

文章编号:0253-4339(2017)03-0036-07

doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2017.03.036

R32 水平单管内的蒸发换热特性

李庆普 陶乐仁 王 通 吴生礼 李 垒 胡永攀

(上海理工大学能源与动力工程学院 上海 200093)

摘 要 本文对 2 根不同孔径单管在饱和温度分别为 0 ℃、5 ℃ 和 10 ℃ 工况下进行水平管内 R32 蒸发换热的实验研究。采用热阻分离法得到管内制冷剂侧蒸发传热系数,以质量流量、饱和温度为影响因子,对实验结果进行单管热阻分析及综合性能评价。结果表明:管内传热系数及压降均随着质量流量的增加而增加,管径对传热系数影响较大,1#传热系数约为 2#的 1.1~1.3 倍,不同质量流量下温度对传热系数及压降的影响比重不同;随着质量流量的增加,管外水侧热阻占总热阻的比例逐渐增大,管内制冷剂侧热阻占总阻值的比例逐渐减小;两根单管单位压降传热系数均随质量流量的增加而减小,在不同质量流量下饱和温度对参数的影响比重不同。

关键词 蒸发换热;质量流量;饱和温度;热阻分析;综合性能评价

中图分类号:TB64;TQ051.5

文献标识码:A

Evaporation Heat Transfer of R32 inside Horizontal Tubes

Li Qingpu Tao Leren Wang Tong Wu Shengli Li Lei Hu Yongpan

(Institute of Refrigeration and Cryogenics, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, 200093, China)

Abstract This paper studies the evaporation heat transfer of R32 inside two different diameters of horizontal tubes under saturation temperatures of 0 ℃, 5 ℃, and 10 ℃. The evaporation heat transfer coefficient of the refrigerant was obtained by using a heat resistance separating method. Taking mass flux and saturation temperature as the influencing factors, the experiment results include two parts: analysis of single-tube thermal resistance and evaluation of single-tube comprehensive performance. The experimental results indicate that the heat transfer coefficient and pressure drop rise as the mass flux rate increases. The diameter has a great influence on the heat transfer coefficient, and the heat transfer coefficient of No. 1 is 1.1~1.3 times as that of No. 2. The effect of temperature on the heat transfer coefficient and the pressure drop differs under different mass flux rate. As the mass flux rate increases, the proportion of the external water side-tube resistance to the total thermal resistance increases, while that of the inside gradually decreases. The heat transfer coefficient per pressure drop of two single tubes decreases as the mass flux rate increases. The saturation temperature shows various effects on the parameters at different mass flux rate.

Keywords evaporation heat transfer; mass flux; saturation temperature; thermal resistance analysis; evaluation of comprehensive performance

在石油化工、新型能源、海水淡化等诸多行业,管内沸腾换热的强化技术逐步成为强化换热领域中非常重要的方面,其目的在于提高新型环保工质在现有换热器中的换热效率,以减小传递过程中能量的不可逆损失,进一步减小换热面积、降低金属材料消耗^[1]。目前对圆形管内有相变的强化换热技术已经有几十年的研究,积累了相当丰富的研究成果和经验数据。

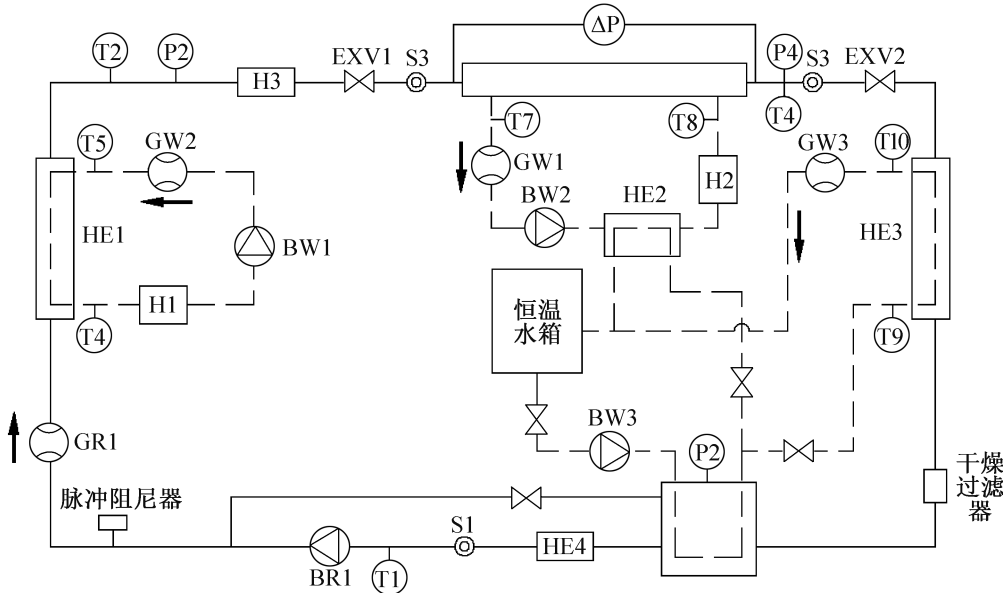
作为 R22 的主要替代工质,虽然 R32 具有一定的可燃性(A2L 类,可燃性温和),但 GWP(约 675)较低,ODP 为零,具有与 R410A 类似的良好循环性

能,并且充注量较小,价格便宜,因此作为 R410A 和 R22 的替代制冷剂得到广泛研究^[2-3]。在微通道换热器的研究,制冷工质的选择主要集中在 R410A、R134a、R134a/R32 等制冷剂上^[4-9],并在已有实验的基础上进一步研究润滑油对制冷剂换热性能的影响,对纯 R32 在管形换热器内的研究相对较少。本文以 R32 为制冷工质,在新型搭建实验台上进行实验,研究它在两种不同孔径光管内的换热及压降特性,根据所得实验数据,对单管进行热阻分析及其综合性能评价,以此为高效换热器的设计提供数据依据。

1 实验装置

为使实验结果更具实用性,本实验选用 R32 为测试工质,实验工况在一种凝结/沸腾换热实验台上

运行,具体实验台原理见图 1。
实验系统主要包括制冷工质测试系统、测试水循环系统、乙二醇循环系统、数据测量采集系统四部分。



T 温度测点;P 压力测点;S 视液镜;GR 质量流量计;EXV 电磁膨胀阀;HE 板式换热器;
H 电加热器;GW 电磁流量计;BW 水泵;BR 隔膜泵;VR 阀

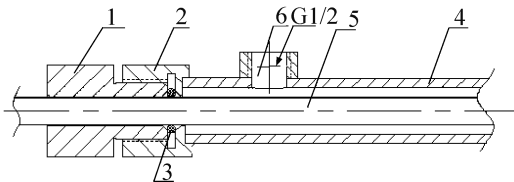
图 1 实验装置原理图
Fig.1 The diagram of the experiment device

系统选用型号为 SJ3-M-200/2.8 隔膜泵代替压缩机提供装置的循环动力,该泵主要由驱动装置、往复活塞和泵头三个部件组成,泵排量设计为驱动速度、活塞行程长和活塞直径的函数,其额定流量范围为 0 ~ 200 L/h,精度为 ± 1%。在隔膜泵出口处接有脉冲阻尼器,用于消除隔膜泵的脉动。测试段选用套管式换热器,密封装配剖面图见图 2,具体结构尺寸见表 1,制冷剂在测试铜管内流动,测试水在管外环形通道内流动,呈逆向流,不锈钢套管装有放气阀,用以排除测试水中的不凝结气体。

表 1 测试管尺寸参数表						
Tab.1 Parameter of the test tube						
样件号	内管			套管		
	d_o/mm	d_i/mm	L/mm	d_o/mm	d_i/mm	L/mm
1#	9.52	8.52	2 300	21.3	13.8	2 000
2#	15.88	13.88	2 300	26.7	18.9	2 000

蒸发实验运行时,制冷剂在泵的驱动下由储液器流出,流经脉冲阻尼器、质量流量计 GR1、前段加热器 HE1 进入电加热器 H3 受热,达到设定状态时进入测试段进行蒸发实验,在测试段完全蒸发的制冷剂蒸气流经电磁膨胀阀 EXV2 进入后端冷凝器 HE3,在后端冷凝器 HE3 中与乙二醇水溶液换热进行冷凝,过冷制冷剂经干燥过滤器流入储液器,进入下一循环。实验台运行时,前段加热器 HE1 不工作,根据布置于 HE1 之后的铂电阻、压力传感器所测的温度、压力值确定制冷剂焓值,与实验设定的测试段入口处制冷剂焓值做差计算,使用电加热器 H3 对制冷剂进行精度调节。

测试水主要在测试段与制冷剂进行换热,在水泵



1 六角螺母;2 端盖;3 密封圈;4 不锈钢套管;
5 实验管;6 水进口

图 2 实验段密封装配剖面图
Fig.2 The assembly section of test section

的驱动下,测试水流经板式换热器 HE2、电加热器 H2 进行温度控制,然后进入实验段加热制冷工质,最后流经电磁流量计完成整个循环。对于乙二醇循环系统,乙二醇溶液与装置内所用换热器进行换热,根据不同工况要求,对乙二醇的温度进行控制,并通过电磁阀、球阀等调节阀的启闭调节改变管路中乙二醇的流向,完成不同要求下与换热器的热量交换。

实验段制冷剂侧及水侧温度均采用 PT100 铂电

阻进行测量,其测量精度为 $0.1\text{ }^{\circ}\text{C}$,对其水浴标定时所得相对误差均小于 0.1% ;实验段两侧压力选用德鲁克 GE5072 型号的压力变送器进行测量,其量程为 $0\sim 4.2\text{ MPa}$,精度为 0.2 级。为解决制冷剂管路中温度、压力测量的准确度与密封性问题,特别设计了温度测量模块与压力测量模块,其剖面见图 3。测量中,制冷剂流体迎着铂电阻的测温头,制冷剂管路模块通过配纳子连接以保证良好的密封性。

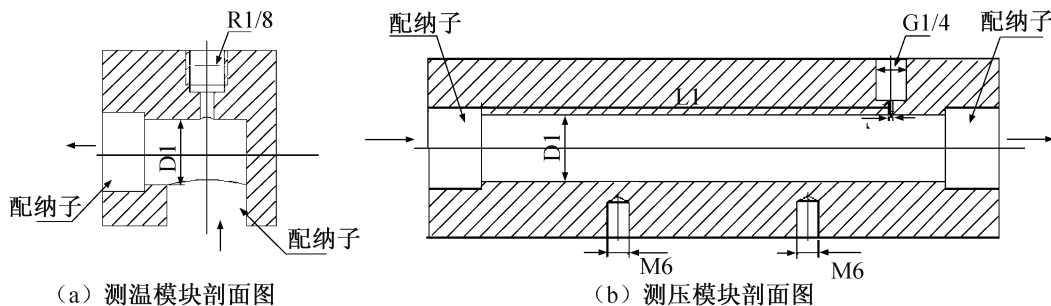


图 3 测温和压模块剖面图

Fig. 3 The assembly section of temperature and pressure module

实验选用由 RHM03 传感器与 RHE14 变送器组成的 RHEONIKE 型质量流量计测量制冷剂流量。传感器 RHM03 安装于制冷剂管路,当流体流经两根平行的测量管时,测量管受科氏力的作用而产生反向振动,从而在进出口产生相位差,检测线圈通过检测到的相位差推算出流体的质量流量。传感器 RHM03 通过信号线与变送器 RHE14 连接,最终模拟信号通过 RHE14 上的一路 $4\sim 20\text{ mA}$ 信号接入 AI 模块进行测量,其量程为 $0.05\sim 6\text{ kg/min}$,测量精度为 0.1% ;选用控制-显示一体型电磁流量计测量测试水流量,其精度为 0.5 级。

实验测试结果的不确定度主要可通过公式 (1)^[10] 求得:

$$\partial R = \left[\sum_{n=1}^k \left(\frac{\partial R}{\partial y_n} \partial y_n \right)^2 \right]^{0.5} \quad (1)$$

其中 ∂R 为独立变量 R 的总不确定度, y 是影响因素, ∂y 为变量的不确定度。

例如总传热系数的不确定度可由公式 (2) 计算得到:

$$\frac{\partial K}{K} = \left[\left(\frac{\partial \Phi}{\Phi} \right)^2 + \left(\frac{\partial A}{A} \right)^2 + \left(\frac{\partial \Delta t_m}{\Delta t_m} \right)^2 \right]^{0.5} \quad (2)$$

得总传热系数的不确定度小于 5% ,同理可得:水侧传热系数的不确定度小于 0.5% ,制冷剂侧传热系数的不确定度小于 5% 。压差 Δp 由 EJA110A 型高性能差压变送器直接测得,其量程为 $-100\sim 100\text{ kPa}$,测量精度为 $\pm 0.065\%$ 。

2 实验数据处理

2.1 测试段热平衡检测

实验运行时,制冷剂在测试段进口保持 $3\text{ }^{\circ}\text{C}$ 左右的过冷度,在测试段出口保持 $3\text{ }^{\circ}\text{C}$ 左右的过热度,即可根据所测温度、压力参数求得对应焓值,得制冷剂在测试管内的换热量为:

$$\Phi_r = m_r (h_{\text{rout}} - h_{\text{rin}}) \quad (3)$$

测试水在实验段发出的热量:

$$\Phi_w = m_w c_p (t_{\text{win}} - t_{\text{wout}}) \quad (4)$$

$$\Phi = (\Phi_r + \Phi_w) / 2 \quad (5)$$

$$\eta = |\Phi_r - \Phi_w| / \Phi \quad (6)$$

实验运行时,对于所要测试的任一工况,只有根据公式 (6) 所计算得的 η 小于 5% 时,才足以说明测试段达到平衡效果,所测数据有效,然后以公式 (5) 所计算的 Φ 作为实验段换热量的计算标准。

2.2 实验数据处理

本实验的目的在于得到不同工况下工质在测试管内的传热系数 h_r 和换热压降 Δp ,以此两个参数对制冷剂、换热器的综合性能进行评价,对于测试管内制冷剂侧传热系数 h_r 由以下公式测得^[11]。

测试管中工质与测试水之间换热的总热阻等于管内侧热阻(制冷剂侧)、管壁热阻、管外侧热阻(测试水侧)之和,考虑到测试管均为未使用铜管,故可忽略壁面结垢热阻,即:

$$\frac{1}{KA_o} = \frac{1}{h_r A_i} + \frac{1}{h_w A_o} + \frac{\delta}{k_p A_p} \quad (7)$$

其中: A_i 为单管内表面积, m^2 , A_o 为管道外表面积, m^2 , A_p 为管壁导热系数的换热面积, m^2 , 本文取 A_i 与 A_o 的平均值。

对于总传热系数 K :

$$K = \Phi / (A \cdot \Delta t_m) \quad (8)$$

式中: Δt_m 为对数平均温差, 定义为:

$$\Delta t_m = \frac{t_{win} - t_{wout}}{\ln((t_s - t_{win}) / (t_s - t_{wout}))} \quad (9)$$

式中: t_s 为测试管内制冷剂饱和温度, $^{\circ}C$; t_{win} 、 t_{wout} 分别为测试水进、出口温度, $^{\circ}C$ 。

公式(7)中的 h_w 为环形套管内测试水侧的传热系数, 可由 Dittus-Doelter^[12] 公式计算得到, 即:

$$h_w = 0.023 \frac{k}{D_{hw}} Re^{0.8} Pr_w^{0.3} \quad (10)$$

把由式(8)、式(10)计算所得的总传热系数 K 、测试水侧的传热系数 h_w 带入公式(7)即可得到管内传热系数 h_r 。

3 实验结果及数据分析

水平单管内流动沸腾传热系数的影响因素较多, 其工况调节参数主要包括制冷剂质量流量、测试段流密度、制冷剂干度以及换热的饱和温度。由于实验设备的测试局限性, 为方便制冷剂换热量的计算, 设定制冷剂在测试段进出口均保持 $3^{\circ}C$ 左右的过冷/过热度, 制冷剂质量流量 G_m 的调节范围为 $10 \sim 90 \text{ kg/h}$, 蒸发温度设定为 $0^{\circ}C$ 、 $5^{\circ}C$ 、 $10^{\circ}C$ 三种, 在此仅对质量流量、饱和温度这两个参数对 R32 在水平单管内流动沸腾传热系数的影响进行分析。通过调节隔膜泵的运转频率、改变活塞行程相结合的方法改变制冷剂在系统内的循环流量, 隔膜泵后设有旁通回路, 可使制冷剂流回储液器, 同样可起到对制冷剂流量的调节作用, 测试段的饱和压力则通过调节电磁膨胀阀 EXV2 的开度进行控制。

3.1 校核实验数据分析

为保证实验台各测量参数值的正确性, 选取测试段制冷剂进出口温度、压力值, 测试水进出口温度值, 制冷剂质量流量值, 进行了重复性实验。

图 4 所示为制冷剂流量值随时间的变化曲线, 选取 40 kg/h 、 60 kg/h 、 80 kg/h 三个质量流量进行重复性测试, 测量误差保持在 $\pm 0.02 \text{ kg/h}$ 范围之内, 完全符合实验数据的精度要求。

图 5 所示为选取 9.52 mm 单管, $0^{\circ}C$ 蒸发实验时的实验段热平衡检测, 取 n 为纵坐标。

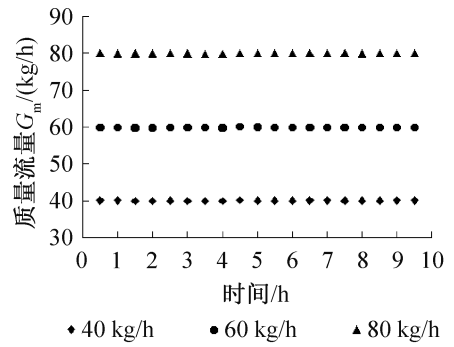


图 4 制冷剂质量流量值随时间的变化曲线

Fig. 4 Refrigerant mass flux changing with time

$$n = \Phi_r / \Phi_w \quad (11)$$

由图 5 可得, n 取值范围在 $0.97 \sim 1.03$ 之间, 即说明实验台测试段具有较好的保温效果, 符合实验条件要求。

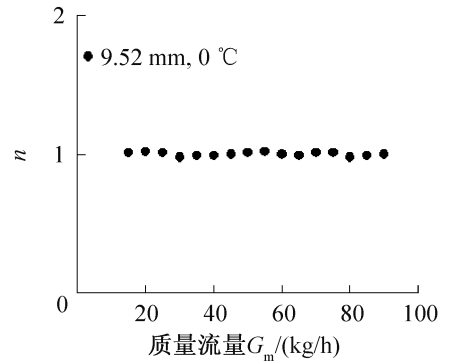


图 5 实验段热平衡检测

Fig. 5 Thermal balance test

使用实验台对单管进行沸腾测试前, 首先对 $\phi 9.52 \text{ mm}$ 光管进行了沸腾实验, 将所得数据与 Gnielinski 公式计算值进行对比, 发现实验数据与理论计算数据相差在 5% 以内, 进一步验证了实验台的可靠性。

3.2 管内换热特性及流阻分析

图 6 所示为两根单管管内蒸发传热系数 h_r 随制冷剂流量的变化关系, 从图中可以看出传热系数 h_r 随着工质流量的增加而增大, 且相应的蒸发温度越高, 其形成曲线的斜率越大, 即传热系数 h_r 随工质流量的增加幅度越大, 同样可以看出对于相同的温度变化梯度, 质量流量越大, 对应的传热系数 h_r 间的差值越大, 即温度对传热系数的影响比重逐渐增大, 这主要是由工质黏度随温度的变化而引起的, 饱和温度越高, 其液体制冷剂黏度越小, 进而导致换热边界层内速度变化较大, 其湍流度增强, 进而增强换热, 而在特定质量流量工况下, 对于不同管径的换热管而言, 管

径越小,其传热系数越大,其中 1#传热系数大约是 2# 的 1.1 ~ 1.3 倍,这是因为管径越小即管内制冷剂流速越大,直接影响管内工质的湍流度,增强换热^[13]。

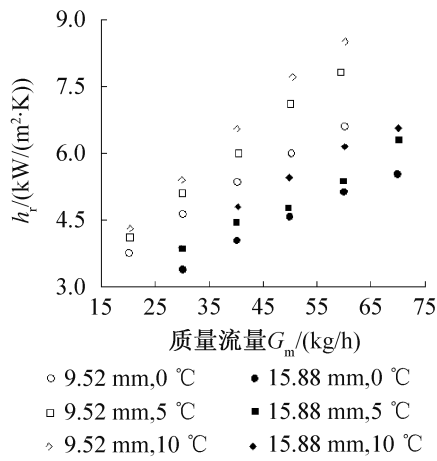


图 6 传热系数随质量流量 G_m 的变化关系

Fig. 6 Heat transfer coefficient changing with mass flux G_m

图 7 为两根单管测试段压降 Δp 随质量流量的变化关系,从图中可以看出实验结果完全符合理论计算公式,即压降 Δp 随质量流量的增加而增加,且饱和温度越高,压降 Δp 随质量流量的平方成正比的变化趋势越明显。由 1#管不同饱和温度下的实验结果可知,在特定质量流量工况下,饱和温度越低其对应的压降越大,且在相同的温度变化梯度下,质量流量越低,温度对压降 Δp 的影响比重越大,而当质量流量 $> 60 \text{ kg/h}$ 时,温度对压降 Δp 产生的影响可以忽略不计。这同样符合黏度对压降的影响规律,即管内工质黏度越小,管内对其流动阻力越小,即压降越小。在相同实验运行工况下,同样由图 7 可得在特定质量流量下,管径越小,其压降越大,其中 1#测试管压降大约是 2# 的 3.7 ~ 5.7 倍,这同样是因为管径越小即代表管内制冷剂流速越大,而压降又与工质流速的平方成正比,导致了两种管有较大的压降差距^[14]。

3.3 热阻分析

对热阻分配的明细化,有利于进一步分析获得换热器强化换热的改进方向。根据实验运行结果计算可得:管内制冷剂侧传热系数、环形套管内水侧传热系数以及管子的传热系数,然后进一步求出以单管外表面为基准的制冷剂侧换热面积热阻 $d_o/(d_i \cdot h_r)$ 、单管管壁的导热面积热阻 $(d_o/2\lambda) \ln(d_o/d_i)$ 、环形套管内水侧面积热阻 $1/h_o$ 以及总传热面积热阻 $1/K$ 。由于管壁的导热面积热阻只与管壁的选材、尺寸有关,不受实验工况的干扰,故在实验数据处理中不作

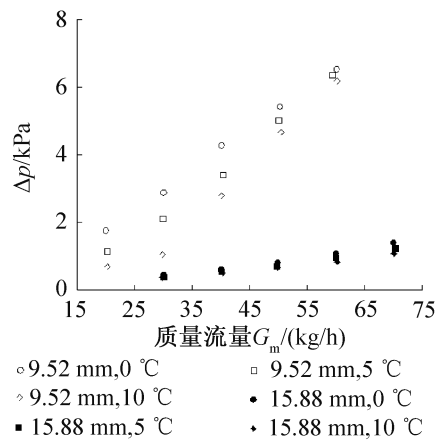


图 7 测试段压降 Δp 随质量流量 G_m 的变化关系

Fig. 7 Pressure drop Δp changing with mass flux G_m

考虑。

图 8、图 9 分别为两根单管的水侧与制冷剂侧热阻占总热阻的比例随质量流量的变化情况。由图可得:随着质量流量的增加,管外水侧热阻占总热阻的比例逐渐增大,而管内制冷剂侧热阻占总阻值的比例逐渐减小,文献[15]同样在实验中观察到了类似现象。按此变化趋势,如果制冷剂质量流量足够大,则可得管内、管外热阻相等甚至管外热阻大于管内热阻的实验现象。

图 3、图 4 同样可得 1#管参数变化趋势远大于 2#管参数,这是因为在相同的质量流量变化梯度内,管内制冷剂流速变化随着管径的减小而增大,导致管内流体湍流度不同,呈现出不同的换热变化趋势。

3.4 管内综合特性分析

在评价单管实用性能时,要综合考虑传热系数和压力损失,因为压损的增加可能导致泵功的增加,即增加系统能耗,提高运行成本,所以在选用单管作为

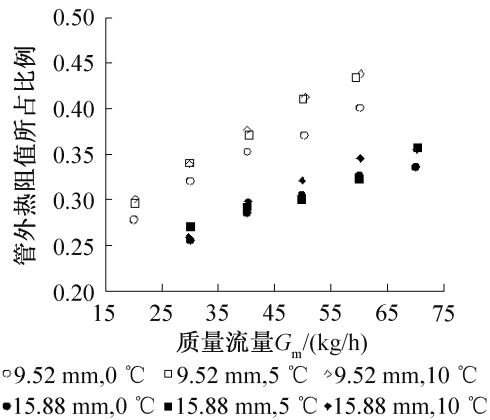


图 8 水侧热阻所占比例随质量流量 G_m 的变化关系

Fig. 8 Proportion of the water heat resistance changing with mass flux G_m

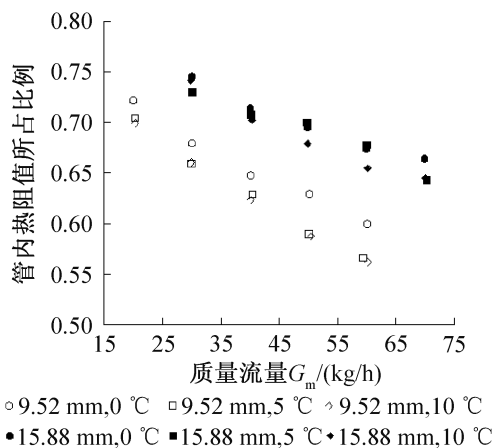


图 9 制冷剂侧热阻所占比例随质量流量 G_m 的变化关系

Fig. 9 Proportion of the refrigerant heat resistance changing with mass flux G_m

换热器时,要对单管的换热能力和流阻特性进行综合考虑。参考其它文献,常用的评价方法之一是比较单管单位压降内的传热系数,由于换热与压降息息相关,传热系数的增加一般都会伴有压降的增加,但两者的增加程度有所不同。

图 10 所示为两根单管蒸发过程中单位压降传热系数随质量流量 G_m 的变化关系,由图可知,单位压降传热系数随质量流量 G_m 的增加而减小,这与文献 [16] 中的研究结果相近。对于 1#管而言,饱和温度对单位压降传热系数的影响比重随着质量流量 G_m 的增加而减小,而对于 2#管,饱和温度对单位压降传热系数的影响并不随质量流量 G_m 的变化而变化,这可能是因为此时制冷剂在 2#管内的流速要比在 1#管内流速小得多,图 10 也间接说明了速度、温度两个参数对传热系数与压降在不同工况下的影响比重的不同。

4 结论

以 R32 为制冷剂,通过对两种孔径光管在不同工况下的蒸发换热实验研究可得:

1) 制冷剂侧传热系数及压降均受到饱和温度、质量流量的影响,且不同质量流量下温度对两种参数的影响比重各不相同,而对于孔径而言,1#管传热系数大约是 2#管的 1.1 ~ 1.3 倍,而压降却是 2#管的 3.7 ~ 5.7 倍。

2) 随着质量流量的增加,管外水侧热阻占总热阻的比例逐渐增大,管内制冷剂侧热阻占总阻值的比例逐渐减,且 1#管此种变化趋势远大于 2#管,这可能是管内工质速度变化量的不同导致的。

3) 两根光管单位压降传热系数均随质量流量

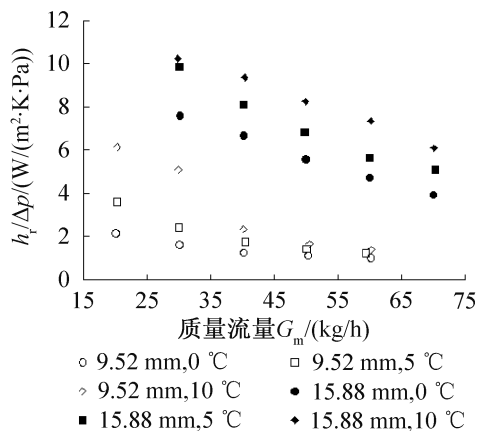


图 10 单位压降蒸发传热系数随质量流量 G_m 的变化关系

Fig. 10 Heat transfer coefficient per pressure drop changing with mass flux G_m

G_m 的增加而减小,对于 1#管,饱和温度对单位压降传热系数的影响比重随着质量流量的减小而增大,而对于 2#管,饱和温度几乎不对单位压降传热系数产生影响。

本文受上海市动力工程多相流动与传热重点实验室开放基金(13DZ2260900)项目资助。(The project was supported by Opening Project of Shanghai Key Laboratory of Multiphase Flow and Heat Transfer in Power Engineering(No. 13DZ2260900).)

参考文献

- [1] 刘荣,陶乐仁,高立博,等. R410A 在内螺纹管内无润滑油沸腾换热实验研究[J]. 制冷学报,2011,32(4):20-24. (LIU Rong,TAO Leren,GAO Libo,et al. Experimental study on boiling heat transfer of R410A without lubricant oil in the inner-grooved copper tubes [J]. Journal of Refrigeration, 2011, 32(4):20-24.)
- [2] 林小苗,赵薰,江辉民. R32 替代 R22 的可行性探讨[J]. 制冷与空调,2011,11(2):73-77. (LIN Xiaozhuo, ZHAO Xun,JIANG Huimin. Feasibility discussion of using R32 to substitute for R22[J]. Refrigeration and Air-conditioning, 2011,11(2):73-77.)
- [3] 杨申音,王勤,唐黎明,等. 常规空调热泵系统的 R32 替代研究述评[J]. 制冷学报,2013,43(6):59-68. (YANG Shenyin,WANG Qin,TANG Liming, et al. Review of the application of R32 on air conditioners and heat pump systems[J]. Journal of Refrigeration,2013, 43(6):59-68.)
- [4] 武永强,罗忠. R410A 和 R22 在水平强化管内的蒸发和冷凝性能[J]. 工程热物学报,2006,27(2):292-295. (WU Yongqiang,LUO Zhong. Evaporation and condensation heat transfer and pressure drop of R410A and R22 inside internally enhanced horizontal tubes [J]. Journal of Engineering Thermophysics,2006,27(2):292-295.)

- [5] 陈剑波,金传旻,徐皓,等. R134a 表面增强型蒸发强化传热管的实验研究[J]. 制冷学报,2004,25(1):1-5. (CHEN Jianbo, JIN Chuanmin, XU Hao, et al. Experimental study on surface enhanced boiling heat exchanger tubes with R134a[J]. *Journal of Refrigeration*, 2004, 25(1): 1-5.)
- [6] 齐鲁山, 马虎根, 谢荣建. R32/R134a 在微通道内流动沸腾特性[J]. 工程热物理学报, 2010, 31(12): 2083-2086. (QI Lushan, MA Hugen, XIE Rongjian. Characteristics of flow boiling in micro-channel with R32/R134a[J]. *Journal of Chemical Industry and Engineering*, 2010, 31(12): 2083-2086.)
- [7] 胡自成, 马虎根, 宋新南. 水平细圆管内非共沸混合工质的流动沸腾[J]. 化工学报, 2006, 57(11): 2577-2581. (HU Zicheng, MA Hugen, SONG Xinnan. Flow boiling heat transfer of non-azeotropic refrigerant mixtures in horizontal mini-scale tube[J]. *Journal of Chemical Industry and Engineering*, 2006, 57(11): 2577-2581.)
- [8] Al-Hajeri M H. Heat transfer performance during condensation of R134a inside helicoidal tubes[J]. *Energy Conversion and Management*, 2007, 48(8): 2309-2315.
- [9] Sakamatapan K, Wongwises S. Pressure drop during condensation of R134a flowing inside a multiport minichannel[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2014, 75(4): 31-39.
- [10] Li M, Dang C. Flow boiling heat transfer of HFO1234yf and R32 refrigerant mixtures in a smooth horizontal tube: Part1. Experimental investigation[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2012, 55(13/14): 3437-3446.
- [11] 欧阳新萍, 陈静竹, 李泰宇. 3 种管内强化管沸腾换热性能对比[J]. 化工学报, 2015, 66(6): 2076-2081. (OUYANG Xinping, CHEN Jingzhu, LI Taiyu. Boiling heat transfer performance in three internal enhanced tubes[J]. *Journal of Chemical Industry and Engineering*, 2015, 66(6): 2076-2081.)
- [12] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 4 版. 北京: 高等教育出版社, 2006: 246-247. (YANG Shiming, TAO Wenquan. *Heat transfer*[M]. 4th ed. Beijing: Higher Education Press, 2006: 246-247.)
- [13] Greco A, Vanoli G P. Flow-boiling of R22/R134a/R507/R404A and R410a inside a smooth horizontal tube[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2005, 28(6): 872-880.
- [14] Ramirez-Rivera F, López-Belchí A, Vera-García F, et al. Two phase flow pressure drop in multiport mini-channel tubes using R134a and R32 as working fluids[J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2015, 92: 17-33.
- [15] 刘启斌, 何雅玲, 张定才, 等. R123 在水平双侧强化管外池沸腾换热[J]. 化工学报, 2006, 57(2): 251-258. (LIU Qibin, HE Yaling, ZHANG Dingcai, et al. Boiling heat transfer of R123 outside single horizontal doubly-enhanced tubes[J]. *Journal of Chemical Industry and Engineering*, 2006, 57(2): 251-258.)
- [16] 吴晓敏, 王晓亮, 王维城. 水平微肋管内流动蒸发换热特性的实验研究[J]. 化工学报, 2003, 54(9): 1215-1219. (WU Xiaomin, WANG Xiaoliang, WANG Weicheng. Flow evaporation heat transfer and pressure drop in horizontal micro-fin tubes[J]. *Journal of Chemical Industry and Engineering*, 2003, 54(9): 1215-1219.)

通信作者简介

李庆普,男,博士研究生,上海理工大学制冷与低温工程研究所,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, Institute of Refrigeration & Cryogenics, University of Shanghai for Science and Technology, + 86 18301933780, E-mail: usstlqp@163.com. Research fields: heat transfer enhancement of refrigeration system.