第41卷 第8期 太 阳 能 学 报 Vol. 41, No. 8
2020年8月 ACTA ENERGIAE SOLARIS SINICA Aug., 2020

文章编号:0254-0096(2020)08-0251-07

# 水平小管内R290的凝结换热特性实验

戴源德[1]，郭玉洁[1]，邹思凯[1]，何国庚[2]

（1. 南昌大学机电工程学院，南昌 330031；2. 华中科技大学能源与动力工程学院，武汉 430074）

**摘 要**：以管内径为4 mm的水平光滑铜管，质量流速100~250 kg/(m²·s)，热流密度5~10 kW/m²，饱和温度分别为40、50、55 ℃，干度0~1，对R290(丙烷)进行凝结换热实验。结果表明：提高质量流速或增大热流密度，均可增大凝结换热系数；而饱和温度升高则会使凝结换热系数减小；此外，随着凝结过程的进行，干度逐渐降低，凝结换热系数通常也随之减小，仅在热流密度过大时出现先增后减的现象。最后，选取6种经典的凝结换热关联式计算凝结换热系数，并与实验结果对比，Cavallini关联式和Bohdal关联式的预测效果较好。

**关键词**：R290；凝结；传热系数；小管径；水平光滑管；关联式

**中图分类号**：TK124 **文献标志码**：A

## 0 引 言

当前，温室效应对环境的危害日益严重，国际社会已开始关注这一问题，并于2016年10月达成以削减温室气体HFCs为目标的《蒙特利尔议定书》基加利修正案[1]。自然工质R290的消耗臭氧潜能值(ODP)为零且全球变暖的潜能值(GWP)接近零，是一款性能优良的环保制冷剂；然而，其不足之处在于具有易燃易爆性，研究降低充灌量的方法将极大地促进R290在家用空调器中的安全使用。

家用空调冷凝器紧凑化设计不仅可减少R290的充灌量，降低燃爆风险，还可通过减小空气侧压降和增大热传递系数来提高系统的效率[2]，而换热管小径化是实现冷凝器紧凑化的重要途径[3]，也是当前冷凝器设计优化的研究热点之一。制冷剂在水平管内的凝结换热系数是冷凝器设计优化的重要参数，由于凝结过程中换热机理较为复杂，实验研究是目前获得这一参数的唯一途径，国内外对R290在水平管内凝结换热的实验研究主要集中在内径2 mm的水平光滑铜管[4]和尺寸更小的不锈钢管[5]或内径7 mm及以上常规管径的水平光滑铜管[6-9]，仅Longo等[10]在探讨替代R404A时进行过管径为4 mm传热管内的蒸汽凝结换热特性实验，但未对R290在小管径(3~7 mm)光滑铜管内的凝结换热特性进行系统的实验研究。鉴于R290在小管径水平管中凝结两相换热机理的复杂性和国内外相关研究的有限性[11]，选用内径为4 mm的水平光滑铜管，通过实验方法研究R290在小管径传热管中的凝结换热特性。

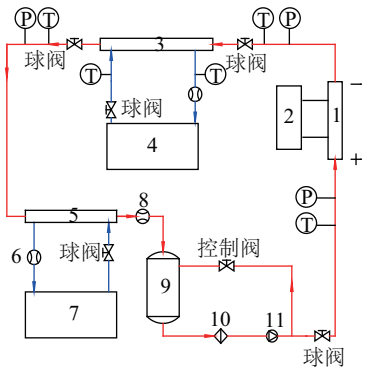
## 1 实验系统与数据处理

### 1.1 实验系统

如图1所示，实验系统由预热段、实验段、过冷段、恒温水箱(冷却)、恒温水箱(过冷)、电磁流量计、质量流量计、储液罐、过滤器、齿轮泵、直流稳压电源等组成，包括3条主回路：制冷剂回路、冷却水回路和过冷冷却剂回路。制冷剂回路的工质为R290，过冷冷却剂回路流动的工质为乙二醇溶液。其中，制冷剂回路工作流程：液态的R290借助齿轮泵提供的动力从储液罐流出，过滤后流经齿轮泵，旁通阀一直保持开启状态，一部分R290经旁通管回到储液罐，另一部分进入预热段被预热到一定干度，得到饱和状态的R290气液混合物，进入实验段与来自恒温水箱的冷却水换热。气态R290大部分被冷凝为液体，从实验段流出的仍含有少量气体的气液混合物再进入过冷段，进一步被低温乙二醇溶液冷却成过冷液体，流经科氏质量流量计，最终回到储液

**收稿日期**：2018-02-05
**基金项目**：江西省自然科学基金(20161BAB206124)
**通信作者**：戴源德(1970—)，男，博士、副教授、硕士生导师，主要从事制冷剂替代、暖通空调系统节能方面的研究。ydncu@163.com.

罐完成循环。




1. 预热段 2. 直流稳压电源 3. 实验段 4. 恒温水箱(冷却) 5. 过冷段 6. 电磁流量计 7. 恒温水箱(过冷) 8. 质量流量计 9. 储液罐 10. 过滤器 11. 齿轮泵

图1 实验系统图

Fig. 1 Experimental system

实验段为套管式换热器,工质流动方向如图2所示。其中,内管的内径为4 mm,壁厚为0.5 mm,有效冷凝长度为0.9 m,平均每隔0.15 m布置1个T型热电偶,测量内管外壁温;同时,在实验段内管进、出口分别插入1个Pt100电阻温度计用于测量R290的温度。为了减少环境温度的影响,提高测量准确性,所有实验设备和管路外表面采取隔热保温措施。

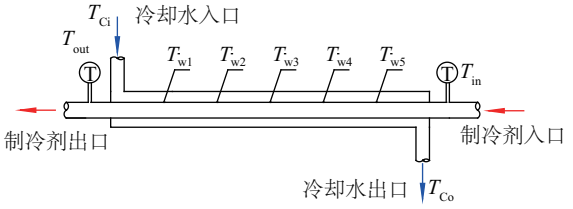



图2 实验段结构

Fig. 2 Structure of experimental section

测量参数:实验段R290侧进出口温度和压力、内管管外壁温、实验段水侧进出口温度和体积流量、预热段入口前R290的温度和压力及预热段电加热器输入功率、R290的质量流量。实验测量仪器及参数如表1所示。实验工况见表2。

**表1 实验测量仪器及参数**

Table 1 Measuring and test instruments

| 测量参数 | 测量仪表及型号 | 测量范围 | 误差 |
|---|---|---|---|
| 质量流量$m_r$/kg·h$^{-1}$ | DMF-1-1A科氏质量流量计 | 0~40 | ±0.2% |
| 体积流量$q_v$/L·min$^{-1}$ | LDB-10L-M2X100电磁流量计 | 0.05~3.50 | ±0.5% |
| 工质温度$T$/℃ | Pt100电阻温度计 | −50~200 | ±0.1 ℃ |
| 内管外壁温$T_{wo}$/℃ | TT-T-30-SLET型热电偶 | −200~150 | ±0.1 ℃ |
| 压力$p$/MPa | Trafan8251压力传感器 | 0~6 | ±0.3% |

**表2 实验工况范围**

Table 2 Experimental condition

| 实验参数 | 参数范围 |
|---|---|
| 干度 | 0~1 |
| 饱和温度/℃ | 40、50、55 |
| 质量流速/kg·m$^{-2}$·s$^{-1}$ | 100~250 |
| 热流密度/kW·m$^{-2}$ | 5~10 |

## 1.2 实验数据处理

在进行凝结换热实验前,先对实验段进行热平衡测试,确保其漏热率小于3%,则可以认为管内气态R290冷凝所放出的热量$Q$近似等于实验段冷却水的吸热量,可由式(1)求得:

$$Q=60000q_v\rho_v c_p(T_{co}-T_{ci}) \tag{1}$$

式中,$Q$——冷凝放热量,W;$q_v$——冷却水体积流量,L/min;$\rho_v$——冷却水密度,kg/m$^3$;$c_p$——冷却水定压比热容,J/(kg·℃);$T_{ci}$、$T_{co}$——冷却水进、出口温度,℃。

质量流速由式(2)求得:

$$G=\frac{10000m_r}{9\pi d^2} \tag{2}$$

式中,$G$——质量流速,kg/(m$^2$·s);$m_r$——R290的质量流量,kg/h;$d$——实验段内管的内径,mm。

实验段热流密度由式(3)求得:

$$q=\frac{1000Q}{\pi dl} \tag{3}$$

式中,$q$——实验段热流密度,kW/m$^2$;$l$——实验段有效管长,m。

实验段入口干度:

$$x_{in}=\frac{3600UI-m_r(h_s-h_{in})}{m_r h_{lv}} \tag{4}$$

实验段出口干度:

$$x_{out}=\frac{3600(UI-Q)-m_r(h_s-h_{in})}{m_r h_{lv}} \tag{5}$$

式中，$x_{in}$、$x_{out}$——入口、出口干度；$U$——预热段加热电压，V；$I$——加热电流，A；$h_s$、$h_{in}$、$h_{lv}$——R290处于饱和液态与预热前过冷液态时的比焓以及气化潜热，J/kg。

R290的平均干度：

$$x=\frac{x_{in}+x_{out}}{2} \tag{6}$$

R290的饱和温度：

$$T_{sat}=\frac{T_{in}+T_{out}}{2} \tag{7}$$

式中，$T_{in}$、$T_{out}$——实验段进、出口R290的温度（如图2所示），℃。

实验段内管外壁温度：

$$T_{wo}=\frac{T_{w1}+T_{w2}+T_{w3}+T_{w4}+T_{w5}}{5} \tag{8}$$

式中，$T_{w1}$、$T_{w2}$、$T_{w3}$、$T_{w4}$、$T_{w5}$——实验段内管外壁5个测点处的壁面温度（如图2所示），℃。

则R290的凝结换热系数可由式(9)求得：

$$h=\frac{1}{\frac{T_{sat}-T_{wo}}{q}-\frac{\delta_w}{1000\lambda}} \tag{9}$$

式中，$h$——R290的凝结换热系数，W/(m²·℃)；$\delta_w$——内管壁厚，mm；$\lambda$——实验段内管的导热系数，W/(m·℃)。

## 2　实验结果与分析

### 2.1　质量流速的影响

由图3可知，饱和温度为50 ℃，热流密度为8 kW/m²时，R290的凝结换热系数随着质量流速的提高而增大；这一趋势在凝结过程的前半段（干度为0.6~0.9）较为明显，质量流速由100 kg/(m²·s)提高到250 kg/(m²·s)时，凝结换热系数可增大了约24.61%。因为在凝结起始阶段（即高干度区），气相占据主导地位，管内壁出现冷凝液滴但尚未形成液膜，此时不存在液膜热阻，因而凝结换热系数较大；而提高质量流速会使该阶段的冷凝液滴不易附着在管内壁面，强化了混杂液滴的气液两相流的扰动，进一步增强了换热效果。随着凝结过程的进行，R290的干度降低，气液两相流中液相所占比例增多，流体的流速减小，气液两相间的扰动也变小，同时在水平管内壁开始形成液膜层并逐渐增厚，最终凝结液积聚在管子的底部，热阻变大导致换热恶化，因此低干度条件下由于增大质量流速而引起的换热强化效果会被较厚的液体层热阻抵消掉一部分；所以提高质量流速可以强化R290的凝结换热效果，但低干度区的强化效果不如高干度区那么明显，这与文献[12]在对内径6 mm水平管内包括R12、R22、R134a和R32在内的纯工质以及共沸工质R502的凝结换热特性研究得到的规律具有一致性。

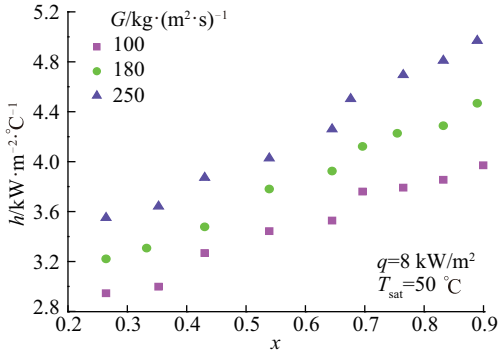



图3　质量流速对凝结换热系数的影响

Fig. 3　Effect of mass flux on condensation heat transfer coefficient

### 2.2　热流密度的影响

如图4所示，在饱和温度为50 ℃，质量流速为180 kg/(m²·s)时，R290的凝结换热系数整体上随着热流密度的增大而增大；其中，在凝结过程的前半段（干度0.9结换热系数增大了约33.23%。增大热流密度会使R290饱和液体与管内壁之间的温差扩大，从而增强传热的动力，使管内R290的对流换热得到一定的强化，凝结换热系数增大。此外，还可发现当热流密度增大到10 kW/m²时，同一饱和温度与质量流速下，凝结换热系数随着凝结开始至完全凝结（即干度由1减小至0）出现先增后减的现象；这有别于热流密度分别为5 kW/m²与8 kW/m²时凝结换热系数随干度的降低而减小的规律。上述现象主要是因为在凝结起始时刻热流密度过大会减缓过热蒸气在管内壁凝结成液的速度，使换热发生一定程度的恶化，导致起始凝结换热系数不大，但随着凝结过程的进行，气相中开始出现液滴，干度有所降低但仍处于高干度区，水平管壁尚不足以形成液膜，此时大的热流密度会强化凝结过程的传热，凝结换热系数随着干度的降低而增大；而当凝结过程进行到一定程度，R290的干度继续降低，液相比例增大，水平管内壁出现液膜层，液膜热阻会削弱传热，从而抵消了大热流密度产生的强化传热效应，此时凝结换热系数不再增大；相反地，随着凝结过程的深入，干度继续降低，凝结液膜增厚会不断增大传热热阻，占据了主导地位，即使处于大热流密度的条件下，也无法阻挡凝结换热系数随着液膜层的增厚（即干度的降低）而减小。

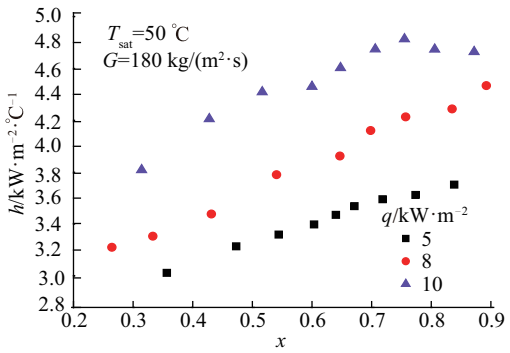



图4 热流密度对凝结换热系数的影响

Fig. 4 Effect of heat flux on condensation heat transfer coefficient

### 2.3 饱和温度的影响

如图5所示，质量流速为180 kg/(m²·s)，热流密度为8 kW/m²时，R290的凝结换热系数随饱和温度升高而减小，这与肖航[13]在内径为1.085 mm水平光滑管内进行R290的冷凝换热研究所得的规律相一致；在凝结过程的前半段（干度为0.9~0.6），饱和温度由40 ℃升高至55 ℃时，凝结换热系数减小了约25.41%。在质量流速一定时，饱和温度升高，R290的液相密度变小而流速提高，气相密度变大而流速降低，气液两相间的速度差则随之变小，削弱了相界面的扰动，使凝结换热弱化；另外，质量流速不变时，在凝结起始阶段，气相速度较高，随着干度的降低，在管内壁面开始逐渐出现凝结液，但此时仍在较高干度区域，气液两相流的速度差在这一区域时较大，强化了两相界面之间的扰动，换热的强化效果也更为明显；在凝结后期，气体逐渐凝结为液体而速度有所降低，液体增多流速提高，二者间的速度差值也相应减小，扰动不强，换热系数随之减小。因此，在凝结过程的前半段（即高干度区域），饱和温度升高对凝结换热系数的削弱程度更大。

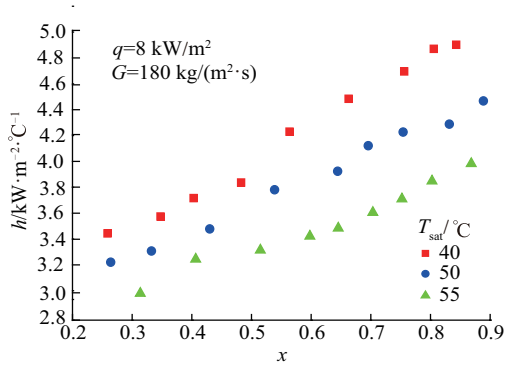



图5 饱和温度对凝结换热系数的影响

Fig. 5 Effect of saturated temperature on condensation heat transfer coefficient

综上所述，小管径水平管内R290的凝结换热系数受质量流速、热流密度以及饱和温度的影响：随质量流速、热流密度的增大而增大，随饱和温度的升高而减小，该趋势在凝结起始段所处的较高干度区域更为明显；另外，从图3~图5中还可得出，随着凝结过程的进行，干度由1降低至0，R290的凝结换热系数通常也随之减小，仅在热流密度过大时出现先增后减的现象。

## 3 水平管内凝结换热关联式预测误差

目前尚无专门针对R290在水平管内的凝结换热系数的关联式，因此选取6个经典的可用来预测水平管内纯制冷剂凝结换热系数的关联式计算R290的凝结换热系数，分别为Cavallini等[14]、Koyama等[15]、Bohdal等[16]、Shah[17]、Dobson等[18]和Traviss等[19]。其中，

平均绝对误差：

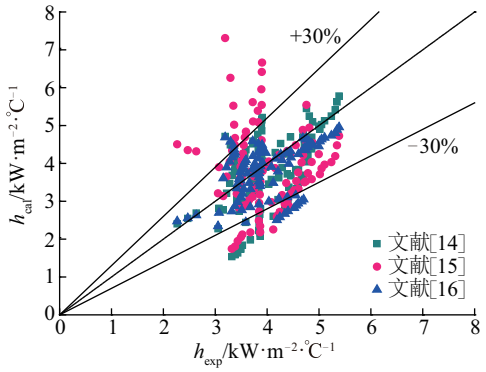
$$e_A=\frac{1}{N}\sum_{1}^{N}\left|\frac{h_{cal}-h_{exp}}{h_{exp}}\right| \tag{10}$$

平均相对误差：

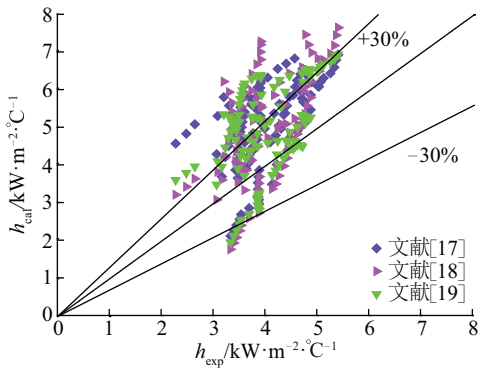
$$e_R=\frac{1}{N}\sum_{1}^{N}\left(\frac{h_{cal}-h_{exp}}{h_{exp}}\right) \tag{11}$$

式中，$h_{cal}$、$h_{exp}$——R290凝结换热系数的计算值、实验值，kW/(m²·℃)，均匀选取$N$=106个数据点进行比较与分析。

各凝结换热系数关联式计算值与实验值的对比如图6所示。可看出，图6a中文献[14-16]的计算值主要在实验值±30%误差线以内，而图6b中文献[17-19]的大部分计算值与实验值相比偏大，且Dobson等[18]的部分计算值甚至接近8 kW/(m²·℃)。Cavallini等[14]的关联式是通过总结大量实验数据得出的制冷剂在水平光管内凝结换热系数通用经验模型，其中包括R290凝结换热实验数据，因此吻合性较好；Bohdal等[16]的关联式




a. 文献[14-16]的计算值与实验值对比




b. 文献[17-19]的计算值与实验值对比

图6　凝结换热系数关联式计算值和实验值的对比

Fig. 6　Comparison of experimental data with data got respectively by six correlation equations suggested

研究的管径范围为0.31~3.3 mm，与本文实验管径较为接近，预测效果较好。

表3列出了水平管内R290凝结换热系数各关联式计算值与实验值之间的相对误差和绝对误差，其中$\omega$表示凝结换热系数实验值±30%范围内的数据点数占总数据点数的比例。可看出，Cavallini等[14]和Bohdal等[16]的误差较小，分别有79.05%、86.67%的数据点在实验值±30%范围内；而由Koyama等[15]计算得出的数据点约34%不在该范围内，平均绝对误差较大，Shah[17]、Dobson等[18]和Traviss等[19]的误差则更大。本文尝试对上述较大误差产生的原因进行分析：Koyama等[15]是基于约1 mm的异型管微通道和饱和温度为27℃以下的R134a凝结换热实验总结得出，较大不同于本文对应实验条件，两者在强迫对流项和压降项存在较大差异，本文实验条件下高干度区与低干度区的Martinelli数较不一致，预测误差较大；Dobson等[18]是根据R290、R12、R134a在水平管内的凝结换热数据总结得出，其饱和温度范围与本文实验的饱和温度范围不一致，Shah[17]和Traviss等[19]则是在较大管径条件下总结得出的关联式，因此预测误差较大。

**表3　关联式的预测误差**

Table 3　Errors of these six correlation equations

| 关联式 | $e_R$/% | $e_A$/% | ($\omega$±30)/% |
|---|---|---|---|
| 文献[14] | −7.54 | 18.11 | 79.05 |
| 文献[15] | −0.61 | 25.95 | 66.67 |
| 文献[16] | −3.48 | 13.88 | 86.67 |
| 文献[17] | 27.53 | 32.71 | 55.23 |
| 文献[18] | 24.77 | 32.70 | 51.43 |
| 文献[19] | 24.64 | 31.83 | 50.48 |

综合图6和表3可知，在上述6个关联式中，Cavallini等[14]和Bohdal等[16]对水平小管内R290凝结换热系数实验值的预测效果相对较好。

## 4　结　论

通过对R290在内径为4 mm水平光滑铜管内的凝结换热特性进行实验研究，分析质量流速、热流密度与饱和温度对其凝结换热系数的影响；同时，选取6种计算水平管内纯制冷剂凝结换热系数的经典关联式，将其计算值与实验数据进行对比分析，得到以下结论：

1）R290的凝结换热系数随质量流速、热流密度的增大而增大，但随饱和温度的升高而减小。

2）在凝结起始段，干度较高，凝结换热系数受质量流速、热流密度以及饱和温度的影响较为显著，其中，在干度0.9~0.6的区域，质量流速由100 kg/(m$^2$·s)提高到250 kg/(m$^2$·s)时，凝结换热系数可增大约24.61%，热流密度从5 kW/m$^2$增大到10 kW/m$^2$时，凝结换热系数增大了约33.23%，而饱和温度从40 ℃升高至55 ℃时，凝结换热系数减小了约25.41%。

3）随着凝结过程的进行，干度逐渐降低，凝结换热系数通常也随之减小，仅在热流密度过大时出现先增后减的现象。

4）选用的6个经典关联式中，文献[14,16]对R290在4 mm水平光滑铜管内的凝结换热系数预测相对较好，计算值中分别有79.05%和86.67%的数据点位于实验值±30%误差线以内。

## [参考文献]

[1]　张朝晖，陈敬良，高钰，等.《蒙特利尔议定书》基加利修正案对制冷空调行业的影响分析[J]. 制冷与空调，2017，17(1)：1-7.
ZHANG Z H，CHEN J L，GAO Y，et al. Analysis on the influence of Kigali Amendment to Montreal Protocol to refrigeration and air-conditioning industry[J]. Refrigeration and air-conditioning，2017，17(1)：1-7.

[2]　MACDONALD M，GARIMELLA S. Hydrocarbon condensation in horizontal smooth tubes：Part I-measurements[J]. International journal of heat and mass transfer，2016，93：75-85.

[3]　戴源德，林秦汉，邹思凯，等. R290在水平光滑管内沸腾换热的实验研究[J]. 化工学报，2017，68(9)：3420-3426.
DAI Y D，LIN Q H，ZOU S K，et al. Boiling heat transfer performances of R290 in smooth horizontal tubes [J]. Journal of chemical industry and engineering，

2017, 68(9): 3420-3426.

[4] 肖航, 李俊明. R290和R22在水平细圆管内流动凝结换热的实验研究[J]. 制冷学报, 2015, 36(5): 22-29.
XIAO H, LI J M. Experimental study on the flow condensation heat transfer of R290 and R22 in a horizontal circular minitube[J]. Journal of refrigeration, 2015, 36(5): 22-29.

[5] LIU N, XIAO H, LI J. Experimental investigation of condensation heat transfer and pressure drop of propane, R1234ze(E) and R22 in minichannels[J]. Applied thermal engineering, 2016, 102: 63-72.

[6] MILKIE J A, GARIMELLA S, MACDONALD M P. Flow regimes and void fractions during condensation of hydrocarbons in horizontal smooth tubes[J]. International journal of heat & mass transfer, 2016, 92: 252-267.

[7] CHANG Y S, KIM M S, RO S T. Performance and heat transfer characteristics of hydrocarbon refrigerants in a heat pump system[J]. International journal of refrigeration, 2000, 23(3): 23-242.

[8] LEE H S, YOON J I, KIM J D, et al. Evaporating heat transfer and pressure drop of hydrocarbon refrigerants in 9.52 and 12.70 mm smooth tube[J]. International journal of heat & mass transfer, 2005, 48(12): 2351-2359.

[9] LEE H S, YOON J I, KIM J D, et al. Characteristics of condensing and evaporating heat transfer using hydrocarbon refrigerants[J]. Applied thermal engineering, 2006, 26(10): 1054-1062.

[10] LONGO G A, MANCIN S, RIGHETTI G, et al. Saturated vapour condensation of HFC404A inside a 4 mm ID horizontal smooth tube: comparison with the long-term low GWP substitutes HC290 (Propane) and HC1270 (Propylene)[J]. International journal of heat & mass transfer, 2017, 108: 2088-2099.

[11] 邹思凯, 戴源德, 何国庚. R290及其混合制冷剂在水平管内相变换热的研究进展[J]. 化工进展, 2016, 35(11): 3413-3420.
ZOU S K, DAI Y D, HE G G. Studies on phase change heat transfer of R290 and its refrigerant mixtures in horizontal tube[J]. Chemical industry and engineering progress, 2016, 35(11): 3413-3420.

[12] SHAO D W, GRANRYD E G. Flow pattern, heat transfer and pressure drop in flow condensation Part I: pure and azeotropic refrigerants[J]. HVAC&R research, 2000, 6(2): 175-195.

[13] 肖航. R290和R1234ze在水平微通道内流动凝结换热的实验研究[D]. 北京: 清华大学, 2015: 54-59.
XIAO H. Experimental study on the condensation heat transfer of R290 and R1234ze in horizontal minichannels[D]. Beijing: Tsinghua University, 2015: 54-59.

[14] CAVALLINI A, DAVIDE D C, LUCA D, et al. Condensation in horizontal smooth tubes: a new heat transfer model for heat exchanger design[J]. Heat transfer engineering, 2006, 27(8): 31-38.

[15] KOYAMA S, KUWAHARA K, NAKASHITA K, et al. An experimental study on condensation of refrigerant R134a in a multi-port extruded tube[J]. International journal of refrigeration, 2003, 26(4): 425-432.

[16] BOHDAL T, CHARUM H, SIKORA M. Comparative investigations of the condensation of R134a and R404A refrigerants in pipe minichannels[J]. International journal of heat & mass transfer, 2011, 54(9-10): 1963-1974.

[17] SHAH M M. An improved and extended general correlation for heat transfer during condensation in plain tubes[J]. HVAC&R research, 2009, 15(5): 889-913.

[18] DOBSON M K, CHATO J C. Condensation in smooth horizontal tubes[J]. Journal of heat transfer, 1998, 120(1): 193-213.

[19] TRAVISS K P, ROHSINOW W M, BARON A B. Forced convection condensation in tubes: a heat transfer correlation for condenser design[J]. ASHRAE transactions, 1973, 79: 157-165.

# EXPERIMENTAL STUDY ON CONDENSATION HEAT TRANSFER CHARACTERISTICS OF R290 FLOWING IN HORIZONTAL SMALL TUBE

Dai Yuande[1], Guo Yujie[1], Zou Sikai[1], He Guogeng[2]

(1. *School of Mechatronics Engineering*, *Nanchang University*, *Nanchang* 330031, *China*;
2. *School of Energy and Power Engineering*, *Huazhong University of Science and Technology*, *Wuhan* 430074, *China*)

**Abstract**: The condensation heat transfer characteristics of R290(propane) is studied experimentally while flowing inside a 4 mm ID horizontal smooth copper tube, and condensation heat transfer coefficients is got under different experimental conditions which include mass flux (100-250 kg/($m^2$·s)), heat flux (5-10 kW/$m^2$), the saturated temperature (40, 50 and 55 ℃) and the quality (0-1). The results show that the condensation heat transfer coefficient of R290 can be improved by increasing the mass flow rate or heat flux density, while the condensation heat transfer coefficient will be decreased with the increase of saturation temperature. Also, the condensation heat transfer coefficient generally decreases with the vapor quality decreasing, but increases at first and then decreases in the case of excessive heat flux. except that it increases at first but then decreases under excessive heat flux with the vapor quality decreasing. Finally, comparing the experimental results with the data of condensation heat transfer coefficients respectively got by six classical correlation equations selected in the paper, it can be concluded that the two correlations proposed by Cavallini and Bohdal are more accurate.

**Keywords**: propane; condensation; heat transfer coefficients; small- diameter; horizontal smooth tube; correlation equations