

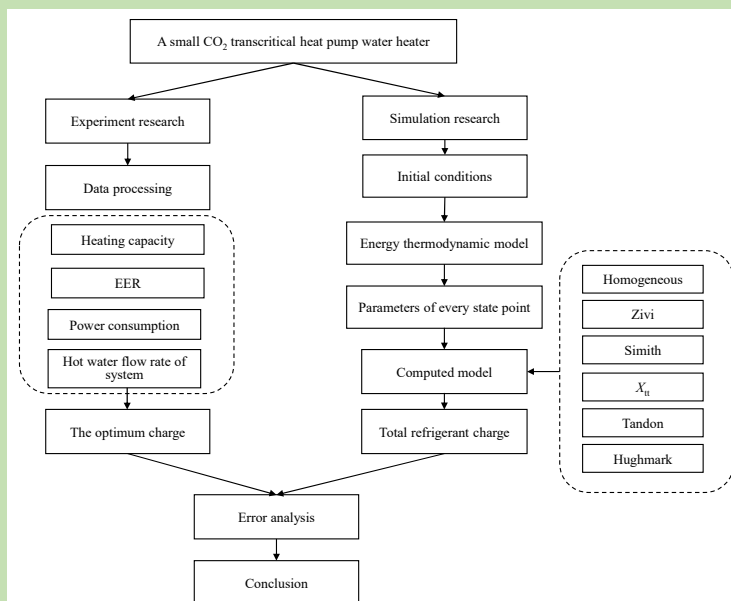
## Calculation and experiment on optimum charge for a small CO<sub>2</sub> transcritical heat pump water heater with void fraction method

Dong WANG<sup>1,2\*</sup>, Yaru LIU<sup>1</sup>, Zhuo CHEN<sup>1</sup>, Zunli KOU<sup>1</sup>, Fuping QIAN<sup>1</sup>, Xiangzhi WANG<sup>2</sup>

1. School of Civil Engineering and Architecture, Anhui University of Technology, Ma'anshan, Anhui 243002, China

2. Hualing Star Horse Automobile (Group) Co., Ltd., Ma'anshan, Anhui 243061, China

**Abstract:** The consumption of powerful greenhouse gases should be drastically reduced worldwide due to the serious problem of global warming. Natural refrigerants CO<sub>2</sub> is the most promising refrigerants and has been widely applied in small refrigeration systems because of the low global warming potential (GWP) and no ozone depletion potential (ODP). It is universally acknowledged that an optimum refrigerant charge existing in a small refrigerant system can maximize the coefficient of performance (COP) of system. In the present work, the void fraction method with 6 classic models was used to predict the optimum refrigerant charge of a small CO<sub>2</sub> water-source heat pump water heater. Based on an



existing unit in the lab, the changes of system performance were studied with various refrigerant charges by a series of relevant experiments and the optimum charge was obtained to verify the accuracy of all the void fraction models in the references. The results indicated that each model had a relatively good accuracy in determining the optimum refrigerant charge of the tested unit with the error less than 9.80%. Hughmark model could be recommended to predict the optimum refrigerant charge of the studied system because of the negligible errors by less than 2.59%. Moreover, in the view of heating energy efficiency ratio (EER<sub>heat</sub>), the value calculated by the Hughmark model was almost the same with that obtained from the experimental measurement. On the basis of a small system with a transcritical cycle, the optimum charge calculated by void fraction method was more accurate than the ones from experimental data method and rated working condition method. The present work can provide the guidelines of predicting the optimum refrigerant charge in small CO<sub>2</sub> systems.

**Key words:** void fraction; optimal charge; carbon dioxide; transcritical cycle; numerical analysis

收稿: 2020-01-19, 修回: 2020-04-03, 网络发表: 2020-04-22, Received: 2020-01-19, Revised: 2020-04-03, Published online: 2020-04-22

基金项目: 安徽省高校自然科学研究重点项目(编号: KJ2017A055)

作者简介: 王栋(1981-), 男, 江苏省滨海县人, 博士, 副教授, 研究方向为 CO<sub>2</sub> 制冷技术, E-mail: wangdong224545@163.com.

**引用格式:** 王栋, 刘雅如, 陈卓, 等. 基于空泡系数法的小型 CO<sub>2</sub> 跨临界热泵热水器最佳充注量计算及实验. 过程工程学报, 2021, 21(1): 27-35.

Wang D, Liu Y R, Chen Z, et al. Calculation and experiment on optimum charge for a small CO<sub>2</sub> transcritical heat pump water heater with void fraction method (in Chinese). Chin. J. Process Eng., 2021, 21(1): 27-35, DOI: 10.12034/j.issn.1009-606X.220031.

# 基于空泡系数法的小型 CO<sub>2</sub> 跨临界热泵热水器最佳充注量计算及实验

王 栋<sup>1,2\*</sup>, 刘雅如<sup>1</sup>, 陈 卓<sup>1</sup>, 寇遵丽<sup>1</sup>, 钱付平<sup>1</sup>, 汪祥支<sup>2</sup>

1. 安徽工业大学建筑工程学院, 安徽 马鞍山 243002

2. 华菱星马汽车(集团)股份有限公司, 安徽 马鞍山 243061

**摘 要:** 自然工质 CO<sub>2</sub> 具有良好的环境和热力学性能, 在小型系统中得到了越来越广泛的应用。小型系统的充注量决定系统性能优劣, 存在着一个最佳值。基于一套小型 CO<sub>2</sub> 水源热泵热水器实验台, 选用 6 种典型的空泡系数模型, 运用空泡系数法对其最佳充注量进行计算, 通过实验研究不同充注量对系统性能的影响, 并利用实验结果对各种模型的计算结果进行验证, 判断其计算准确度。结果表明, 6 种模型计算结果均具有较高的准确度, 最大误差为 9.80%; 本系统中, Hughmark 模型对于最佳充注量的计算结果误差为 2.59%, 且这个误差对于系统制热性能系数 EER<sub>heat</sub> 几乎没有影响。

**关键词:** 空泡系数; 最佳充注量; CO<sub>2</sub>; 跨临界循环; 数值分析

中图分类号: TB657.9

文献标识码: A

文章编号: 1009-606X(2021)01-0027-09

## 1 前 言

当前, 环境污染和能源短缺已成为制约社会高速发展的两个主要问题<sup>[1]</sup>。在制冷行业, 广泛应用的氢氟烃 (HFCs) 类制冷剂具有很强的温室效应, 《蒙特利尔议定书》要求从 2019 年 1 月 1 日开始逐步对其进行强制淘汰<sup>[2]</sup>。寻找合适的替代制冷剂成为了一项艰巨且迫切的任务<sup>[3]</sup>, 自然工质 CO<sub>2</sub> 被认为是一种很好的替代品<sup>[4]</sup>。目前, CO<sub>2</sub> 跨临界循环应用最广泛, 特别是在热泵热水器系统中, 具有很高的焓效率<sup>[5]</sup>。

众所周知, 在小型系统中, 制冷剂充注量是影响其性能的一个关键因素<sup>[6,7]</sup>。Kim 等<sup>[8]</sup>和 Agrawal 等<sup>[9]</sup>通过实验研究了充注量对不同小型热泵系统性能的影响, 结果均表明小型系统中存在着一个最佳制冷剂充注量, 不精确的充注量会减小系统的性能系数, 增加能耗。因此, 能否准确确定一套小型系统的最佳充注量将直接关系到该系统能否高效运行, 目前主要靠实验法测定。实验的离散性突出, 工作量太大, 如能采用有效的理论计算方法对最佳充注量进行合理预测, 之后再少量的实验验证, 可大大减少实验次数, 节省实验成本。

实验数据法、额定工况法及空泡系数法为 3 种典型的制冷剂充注量的理论计算方法, 其中, 在空泡系数模型选择恰当的情况下, 空泡系数法的计算结果具有很高的精度。李会芳等<sup>[10,11]</sup>选择了不同空泡系数模型分别对一台 R22 和 R290 分体式房间空调器的最佳充注量进行了理论计算和实验验证, 结果表明 Hughmark 模型计算精度最高, 文献[12-14]也进行了相关研究。对于 CO<sub>2</sub> 跨

临界系统最佳充注量的理论计算方法, 现有研究涉及较少。本课题组利用了实验数据法和额定工况法这两种简化的理论方法对一台小型 CO<sub>2</sub> 跨临界冷柜系统的最佳充注量进行了计算, 结果表明, 在未对计算结果进行修正的情况下, 误差较大, 分别达到了 12.5% 和 10.34%<sup>[15]</sup>。因此, 采用空泡系数法更精确地预测 CO<sub>2</sub> 跨临界系统的最佳充注量具有很强的必要性。

本工作以一套自行设计的小型 CO<sub>2</sub> 跨临界水源热泵热水器系统为研究对象, 选用 6 种典型的空泡系数模型, 利用空泡系数法对系统的最佳充注量进行理论计算, 并以理论计算值为参考进行相应的实验研究, 将实验结果与理论计算结果进行对比, 得出针对小型 CO<sub>2</sub> 跨临界热泵热水器系统采用各种空泡系数模型所得计算结果的准确度, 讨论了充注量对系统性能的影响。

## 2 最佳充注量的理论计算

在进行充注量的理论计算前需要确定系统中换热器(蒸发器、气冷器及回热器)的结构及尺寸, 本系统中的换热器全部采用套管式换热器。系统中的气冷器采用一根大管内套 3 根小管的结构, 且 3 根小管成螺旋形, 目的是利用螺旋形引起二次环流, 从而增强换热。换热器的具体尺寸见表 1。

制冷系统稳定运行时, 各管道和设备中充满了相应状态下的制冷剂。进行理论计算时, 先确定制冷剂在各部件中的具体分配情况, 再逐一计算其质量, 最后进行求和即可得总充注量。

表 1 换热器尺寸  
Table 1 Sizes of heat exchanger

Size and structure	Evaporator/internal heat exchanger		Gas cooler	
Structure	Outer tube: one pipe	Inner tube: one pipe	Outer tube: one pipe	Inner tube: three pipes
Outside diameter/mm	16/10	10/6	19	6
Wall thickness/mm	1.2/0.8	0.8/0.5	1	1
Length/m	6/2	6/2	6	6

首先依据初始设计条件, 用 REFPROP 9.1 软件<sup>[16]</sup>对整个循环进行模拟计算, 确定各状态点的状态参数。初始设计条件为蒸发温度 0℃、吸气温度 15℃、气冷器出口温度 35℃、排气压力 8.5 MPa、排气温度 100℃、系统制热量 1.1 kW。图 1 为进行循环模拟计算时的压焓图。图中, 1-2 为压缩机实际压缩过程, 1-2s 为压缩机理想的等熵压缩过程。

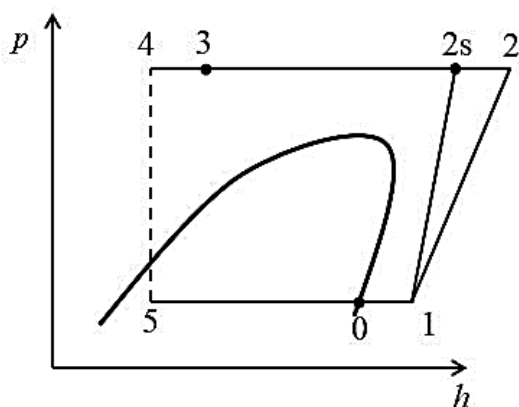


图 1 系统压焓图

Fig.1 Pressure-enthalpy diagram of system

依据模拟计算结果可以对系统中各主要设备和管道在设计工况下的制冷剂质量进行分析和计算。

依据设计工况, 制冷剂在气冷器、回热器、压缩机、连接管道中均为单相, 而单相区的工质密度可用进出口的算术平均密度值代替<sup>[17]</sup>, 因此, 可方便计算出这几个部件中制冷剂的质量。制冷剂在蒸发器中处于两相区, 利用空泡系数法进行制冷剂质量计算时采用不同的空泡系数模型的结果会有差异。蒸发器中制冷剂的质量可以通过下式计算。

$$m_e = A_e \int_0^L \alpha \rho_v + (1 - \alpha) \rho_l dl \quad (1)$$

式中,  $m_e$  为蒸发器中制冷剂的质量(kg),  $A_e$  为蒸发器内管的截面积(m<sup>2</sup>),  $\rho_v$  为蒸发器入口气态制冷剂的密度(kg/m<sup>3</sup>),  $\rho_l$  为蒸发器入口液态制冷剂的密度(kg/m<sup>3</sup>),  $L$  为蒸发器内管的长度(m),  $\alpha$  为两相区内制冷剂的空泡系

数,  $l$  为沿管长方向的距离(m)。

选用了均相模型、Zivi 模型、Simith 模型、 $X_{tt}$  模型、Tandon 模型、Hughmark 模型等 6 种应用较多的典型空泡系数模型计算空泡系数 $\alpha$ , 从而得出蒸发器中制冷剂的总质量。6 种模型的详细计算方法见文献[18]。

在套管式换热器中, 工质干度沿管长方向的变化近似线性<sup>[11]</sup>, 可求得沿管长方向距离为  $l$  的状态点的干度为

$$X_l = X_s + \frac{1 - X_s}{L} l \quad (2)$$

$$\text{即} \quad dl = \frac{L}{1 - X_s} dX_l \quad (3)$$

不同的空泡系数模型所对应的空泡系数 $\alpha$ 的表达式不同, 但所有的表达式均是关于干度的关联式, 因此, 将式(3)和 6 种空泡系数模型代入式(1), 即可计算出蒸发器中制冷剂的质量。

## 2.1 均相模型

该模型是最简单的空泡系数模型, 依据气相和液相以相同速度共同流动的基本模型所建立, 其函数公式为

$$\alpha = \frac{1}{1 + \left( \frac{1}{X_l} - 1 \right) \frac{\rho_v}{\rho_l}} \quad (4)$$

## 2.2 Zivi 模型

Zivi 使用了熵产生的最小化参数来确定与密度相关的滑动比, 再建立空泡系数模型, 其函数公式为

$$\alpha = \frac{1}{1 + \left( \frac{1}{X_l} - 1 \right) \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{2/3}} \quad (5)$$

## 2.3 Smith 模型

Smith 基于一个简单的物理模型, 提出均质混合相与液相速度压头相同的假设, 推导出了滑动速度值, 此外, 还假设了一个夹带系数  $K$ , 用于计算核心中夹带的一部分液体从蒸汽流中分离的剩余液体部分, 即

$$\alpha = \frac{1}{1 + \left( \frac{1}{X_l} - 1 \right) S \frac{\rho_v}{\rho_l}} \quad (6)$$

$$S = K + (1 - K) \left[ \frac{\frac{\rho_l}{\rho_v} + K \left( \frac{1 - X_l}{X_l} \right)}{1 + K \left( \frac{1 - X_l}{X_l} \right)} \right]^{1/2} \quad (7)$$

式中,  $S$  为滑动比,  $K$  为夹带系数, 推荐值取 0.64。

#### 2.4 $X_{tt}$ 修正模型(L-M 模型)

该模型主要考虑了黏性耗散, 基于相关参数  $X_{tt}$  得出空泡系数表达式。

$$\alpha = \begin{cases} (1 + X_{tt}^{0.8})^{-0.375} & (X_{tt} \leq 10) \\ 0.823 - 0.157 \ln X_{tt} & (X_{tt} > 10) \end{cases} \quad (8)$$

$$X_{tt} = \left( \frac{1 - X_l}{X_l} \right)^{0.9} \left( \frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0.1} \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \quad (9)$$

式中,  $\mu_l$  为蒸发压力下饱和液态的动力黏度(Pa·s),  $\mu_v$  为蒸发压力下饱和气态的动力黏度(Pa·s)。

#### 2.5 Tandon 模型

该模型函数公式为

$$\begin{cases} \alpha = 1 - 1.928 \frac{Re_l^{-0.315}}{F(X_{tt})} + 0.9293 \frac{Re_l^{-0.63}}{F(X_{tt})^2} & (50 < Re_l < 1125) \\ \alpha = 1 - 0.38 \frac{Re_l^{-0.088}}{F(X_{tt})} + 0.0361 \frac{Re_l^{-0.176}}{F(X_{tt})^2} & (Re_l > 1125) \end{cases} \quad (10)$$

$$F(X_{tt}) = 0.15 \left( \frac{1}{X_{tt}} + \frac{2.85}{X_{tt}^{0.476}} \right) \quad (11)$$

#### 2.6 Hughmark 模型

该模型为在实验基础上经过不断整理得到的经验模型, 增加了两相雷诺数( $Re$ )和弗劳德数( $Fr$ )两个影响因素, 其计算过程由于涉及迭代计算, 工作量很大。

$$\alpha = \frac{K_H}{1 + \left( \frac{1 - X_l}{X_l} \right) \frac{\rho_v}{\rho_l}} \quad (12)$$

$$Z = \frac{Re_\alpha^{1/6} Fr^{1/8}}{y_L^{1/4}} \quad (13)$$

$$Re_\alpha = \frac{D_i q_m}{\mu_l + \alpha(\mu_v - \mu_l)} \quad (14)$$

$$Fr = \frac{V^2}{g D_i} \quad (15)$$

$$y_L = \frac{1}{1 + \left( \frac{X_l}{1 - X_l} \right) \frac{\rho_l}{\rho_v}} \quad (16)$$

式中,  $D_i$  为蒸发器内管径(m),  $q_m$  为单位截面积上的质量流量[kg/(s·m²)],  $g$  为重力加速度(9.8 m/s²),  $V$  为两相区制冷剂的流速(m/s),  $y_L$  为无量纲数,  $Z$  和  $K_H$  为流动参数。

表 2 流动参数  $K_H$  与  $Z$  的关系

Table 2 The relationship between  $K_H$  and  $Z$

$Z$	1.3	1.5	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0	8.0	10	15	20	40	70	130
$K_H$	0.185	0.225	0.325	0.490	0.605	0.675	0.720	0.767	0.780	0.808	0.830	0.880	0.930	0.980

$K_H$  与  $Z$  的关系见表 2, 函数关系表达式为  $K_H = f(Z)$ 。

毛细管中的制冷剂及溶于润滑油中的制冷剂均比较少, 质量可忽略不计, 所以, 整个系统中的制冷剂质量可表达为

$$m = m_{gc} + m_{ihe} + m_{com} + m_c + m_e \quad (17)$$

式中,  $m_{gc}$  为气冷器中制冷剂的质量(kg),  $m_{ihe}$  为回热器中制冷剂的质量(kg),  $m_{com}$  为压缩机中制冷剂的质量(kg),  $m_c$  为连接管道中制冷剂的质量(kg)。

### 3 最佳充注量的实验研究

本实验台设计工况及运行工况满足 GB/T 23137-2008<sup>[19]</sup>的规定要求: 蒸发器水侧(冷冻水)进出口温度分别为 15 和 10℃, 气冷器水侧(冷却水)进出口温度分别为 15 和 55℃。

#### 3.1 实验数据采集系统

实验过程中, 对功率、温度、流量和压力进行了测量和数据采集。图 2 为系统的原理及测点布置图, 共设置了 9 个温度测点、3 个流量测点及 2 个压力测点。所有的测量数据均由一台美国安捷伦公司 34970A 数据采集仪采集并通过串行接口与计算机进行通讯, 从而自动保存数据, 方便进行下一步的数据处理。

在制冷系统里, 压缩机的吸、排气压力是两个非常重要的参数, 本实验台选用 2 台上海自动化仪表厂生产的 NS-P-II 系列压力变送器(精度为±0.1%)进行测量。

测试系统中共设置了 9 个温度测点, 布置的具体位置在图 2 中进行了标注。除蒸发器水侧(冷冻水)的进、出口温度外, 其余所有测点的温度采集均采用 T 型热电偶(精度为±0.5℃)。而蒸发器水侧的进、出口温度由于温差比较小(仅为 5℃), 如果测量仪器的精度不够, 可

能会导致很大的测量误差, 因此, 采用德国 Heraeus 公司制造的型号为 1PT100KN1510 的 AA 级 PT-100 热电阻(精度为 $\pm 0.1^\circ\text{C} + 0.0017|T|$ ,  $T$ 为测点的温度值)测量。

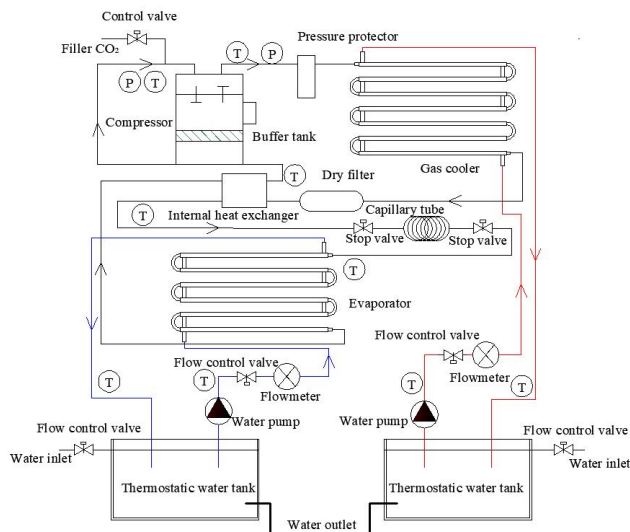


图 2 热泵热水器系统原理及测点布置示意图

Fig.2 Schematic diagram of heat pump water heater system and test-point positions

用北京首科实华自动化设备有限公司的 DMF-1-3-A 型(精度为 $\pm 0.1\%$ )和 DMF-1-1-B 型(精度为 $\pm 0.1\%$ )科里奥利质量流量计分别测量冷冻水及冷却水的流量, 用北京首科实华自动化设备有限公司的 DMF-1-1-A 型(精度为 $\pm 0.1\%$ )科里奥利质量流量计进行制冷剂质量流量的测量。为了测量该 CO<sub>2</sub> 热泵热水器在运行中的耗电量, 需要对系统的总功率进行测量, 功率测量选用青岛青智仪器有限公司的 ZW5435 型功率采集仪(精度为 $\pm 1\text{ W}$ ), 此功率仪可以对电压、电流、功率进行同步测量。用 VB 软件编制了功率数据采集程序, 设定采集时间间隔为 1 s, 数据采集后自动保存于数据电脑中, 通过数据处理可换算出系统运行期间的总耗电量。

制冷剂的充注量采用称重法确定, 称重仪器选用台衡精密测控(昆山)股份有限公司的 XK3108-T2000A 型电子称(精度为 $\pm 2\text{ g}$ )。

### 3.2 实验方法

实验开始前, 先利用高压的 CO<sub>2</sub> 气体(压力达到 12 MPa)对系统进行泄漏实验, 依次经过真空泵抽真空、CO<sub>2</sub> 保压(验证气密性)、充注 CO<sub>2</sub>, 实验结果表明该系统的气密性良好。实验时, 首先进行抽真空处理, 然后充入部分制冷剂, 运行热泵热水器机组, 继续进行制冷剂充注, 在充注量为 195 g 时, 关闭充注阀门, 在机组稳定运行半小时后, 切断压缩机电源, 该组实验结束,

从实验开始到结束, 全程采集数据。两个恒温水箱中的水温设定温度为  $15^\circ\text{C}$  (精度为 $\pm 0.5^\circ\text{C}$ ), 通过流量控制阀调节冷冻水与冷却水的流量, 保证热水出口温度为  $55^\circ\text{C}$ , 冷水出口温度为  $10^\circ\text{C}$ 。按照相同步骤进行其余 9 组实验, 每次充注量递增 10 g, 分别为 205, 215, 225, 235, 245, 255, 265, 275, 285 g。针对每次实验数据, 分别求出系统制热性能系数  $EER_{\text{heat}}$ , 最大值所对应的充注量即认为是该系统的最佳充注量。在实际热泵热水器系统中, 制热量通过测量冷却水侧的得热量实现。在整个实验过程中, 系统的瞬时输入总功率、冷却水的进、出口温度等均有一定波动, 因此, 瞬时  $Q_{\text{heat}}$  及  $EER_{\text{heat}}$  均有相应变化, 不能准确反映整个系统的运行性能。在实验时, 首先通过功率表、质量流量计、热电偶等测量相关数据, 再计算每个数据采集时间间隔(1 s)内的制热量和耗电量, 之后进行累加, 最终算出整个测试时间段内  $W$ ,  $Q_{\text{heat}}$  和  $EER_{\text{heat}}$  的平均值。在每个数据采集时间间隔内, 制热性能系数  $EER_{\text{heat}}$  及系统制热量  $Q_{\text{heat}}$  可通过式(18)和(19)计算。

$$EER_{\text{heat}} = \frac{Q_{\text{heat}}}{W} \quad (18)$$

$$Q_{\text{heat}} = C_{p,w} m_{\text{gs,w}} (T_{\text{gs,w,o}} - T_{\text{gs,w,i}}) \quad (19)$$

式中,  $W$  为系统总功率的平均值(W),  $C_{p,w}$  为冷却水的比定压热容[J/(kg·K)],  $m_{\text{gs,w}}$  为冷却水的质量流量平均值(kg/s),  $T_{\text{gs,w,o}}$  为冷却水的出口温度平均值( $^\circ\text{C}$ ),  $T_{\text{gs,w,i}}$  为冷却水的进口温度平均值( $^\circ\text{C}$ )。

## 4 结果与讨论

先运用不同的空泡系数模型对小型 CO<sub>2</sub> 热泵热水器系统最佳充注量进行理论计算, 再利用实验结果对各个理论计算结果的准确度进行验证, 对空泡系数法是否适用于 CO<sub>2</sub> 跨临界热泵热水器系统进行判断, 并优选出合适的空泡系数模型。

### 4.1 模拟及理论计算结果分析

利用空泡系数法对系统的充注量进行理论计算, 首先需要确定制冷剂在各状态点的状态参数, 依据初始设计条件, 利用 REFPROP 9.1 软件对整个循环进行模拟计算, 计算结果如表 3 所示。利用空泡系数法对蒸发器内制冷剂质量进行计算, 选用不同的空泡系数模型, 所得计算结果存在差异, 计算结果如表 4 所示。从表可看出, 制冷剂质量计算值最小的为均相模型, 计算值最大的为 Hughmark 模型, 二者相差 31.60 g。利用 Simith 模型和  $X_n$  模型所得计算值近似相等, 相差不足 1 g。

表 3 模拟计算结果  
Table 3 The results of simulation

State point	$T/^{\circ}\text{C}$	$p/\text{MPa}$	$h/(\text{kJ/kg})$	$\rho/(\text{kg/m}^3)$	$s/[\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$	$X$
0	0	3.4851	430.89	97.647	1.8453	1
1	15	3.4851	454.58	83.671	1.9298	1
2	100	8.5	516.05	152.54	1.9858	1
2s	85.7	8.5	495.56	167.19	1.9298	1
3	35	8.5	308.84	612.12	1.3505	1
4	31.2	8.5	285.15	705.82	1.2732	1
5	0	3.4851	430.89 (v)	97.647 (v)	1.8453 (v)	0.368
			200 (l)	927.43 (l)	1 (l)	

表 4 不同空泡系数模型下各部件内制冷剂质量及系统中充注量  
Table 4 Refrigerant mass in each component and the charge of system corresponding to various void fraction models

Model	Evaporator/g	Internal heat exchanger/g	Gas cooler/g	Compressor/g	Connection pipe/g	Charge/g
Homogeneous	47.84	30.78	86.44	51	13.5	230.00
Zivi	63.28	30.78	86.44	51	13.5	245.00
Simith	55.51	30.78	86.44	51	13.5	237.23
$X_{tt}$	54.76	30.78	86.44	51	13.5	236.48
Tandon	61.21	30.78	86.44	51	13.5	242.93
Hughmark	79.83	30.78	86.44	51	13.5	261.60

4.2 实验结果分析

实验系统的制热量及能效比随充注量的变化如图 3 所示。图 4 为不同的充注量对系统运行功率及热水流量的影响。

细管中制冷剂接近堵塞状态，继续增加充注量，质量流量变化很小，过多的制冷剂积聚在气冷器内，有效换热面积增加很小，因此，制热量的提升幅度很小，而过多的制冷剂使压缩机排气压力急剧上升，这导致系统运行功率明显提升，制热能效比  $EER_{\text{heat}}$  开始下降。热水流量随充注量增加而增加，但在充注量达 255 g 后，热水流量变化较小，这是因为系统制热量达到最大值。

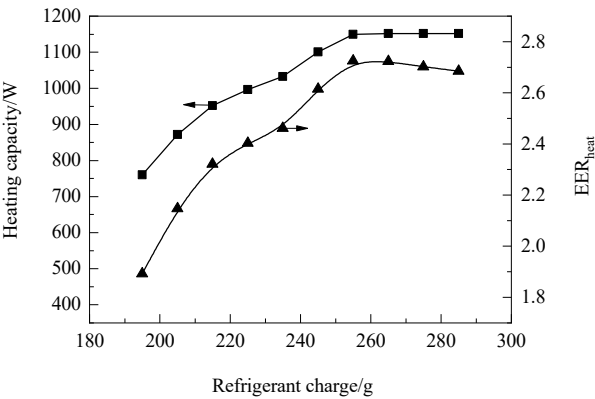


图 3 系统制热量和  $EER_{\text{heat}}$  随充注量的变化  
Fig.3 Variations of heating capacity and  $EER_{\text{heat}}$  of the system with refrigerant charge

由图可知，随充注量增加，制热量及系统运行功率均不断增加，但当充注量超过 255 g 以后，制热量增加幅度很小，几乎不变。当充注量不足时，气冷器内制冷剂较少，随制冷剂不断充入，气冷器内有效换热面积逐渐增加，所以制热量呈现上升趋势，而制冷剂质量流量的提升使系统运行功率不断增加，但制热能力增加速度高于输入功率的增长速度，两者共同作用，使制热能效比  $EER_{\text{heat}}$  呈上升趋势。但当充注量达到一定程度时，毛

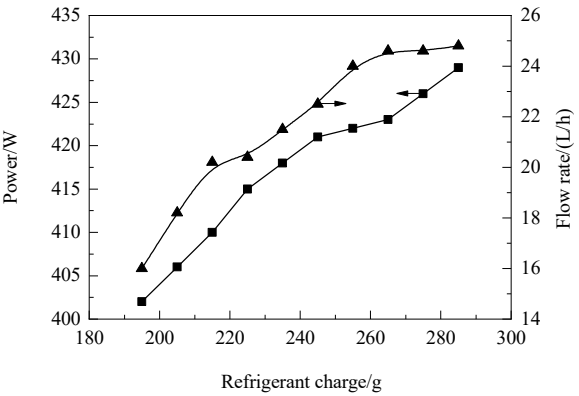


图 4 系统运行功率和热水流量随充注量的变化  
Fig.4 Variations of power consumption and hot water flow rate of system with refrigerant charge

对于水源热泵热水器，判断最佳充注量的指标主要有系统制热能效比  $EER_{\text{heat}}$ 、热水的出水量、热水的温度等，而本实验依照 GB/T 23137-2008 的标准进行，即保持热水的进出口温度不变，所以，可通过热水出水量(流量)和系统制热能效比  $EER_{\text{heat}}$  来综合判定最佳充注量。

通过上述分析可知，制冷剂充注量为 255 g 时，系统的制热效率最高，此时，热水出水量虽然不是最大，但与最大出水量相差不大，而此时的系统制热量也已经达到了设计的要求，因此，可以认为本实验系统的最佳充注量为 255 g。由于各组实验的步长为 10 g，即本实验台的真实最佳充注量可能为 255~265 g，255 g 与真实最佳充注量的最大误差不超过 3.77%，且在 255~265 g 再进行微小充注量增量实验，系统制热能效比变化很小，实验意义不大，综上所述，可认为此小型 CO<sub>2</sub> 热泵热水器实验台的最佳充注量为 255 g。

4.3 理论计算结果与实验结果的对比分析

通过对比实验结果与采用不同空泡系数模型的理论结果，可以得出各种模型对于小型跨临界系统最佳充注量计算的适用程度，表 5 为具体对比结果。

表 5 理论结果与实验结果对比  
Table 5 Comparison of the results of theory and experiment

Computed model	Theoretical calculation value/g	Experiment value/g	Error/%
Homogeneous	230.00	255.00	9.80
Zivi	245.00	255.00	3.92
Simith	237.23	255.00	6.97
$X_{it}$	236.48	255.00	7.26
Tandon	242.93	255.00	4.73
Hughmark	261.60	255.00	2.59

不精确的制冷剂充注量会降低整个系统的运行效率，表 5 仅列出了各种理论计算方法所得结果的误差，但并不能直观反映这些误差下系统  $EER_{heat}$  降低的程度。为此，实验时分别向系统充入理论计算值所对应的等量制冷剂，对系统  $EER_{heat}$  进行研究，得出制冷剂充注量的误差对系统  $EER_{heat}$  的影响，如图 5 所示。由图可看出，Hughmark 模型虽然对充注量的计算误差达到了 2.59%，该误差几乎不影响系统的  $EER_{heat}$  (误差仅为 0.04%)，这也表明 Hughmark 模型对于小型跨临界热泵热水器具有很强的适用性。此外，Simith 模型和  $X_{it}$  模型对于充注量的计算结果相差很小(仅为 0.75 g)，但系统的  $EER_{heat}$  有明显差别，这表明充注量不足时，系统  $EER_{heat}$  对于充注量极为敏感。

对于小型 CO<sub>2</sub> 跨临界系统的最佳充注量理论计算，本课题组在文献[15]中以一套小型 CO<sub>2</sub> 冷柜系统为研究

对象，利用实验数据法和额定工况法对其最佳充注量进行计算并实验验证。本工作将上述文献的计算结果误差与本系统的计算结果误差进行了对比，见表 6。

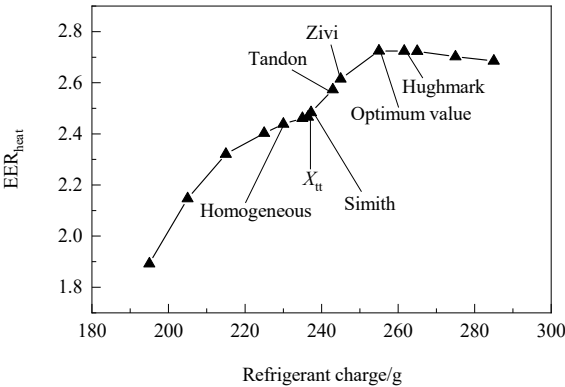


图 5 理论计算结果对系统  $EER_{heat}$  的影响  
Fig.5 Effect of theoretical calculation results on  $EER_{heat}$  of system

表 6 CO<sub>2</sub> 跨临界系统中不同计算方法的结果误差对比  
Table 6 Comparisons of result errors of different calculation methods in CO<sub>2</sub> transcritical system

Computed method	Minimum error corresponding model	Research object	Minimum error/%
Experimental data method			12.50 <sup>[15]</sup>
Rated working method	Hughmark	CO <sub>2</sub> transcritical system	10.34 <sup>[15]</sup>
Void fraction method			2.59



由表6可以看出,在跨临界系统中,相比于实验数据法和额定工况法,采用空泡系数法进行最佳充注量的计算具有更高的准确度。

## 5 结论

以一台小型CO<sub>2</sub>水源热泵热水器为研究对象,首先依据初始设计条件对整个系统的制冷剂在各个状态点的状态参数进行模拟计算,然后选用不同的空泡系数模型,应用空泡系数法对其最佳充注量进行理论计算,之后以理论计算值作为参考,进行了一系列相应的实验研究,并将实验结果与理论计算结果及文献结果进行了对比,得到以下结论:

(1) 选用的6种空泡系数模型在计算小型跨临界热泵热水器系统最佳充注量时,采用均相模型进行计算所得结果误差最大,但准确度仍高于采用实验数据法和额定工况法的计算结果。

(2) 对于小型跨临界热泵热水器系统,选用Hughmark模型进行计算具有最小的误差,在本系统中,计算所得充注量与实验值之间误差仅为2.59%,且这个充注量误差对于系统的EER<sub>heat</sub>几乎没有影响。

(3) 在小型跨临界CO<sub>2</sub>水源热泵热水器系统中,当制冷剂不足时,随充注量增加,系统EER<sub>heat</sub>与热水流量上升速率较快,此时,系统EER<sub>heat</sub>对于充注量极为敏感;当充注量超过最佳值后,热水产量几乎不受影响,系统EER<sub>heat</sub>开始呈现缓慢下降的趋势。

## 参考文献

- [1] Dai B M, Liu S C, Zhu K, et al. Thermodynamic performance evaluation of transcritical carbon dioxide refrigeration cycle integrated with thermoelectric subcooler and expander [J]. *Energy*, 2017, 122: 787–800.
- [2] Ju F J, Fan X W, Chen Y P, et al. Experiment and simulation study on performances of heat pump water heater using blend of R744/R290 [J]. *Energy and Buildings*, 2018, 169: 148–156.
- [3] Zhuang X R, Gong M Q, Zou X, et al. Experimental investigation on flow condensation heat transfer and pressure drop of R170 in a horizontal tube [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2016, 66: 105–120.
- [4] 何丽娟, 黄艳伟, 李虹琰. 双温低品位热驱动跨临界 CO<sub>2</sub>-[emim][Tf<sub>2</sub>N]吸收制冷系统的性能 [J]. *过程工程学报*, 2017, 17(3): 626–631.  
He L J, Huang Y W, Li H Y. Hydrocyclone separation performance of an absorption refrigeration system driven by double low-quality energy using transcritical CO<sub>2</sub>-[emim][Tf<sub>2</sub>N] [J]. *The Chinese Journal of Process Engineering*, 2017, 17(3): 626–631.
- [5] 白涛, 晏刚, 张倩. R41 跨临界单级压缩带回热器热泵系统研究 [J]. *西安交通大学学报*, 2011, 45(3): 35–39.  
Bai T, Yan G, Zhang Q. Transcritical R41 single-stage compression heat pump cycle with internal heat exchanger [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2011, 45(3): 35–39.
- [6] Wang D, Lu Y H, Tao L R. Optimal combination of capillary tube geometry and refrigerant charge on a small CO<sub>2</sub> water-source heat pump water heater [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2018, 88: 626–636.
- [7] 王栋, 姜敬德, 任红梅, 等. 充注量对小型 CO<sub>2</sub> 制冷系统影响的实验研究 [J]. *低温工程*, 2013, 191(1): 56–59.  
Wang D, Jiang J D, Ren H M, et al. Experimental study on performances of a small carbon dioxide refrigeration system at different refrigerant charge [J]. *Cryogenics*, 2013, 191(1): 56–59.
- [8] Kim D H, Park H S, Kim M S. The effect of the refrigerant charge amount on single and cascade cycle heat pump systems [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2014, 40: 254–268.
- [9] Agrawal N, Bhattacharyya S. Experimental investigations on adiabatic capillary tube in a transcritical CO<sub>2</sub> heat pump system for simultaneous water cooling and heating [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2011, 34(2): 476–483.
- [10] 李会芳, 胡张保, 吕彦力, 等. 空泡系数模型在空调器制冷剂充注量计算中的应用 [J]. *低温与超导*, 2014, 42(9): 74–77.  
Li H F, Hu Z B, Lü Y L, et al. Application of the void fraction models in the calculation of the refrigerant charging quantity in air conditioners [J]. *Cryogenics and Superconductivity*, 2014, 42(9): 74–77.
- [11] 胡张保, 李会芳, 张志伟. R290 房间空调器空泡系数模型适用性实验研究 [J]. *低温与超导*, 2015, 43(7): 72–76.  
Hu Z B, Li H F, Zhang Z W. An experimental research of void fraction models for R290 room air-conditioner [J]. *Cryogenics and Superconductivity*, 2015, 43(7): 72–76.
- [12] 马小魁, 丁国良, 张平, 等. R410A 空调器空泡系数模型适用性的实验验证 [J]. *上海交通大学学报*, 2007, 41(3): 388–392.  
Ma X K, Ding G L, Zhang P, et al. An experimental validation of void fraction models for R410A air-conditioner [J]. *Journal of Shanghai Jiaotong University*, 2007, 41(3): 388–392.
- [13] 苏顺玉, 徐静, 秦妍, 等. 家用空调换热器管内制冷剂空泡系数的研究 [J]. *制冷与空调*, 2007, 7(1): 43–45.  
Su S Y, Xu J, Qin Y, et al. Study of refrigerant void fraction of domestic air-conditioner heat exchanger [J]. *Refrigeration and Air-conditioning*, 2007, 7(1): 43–45.
- [14] 吴敏. 基于毛细管的小型制冷设备空泡系数模型选择的研究分析 [J]. *科学咨询(科技·管理)*, 2013, 48: 67–68.  
Wu M. Analysis and research on the selection of void fraction models for small refrigeration equipment with capillary tube [J]. *Science Consulting (Science and Technology, Management)*, 2013, 48: 67–68.
- [15] 王栋, 李蒙, 武卫东, 等. 小型 CO<sub>2</sub> 制冷系统最佳充注量的计算及实验研究 [J]. *西安交通大学学报*, 2013, 47(3): 80–84.  
Wang D, Li M, Wu W D, et al. Calculation and experiment study on the optimum amount of charge for a small CO<sub>2</sub> refrigeration system [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2013, 47(3): 80–84.
- [16] Lemmon E W, McLinden M O, Huber M L. Reference fluid thermodynamic and transport properties database (REFPROP). NIST Standard Reference Database 23, Version 9.1 [DB]. Gaithersburg: National Institute of Standards and Technology (NIST), 2010.
- [17] 沈航, 陶乐仁, 王栋, 等. 小型 CO<sub>2</sub> 制冷系统用气冷器的仿真研究 [J]. *低温工程*, 2016, 210(2): 26–31.  
Shen H, Tao L R, Wang D, et al. Simulation study on gas cooler of a



- small CO<sub>2</sub> refrigeration system [J]. Cryogenics, 2016, 210(2): 26–31.
- [18] 郑贤德. 制冷原理与装置 [M]. 第 2 版. 北京: 机械工业出版社, 2008: 237.
- Zheng X D. Principles and device of refrigeration [M]. 2nd Ed. Beijing: Mechanical Industry Press, 2008: 237.
- [19] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局, 中国国家标准化管理委员会. 家用和类似用途热泵热水器: GB/T 23137-2008 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2008.
- General Administration of Quality Supervision, Inspection and Quarantine of the People's Republic of China, Standardization Administration of the People's Republic of China. Heat pump water heater for household and similar application: GB/T 23137-2008 [S]. Beijing: Standards Press of China, 2008.