

微通道内纳米制冷剂流动沸腾传热预测模型

冯振飞^{1,2} 罗小平¹ 周建阳¹ 吴迪¹

(1. 华南理工大学机械与汽车工程学院, 广州 510641; 2. 广西大学化学化工学院, 南宁 530004)

摘要: 以 R141b 制冷剂为基液, Al₂O₃ 为纳米颗粒, 采用两步法制备了质量分数分别为 0.2%、0.5% 和 0.8% 的 Al₂O₃-R141b 纳米制冷剂, 并进行了纳米制冷剂及 R141b 纯制冷剂在水力直径为 1.33 mm 的矩形微通道内流动沸腾传热实验。实验工况范围: 饱和压力为 176 kPa, 入口过冷度为 6~12℃, 体积流量为 20~50 L/h, 热流密度为 11.1~26.6 kW/m²。实验结果与 7 个纯工质传热模型、2 个纳米制冷剂传热模型进行比较评价。结果发现, 在本实验研究范围内, 纯工质传热模型不适用于纳米制冷剂传热系数的预测; Peng-Ding 纳米制冷剂传热模型与 Kim-Mudawar 纯工质传热模型组合对纳米制冷剂传热系数的预测值最接近实验值, 平均绝对误差为 17.22%, 且能较好地反映纳米颗粒对流动沸腾传热影响的规律; 结合实验数据对 Peng-Ding 模型的纳米影响因子(纳米制冷剂与纯制冷剂的传热系数之比)关联式进行修正, 新关联式具有较好的预测效果, 平均绝对误差为 15.2%, 且与 Bertsch 模型的组合能较好地预测微通道内纳米制冷剂传热系数, 平均绝对误差降为 16.4%。

关键词: 微通道; 纳米制冷剂; 传热模型; 流动沸腾; 传热系数

中图分类号: TK124 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2016)08-0346-10

Prediction Model for Flow Boiling Heat Transfer of Nanorefrigerant in Microchannels

Feng Zhenfei^{1,2} Luo Xiaoping¹ Zhou Jianyang¹ Wu Di¹

(1. School of Mechanical and Automotive Engineering, South China University of Technology, Guangzhou 510641, China
2. School of Chemistry and Chemical Engineering, Guangxi University, Nanning 530004, China)

Abstract: R141b and Al₂O₃ were selected as base fluid and nanoparticle, respectively, and the two-step method was used to prepare Al₂O₃-R141b nanorefrigerant. The mass fractions were 0.2%, 0.5% and 0.8%, respectively. The flow boiling heat transfer of Al₂O₃-R141b nanorefrigerant and R141b refrigerant in rectangular microchannels with hydraulic diameter of 1.33 mm was experimentally investigated. Experimental conditions included saturation pressure of 176 kPa, inlet subcooling from 6℃ to 12℃, volume flow rate from 20 L/h to 50 L/h, and heat flux from 11.1 kW/m² to 26.6 kW/m². The experimental results were used to evaluate seven heat transfer models for pure working fluid and two heat transfer models for nanorefrigerant. Results showed that the pure working fluid heat transfer models were not suitable for nanorefrigerant. The Peng-Ding heat transfer model for nanorefrigerant combined with the Kim-Mudawar model for pure working fluid gave relatively good agreement with experimental data, the mean absolute error (MAE) was 17.22%, which reflected the effect of nanoparticles on flow boiling heat transfer. A new nanoparticle impact factor (the ratio of heat transfer coefficient of nanorefrigerant to refrigerant) correlation was proposed based on Peng-Ding model and experimental data, the new correlation had good predictability with MAE of 15.2%, and the new correlation combined with the Bertsch model provided good prediction of heat transfer coefficient for nanorefrigerant in microchannels, and the MAE was decreased to 16.4%.

Key words: microchannel; nanorefrigerant; heat transfer model; flow boiling; heat transfer coefficient

收稿日期: 2016-01-18 修回日期: 2016-02-25
基金项目: 国家自然科学基金项目(21276090)和广西自然科学基金项目(2014GXNSFBA118051)
作者简介: 冯振飞(1980—),男,博士生,广西大学讲师,主要从事微纳米尺度传热研究,E-mail: zffeng@gxu.edu.cn
通信作者: 罗小平(1967—),男,教授,博士生导师,主要从事强化传热与节能研究,E-mail: mmxpluo@scut.edu.cn

引言

微通道换热器由于其结构紧凑、工质充注量少和换热性能优良^[1-2]等特点,在低温制冷系统中成为研究热点^[3]。研究者除了研究微通道换热器的结构外,还研究高效、环保的制冷剂。有研究者基于纳米流体这一概念提出了纳米制冷剂,它是将纳米颗粒和传统纯制冷剂按一定比例混合而成的混合物^[4]。目前的研究表明,纯制冷剂加入纳米颗粒后,导热系数、比热容和传热系数得以提高^[5-8]。已有研究者将其作为一种高效的制冷剂进行应用研究^[7-8]。然而到目前为止,有关纳米制冷剂在微通道内流动沸腾传热特性的研究鲜见报道。研究者们几乎全关注于研究纳米制冷剂在常规通道内的流动沸腾传热特性^[9-14]。

在微通道换热器的实际工程设计中,流动沸腾传热系数(简称传热系数)是一个关键的设计参数。目前已有不少研究者在实验研究中或前人研究的基础上提出了一系列的流动沸腾传热预测模型。如 Lazarek - Black 模型^[15]、Gungor - Winterton 模型^[16]、Tran 模型^[17]、Sun - Mishima 模型^[18]、Bertsch 模型^[19]、Li - Wu 模型^[20]、Kim - Mudawar 模型^[21]等。上述的传热预测模型大多都是基于纯工质(如去离子水或纯制冷剂等)的流动沸腾传热实验数据所得,而基于纳米制冷剂的很少见。PENG 等^[9]基于实验数据提出了纳米影响因子(纳米制冷剂与纯制冷剂的传热系数之比)的关联式,结合已有的纯工质传热系数关联式即可预测纳米制冷剂传热系数。YANG 等^[14]同样基于实验数据提出了预测纳米制冷剂传热系数的关联式。然而,上述的传热模型是否适用于微通道内纳米制冷剂流动沸腾传热的预测,有待探究。

因此,本文以常温下为液态的 R141b 制冷剂为基液,Al₂O₃为纳米颗粒,运用两步法制备 3 种不同质量分数的纳米制冷剂,并进行微通道内的流动沸腾传热实验研究。将实验结果与已有传热模型的预测值进行比较。并且结合实验数据,在现有的传热模型基础上进行修正。

1 实验

1.1 实验装置

整套实验装置如图 1 所示,主要包括纳米制冷剂循环回路系统、数据采集系统和纳米制冷剂充注系统。纳米制冷剂循环回路系统主要包括低温水箱、不锈钢磁力泵、涡轮流量计、预热水箱和测试段。液态纳米制冷剂通过不锈钢磁力泵提供驱动力后分

流,一支流经旁路回到磁力泵,另一支流经主路进入涡轮流量计,涡轮流量计与流量积算仪相连,显示流量读数。纳米制冷剂经流量计后进入预热水箱,预热水箱的水温由 PID 温控仪控制。经预热后的纳米制冷剂进入测试段进行加热气化。从测试段出来的纳米制冷剂呈气液两相状态,进入到低温水箱进行冷凝。冷凝后的液态纳米制冷剂与旁路工质汇合,一起流回磁力泵,完成循环。纳米制冷剂充注系统通过阀门与循环回路系统相连,用于充注纳米制冷剂。

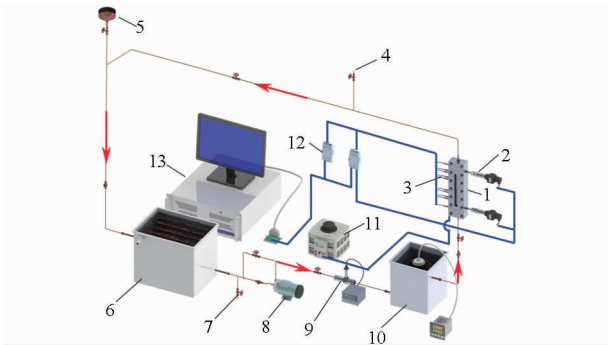


图 1 实验装置

Fig. 1 Schematic diagram of experimental setup

- 1. 测试段 2. 压力传感器 3. Pt100 4. 抽真空接口 5. 纳米制冷剂充注装置 6. 冷水箱 7. 排放接口 8. 磁力泵 9. 涡轮流量计 10. 预热水箱 11. 调压器 12. 数据采集模块 13. 工控机

1.2 测试段

测试段结构如图 2 所示,测试段主要包括微通道板、铝制基座、铝制盖板、Pyrex 玻璃、加热板、垫片和螺栓。微通道板长为 240 mm,宽为 40 mm,共有 18 条采用电火花线切割加工而成的微通道。微通道宽 W_{ch} 为 1 mm,高 H_{ch} 为 2 mm,相邻通道肋宽 W_f 为 1 mm。铝制基座的进出端均设置深、浅流动腔,以确保工质流动分配均匀^[22]。深流动腔设有测温孔,浅流动腔设有小径测压孔。铝制基座的一侧设有 8 个壁面测温孔(4 个靠近微通道板底面,4 个靠近基座底面),用于测量壁面温度分布。基座底面设有不锈钢云母加热板,两者之间涂有均匀的导热硅酯,确保测试主体受热均匀。铝制盖板设有用于放置 Pyrex 玻璃的长方形沉孔,Pyrex 玻璃透光率为 90% 以上,利于观察微通道内工质的流动状态。垫片选用耐腐蚀性好的 PTFE。通过螺栓连接盖板、Pyrex 玻璃、垫片、微通道板和基座,形成微通道结构。测试主体装配好后,包裹多层玻璃纤维和保温棉,以减少热量损失。

1.3 纳米制冷剂制备及其物性

纳米制冷剂的基液为 R141b 制冷剂,纯度为 99.9%。纳米颗粒为 Al₂O₃(伽马),纯度 99.99%,粒径 20 ~ 30 nm。选用 1% 质量分数的 span - 80 为

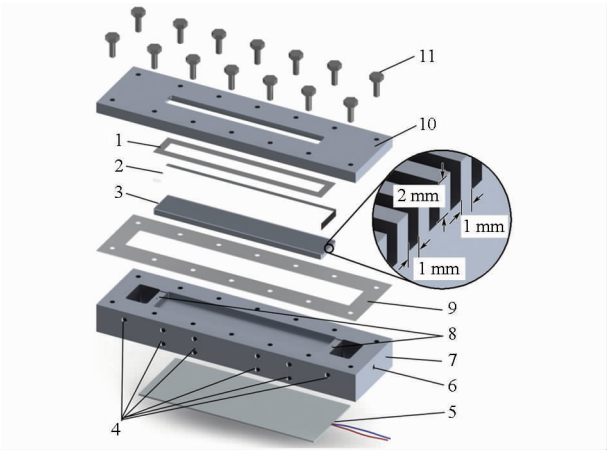


图2 测试段示意图

Fig.2 Schematic diagram of test section

1. 垫片 2. Pyrex 玻璃 3. 微通道板 4. 测温孔 5. 加热板 6. 进口 7. 铝制基座 8. 测压孔 9. 垫片 10. 铝制盖板 11. 螺栓

分散剂,采用两步法制备纳米制冷剂,制备工艺见文献[23]。共配制了3种质量分数纳米制冷剂,分别为0.2%、0.5%、0.8%。由于R141b沸点较低,常压下为32.1℃,易挥发,因此将Al₂O₃-R141b混合物装入不锈钢瓶并密封,以防超声波振荡时R141b受热挥发。

纳米制冷剂的物性因为纳米颗粒的存在发生了一定的变化,可通过一些数学关联式求得。纳米制冷剂密度 ρ_{nr} 、粘度 μ_{nr} 和比热 $c_{p,nr}$ 的计算式分别为^[24]

$$\rho_{nr} = (1 - \varphi)\rho_r + \varphi\rho_p \tag{1}$$

$$\mu_{nr} = \mu_r \frac{1}{(1 - \varphi)^{2.5}} \tag{2}$$

$$c_{p,nr} = (1 - \varphi)c_{p,r} + \varphi c_{p,p} \tag{3}$$

其中

$$\varphi = \frac{\omega\rho_r}{(1 - \omega)\rho_p + \omega\rho_r} \tag{4}$$

式中 ρ_p ——纳米颗粒密度,kg/m³
 ρ_r ——制冷剂密度,kg/m³
 $c_{p,p}$ ——纳米颗粒定压比热,kJ/(kg·K)
 $c_{p,r}$ ——纯制冷剂定压比热,kJ/(kg·K)
 φ ——纳米制冷剂体积分数
 ω ——纳米制冷剂质量分数

纳米制冷剂导热系数的计算式为^[25]

$$k_{nr} = \{ (k_p - k_{lr})\varphi k_{lr} (2\alpha_1^3 - \alpha^3 + 1) + (k_p + 2k_{lr}) \cdot \alpha_1^3 [\varphi\alpha^3 (k_{lr} - k_r) + k_r] \} / [\alpha_1^3 (k_p + 2k_{lr}) - (k_p - k_{lr})\varphi(\alpha_1^3 + \alpha^3 - 1)] \tag{5}$$

其中

$$k_{lr} = Ckt_r/r_p \tag{6}$$

$$t = 0.01(T - 273)r_p^{0.35} \tag{7}$$

$$\alpha = 1 + t/r_p \tag{8}$$

$$\alpha_1 = 1 + 0.5t/r_p \tag{9}$$

式中 k_{nr} ——纳米制冷剂导热系数,W/(m·K)
 k_p ——纳米颗粒导热系数,W/(m·K)

k_r ——纯制冷剂导热系数,W/(m·K)
 k_{lr} ——界面层导热系数,W/(m·K)
 C ——Al₂O₃纳米颗粒常数^[26],取30
 t ——纳米颗粒与制冷剂界面层厚度,m
 T ——纳米制冷剂绝对温标的温度,K
 r_p ——纳米颗粒半径,m
 α 、 α_1 ——经验公式系数

1.4 数据采集系统及实验过程

数据采集系统主要包括工控机、数据采集模块、铠装Pt100热电阻、温度变送器和压力传感器。数据采集模块采用研华ADAM-6017,精度为0.1%。Pt100热电阻与温度变送器连接,采用恒温水浴标定,标定范围为20~70℃,精度为0.1℃。压力传感器量程为0~700 kPa,精度0.5%。采用称量法对涡轮流量计进行校正,校正量程为16~80 L/h,测量不确定度为3%。实验工况范围:饱和压力为176 kPa,入口过冷度为6~12℃,体积流量为20~50 L/h,热流密度为11.1~26.6 kW/m²。实验时,用真空泵将实验系统抽真空,通过纳米制冷剂充注装置向循环回路系统注入纳米制冷剂,经计算和试验,充注量约1.3 L。开启泵,调节主路和旁路阀门来控制纳米制冷剂流量。设定预热水箱的水温控制入口温度。接通测试段加热电源,通过调压器控制热流密度。调节低温水箱的冷却水流量,控制纳米制冷剂蒸发压力。待纳米制冷剂进出口温度和压力稳定后,开始采集数据,采集频率为1 Hz,采集时间为3 min。调节流量或热流密度,重复上述过程。清洗实验系统,更换不同质量分数的纳米制冷剂,重复上述过程。

2 实验数据处理

单一通道质量流率 G 的计算式为

$$G = \frac{V\rho_{nr}}{N_{ch}A_{ch}} \tag{10}$$

式中 V ——总体积流量,m³/s
 N_{ch} ——通道数量
 A_{ch} ——单一通道截面积,m²

由于铝制基体导热性良好,通道壁面温度相对稳定,因此可以认为,基体被加热时热量的传递可视作自下而上方向的一维稳态导热过程。利用傅里叶定律可计算出基体的局部热流密度 q_n 计算式为

$$q_n = k_{Al} \frac{T_{dn,n} - T_{up,n}}{\delta} \tag{11}$$

式中 k_{Al} ——铝制基座导热系数,W/(m·K)
 T_{up} ——上壁温测量点温度,K
 T_{dn} ——下壁温测量点温度,K
 δ ——上下壁温测量点距离,m

下标 n 表示壁温测量点的序号,则基体的平均热流密度 q_{ave} 计算式为

$$q_{\text{ave}} = \frac{1}{4} \sum_{n=1}^4 q_n \tag{12}$$

根据能量守恒,并应用文献[22]提供的肋片分析法,得到沿流向分布的壁温测量点局部传热系数 h_n 计算式为

$$h_n = \frac{q_n W}{N_{\text{ch}} (W_{\text{ch}} + 2\eta H_{\text{ch}}) (T_{\text{w},n} - T_{\text{sat},n})} \tag{13}$$

其中
$$\eta = \frac{\tanh(m H_{\text{ch}})}{m H_{\text{ch}}} \tag{14}$$

$$m = \sqrt{\frac{2h_n}{k_{\text{Al}} W_{\text{f}}}} \tag{15}$$

式中 η ——肋效率 m ——肋参数
 W ——铝制基座加热底面宽度,m
 W_{f} ——相邻通道肋宽,m
 $T_{\text{w},n}$ ——壁温测量点所对应的通道底面温度,K

假定微通道板与基体接触良好,即接触热阻可忽略,则 $T_{\text{w},n}$ 的计算式为

$$T_{\text{w},n} = T_{\text{up},n} - \frac{q_n H_{\text{w}}}{k_{\text{Al}}} \tag{16}$$

式中 H_{w} ——上壁温测量点离通道底面距离,m
式(13)中, $T_{\text{sat},n}$ 为基于局部压力对应的饱和温度。根据进出口的压力,并采用线性插值法可求出壁温测量点对应的局部压力^[22,27],进而确定所对应的饱和温度。 $T_{\text{sat},n}$ 和 $T_{\text{w},n}$ 确定后,采用迭代法求解式(13),得到壁温测量点对应的局部传热系数 h_n 。

蒸汽的质量占气液两相总质量的百分比称为含气率 x ,即干度。沿流向分布的壁温测量点局部干

度 x_n 计算式为

$$x_n = \frac{1}{h_{\text{fg}}} \left[\frac{q_{\text{ave}} W L'_n}{V \rho_{\text{nr}}} - c_{p,\text{nr}} (T_{\text{sat},n} - T_{\text{i}}) \right] \tag{17}$$

式中 h_{fg} ——制冷剂潜热,kJ/kg
 L'_n ——壁温测量点与浅流动腔入口距离,m
 T_{i} ——进口流体温度,K

实验数据的测量存在一定误差,利用误差分析法^[28]对实验数据进行不确定度分析,分析结果见表 1。

表 1 实验数据的最大不确定度

Tab.1 Maximum uncertainty of experimental data	
参数	不确定度/%
温度	± 0.2
压力	± 4.1
质量流率	± 3.0
热流密度	± 10.2
传热系数	± 15.5
干度	± 11.5

3 传热模型评价方法

共选取 9 个传热模型来进行评价,具体介绍见表 2,表中各符号说明见文献[9,14-21],前 7 个模型的工质为纯工质,后 2 个模型的工质为纳米制冷剂。将本文的传热系数实验值 h_{exp} 与传热模型的预测值 h_{pred} 进行比较,以评价传热模型对微通道内纳米制冷剂流动沸腾传热的预测能力。与文献[22,27]研究相同,本文实验重点考察第 4 对壁温测量点对应的局部传热性能,这是因为此处制冷剂充分达到饱和沸腾状态,因此实验值 h_{exp} 为此处的局部传热系数。由于表 2 中除了 Kim - Mudawar 模型

表 2 传热模型

Tab.2 Heat transfer models

模型	关联式	备注
Lazarek – Black （1982）	$h_{\text{ip}} = 30 Re_{\text{fo}}^{0.857} Bo^{0.714} \frac{k_{\text{f}}}{D_{\text{h}}} \quad Re_{\text{fo}} = \frac{G D_{\text{h}}}{\mu_{\text{f}}} \quad Bo = \frac{q_{\text{H}}}{G h_{\text{fg}}}$	$D = 3.15 \text{ mm}$ ，R113，核态沸腾为主
Gungor – Winterton （1986）	$h_{\text{tp}} = E h_{\text{sp}} + S h_{\text{nb}} \quad h_{\text{sp}} = 0.023 Re_{\text{f}}^{0.8} Pr_{\text{f}}^{0.4} \frac{k_{\text{f}}}{D_{\text{h}}}$	$D = 2.95 \sim 32.0 \text{ mm}$ ，水，R11，R12，R113，R114，R22，乙二醇，4 300个数据
	$E = 1 + 24\,000 Bo^{1.16} + 1.37 \left(\frac{1}{X_{\text{tt}}} \right)^{0.86}$	
	$h_{\text{nb}} = h_{\text{ip,Cooper}} = 55 P_R^{0.12} (-\lg P_R)^{-0.55} M^{-0.5} q_{\text{H}}^{2/3}$	
	$S = (1 + 1.15 \times 10^{-6} E^2 Re_{\text{f}}^{1.17})^{-1}$	
	对于水平管,当 $Fr_{\text{f}} \leq 0.05$ 时, E 和 S 分别用 $E Fr_{\text{f}}^{(0.1 - 2 Fr_{\text{f}})} \text{ 和 } S Fr_{\text{f}}^{0.5} \text{ 替换}$	
	$Re_{\text{f}} = \frac{G(1-x)D_{\text{h}}}{\mu_{\text{f}}} \quad Pr_{\text{f}} = \frac{c_{p,\text{f}} \mu_{\text{f}}}{k_{\text{f}}} \quad P_R = \frac{P}{P_{\text{crit}}} \quad Fr_{\text{f}} = \frac{G^2}{\rho_{\text{f}}^2 g D_{\text{h}}}$	
	$X_{\text{tt}} = \left(\frac{\mu_{\text{f}}}{\mu_{\text{g}}} \right)^{0.1} \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_{\text{g}}}{\rho_{\text{f}}} \right)^{0.5}$	

续表 2

模型	关联式	备注
Tran (1996)	$h_{\text{tp}}=8.4\times10^5\left(Bo^2We_{\text{fo}}\right)^{0.3}\left(\frac{\rho_{\text{g}}}{\rho_{\text{f}}}\right)^{0.4}We_{\text{fo}}=\frac{G^2D_{\text{h}}}{\rho_{\text{f}}\sigma}$	$D=2.46,2.92\text{ mm}$, $D_{\text{h}}=2.4\text{ mm}$, R12, R113, 核态沸腾为主
Sun - Mishima (2009)	$h_{\text{tp}}=\frac{6Re_{\text{fo}}^{1.05}Bo^{0.54}}{We_{\text{fo}}^{0.191}(\rho_{\text{f}}/\rho_{\text{g}})^{0.142}D_{\text{h}}}$	$D_{\text{h}}=0.21\sim6.5\text{ mm}$, R11, R12, R123, R134a, R141b, R22, R404a, R407c, R410a, CO ₂ , 水, 2 505 个数据
Bertsch (2009)	$h_{\text{tp}}=Eh_{\text{cb}}+Sh_{\text{nb}}\quad h_{\text{cb}}=h_{\text{sp,fo}}(1-x)+h_{\text{sp,go}}x$ $E=1+80(x^2-x^6)\exp(-0.6N_{\text{conf}})$ $h_{\text{nb}}=h_{\text{tp,Cooper}}\quad S=(1-x)$ $h_{\text{sp,fo}}=\left[3.66+\frac{0.0668\frac{D_{\text{h}}}{L}Re_{\text{fo}}Pr_{\text{f}}}{1+0.04\left(\frac{D_{\text{h}}}{L}Re_{\text{fo}}Pr_{\text{f}}\right)^{2/3}}\right]\frac{k_{\text{f}}}{D_{\text{h}}}$ $h_{\text{sp,go}}=\left[3.66+\frac{0.0668\frac{D_{\text{h}}}{L}Re_{\text{go}}Pr_{\text{g}}}{1+0.04\left(\frac{D_{\text{h}}}{L}Re_{\text{go}}Pr_{\text{g}}\right)^{2/3}}\right]\frac{k_{\text{g}}}{D_{\text{h}}}$ $N_{\text{conf}}=\left[\frac{\sigma}{g(\rho_{\text{f}}-\rho_{\text{g}})D_{\text{h}}^2}\right]^{0.5}\quad Re_{\text{go}}=\frac{GD_{\text{h}}}{\mu_{\text{g}}}\quad Pr_{\text{g}}=\frac{c_{p,\text{g}}\mu_{\text{g}}}{k_{\text{g}}}$	$D_{\text{h}}=0.16\sim2.92\text{ mm}$, 水, 制冷剂, FC-77, 液氮, 3 899 个数据
Li - Wu (2010)	$h_{\text{tp}}=334Bo^{0.3}(BdRe_{\text{f}}^{0.36})^{0.4}\frac{k_{\text{f}}}{D_{\text{h}}}\quad Bd=\frac{g(\rho_{\text{f}}-\rho_{\text{g}})D_{\text{h}}^2}{\sigma}$	$D_{\text{h}}=0.16\sim3.1\text{ mm}$, 水, 制冷剂, FC-77, 乙醇, 丙烷, CO ₂ , 3 744 个数据
Kim - Mudawar (2013)	$h_{\text{tp}}=(h_{\text{nb}}^2+h_{\text{cb}}^2)^{0.5}$ $h_{\text{nb}}=\left[2345\left(Bo\frac{P_{\text{H}}}{P_{\text{F}}}\right)^{0.70}P_R^{0.38}(1-x)^{-0.51}\right]\left(0.023Re_{\text{f}}^{0.8}Pr_{\text{f}}^{0.4}\frac{k_{\text{f}}}{D_{\text{h}}}\right)$ $h_{\text{cb}}=\left[5.2\left(Bo\frac{P_{\text{H}}}{P_{\text{F}}}\right)^{0.08}We_{\text{fo}}^{-0.54}+3.5\left(\frac{1}{X_{\text{tt}}}\right)^{0.94}\left(\frac{\rho_{\text{g}}}{\rho_{\text{f}}}\right)^{0.25}\right]\left(0.023Re_{\text{f}}^{0.8}Pr_{\text{f}}^{0.4}\frac{k_{\text{f}}}{D_{\text{h}}}\right)$	$D_{\text{h}}=0.19\sim6.5\text{ mm}$, FC72, R11, R113, R123, R1234yf, R1234ze, R134a, R152a, R22, R236fa, R245fa, R32, R404A, R407C, R410A, R417A, CO ₂ , 12 974 个数据
Peng - Ding (2009)	$h_{\text{tp}}=F_{\text{HT}}h_{\text{tp,ec}}$ $F_{\text{HT}}=\exp\left(\varphi\left(0.8\frac{k_{\text{p}}}{k_{\text{f}}}-39.94\frac{(\rho c_p)_{\text{p}}}{(\rho c_p)_{\text{f}}}-0.028G-733.26x(1-x)\right)\right)$ $h_{\text{tp,ec}}\text{可用纯制冷剂的物性及已有的经验传热模型求得}$	$D=8.12\text{ mm}$, R113, CuO - R113
Yang - Sun (2015)	$h_{\text{tp}}=[(Eh_{\text{sp}})^2+(Sh_{\text{nb}})^2]^{0.5}\quad h_{\text{sp}}=11.83Re_{\text{fo}}^{0.7}Pr_{\text{f}}^{-1.22}(1+\varphi)^{0.23}\frac{k_{\text{f}}}{D_{\text{h}}}$ $E=\left[1+xPr_{\text{f}}\left(\frac{\rho_{\text{f}}}{\rho_{\text{g}}}-1\right)\right]^{0.35}$ $h_{\text{nb}}=h_{\text{tp,Cooper}}\quad S=(1+0.055E^{0.1}Re_{\text{fo}}^{0.16})^{-1}$ 对于水平管,当 $Fr_{\text{f}}\leqslant0.05$ 时, E 和 S 分别用 $EFr_{\text{f}}^{(0.1-2Fr_{\text{f}}^2)}$ 和 $SFr_{\text{f}}^{0.5}$ 替换	$D=12\text{ mm}$, R141b, MWCNT - R141b

外,其他模型都是基于均匀周向加热的圆管或均匀四面加热的矩形通道建立起来的,而本文实验数据是基于三面加热的矩形通道,因此预测值与实验值对比时,应采用式(18)进行修正,文献[21-22,29]的研究中亦采用此方法。

$$h_{\text{pred}}=\frac{Nu_3}{Nu_4}h_{\text{cir}}\tag{18}$$

式中 h_{cir} ——传热模型原始预测值, W/(m²·K)
 Nu_3 ——矩形通道三面加热时单相 Nusselt 数
 Nu_4 ——矩形通道四面加热时单相 Nusselt 数

由于本文的全液相 Reynolds 数小于 2 000,即流体流动为层流状态,因此 Nu_3 和 Nu_4 的计算式分别为^[22]

$$Nu_3=8.235(1-1.883\beta+3.767\beta^2-5.814\beta^3+5.361\beta^4-2.0\beta^5)\tag{19}$$

$$Nu_4=8.235(1-2.042\beta+3.085\beta^2-2.477\beta^3+1.058\beta^4-0.186\beta^5)\tag{20}$$

式中 β ——矩形通道截面的短边与长边之比
为便于评价传热模型预测的准确性,定义了 3 个评价参数 θ 、 ζ 和 ε 。 θ 和 ζ 分别表示数据点的误

差在 $\pm 30\%$ 和 $\pm 50\%$ 范围内的比例。 ε 为平均绝对误差(MAE),定义为

$$\varepsilon = \frac{1}{N} \sum \frac{|h_{\text{pred}} - h_{\text{exp}}|}{h_{\text{exp}}} \times 100\% \quad (21)$$

式中 N ——数据点总数

4 结果与讨论

4.1 实验结果

图3给出了热流密度为 18.0 kW/m^2 、过冷度 ΔT 为 8°C 时,纳米制冷剂和纯制冷剂实验传热系数与质量流率的关系。由图3可见,纳米制冷剂传热系数明显高于纯制冷剂。质量分数为 0.2% 、 0.5% 、 0.8% 的纳米制冷剂传热系数平均比纯制冷剂分别高 53% 、 45% 、 33% 。图4给出了质量流率为 $184.8 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 、过冷度为 8°C 时,纳米制冷剂和纯制冷剂实验传热系数与干度的关系。由图4可见,纳米制冷剂传热系数亦高于纯制冷剂。质量分数为 0.2% 、 0.5% 、 0.8% 的纳米制冷剂的传热系数平均比纯制冷剂分别高 52% 、 31% 、 24% 。图5给出了热流密度为 17.8 kW/m^2 、质量流率为 $184.8 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 时,纳米制冷剂和纯制冷剂实验传热系数与过冷度的关系。由图5可见,纳米制冷剂传热系数亦高于纯制冷剂。质量分数为 0.2% 、 0.5% 、 0.8% 的纳米制冷剂的传热系数平均比纯制冷剂分别高 58% 、 43% 、 39% 。

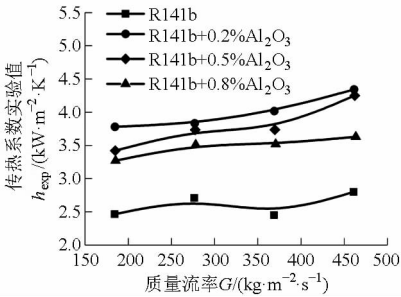


图3 传热系数与质量流率的关系

Fig.3 Relationship of heat transfer coefficient and mass flux

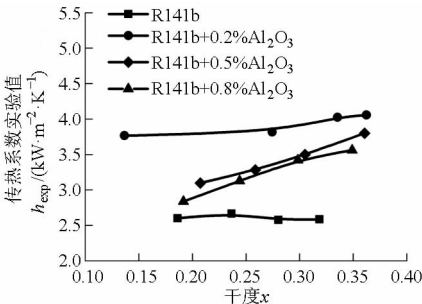


图4 传热系数与干度的关系

Fig.4 Relationship of heat transfer coefficient and steam quality

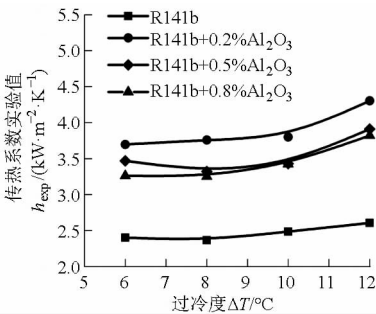


图5 传热系数与过冷度的关系

Fig.5 Relationship of heat transfer coefficient and degree of subcooled

4.2 传热模型预测值与实验值的对比结果

各传热模型预测值与实验值对比结果见图6及表3。由于表2中前7个传热模型主要适用于纯工质,因此对于它们能否准确地预测纳米制冷剂传热系数的前提是,其首先能准确地预测纯制冷剂的传热系数。由图6及表3可见,Kim - Mudawar模型的预测精度最好, ε 值为 8.75% ,全部数据点在误差 $\pm 30\%$ 范围内。Bertsch模型、Lazarek - Black模型的预测精度较好, ε 值分别为 11.91% 和 17.11% , θ 值均为 92.31% 。Sun - Mishima模型的预测精度次之, ε 值为 27.3% 。而Gungor - Winterton模型、Li - Wu模型的预测精度最差。

基于上述分析可知, Kim - Mudawar模型、Bertsch模型、Lazarek - Black模型和 Sun - Mishima模型能较好地预测微通道内纯制冷剂传热系数。由图6及表3还可见,这4个模型对微通道内纳米制冷剂传热系数的预测精度也比较好, ε 值分别为 30.13% 、 20.46% 、 17.8% 和 9.18% , θ 值分别为 50% 、 86.84% 、 92.11% 和 94.75% 。然而,这些模型能否准确预测纳米制冷剂的传热系数还需进一步评价。根据文献[9,11 - 12]及本文的研究发现,制冷剂添加适量纳米颗粒后,强化了制冷剂的流动沸腾传热。为了直观地反映纳米颗粒的加入对制冷剂流动沸腾传热系数的影响,引入文献[9]的纳米影响因子概念,定义为

$$F_{\text{HT}} = \frac{h_{\text{nr}}}{h_{\text{r}}} \quad (22)$$

式中 F_{HT} ——纳米影响因子

h_{r} ——纯制冷剂传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$

h_{nr} ——纳米制冷剂传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$

因此,需将上述模型的纳米影响因子预测值与实验值进行比较,以进一步评价它们对纳米制冷剂传热系数预测的能力。本文选用对纯制冷剂传热系数预测精度最高的3个模型来研究纳米影响因子,

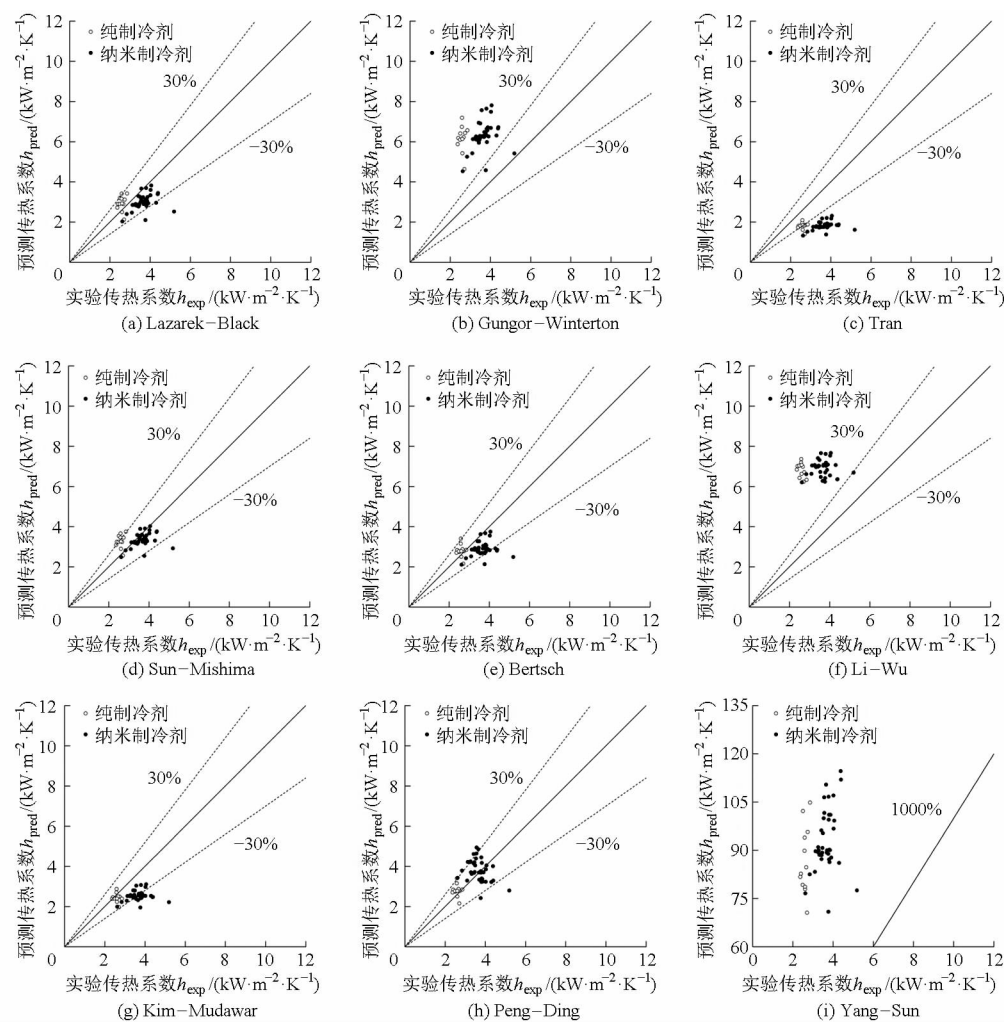


图 6 传热系数实验值与传热模型预测值对比

Fig.6 Comparison of experimental heat transfer coefficient with predictions of heat transfer model

表 3 各传热模型预测值与实验值对比结果

模型	纯制冷剂			纳米制冷剂			所有工质		
	ε	θ	ζ	ε	θ	ζ	ε	θ	ζ
Lazarek – Black	17.11	92.31	100	17.80	92.11	97.37	17.62	92.16	98.04
Gungor – Winterton	137.87	0	0	73.76	5.26	7.89	90.10	3.92	5.88
Tran	30.41	53.85	100	50.07	0	52.63	45.06	13.73	64.70
Sun – Mishima	27.30	46.15	100	9.18	94.75	100	13.79	82.35	100
Bertsch	11.91	92.31	100	20.46	86.84	97.37	18.27	88.24	98.04
Li – Wu	163.89	0	0	91.33	2.63	7.89	109.82	1.96	5.88
Kim – Mudawar	8.75	100	100	30.13	50.00	97.37	24.68	62.75	98.04
Peng – Ding	8.75	100	100	17.22	89.47	97.37	15.06	92.16	98.04
Yang – Sun	3 240.81	0	0	2 462.71	0	0	2 661.05	0	0

即 Kim – Mudawar 模型、Bertsch 模型和 Lazarek – Black 模型,得到纳米影响因子预测值与实验值的对比结果,如图 7 所示。由图可见,3 个模型的纳米影响因子预测值与实验值偏差较大,明显低估了纳米影响因子,且预测值变化不大,而实验值却有很大的变化。由此可见,尽管 3 个模型预测微通内纯制冷剂

很好地预测纳米影响因子,换言之,其不能很好地反映纳米颗粒的加入对纯制冷剂流动沸腾影响的规律。因此,这 3 个模型并不适用于微通道内纳米制冷剂传热系数的预测。

表 2 中,后两个传热模型,即 Peng – Ding 模型、Yang – Sun 模型,是基于纳米制冷剂流动沸腾传热的实验数据所建立的,它们对纳米制冷剂及纯制冷

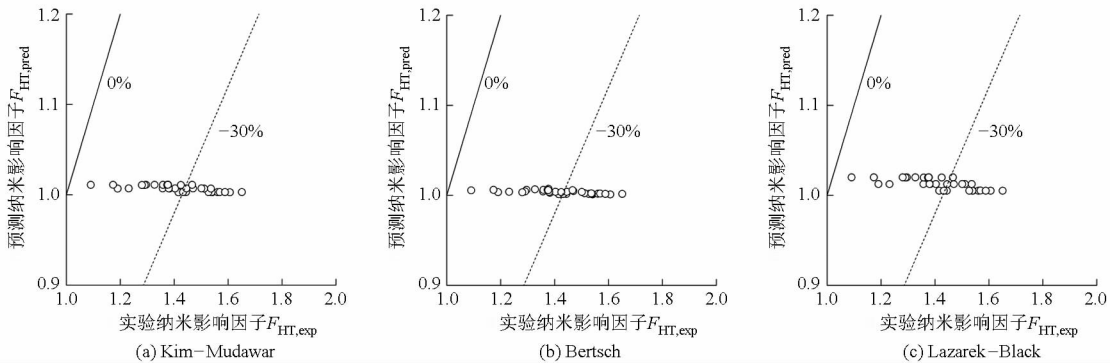


图 7 纳米影响因子预测值与实验值对比

Fig. 7 Comparison of predictions with experimental data for nanoparticle impact factor

剂传热系数预测能力的评价结果见图 6h、6i 及表 3。Peng - Ding 模型的 $h_{tp,ec}$ 选用 Kim - Mudawar 模型求得,这是因为经上述的分析可知,Kim - Mudawar 模型对纯制冷剂传热系数的预测精度最好。由图 6 及表 3 可见,Yang - Sun 模型的预测值完全偏离了实验值,而 Peng - Ding 模型的预测精度最好,尤其是对纳米制冷剂传热系数的预测, ε 值为 17.22%,有 89.47% 的数据点在误差 $\pm 30\%$ 范围内。且由图 6h 可见,大部分纳米制冷剂的传热系数明显高于纯制冷剂,这说明该模型能很好地反映纳米颗粒的加入对纯制冷剂流动沸腾影响的规律。综上所述,Peng - Ding 模型亦适用于本实验纳米制冷剂传热系数的预测。

4.3 传热模型的修正

由 4.2 节分析可知,Peng - Ding 模型和 Kim - Mudawar 模型的组合对微通道内纯制冷剂及纳米制冷剂传热系数的预测效果最好。然而,Peng - Ding 模型的纳米影响因子 F_{HT} 的关联式含有量纲参数 G ,使得关联式的适用范围受限。因此,需要使用无量纲参数替换有量纲参数。流体在微通道内的流动沸腾传热包括对流沸腾传热和核态沸腾传热^[22]。对于对流沸腾传热过程,液相质量流率的增大,使得纳米制冷剂的扰动加强,进而使得纳米颗粒之间、纳米颗粒与传热壁面之间的相互作用及碰撞更加强烈,强化了传热。而 Reynolds 数是与质量流率相关的无量纲参数,因此可用分液相的 Reynolds 数 Re_f 代替关联式的 G 。对于核态沸腾传热过程,气泡的生成、成长、合并和破裂,会引起气泡周围的纳米制冷剂扰动,这种扰动加强纳米颗粒之间,纳米颗粒与壁面之间相互作用及碰撞,进而强化了传热。而沸腾数 Bo 可表示流体沸腾的强弱,因此关联式应考虑沸腾数的影响。

基于上述分析,运用回归分析法对实验数据进行拟合,可得纳米影响因子 F_{HT} 的修正关联式为

$$F_{HT} = \exp \left(\varphi \left(7.5548 \frac{k_n}{k_r} - 2001.88 \frac{(\rho c_p)_n}{(\rho c_p)_r} + 1278.56 Re_f^{0.6615} Bo^{0.6587} \right) \right) \quad (23)$$

将式(23)和 Peng - Ding 模型的纳米影响因子预测值与实验值进行对比,结果如图 8 所示。由图可见,新关联式的预测能力略有提升, ε 值降为 15.2%。

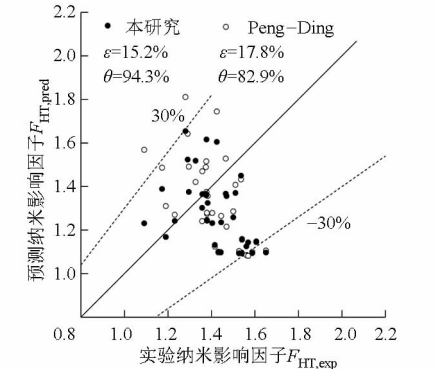


图 8 纳米影响因子预测值与实验值对比

Fig. 8 Comparison of predictions with experimental data for nanoparticle impact factor

由式(22)、(23)可得,微通道内纳米制冷剂的传热关联式为

$$h_{nr} = \exp \left(\varphi \left(7.5548 \frac{k_n}{k_r} - 2001.88 \frac{(\rho c_p)_n}{(\rho c_p)_r} + 1278.56 Re_f^{0.6615} Bo^{0.6587} \right) \right) h_r \quad (24)$$

式中, h_r 可用纯制冷剂的物性及已有的微通道传热模型求得。如 Kim - Mudawar 模型、Bertsch 模型、Lazarek - Black 模型、Sun - Mishima 模型等。

图 9 给出了纳米影响因子 F_{HT} 的修正关联式与 Kim - Mudawar 模型、Bertsch 模型、Lazarek - Black 模型组合时,微通道内纳米制冷剂传热系数预测值与实验值的对比结果。由图可见,与 Bertsch 模型组合的预测精度最好, ε 值为 16.4%,有 86.8% 的数据点在误差 $\pm 30\%$ 范围内,且数据点较均匀地分布在 $h_{pred}/h_{exp} = 1$ 直线的两侧;与

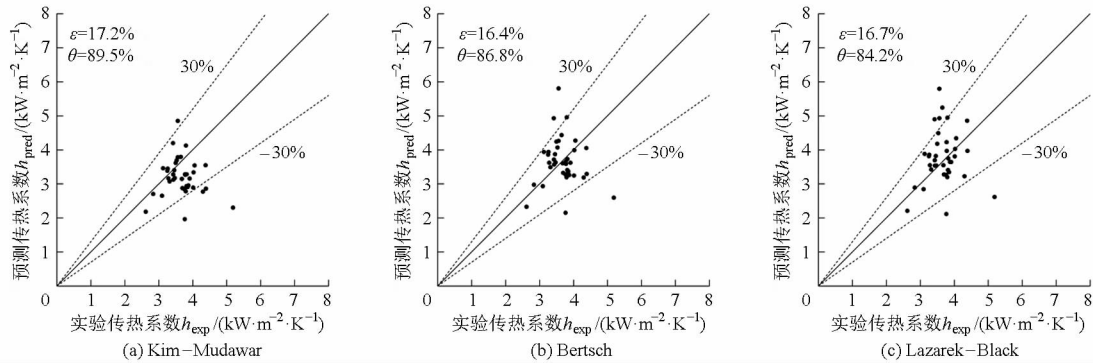


图 9 式(23)与已有传热关联式组合时传热系数预测值与实验值对比

Fig. 9 Comparison of experimental heat transfer coefficients with predicted ones by Eq. (23) combined with existing heat transfer correlations

Kim - Mudawar 模型和 Lazarek - Black 模型组合亦有较好的预测精度。

5 结 论

(1) 在本实验研究范围内, 7 个纯工质传热模型中的 Kim - Mudawar 模型、Bertsch 模型、Lazarek - Black 模型对微通道内纯制冷剂传热系数的预测值最接近实验值, 平均绝对误差分别为 8.75%、11.91% 和 17.11%。然而, 它们不能反映纳米颗粒的加入对纯制冷剂流动沸腾传热影响的规律, 因此不适用于纳米制冷剂传热的预测。

(2) 常规通道的 Peng - Ding 纳米制冷剂传热模型与 Kim - Mudawar 模型组合对微通道内纳米制冷

剂传热系数的预测值最接近实验值, 平均绝对误差为 17.22%, 且能较好地反映纳米颗粒的加入对纯制冷剂流动沸腾传热影响的规律。说明 Peng - Ding 模型也适用于微通道内纳米制冷剂流动沸腾传热。而 Yang - Sun 纳米制冷剂传热模型预测效果极差, 完全偏离实际情况。

(3) 结合实验数据, 将 Peng - Ding 模型有量纲的纳米影响因子关联式修正为无量纲关联式。新关联式能较好地预测纳米影响因子, 平均绝对误差降为 15.2%。且与 Bertsch 模型的组合对微通道内纳米制冷剂传热系数的预测效果最好, 平均绝对误差为 16.4%。

参 考 文 献

1 宗露香, 徐进良, 刘国华. 微通道内种子汽泡抑制沸腾不稳定性研究[J]. 农业机械学报, 2014, 45(3): 341 - 346.
ZONG Luxiang, XU Jinliang, LIU Guohua. Flow boiling instabilities controlled by seed bubbles in microchannels [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(3): 341 - 346. (in Chinese)

2 冯振飞, 何荣伟, 朱礼, 等. 周向平行细通道夹套的换热特性[J]. 过程工程学报, 2015, 15(6): 901 - 908.
FENG Zhenfei, HE Rongwei, ZHU Li, et al. Heat transfer characteristics of a jacket with circumferential parallel minichannels [J]. The Chinese Journal of Process Engineering, 2015, 15(6): 901 - 908. (in Chinese)

3 KHAN M G, FARTAJ A. A review on microchannel heat exchangers and potential applications [J]. International Journal of Energy Research, 2011, 35(7): 553 - 582.

4 彭浩, 丁国良, 姜未汀, 等. 纳米制冷剂管内流动沸腾换热特性[J]. 化工学报, 2008, 59(增刊 2): 70 - 75.
PENG Hao, DING Guoliang, JIANG Weiting, et al. Heat transfer characteristics of nanorefrigerant flow boiling inside tube [J]. Journal of Chemical Industry and Engineering, 2008, 59(Supp. 2): 70 - 75. (in Chinese)

5 JIANG W T, DING G L, PENG H. Measurement and model on thermal conductivities of carbon nanotube nanorefrigerants [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2009, 48(6): 1108 - 1115.

6 ALAWI O A, SIDIK N A C. Influence of particle concentration and temperature on the thermophysical properties of CuO/R134a nanorefrigerant [J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2014, 58: 79 - 84.

7 PARK K J, JUNG D. Boiling heat transfer enhancement with carbon nanotubes for refrigerants used in building air-conditioning [J]. Energy and Buildings, 2007, 39(9): 1061 - 1064.

8 BI S S, SHI L, ZHANG L L. Application of nanoparticles in domestic refrigerators [J]. Applied Thermal Engineering, 2008, 28(14 - 15): 1834 - 1843.

9 PENG H, DING G L, JIANG W T, et al. Heat transfer characteristics of refrigerant-based nanofluid flow boiling inside a horizontal smooth tube [J]. International Journal of Refrigeration, 2009, 32(6): 1259 - 1270.

10 HENDERSON K, PARK Y G, LIU L, et al. Flow-boiling heat transfer of R - 134a-based nanofluids in a horizontal tube [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2010, 53(5 - 6): 944 - 951.

11 SUN B, YANG D. Experimental study on the heat transfer characteristics of nanorefrigerants in an internal thread copper tube [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2013, 64: 559 – 566.

12 SUN B, YANG D. Flow boiling heat transfer characteristics of nano-refrigerants in a horizontal tube [J]. International Journal of Refrigeration, 2014, 38: 206 – 214.

13 BAQERI S, AKHAVAN-BEHABADI M A, GHADIMI B. Experimental investigation of the forced convective boiling heat transfer of R – 600a/oil/nanoparticle [J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2014, 55: 71 – 76.

14 YANG D, SUN B, LI H W, et al. Experimental study on the heat transfer and flow characteristics of nanorefrigerants inside a corrugated tube [J]. International Journal of Refrigeration, 2015, 56: 213 – 223.

15 LAZAREK G M, BLACK S H. Evaporative heat transfer, pressure drop and critical heat flux in a small vertical tube with R – 113 [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1982, 25(7): 945 – 960.

16 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.

17 TRAN T N, WAMBSGANSS M W, FRANCE D M. Small circular- and rectangular-channel boiling with two refrigerants [J]. International Journal of Multiphase Flow, 1996, 22(3): 485 – 498.

18 SUN L, MISHIMA K. An evaluation of prediction methods for saturated flow boiling heat transfer in mini-channels [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2009, 52(23 – 24): 5323 – 5329.

19 BERTSCH S S, GROLL E A, GARIMELLA S V. A composite heat transfer correlation for saturated flow boiling in small channels [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2009, 52(7 – 8): 2110 – 2118.

20 LI W, WU Z. A general correlation for evaporative heat transfer in micro/mini-channels [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2010, 53(9 – 10): 1778 – 1787.

21 KIM S M, MUDAWAR I. Universal approach to predicting saturated flow boiling heat transfer in mini/micro-channels—Part II. two-phase heat transfer coefficient [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2013, 64: 1239 – 1256.

22 QU W L, MUDAWAR I. Flow boiling heat transfer in two-phase micro-channel heat sinks—I. Experimental investigation and assessment of correlation methods [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2003, 46(15): 2755 – 2771.

23 ALAWI O A, SIDIK N A C, MOHAMMED H A. A comprehensive review of fundamentals, preparation and applications of nanorefrigerants [J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2014, 54: 81 – 95.

24 KAKAÇ S, PRAMUANJAROENKIJ A. Review of convective heat transfer enhancement with nanofluids [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2009, 52(13 – 14): 3187 – 3196.

25 SITPRASERT C, DECHAUMPHAI P, JUNTASARO V. A thermal conductivity model for nanofluids including effect of the temperature-dependent interfacial layer [J]. Journal of Nanoparticle Research, 2009, 11(6): 1465 – 1476.

26 MAHBUBUL I M, FADHILAH S A, SAIDUR R, et al. Thermophysical properties and heat transfer performance of Al₂O₃/R – 134a nanorefrigerants [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2013, 57(1): 100 – 108.

27 DENG D X, TANG Y, LIANG D J, et al. Flow boiling characteristics in porous heat sink with reentrant microchannels [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2014, 70: 463 – 477.

28 MOFFAT R J. Describing the uncertainties in experimental results [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 1988, 1(1): 3 – 17.

29 LEE H, PARK I, MUDAWAR I, et al. Micro-channel evaporator for space applications—2. Assessment of predictive tools [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2014, 77: 1231 – 1249.

(上接第 332 页)

17 尹超, 张云, 钟婷. 面向新产品开发的云制造服务资源组合优选模型[J]. 计算机集成制造系统, 2012, 18(7): 1368 – 1378.
YIN Chao, ZHANG Yun, ZHONG Ting. Optimization model of cloud manufacturing services resource combination for new product development [J]. Computer Integrated Manufacturing System, 2012, 18(7): 1368 – 1378. (in Chinese)

18 江伟光, 武建伟, 潘双夏, 等. 面向知识工程的产品信息模型[J]. 农业机械学报, 2008, 39(7): 133 – 138.
JIANG Weiguang, WU Jianwei, PAN Shuangxia, et al. Product information model oriented to KBE [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(7): 133 – 138. (in Chinese)

19 张太华, 顾新建, 白福友. 基于产品知识模块本体的产品知识集成[J]. 农业机械学报, 2011, 42(5): 214 – 221.
ZHANG Taihua, GU Xinjian, BAI Fuyou. Product integration of product knowledge based on modular ontologies of product knowledge [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(5): 214 – 221. (in Chinese)

20 庄万玉, 凌丹, 赵瑾, 等. 关于敏捷性评价指标权重的研究[J]. 电子科技大学学报, 2006, 35(6): 985 – 988.
ZHUANG Wanyu, LING Dan, ZHAO Jin, et al. Research on weights of agility appraisalment indexes [J]. Journal of University of Electronic Science and Technology of China, 2006, 35(6): 985 – 988. (in Chinese)