

[研究·设计]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2017.05.001

R134a 在水平螺纹管内的冷凝换热特性研究

吴生礼, 陶乐仁, 李庆普, 王 通, 王燕江

(上海理工大学 能源与动力工程学院, 上海 200093)

摘 要:随着节能减排要求的不断提高,制冷系统用铜管的换热性能成为研究重点。为得到3种不同规格的内螺纹管管内冷凝的换热与流动阻力特性,以R134a为工质,研究质量流速和螺纹管几何参数等对冷凝换热的影响。实验结果表明制冷剂侧换热系数与压降均随着质量流速的变化而增加,其中小流速下的增幅明显小于大流速下的增幅。使用 $h_i/\Delta p$ 作为综合性能评价的指标,发现6.35 mm管径中 $h_i/\Delta p$ 先下降后上升的趋势较为明显,转折点质量流速约为 $600 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$,在质量流速大于此点后,换热系数的增幅超过了压力损失的增幅,表明较小管径铜管在较大质量流速区间内综合性能较强。

关 键 词:换热特性;内螺纹管;冷凝换热;质量流量

中图分类号:TK124

文献标志码:A

文章编号:1005-2895(2017)05-0001-06

Study on Condensation Heat Transfer Characteristics of R134a in Horizontal Threaded Tubes

WU Shengli, TAO Leren, LI Qingpu, WANG Tong, WANG Yanjiang

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

Abstract: With the continuous improvement of energy saving and emission reduction requirements, the heat transfer performance of copper pipes used in refrigeration systems becomes the research focus. To obtain the heat transfer and flow resistance characteristics of three types of internally threaded tubes, influence of mass velocity and geometrical parameters of the internally threaded tubes on condensation heat transfer was investigated by using R134a as the working substance. The experimental results show that both the heat transfer coefficient and pressure drop increase with the mass velocity, and the increase at low velocity is much less than that at high velocity. Using $h_i/\Delta p$ as the index of comprehensive performance evaluation, it is found that the trend of $h_i/\Delta p$ decreases first and then increases in the 6.35 mm tube, and the turning mass velocity is about $600 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$. When the mass velocity is greater than the point, the increase in the heat transfer coefficient exceeds that in pressure loss, it shows that the comprehensive performance of smaller diameter pipes in larger mass flow rate range is higher.

Keywords: heat transfer characteristics; internal threaded pipe; condensation heat transfer; mass flow

随着时代的发展,世界性能源危机的加深,能源的高效利用与转化成为国际热门研究课题之一^[1]。与其他换热元件相比,内螺纹管因其换热效率高且流动阻力增加不多,操作安全,结构紧凑和成本低廉等优点,广泛应用于制冷系统冷凝器中^[2]。由于复杂的管

壁几何结构,使得本已十分复杂的相变与流动过程变得更加难以研究^[3]。因此,对此类冷凝换热现象的研究以及螺纹管几何参数的优化以实验为主^[4]。

近年来,国内外众多学者对螺纹管管内冷凝换热进行了研究。Yun等^[5]研究了R134a在两种微肋管

收稿日期:2017-01-19;修回日期:2017-07-14

基金项目:住房和城乡建设部2015年科学技术项目计划(2015-K7-026);2016年嘉兴市科技计划项目(2016AY13018);2016年嘉兴市科技计划项目(2016AY13019);上海市动力工程多相流动与传热实验室开放基金(13DZ2260900)。

第一作者简介:吴生礼(1993),男,江苏盐城人,硕士研究生,主要研究方向为强化换热技术及设备。E-mail:15250494985@163.com

和光滑管内的传热系数,结果表明微肋管内的传热系数较光管分别提高了 19% 和 26%,分析得到翅片数对传热系数的影响。Cavallini 等^[6]也在光管管内凝结换热关联式的基础上提出了螺纹管的换热关联式,并得出影响凝结换热的因素主要有管径、导热系数、表面张力、质量流量、动力黏度、气液相密度以及齿高、齿顶角、螺旋角、齿数等管几何参数。

尽管现今两相流的研究较多,但压降传热数据等存在很大的出入,实验结果与经验关联式也存在着很大差异。管型对流动换热的影响,R134a 的关联式预

测与修正等方面仍有进一步研究的空间。鉴于此,课题组研究了 R134a 的 3 种外径分别为 6.35, 7.00, 8.00 mm 内螺纹强化管管内的冷凝换热及流动特性,并对实验结果进行了分析和讨论,为其在制冷空调领域内的应用和新型强化管的开发提供了参考。

1 实验装置及方法

实验装置为单管蒸发/冷凝一体化测试平台,主要有制冷剂循环系统、测试水循环系统及乙二醇水溶液循环系统 3 部分组成,具体装置原理图如图 1 所示。

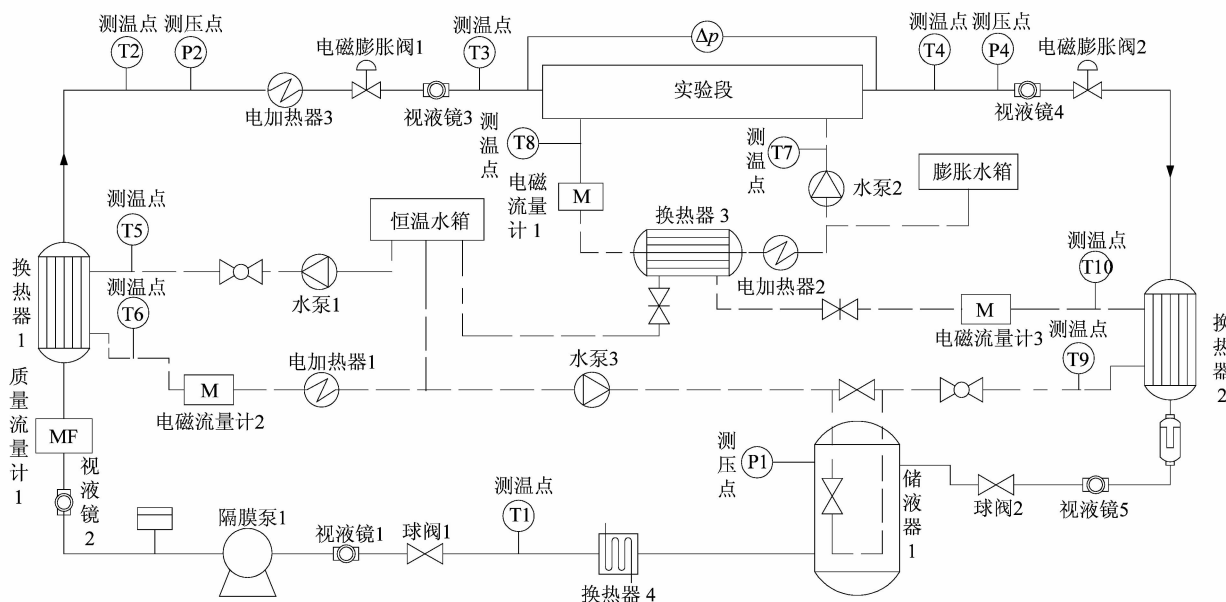


图 1 实验装置原理图

Figure 1 Diagram of experiment device

制冷剂循环系统中,采用 SJ3-M-200/2.8 液压隔膜泵代替压缩机为循环提供动力,以实现无油工况下多种制冷剂在管型换热器内部流动传热特性的研究。实验运行中,主要通过调节隔膜泵的运转频率以行程来改变制冷剂流速。乙二醇水溶液循环系统可提供 $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ 低温热源,换热器 1~3 均采用高效板式换热器,实现制冷剂/测试水与低温热源乙二醇水溶液的换热。实验段前后装有视镜用于观察制冷剂进出口状态。冷凝实验进行时,制冷剂在隔膜泵 1 的驱动下从储液罐 1 中流出,在套管式换热器 4 完成过冷,流经脉动阻尼器、质量流量计 1 进入前端换热器 1,与乙二醇溶液进行换热,使制冷剂达到预定的过热状态,制冷剂的过热蒸汽在实验段中与测试水进行换热完成冷凝实验,经电磁膨胀阀 2 节流的制冷剂在换热器 2 中进一步过冷,最终流回储液罐,进入下一循环。

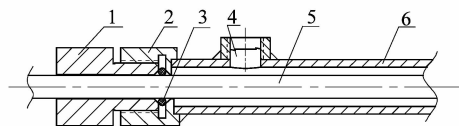
实验选用由 RHM03 传感器与 RHE14 变送器组成

的 RHEONIKE 型质量流量计测量制冷剂流量,其量程为 $0.05 \sim 6.00\text{ kg} \cdot \text{min}^{-1}$,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。实验段中制冷剂侧/水侧温度均采用 PT100 铂电阻进行测量,其测量精度为 $0.1\text{ }^{\circ}\text{C}$;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。每一个测点与 PLC 连接,实验运行过程中,PLC 将采集到的压力、温度及流量等信号通过 R232 串口传输到上位机实现数据采集。计算机再对数据进行计算,并将处理后的数据显示在控制界面上。PID 控制器能够对膨胀阀开度、流量及温度等参数进行调节,以使实验系统在所需工况下稳定运行,并记录数据。

实验使用制冷剂为 R134a,冷凝温度分别设定为 $35, 40, 45\text{ }^{\circ}\text{C}$,制冷剂质流密度调节范围为 $200 \sim 900\text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$,制冷剂在实验段进出口均保持

3 ℃ 的过冷/过热度,测试水流量分别是 0.7, 0.8, 0.9 $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$, 通过改变进口水温实现换热要求。

实验段为水平套管式换热器,有效换热长度为 2 m,其中制冷剂在铜管内流动,测试水在管外环形通道内流动,呈逆向流,其装配方式如图 2 所示。铜管采



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

图 2 实验段密封装配剖面图

Figure 2 Sealing assembly section of test section

用 3 种外径分别为 6.35, 7.00, 8.00 mm 的内螺纹强化管(分别记为管 1#、管 2#及管 3#),其具体结构如图 3 所示,部分参数如表 1 所示,其中,表面扩展倍率 A_{rm}/A_{rs} 为内螺纹管与相同外径的光管内表面积之比。

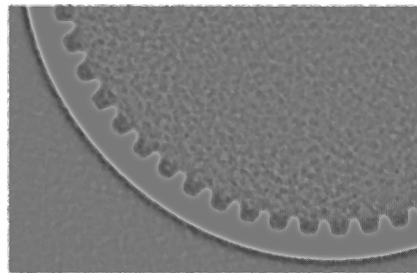


图 3 内螺纹管齿形横断面

Figure 3 Cross-section of internal thread tube

表 1 测试管尺寸参数表

Table 1 Three kinds of internal thread tube dimensions

序号	外径/mm	螺旋角/(°)	槽宽/mm	间距/mm	齿顶角/(°)	壁厚/mm	基准厚/mm	肋高/mm	齿数/个	表面扩展倍率 A_{rm}/A_{rs}
1	6.35	28	0.35	0.15	40	0.39	0.23	0.16	54	1.63
2	7.00	28	0.39	0.20	40	0.41	0.21	0.20	50	1.65
3	8.00	28	0.40	0.20	30	0.44	0.23	0.21	58	1.81

2 实验结果与分析

2.1 实验段热平衡判定

为保证试验台的可靠性,在冷凝实验运行前对其进行热平衡检测^[7]。试验运行时,确保制冷剂在试验段进出口保持 3 ℃ 的过冷/过热度,根据实验段前后所测得压力、温度参数得到对应状态的制冷剂焓值,可得制冷剂在实验段中的换热量

$$\Phi_r = m_r \cdot (h_{r,out} - h_{r,in})。 \quad (1)$$

式中: m_r 为制冷剂质量流量, kg/s ; $h_{r,in}$, $h_{r,out}$ 分别为实验段进出口的焓, J/kg 。

套管内的测试水换热量

$$\Phi_w = m_w \cdot C_p \cdot (t_{w,in} - t_{w,out})。 \quad (2)$$

式中: m_w 为水的质量流量, kg/s ; C_p 为水的比热容, $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$; $t_{w,in}$, $t_{w,out}$ 分别为套管内水的进出口温度, K 。

平均换热量

$$\Phi = (\Phi_r + \Phi_w)/2。 \quad (3)$$

热量相对误差

$$\eta = |\Phi_r - \Phi_w|/\Phi。 \quad (4)$$

实验过程中,对制冷剂侧与水侧换热量相对误差 η 实时监控,只有 $\eta < 5\%$ 时,实验段才达到热平衡的效果,测得的数据有效。换热量及换热系数的计算以套管内的测试水换热量 Φ 为基准。

2.2 实验数据处理

实验通过测试不同工况下制冷工质在不同规格的内螺纹管中的传热系数 h_r 与压降 ΔP ,分析换热器的换热性能与流动阻力特性,并引用单位压降换热系数作为制冷系统冷凝器换热管综合性能评价的指标,采用热阻分离法计算制冷剂侧传热系数 h_r ^[9]。

实验段内制冷剂与水换热热阻为管内对流换热热阻、管壁导热热阻、管外对流换热热阻以及污垢热阻之和,由于实验使用的是全新未使用铜管,故壁面污垢热阻忽略,即

$$1/(KA_o) = 1/(h_r A_i) + 1/(h_w A_o) + \delta/(k_p A_p)。 \quad (5)$$

式中: k_p 为铜的导热系数, $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$; δ 为管壁厚度, m ; A_i , A_o , A_p 分别为单管内表面积、管道外表面积及管壁导热的换热面积(此处 A_i 与 A_o 取平均值), m^2 ; K 为实验段总传热系数, $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ 。

实验段总传热系数

$$K = \Phi/(A_o \cdot \Delta t_m)。 \quad (6)$$

式中: Δt_m 为对数平均温差,且

$$\Delta t_m = (t_{w,out} - t_{w,in})/\ln [(t_s - t_{w,in})/(t_s - t_{w,out})]。 \quad (7)$$

式中: t_s 为饱和温度, K 。

循环水侧传热系数 h_w 由 Dittus-Doelter^[8] 公式计算得到,即

$$h_w = 0.023 \frac{k}{D_{hw}} Re^{0.8} Pr_w^{0.4} \quad (8)$$

式中: k 为管壁导热系数; D_{hw} 为特征长度, 此处取外套管内径; Re , Pr_w 分别为套管内水的雷诺数和普朗特数。将公式(6)和(8)的计算结果代入公式(5), 得到制冷剂侧换热系数

$$h_r = 1/[A_i(1/(KA_o) - 1/(h_w A_o)) - \delta/(k_p A_p)] \quad (9)$$

为确保试验参数的有效性, 分别对各参数进行不确定计算, 由 Kline 和 McClintock^[10] 所述方法计算, 总传热系数的不确定度有

$$\frac{\partial K}{K} = \left[\left(\frac{\partial \Phi}{\Phi} \right)^2 + \left(\frac{\partial A}{A} \right)^2 + \left(\frac{\partial \Delta t_m}{\Delta t_m} \right)^2 \right]^{0.5} \quad (10)$$

算得总传热系数的不确定度 $< 5.0\%$, 水侧换热系数的不确定度 $< 0.5\%$, 制冷剂侧传热系数不确定度 $< 5.0\%$, 满足实验要求, 可以认为数据是可靠的。

3 实验结果及分析

3.1 测试管换热性能

影响制冷剂在水平内螺纹管内换热特性的因素有管型参数、制冷剂流量、管外水流量以及冷凝温度等。课题组主要通过改变试验运行工况调节各参数, 得到不同规格铜管内 R134a 换热性能的变化情况。

图4所示是不同规格管中总传热系数随质量流速的变化情况。由图可知, 各工况下 K 均随着质量流速增大而增加, 管1#换热系数大于管2#和管3#。

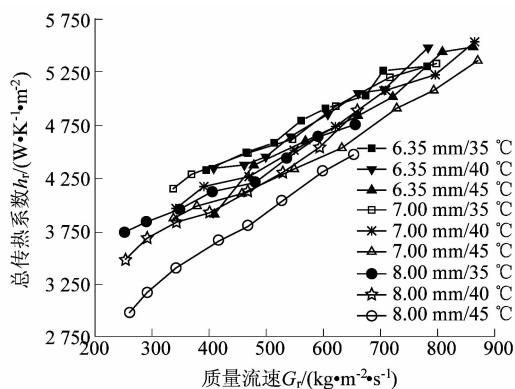


图4 总传热系数随质量流速的变化情况

Figure 4 Change of overall heat transfer coefficient with mass velocity

图5所示为制冷剂侧传热系数随着工质质量流速的变化情况, 可以看出质量流速增大, h_r 增大。这是由于随着质量流速增加, 紊流度不断升高, 增加了换热效率。相同质量流速下, 管1#的 h_r 约是管3#的1.4~2.2倍。而它们与同管径光管相比, 表面扩展倍率分

别为1.63, 1.65, 1.81, 相差很小, 这说明螺纹管强化换热不仅局限于内表面换热面积的增大, 还体现在螺纹减小液膜厚度, 对管内流体的扰动作用等。制冷剂流量越大, 制冷剂侧换热系数 h_r 增加越快, 管径越小这种增加的趋势越明显。这是由于制冷剂在冷凝工况中, 液膜的形成不利于换热的进行, 流量增大后, 这层液膜由于重力引流和螺纹的穿刺作用被不断打破, 热边界层被破坏, 湍流度增加, 制冷剂气体能与管壁充分换热^[11], 管径越小, 这种引流与穿刺的作用越明显。

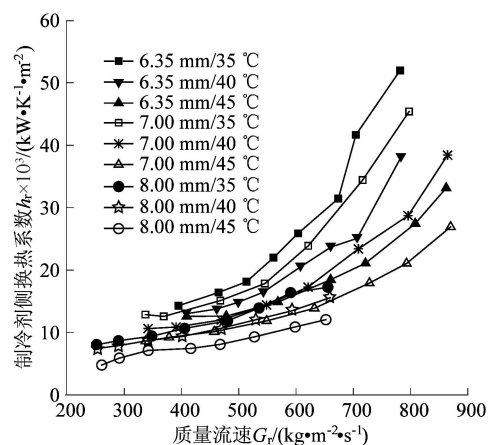


图5 制冷剂侧传热系数随工质质量流速的变化

Figure 5 Change of heat transfer coefficient on refrigerant side along with working substance mass velocity

同时, 高冷凝温度与低冷凝温度的 h_r 值有较大差异, 冷凝温度越高, 换热系数越低。这主要是因为随着温度的升高, 气体密度增大, 液体密度减小, 使得在相同质量流速下, 流道内的气相液相体积比减小, 气液相流速差减小, 由此产生的扰动效应减弱, 降低了换热系数。

3.2 管内流阻特性

流阻特性是铜管性能评价的重要指标, 通过压力变送器, 得到实验段制冷剂流体的压降情况。

水平管内流动压降由摩擦压降和加速压降组成^[12-13], 其中加速压降在总压降中所占的比例很小^[14-15]。如图6所示, 冷凝压降随着质量流速增大而增大, 原因是流量增大导致工质与壁面的摩擦增大。在各冷凝温度下, 管径越小, 质量流速越大, 内表面的螺纹结构对工质流的扰动作用越明显, 摩擦压降也就越大, 6.35 mm 的铜管冷凝压降是 8.00 mm 铜管的1.26~1.68倍。在小流量范围内, 冷凝温度的影响几乎可以忽略。因为小流量下工质流速慢, 产生的摩擦

压降也较小。在质量流速大于 $450 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 后,冷凝温度在压降变化中的影响越来越大,如 $800 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 的质量流速下,7.00 mm 铜管 35 °C 冷凝压降是 45 °C 冷凝压降的 1.2 倍,这是制冷剂在较高的温度下液相黏度较小,而气相黏度相差不大,使得流体微团间的扰动小导致的。

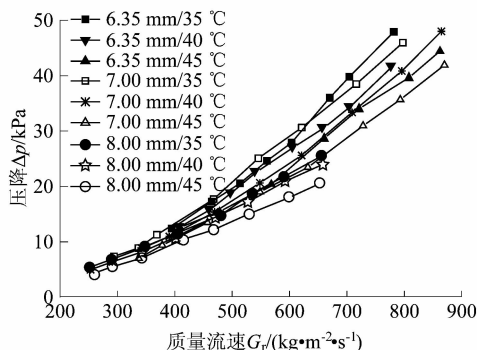


图6 管内压降随工质质量流速的变化情况

Figure 6 Change of pressure drop along with working substance mass velocity

3.3 综合性能评价

由前文的实验结果可以看出,内螺纹管确实可以提高换热性能,管径越小,对换热系数的提高越大,而同时也不可避免地带来压力损失的增大,也就是泵功的增加。系统中泵功不变时,压损增大会减少工质的流量,会抵消部分由于传热强化增加的换热量。所以在对换热管进行性能评价时,应当综合以上参数,得到合理的结果,常用的指标是单位压降的换热系数。

图7所示是实验所使用的3根内螺纹管 $h_t/\Delta p$ 随质量流速的变化情况,可见在质量流速小于 $600 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 的区间内,3种规格的螺纹管均有 $h_t/\Delta p$ 的值随质量流速逐渐减小的趋势,这一流量区间的工质气液两相流速差小,换热系数较小。而随着流速的提升,压降逐渐增大,换热系数的增幅比压降的增幅小,即换热的增强不能抵消压损增大的影响。而在 $600 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 以上的大流量工况下,工质紊流度增大,几乎不存在塞状流与块状流^[16-18],换热系数增幅显著增加,大于压降的增幅,因此 $h_t/\Delta p$ 显示出逐渐增大的趋势。这种趋势在较小管径的螺纹管中尤为明显,说明小管径流速快,对流体扰动大,相对换热面积大的特点完全可以抵消压力损失的不利影响。内螺纹管在大流量和小流量区间的工作效益较高,在实际运用中,对应着不同充注量的系统,设计时应考虑质量流速这一参数着重考虑。

在冷凝器的设计中,充分考虑各方面因素,选择最

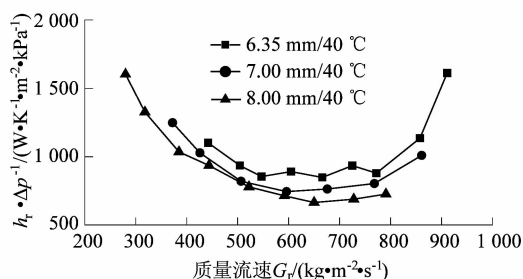


图7 $h_t/\Delta p$ 随质量流速的变化

Figure 7 Change of unit condensation pressure drop heat transfer coefficient along with working substance mass velocity

佳管型。在压力损失允许的范围,选取强化换热作用大的管型,能够达到提高换热效率和紧凑性,节省材料的作用。

4 结语

课题组对 R134a 在 3 种不同规格的内螺纹强化管内冷凝进行了实验研究,得到换热系数与压降等参数的变化情况,对冷凝器的设计选型有一定的参考意义。

1) 6.35 mm 铜管换热系数是 7.00, 8.00 mm 铜管的 1.4~2.2 倍,而其表面扩展倍率却相差不大,说明内螺纹管对于换热的强化不仅体现在内表面积增大,同时在破坏液膜,增加流动紊流度方面有很强作用。

2) 换热系数与压降都随着质量流速的增加而增大,但 3 根管的 $h_t/\Delta p$ 都有先减小后增大的趋势,转折点约为 $600 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$,这种趋势在 6.35 mm 管径的铜管中尤为明显,说明较小管径的内螺纹管在较大流量区间内的综合性能较强。

3) 高冷凝温度与低冷凝温度的 h_t 值有较大差异,冷凝温度越高,换热系数越低。

4) 制冷剂在质量流速小于 $400 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 时,由于紊流度低,换热系数与压降较大流量时均较小,不同管型间的差异也较小。

参考文献:

- [1] 崔海亭,彭培英. 强化传热新技术及其应用[M]. 北京:化学工业出版社,2006.
- [2] 罗欣. 空调能效比与高效传热内螺纹铜管的发展[J]. 铜业工程,2007(2):33-34.
- [3] 林宗虎. 气液两相流和沸腾传热[M]. 西安:西安交通大学出版社,2003.
- [4] DALKILIC A S, WONGWISES S. Intensive literature review of condensation inside smooth and enhanced tubes [J]. International journal of heat and mass transfer, 2009, 52(15/16):3409-3426.

(下转第 11 页)