

R32 制冷剂在小管径水平管内的沸腾换热与阻力特性实验研究

张浩^{1,2}, 曹泽瀚³, 梅漠汉³, 王庆仙², 晏刚¹, 褚雯霄³, 王秋旺³

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安; 2. 广东美的制冷设备有限公司, 528311, 广东佛山; 3. 西安交通大学热流科学与工程教育部重点实验室, 710049, 西安)

摘要: 针对污染小、能效高、可燃性差、低毒性的新型 R32 可替代制冷剂在水平管内低温工况下的沸腾换热特性开展研究, 设计并自主搭建了管内对流沸腾相变换热实验系统, 分别开展了 3 mm、4 mm 小管径水平管内低温 R32 沸腾换热的实验研究, 探究了质量流速、热流密度、饱和温度等参数对 R32 对流沸腾换热特性的影响, 分析了蒸干对沸腾换热系数恶化的影响机制。结果表明: 3 mm 内径管的沸腾换热相比 4 mm 通道平均提升约 8%~12%, 且高质量流速下的临界干度几乎与管径无关; 相较传热特性, R32 饱和温度对两相流动阻力更为敏感, 饱和温度自 13℃ 降低至 11℃ 时阻力损失提高约 23%; 利用改进的 Fang 关联式, 可实现小管径水平管内 R32 对流沸腾换热系数预测, 88.56% 的实验数据误差可控制在 ±10% 范围内。

关键词: R32 制冷剂; 小管径水平管; 沸腾传热; 关联式

中图分类号: TN957.2; TK124 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtub202303005 **文章编号:** 0253-987(2023)03-0058-10

Experimental Study on the Flow Boiling Heat Transfer and Pressure Drop of Refrigerant R32 in Horizontally Oriented Small-Diameter Tubes

ZHANG Hao^{1,2}, CAO Zehan³, MEI Haohan³, WANG Qingxian², YAN Gang¹,
CHU Wenxiao³, WANG Qiuwang³

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. Guangdong Midea Refrigeration Equipment Co. Ltd., Foshan, Guangdong 528311, China;

3. MOE Key Laboratory of Thermo-Fluid Science and Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China

Abstract: In this paper, the boiling heat transfer characteristics of the new R32 alternative refrigerant with low pollution, high energy efficiency, poor flammability and low toxicity are investigated under low-temperature conditions in horizontally orientated tubes. The flow boiling system is established and applied to study the R32 flow boiling heat transfer and pressure drop in small-diameter tubes with 3 mm and 4 mm diameters in horizontal orientation. The impact of mass flow rate, heat flux, saturated temperature and vapor quality on the R32 two-phase thermohydraulic performance is experimentally considered. The heat transfer jeopardization by the dry-out mechanism is also observed. The result shows that the heat transfer coefficient of the 3mm tube can be improved by 8%~12% compared to that of the 4mm tube while the critical heat flux is independ-

收稿日期: 2022-07-10。 作者简介: 张浩(1978—), 男, 博士生; 王秋旺(通信作者), 男, 教授。 基金项目: 国家自然科学基金创新群体项目(51721204); 广东美的制冷设备有限公司产学研项目(GL0120111100137)。

网络出版时间: 2022-12-05

网络出版地址: <https://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20221205.1255.001.html>

ent of tube diameter at a high flow rate. Meanwhile, compared with heat transfer characteristics, R32 saturation temperature is more sensitive to the two-phase flow resistance, the resistance loss increases by about 23% when the saturation temperature is reduced from 13 °C to 11 °C. Finally, the corrected Fang's correlation is applied to precisely predict the two-phase heat transfer coefficient of R32 in which over 88.56% of data can be controlled within the error of $\pm 10\%$.

Keywords: refrigerant R32; horizontal small-diameter tube; flow boiling heat transfer; correlations

二氧化碳、甲烷、氧化亚氮等温室气体具有强烈的光谱吸收特性,其大量排放是导致全球气候变暖的重要因素。传统制冷剂的全球变暖潜能值(global warming potential,GWP)相比 CO₂ 要大得多,例如 R22 的 GWP 值为 1 760,R410A 的 GWP 达到 1 920,对环境破坏极大。随着《蒙特利尔议定书》《京都议定书》等国际条约的签署,极大促进了全球科研机构对环境友好型制冷剂的研发,以 R32、R290 为代表的替代制冷剂得以大幅推广。

研究表明,R32 制冷剂应用于热泵和空调机组时的运行性能优于 R410A 和 R22 系统,且 R32 作为可替代型制冷剂在传统家用空调中已有很多应用先例。魏华锋等^[1]在 2 600 W 的热泵窗式空调器上对 R32 制冷剂的可替代性进行研究,结果表明 R32 较 R410A 系统制冷能力提升 5.5%,功率每增加 1.8%,其能效值 EER(energy efficiency ratio)提升 3.6%,同时其充注量可下降 27%。贾磊等^[2]在医院类制冷供暖系统改造项目中采用制冷剂 R32,通过对低环温空气源热泵系统的运行监测发现,R32 热泵示范系统的平均能效比 COP(coefficient of performance)达到 2.91,在最低环境温度 -12.5 °C 下的 COP 仍可保持在 2.2,证明 R32 热泵系统在低环温下可以保持良好的运行效果。在物理特性方面,R32 的热力学性能与 R410A 相似^[3-5],沸点也与 R410A 相近,但临界温度和临界压力均高于 R410A;另外,R32 在安全性上属于低毒低可燃型(A2L),可以完美替代 R22、R410A 等制冷剂。朱明善等^[6]及史琳等^[7]就 R32 取代 R22 在家用/商用空调器中的应用进行了深入的研究,得出 R32 比 R410A 的热力学性能更优越,其 COP 更低和制冷量更高,但是排气的压力和温度问题仍是无法回避的。Xu 等^[8]发现 R32 在热泵系统中应用,其能效比和产热量均比 R410A 高,可以降低冷媒的充注量从而降低蒸发器、冷凝器和压缩机的容积。因此,从环保性、安全性、经济性等各方面考虑,R32 作为一种新型的、综合性能优良的制冷剂,已成为替代制冷剂的研究热点,一些学者对 R32 在管内沸腾相变过程的热质传递机理开展了实验和数值仿真研究。

Shin 等^[9]对比了混合工质 R32/R125、R32/R134a、纯工质 R32 在内径为 7.7 mm 的不锈钢管内的沸腾换热系数,结果表明 R134a 和 R22 的沸腾换热系数均低于 R32,将 1 497 个实验数据与 Gungor 和 Winterton 关联式^[10-11]进行比较,发现关联式预测结果平均偏高 30.5%。Jung 等^[12]在外径为 18.6~18.8 mm 的低翅片管、Thermoexcel-E 管、Turbo-B 管和光管中,分别用 R22、R125、R134a 和 R32 进行了测试,发现沸腾换热系数与饱和蒸汽压成正相关,4 种工质中,R32 的换热系数是最大的,且在 Thermoexcel-E 管内的换热系数最高。Bortolin 等^[13]在直径 8 mm 的通道内开展 R32 换热系数的探究,发现质量流速和热流密度是影响 R32 换热系数的主要变量,换热系数对于干度变化不敏感。Li 等^[14-15]对水平光管内 R32/R1234yf 混合工质和 R32 的换热系数进行了研究和对比,结果表明混合工质的沸腾换热系数较 R32 低 20%~50%,在低干度区核态沸腾受抑制,而膜态沸腾则在高干度区受抑制。李昊等^[16]对水平光管内 R32 的压降和沸腾换热系数进行了实验研究,发现可采用增大热流密度和质量流速的方式提高沸腾换热系数,压降亦同步提升,增大干度和减小管内径也可以增强 R32 的沸腾换热。Giovanni 等^[17]探究了 4 mm 水平光管内 R32 和 R410A 的沸腾换热特性,发现 R410A 的换热系数均比 R32 低,提出核态沸腾占主导地位,热流密度对 R32 和 R410A 的换热系数影响很大,而平均干度和质量流速则几乎不影响,摩擦压降受平均干度和质量流速的影响很大,对热流密度的变化不敏感。He 等^[18]搭建实验装置探究了质量流速、热流密度、换热管尺寸、干度、换热管通道几何形状对 R32 流动沸腾换热系数的影响。He 等^[19]和 Tian 等^[20]探究了 R32 / R290 混合制冷剂在家用空调器中使用的可能性及性能,他们发现当两者配比合适时,其沸腾换热系数可相较于 R410A 提升超过 14%。Zeng 等^[21]从公开的文献中收集了 R32 流动沸腾过程的相关传热和摩擦数据,以此建立了具有广泛几何和流动参数范围的 R32 流动沸腾传热和摩擦压降的广义关联式。从上述文献可知,R32 的沸腾换热特性研究

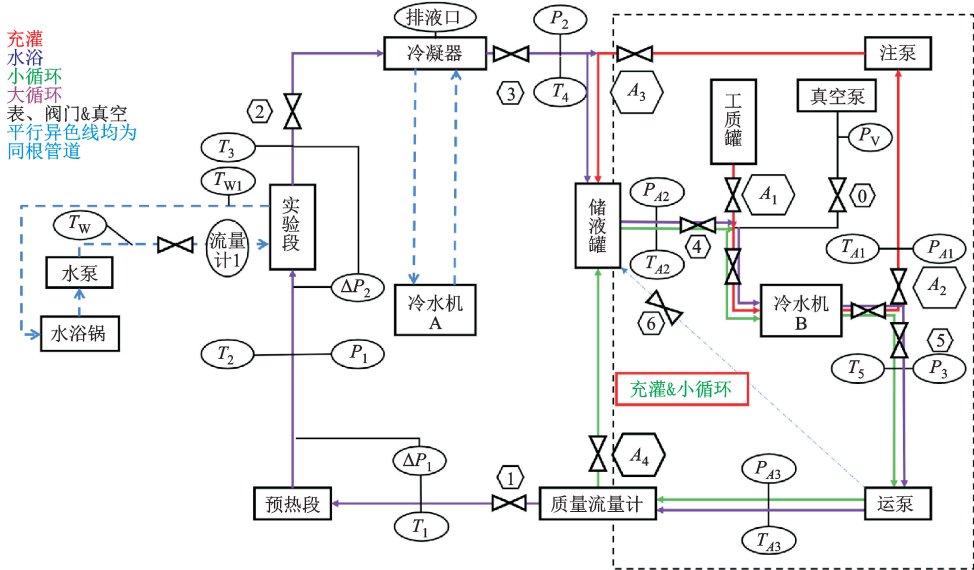
多针对较大尺寸通道,且多基于与其他制冷剂的传热特性对比。对小管径水平管内 R32 的沸腾换热与阻力特性的研究较少,且鲜有适用 R32 小管径沸腾传热实验关联式的报道。

本文设计并搭建了管内对流沸腾相变换热实验系统,开展水平管内低温 R32 沸腾换热特性研究。基于实验系统的可靠性分析结果,分别研究了 R32 在多种质量流速、热流密度、饱和温度、干度工作条件下的对流沸腾换热特性,分析蒸干等因素对沸腾换热系数恶化的影响机制;其次,对不同管内 R32 的沸腾换热进行对比,阐明水平光滑管的管径对 R32 对流沸腾换热特性的影响规律;最后,结合已有实验经验关联式,对本文实验数据预测精度进行分析。

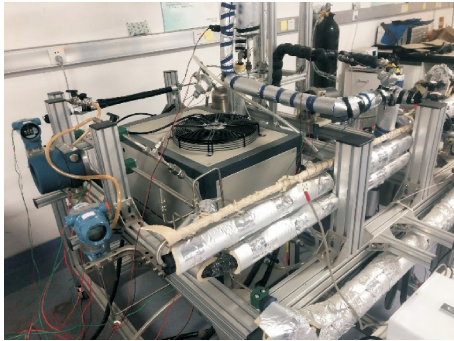
1 实验系统

1.1 实验装置

图 1 所示为 R32 水平管沸腾换热实验系统图。



(a) 系统示意图



(b) 系统实物图

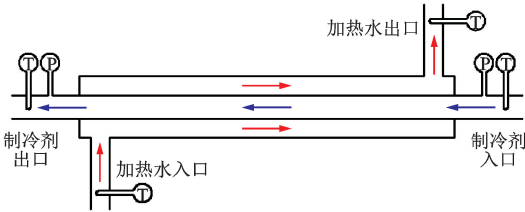
图 1 R32 水平管沸腾换热实验系统

Fig. 1 The experimental setup of flow boiling system

测试前,利用氮气进行充压与保压测试,通过工质罐和整体管道的连接处连接到系统调至输出压力至 3 MPa,24 h 过后再次记录压力,压力下降不超过初始压力的 1%,证明系统气密性良好。实验准备阶段,利用真空泵将整个系统抽真空(绝压小于 300 Pa),随后切换至充注循环,使系统内 R32 制冷剂达到常压,往复 5 次可使系统内 R32 纯度(体积分数)达到 99.9% 以上,避免不凝气体影响;实验测试阶段,制冷剂循环回路由预热段、实验段、冷凝器、储液罐、运泵、质量流量计等组成。过冷态 R32 在预热段以电加热方式,成为气液两相流状态到达实验段入口处,随后制冷剂被套管的恒温水加热,流出实验段,在冷凝器中被冷凝成过冷态,进一步回流至储液罐,再进入运泵,运泵提供了整个制冷剂循环回路流动的动力,使其完成循环,利用旁通阀可调节主流管道制冷剂质量流量。

1.2 测试工况

如图 2 所示,测试管长 1 m,管内为 R32 制冷剂,套管内流动工质为热水,用于制冷剂的加热。温度测量采用铠装铜-康铜 T 型热电偶,使用前利用恒温校验炉对测度范围为 $-30\sim60\text{ }^{\circ}\text{C}$ 温度范围进行校核最终的误差为 $0.1\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。压力测量采用 Rosemount 3051 压力变送器,将压力变送器的测试范围标定为 $0\sim6\text{ MPa}$,误差为 0.1% ;本实验使用 Micropump 公司生产的 GLHH25 型磁力驱动泵,最大体积流量可达 25 L/min ,测量质量流量时使用的是 DMF-1-1A/DX 型科里奥利质量流量计。本文实验工况参数范围如表 1 所示。



(a)实验段示意图



(b)实物图

图 2 测试实验段

Fig. 2 The prototype of testing sample

表 1 测试工况参数范围

Table 1 Test conditions

实验参数	范围
质量流速/($\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$)	100~400
热流密度/($\text{kW}\cdot\text{m}^{-2}$)	15~25
饱和温度/ $^{\circ}\text{C}$	11、13、35、40、45
管径/mm	3、4
干度	0~1.0

2 数据处理与不确定度分析

2.1 实验数据处理

对系统做保温处理,首先开展水-水测试,计算两侧工质热平衡

$$q = m_i c_p (T_{t,o} - T_{t,i}) = m_s c_p (T_{s,i} - T_{s,o}) \quad (1)$$

式中: m_i 与 m_s 分别为管侧与壳侧质量流量; $T_{t,o}$ 与 $T_{t,i}$ 、 $T_{s,i}$ 、 $T_{s,o}$ 分别为管侧出口、管侧入口、壳侧入口、壳侧出口温度。最终热平衡误差控制在 3% 以内,认为实验段测试管的热平衡性能良好,热量损耗低,满足实验要求。

在开展水-制冷剂沸腾实验时,管内 R32 制冷剂

受热的等效热流密度采用下式计算

$$q = \frac{m_s c_p (T_{s,i} - T_{s,o})}{\pi d_i L} \quad (2)$$

式中: q 为热流密度; d_i 为管内径; L 为管长。

实验段入口干度或预热段出口干度采用下式计算

$$x_{in} = \frac{Q_{pre} - m_{ref}(h_l - h_{sub})}{m_{ref}(h_v - h_l)} \quad (3)$$

式中: x_{in} 为实验段入口(预热段出口)的干度; Q_{pre} 为预热段的加热功率; h_l 、 h_{sub} 、 h_v 分别为 R32 预热段入口饱和液相焓、预热段入口过冷态焓、预热段入口压力下饱和气相制冷剂的焓。已知饱和压力和进出口温度的情况下,利用 NIST 提供的物性计算上述各个焓。实验段出口干度采用下式计算

$$x_{out} = x_{in} + \frac{Q}{m_{ref}(h_v - h_l)} \quad (4)$$

2.2 实验不确定度分析

本文所涉及的直接测量物理量包括温度、压力、制冷剂质量流量、恒温水质量流量和电加热功率,本实验所涉及的间接测量物理量主要为质量流速、热流密度、内管的内壁温度、干度和换热系数。将直接物理量的测试误差,按标准差方法进行误差分析,得到间接测量物理量的绝对不确定度

$$u_{Y_i} = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial Y}{\partial x_i} u_{x_i} \right)^2} \quad (5)$$

式中: $\partial Y / \partial x_i$ 为间接测量物理量对直接测量物理量的偏导数; u_{x_i} 为直接测量物理量的不确定度。利用上式可计算本实验中间接测量物理量的相对不确定度,如表 2 所示。

表 2 直接与间接测量物理量的相对不确定度

Table 2 Uncertainties of direct and indirect measuring variables

物理量	不确定度/%
质量流速	± 0.5
压力	± 0.1
温度	± 0.1
热流密度	0.61
内壁温度	0.54
干度	1.26
换热系数	3.06

3 实验结果和讨论

3.1 R32 沸腾传热特性分析

如图 3 所示为 3 mm 管内不同干度、热流密度、质量流速条件下的 R32 沸腾传热系数对比。在图 3(a)中,当热流密度为 15 kW/m^2 时,相同干度

下的 R32 沸腾换热系数与质量流速成正相关,质量流速达到 $100 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 时, R32 的管内平均沸腾传热系数为 $8.8 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; 当 R32 的质量流速提升至 $200 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 时, 平均沸腾传热系数提高了 54.5% , 达到 $13.6 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, 进一步提升 R32 质量流速至 $300 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 时, 沸腾传热系数将进一步上升 32% 。其主要原因在于提高质量流速会加快制冷剂的流动, 尤其在小管径通道内, 高流速对管壁液膜的扰动性增强, 极大减小边界层热阻, 增强管壁与制冷剂之间的热传递。当进一步提升质量流速至 $400 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 时, 沸腾传热系数会进一步提升, 但幅度会降低。换言之, 高质量流速对沸腾换热的增强作用有限, 在质量流速达到一定值后, 进一步提升反而会降低壁面过热度, 阻碍汽化核心生长, 会对换热量的提升产生一定抑制作用。

另一方面, 当维持 R32 的质量流速一定时, 沸腾换热系数随着干度的增大会达到一个峰值, 随着干度进一步提升, 沸腾换热系数开始显著降低。此峰值位置为 R32 沸腾换热系数对应质量流速下的临界干度; 对比不同质量流速下的峰值水平, 可以预测本实验中的测试管在不同质量流速下的临界干度在 0.5 至 0.7 之间; 随着质量流速从 $100 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 增至 $400 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$, 临界干度值逐渐增大, 主要原因在于更高的质量流速促进了气泡在壁面的脱离, 在一定程度上缓解了表面蒸干现象。其次, 随着质量流速的提高, 沸腾换热系数达到峰值的坡度逐渐降低, 主要原因在于高流速状态下的弹状流更早形成, 在相同热流密度条件下 R32 在水平管入、出口的干度相差更小, 平均干度更接近于入口干度, 进而导致更高的沸腾传热系数。

对比图 3(a)、3(b) 与 3(c) 可知, 随着热流密度上升, 不同质量流速下的临界干度均相应提前。其次, 在维持质量流速为 $100 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 时, 热流密度自 $15 \text{ kW}/\text{m}^2$ 增至 $20 \text{ kW}/\text{m}^2$ 时, 临界干度区域的 R32 沸腾换热系数由 $11.2 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 增加 8.0% , 提升至 $12.1 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; 当进一步增至 $25 \text{ kW}/\text{m}^2$ 时, 沸腾换热系数由 $12.1 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 进一步增加 16.5% , 提高至 $14.1 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, 更高的壁面热流密度会导致沸腾传热系数呈指数提升; 同时, 热流密度的提升导致临界干度显著前移。分析主要原因在于, 高过热度会导致壁面大气泡快速形成, 进而易导致壁面局部蒸干现象发生。当在不同质量流速水平进行比较时, 可以看出, 随着质量流速的增大, 较小干度状态 R32 沸腾换热系数的增幅越来越小, 在高热流密度工况 (如 $25 \text{ kW}/\text{m}^2$) 表

现的更加明显, 这是由于此时核态沸腾占据主导作用; 在超过临界干度位置, 随着质量流速的增加, 相同热流密度条件的 R32 沸腾传热系数下降也更剧烈, 这是由于对流沸腾逐渐取代核态沸腾占据主导, 入口干度的提高导致壁面较难润湿, 过热度急剧上升, 沸腾传热系数急剧下降。因此, 在高质量流速工况下, 沸腾换热对壁面热流密度的感知更为敏感。

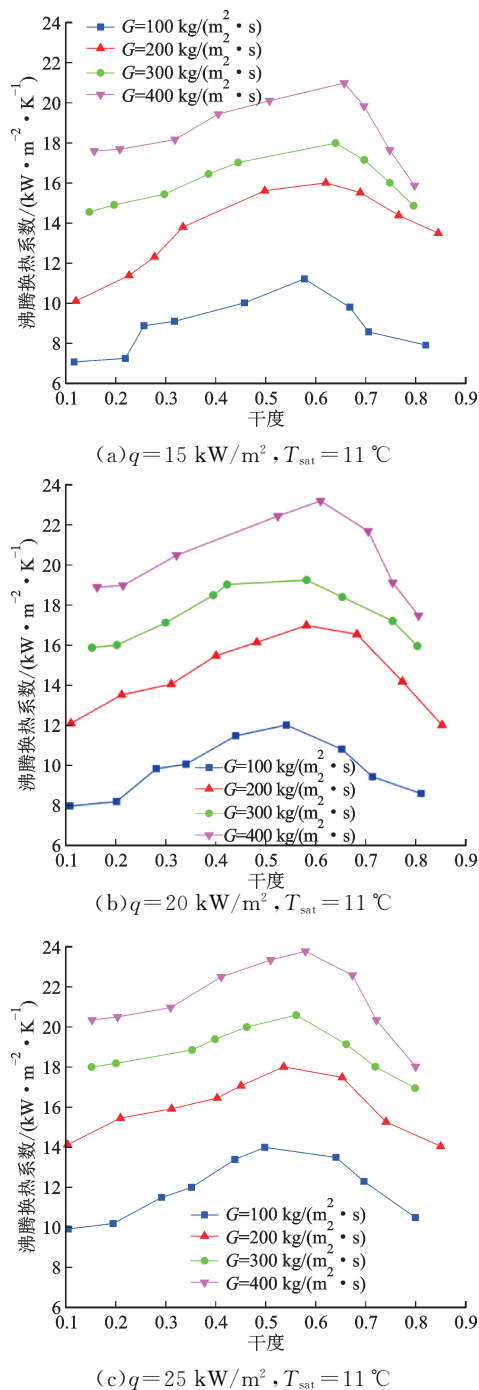


图 3 沸腾换热系数随质量流速、干度、热流密度的变化规律

Fig. 3 Flow boiling heat transfer coefficient of R32 varies with mass flowrate, vapor quality and heat flux

图 4 对比了 R32 在在高质量流速工况下,不同饱和温度下对沸腾传热系数的变化,通过调整系统制冷剂充灌量,分别调整饱和温度为 11℃与 13℃进行实验测试。质量流速 400 kg/(m²·s)时,R32 在饱和温度 11℃和 13℃对应的临界干度分别为 0.65 和 0.58。峰值沸腾换热系数从由 24.1 kW/(m²·K)增加 12.9%,达到 27.2 kW/(m²·K),主要是因为 R32 制冷剂饱和温度差异导致了热物性变化。首先,饱和温度的升高会导致 R32 的含气率升高,汽化潜热减小;其次,提高饱和温度会相应提高饱和蒸发压力,其液相的密度和黏度降低,气液界面的扰动增强,流速加快,强化了对流换热;再次,饱和温度的提高增强工质内活化分子,提高壁面过热度,促进更多汽化核心产生,从而加强核态沸腾。

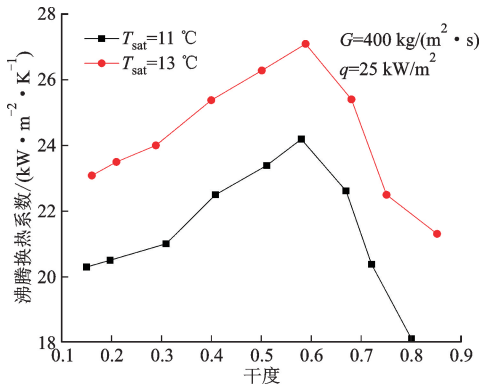


图 4 饱和温度对沸腾传热的影响

Fig. 4 Influence of saturated temperature on flow boiling heat transfer coefficient

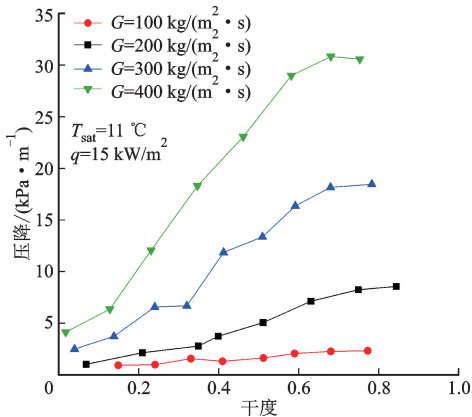
3.2 R32 阻力特性分析

如图 5(a),随着质量流速的增大,制冷剂与管壁间的摩擦也随之增大,阻力增加;同时,随着干度的提高,压降随着 R32 干度的增大不断增加,这是由于随着干度的提升,两相流密度逐渐降低,流速进一步加快,压降也会随之增大;当干度增大到一定程度时,100 和 400 kg/(m²·s)时的压降分别维持在 2.2 和 30.2 kPa/m,此时由于蒸干现象发生,导致气相制冷剂直接与壁面接触,压降稳定在接近气相单相流的压降。

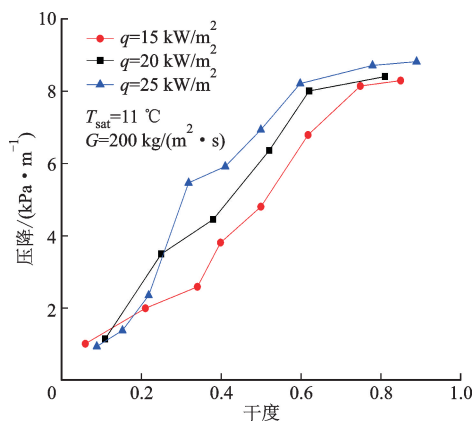
图 5(b)对比了不同热流密度下 R32 两相流动压降与干度的关系。在低干度条件下的曲线出现交叉,主要原因在于低干度区两相流动主要处于泡状流及前期弹状流阶段,产生的气泡运动极不稳定,测

试误差较大;同时,气泡被来流冲击快速脱离壁面,主要是液相制冷剂与壁面接触,此时压降主要由液相制冷剂与壁面接触的对流压降所主导,其对热流密度的大小并不敏感。在干度较低时,压降增幅明显,当干度达到 0.4 时,热流密度 15 kW/m² 时的阻力损失为 3.70 kPa/m,当热流密度提升至 20 kW/m² 和 25 kW/m²,对应的压降分别增加了 31.1% 和 21.9%,这是由于随着热流密度的增加,促进了核态沸腾活化点的生成,气相增多从而两相密度降低,增大压降;在较大干度时压降对热流密度变化逐渐不敏感,干度为 0.8、热流密度为 15 kW/m² 时压降为 8.22 kPa/m,当热流密度增至 20 和 25 kW/m² 时压降仅增加了 1.95% 和 4.41%,这是由于在高干度区发生蒸干现象后液膜破裂,导致气相制冷剂直接与壁面接触,压降稳定在接近气相单相流的压降。图中 3 种工况下的饱和温度、质量流速均相同,高干度区的压降区别很小。

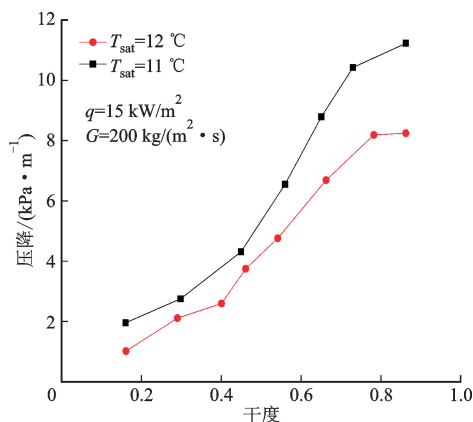
图 5(c)所示为不同饱和温度下,R32 压降随干度的变化规律。由图可得,压降与饱和温度成负相关,干度为 0.4 时,13℃饱和温度的压降为 2.59 kPa/m,饱和温度降低至 11℃时的压降提高约 30%;干度为 0.8 时,13℃饱和温度的压降 8.38 kPa/m,饱和温度降低至 11℃时的压降为 10.8 kPa/m,提高了约 23%。产生这一结果的原因是,饱和温度较高时,R32 的液相粘度减小,制冷剂与管壁间的摩擦减少,液膜变薄,压降随之降低;同时,饱和温度升高还会使制冷剂的气相密度变大、液相密度变小,从而导致气相流速变小而液相流速变大,即气、液两相间的速度差减小,气相对气液界面的剪切力减小,压降也会随之降低。



(a)质量流速影响分析



(b) 热流密度影响分析

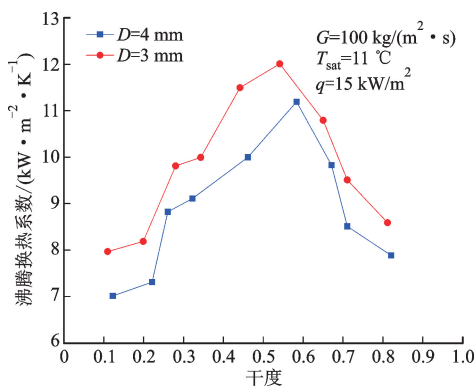


(c) 饱和温度影响分析

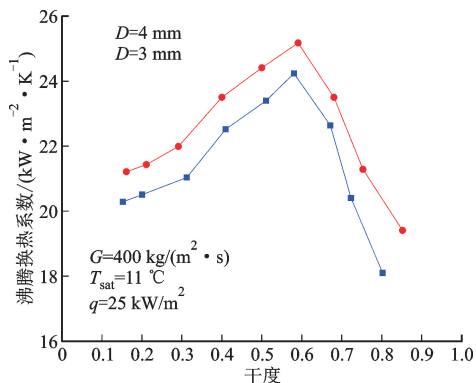
图 5 阻力特性受质量流速、热流密度、饱和温度的影响分析
Fig. 5 Pressure loss characteristics impacted by the mass flowrate, heat flux and saturate temperature

3.3 管径影响与关联式拟合

图 6(a)和 6(b)分别对比了饱和温度为 11 °C、质量流速分别为 100 和 400 kg/(m²·s)时,3、4 mm 管径内 R32 的沸腾传热系数随干度的变化。从图中可知,其他条件相同时,R32 在 3 mm 的管内的沸腾换热显著优于 4 mm 的管径通道,在 100 和 400 kg/(m²·s)质量流速条件下,平均提升约 12% 和 8%;同时,低质量流速下临界干度随管径减小而前移,高质量流速下的临界干度几乎与管径无关。其主要原因在于小管径内比表面积对沸腾换热占据主导作用,管径越小,比表面积越大,促进了汽化核心的产生,从而增强了核态沸腾作用。其次,在低质量流速下,高干度区发生传热恶化虽使沸腾传热系数降低,但仍高于其在低干度区的值,干度为 0.9 时的沸腾传热系数相比干度 0.1 时高约 11%;在高质量流速下,高干度区的传热恶化现象导致传热系数急剧下降,干度为 0.9 时的沸腾传热系数相比干度 0.1 时低约 20%。



(a) 低质量流速工况对比



(b) 高质量流速工况对比

图 6 饱和温度影响

Fig. 6 Effect of saturation temperature

近年来对小管径内的制冷剂沸腾传热关联式研究较多,而针对 R32 制冷剂的适用性分析还较少。Chen^[22]在对大量实验数据进行分析对比后,提出管内的沸腾换热主要由强制对流换热和核态沸腾换热两部分主导,而总的沸腾换热系数由这两部分系数加权相加得到;随后,许多学者根据 Chen 的理论进行了修正,得出了精度更高的沸腾换热关联式,其中最著名的包括 Gungor and Winterton^[10-11]、Liu and Winterton^[23]等。

Pamitran 等^[24]对 R290 在内径为 1.5 mm 和 3 mm 水平光滑管内的沸腾换热特性进行了实验研究,考虑了管长度的影响,提出了沸腾传热预测关联式。Choi 等^[25]在上述实验结果的基础上,提出核态沸腾抑制因子与强制对流增强因子的修正关系式

$$\alpha_{tp} = S\alpha_{nbc} + F\alpha_{fb} \quad (6)$$

式中: α_{tp} 为两相沸腾传热系数; α_{nbc} 、 α_{fb} 分别为核态沸腾、对流沸腾主导的传热系数; S 、 F 分别为相应修正系数。本文首先采用 Choi 提出的修正关联式进行实验数据预测,如图 7 所示,虽然平均误差仅 14.88%,有 92.47% 的数据在实验数据 $\pm 30\%$ 的范围内,仅有 43.58% 的预测数据与实验误差小于

±10%,对于平滑单管内的沸腾传热预测精度不够。误差较大的主要原因在于,不同于大管径通道内的沸腾现象,小管径内工质流动沸腾对干度、质量流速、热流密度的更为敏感,无法以核态沸腾、对流沸腾的方式区分主导机制,即大部分区间为两种作用的综合体现,因此需对传热关联式的机理做出改进。

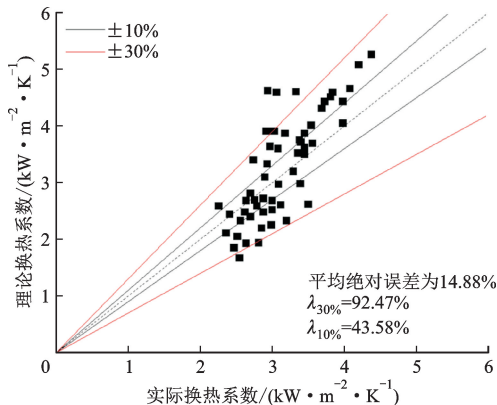


图7 实验数据的 Choi 关联式验证

Fig. 7 Experimental data comparing with Choi's correlation

Fang 等^[26]与上述学者不同,其将一些明显影响沸腾换热的物理量和无量纲数组合形成新的关联式。该关联式采取回归分析和误差分析方法,关联式形式未考虑核态沸腾与对流沸腾的主导机制,而是分析筛选出对沸腾换热影响较大的物理量和无量纲数,再通过误差分析逐步精简参数,逐步减少关联式的误差,具体计算公式如下

$$Nu = \alpha_{tp} \frac{D}{\lambda_1} = F_i M^{-0.18} Bo^{0.98} Fr^{0.48} q Bd^{0.72} \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.29} \left[\ln \left(\frac{\mu_{lf}}{\mu_{lv}} \right) \right]^{-1} Y \quad (7)$$

$$Bo = \frac{q}{G h_{lv}} \quad (8)$$

$$Fr = \frac{G^2}{g D \rho_l^2} \quad (9)$$

$$Bd = \frac{g(\rho_l - \rho_v) D^2}{\sigma} \quad (10)$$

$$Y = \begin{cases} 1, & P_r \leq 0.43 \\ 1.38 - P_r^{1.15}, & P_r > 0.43 \end{cases} \quad (11)$$

式中: Nu 、 Bo 、 Fr 、 Bd 分别为努塞尔数、沸腾数、弗劳德数与邦德数; F_i 为与流体种类有关的常数(工质 R32 取 1 435); M 为相对分子质量; q 为热流密度; G 为质量流速; h_{lv} 为饱和温度对应下的汽化潜热; g 为重力加速度; D 为通道的水力直径; ρ_l 、 ρ_v 分别为饱和温度下的液相、气相密度; σ 为表面张力; μ_{lf} 、 μ_{lv}

分别为饱和温度、内壁温度下的液相黏度; P_r 为参考压力。

如图 8 所示,可以看出,相比 Choi 关联式,采用 Fang 关联式对本实验数据进行预测的大多数数据点都在对角线周围且分布密集,预测精确度更高;所有预测数据都在 ±30% 的范围内,在 ±20% 范围内的数据达到 81.5%。由此可见, Fang 关联式对小管径水平管内 R32 对流沸腾换热特性的具有较高的预测能力。为进一步提高 Fang 关联式对 3、4 mm 水平管内 R32 沸腾换热的预测精度,扩大 Fang 关联式在小管径沸腾传热系数预测的应用范围,同样采用线性规划方法,对关联式中与管径相关的弗劳德数与邦德数进行修正,修正后的 Fang 关联式为

$$Nu = F_i M^{-0.18} Bo^{0.98} Fr^{0.45} q Bd^{0.67} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.29} \quad (12)$$

将该关联式与实验数据做对比,如图 8 所示,可以看出,改进的 Fang 关联式使数据集中度更高,可实现 ±10% 范围内的预测精度高于 88.56%,在测试范围内的平均误差仅为 3.58%。

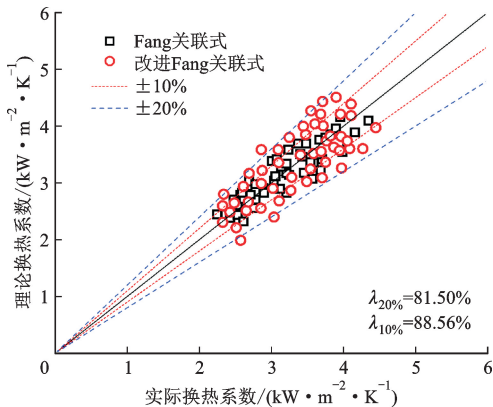


图8 Fang 关联式与实验数据对比

Fig. 8 Experimental data comparing with Fang's correlation

4 结 论

本文对 R32 制冷剂在小管径水平管内沸腾传热与阻力特性开展了实验研究,考虑质量流速、热流密度、饱和温度及干度的影响,对 3 mm 与 4 mm 管内 R32 流动沸腾传热机理进行分析并对比了不同实验拟合关联式预测的准确性,主要结论如下。

(1)随着 R32 的质量流速的提升,平均沸腾传热系数逐渐提高,但高流量下沸腾传热系数提升幅度逐渐减少;在质量流速一定时,沸腾换热系数随着 R32 干度的增大会达到一个峰值,即对应质量流速

下的临界干度,其范围在 0.5 至 0.7 之间;随着热流密度上升,所有质量流速下的临界干度均相应提前,在高质量流速工况下,沸腾换热对壁面热流密度的感知更为敏感;同时,R32 峰值沸腾换热系数与工质饱和温度正相关,从 11℃ 升至 13℃ 时的沸腾传热系数增加 12.9%。

(2)随着 R32 质量流速的增大,流动阻力持续增加,随着干度的提升,压降随之增大,但热流密度对阻力损失的敏感度逐渐下降。干度为 0.4 时,当热流密度自 15 kW/m² 提升至 20、25 kW/m² 对应的压降分别提高 31.1% 和 21.9%;干度为 0.8 时,压降仅增加了 1.95% 和 4.41%。饱和温度因对物性影响剧烈,因此对阻力损失极为敏感,R32 的饱和温度自 13℃ 降低至 11℃ 时,阻力损失将提高约 23%。

(3)R32 在 3 mm 内径管的沸腾换热显著优于 4 mm 通道。在 100 和 400 kg/(m² · s)质量流速条件下,沸腾传热系数平均提升约 12% 和 8%,且低质量流速下临界干度随管径减小而提前,高质量流速下的临界干度几乎与管径无关。在低质量流速下,高干度区发生传热恶化,但沸腾传热系数仍高于低干度区的值;在高质量流速下,高干度区的传热恶化现象导致传热系数下降更剧烈,干度为 0.9 时的沸腾传热系数相比干度 0.1 时降低约 20%。

(4)小管径内工质流动沸腾对干度、质量流速、热流密度的更为敏感,以核态沸腾、对流沸腾的方式区分主导机制的沸腾传热关联式校核 92.47% 的数据在实验数据±30% 的范围内;然而,当采取回归分析和误差分析方法的 Fang 关联式,通过对管径相关的弗劳德数与邦德数系数的修正,可实现±10% 范围内的预测精度高于 88.56%,在测试范围内的平均误差仅 3.58%。

参考文献:

- [1] 魏华锋,秦宪,吴君. R32 在整体式空调器上性能研究 [J]. 家电科技, 2019(6): 90-91, 111.
WEI Huafeng, QIN Xian, WU Jun. R32 refrigerant on package air conditioner performance research [J]. Journal of Appliance Science & Technology, 2019(6): 90-91, 111.
- [2] 贾磊,陈松,黄磊,等. R32 热泵示范系统运行性能的试验研究 [J]. 流体机械, 2019, 47(5): 61-64, 60.
JIA Lei, CHEN Song, HUANG Lei, et al. Experimental research on operation performance of R32 heat pump demonstration system [J]. Fluid Machinery,

- 2019, 47(5): 61-64, 60.
- [3] 韩晓红,徐英杰,仇宇,等. 制冷剂 R32 的循环性能实验研究 [J]. 制冷与空调, 2010, 10(2): 68-70, 83.
HAN Xiaohong, XU Yingjie, QIU Yu, et al. Experimental study on the cycle performance of refrigerant R32 [J]. Refrigeration and Air-Conditioning, 2010, 10(2): 68-70, 83.
- [4] HIGASHI K, KONDOU C, KOYAMA S. Feasibility analysis for intermediated fluid type LNG vaporizers using R32 and R410A considering fluid properties [J]. International Journal of Refrigeration, 2020, 118: 325-335.
- [5] YULIANTO M, SUZUKI T, GE Zheng, et al. Performance assessment of an R32 commercial heat pump water heater in different climates [J]. Sustainable Energy Technologies and Assessments, 2022, 49: 101679.
- [6] 朱明善,史琳. 在家用/商用空调中用 R32 替代 R22 的探索 [J]. 制冷与空调, 2009, 9(6): 31-34.
ZHU Mingshan, SHI Lin. Exploration of using R32 to substitute for R22 in household/commercial air-conditioning [J]. Refrigeration and Air-Conditioning, 2009, 9(6): 31-34.
- [7] 史琳,朱明善. 家用/商用空调用 R32 替代 R22 的再分析 [J]. 制冷学报, 2010, 31(1): 1-5.
SHI Lin, ZHU Mingshan. Re-analysis on using R32 to substitute for R22 in household/commercial air-conditioning [J]. Journal of Refrigeration, 2010, 31(1): 1-5.
- [8] XU Xing, HWANG Y, RADERMACHER R. Performance comparison of R410A and R32 in vapor injection cycles [J]. International Journal of Refrigeration, 2013, 36(3): 892-903.
- [9] SHIN J Y, KIM M S, RO S T. Experimental study on forced convective boiling heat transfer of pure refrigerants and refrigerant mixtures in a horizontal tube [J]. International Journal of Refrigeration, 1997, 20(4): 267-275.
- [10] 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.
- [11] GUNGOR K E, WINTERTON R H S. Simplified general correlation for saturated flow boiling and comparisons of correlations with data [J]. Chemical Engineering Research & Design, 1987, 65(2): 148-156.
- [12] JUNG D, AN K, PARK J. Nucleate boiling heat transfer coefficients of HCFC22, HFC134a, HFC125, and HFC32 on various enhanced tubes [J]. International

- al Journal of Refrigeration, 2004, 27(2): 202-206.
- [13] BORTOLIN S, CAVALLINI A, DEL COL D, et al. Flow boiling of refrigerants inside a single circular minichannel [C]//ASME 2008 6th International Conference on Nanochannels, Microchannels, and Minichannels. New York, NY, USA: ASME, 2008: 649-656.
- [14] LI Minxia, DANG Chaobin, HIHARA E. Flow boiling heat transfer of HFO1234yf and R32 refrigerant mixtures in a smooth horizontal tube: part I Experimental investigation [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2012, 55(13/14): 3437-3446.
- [15] LI Minxia, DANG Chaobin, HIHARA E. Flow boiling heat transfer of HFO1234yf and HFC32 refrigerant mixtures in a smooth horizontal tube: part II Prediction method [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2013, 64: 591-608.
- [16] 李昊, 张秀平. R32 在小管径水平光管内的流动沸腾换热与压降特性试验研究 [J]. 制冷与空调, 2015, 15(1): 49-53, 64.
- LIJiong, ZHANG Xiuping. Experimental study on flow boiling heat transfer and pressure drop characteristics of R32 in small horizontal smooth tube [J]. Refrigeration and Air-Conditioning, 2015, 15(1): 49-53, 64.
- [17] LONGO G A, MANCIN S, RIGHETTI G, et al. HFC32 and HFC410A flow boiling inside a 4 mm horizontal smooth tube [J]. International Journal of Refrigeration, 2016, 61: 12-22.
- [18] HE Guogeng, ZHOU Sai, LI Dongdong, et al. Experimental study on the flow boiling heat transfer characteristics of R32 in horizontal tubes [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2018, 125: 943-958.
- [19] HE Guogeng, SUN Wei, ZHU Yihao, et al. Experimental performance evaluation on leakage characteristics of R32 in rolling piston type rotary compressor [J]. International Journal of Refrigeration, 2018, 91: 177-188.
- [20] TIAN Qiqi, CAI Dehua, REN Liang, et al. An experimental investigation of refrigerant mixture R32/R290 as drop-in replacement for HFC410A in household air conditioners [J]. International Journal of Refrigeration, 2015, 57: 216-228.
- [21] ZENG Weijie, GU Bo, DU Zhongxing, et al. New generalized flow boiling heat transfer and frictional pressure drop correlations for R32 [J]. International Journal of Refrigeration, 2021, 131: 634-644.
- [22] CHEN J C. Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow [J]. Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development, 1966, 5(3): 322-329.
- [23] 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.
- [24] PAMITRAN A S, CHOI K I, OH J T, et al. Two-phase flow heat transfer of propane vaporization in horizontal minichannels [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2009, 23(3): 599-606.
- [25] CHOI K I, PAMITRAN A S, OH J T, et al. Pressure drop and heat transfer during two-phase flow vaporization of propane in horizontal smooth minichannels [J]. International Journal of Refrigeration, 2009, 32(5): 837-845.
- [26] FANG Xiande, WU Qi, YUAN Yuliang. A general correlation for saturated flow boiling heat transfer in channels of various sizes and flow directions [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2017, 107: 972-981.

(编辑 荆树蓉 亢列梅)