

文章编号:1006-2467(2013)03-0370-06

R410A 充注量对直膨式太阳能 热泵热水器性能的影响

孔祥强¹, 林琳¹, 李瑛¹, 张东², 杨前明¹

(1. 山东科技大学 机械电子工程学院, 山东 青岛 266590;

2. 兰州理工大学 能源与动力工程学院, 兰州 730050)

摘要: 基于太阳能集热/蒸发器和冷凝器的分布参数均相流动模型、压缩机和电子膨胀阀的集总参数模型和系统制冷剂充注量模型, 编制了以 R410A 为工质的直膨式太阳能热泵热水器系统性能模拟程序。在集热器出口过热度维持不变的条件下, 计算了不同充注量下系统热性能参数, 分析了充注量变化对系统热性能的影响特性。结果表明: 随着制冷剂充注量的不断增加, 蒸发压力和加热时间逐渐减小, 压缩机瞬时功率和集热器集热效率逐渐增大; 而且, 制冷剂充注量的变化对冷凝压力和系统性能系数(COP)的影响很小。

关键词: 太阳能热泵; 直膨式; 制冷剂充注量; 性能模拟

中图分类号: TK 11.4 **文献标志码:** A

Effect of Refrigerant Charge on the Performance of a Direct Expansion Solar Assisted Heat Pump Water Heater Using R410A

KONG Xiang-qiang¹, LIN lin¹, LI Ying¹, ZHANG Dong², YANG Qian-ming¹

(1. College of Mechanical and Electronic Engineering, Shandong University of Science and Technology, Qingdao 266590, Shandong, China; 2. College of Energy and Power Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China)

Abstract: Based on the distributed parameter and homogeneous flow models of solar collector/evaporator and condenser, the lumped parameter models of compressor and electronic expansion valve and the refrigerant charge model, a simulation program of a direct expansion solar assisted heat pump water heater (DX-SAHPWH) system using R410A was coded. For a fixed superheat degree at the collector outlet, the thermal performance parameters of the DX-SAHPWH system were obtained under different refrigerant charge conditions, and the effects of changing the refrigerant charge on the thermal performance of the system were analyzed. The results show that as the refrigerant charge increases, the evaporating pressure and heating time of the system decrease, but the instantaneous power of the compressor and the thermal efficiency of the collector increase. What's more, the influences of the refrigerant charge on the condensing pressure and coefficient of performance (COP) of the system are very small.

Key words: solar assisted heat pump; direct expansion; refrigerant charge; performance simulation

收稿日期: 2012-04-09

基金项目: 山东省高等学校科技计划资助项目(J11LD63), 山东省泰山学者建设工程专项经费资助项目

作者简介: 孔祥强(1976-), 男, 山东曲阜市人, 副教授, 主要从事建筑节能技术等研究。

电话(Tel.): 0532-86057912; E-mail: kxqiangly@126.com.

制冷剂是热泵系统实现热量转移的关键物质,其充注量直接影响整个系统的运行性能.文献[1]中对工质为R22的空气源热泵热水器进行了不同制冷剂充注量实验,研究了充注量变化对系统热性能和运行稳定性的影响.文献[2]中对工质为R22的直膨式太阳能热泵热水器进行了理论研究,指出了确定最佳充注量需考虑的主要因素.文献[3]中对工质为R22的水-水源热泵系统分别采用毛细管和电子膨胀阀作为节流装置进行了实验研究,获得了充注量变化对系统性能的影响特性.文献[4-5]中分别对工质为R410A的小型热泵空调机组进行了研究,揭示了制冷剂充注量对机组热性能的影响规律.文献[6]中通过实验方法验证了11种两相流体空泡系数模型对于R410A热泵空调器的适用性.R410A具有较高的单位容积制冷量、优良的传热和流动特性,是国际上普遍认同的用于替代R22的环保制冷剂[7].本文对以R410A为工质、使用电子膨胀阀的直膨式太阳能热泵热水器进行模拟研究,揭示制冷剂充注量对系统性能的影响特性规律.

1 系统数学模型及评价指标

R410A直膨式太阳能热泵热水器主要包括太阳能集热/蒸发器(下文简称集热器)、压缩机、内置冷凝器的蓄热水箱和电子膨胀阀等,如图1所示.系统通过工质R410A在集热器中吸收来自太阳辐射和环境空气中的热量,经过热泵循环在冷凝器侧将热量输出给蓄热水箱中的水.

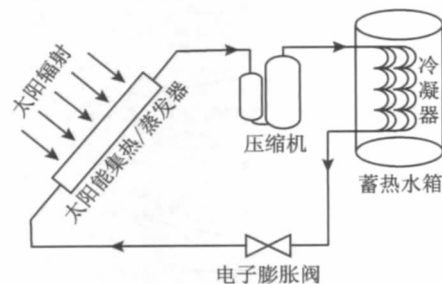


图1 R410A直膨式太阳能热泵热水器示意图

Fig.1 Schematic of a DX-SAHPWH using R410A

用分布参数法建立集热器和冷凝器(水箱)的均相流动数学模型,用集总参数法建立压缩机和电子膨胀阀的数学模型.将各部件模型和制冷剂充注量模型有机结合,形成整个系统数学模型.

1.1 集热器和冷凝器(水箱)模型

模型采用裸板式太阳能集热器,集热板共4块,分2个流程并联,总集热面积 4.2 m^2 ,单个集热板结构参数与文献[8]相同.沿集热器管长等焓差划分

若干微元,对每一微元建立如下方程组,分别为:

制冷剂侧流动换热方程

$$Q_r = q_m(h_{r,i} - h_{r,o}) \quad (1)$$

集热器吸热方程^[9-10]

$$Q_s = A_s F' [S - U_t(t_r - t_0)] \quad (2)$$

集热管内外热平衡方程

$$Q_r = Q_s \quad (3)$$

式中: Q_r 、 Q_s 分别为制冷剂吸热量和集热器有效得热量; q_m 为制冷剂质量流量; $h_{r,i}$ 、 $h_{r,o}$ 分别为制冷剂进、出口比焓值; A_s 为微元长度集热器上表面有效集热面积^[2]; S 为集热器吸收与发射辐射量之差; U_t 为集热器的总热损失系数; F' 为集热器集热效率因子; t_r 为微元制冷剂进出口平均温度; t_0 为环境温度.

冷凝器(水箱)采用沉浸式冷凝螺旋盘管,规格为 $\varnothing 9.90\text{ mm} \times 0.75\text{ mm}$,总换热面积 1.72 m^2 ,总管长 60 m .和集热器相似,沿换热盘管长度方向等焓差划分若干微元,对每一微元建立方程组,其中,制冷剂侧流动换热方程同式(1).

水侧换热方程为

$$Q_w = M_w c_{p,w} \frac{dt_w}{d\tau} \quad (4)$$

换热盘管内外热平衡方程为

$$Q_w = \xi Q_r \quad (5)$$

式中: Q_w 为热水加热功率; M_w 为水箱蓄水总质量, $M_w=150\text{ kg}$; $c_{p,w}$ 为水的比热容; t_w 为水温; τ 为加热时间; ξ 为水箱漏热系数, $\xi=0.9$.

1.2 压缩机和电子膨胀阀模型

模型采用R410A小型滚动转子式压缩机,压缩机的制冷剂质量流量为

$$q_m = \frac{N\lambda V_d}{60v_1} \quad (6)$$

压缩机功率可以表示为^[9]

$$P_c = q_m \frac{p_c v_1}{\eta_c} \frac{\kappa}{\kappa - 1} \left[\left(\frac{p_c}{p_e} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right] \quad (7)$$

式中: P_c 为压缩机输入电功率; v_1 为压缩机吸气比容; p_e 、 p_c 分别为蒸发压力和冷凝压力; V_d 为压缩机理论排气量, $V_d=14.5\text{ cm}^3/\text{rev}$; N 为压缩机转速, $N=2\ 830\text{ r/min}$; λ 为压缩机输气系数, $\lambda=0.91$; η_c 为压缩机的总效率, $\eta_c=0.75$; κ 为压缩过程多变指数, $\kappa=1.23$ ^[11].

电子膨胀阀模型简化为理想的节流装置,则

$$h_{e,i} = h_{e,o} \quad (8)$$

式中: $h_{e,i}$ 、 $h_{e,o}$ 分别为电子膨胀阀进、出口比焓值.

1.3 制冷剂充注量模型

制冷剂充注量是模型收敛的一个重要判据,直接影响程序的收敛性和准确度.在系统装置中,制冷剂在各部件和管路中呈单相或两相状态,分别计算各相区的制冷剂质量,然后相加获得系统充注量^[12].

(1) 两相区制冷剂质量.两相区主要存在于集热器和冷凝器等换热部件中,其制冷剂质量计算公式为

$$m_{TP} = \int_0^V [\gamma\rho_v + (1-\gamma)\rho_l]dV = \sum_{j=1}^n [\gamma_j\rho_{v,j} + (1-\gamma_j)\rho_{l,j}]V_j \quad (9)$$

式中: γ 为空隙率,采用 Premoli 修正模型计算^[12]; ρ_l 、 ρ_v 分别为饱和液相与气相制冷剂密度; V 为制冷剂体积; V_j 为第 j 个微元制冷剂体积.

(2) 单相区制冷剂质量.单相区分为过热区和过冷区,存在于压缩机、集热器、冷凝器和连接管道等部件中,其制冷剂质量计算公式为

$$m_{SP} = \int_0^V \rho_{SP}dV = \sum_{j=1}^n \rho_{SP,j}V_j \quad (10)$$

式中, ρ_{SP} 为单相制冷剂密度.

(3) 系统制冷剂充注量为

$$m = m_c + m_{TP,s} + m_{SP,s} + m_{TP,w} + m_{SP,w} + m_{TP,p} + m_{SP,p} \quad (11)$$

式中: m_c 为压缩机内部制冷剂质量; $m_{TP,s}$ 、 $m_{SP,s}$ 、 $m_{TP,w}$ 、 $m_{SP,w}$ 、 $m_{TP,p}$ 、 $m_{SP,p}$ 分别为集热器、水箱与管道内部两相和单相制冷剂质量.

1.4 热性能评价指标

(1) 集热器集热效率.集热器瞬时集热效率为沿集热器管长方向所有微元的加权平均值,即

$$\eta_k = \left(\sum_{j=1}^n \frac{Q_{s,j}l_j}{A_{s,j}I_T} \right) / L \quad (12)$$

式中: η_k 为第 k 个时间步长集热器瞬时集热效率; I_T 为垂直投射到集热器表面的太阳辐射强度; L 为集热器总管长; l_j 为第 j 个微元管长.

集热器平均集热效率为加热全过程内瞬时集热效率的算术平均值:

$$\eta = \left(\sum_{k=1}^z \eta_k \right) / z \quad (13)$$

式中, z 为时间步长总数.

(2) 系统性能系数.系统瞬时性能系数定义为

$$COP_k = Q_{w,k} / P_{c,k} \quad (14)$$

式: $Q_{w,k}$ 、 $P_{c,k}$ 分别为第 k 个时间步长的热水加热功率和压缩机瞬时功率.

系统平均性能系数 COP 可表示为加热时间内

热水热量与压缩机耗电量的比值:

$$COP = \left(\sum_{k=1}^z Q_{w,k} \right) / \left(\sum_{k=1}^z P_{c,k} \right) \quad (15)$$

2 系统数学模型的求解方法

在建立系统数学模型的基础上,依据系统热力循环过程,编制以电子膨胀阀进出口焓值和制冷剂充注量为迭代判据的系统性能模拟程序,程序计算流程如图 2 所示.图中, m_{cm} 、 m_{cd} 、 m_{cl} 分别为压缩机、冷凝器和集热器内部制冷剂质量; m_{charge} 为系统制冷剂充注量; ϵ 、 δ 为收敛精度,分别为 0.000 1 和 0.01.

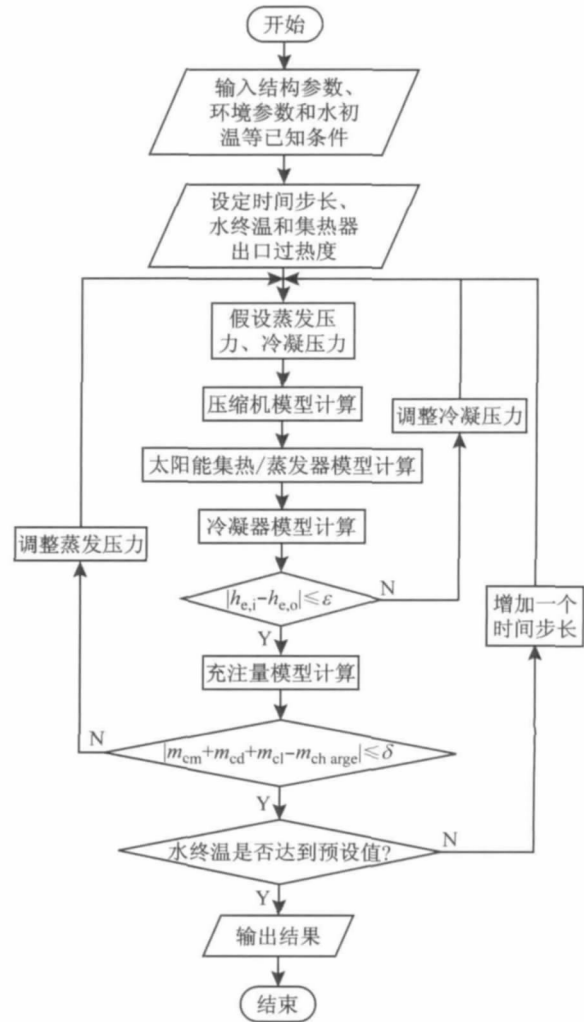


图 2 R410A 直膨式太阳能热泵热水器系统模拟程序框图
Fig. 2 Flowchart of the simulation program of the DX-SAHPWH system

3 模拟结果与分析

程序输入系统结构参数、环境参数和水初温等已知条件后,按设定时间步长连续计算,并维持集热器出口过热度不变,直至水温达到设定终温.其中,

太阳辐射强度为 750 W/m^2 , 环境温度和风速分别为 $25.7 \text{ }^\circ\text{C}$ 和 3.1 m/s , 水初温和终温分别为 $20.5 \text{ }^\circ\text{C}$ 和 $50 \text{ }^\circ\text{C}$, 时间步长设定为 1 min , 集热出口过热度设定为 $5 \text{ }^\circ\text{C}$, 系统 R410A 充注量分别取值 1.48、1.68、1.88、2.08 和 2.28 kg.

3.1 充注量对冷凝器出口过冷度和系统制冷剂质量流量的影响

图 3 所示为冷凝器出口过冷度 θ_g 和系统制冷剂质量流量 q_m 随制冷剂充注量 m 的变化关系. 由图可见, 随着 m 的减少, θ_g 不断减小, q_m 不断增大; 当 m 降至 1.88 kg 时, 冷凝器出口制冷剂为两相状态, 即 $\theta_g = 0$. m 不变时, 随着水温 t_w 的升高, q_m 逐渐增加, θ_g 逐渐减小; $m = 2.08 \text{ kg}$ 时, t_w 由 $20.5 \text{ }^\circ\text{C}$ 升至 $50 \text{ }^\circ\text{C}$ 过程中, q_m 由 23 g/s 增大到 29 g/s , θ_g 由 $4.46 \text{ }^\circ\text{C}$ 减小至 $0.1 \text{ }^\circ\text{C}$.

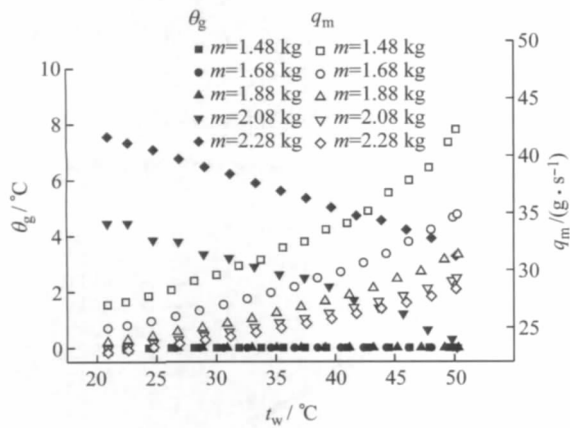


图 3 冷凝器出口过冷度和制冷剂质量流量随制冷剂充注量的变化

Fig. 3 Subcooling of condenser outlet and refrigerant mass flow rate variation with quantity filling

3.2 充注量对蒸发压力和冷凝压力的影响

图 4 所示为制冷剂充注量 m 对蒸发压力 p_e 和冷凝压力 p_c 的影响. 由图可见, 当 m 增加时, p_e 随之降低, p_c 变化很小. 这是因为 t_w 不变, m 增加时, 为了维持集热器出口过热度不变, 电子膨胀阀开度会减小, q_m 随之减小, 同时电子膨胀阀前后压差增大, p_c 降低, 压比增加. 从图中还可以看出, m 不变时, 随 t_w 的升高, p_c 逐渐升高, p_e 也随之升高但变化较小. 这是由于随着 t_w 的升高, p_c 和 p_e 之间的压差不断增加, 压比不断增大, 这也是图 3 中 q_m 随 t_w 增大的一个主要原因. $m = 2.08 \text{ kg}$ 时, t_w 由 $20.5 \text{ }^\circ\text{C}$ 升至 $50 \text{ }^\circ\text{C}$ 过程中, 压差由 0.76 MPa 升至 1.67 MPa , 压比由 1.66 增至到 1.95.

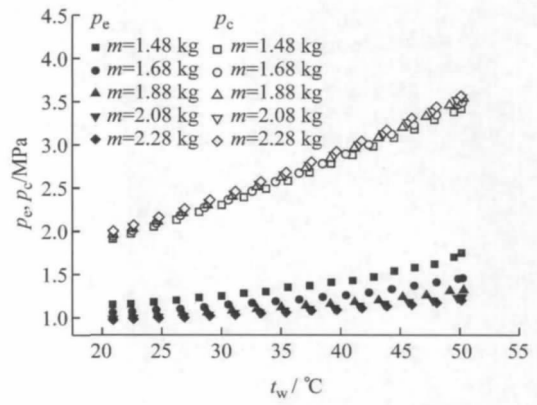


图 4 蒸发压力和冷凝压力随制冷剂充注量的变化
Fig. 4 Evaporating pressure and condensing pressure variation with quantity filling

3.3 充注量对压缩机瞬时功率的影响

图 5 所示为压缩机瞬时功率 $P_{c,k}$ 随制冷剂充注量 m 的变化关系. 由图可见, m 不变时, 随 t_w 的升高, $P_{c,k}$ 不断增大; m 越大, $P_{c,k}$ 也越大. 这主要是因为 m 的增加和 t_w 的升高都会引起压缩机压比增大, 从而使得 $P_{c,k}$ 增大, 这对提高系统热性能不利. $m = 2.08 \text{ kg}$ 时, t_w 由 $20.5 \text{ }^\circ\text{C}$ 升至 $50 \text{ }^\circ\text{C}$ 过程中, $P_{c,k}$ 由 0.61 kW 增至 1.21 kW . 因此, 为了提高系统热性能, 热水终温不宜设定太高.

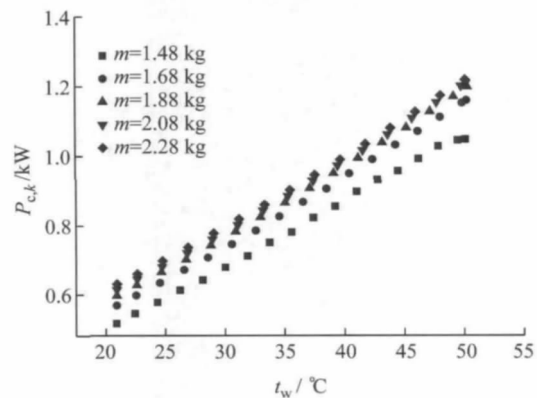


图 5 压缩机瞬时功率随制冷剂充注量的变化
Fig. 5 Compressor instantaneous power variation with quantity filling

3.4 充注量对加热时间和集热器有效得热量的影响

图 6 所示为加热时间 τ 和集热器有效热量 Q_s 随制冷剂充注量 m 的变化关系. 由图可见, t_w 由 $20.5 \text{ }^\circ\text{C}$ 升至 $50 \text{ }^\circ\text{C}$ 过程中, Q_s 不断减小. t_w 不变时, 随着 m 的增加, Q_s 逐渐增加, τ 逐渐缩短. 当 $m > 2.08 \text{ kg}$, m 对 τ 和 Q_s 的影响迅速减弱, 也即 τ 和 Q_s 随 m 的变化不再显著. 上述规律和形成原因与制冷剂为 R22 的太阳能热泵热水器系统相同^[2].

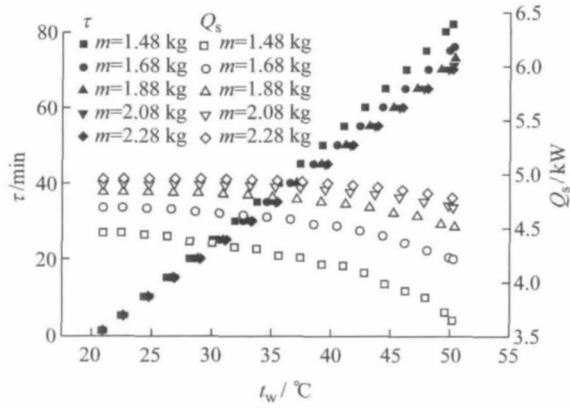


图 6 加热时间和集热器有效热量随充注量的变化

Fig. 6 Heating time and total useful energy gain of the collector variation with quantity filling

3.5 充注量对集热器集热效率的影响

图 7 所示为集热器瞬时热效率 η_k 随制冷剂充注量 m 的变化关系. 由图可见, m 越大, η_k 越大. m 不变时, η_k 随 t_w 升高而减小. 这是制冷剂质量流量、蒸发温度、环境温度等因素综合作用的结果. η_k 在大部分工况下是大于 1 的, 这是因为以 R410A 为工质的系统蒸发温度较低, 当集热器吸热板低于环境温度时, 集热板可以从周围空气中吸收热量.

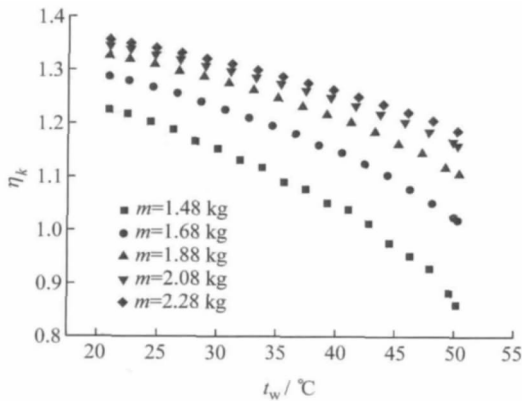


图 7 集热器瞬时集热效率随制冷剂充注量的变化

Fig. 7 Collector instantaneous thermal efficiency variation with quantity filling

图 8 表示了集热器平均集热效率 η 随 m 的变化关系. 由图可见, η 随 m 的增加而增大. m 由 1.48 kg 增加到 2.28 kg 时, η 由 1.08 增至 1.28.

3.6 充注量对系统性能系数的影响

图 8 还显示了系统平均性能系数 COP 随制冷剂充注量 m 的变化关系. 由图可见, m 的变化对 COP 的影响并不明显, m 由 1.48 kg 增加到 2.28 kg 过程中, COP 约为 5.1, 变化幅度不超过 1%.

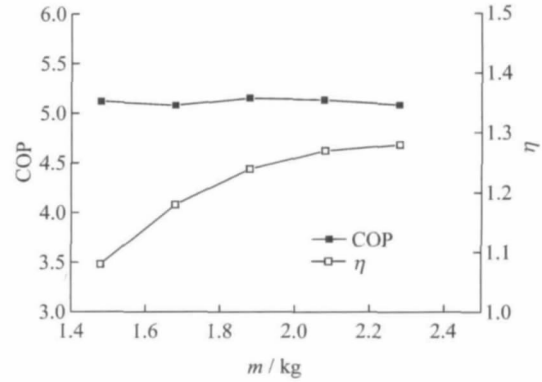


图 8 集热器平均集热效率和系统平均性能系数随制冷剂充注量的变化

Fig. 8 Mean collector efficiency and mean coefficient of performance variation with quantity filling

图 9 所示为系统瞬时性能系数 COP_k 随制冷剂充注量 m 的变化关系. 由图可见, COP_k 主要受 t_w 的影响, m 的变化对 COP_k 的影响不大. m 不变时, COP_k 随 t_w 升高迅速减小. 这主要是因为 $P_{c,k}$ 随 t_w 升高而增大, 而单个时间步长内的热水得热量随 t_w 升高而减小. $m=2.08$ kg 时, t_w 由 20.5 °C 升至 50 °C 过程中, 热水得热量由 4.42 kW 降至 4.23 kW, COP_k 由 7.2 降至 3.4.

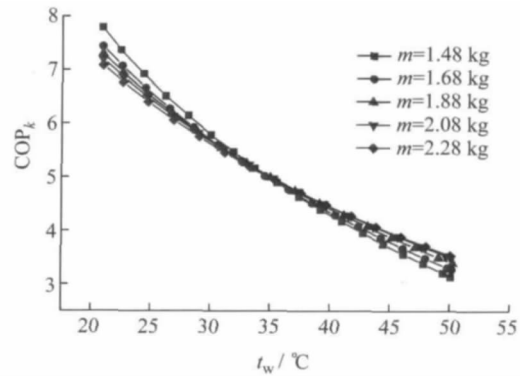


图 9 系统瞬时性能系数随制冷剂充注量的变化

Fig. 9 Instantaneous coefficient of performance variation with quantity filling

4 结 论

本文建立了 R410A 直膨式太阳能热泵热水器系统的数学模型, 编制了系统模拟程序, 在环境参数、结构参数、水初温和终温相同的条件下, 并维持集热器出口过热度不变, 模拟分析了制冷剂充注量对系统热性能的影响特性, 得到以下结论:

- (1) 随着制冷剂充注量的不断增加, 冷凝器出口过冷度逐渐增大, 而系统蒸发压力和制冷剂质量流量均逐渐减小; 但是, 制冷剂充注量的变化对冷凝压力的影响很小.

(2) 随着制冷剂充注量的不断增加,集热器有效得热量和压缩机瞬时功率逐渐增大,加热时间逐渐减少。

(3) 随着制冷剂充注量的不断增加,集热器集热效率会有较大幅度提高,而系统性能系数 COP 的变化很小。

参考文献:

- [1] 张良俊,吴静怡,王如竹. 充注量对小型热泵热水器性能影响的实验及分析[J]. 上海交通大学学报, 2006, 40(8): 1307-1311.
ZHANG Liang-jun, WU Jing-yi, WANG Ru-zhu. Experimental study on the performances of small-sized heat pump water heater at different R22 charge [J]. *Journal of Shanghai Jiaotong University*, 2006, 40(8): 1307-1311.
- [2] 孔祥强,张东,李瑛,等. 制冷剂充注量对太阳能热泵热水器性能的影响[J]. 上海交通大学学报, 2010, 44(10): 1372-1377.
KONG Xiang-qiang, ZHANG Dong, LI Ying, *et al.* Effect of refrigerant charge on the performance of a direct expansion solar assisted heat pump water heater[J]. *Journal of Shanghai Jiaotong University*, 2010, 44(10): 1372-1377.
- [3] Choi J M, Kim Y C. The effect of improper refrigerant charge on the performance of a heat pump with an electronic expansion valve and capillary tube [J]. *Energy*, 2002, 27(4): 391-404.
- [4] 张萍. 小型家用空调器最佳膨胀阀开启度及充灌量的实验与分析[J]. 中国科技信息, 2008(18): 154-155.
ZHANG Ping. Experiment and analysis of optimal expansion valve opening and refrigerant charge in residential mini split type heat pump system[J]. *China Science and Technology Information*, 2008(18): 154-155.
- [5] Larry P, Jun-Hyeung K, Beb L, *et al.* Measured effect of airflow and refrigerant charge on the seasonal performance of an air-source heat pump using R-410A[J]. *Energy and Buildings*, 2011, 43(7): 1802-1810.
- [6] 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 Xiao-kui, DING Guo-liang, ZHANG Ping, *et al.* Experimental validation of void fraction models for R410A air-conditioner[J]. *Journal of Shanghai Jiaotong University*, 2007, 41(3): 388-392.
- [7] 陈九法,杨辰. 环保制冷剂 R410A 和 R407C 的性能比较[J]. 流体机械, 2005, 33(7): 78-81.
CHEN Jiu-fa, YANG Chen. Comparison of environmentally benign refrigerants R410A and R407C[J]. *Fluid Machinery*, 2005, 33(7): 78-81.
- [8] 孔祥强,张东,李瑛,等. 制冷剂工质裸板太阳能集热器热性能模拟[J]. 浙江大学学报:工学版, 2011, 45(2): 217-221.
KONG Xiang-qiang, ZHANG Dong, LI Ying, *et al.* Simulation of thermal performance on unglazed solar collector for refrigerant[J]. *Journal of Zhejiang University: Engineering Science*, 2011, 45(2): 217-221.
- [9] Hawlader M N A, Chou S K, Ullah M Z. The performance of a solar assisted heat pump water heating system [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2001, 21(10): 1049-1065.
- [10] Evyater E, Yair E. Radiative cooling of buildings with flat-plate solar collectors[J]. *Building and Environment*, 2000, 35(4): 297-305.
- [11] 秦振春. R410A 空气源热泵工作过程仿真及实验研究[D]. 南京: 南京师范大学动力工程学院, 2007.
- [12] 丁国良,张春路. 制冷空调装仿真与优化[M]. 北京: 科学出版社, 2001: 110-115.

(上接第 369 页)

- [9] Walsh P M, Sayre A N, Loehden D O, *et al.* Deposition of bituminous coal ash on an isolated heat exchanger tube; Effects of coal properties on deposit growth [J]. *Progress in Energy and Combustion Science*, 1990, 16(4): 327-345.
- [10] Watt J D, Fereday F. The flow properties of slags formed from the ashes of British coals; Part 1, Viscosity of homogeneous liquid slags in relation to slag composition[J]. *J Inst Fuel*, 1969, 42: 99-103.
- [11] Urbain G, Cambier F, Deletter M, *et al.* Viscosity of silicate melts[J]. *Trans J Br Ceram Soc*, 1981, 80(9): 139-141.
- [12] Senior C, Srinivasachar S. Viscosity of ash particles in combustion systems for prediction of particle sticking [J]. *Energy & Fuels*, 1995, 9(2): 277-283.
- [13] Degereji M U, Ingham D B, Ma L, *et al.* Prediction of ash slagging propensity in a pulverized coal combustion furnace[J]. *Fuel*, 2012, 101(11): 171-178.