

R410A 在水平强化管外蒸发换热特性研究

成 简,陶乐仁,黄嘉宇,周 卓

(上海理工大学 能源与动力工程学院,上海 200093)

摘 要:搭建了一个单管管外流动蒸发换热实验台,研究工质 R410A 在两种双侧强化管外流动蒸发换热特性。实验段分别为一根长 2 000 mm,外径为 25.4 mm 的光滑管和两根相同尺寸的双侧强化管。实验工况:蒸发饱和温度为 5~10 ℃,水的进口温度为 8~18 ℃,水流量为 0.6~1.6 m³/h。在处理数据过程中采用 G-W 图解法获得管内水侧对流换热系数,再利用热阻分离法获得管外蒸发换热系数。结果表明:与光滑管表面传热系数相比,TLD 型管的管内、管外强化倍率分别为 3.49~3.7 和 4.78~8.86;EX2 型管的管内、管外强化倍率分别为 3.25~3.68 和 5.9~9.23;EX2 型管管外换热性能较好,TLD 型管管内换热性能较好。

关 键 词: 双侧强化管;R410A;蒸发;换热系数

中图分类号:TK124 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlge.2021.05.016

[引用本文格式]成 简,陶乐仁,黄嘉宇,等. R410A 在水平强化管外蒸发换热特性研究[J]. 热能动力工程,2021,36(5):103-110. CHENG Jian,TAO Le-ren,HUANG Jia-yu,et al. Study on evaporation heat transfer characteristics of R410A outside the horizontal enhanced tubes[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power,2021,36(5):103-110.

Study on Evaporation Heat Transfer Characteristics of R410A outside the Horizontal Enhanced Tubes

CHENG Jian,TAO Le-ren,HUANG Jia-yu,ZHOU Zhuo

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

Abstract: The heat transfer performance of two types of double-side enhanced tubes is experimentally studied using R410A by applying the horizontal single-tube flow evaporating test bench. The research object consists of a smooth tube with a length of 2 000 mm and an outer diameter of 25.4 mm and two double-side enhanced tubes of the same size. The experimental conditions are as follows: the evaporation saturation temperature is 5~10 ℃, the inlet temperature of water is 8~18 ℃, and the flow rate of water is 0.6~1.6 m³/h. In the process of data processing, the G-W method is adopted to obtain the heat transfer coefficient of water-side in the tube, and the evaporation heat transfer coefficient of the refrigerant-side in the tube is obtained by thermal resistance separation method. The research shows that the enhancement ratio of the inside and outside of the TLD tube is 3.49~3.7 and 4.78~8.86, respectively, while that with the EX2 tube is 3.25~3.68 and 5.9~9.23, compared with the heat transfer coefficient on the surface of the smooth tube. The outside heat transfer performance of EX2 tube is better, and the inside heat transfer performance of TLD is better.

Key words: double-side enhanced tube, R410A, evaporation, heat transfer coefficient

收稿日期:2020-01-13; 修订日期:2020-05-18

基金项目:上海市动力工程多相流动与传热重点实验室资助项目(1N-15-301-101)

Fund-supported Project: The project was supported by the Key Laboratory of Multiphase Flow and Heat Transfer in Shanghai Power Engineering(1N-15-301-101)

作者简介:成 简(1986-),女,山西侯马人,上海理工大学博士研究生。

引 言

在 R22 的替换制冷剂中,R410A 是目前热力学性能最接近,并且具有较高压缩效率的近共沸制冷剂之一^[1]。目前,对 R410A 在双侧强化管外蒸发换热性能的研究仍较少,寻找适合 R410A 管外蒸发强化管有重要意义。本文将两种三维低肋结构的双侧强化管应用于 R410A 管外流动蒸发换热实验中,进行换热性能对比,以研究更适合 R410A 流动蒸发换热的管型,并对其进行机理分析,以进一步得到结构上的改进方向。

蒸发器、冷凝器是制冷系统中主要换热元件,各种强化管的应用使换热设备逐步向紧凑化、高效化、低成本的方向发展^[2]。双侧强化管肋片的几何参数使管外本已十分复杂的流动沸腾、冷凝换热变得更加复杂,分析强化管结构参数对管内换热的影响,有利于新型高效换热器的研发。该领域研究的主要目的是在泵功率有限的情况下,减少制冷机的占地面积,获得更高的传热系数。随着时间的推移,强化表面管逐渐成为提高高效换热器设计的主要途径之一^[3]。

最近,徐静珂等人^[4]研究了 HFO1234ze 在光管

以及三根强化管管外的沸腾换热特性,结果表明:管外热阻明显大于管内热阻,因此强化管外沸腾换热性能、减小管外侧热阻,对增大沸腾换热的总传热系数有重要的意义。孙兆虎等人^[5]根据实验数据,利用一些无量纲参数作为影响因素,拟合出纯工质的池核沸腾通用关联式。赵加普等人^[6]以 R245fa 为工质实验研究了两种三维翅双侧强化管降膜蒸发的换热特性,结果表明:与光滑管理论表面传热系数相比,Y 型管的管内、管外换热强化倍率分别为 2.12~2.94 和 2.27~5.54,T 型管的管内、管外强化倍率分别为 2.48~2.98 和 2.58~3.00;Y 型管管外换热性能较好,T 型管管内换热性能较好。国内外众多学者针对不同工质在不同管型的蒸发传热问题进行了大量的研究^[7-10]。而对于三维表面结构的换热管,由于其表面结构复杂,尚未建立实用的理论求解模型,所以目前仍以实验为主^[11-14]。

1 实验测试平台

蒸发换热实验在一个集单管管内管外冷凝和沸腾于一体的测试平台上运行,实验系统主要包含三大部分:制冷剂循环系统、测试水循环系统和乙二醇水溶液循环系统,系统原理如图 1 所示。

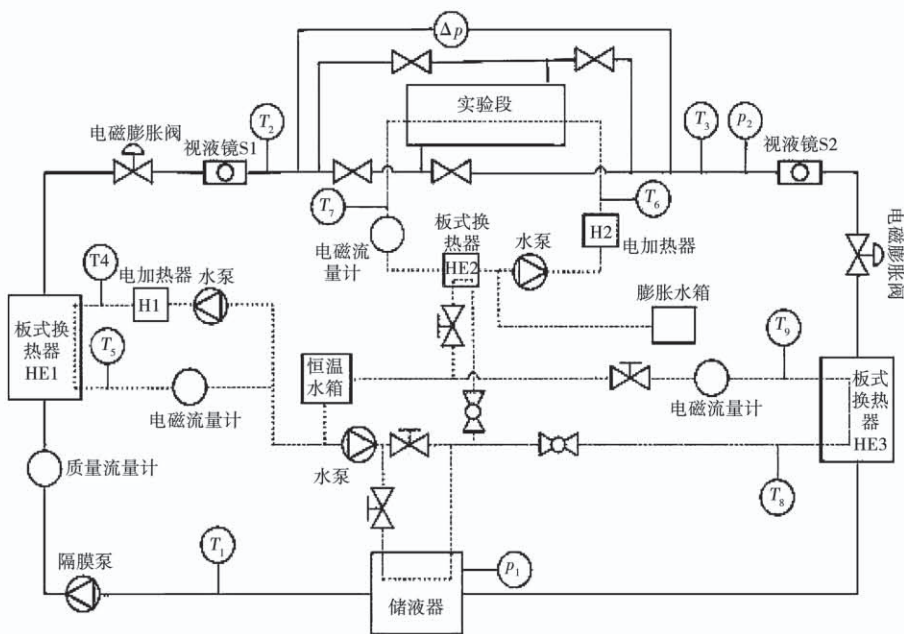


图 1 实验系统原理图

Fig.1 The diagram of experimental system

制冷剂循环系统由隔膜泵、脉冲阻尼器、质量流量计、板式换热器、视液镜、试验测试段、电磁膨胀阀、干燥过滤器和储液器组成。过冷制冷剂在隔膜泵的驱动下由储液器流出,经脉动阻尼器和质量流量计流入试验段,被加热水加热沸腾,完成蒸发试验,通过试验段进入视液镜,可观察到制冷剂所处状态。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。蒸发试验时,前端换热器不工作。乙二醇水溶液循环系统由电加热器、水泵、恒温水箱和各种阀门等组成,主要对前端换热器 HE1、试验段换热器 HE2 以及储液器进行降温,以达到实验所需温度。测试水循环系统包括板式换热器 HE2、水泵和电加热器等,选用冷却水的雷诺数 Re 来表征冷却水的实验工况,冷却水在板式换热器 HE2 内与冷冻水进行热量交换,带走系统内制冷剂凝结所释放的热量。

实验系统的总体布置如图 2 所示。整个台架搭在一个 $2\ 200\ \text{mm} \times 2\ 000\ \text{mm} \times 1\ 600\ \text{mm}$ 的方钢平台上,底部有不锈钢托盘,可及时排出系统可能出现的漏油和漏水,保持室内的整洁。同时在支架的四个角都有轮子支撑,方便必要时装置的移动。电控箱位于系统左侧,可根据实验情况对实验工况作出快速的调整,离钢架侧面端面距离约为 $30\ \text{cm}$,便于数据线的连接和设备的维修或更换。实验系统中恒温水箱的冷源由一台功率为 $11.4\ \text{kW}$ 的冷水机组提供。



图 2 实验系统总体布置图

Fig. 2 General layout of experimental system

试验段为水平套管式换热器,水在测试管内流动,制冷剂在环形通道内流动。测试管选用两根外径为 $25.4\ \text{mm}$ 、内径为 $22.6\ \text{mm}$ 的两侧强化管,结构参数如表 1 所示。试验段有效换热长度为 $2\ \text{m}$,试验段外表面缠有隔热层,可减少试验段向外界环境的漏热损失。

表 1 测试管结构参数

Tab. 1 The structure parameters of test tubes

| 管型号 | 管径/ mm | 壁厚/ mm | 肋高/ mm | 内肋间距/ mm | 齿高/ mm | 齿数 |
|-----|-----------|-----------|-----------|-------------|-----------|----|
| 光管 | 25.4 | 1.2 | - | - | - | - |
| TLD | 25.4 | 1.13 | 0.6 | 0.4 | 0.8 | 58 |
| EX2 | 25.4 | 1.13 | 0.47 | 0.45 | 0.62 | 58 |

试验选用 R410A 为制冷剂,物性参数如表 2 所示。试验工况:蒸发温度 $5, 7$ 和 $10\ ^\circ\text{C}$,水流量为 $0.6 \sim 1.6\ \text{m}^3/\text{h}$,水的进口温度为 $8 \sim 18\ ^\circ\text{C}$ 。试验运行时,实验段进出口制冷剂均保持一定的过热/过冷度。

表 2 试验工况下 R410A 物性参数

Tab. 2 The properties parameters of R410A under working conditions

| 温度/ $^\circ\text{C}$ | 液体密度/ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ | 气体密度/ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ | 液体导热系数/ $\text{W} \cdot (\text{m} \cdot \text{K})^{-1}$ | 气体导热系数/ $\text{W} \cdot (\text{m} \cdot \text{K})^{-1}$ | 液体粘度/ $\text{Pa} \cdot \text{s}^{-1}$ | 气体粘度/ $\text{Pa} \cdot \text{s}^{-1}$ |
|----------------------|--|--|--|--|--|--|
| 5 | 1 149.6 | 35.863 | 100.22 | 12.643 | 0.000 152 | 0.000 012 5 |
| 7 | 1 141.2 | 38.187 | 99.075 | 12.863 | 0.000 148 | 0.000 012 6 |
| 10 | 1 128.4 | 41.917 | 97.373 | 13.213 | 0.000 143 | 0.000 012 8 |

2 数据处理

2.1 参数计算

实验段进出口制冷剂均保持单相状态,可根据

试验段进出口制冷剂温度、压力值求解相应焓值。制冷剂蒸发吸热量 Q_r :

$$Q_r = m_r (h_{r,\text{in}} - h_{r,\text{out}}) \quad (1)$$

测试水放热量 Q_w :

$$Q_w = m_w c_p (t_{w,out} - t_{w,in}) \quad (2)$$

式中: m_r, m_w —制冷剂、水的质量流量, kg/s; c_p —水的定压比热容, kJ/(kg·°C); $h_{r,in}, h_{r,out}$ —试验段进出口处制冷剂焓值, kJ/kg; $t_{w,out}, t_{w,in}$ —试验段进出口处测试水温度, °C。

试验选用制冷剂蒸发吸热量 Q_r 和测试水放热量 Q_w 的算术平均值 Q_a 做为换热系数计算公式中试验段换热量的计算标准, 即:

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

以测试管外表面积为计算标准, 试验段总传热系数 K :

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

式中: A_o —测试管外表面积, m²; Δt_m —对数平均温差, °C。

根据热阻分离法, 以铜管外表面为基准的总传热系数 K 为:

$$\frac{1}{K} = \frac{d_o}{d_i} \cdot \frac{1}{h_i} + R_w + R_f + \frac{1}{h_o} \quad (5)$$

式中: d_o —测试管外直径, m; d_i —测试管内直径, m; h_i, h_o —铜管内、外的换热系数, W/(m²·K); R_w —管壁导热热阻, m²·K/W; R_f —污垢热阻, m²·K/W, 可忽略不计。

通过 Gnieliski-Wilson 法获得管内换热系数 Nu_f , 即 Gnieliski 公式^[15] :

$$Nu_f = \frac{(f/8)(Re - 1000) Pr_f}{1 + 12.7 \sqrt{f/8} (Pr_f^{2/3} - 1)} \left[1 + \left(\frac{d_i}{l} \right)^{2/3} \right] c_i \quad (6)$$

其中, f 是管内湍流流动 Darcy 阻力系数, Filonenko 公式为:

$$f = (1.82 \lg Re - 1.64)^{-2} \quad (7)$$

式中: Re —雷诺数, 范围为 2 300 ~ 106; Pr_f —按照流体的平均温度计算得出普朗特数, 范围为 0.6 ~ 105; Rr_w —按照流体壁面温度计算得出的普朗特数;

c_i —温度修正因子, 对于液体: $c_i = \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0.11} \cdot \frac{Pr_f}{Pr_w} =$

0.05 ~ 20。

光管的管内对流换热系数 h_{is} 为:

$$h_{is} = \frac{Nu_f \lambda}{d_i} \quad (8)$$

将强化管的管内换热系数 h_i 看成是管内的对流换热系数的 c_i 倍, 所以有:

$$h_i = c_i h_{is} \quad (9)$$

将式(9)代入式(5)得:

$$\frac{1}{K} = \frac{d_o}{d_i} \cdot \frac{1}{c_i h_{is}} + R_w + R_f + \frac{1}{h_o} \quad (10)$$

令 $a = \frac{d_o}{d_i} \cdot \frac{1}{c_i}, b = \frac{1}{h_o} + R_w + R_f = \frac{1}{h_o} + R_w$, 则

将 a, b 代入式(10), 则式(10)可写为:

$$\frac{1}{K} = a \frac{1}{h_{is}} + b \quad (11)$$

令 $y = 1/K, x = 1/h_{is}$ 利用图解法可得到 a , 则强化倍率可表示为:

$$c_i = \frac{d_o}{d_i} \cdot \frac{1}{a} \quad (12)$$

最终得到管外侧表面换热系数 h_o 为:

$$h_o = \frac{1}{K} - \frac{d_o}{d_i} \cdot \frac{1}{c_i h_{is}} - R_w - R_f \quad (13)$$

2.2 不确定度分析

实验采用的铂电阻精度为 ± 0.1 °C, 故水侧温度不确定度为 1.0%; 压力变送器的量程为 0 ~ 4 MPa, 精度为 $\pm 0.5\%$, 故其不确定度为 0.22%, 平均换热量的不确定度为 2.73%, 总传热系数的不确定度为 3.94%, 压降的不确定度小于 3%。

3 数据分析

3.1 总传热系数

在热传递过程中, 主要包括管内冷却水的对流换热过程、管外制冷剂的蒸发换热过程和通过铜管管壁的导热过程。

图 3 为在饱和温度为 7 °C 时, 总传热系数与入口水温的关系图。光管时, 总传热系数随入口水温的升高而增加, 两根强化管的总传热系数却随入口水温的升高而降低; 在测试的入口水温范围内, EX2 的总传热系数与 TLD 相差不大。

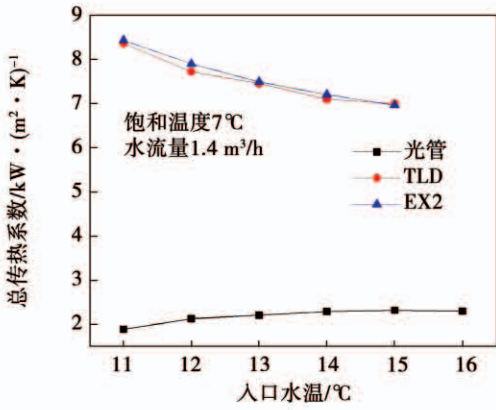


图3 7 °C饱和温度下总传热系数与入口水温的关系
Fig.3 Total heat transfer coefficient versus inlet water temperature at the saturated temperature of 7 °C

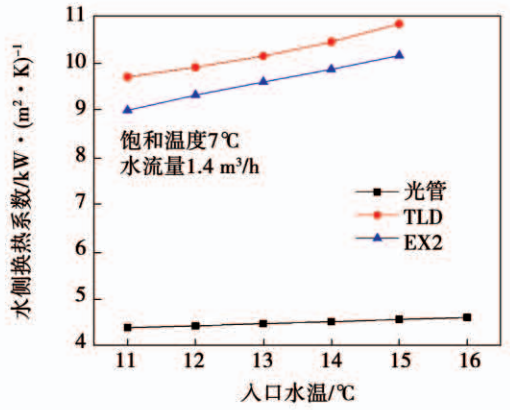


图5 7 °C饱和温度下水侧换热系数与入口水温的关系
Fig.5 Heat transfer coefficient of water side versus inlet water temperature at the saturated temperature of 7 °C

图4 为在饱和温度为 7 °C 时,总传热系数与水流量的关系图。光管时,总传热系数随水流量的升高而升高,两根强化管随水流量的升高而升高,但水流量达到一定程度时,总传热系数的增长趋于平稳;在测试水流量范围内,EX2 的总传热系数大于 TLD。

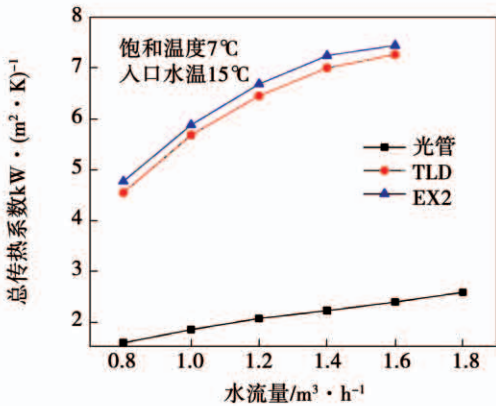


图4 7 °C饱和温度下总传热系数与水流量的关系
Fig.4 Total heat transfer coefficient versus water flow at the saturated temperature of 7 °C

3.2 管内换热性能

图5 为饱和温度为 7 °C,管内水流量为 1.4 m³/h 时,水侧换热系数与入口水温的关系。光管和强化管的水侧换热系数均随入口温度的升高而增加。这是因为水侧换热系数主要由水的流速决定,但跟其本身物性也有一定关联,所以在流速一定时,进水温度的升高会导致水的粘度降低,一定程度上会提高换热系数。

图6 为饱和温度为 7 °C,入口水温为 15 °C 时,水侧换热系数与水流量的关系。光管和强化管的水侧换热系数均随水流量的升高而增加。两组实验均可得出 TLD 的水侧换热系数大于 EX2。这是因为水侧换热系数随着进水温度的升高而升高。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,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,从而起到强化换热的作用。实验所得的管内强化换热效果不同,主要是由螺旋槽的肋间距、肋高及形状不同而造成的。在所研究的参数范围内,内肋间距越大,管内对流换热表面传热系数的强化倍率越小。

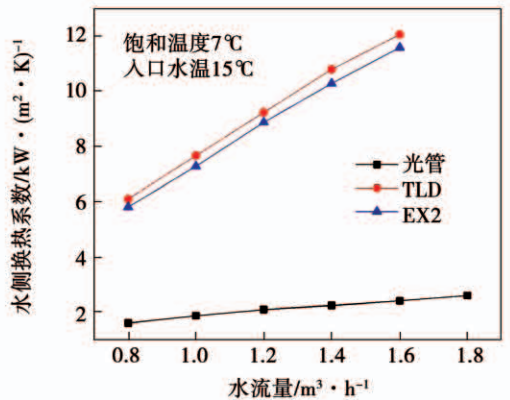


图6 7 °C饱和温度下水侧换热系数与水流量的关系
Fig.6 Heat transfer coefficient of water side versus water flow at the saturated temperature of 7 °C

由 G - W 图解法得到管内表面传热系数, TLD 的水侧强化倍率是光管的 3.49 ~ 3.7 倍; EX2 的水侧强化倍率是光管的 3.25 ~ 3.68 倍。

3.3 管外换热性能

根据式(12)即可得到管外换热系数, R410A 水平管外沸腾换热系数如图 7 和图 8 所示。TLD 的制冷剂侧强化倍率是光管的 4.78 ~ 8.86 倍; EX2 的制冷剂侧强化倍率是光管的 5.9 ~ 9.23 倍。

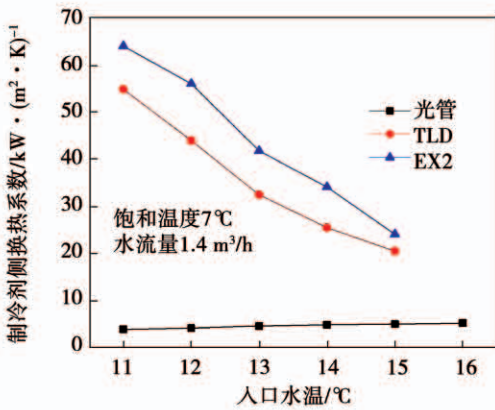


图 7 7 °C 饱和温度下制冷剂侧换热系数与入口水温的关系

Fig. 7 Heat transfer coefficient of outside versus water flow at the saturated temperature of 7 °C

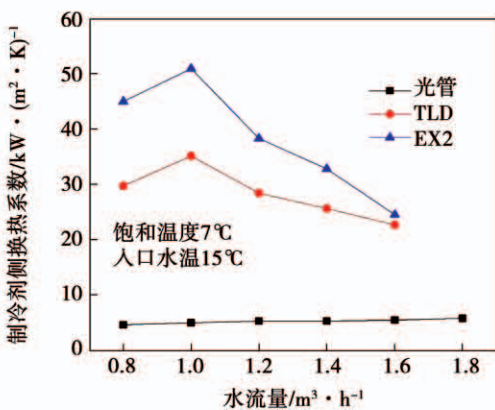


图 8 7 °C 饱和温度下制冷剂侧换热系数与水流量的关系
Fig. 8 Heat transfer coefficient of outside versus water flow at the saturated temperature of 7 °C

由图 7 和图 8 可以看出, 两根强化管的管外换热系数均有不同程度的升高。这是因为两根强化管的外表面上均有鱼鳞状的细槽, 这种特殊的结构形

成优化设计的微孔, 不仅使换热面积增大, 还提供蒸发换热所需的大量汽化核心, 促使液体在汽化过程中形成效率极高的液膜蒸发, 使气泡与管壁面的液膜变薄, 减小了热阻。利用这种换热管的特殊结构, 冷媒在较小的过热度下就可产生连续不断的气泡。

EX2 的管外侧表面换热系数高于 TLD。这是因为两种强化管的强化类型不同, TLD 是低肋管, EX2 在管上开沟槽。而 EX2 沟槽管使汽化中心更容易形成。空穴内部蒸汽的大量排出, 扰动了管件表面的液体, 增强了液体与管件的对流换热性能。在凹槽内部, 气液界面的半径较大, 与低肋管相比, 生成汽化核心所需的壁面过热度就比较低。对于孔穴结构的表面强化管, 在沸腾过程中, 凹槽内产生气泡并形成活化孔^[16], 活化孔内的液体蒸发形成气泡, 随着蒸汽压力的升高, 气泡从凹槽处向外逸出, 孔内形成了低压, 吸入更多的液体进入活化孔, 并在孔内壁形成一层液膜。由于液膜较薄且热阻较低, 能够迅速蒸发而产生大量蒸汽, 提高了传热效率, 从而起到沸腾强化的作用。

两根强化管均随入口水温的升高而降低, 理论上讲应该是水侧入口水温升高, 换热温差变大, 换热强化使制冷剂侧制冷剂沸腾加剧, 换热系数也随之变大。但实验趋势却相反, 这可能是因为随着入口水温的增加, 壁面过热度从峰值点进一步增加, 这时气泡汇聚覆盖在加热面, 气泡直接相互影响而导致蒸汽排除过程进一步恶化, 使管外制冷剂侧传热系数不升反降。

两根强化管均随水流量的升高而先升高后降低, 这是因为理论上壁面过热度随着水流量的增加而增大, 活化孔穴数量增多, 同时使气泡运动加剧, 沸腾换热进一步增强。但随着水流量进一步增加, 气泡在孔穴处来不及向外排出, 会导致气膜的产生, 随着气膜温度不断升高, 孔穴壁面出现烧毁点, 增加了热阻, 反而使制冷剂侧管外表面传热效率降低。

3.4 热阻分析

从实验得出管内外的对流换热表面系数及管子的传热系数, 可以进一步求出以胚管外表面为基准

的水侧换热面积热阻、管壁的导热热阻、制冷剂侧沸腾面积热阻以及总传热面积热阻。热阻的分配情况十分清楚,有利于进一步分析强化换热的方向。由图7和图9可以看出:水侧热阻比制冷剂侧热阻高;在水流量变大的情况下,水侧热阻占总热阻的比例逐渐降低,制冷剂侧热阻所占比例逐渐增大,但水侧热阻仍占比较大。因此水侧热阻仍是强化换热研究的重点。

4 结 论

(1) TLD型管的管内强化倍率为3.49~3.7倍;EX2型管的管内强化倍率为3.25~3.68倍;TLD型管的管内强化倍率大于EX2型管。因此,在所研究的参数范围内,内肋间距越小,管内对流换热表面传热系数的强化倍率越大。

(2) TLD型管的管外强化倍率为4.78~8.86倍;EX2型管的管外强化倍率为5.9~9.23倍;TLD型管的管外强化倍率小于EX2型管。因此,EX2型管沟槽管使汽化中心更容易形成,更有利于强化换热。

(3) 两种强化管的总传热系数均随水流量的增加而增大,随入口水温的升高而减小。

(4) 两种管型的强化管的总传热系数相差不大。

参考文献:

- [1] 胡海涛,丁国良,王凯建. R410A-油混合物在7 mm强化管内流动沸腾的换热特性[J]. 化工学报,2008,59(1):32-37.
HU Hai-tao, DING Guo-liang, WANG Kai-jian. Heat transfer characteristics of flow boiling of R410A-oil mixture in a 7mm enhanced tube[J]. Journal of Chemical Industry and Engineering(china), 2008,59(1):32-37.
- [2] 吴晓敏,李 辉,龚 鹏,等. 水平微肋管内蒸发及冷凝换热性能研究[J]. 工程热物理学报. 2006. 27(3):460-462.
WU Xiao-min, LI Hui, GONG Peng, et al. Evaporation and condensation heat transfer in horizontal micro-fin tubes[J]. Journal of Engineering Thermophysisc, 2006. 27(3):460-462.
- [3] 林 梦,欧阳新萍,袁道安. 管外冷凝强化换热管的结构及发展趋势[J]. 能源研究与信息, 1008-8857(2015)03-0125-06.
LIN Meng, OUYANG Xin-ping, YUAN Dao-an. Structure and development of enhanced tubes for outer condensation heat transfer [J]. Energy Research and Information, 1008-8857(2015)03-0125-06.
- [4] 徐静珂. 低 GWP 工质 HFO1234ze 管外沸腾换热实验研究 [D]. 中原工学院, 2018.
XU Jing-ke. Experimental study of pool boiling heat transfer of low GWP refrigerant HFO1234ze outside tubes [D]. Zhongyuan University of Technology, 2018.
- [5] 孙兆虎,等. 混合工质池核沸腾换热关联式研究[J]. 真空与低温 1006-7086(2003)04-0234-05.
SUN Zhao-hu, et al. Study of pool boiling heat transfer correlations of multicomponent mixed-refrigerants [J]. Vacuum & Cryogenics, 1006-7086(2003)04-0234-05.
- [6] 赵加普,欧阳新萍,等. 两种双侧强化管管外 R245fa 降膜蒸发的实验对比[J]. 制冷学报, 0253-4339(2019)04-0129-06.
ZHAO Jia-pu, OUYANG Xin-ping, et al. Experimental comparison of R245fa falling film evaporation in two doubly-enhanced tubes [J]. Journal of Refrigeration, 0253-4339(2019)04-0129-06.
- [7] KUKULKA DJ, SMITH R, LI W. Comparison of condensation and evaporation heat transfer on the outside of smooth and enhanced 1EHT tubes [J]. Applied Thermal Engineering, 105(2016):913-922.
- [8] 李海珍,欧阳新萍,司少娟. 两种池沸腾强化换热管的传热性能实验研究[J]. 制冷学报, 2011, 32(4):53-57.
LI Hai-zhen, OUYANG Xin-ping, SI Shao-juan. Experimental study of heat transfer on two enhanced tubes of pool boiling [J]. Journal of Refrigeration, 2011, 32(4):53-57.
- [9] 张定才,王 凯,何雅玲,等. R134a 在水平双侧强化管外沸腾换热[J]. 化工学报, 0438-1157(2007)11-2710-05.
ZHANG Ding-cai, WANG Kai, HE Ya-ling, et al. Boiling heat transfer of R134a outside horizontal doubly-enhanced tubes [J]. Journal of Chemical Industry and Engineering (china), 0438-1157(2007)11-2710-05.
- [10] JUNG D, AN K, PARK J. Nucleate boiling heat transfer coefficients of HCFC22, HFC134a, HFC125, and HFC32 on various enhanced tubes [J]. International Journal of Refrigeration, 2004, 27(2).
- [11] BAJOREK SM, LLOYD JR, THOME JR. Evaluation of multicomponent pool boiling heat transfer coefficients, Proc. 9th Int. Heat Transfer Conf, 1990, 39-44.
- [12] 贾明丹,徐静珂,朱春洁,等. 纯工质及混合工质管外沸腾换

热特性研究[J]. 制冷, 2017, 36(1): 14 - 19.

JIA Ming-dan, XU Jing-ke, ZHU Chun-jie, et al. Characteristic investigation of boiling heat transfer of pure and mixed refrigerants over horizontal tubes [J]. REFRIGERATION, 2017, 36 (1): 14 - 19.

[13] CHAMRA L. M. , WEBB R L. . Advanced micro-fin tubes for e-vaporation[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1996, 39(9).

[14] 冀文涛, 张定才, 赵创要, 等. 高热通量水平管外池沸腾传热 [J]. 化工学报, 2016, 67(S1): 28 - 32.

JI Wen-tao, ZHANG Ding-cai, ZHAO Chuang-yao, et al. Pool

boiling heat transfer outside horizontal tubes at higher heat flux [J]. CIESC Journal, 2016, 67(S1): 28 - 32.

[15] GNIELINSKI V, 1976. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow [J]. Int Chem Eng. 16(2): 8 - 16.

[16] NAKAYAMA W, DAIKOKU T, KUWAHARA H, et al. Dynamic model of enhanced boiling heat transfer on porous surfaces-P//: Analytical modeling [J]. Journal of Heat Transfer, 1980, 102(3): 451 - 456.

(刘 颖 编 辑)