

研究论文

R410A-油混合物在 7 mm 强化管内 流动沸腾的换热特性

胡海涛¹, 丁国良¹, 王凯建²

¹ 上海交通大学制冷与低温工程研究所, 上海 200240;

² 富士通将军空调技术研究所, 川崎 213-8502, 日本)

摘要: 实验研究了环保替代制冷工质 R410A-润滑油混合物在强化管内的流动沸腾换热特性, 探索了质流密度、干度和平均油浓度对换热特性的影响。实验测试管为内螺旋纹强化管, 长度为 2000 mm、外径为 7.0 mm。实验结果表明, 纯制冷剂 R410A 的传热系数随干度的增大先增大后减小, 峰值出现在干度为 0.7~0.8 左右; 对于 R410A-油混合物, 在干度小于 0.5 的工况下, 油的存在增强换热, 在干度大于 0.6 的高干度情况下, 传热系数随平均油浓度和干度的增大迅速降低。基于混合物性开发了 R410A-油混合物在 7 mm 强化管内流动沸腾的换热关联式, 新的关联式预测值与 89% 的实验数据的误差在 ±30% 以内, 平均误差为 17.3%。

关键词: R410A; 油; 强化管; 流动沸腾; 换热; 关联式

中图分类号: TK 124

文献标识码: A

文章编号: 0438-1157 (2008) 01-0032-06

Heat transfer characteristics of flow boiling of R410A-oil mixture in a 7 mm enhanced tube

HU Haitao¹, DING Guoliang¹, WANG Kaijian²

¹ Institute of Refrigeration and Cryogenics Engineering, Shanghai Jiao Tong University,

Shanghai 200240, China; ² Fujitsu General Institute of Air-conditioning Technology

Ltd., Kawasaki 213-8502, Japan)

Abstract: An experimental study of heat transfer characteristics of flow boiling of R410A-oil mixture in an enhanced tube was performed to investigate the influence of mass flux, vapor quality and oil concentration on heat transfer coefficient. The test tube was internally spiral grooved tube, the length of the test tube was 2000 mm, and the outside diameter was 7.0 mm. The test results showed that the heat transfer coefficient of R410A initially increased with vapor quality and then decreased, presenting a local maximum in the vapor quality range between 0.7 and 0.8. The presence of oil enhanced heat transfer coefficient when vapor quality was less than 0.5. When vapor quality was higher than 0.6, heat transfer coefficient decreased rapidly with increasing nominal oil concentration and vapor quality. A new heat transfer coefficient correlation of flow boiling of R410A-oil mixture inside 7 mm enhanced tube was developed based on the mixture properties, and it agreed with 89% of experimental data within deviation of ±30%, and the mean deviation was 17.3%.

Key words: R410A; oil; enhanced tube; flow boiling; heat transfer; correlation

2007-07-06 收到初稿, 2007-10-29 收到修改稿。

联系人: 丁国良。第一作者: 胡海涛 (1978—), 男, 博士研究生。

基金项目: 上海市科技启明星跟踪计划项目 (05QMH1410)。

Received date: 2007-07-06.

Corresponding author: Prof. DING Guoliang. E-mail: glding@sjtu.edu.cn

Foundation item: supported by the Continued Program for Young Excellent Talents in Shanghai (05QMH1410).

引 言

环保替代工质 R410A 为近共沸混合物, 温度滑移微小, 是 R22 的理想替代物, 正成为国际上空调器的主流制冷工质。内螺纹强化管具有易于生产、换热增强效果好等优点, 在空调换热器中大量使用^[1]。在制冷系统中, 由于制冷剂对油有较好的溶解性, 当压缩机开始运行时, 势必有一定量的润滑油随制冷剂循环进入制冷系统, 从而影响管内流动沸腾的换热特性^[2]。因此, 需要了解 R410A-油混合物在强化管内流动沸腾的换热特性。

目前已有文献研究了 R410A 在换热管内的流动沸腾换热特性^[3-8]; 对于 R410A-油混合物, 主要集中在管内压降特性^[9-12]的研究。但是到目前为止, 尚未有 R410A-油混合物在强化管内流动沸腾换热特性的研究报道。

本文将研究制冷剂 R410A-油混合物在 7 mm 强化管内流动沸腾的换热特性, 分析润滑油的存在对强化管内换热特性的影响, 并基于混合物性开发适用于 R410A-油混合物在强化管内流动沸腾的换热关联式。

1 实验装置与测试工况

1.1 实验装置

实验装置如图 1 所示, 共包括 3 个回路: 制冷剂主回路、制冷剂旁通回路和润滑油回路。有关实验原理和装置的详细介绍可参见文献^[13]。

1.2 实验对象与测试工况

实验对象为水平内螺纹强化管, 测试管的长度为 (2000 ± 2.0) mm, 外径为 (7.0 ± 0.04) mm, 翅根厚度为 (0.25 ± 0.02) mm, 翅高 (0.18 ± 0.02) mm, 翅顶角度为 40° , 螺纹数为 50, 螺旋角为 18° 。测试管外均匀布置电加热带, 有效加热长度为 1800.0 mm, 电加热带外包有隔热层和隔气层, 经漏热分析表明, 漏热量小于加热量的 2%, 可以认为测试段与环境绝热。实验所用的制冷剂为 R410A, 润滑油为酯类油 RB68EP, 润滑油的物性见文献^[10]。实验工况的蒸发温度为 5°C , 质流密度为 $200 \sim 400 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$, 热通量为 $7.56 \sim 15.12 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$, 测试段入口干度为 $0.2 \sim 0.7$, 平均油浓度为 $0 \sim 5\%$ 。

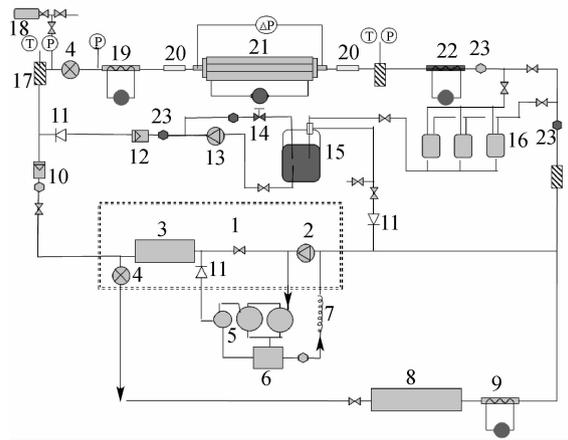


图 1 实验测试装置示意图

Fig. 1 Schematic of test rig

- 1—outdoor unit; 2—compressor; 3—condenser;
4—electronic expansion valve; 5, 16—oil separator;
6, 15—oil tank; 7—capillary; 8—indoor unit;
9, 22—after-heater; 10—refrigerant mass flowmeter;
11—check valve; 12—oil mass flow meter;
13—oil pump; 14—regulating valve;
17—mixing chamber; 18—sampling cylinder;
19—pre-heater; 20—tube sight glass;
21—test section; 23—sight glass

2 数据导出

2.1 传热系数

R410A-油混合物管内流动沸腾的传热系数, 可根据式 (1) 导出

$$\alpha_{\text{tp,r,o}} = q_{\text{Test}} / (T_{\text{W}} - T_{\text{bub,r,o}}) \quad (1)$$

由于制冷剂-油混合物的物性与纯制冷剂不同, 制冷剂-油混合物泡点温度 $T_{\text{bub,r,o}}$ 不同于纯制冷剂的饱和温度, $T_{\text{bub,r,o}}$ 的计算公式^[14]为

$$T_{\text{bub,r,o}} = \frac{A(\omega_{\text{o}})}{\ln(p_{\text{sat}}) - B(\omega_{\text{o}})} \quad (2)$$

$$A(\omega_{\text{o}}) = a_0 + a_1 \omega_{\text{o}} + a_2 \omega_{\text{o}}^3 + a_3 \omega_{\text{o}}^5 + a_4 \omega_{\text{o}}^7 \quad (3)$$

$$B(\omega_{\text{o}}) = b_0 + b_1 \omega_{\text{o}} + b_2 \omega_{\text{o}}^3 + b_3 \omega_{\text{o}}^5 + b_4 \omega_{\text{o}}^7 \quad (4)$$

对于不同的制冷剂-油混合物, a_1 、 a_2 、 a_3 、 a_4 、 b_1 、 b_2 、 b_3 、 b_4 保持不变, 参见文献^[14]; 当 $\omega_{\text{o}} = 0$ 时, 流体为纯制冷剂, 可以由纯制冷剂的饱和压力和饱和温度求出 a_0 和 b_0 值; ω_{o} 是当地油浓度, 定义为润滑油在液相混合物中的质量分数

$$\omega_{\text{o}} = \frac{m_{\text{o}}}{m_{\text{o}} + m_{\text{r,L}}} = \frac{\frac{m_{\text{o}}}{m_{\text{o}} + m_{\text{r}}}}{\frac{m_{\text{o}} + m_{\text{r,L}}}{m_{\text{o}} + m_{\text{r}}}} =$$

$$\frac{\frac{m_o}{m_o + m_r}}{1 - \frac{m_{r,v}}{m_o + m_r}} = \frac{\omega_{no}}{1 - x} \quad (5)$$

式中 x 为 R410A-油的混合物干度，定义为气相制冷剂在混合物中的质量分数； ω_{no} 为平均油浓度，定义为润滑油在制冷剂-油混合物中的质量分数。

考虑实验设备的测量精度^[13]，对换热特性的不确定性进行分析，传热系数的最大测量误差为 ±8.1%，详细的误差分析可详见文献 [13]。

2.2 平均油浓度

平均油浓度定义为润滑油的质量流量与制冷剂-油混合物的质量流量的比值，制冷剂和润滑油的质量流量均由质量流量计测得。平均油浓度的计算公式为

$$\omega_{no} = m_o / (m_r + m_o) \quad (6)$$

为了确认测试段注油浓度的准确性，在制冷剂主回路的混合室出口与电子膨胀阀进口之间布置了采样口，对注油浓度和采样油浓度进行对比。通过对质流密度为 $400 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 部分工况下按照文献 [15] 进行实时采样，采样结果表明，二者最大绝对偏差小于 0.25%^[10]。

3 实验结果分析与关联式的开发

3.1 实验结果分析

图 2~图 4 分别给出了质流密度为 200、300、 $400 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 工况下，R410A-油混合物流动沸腾的传热系数随干度和平均油浓度的变化。

由图 2~图 4 可以看出，传热系数随质流密度的增大而增大；在不同的质流密度工况下，纯制冷

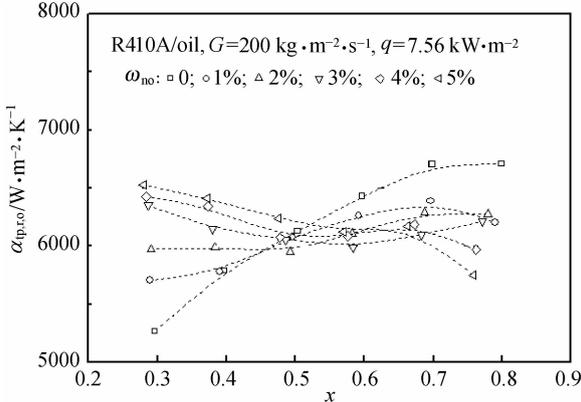


图 2 质流密度为 $200 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 时，传热系数随干度和平均油浓度的变化

Fig. 2 Heat transfer coefficient vs vapor quality and nominal oil concentration at mass flux of $200 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$

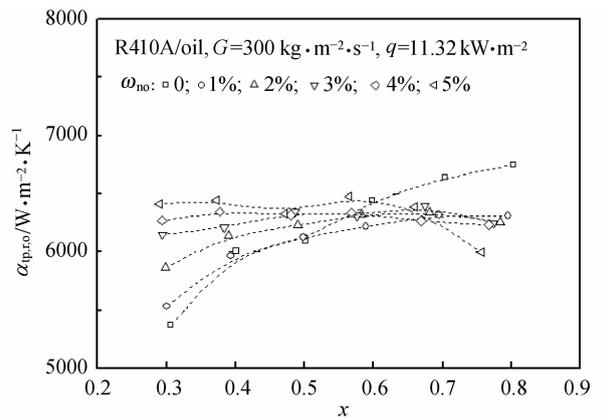


图 3 质流密度为 $300 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 时，传热系数随干度和平均油浓度的变化

Fig. 3 Heat transfer coefficient vs vapor quality and nominal oil concentration at mass flux of $300 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$

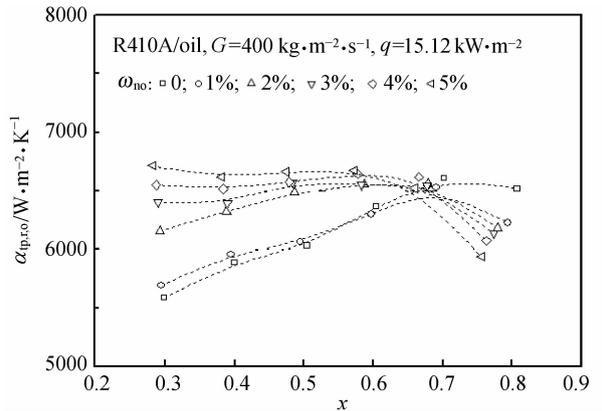


图 4 质流密度为 $400 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 时，传热系数随干度和平均油浓度的变化

Fig. 4 Heat transfer coefficient vs vapor quality and nominal oil concentration at mass flux of $400 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$

剂 R410A 的传热系数随干度的增大先增大，在干度为 0.7~0.8 左右时达到最大值，这是因为在干度为 0.7~0.8 左右时，流型为干涸流^[16]，气相制冷剂与管壁接触，液态制冷剂与管壁面的接触面积减小，导致传热系数急剧减小。

润滑油的存在对传热系数的影响随着干度和质流密度的变化而变化，在干度小于 0.5 时，润滑油的存在对换热起到增强作用，在干度 0.5~0.6 左右时，油的存在开始恶化换热，并且随着质流密度的增大，开始出现恶化换热的干度值变大；干度大于 0.6 时，R410A-油混合物的传热系数随着油浓度和干度的增大迅速降低。这是由于润滑油的存在对混合物的换热有两方面的影响，一方面由于油的存在增大液相的表面张力，从而增大液相与管壁的

接触面积,同时油的存在增加发泡点,增强核态沸腾,从而增强两相换热;另一方面,由于液相黏度和表面张力的增大,对气泡的长大起到抑制作用,从而恶化换热。两方面影响因素的综合作用,决定了油的存在对混合物换热增强或弱化作用;在干度小于 0.5 时,润滑油对换热的增强作用占主导地位,因而增强换热,干度大于 0.6 时,润滑油对换热的弱化作用占主导地位,从而恶化两相流动的换热特性。

3.2 关联式的开发

到目前为止还没有 R410A-油混合物在强化管内的换热关联式,因此需要开发 R410A-油在强化管内的换热关联式。

本文基于混合物性,开发适用于 R410A-油混合物的换热关联式,关联式的形式为

$$\alpha_{r,o,tp} = E\alpha_{r,o,L} + S\alpha_{r,o,nb} \quad (7)$$

式中 $\alpha_{r,o,tp}$ 表示制冷剂-油混合物两相传热系数; $\alpha_{r,o,L}$ 是强化管内制冷剂-油混合物的液相对流沸腾传热系数,表示为 Dittus-Boelter 对流沸腾换热关联式 $\alpha_{r,o,DB}$ 与强化结构引起的对流强化因子 E_{RB} 的乘积,计算公式^[17]如式(8)所示; $\alpha_{r,o,nb}$ 是核态沸腾传热系数,计算公式^[18]如式(10)所示; E 为对流沸腾增强因子; S 为核态沸腾抑制因子。

$$\alpha_{r,o,L} = E_{RB}\alpha_{r,o,DB} \quad (8)$$

$$\alpha_{r,o,DB} = 0.023 \frac{\lambda_{r,o,L}}{d_f} Re_{r,o,L}^{0.8} Pr_{r,o,L}^{0.4} \quad (9)$$

$$\alpha_{r,o,nb} = 55 p_{re}^{0.12} (-\lg p_{re})^{-0.55} M^{-0.5} q_{in}^{0.67} \quad (10)$$

$$Pr_{r,o,L} = \frac{c_{p,r,o,L}\mu_{r,o,L}}{\lambda_{r,o,L}} \quad (11)$$

$$Re_{r,o,L} = \frac{G(1-x)d_f}{\mu_{r,o,L}} \quad (12)$$

$$p_{re} = \frac{p_{evap}}{p_{crit}} \quad (13)$$

式中 $\lambda_{r,o,L}$ 、 $c_{p,r,o,L}$ 和 $\mu_{r,o,L}$ 是液相混合物的热导率、比定压热容和黏度,混合物的物性参数计算公式见文献[10]; d_f 是翅根处的直径, m; M 是分子量; q_{in} 是由强化管内壁面积对应的热通量, $W \cdot m^{-2}$; p_{evap} 是蒸发压力, p_{crit} 是临界压力, MPa; E_{RB} 为内螺纹强化结构的存在引起的对流沸腾强化因子,计算公式^[19]为

$$E_{RB} = \left\{ 1 + \left[2.64 Re_{r,o,L}^{0.036} Pr_{r,o,L}^{-0.024} \left(\frac{e_f}{d_f} \right)^{0.212} \times \left(\frac{l_f}{d_f} \right)^{-0.21} \left(\frac{\beta_f}{90} \right)^{0.29} \right]^7 \right\}^{1/7} \quad (14)$$

新的换热关联式的开发就是要求出式(7)中

E 和 S 的表达式。

参照 Gungor 关联式^[18]的形式, E 是沸腾数 Bo 和 Martinelli 数的函数, S 是 E 和 $Re_{r,o,L}$ 的函数。 S 和 E 关联式形式为

$$E = 1 + aBo^{1.16} + bX_{tt}^{-0.86} \quad (15)$$

$$S = 1 + cE^d Re_{r,o,L}^{1.17} \quad (16)$$

所要开发的关联式就是要根据实验所得的数据,确定式(15)、式(16)中的参数 a 、 b 、 c 、 d 。通过数据拟合, E 和 S 的最终形式确定如下

$$E = 1 + 33686.87Bo^{1.16} + 1.169X_{tt}^{-0.86} \quad (17)$$

$$S = 1 + 2.53 \times 10^{-6} E^{1.489} Re_{r,o,L}^{1.17} \quad (18)$$

新的关联式预测值与实验值的对比如图 5 所示。由图 5 可以看出,新的关联式预测值与 89% 的实验数据的误差在 ±30% 以内,平均误差为 17.3%,可以很好地预测 R410A-油混合物在 7 mm 内螺纹强化管内流动沸腾的换热特性。

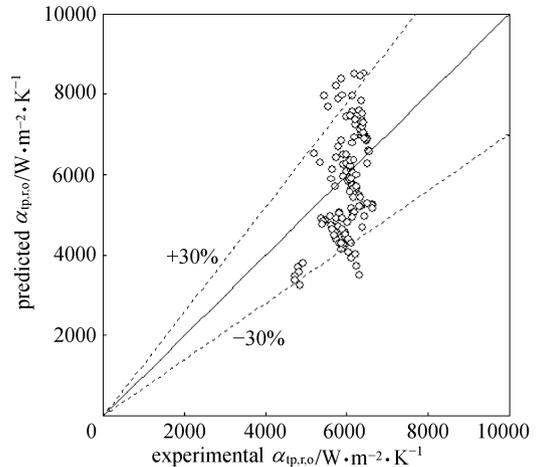


图 5 新的关联式预测值与实验值的对比

Fig. 5 Comparison of predicted value of new correlation with experimental data

4 结 论

实验研究了不同质流密度、不同干度、不同油浓度工况下, R410A-油混合物在 7 mm 强化管内的流动沸腾换热特性,结论如下。

- (1) 纯制冷剂 R410A 的传热系数随干度的增大先增大,在干度为 0.7~0.8 左右时达到最大值。对于 R410A-油混合物,在干度小于 0.5 时,润滑油的存在对换热起到增强作用,在干度大于 0.6 时, R410A-油混合物的传热系数随着平均油浓度和干度的增大迅速降低。
- (2) 基于混合物性开发了 R410A-油混合物在

7 mm 强化管内流动沸腾的换热关联式, 新的关联式预测值与 89% 实验数据的误差在 $\pm 30\%$ 以内, 平均误差为 17.3%。

致谢: 感谢 Honeywell 公司氟产品部提供实验所需要的制冷剂。

符 号 说 明

- Bo——沸腾数
 c_p ——比定压热容, $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
 d_f ——翅根处的直径, m
 E ——对流沸腾增强因子
 E_{RB} ——强化结构增强因子
 e_f ——翅高, m
 G ——质流密度, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$
 l_f ——节距, m
 M ——分子量
 m ——质量流量, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
 Pr ——Prandtl 数
 p ——压力, MPa
 q ——热通量, $\text{kW} \cdot \text{m}^{-2}$
 Re ——Reynolds 数
 S ——核态沸腾抑制因子
 T ——温度, K
 X_{tt} ——Martinelli 数
 x ——混合物的干度, $\text{kg} \cdot \text{kg}^{-1}$
 α ——传热系数, $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$
 ρ ——密度, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
 λ ——热导率, $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
 β_f ——螺旋角, ($^\circ$)
 μ ——动力黏度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$
 ω ——油浓度

下角标

- bub——泡点
crit——临界
DB——Dittus-Boelter 关联式
evap——蒸发
in——内壁面
L——液相
lo——当地
no——平均
o——油
r——制冷剂
re——对比
sat——饱和
Test——测试段
tp——两相

W——壁面

References

- [1] Wu Zhiguang (吴志光), Ma Hugen (马虎根), Cai Zuhui (蔡祖恢). Convective heat transfer of R32/R134a inside horizontal microfin tubes. *Journal of Chemical Industry and Engineering (China)* (化工学报), 2005, **56** (2): 239-242
- [2] Thome J R. Boiling of new refrigerants; a state-of-the-art review. *International Journal of Refrigeration*, 1996, **19** (7): 435-457
- [3] Goto M, Inoue N, Ishiwatari N. Condensation and evaporation heat transfer of R410A inside internally grooved horizontal tubes. *International Journal of Refrigeration*, 2001, **24**: 628-638
- [4] Kim Y, Seo K, Chung J T. Evaporation heat transfer characteristics of R-410A in 7 and 9.52 mm smooth/microfin tubes. *International Journal of Refrigeration*, 2002, **25**: 716-730
- [5] Kim M H, Shin J S. Evaporating heat transfer of R22 and R410A in horizontal smooth and microfin tubes. *International Journal of Refrigeration*, 2005, **28**: 940-948
- [6] Wellsandt S, Vamling L. Evaporation of R407C and R410A in a horizontal herringbone microfin tube; heat transfer and pressure drop. *International Journal of Refrigeration*, 2005, **28**: 901-911
- [7] Greco A, Vanoli G P. Flow-boiling of R22, R134a, R507, R404A and R410A inside a smooth horizontal tube. *International Journal of Refrigeration*, 2005, **28**: 872-880
- [8] Duan Xuetao (段雪涛), Ma Hugen (马虎根), Wu Zhimin (邬志敏), Wang Fang (王芳), Li Changsheng (李长生). Convective boiling heat transfer of R410A. *Journal of Chemical Industry and Engineering (China)* (化工学报), 2006, **57** (10): 2289-2292
- [9] Chen I Y, Won C L, Wang C C. Influence of oil on R-410A two-phase frictional pressure drop in a small U-type wavy tube. *International Communication in Heat and Mass Transfer*, 2005, **32**: 797-808
- [10] Hu Haitao (胡海涛), Ding Guoliang (丁国良), Wang Zhence (汪振策), Wei Wenjian (魏文建). Frictional pressure drop characteristics of R410A-oil mixture flow boiling in 7 mm straight and C-shape internally spiral grooved tubes. *Journal of Chemical Industry and Engineering (China)* (化工学报), 2007, **58** (8): 1905-1910
- [11] Hu Haitao (胡海涛), Ding Guoliang (丁国良), Wang Zhence (汪振策), Wei Wenjian (魏文建), Wang Kaijian (王凯建). The frictional pressure drop characteristics of R410A-oil mixture flow boiling in a $\Phi 7$ mm horizontal straight smooth tube. *Journal of Shanghai Jiao Tong*

- University* (上海交通大学学报), 2007, **41** (3): 370-375
- [12] Hu Haitao (胡海涛), Ding Guoliang (丁国良), Wang Zhence (汪振策), Wei Wenjian (魏文建), Wang Kaijian (王凯建). The frictional pressure drop characteristics of R410A-oil mixture flow boiling in a $\Phi 7$ mm horizontal straight enhanced tube. *Journal of Shanghai Jiao Tong University* (上海交通大学学报), 2007, **41** (3): 376-379
- [13] Wei W J, Ding G L, Wang K J. A new experimental rig of testing flow boiling heat transfer of refrigerant and lubricant mixture. *Journal of Shanghai Jiao Tong University: Science Edition*, 2004, **E-9** (4): 62-67
- [14] Thome J R, Phil D. Comprehensive thermodynamic approach to modeling refrigerant-lubricating oil mixtures. *HVAC&R Research*, 1995, **1** (2): 110-126
- [15] ANSI/ASHRAE Standard 41.4. Standard method for measurement of proportion of lubricant of liquid refrigerant. Atlanta, 1984
- [16] Wojtan L, Ursenbacher T, Thome J R. Investigation of flow boiling in horizontal tubes (I): A new diabatic two-phase flow pattern map. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2005, **48** (14): 2955-2969
- [17] Thome J R, Kattan N, Favrat D. Evaporation in microfin tubes: a generalized prediction model//Lehner M, Mayinger F. Convective Flow and Pool Boiling Conference. Kloster Irsee, Germany: Professional Engineering Publishing, 1997: Paper VII-4
- [18] Gungor K E, Winterton R H S. A general correlation for flow boiling in tubes and annuli. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1986, **3**: 351-358
- [19] Ravigururajan T S, Bergles A E. General correlations for pressure drop and heat transfer for single-phase turbulent flow in internally ribbed tubes. *Augmentation of Heat Transfer in Energy Systems*, 1985, **52**: 9-20