

研究论文

DOI: 10.11949/j.issn.0438-1157.20151523

新型制冷剂 R1234ze(E)水平圆管内流动沸腾换热特性

邱金友¹, 张华¹, 余晓明¹, 王袭², 吴银龙¹

(¹上海理工大学能源与动力工程学院, 上海 200093; ²海尔集团技术研发中心, 山东 青岛 266101)

摘要: 新型制冷剂 R1234ze(E) (*trans*-1,3,3,3-tetrafluoropropene) 因较低的 GWP 值备受制冷行业关注, 有望替代 R134a。在内径为 8 mm 水平圆管内对 R1234ze(E)流动沸腾换热特性进行实验研究, 并在相应实验工况下与 R134a 进行对比。本研究的实验工况: 流动沸腾换热的饱和温度为 $10^{\circ}\text{C} \pm 0.5^{\circ}\text{C}$, 热通量为 5.0 和 $10 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$, 质流密度范围为 $300 \sim 500 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 。分析质流密度、热通量以及干度对 R1234ze(E)和 R134a 饱和流动沸腾传热系数的影响。结果表明, R1234ze(E)和 R134a 的流动沸腾传热系数随质流密度和热通量的增大而增大; 在低质流密度 $300 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 工况下, R1234ze(E)传热系数较 R134a 偏低 14.68% 左右, 但随质流密度增大到 $500 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$, 其偏差缩小为 7.35%。最后将实验结果同 4 种常见预估关联式进行比较, 结果表明 Kandlikar 关联式计算结果较优, 全工况范围内 Kandlikar 关联式对 R1234ze(E)和 R134a 的预估值与 90% 的实验数据偏差在 $\pm 25\%$ 以内, 平均偏差分别为 23.13% 和 11.50%, 满足工程设计要求。

关键词: R1234ze(E); R134a; 流动沸腾; 传热关联式; 水平圆管

中图分类号: TK 124

文献标志码: A

文章编号: 0438—1157 (2016) 06—2255—08

Flow boiling heat transfer characteristic of refrigerant R1234ze(E) in horizontal circular tube

QIU Jinyou¹, ZHANG Hua¹, YU Xiaoming¹, WANG Xi², WU Yinlong¹

(¹School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China;

²Haier Group Technology Research and Development Center, Qingdao 266101, Shandong, China)

Abstract: Nowadays, more and more attention has been paid to the new low GWP (global warming potential) refrigerant R1234ze(E), which is one of the ideal alternatives for R134a. In this work, the flow boiling heat transfer coefficients of R1234ze(E) and R134a were measured inside an 8 mm ID horizontal tube. The experimental results were obtained over the saturation temperature of 10°C with heat fluxes ranging from 5.0 to $10.0 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$ and mass fluxes ranging from 300 to $500 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$. The influences of mass flux, heat flux and quality on the heat transfer coefficients were discussed. The results showed that the local flow boiling heat transfer coefficients of R1234ze(E) and R134a increased with increasing mass flux and heat flux. The local heat transfer coefficient of R1234ze(E) was around 14.68% lower than that of R134a at the mass flux of $300 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$, while the local heat transfer coefficient deviation between R1234ze(E) and R134a reduced to 7.35% when the mass flux reached $500 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$. Additionally, the experimental data of local heat transfer coefficients were compared with four well-known correlations available in literatures. The results indicated that Kandlikar correlation provided the best prediction of the local heat transfer coefficients for both R1234ze(E) and R134a. Approximately

2015-10-08 收到初稿, 2016-03-10 收到修改稿。

联系人: 张华。第一作者: 邱金友 (1987—), 男, 博士研究生。

基金项目: 国家自然科学基金项目 (51176124); 国际科技合作项目 (2012DFR70430)。

Received date: 2015-10-08.

Corresponding author: Prof. ZHANG Hua, Zhanghua3000@163.com

Foundation item: supported by the National Natural Science Foundation of China (51176124) and the International Science and Technology Cooperation Projects (2012DFR70430).

90% of the experimental points are in an error bandwidth of $\pm 25\%$ of the prediction, and the average deviations are found to be 23.13% and 11.50% for R1234ze(E) and R134a, respectively.

Key words: R1234ze(E); R134a; flow boiling; heat transfer correlation; horizontal circular tube

引 言

当前制冷空调行业广泛采用 HFCs 类制冷剂, 例如 R134a, 虽然其对臭氧层没有破坏, 但其温室效应潜能值高 ($GWP=1430$)。随着全球变暖日益加剧, 国际社会已经开始对此类物质加以管控。欧盟 2006 年通过了 F-Gas 法规^[1], 规定从 2011 年 1 月 1 日起禁止 GWP 值大于 150 的含氟制冷剂应用于新车型的汽车空调器。2014 年欧盟对 F-Gas 法规进行修订^[2], 拓展和加速了对 GWP 值过高含氟物质的限制和淘汰, 并指出部分具体 HFCs 类物质消减的时间节点。因此, 制冷剂的替代必将趋向于选用低 GWP 值类物质。

近几年来, R1234yf 和 R1234ze(E) 等 HFO (hydro-fluoro-olefins) 类物质因其较低的 GWP 值备受学者关注。其中最新的研究报告^[3]表明 R1234ze(E) 的 GWP 值小于 1, 其作为空调、热泵的替代品已初步得到认可^[4-7]。表 1 列举了 R1234ze(E) 和 R134a 基本热物理性质。

表 1 R1234ze(E) 与 R134a 的基本物性^[8-9]

Table 1 Physical properties of R1234ze(E) and R134a^[8-9]

Physical property	R134a	R1234ze(E)
boiling point/ K	247.1	254.2
molar mass/ $g \cdot mol^{-1}$	102.03	114.04
critical temperature/ K	374.21	382.52
critical pressure/ MPa	4.0593	3.6363
ODP	0	0
GWP	1430	<1

目前为止关于新型制冷剂 R1234ze(E) 的研究主要集中在热物性、直接替代优化和传热传输性能等 3 个方面。热物性方面, Meng 等^[10]和 He 等^[11]测量了 R1234ze(E) 黏度; Qiu 等^[12]和 Higashi 等^[13]测量了 R1234ze(E) 的液态饱和密度; Miyara 等^[14]实验测量了 R1234ze(E) 饱和液态热导率等, 物性研究表明 R1234ze(E) 的热物理性质与 R134a 较为接近。还有部分学者对 R1234ze(E) 与 HFCs 类物质的混合物开展了物性研究^[15-17]。直接应用与替代研究方面, Fukuda 等^[18]和 McLinden 等^[19]通过仿真的方法印证了 R1234ze(E) 适合在中高温热泵工况作为 R134a 的

替代品; Ansari 等^[20]应用熵方法比较了 R1234ze(E) 和 R134a 理论循环性能, 结果表明其循环性能较为接近; Adrian 等^[21]用直接替代实验的方法, 佐证了 R1234ze(E) 在热泵系统中应用具有较好的循环性能。流动冷凝与蒸发传热方面, Hossain 等^[22]在管内径为 4.35 mm 水平管内对 R1234ze(E) 的冷凝传热与压降进行实验研究, 在所研究的质流密度 $145 \sim 400 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 、热通量 $14 \sim 44 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$ 工况范围内, 表明其冷凝传热性能较 R410A 优; Hossain 等^[23]也在内径为 4.35 mm 水平铜管内初步探索了 R1234ze(E) 流动沸腾换热与压降特性, 并在质流密度为 $150 \sim 445 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 、饱和温度为 5 和 10 $^{\circ}\text{C}$ 工况内与 R410A 和 R32 进行比较, 表明 R1234ze(E) 的流动沸腾传热系数较 R410A 和 R32 低; Grauso 等^[24]在内径为 6 mm 的水平光管中对 R1234ze(E) 和 R134a 的流动换热特性进行了实验研究, 在质流密度为 $146 \sim 520 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 、热通量为 $5.0 \sim 20.4 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$ 工况范围内, 表明其传热性能较为相似; Diani 等^[25]在内径为 3.4 mm 的微肋管内测试了 R1234ze(E) 的流动沸腾换热特性, 在质流密度为 $190 \sim 940 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 和热通量为 $10.0 \sim 50.0 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$ 工况范围内, 表明 R1234ze(E) 的流动沸腾传热系数较 R134a 低 9% 左右。其中, R1234ze(E) 在管内径大于等于 8 mm 的管内流动沸腾换热特性研究较为缺乏。本文在内径为 8 mm 的水平紫铜管内对 R1234ze(E) 和 R134a 饱和流动沸腾换热特性进行实验研究, 分析质流密度、热通量和干度对传热系数的影响, 并对两种单质的传热性能进行对比分析。最后将实验数据同文献中 4 种常见的预估关联式进行比较, 找出预测效果良好的关联式。

1 实验装置

1.1 实验测试台简介

实验系统如图 1 所示。实验台主要包括制冷剂循环回路、冷却系统以及数据采集系统 3 个部分。制冷剂循环回路中储液罐液态制冷剂经溶液泵加压分流, 一部分通过实验循环回路, 另一部分经旁通管回到溶液泵, 主回路上经泵加压后液态制冷剂经过冷段以抵消经过溶液泵后焓值的增

加，确保进入流量计的是纯液态制冷剂，主回路上制冷剂流量采用科氏力质量流量计测量。实验段前设有预热段，通过控制预热段的加热量可以调节实验段入口的干度。经实验段后的制冷剂进入恒温槽中的冷凝盘管进行冷凝，最后回储液罐完成循环。实验段进出口分别设有石英玻璃管，可观察测试管段流型。

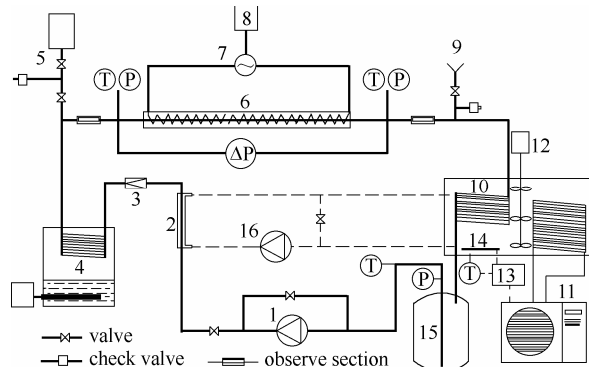


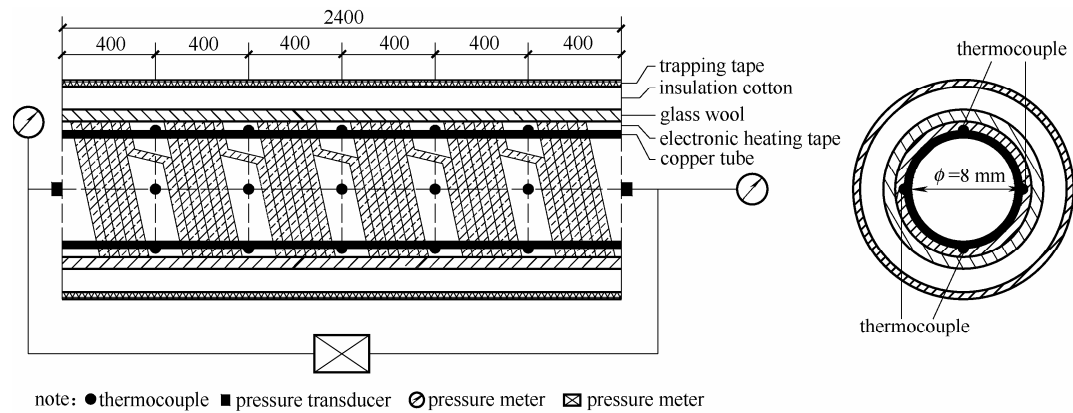
图 1 实验装置系统

Fig.1 Schematic diagram of experimental system

- 1—refrigerant pump; 2—sub-cooler; 3—mass flow meter; 4—preheater;
5—sampling port; 6—test section; 7—electric heater; 8—electricity meter;
9—charging port; 10—condenser; 11—refrigerating unit; 12—stirrer;
13—controller; 14—heater; 15—liquid reservoir;
16—sub-cooler recycle pump

1.2 测试段介绍

图 2 为测试管段结构，测试段采用管内径为 8 mm、外径为 9.52 mm 的紫铜管，测试段的总长度为 2400 mm，沿管轴向有 5 个测温断面，每个测温断面分别在上下左右各设置一个测温热电偶。测试段的进出口各安装一个绝对压力变送器，用于测量进出口的压力。铜管外绕有电加热带，用来提供测



note: ● thermocouple ■ pressure transducer ○ pressure meter ▣ pressure meter

图 2 测试段结构

Fig.2 Schematic diagram of test section

试段所需加热量，电加热带的缠绕结构如图 3 所示，为防止电加热带漏电，同时使其与紫铜管外壁充分接触，避免测温热电偶受到电加热直接导热的影响，在铜管外壁先均匀缠绕一层导热绝缘胶布，电加热带在导热绝缘胶布外均匀缠绕，并在温度测点处留出一定空隙。电加热带外依次缠绕玻璃纤维布、硅酸铝保温棉和隔气带，确保与环境的隔热效果良好。为验证实验段的保温效果，进行了单相热平衡实验，结果发现实验段的漏热量小于制冷剂有效得热的 2%，因此在实验段传热系数处理的过程中未考虑漏热的影响。

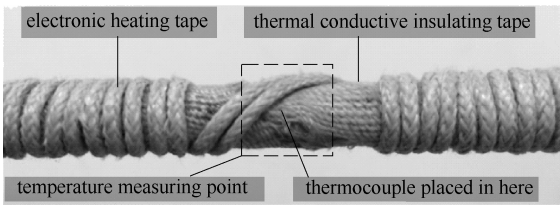


图 3 电加热带缠绕结构及温度测点布置

Fig.3 Structure of electronic heating tape and temperature measuring point

2 实验研究

2.1 测试工况

本实验测试段制冷剂入口饱和温度为 10℃，质流密度为 300~500 kg · m⁻² · s⁻¹，热通量为 5.0 和

表 2 实验工况

Table 2 Experimental working conditions

Mass flux /kg · m ⁻² · s ⁻¹	Heat flux /kW · m ⁻²	Quality of working fluid	Saturation temperature/℃
300	5.0; 10.0	0.075—0.785	10±0.5
400	5.0; 10.0	0.075—0.785	10±0.5
500	5.0; 10.0	0.075—0.785	10±0.5

10.0 kW · m⁻²。表 2 为具体实验工况点。

2.2 测试方法

管内流动局部传热系数定义为

$$h_{tp} = \frac{q}{T_{wi} - T_{sat}} \quad (1)$$

$$q = \frac{Q_{test}}{\pi d_{wi} \Delta z} \quad (2)$$

式中, h_{tp} 为管内流动沸腾传热系数, W · m⁻² · K⁻¹; Q_{test} 为测试段电加热量, W; 热通量 q 的调节可以通过控制电加热带的功率 Q_{test} ; T_{sat} 为管内流动制冷剂饱和温度, °C, 可通过测量测试段进出口压力, 并假设测试段内压降均匀计算得到压降分布, 再计算得到管内平均饱和温度; d_{wi} 为测试管内径, m; Δz 为测试管段长度, m; T_{wi} 为管内壁温, °C, 通过热电偶测量外壁温度按照一维稳态导热计算得到, 其计算式如下

$$T_{wi} = \frac{1}{20} \sum_{i=1}^{20} T_{wo,i} - \frac{Q_{test}}{2\pi\lambda\Delta z} \ln \frac{d_{wo}}{d_{wi}} \quad (3)$$

式中, d_{wi} 和 d_{wo} 分别为测试管内径和外径, m; T_{wo} 为热电偶所测管外壁温度, °C; λ 为铜管热导率, W · m⁻¹ · K⁻¹。测试段平均制冷剂干度可通过预热器热平衡计算得到

$$i_{test,in} = X_{in} i_{test,v,in} + (1 - X_{in}) i_{test,l,in} \quad (4)$$

$$i_{test,out} = X_{out} i_{test,v,out} + (1 - X_{out}) i_{test,l,out} \quad (5)$$

$$i_{test,in} = i_{preh,in} + \frac{Q_{preh}}{m} \quad (6)$$

$$i_{test,out} = i_{preh,in} + \frac{Q_{preh} + Q_{test}}{m} \quad (7)$$

$$X_{ave} = \frac{X_{in} + X_{out}}{2} \quad (8)$$

式中, m 为质量流量, kg · s⁻¹; Q_{preh} 为预热段加热量, W; $i_{test,in}$ 和 $i_{test,out}$ 分别为实验段进出口制冷剂焓值, kJ · kg⁻¹; $i_{test,v,in}$ 和 $i_{test,l,in}$ 分别为实验段进口气相和液相制冷剂焓, kJ · kg⁻¹; $i_{test,v,out}$ 和 $i_{test,l,out}$ 分别为实验段出口气相和液相制冷剂焓, kJ · kg⁻¹。数据计算和分析中用到的流体热物性通过 NIST Refprop v9.0^[9]查得。

2.3 不确定度分析

本实验中主要存在两方面不确定度, 一是预热段和测试段的漏热引起的偏差, 二是测量仪表引起的偏差。针对第 1 类不确定度, 采用对预热段和测试段进行标定和热平衡实验, 直接扣除这部分误差。对于第 2 类不确定度, 采用 Moffat^[26]提出的不确定度传递方法, 其传递方程如下

$$\frac{\Delta h_{tp}}{h_{tp}} = \sqrt{\left(\frac{\Delta q}{q}\right)^2 + \left(\frac{\Delta T_{wi}}{T_{wi} - T_{sat}}\right)^2 + \left(\frac{\Delta T_{sat}}{T_{wi} - T_{sat}}\right)^2} \quad (9)$$

式中, $\Delta q/q$ 为测试段热通量的相对误差; ΔT_{wi} 为内壁温度的误差; ΔT_{sat} 为测定压力下对应的饱和温度; $T_{wi} - T_{sat}$ 为管内沸腾换热温差。测量仪表及其不确定值见表 3。本实验中得到传热系数的最小不确定度和最大不确定度分别为 3.03% 和 11.14%。

表 3 测量系统仪表及其不确定值

Table 3 Measurement instruments and their uncertainties

Parameters	Instrument	Range	Uncertainty
fluid temperature	PT100 RTD	-200—800 °C	±0.1 °C
pipe surface temperature	T-type thermocouple	-200—350 °C	±0.1 °C
pressure	TM NS-II	0—2 MPa	±0.05%FS
differential pressure	TM NS1151	0—40 kPa	±0.075%
mass flow rate	Coriolis mass flow-meter	0.1—5 kg · min ⁻¹	±1%RS
electric	Qingzhi 8967B	5—500 V; 0.01—40 A	±0.4%
enthalpy	REFP. V9.0	—	±0.02%

3 实验分析及关联式比较

3.1 实验结果

图 4(a)、(b) 分别表示 R1234ze(E) 和 R134a 在热通量为 5.0 和 10.0 kW · m⁻²、饱和温度为 10 °C 时, 管内流动沸腾传热系数随质流密度和干度的变化曲线。由图可见, 在研究的工况范围内 R1234ze(E) 流动沸腾传热系数总体较 R134a 略微偏低 12.14%。在低质流密度 300 kg · m⁻² · s⁻¹ 下, R1234ze(E) 传热系数较 R134a 偏低 14.68% 左右, 但随质流密度增大到 500 kg · m⁻² · s⁻¹ 时其偏差缩小为 7.35%。其中, 干度对传热系数的影响方面, 由图 4(a) 可以发现, 新型制冷剂 R1234ze(E) 的局部传热系数随干度的增加先增加而后出现拐点, 这主要是由于在低干度时 R1234ze(E) 的换热过程主要以核态沸腾换热为主, 尤其在低干度区域, 换热主要受到铜管壁面过热度的影响。随干度的增加, 在干度为 0.7~0.8 附近传热系数出现拐点, 主要是由于在高干度区 R1234ze(E) 的流型由环状流转化为雾状流, 此时被流体湿润的壁面开始减少, 即出现干涸, 而液膜对流蒸发只发生在湿润的壁面, 这使得整体的传热系数下降。R1234ze(E) 流动沸腾局部传热系数随干度的变化趋势与图 4(b) 中 R134a 的变化趋势相同。

质流密度对传热系数的影响方面, R1234ze(E) 和 R134a 流动沸腾局部传热系数均随质流密度的增加而有较大幅度增大。这是由于 R1234ze(E) 和 R134a 饱和温度为 10 °C 时气液密度差异较大, 其气

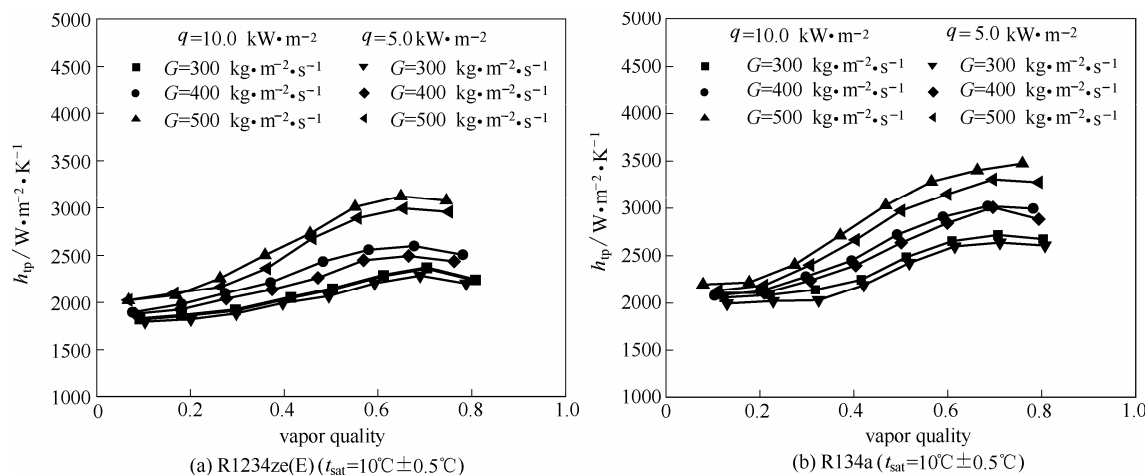


图4 传热系数随干度变化

Fig.4 Heat transfer coefficients versus vapor quality

液密度比率分别为 0.0136 和 0.0160, 因此在蒸发过程中制冷剂两相流动平均流速增大, 强化了对流换热。平均质流密度从 $300 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 增加到 $500 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 过程中, R1234ze(E)和 R134a 的平均传热系数分别增大了 34.40%和 29.36%。

热通量对传热系数的影响方面, R1234ze(E)和 R134a 流动沸腾局部传热系数均随热通量的增加而略有增大, 这是由于增大换热温差, 会导致核态沸腾增强。在质流密度为 $500 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 工况下, 热通量从 $5.0 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$ 增加至 $10.0 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$ 时, R1234ze(E)和 R134a 流动沸腾局部传热系数分别增加了 3.12%和 2.80%。

管径对传热系数的影响方面, 本文对比文献 [23], Hossain 等在管内径为 4.35 mm 的水平铜管中测试了 R1234ze(E)流动沸腾换热特性。将本文在管内径 8 mm 得到的 R1234ze(E)流动沸腾传热系数与 Hossain 等在管内径为 4.35 mm 得到的数据进行比较, 表明管径大小对制冷剂流动沸腾传热系数具有较大影响, R1234ze(E)在小管径 4.35 mm 内的流动沸腾传热系数要大于大管径 8 mm。在质流密度 $300 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 、饱和温度为 10°C , R1234ze(E)在管内径为 4.35 mm 的流动沸腾传热系数平均比管内径为 8 mm 增强约 153%。

3.2 预估关联式

在已有的文献中指出, 流动沸腾换热是一种带有相变的传热过程, 认为是核态沸腾和对流蒸发相结合的一种传热方式。目前, 关于管内流动沸腾换热规律的研究, 已提出大量理论预估关联式, 较为广泛运用的有 3 类, 分别为加和模型、增强模型和

渐进模型。本文选用 4 种典型关联式 (Gungor 和 Winterton^[27]、Kandlikar^[28]、Liu 和 Winterton^[29]、Saitoh 等^[30]) 对 R1234ze(E)管内流动沸腾局部传热系数进行预估判断, 并与实验数据比较分析, 其关联式具体数学模型参见相关文献。其中, Gungor and Winterton 模型^[27]是在前人的研究的基础上发展了一种加和模型, 该预估关联式适用于圆管和环形管, 模型考虑了池沸腾和对流沸腾两者共同影响, 共同决定传热系数。Kandlikar 模型^[28]是将流体沸腾区域划分为核态沸腾和强制对流蒸发两个区域, 通过单相流体的流动情况来预测核态沸腾和对流换热的传热系数, 提出一种适用于水平管和垂直管的饱和流动沸腾传热系数的加强预估模型。Liu 和 Winterton^[29]提出了一种通用于管内过冷和饱和流动沸腾传热系数预估关联式, 该关联式体现流动沸腾换热存在核态沸腾和强制对流换热两种换热机理, 综合考虑两类换热规律并选择指数渐进叠加形式。Saitoh 等^[30]基于流动过程存在核态沸腾和强制对流两种换热机理基础上, 考虑换热管管径的影响, 引入了 Weber 系数, 该关联式适用于内径的范围为 0.5~11 mm。

3.3 实验与预估关联式对比

图 5(a)~(d)分别表示 Gungor 和 Winterton、Kandlikar、Liu 和 Winterton 及 Saitoh 等 4 种预估关联式与 R1234ze(E)和 R134a 实验值的偏差结果。

从图 5(a)可以看出, Gungor 和 Winterton 关联式的计算值与 R1234ze(E)的实验值偏差较大, 部分预测点的偏差超过 $\pm 30\%$, 且预测值普遍大于实验

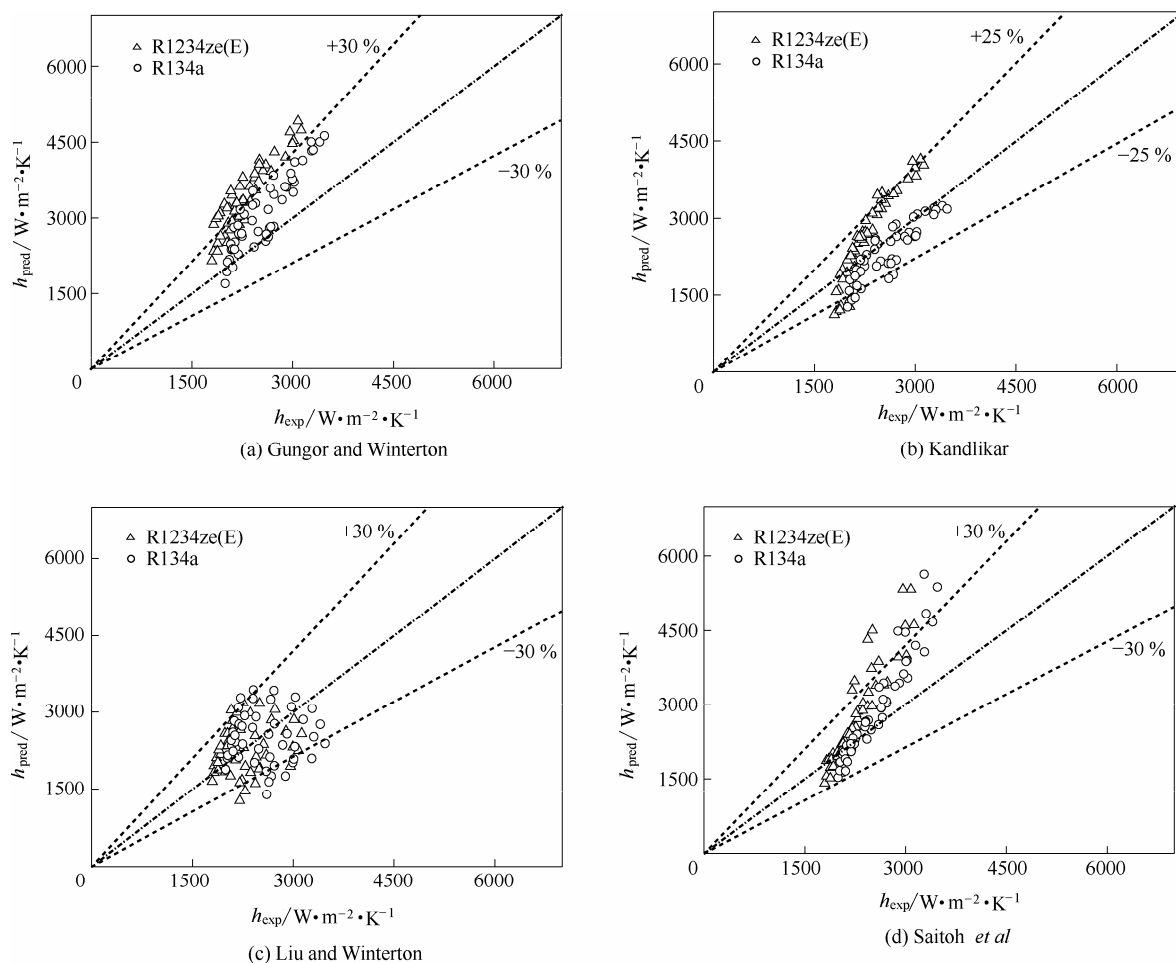


图 5 实验值与预估关联式偏差

Fig. 5 Experimental data compared with correlation

值。Gungor 和 Winterton 关联式的计算值与 R134a 的实验值偏差较小,多数预测点的偏差在 $\pm 30\%$ 内。

从图 5(b)可以看出, Kandlikar 关联式的计算值较好地预测 R1234ze(E)和 R134a 的实验值,其中 90%预测点与实验值的偏差在 $\pm 25\%$ 内。Kandlikar 关联式预测值与 R1234ze(E)和 R134a 实验值的平均偏差分别为 23.13%和 11.50%。

从图 5(c)可以看出, Liu 和 Winterton 关联式的计算值与 R1234ze(E)和 R134a 的实验值偏差较大,部分预测点偏差超过 $\pm 30\%$ 。且其预测点普遍在低干度时大于实验值,在高干度时小于实验值,其对 R1234ze(E)流动沸腾传热系数的预测准确度较差。

从图 5(d)可以看出, Saitoh 等关联式的计算值在低干度时与 R1234ze(E)和 R134a 的实验值偏差较小,在高干度时与 R1234ze(E)和 R134a 的实验值偏差较大,且在高干度时预测值大于实验值,预测点偏差超出 $\pm 30\%$ 。

综上,4 种关联式与实验值的比较分析, Kandlikar 关联式的总体计算效果较优。图 6 表示在全实验工况范围内 Kandlikar 关联式对 R1234ze(E)和 R134a 流动局部传热系数的预测值和实验值随干度的变化趋势。由图 6(a)、(b)可知,在低质流密度 $300 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 工况下, Kandlikar 对 R1234ze(E)的预测准确性优于质流密度为 $500 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 工况。由图 6(c)、(d)可知,在低质流密度 $300 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 工况下, Kandlikar 对 R134a 的预测准确性低于质流密度为 $500 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 工况。综合分析发现, Kandlikar 关联式对 R1234ze(E)和 R134a 的预测整体准确性较好,且其能够较准确预测出全干度范围内传热系数最大值,满足工程设计要求。

4 结 论

本文对环保制冷剂 R1234ze(E)和常规制冷剂 R134a 在内径为 8 mm 水平圆管内饱和流动沸腾换

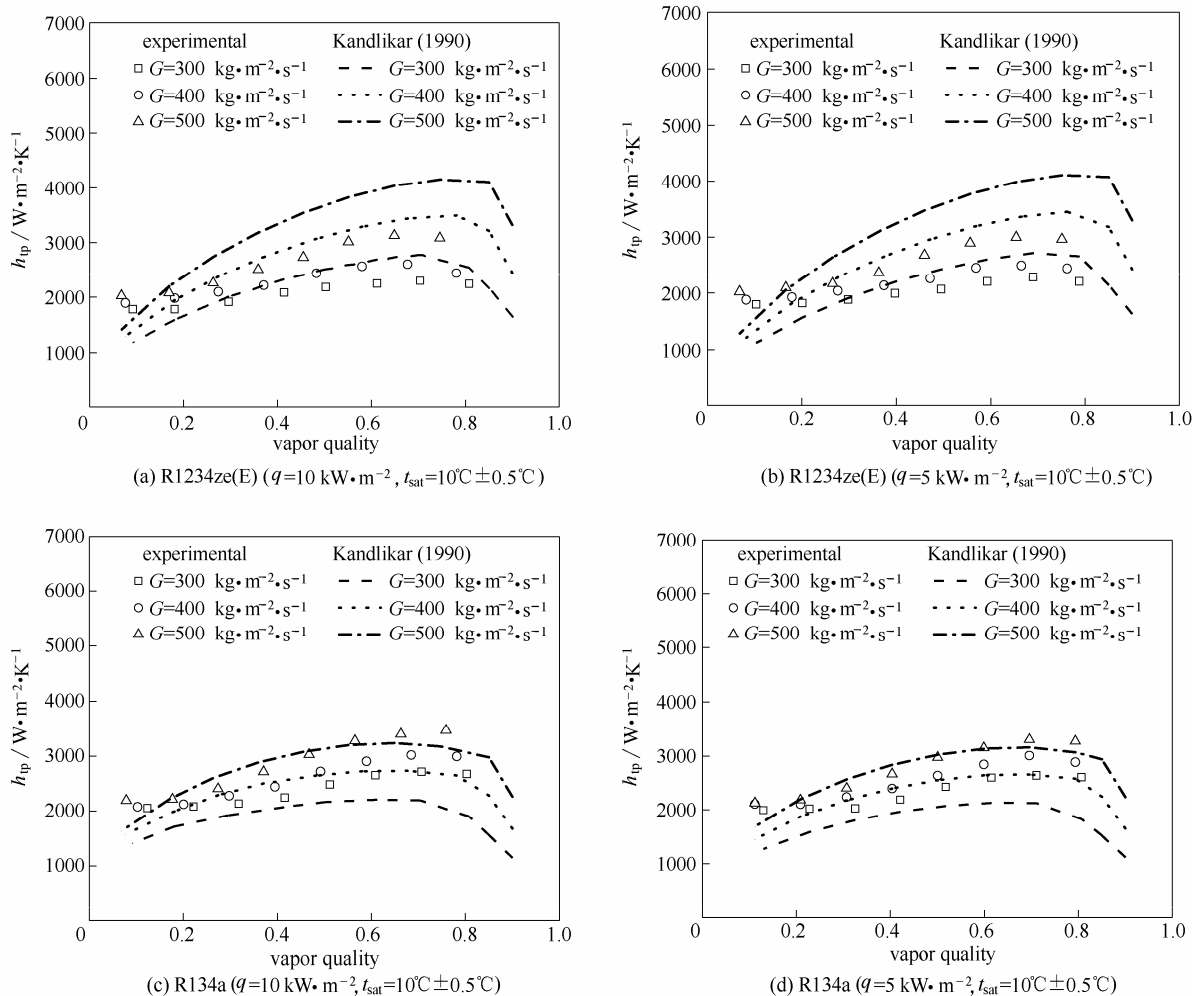


图6 传热系数实验值与 Kandlikar 预测关联式全工况对比

Fig.6 Experimental data of heat transfer coefficients compared with correlation of Kandlikar

热特性进行实验研究, 分析质流密度、热通量和干度对传热系数的影响规律。结合 Gungor 和 Winterton、Kandlikar、Liu 和 Winterton、Saitoh 等 4 种流动沸腾传热系数预估关联式, 深入分析预估与实验值的偏差。得出以下结论。

(1) 分析质流密度和热通量对流动沸腾换热的影响, 表明 R1234ze(E)和 R134a 流动沸腾传热系数均随质流密度和热通量的增大而增大, 随干度的增加传热系数先增大后降低。在低质流密度 $300 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 工况下, R1234ze(E)传热系数较 R134a 偏低 14.68% 左右, 但随质流密度增大到 $500 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 时其偏差缩小为 7.35%。

(2) 4 种预估关联式计算值与实验值的比较结果表明: Kandlikar 关联式对 R1234ze(E)和 R134a 预估效果与实验值的吻合度较好, 90% 计算点与实验点的偏差在 $\pm 25\%$ 内, 总体平均偏差分别为

23.13% 和 11.50%, 同时 Kandlikar 关联式能够较为准确预测传热系数随干度变化的极大值, 其预估值可供 R1234ze(E)换热器的工程设计参考。

References

- [1] Directive 2006/40/EC of the European Parliament and of the Council of 17 May 2006 relating to emissions from air-conditioning systems in motor vehicles and amending Council Directive 70/156/EC. Official J. Eur. Union [EB/OL]. [2006-06-14]. <http://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?uri=CELEX:32006L0040>.
- [2] Regulation(EU) No.517/2014 of the European Parliament and of the Council of 16 April 2014 on fluorinated greenhouse gases and repealing Regulation(EC) No. 842/2006.Official J. Eur. Union [EB/OL]. [2014-05-20]. http://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?uri=uriserv:OJ.L_.2014.150.01.0195.01.ENG.
- [3] WALLINGTON T J, SULBAEK ANDERSEN M P, NIELSEN O J. Atmospheric chemistry of short-chain haloolefins: photochemical ozone creation potentials (POCPs), global warming potentials (GWPs), and ozone depletion potentials (ODPs) main [J].

- Chemosphere, 2015, **129**(6): 135-141.
- [4] CALM M J. The next generation of refrigerants historical review consideration and outlook [J]. International Journal of Refrigeration, 2008, **31**(2): 1123-1133.
- [5] ATILLA G D, VEDAT O. Characteristics of some new generation refrigerants with low GWP [J]. Energy Procedia, 2015, **75**(8): 1452-1457.
- [6] FRANCISCO M, JOAQUIN N E, BERNARDO P, *et al.* Theoretical energy performance evaluation of different single stage vapour compression refrigeration configurations using R1234yf and R1234ze(E) as working fluids [J]. International Journal of Refrigeration, 2014, **44**(1): 141-150.
- [7] LAI N A. Equations of state for HFO-1234ze(E) and their application in the study on refrigeration cycle [J]. International Journal of Refrigeration, 2014, **43**(7): 194-202.
- [8] WALLINGTON T J, SULBAEK ANDERSEN M P, NIELSEN O J. Atmospheric chemistry of short-chain haloolefins: photochemical ozone creation potentials (POCPs), global warming potentials (GWPs), and ozone depletion potentials (ODPs) main [J]. Chemosphere, 2014, **129**(6): 135-141.
- [9] LEMMON E W, HUBER M L, MCLINDEN M O. NIST reference fluids thermodynamic and transport properties-refprop 9, standard reference database 23 [DB]. Gaithersburg, MD, USA: National Institute of Standard and Technology, 2009.
- [10] MENG X Y, QIU G S, WU J T, *et al.* Viscosity measurements for 2,3,3,3-tetrafluoroprop-1-ene (R1234yf) and *trans*-1,3,3,3-tetrafluoropropene (R1234ze(E)) [J]. The Journal of Chemical Thermodynamics, 2013, **63**(8): 24-30.
- [11] HE M G, QI X T, LIU X Y, *et al.* Estimating the viscosity of pure refrigerants and their mixtures by free-volume theory [J]. International Journal of Refrigeration, 2015, **54**(6): 55-66.
- [12] QIU G H, MENG X Y, WU J T. Density measurements for 2,3,3,3-tetrafluoroprop-1-ene (R1234yf) and *trans*-1,3,3,3-tetrafluoropropene (R1234ze(E)) [J]. The Journal of Chemical Thermodynamics, 2013, **60**(5): 150-158.
- [13] HIGASHI Y, TANAKA K, ICHIKAWA T. Critical parameters and saturated densities in the critical region for *trans*-1,3,3,3-tetrafluoropropene (HFO-1234ze(E)) [J]. Journal of Chemical and Engineering Data, 2010, **55**(4): 1594-1597.
- [14] MIYARA A, FUKUDA R, TSUBAKI K. Thermal conductivity of saturated liquid of R1234ze(E)+R32 and R1234yf+R32 mixtures [J]. Transactions of the Japan Society of Refrigerating and Air Conditioning Engineers, 2011, **28**: 435-443.
- [15] 霍二光, 戴源德, 耿平, 等. R1234ze 与 R152a 混合制冷剂替代 R22 的可行性[J]. 化工学报, 2015, **66**(12): 4725-4729.
- HUO E G, DAI Y D, GENG P, *et al.* Feasibility research on using R152a and R1234ze mixture as alternative for R22 [J]. CIESC Journal, 2015, **66**(12): 4725-4729.
- [16] RAABE G. Molecular simulation studies on the vapor-liquid phase equilibria of binary mixtures of R-1234yf and R-1234ze(E) with R-32 and CO₂ [J]. Journal of Chemical and Engineering Data, 2013, **58**(6): 1867-1873.
- [17] 张志巍, 李敏霞, 马一太. HFC32/HFO1234ze 二元混合工质的热物性模型[J]. 工程热物理学报, 2014, **35**(2): 218-222.
- ZHANG Z W, LI M X, MA Y T. Thermophysical properties model for binary mixtures working fluid of HFC32/HFO1234ze [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2014, **35**(2): 218-222.
- [18] FUKUDA S, KONDOU C, TAKATA N, *et al.* Low GWP refrigerants R1234ze(E) and R1234ze(Z) for high temperature heat pumps [J]. International Journal of Refrigeration, 2014, **40**(4): 161-173.
- [19] MCLINDEN O M, KAZAKOV F A, STEVEN BROWN J, *et al.* A thermodynamic analysis of refrigerants: possibilities and tradeoffs for low-GWP refrigerants [J]. International Journal of Refrigeration, 2014, **38**(1): 80-92.
- [20] ANSARI N A, YADAV B, KUMAR J. Theoretical exergy analysis of HFO-1234yf and HFO-1234ze as an alternative replacement of HFC-134a in simple vapour compression refrigeration system [J]. International Journal of Scientific and Engineering Research, 2013, **4**(8): 137-144.
- [21] ADRIAN M B, JOAQUIN N E, ANGEL B, *et al.* Drop-in energy performance evaluation of R1234yf and R1234ze(E) in a vapor compression system as R134a replacements [J]. Applied Thermal Engineering, 2014, **71**(1): 259-265.
- [22] HOSSAIN M A, ONAKA Y, MIYARA A. Experimental study on condensation heat transfer and pressure drop in horizontal smooth tube for R1234ze(E), R32 and R410A [J]. International Journal of Refrigeration, 2012, **35**(1): 927-938.
- [23] HOSSAIN M A, ONAKA Y, AFRON M M H, *et al.* Heat transfer during evaporation of R1234ze(E), R32, R410A and a mixture of R1234ze(E) and R32 inside a horizontal smooth tube [J]. International Journal of Refrigeration, 2013, **36**(2): 465-477.
- [24] GRAUSO S, MASTRULLO R, MAURO A W, *et al.* Flow pattern map, heat transfer and pressure drops during evaporation of R-1234ze(E) and R134a in a horizontal, circular smooth tube: experiments and assessment of predictive methods [J]. International Journal of Refrigeration, 2013, **36**(2): 478-491.
- [25] DIANI A, MANCIN S, ROSSETTO L. R1234ze(E) flow boiling inside a 3.4 mm ID microfin tube [J]. International Journal of Refrigeration, 2014, **47**: 105-119.
- [26] MOFFAT R J. Describing the uncertainties in experimental results [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 1988, **1**: 3-17.
- [27] GUNGOR K E, WINTERTON R H S. A general correlation for flow boiling in tubes and annuli [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1986, **29**(3): 351-358.
- [28] KANDLIKAR S G. A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes [J]. ASME Journal of Heat Transfer, 1990, **112**: 219-228.
- [29] LIU Z, WINTERTON R H S. A general correlation for saturated and subcooled flow boiling in tubes and annuli, based on a nucleate pool boiling equation [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1991, **34**(11): 2759-2766.
- [30] SAITOH S, DAIGUJI H, HIHARA E. Correlation for boiling heat transfer of R-134a in horizontal tubes including effect of tube diameter [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2007, **50**(25/26): 5215-5225.