传热系数随质量流速、冷凝温度的变化如图 4 所示。由图 4 可知，管内表面传热系数随质量流速的增加而增加，随冷凝温度的升高而减小。这是由于管内制冷剂气/液流速均随质量流速的增加而增加，而制冷剂气液密度之间的差异导致气、液流速不同，进而导致更大的剪切力，大大增强了管内制冷剂液膜湍流度，达到强化换热的效果。由表 2 可知，R134a 气液密度比随温度的升高而增大，较小的气液密度比会导致较大的气液速度差，进而产生较大的气液界面剪切力，使制冷剂

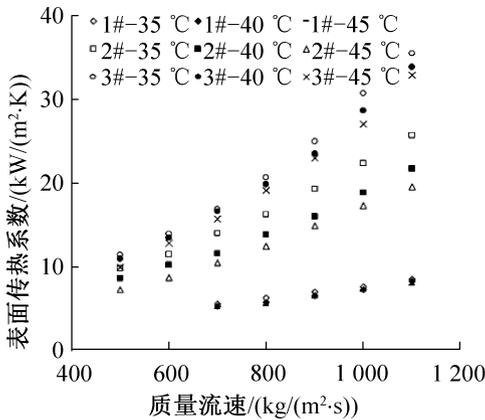


图 4 不同测试管内表面传热系数随质量流速、冷凝温度的变化

Fig.4 The surface heat transfer coefficient varies with mass velocity and condensation temperature inside the different test tube

液膜湍流度增强以强化换热。此外,管内液膜是制冷剂与测试水之间换热的主要热阻,R134a 液体导热系数随温度的降低而增大,较大的导热系数可大大减小传热热阻,进而强化换热效果。

内螺纹测试管主要通过 3 种方式强化换热:肋片的存在使管内换热面积增加;在制冷剂表面张力的作用下,肋片把测试管肋基底部液体推到肋片顶部,使管内液膜分布更均匀;肋片可使制冷剂气液充分混合,增强工质湍流度^[12]。由图 4 可知,在相同冷凝温度、测试水 Re 、质量流速等水力工况下,2#、3#测试管内表面传热系数均大于 1#光管内表面传热系数,且随着质量流速的增加,强化管的强化效果越明显。2#测试管内表面传热系数约为光管的 2.04~2.71 倍,3#测试管内表面传热系数约为光管的 3.12~4.63 倍,传热系数强化倍率均大于 2#、3#测试管相较于 1#光管的面积增加比 1.514 和 1.520,因此,换热机制在管内强化换热中同样占据重要地位。不同水力工况下, Yang C. Y.等^[13]研究发现大质量流速工况下,由肋片引起的制冷剂排液强化换热效果不明显,即大质量流速工况下肋片造成的强化换热主要由增强液膜湍流度的方式引起。肋片的存在增强了管内液膜的扰动,增加了湍流度,达到强化换热的效果。此外,管内表面传热系数随螺旋角的增加而增加,即较大的螺旋角同样可以增强管内液膜湍流度。

3.3 关联式对管内换热特性的预测

Cavallini et al. 关联式充分考虑强化管结构参数对管内换热的强化,对 Cavallini 和 Zecchin 关联式进行了修正,如关联式内添加无量纲参数 R_x 表征强化管换热面积的增加和肋片螺旋角对管内表面传热系

数的影响。而 Olivier et al.^[9]根据 R22、R407C、R134a 在光管、内螺纹管及人字齿微肋管内的冷凝换热特性,对 Cavallini et al. 关联式进行了修正,使其更适用于环状流、间歇流等流型下管内表面传热系数的预测。Miyara et al.^[14]关联式是根据 R410A 和 R22 在人字齿型微肋管管内的冷凝换热数据,由 Koyama-Yu^[15]关联式演变而来,关联式对不同流型下的表面传热系数分别进行计算,提高了管内换热性能的预测精度。

实验基于 2#、3#测试管内,在测试水 $Re = 10\ 000$ 、 $14\ 000$,冷凝温度为 35、40、45 °C,质量流速范围为 500~1 100 $kg/(m^2 \cdot s)$ 的实验工况下,根据 R134a 的流动冷凝换热特性对 Cavallini et al. 关联式、Miyara et al. 关联式、Oliver et al. 关联式的预测能力进行检测。管内表面传热系数实验值与关联式预测值的对比结果如图 5 所示,由图 5 可知,Cavallini et al. 关联式对 2#、3#测试管内 R134a 换热特性的预测能力最强,关联式预测值与实验值之间的误差范围为 -45.37%~10.44%,两者的平均误差、标准误差分别为 -21.47%和 21.94%;Miyara et al. 关联式预测值与 2#、3#测试管内表面传热系数实验值之间的误差范围为 -47.12%~82.32%,且两者的平均误差及标准误差分别为 16.21%、30.65%,实验值与预测值之间较大的误差表明 Miyara et al. 关联式仅适用于部分工况下换热特性的预测,但在较大工况范围内对换热特性的预测存在较大误差;Olivier et al. 关联式低估了测试管内 R134a 的流动冷凝换热特性,且 2#、3#测试管内表面传热系数实验值远大于关联式预测值,两者的误差范围为 -72.16%~ -32.03%,实验值与预测值之间的偏差随质量流速的增加而增大,其平均误差、标准误差分别为 -54.93%和 55.93%。

综上可知:Cavallini et al. 关联式对管内换热特性的预测能力最强,虽然 Miyara et al. 关联式预测值与实验值的平均误差及标准误差较小,但两者的误差范围跨度较大,说明在部分工况下 Miyara et al. 关联式并不适用于管内换热特性的预测,证实 Miyara et al. 关联式并不适用于管内换热特性的预测;在三个关联式中,Olivier et al. 关联式的预测能力最差,如需用 Olivier et al. 关联式对管内换热特性进行预测,需对关联式进行必要的修正。

3.4 换热关联式的修正

制冷剂干度保持不变,随着质量流速的增加,制冷剂湍流度增强,换热效果增强。结合质量流速的改变对管内换热机制的影响,对 Oliver et al. 关联式内表征制冷剂湍流度的无量纲量进行修正。Oliver et al. 关

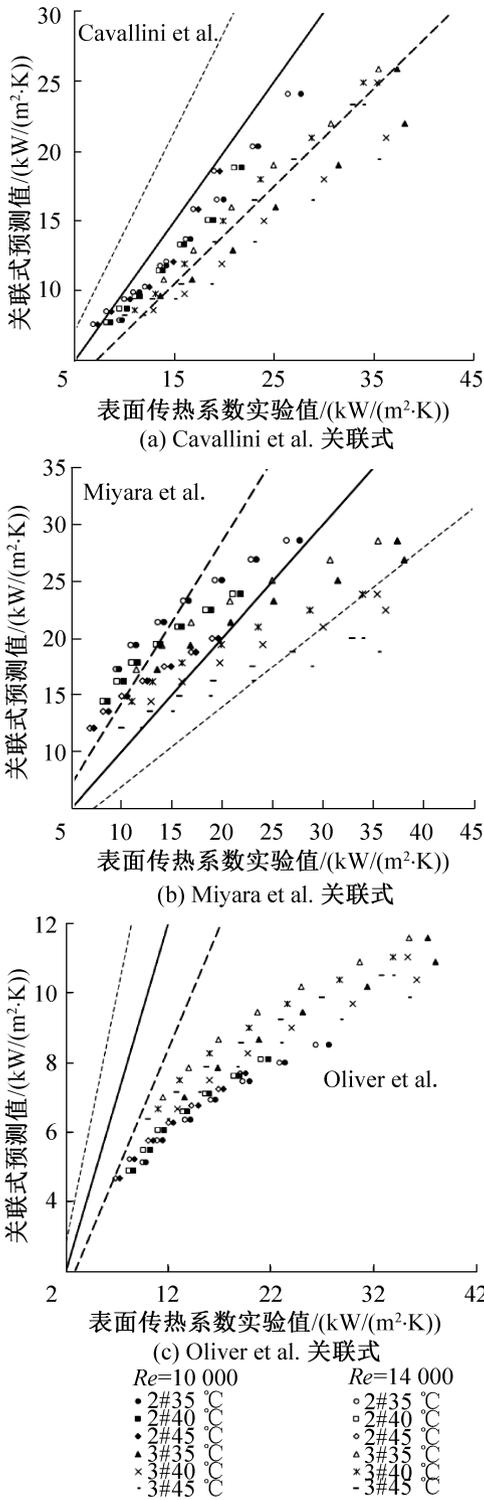


图 5 表面传热系数实验值与关联式预测值的对比

Fig.5 Comparison between experimental value of surface heat transfer coefficient and predicted value of correlation

联式内, 等效雷诺数 Re_{eq} 表征管内制冷剂湍流度, 根据关联式修正指导思想, 对关联式内 Re_{eq} 的指数 s 的取值进行修改, 假设 s 为质量流速 m 的函数, 即:

$$s = a_0 + a_1 m + a_2 m^2 + a_3 m^3 + a_4 m^4 \quad (7)$$

式中: a_0, a_1, a_2, a_3, a_4 分别为多项式前系数。

利用测试管内表面传热系数实验值对关联式内 Re_{eq}^s 进行反算, 可得:

$$a_0 = 0.69; a_1 = 1.0002 \times 10^{-4}; a_2 = 1.0502 \times 10^{-8}; a_3 = 2.0635 \times 10^{-12}; a_4 = 3.0021 \times 10^{-16}.$$

忽略式中 a_2, a_3, a_4 的取值, 可得:

$$s = 0.69 + 10^{-4} m = 0.7 + 0.01(0.01m - 1) \quad (8)$$

综上可得修正 Oliver et al 关联式:

$$Nu = 0.05 Re_{eq}^{0.7+0.01(0.01m-1)} Pr_L^{1/3} TF (Rx)^2 (Bo \ln(Fr))^{-0.26} \quad (9)$$

式中:

$$Re_{eq} = 4m[(1-x) + x(\rho_L/\rho_G)^{0.5}]/\pi d \mu_L \quad (10)$$

$$Rx = \{ [2hn_g(1 - \sin(\gamma/2))] / [[\pi d \cos(\gamma/2)] + 1] \} / \cos\beta \quad (11)$$

$$Bo = g\rho_L h \pi d / 8\sigma n_g \quad (12)$$

$$Fr = \mu_{G0}^2 / (gd) \quad (13)$$

$$TF = (1-x) + x^{1.3} \quad (14)$$

式中: m 为制冷剂质量流速, $kg/(m^2 \cdot s)$; x 为实验段制冷剂干度; ρ_L, ρ_G 分别为制冷剂液体、气体密度, kg/m^3 ; n_g 为肋片个数; β 为肋片螺旋角, $(^\circ)$; γ 为肋片齿顶角, $(^\circ)$; d 为强化管水力直径, m ; μ_L 为制冷剂液相黏度, $Pa \cdot s$; h 为肋高, m ; g 为重力加速度, m^2/s ; σ 为制冷剂表面张力, Pa ; μ_{G0} 为同质量流量下纯气相流速, m/s 。

在测试水 $Re = 10\ 000, 14\ 000$, 冷凝温度为 35、40、45 $^\circ C$, 质量流速范围为 500~1 100 $kg/(m^2 \cdot s)$ 的实验工况下, 修正 Oliver et al. 关联式预测值与 2#、3#测试管内表面传热系数实验值的对比如图 6 所示。

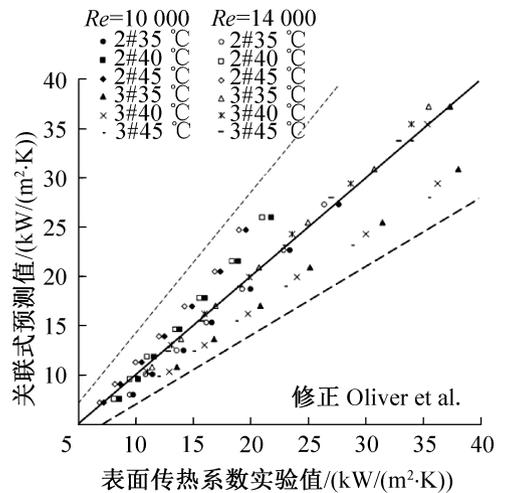


图 6 表面传热系数实验值与修正 Oliver et al. 关联式预测值的对比

Fig.6 Comparison between experimental value of surface heat transfer coefficient and predicted value of modified Oliver et al. correlation

由图 6 可知,经修正后的 Olivier et al. 关联式对管内换热效果的预测能力增强,在 2#、3#测试管内修正 Olivier et al. 关联式预测值与实验值之间误差范围为-23.28%~30.08%,两者的平均误差及标准误差分别为-2.37%和 10.77%。

4 结论

实验选用表面传热系数为评价指标,在外径 6.35 mm 光管和内螺纹管内运行 R134a 两相流动冷凝换热实验,设定冷凝换热工况为:测试水 $Re = 10\ 000$ 、 $14\ 000$,冷凝温度为 35、40、45 °C,质量流速范围为 500~1 100 kg/(m²·s)。除了对水力工况、测试管结构参数等对管内换热性能的影响进行分析外,还将实验数据与 Cavallini et al. 关联式、Miyara et al. 关联式、Oliver et al. 关联式预测值进行对比,并根据实验数据对 Oliver et al. 关联式进行了修正,得到如下结论:

1) 在实验工况内,管内表面传热系数随质量流速的增加而增加,随冷凝温度的升高而减小。

2) 内螺纹测试管内换热性能均高于光管,其中,2#测试管内表面传热系数约为光管的 2.04~2.71 倍,3#测试管内表面传热系数约为光管的 3.12~4.63 倍,传热系数强化倍率均大于 2#、3#测试管相较于 1#光管的面积增加比 1.514 和 1.520,此外,管内表面传热系数随螺旋角的增加而增大。

3) 通过对比实验数据与关联式发现:Cavallini et al. 关联式的预测能力最强,关联式预测值与实验值误差范围为-45.37%~10.44%,两者的平均误差、标准误差分别为-21.47%和 21.94%;Miyara et al. 关联式预测值与表面传热系数实验值的误差范围为-47.12%~82.32%,且两者的平均误差及标准误差分别为 16.21%、30.65%,实验值与预测值较大的误差证实 Miyara et al. 关联式在部分工况下对换热特性的预测能力较差;Olivier et al. 关联式低估了测试管内 R134a 的流动冷凝换热特性,实验值与预测值之间偏差随质量流速的增加而增大,其平均误差、标准误差分别为-54.93%和 55.93%,完全不适用于对管内换热特性的预测。

4) 根据实验数据对 Olivier et al. 关联式进行修正,修正 Olivier et al. 关联式预测值与实验值之间误差范围为-23.28%~30.08%,两者的平均误差及标准误差分别为-2.37%和 10.77%,说明修正 Olivier et al. 关联式具有实用性。

(13DZ2260900) 项目资助。(The project was supported by the Opening Project of the Shanghai Key Laboratory of Multiphase Flow and Heat Transfer in Power Engineering (No. 13DZ2260900).)

参考文献

- [1] HUANG Xiangchao, DING Guoliang, HU Haitao, et al. Influence of oil on flow condensation heat transfer of R410A inside 4.18 mm and 1.6 mm inner diameter horizontal smooth tubes [J]. International Journal of Refrigeration, 2010,33(1): 158-169.
- [2] SHAH M M. An improved and extended general correlation for heat transfer during condensation in plain tubes [J]. HVAC&R Research, 2009, 15(5): 889-913.
- [3] CAVALLINI A, DEL COL D, DORETTI L, et al. Condensation in horizontal smooth tubes: a new heat transfer model for heat exchanger design [J]. Heat Transfer Engineering, 2006,27(8): 31-38.
- [4] KOYAMA S, KUWAHARA K, NAKASHITA K, et al. An experimental study on condensation of refrigerant R134a in a multi-port extruded tube [J]. International Journal of Refrigeration, 2003,26(4): 425-432.
- [5] DOBSON M K, CHATO J C. Condensation in smooth horizontal tubes [J]. Journal of Heat Transfer, 1998, 120(1): 193-213.
- [6] WANG W 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.
- [7] HARAGUCHI H, KOYAMA S, FUJII T. Condensation of refrigerants HCFC22, HFC134a and HCFC123 in a horizontal smooth tube (2nd report, proposal of empirical expressions for the local heat transfer coefficient) [J]. Transactions of JSME (B), 1994,60(574): 245-252.
- [8] CAVALLINI A, DEL COL D, DORETTI L, et al. A new computational procedure for heat transfer and pressure drop during condensation inside enhanced tube [J]. Journal of Enhanced Heat Transfer, 1999, 6(6): 441-456.
- [9] OLIVIER J A, LIEBENBERG L, THOME J R, et al. Heat transfer, pressure drop, and flow pattern recognition during condensation inside smooth, helical micro-fin, and herringbone tubes [J]. International Journal of Refrigeration, 2007, 30(4): 609-623.
- [10] GNIELINSKI V. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow [J]. International Chemical Engineering, 1976, 16(2): 359-368.
- [11] 周光辉, 张定才. R134a 在水平强化管外凝结换热的实

formance analysis of sub-cooled refrigeration cycle of some refrigerants[J]. Journal of Appliance Science & Technology, 2006(3): 42-43.)

[8] XU Weirong, DU Kai. Thermal performance analysis of auto-cascade heat pump circular system[J]. Journal of Chemical Industry and Engineering (China), 2008, 59(Suppl. 2): 230-234.

[9] SHEN Jiang, LI Yuanyuan. Experimental study on air sources heat pump in low temperature ambient[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2008(6): 943-946.

[10] 杜晓通. 建筑物能效优化研究[D]. 济南: 山东大学, 2012. (DU Xiaotong. Research on building energy efficiency optimization[D]. Jinan: Shandong University, 2012.)

[11] QURESHI B A, ZUBAIR S M. Mechanical sub-cooling vapor compression systems: current status and future directions[J]. International Journal of Refrigeration, 2013, 36(8): 2097-2110.

[12] 孟庆海, 秦海杰, 单永明, 等. 制冷系统中过冷技术的应用与分析[J]. 制冷与空调(北京), 2009, 9(4): 149-155. (MENG Qinghai, QIN Haijie, SHAN Yongming, et al. Application and analysis of subcooling technology in refrigeration system[J]. Refrigeration and Air-conditioning, 2009, 9(4): 149-155.)

[13] 秦海杰, 杜希刚, 单永明. 新型制冷循环在中央机组上的应用[J]. 流体机械, 2004, 32(4): 54-56. (QIN Haijie, DU Xigang, SHAN Yongming. Application of new refrigerating cycle on rack unit[J]. Fluid Machinery, 2004,

32(4): 54-56.)

[14] 史琳, 朱明善. 家用/商用空调用 R32 替代 R22 的再分析[J]. 制冷学报, 2010, 31(1): 1-5. (SHI Lin, ZHU Mingshan. Re-analysis on using R32 to substitute for R22 in household/commercial air-conditioning[J]. Journal of Refrigeration, 2010, 31(1): 1-5.)

[15] 宣永梅. 新型替代制冷剂的理论与实验研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2004. (XUAN Yongmei. Theoretical and experimental study on new alternative refrigerants[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2004.)

[16] 韩晓红, 徐英杰, 仇宇, 等. 制冷剂 R32 的循环性能实验研究[J]. 制冷与空调(北京), 2010, 10(2): 68-70. (HAN Xiaohong, XU Yingjie, QIU Yu, et al. Experimental study on the cycle performance of refrigeration R32[J]. Refrigeration and Air-conditioning, 2010, 10(2): 68-70.)

通信作者简介

许树学, 男, 助理研究员, 研究生导师, 北京工业大学环境与能源工程学院, (010)67391613, E-mail: xsx@bjut.edu.cn. 研究方向: 热泵技术及其应用。

About the corresponding author

Xu Shuxue, male, research assistant, master tutor, College of Environmental and Energy Engineering, Beijing University of Technology, +86 10-67391613, E-mail: xsx@bjut.edu.cn. Research fields: heat pump and its application.

(上接第 55 页)

cro-fin tube [J]. International Journal of Refrigeration, 2005, 23(2): 141-152.

[15] KOYAMA S, YU J. Condensation of refrigerant in a horizontal micro fin tube[C]//Proceedings of 1996 JAR Annual Conference. 1996: 173-176.

通信作者简介

李庆普, 男, 博士研究生, 上海理工大学能源与动力工程学院, 18301933780, E-mail: usstlqp@163.com. 研究方向: 制冷系统强化换热。

About the corresponding author

Li Qingpu, male, doctor, School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, +86 18301933780, E-mail: usstlqp@163.com. Research fields: heat transfer enhancement of refrigeration system.