

研究论文

R134a 在水平双侧强化管外沸腾换热

张定才, 王 凯, 何雅玲, 陶文铨

(西安交通大学动力工程多相流国家重点实验室, 陕西 西安 710049)

摘要: 对氟里昂 R134a 在水平单管外的沸腾换热性能进行了试验研究, 试验管为 4 根双侧强化管。在蒸发温度为 8℃ 时比较不同肋型的强化换热性能。结果表明: 所研究的强化管均有明显的强化换热作用, E12 管的总传热系数略高于其他强化管, 其管外沸腾传热系数相对于光管 Cooper 公式预测值的强化倍率为 2.23~2.71, 平均值为 2.54。由于 R22 和 R134a 的物性不同, 其管外沸腾传热系数约比 R134a 高出 20%~40%。试验管的沸腾换热强化倍率与制冷剂的关系不明显。

关键词: 强化管; 沸腾换热; 传热特性

中图分类号: TK 124

文献标识码: A

文章编号: 0438-1157(2007)11-2710-05

Boiling heat transfer of R134a outside horizontal doubly-enhanced tubes

ZHANG Dingcai, WANG Kai, HE Yaling, TAO Wenquan

(State Key Laboratory of Multiphase Flow in Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, Shaanxi, China)

Abstract: An experimental study on the performance of boiling heat transfer of R134a outside a single horizontal tube was conducted for four doubly-enhanced tubes (E10, E11, E12, E15) with different geometries at saturation temperature of 8℃. Experimental results showed that the studied tubes could effectively enhance heat transfer. The overall heat transfer coefficients of the tube E12 were higher than that of the others, and its enhancement factors, the boiling heat transfer coefficient relative to that of Cooper solutions for smooth surface, varied from 2.23 to 2.71, with an average value of 2.54. Because of the different thermodynamic properties, the boiling heat transfer coefficients of R22 were 20%~40% higher than those of R134a. The enhancement factor of boiling heat transfer was independent of refrigerant.

Key words: enhanced tubes; boiling heat transfer; heat transfer characteristics

引 言

世界能源紧张问题日益突出, 以节约能源与减少材料消耗为主要目的, 开发高效紧凑式换热器是传热界的重要研究课题。蒸发器作为制冷空调领域的重要设备, 其换热效果对机组性能影响很大。因

此, 沸腾传热强化技术在强化传热领域中占有非常重要的地位。在制冷空调等领域, 蒸发器常采用卧式管壳式结构, 卤代烃类制冷剂在壳侧流动, 与制冷剂对应的换热介质水在管内流动。由于制冷剂的相变传热系数一般远小于水侧传热系数, 要提高换热器的效率、缩小体积、降低能耗, 强化卤代烃的

2007-02-06 收到初稿, 2007-07-28 收到修改稿。

联系人: 陶文铨。第一作者: 张定才(1973-), 男, 博士研究生, 副教授。

基金项目: 国家重点基础研究发展计划项目

(G2007CB206902)。

Received date: 2007-02-06.

Corresponding author: Prof. TAO Wenquan. E-mail: wqtao@mail.xjtu.edu.cn

Foundation item: supported by the National Basic Research Program of China (G2007CB206902).

沸腾传热就成为改善这类设备的关键问题。

R134a 以其优越的热物理性质和环保性能广泛应用于制冷空调行业。因此, 针对制冷剂 R134a 对换热管进行管外传热强化研究具有重要的意义。Webb 等^[1]对 Turbo-B 型管等 4 种制冷剂强化的管型在饱和温度 26.7℃和 4.44℃下对 R134a 做过相应的研究, 李芳明等^[2]对 R134a 在外侧强化的换热管外沸腾换热进行了研究, 而国内外对双侧均强化的传热管的研究报道很少。本文对 4 种双侧强化管进行了 R134a 在水平管外池沸腾换热研究, 并将其中的一种与 R22 沸腾换热进行了对比, 其结果可供工程设计和更有效地开发沸腾换热强化管参考。

1 试验系统

试验系统如图 1 所示, 主要由 3 部分组成: 氟里昂循环系统、加热水循环系统与冷却水循环系统。氟里昂液体在蒸发器内被加热水加热而沸腾, 饱和蒸气上升进入冷凝器内, 在水平管外表面上被冷却水冷凝成液体, 冷凝液汇流后经凝液量筒流回蒸发器内。冷却水由蓄水箱流经流量计进入试验段, 经称重水箱再流回蓄水箱。当测量冷却水流量时, 关闭称重水箱下面的阀门, 称重后再流回蓄水箱。另有制冷系统和电加热器以维持蓄水箱内水温恒定。

系统内温度及冷却水、加热水进口水温由铜-康铜热电偶测量, 冷却水、加热水进出口温差由 6 对铜-康铜热电偶组成的热电堆测量, 经 Keithley 数据检测系统采集处理, 热电偶、热电堆均经二等标准水银温度计标定。

在蒸发温度 8℃, 管内冷却水流动 Reynolds 数在 6000~45000 范围内对 4 种试验管进行了传热性能测定, 其纵向截面的几何形状如图 2 所示, 几何结构参数见表 1。其中 D_o 为胚管外径, D_i 为胚管内径, 试验用强化管均为双侧强化管, 管外为 Turbo-B 型强化表面^[3,4], 管内为螺纹槽表面, 其中壁厚为加工后除内外肋以外的厚度。试验管有效强化段长度为 800 mm。

2 试验数据处理

2.1 总传热系数

试验中确保各测点的热平衡偏差小于 5%, 总传热系数 k 为

$$k = \frac{\phi}{A_o \Delta t_m} \tag{1}$$

式中 ϕ 为换热量, A_o 为胚管外表面积, Δt_m 为对数平均温差。热通量 $q = \phi / A_o$ 。

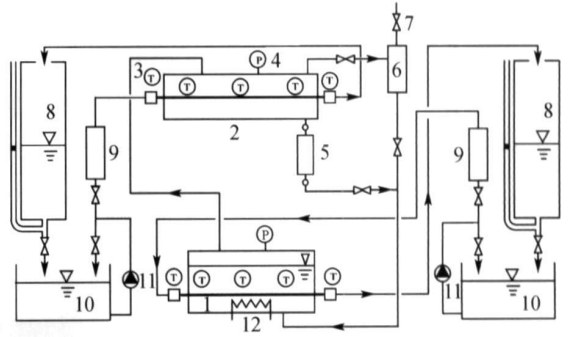
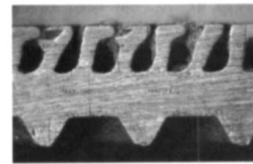


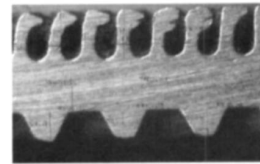
图 1 试验系统示意图

Fig 1 Schematic diagram of experimental system

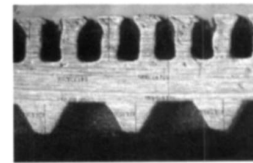
- 1—boiler; 2—condenser; 3—thermocouple;
- 4—pressure gauge; 5—condensate measuring container;
- 6—after-condenser; 7—flushing vent; 8—water rate measuring tank;
- 9—water flow meter; 10—water storage tank; 11—pump; 12—electric heater



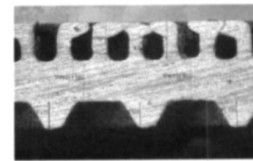
(a) E10



(b) E11



(c) E12



(d) E15

图 2 试验管截面的形状

Fig. 2 Section geometries of studied tubes

表 1 试验管几何结构参数
Table 1 Geometries of studied tubes

No	D _o /mm	D _i /mm	Outside		Tube wall thick-ness /mm	Inside		
			Fin height /mm	Fin pitch /mm		Fin height /mm	Fin tip angle / (°)	Helical angle / (°)
E10	18.94	16.65	0.632	0.518	0.573	0.390	62.5	45
E11	18.94	16.66	0.607	0.526	0.636	0.330	66.7	45
E12	18.93	16.68	0.602	0.526	0.552	0.426	61.2	45
E15	18.94	16.60	0.555	0.525	0.589	0.380	62.3	45

2.2 管外沸腾传热系数

采用热阻分离法从总传热热阻中分离出管外沸腾传热系数 h_o 。

$$\frac{1}{h_o} = \frac{1}{k} - \frac{A_o}{A_i} \left[\frac{1}{h_i} + r_f \right] - r_w \quad (2)$$

式中 A_i 为内表面积; r_w 为管壁热阻; r_f 为污垢热阻, 计算中忽略; h_i 为管内传热系数, $h_i = c_i h_{ip}$, 光滑管内传热系数 h_{ip} 由 Gnielinski 公式计算得出^[5-6], 对于强化管采用 Wilson 法来确定系数 c_i ^[6-7]。

2.3 不确定度分析

通过分析得到, 本试验总传热系数 k 的不确定度为 5.6%。采用文献 [8] 中的方法来估算沸腾传热系数的不确定度。管内传热系数的不确定度以 10% 计算^[9-10], 试验中管外热阻占总热阻的比例均大于 55%。分析得出, 本实验中 h_o 的最大不确定度分别为 E10 管 13.6%、E11 管 17.4%、E12 管 17.9%、E15 管 15.2%。

3 试验结果及讨论

3.1 强化管内对流传热系数

试验管外为 Turbo-B 型表面, 管内则为内螺旋肋。用 Wilson 热阻分离法得到了试验管的管内对流传热系数。对 R134a, 保持蒸发温度为 8°C, 控制系统的换热量不变, 改变蒸发管内加热水流量及温度, 分别对双侧强化管进行了管内换热性能测定, 并采用 Wilson 法来确定 Gnielinski 公式前的系数 α 。管内加热水的 Re 变化范围为 $(8.8 \times 10^3) \sim (4.24 \times 10^4)$ 。通过分析计算, 各管的 α 值如下: E10 管, $c_i = 3.05$; E11 管, $c_i = 3.03$; E12 管, $c_i = 3.17$ 。试验用的强化管管内是滚轧出与轴线成 45° 的螺旋槽, 在管壁内形成了凸出的螺旋线, 内齿高 0.33 ~ 0.43 mm。当加热水在管内流动时, 靠近壁面的部分流体将沿螺旋面旋转流动, 破坏了边界层, 一部分流体在壁面沿轴向流动, 在经过凸

起的螺旋槽时形成了周期性的扰动, 从而起到了强化换热的作用。

3.2 强化管总传热系数

图 3 为蒸发温度 8°C 时, 试验管总传热系数 k 与管内水流速 v 的关系曲线。由图 3 可以得到以下结论。

(1) 在试验范围内, 总传热系数随管内加热水流速的增大而增大, 随着流速的增加, 总传热系数的增长幅度减小, 其原因是: 对于测试的强化管, 在低流速时, 管内水侧热阻占比例较大, 随着流速的增加, 总传热系数变化剧烈。随着流速的增加, 管内热阻所占比例下降, 管外热阻所占比例增加, 总传热系数增长幅度变缓。

(2) 在试验的流速范围内, 强化管 E12 性能优于管 E10、E11, 但差别很小, 在流速 $2.0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 附近, 管 E12 总传热系数约比管 E10 高 8.8%, E11 则介于 E10 和 E12 之间。由于总传热系数受到管内、外换热性能的影响, E12 管内强化效果好, 从下面的分析还可看出, 其管外换热效果也是最好的, 因此其总传热性能最优。

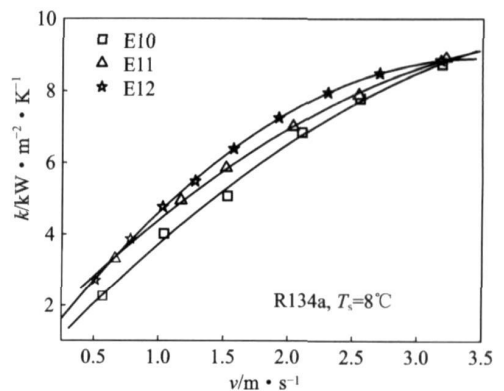


图 3 传热系数与水流速的关系

Fig 3 Variation of overall heat transfer coefficients with velocity

3 3 强化管外沸腾传热系数

总热阻减去水侧热阻和管壁热阻即可得到管外热阻, R134a 水平管外沸腾传热系数如图 4 所示。试验结果表明: 3 种强化管都起到了强化作用, 未见明显的沸腾滞后现象, 管外侧换热性能良好。可以看出, 各试验管的沸腾传热系数随热通量的增大而增大。

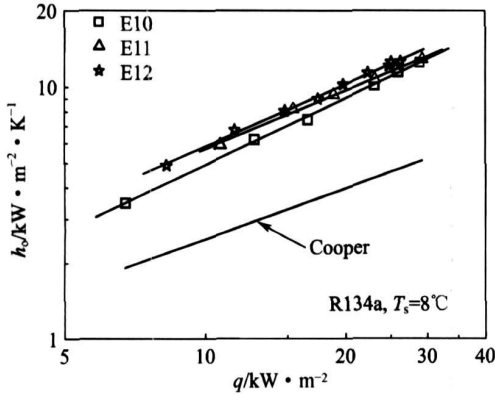


图 4 沸腾传热系数与热通量的关系

Fig 4 Variation of boiling heat transfer coefficients with heat flux

分析强化管强化的原因有以下几点。

- (1) 试验管均为 Turbo-B 型管, 是在肋管的基础上加工而成的, 其上所开的沟槽使得汽化中心容易形成, 同时也使壁面换热面积增大, 而传热系数是以肋管面积为基准而计算的。
- (2) 强化管管外沸腾传热系数远大于光管, 其相对于光管 Cooper 公式^[6, 11] 预测值的强化倍率随热通量的变化关系如图 5 所示, 其强化倍率分别为: E10, 1.81 ~ 2.46; E11, 2.25 ~ 2.51; E12, 2.23 ~ 2.71。平均值分别为 2.21、2.43、2.54。

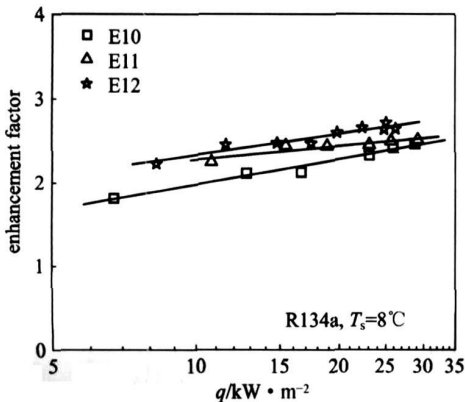


图 5 沸腾传热系数强化倍率

Fig 5 Variation of enhancement factor with heat flux

(3) 在多孔层内部, 气液界面的半径较大, 因而同光管相比, 其核化作用所需的壁面过热度就比较低。

(4) 空穴内部蒸气的大量排出, 扰动了整个管件表面的液体, 增强了液体与管件的对流换热性能。

(5) 随着热通量的上升, 壁面过热度增大, 活化空穴数量增多, 同时使气泡运动加剧, 沸腾换热进一步增强。

3 4 管内强化的评价

对传热管内部进行强化, 传热系数提高的同时, 其流动阻力也会随之增大, 图 6 为 E10、E11、E12 管的范宁摩擦系数随 Reynolds 数的变化关系, 可见螺纹管的阻力系数变化趋势与光管 Blasius 公式相当一致, 为了便于和光管比较, 将其拟合成 $aRe^{-0.25}$ 的关系。E10、E11、E12 管的阻力非常接近, 其系数 a 分别为 0.195、0.186 和 0.205, E11、E12 管的最大拟合误差分别为 6.3%、3.4%, E10 管的拟合误差稍大 (表 2)。各自的管内传热系数强化倍率分别为 3.05、3.03 和 3.17, 内齿高分别为 0.390、0.330、0.426 mm。从上面的数据可以看出, 在其他参数一定的情况下, 内齿越高强化换热效果越好。3 试验管的评价指标 $(Nu/Nu_0)/(f/f_0)^{1/3}$ 分别为 2.22、2.28、2.35, 管 E11 和 E12 的强化效果要稍好于管 E10, 评价指标均大于 1, 表明管内强化后可以达到节能的目的。

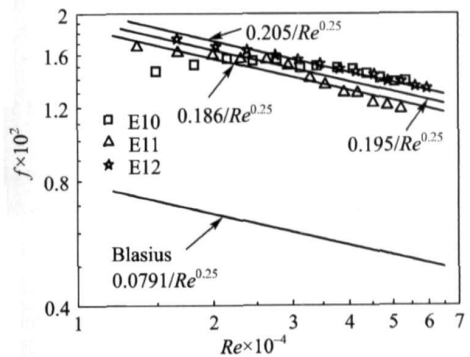


图 6 阻力系数随 Re 的变化

Fig 6 Variation of resistance factor with Reynolds number

3 5 R134a 与 R22 沸腾换热的比较

为了比较 R22 与 R134a 在 Turbo-B 型管外沸腾换热的性能, 针对双侧强化管 E15 进行了性能测定。通过 Wilson 试验测得管内对流传热系数强化倍率为 3.03。图 7 为总传热系数随流速的变化关系, 可以发现, R22 沸腾换热时总传热系数比

R134a 高约 $1300 \sim 1400 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ ，即高出 $14\% \sim 28\%$ 。由于管内换热相同，这主要是管外换热效果不同所致，分离出的管外沸腾传热系数见图 8，R22 沸腾传热系数比 R134a 高约 $2700 \sim 2800 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ ，即高出 $20\% \sim 40\%$ 。管外沸腾传热系数相对于光管 Cooper 公式预测值的强化倍率分别为：R22， $2.37 \sim 2.71$ ，平均 2.53 ；R134a， $2.42 \sim 2.55$ ，平均 2.50 。R22 与 R134a 的平均强化倍率非常接近，表明沸腾换热性能的差异是由于两者的物性不同引起的。由此也可以得出结论，R22 及 R134a 在同样的强化表面沸腾换热时的强化倍率几乎相等。

表 2 试验管内表面强化的比较

Table 2 Comparison of inside enhancement

No	Fin height / mm	Nu/Nu_0	f/f_0	$\frac{(Nu/Nu_0)}{(f/f_0)^{1/3}}$	Deviation of $f/\%$
E10	0.390	3.05	2.59	2.22	-6.9-17.1
E11	0.330	3.03	2.35	2.28	-6.3-4.0
E12	0.426	3.17	2.47	2.35	-2.0-3.4

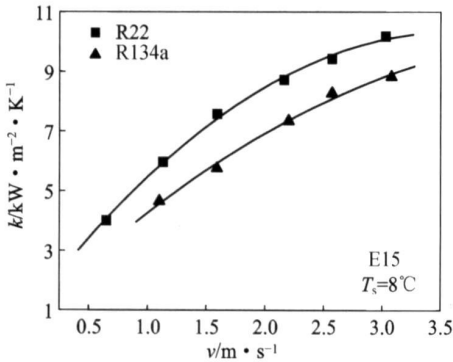


图 7 传热系数随流速的变化

Fig 7 Variation of overall heat transfer coefficients with velocity

4 结 论

通过对 4 根不同肋型的强化管在 8°C 工况下沸腾换热的试验研究表明：

- (1) 所研究的 Turbo-B 型强化管均有明显的强化换热作用，E12 管的总传热系数高于其他管；
- (2) E12 管外沸腾传热系数相对于光管 Cooper 公式预测值的强化倍率为 $2.23 \sim 2.71$ ；
- (3) 管内的螺旋槽表面能有效地强化水侧换热，强化倍率达 3 以上；
- (4) 由于 R22 和 R134a 的物性不同，其管外

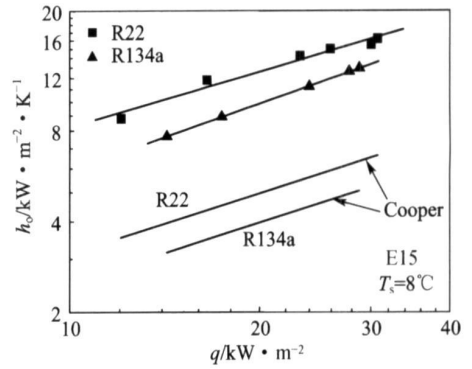


图 8 沸腾传热系数与热通量的关系

Fig 8 Variation of boiling heat transfer coefficients with heat flux

沸腾传热系数约比 R134a 高出 $20\% \sim 40\%$ ；

(5) 对所试验的两种工质，强化表面沸腾换热强化倍率与制冷剂的关系不明显。

References

- [1] Webb R L, Pais C. Nucleate pool boiling data for five refrigerants on plain, integral-fin and enhanced tube geometries. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1992, 35 (8): 1893-1904
- [2] Li Fangming (李芳明), Li Peiwen (李沛文), Li Wu (李婉), Tao Wenquan (陶文铨). Pool boiling of R134a outside a horizontal enhanced tube. *Journal of Xi'an Jiaotong University* (西安交通大学学报), 1998, 32 (3): 60-63
- [3] Webb R L. Principle of Enhanced Heat Transfer. New York: John Wiley & Sons, 1994: 311-373
- [4] Thome J R. Enhanced Boiling Heat Transfer. New York: Hemisphere, 1990: 28-77
- [5] Gnielinski V. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. *Int. Chem. Eng.*, 1976, 16 (2): 359-368
- [6] Yang Shiming (杨世铭), Tao Wenquan (陶文铨). Heat Transfer (传热学), 4th ed. Beijing: Higher Education Press, 2006: 505-506
- [7] Cheng B, Tao W Q. Experimental study of R152a film condensation on single horizontal smooth tube and enhanced tubes. *ASME J. Heat Transfer*, 1994, 116 (2): 266-270
- [8] Kline S J, McClintock F A. Description of uncertainties in single sample experiments. *Mechanical Engineering*, 1953, 75 (1): 3-9
- [9] Incropera F P, DeWitt D P. Fundamentals of Heat Mass Transfer, 5th ed. New York: John Wiley & Sons, 2002: 492, 623
- [10] Cengel Y A. Heat Transfer, A Practical Approach, 2nd ed. Boston: McGraw-Hill, 2003: 441-442, 540
- [11] Cooper M G. Saturation nucleate pool boiling—a simple correlation. *Int. Chem. Eng. Symp.*, 1984, 86: 785-792