

文章编号:0253-4339(XXXX)XX-0001-07

doi: 10.12465/issn.0253-4339.20260507001

R290 整体式热泵热水器的性能研究与分析

张 铭^{1,2} 栗江涛^{2,3} 王定远^{1,2} 李兆祺^{1,2} 李林锋⁴

(1 青岛海尔智能技术研发有限公司 青岛 266103; 2 数字家庭网络国家工程研究中心 青岛 266103;

3 青岛海尔空调电子有限公司 青岛 266103; 4 青岛海尔空调器有限总公司 青岛 266103)

摘 要 本文主要研究翅片间距、制冷剂充注量、过热度控制及保温层厚度对 R290 整体式热泵热水器系统性能的影响,并优化 R290 整体式热泵热水器的性能。为此构建了蒸发侧仿真模型,并在名义工况条件下开展了对 R290 整体式热泵热水器系统性能的实验研究,系统评估了各变量对系统性能的具体影响。结果表明:蒸发器的换热量随着翅片间距的增加呈现先升高后降低的趋势,翅片间距优选为 1.4 mm;系统制热量和 COP 随着制冷剂充注量的增大呈先升高后降低的趋势,充注量优选为 600 g,通过对过热度的优化控制,系统制热量最高可达 4 052 W, COP 可达 4.4。

关键词 整体式热泵热水器;制热水性能;翅片间距;制冷剂充注量

中图分类号: TB61¹; TB657.5

文献标识码: A

Performance Evaluation of a Packaged R290 Heat Pump Water Heater

Zhang Ming^{1,2} Li Jiangtao^{2,3} Wang Dingyuan^{1,2} Li Zhaoqi^{1,2} Li Linfeng⁴

(1. Qingdao Haier Smart Technology R&D Co., Ltd., Qingdao 266103, China; 2. National Engineering Research Center of Digital Home Networkings, Qingdao 266103, China; 3. Qingdao Haier Air-Condition Electronic Co., Ltd., Qingdao 266103, China; 4. Qingdao Haier Air Conditioner General Co., Ltd., Qingdao 266103, China)

Abstract To investigate the effects of fin pitch, refrigerant charge, superheat control, and insulation thickness on the performance of packaged R290 integrated heat pump water heaters and optimize their performance. An evaporator-side simulation model was developed, and the experimental research on the packaged R290 integrated heat pump water heaters was conducted under nominal operating conditions by systematically evaluating the specific effects of various variables on system performance. The results indicate that heat transfer capacity of the evaporator initially increases and then decreases with increasing fin pitch, with an optimal fin pitch of 1.4 mm. Through the optimized superheat control, system heating capacity was further improved. Both the heating capacity and coefficient of performance (COP) exhibited an initial increase followed by a decrease as the refrigerant charge amount increased; the optimal charge amount was 600 g, yielding a heating capacity of 4052 W and a COP of 4.4. Finding the optimal refrigerant charge is crucial to maximize the performance of packaged R290 heat pump water heaters. System performance can also be enhanced by optimizing control logic and evaporator fin pitch. Increasing insulation layer thickness and enhancing evaporator-side air flow rate also significantly improve system performance.

Keywords The packaged heat pump water heater; hot water heating performance; fin pitch; refrigerant charge

热泵热水器由于运行稳定、高效节能、安装便捷等优点^[1-3],在热水供应领域展现出巨大的市场潜能。其中整体式热泵热水器因占地面积小、安装成本低等优点,在住宅建筑中的需求量日渐增多。

制冷剂是热泵系统中实现热量转移的核心介质,随着环保政策趋严和技术进步,环保制冷剂将推动热泵系统向更高效、低碳的方向发展,其中 R290 作

为天然制冷剂,也成为了热泵热水器在中长期替代 HCFCs(氢氯氟烃)和 HFCs(氢氟碳化物)的优选^[3-6]。

目前针对整体式热泵热水器的研究主要集中于制冷剂的替代性以及充注量等因素对整体式热泵热水器系统性能的影响。刘裕富^[7]发现 R290 整体式热泵热水器系统制热量比 R134a 高 41%; R290 系统 COP(性能系数, coefficient of performance)比 R134a 高

收稿日期:2026-05-07;修回日期:2026-05-25;录用日期:2026-06-09

责任编辑:田甜



移动阅读

8%,证明 R290 可以有效应用于整体式空气源热泵热水器。施永康等^[8]的实验结果表明:随着制冷剂充注量增大,热泵热水器的制热量和 COP 先增大后减小,功耗则不断增大,毛细管长度对制热量的影响相对较大,对功耗的影响相对较小。欧阳光^[9]研究了风机转速和制冷剂充注量对 R134a 整体式热泵热水器性能的影响,结果表明,风机转速提高 20%,制热量提高 1.4%,COP 随风机转速先略有增大后减小;充注量由 800 g 增至 850 g,制热量和 COP 分别提高 0.5% 和 0.75%。

但目前仍缺乏系统全面的针对 R290 整体式热泵热水器的研究,因此本文分析了 R290 热泵热水器各部件及系统参数设置对系统性能的影响,为 R290 整体式热泵热水器的性能优化提供进一步的参考。

1 实验设备与方法

1.1 实验系统

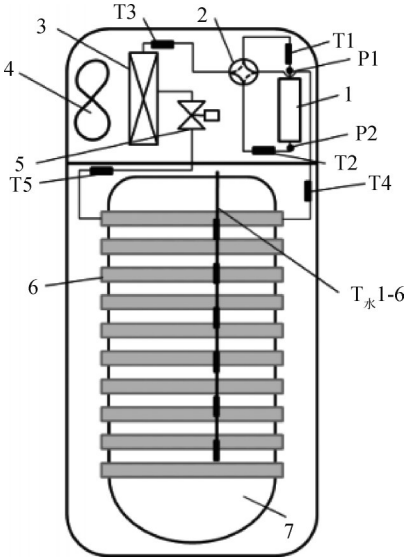
本文研究对象为以 R290 为制冷剂的整体式热泵热水器,其采用顶部集成式设计,蒸发器、风机及压缩机等部件集中布置于机器上部,各部件布置紧凑,水胆及冷凝器布置于下半部分,水胆外缠绕微通道冷凝器,壳体与冷凝器之间填充保温层,各系统部件的参数如表 1 所示,系统图如图 1 所示,热泵热水器实验平台如图 2 所示。为了准确分析系统运行特性,在系统各节点布置了温度、压力传感器,可以检测系统运行过程中的参数变化,数据采集间隔为 5 s。

表 1 系统各部件规格参数
Tab.1 System component specifications

部件	规格参数
压缩机	排量 15 mL/r, 额定制热量 3 570 W
蒸发器	翅片管式换热器, Ø9.52 内螺纹铜管; δ=0.11 mm 亲水铝箔翅片, 桥片
冷凝器	微通道冷凝器, 扁管规格: 宽 5.4 mm, 厚度 1.3 mm, 26 孔, 管程 8-6-4-3
节流阀	阀口公称直径为 1.3 mm

本文主要通过验证 R290 整体式热泵热水器在名义工况下的运行性能,重点分析各影响因素对系统性能的影响,总结运行特性。依据 GB/T 23137—2020《家用和类似用途热泵热水器》中的测试方法及数据处理方式^[10],在名义工况条件下(干球温度 20℃±1℃,湿球温度 15℃±0.5℃),将水箱内的水由 15℃±0.5℃加热至 55℃±0.5℃,采用下式计算得到样机的制热量及 COP。

热泵制热量计算:



1 压缩机; 2 四通阀; 3 蒸发器; 4 风机; 5 电子膨胀阀; 6 冷凝器;
7 水胆; T1 排气温度; T2 吸气温度; T3 蒸发器出口温度;
T_水1-6 水箱内水温测点温度(等间距布置,自下而上分别为水 1 至水 6); P1 排气压力; P2 吸气压力。

图 1 热泵热水器系统

Fig.1 Heat pump water heater system



图 2 热泵热水器实验平台

Fig.2 Experimental platform of heat pump water heater

$$Q = c_p V (T_2 - T_1) / (3\,600 \times H) \quad (1)$$

式中: Q 为热泵制热量, W; c_p 为平均进出水温度下水的比热容, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$; V 为被加热水体积, L; T_1 为进水温度, $^\circ\text{C}$; T_2 为出水温度, $^\circ\text{C}$; H 为加热时长, h。

COP 计算:

$$\text{COP} = Q/P \quad (2)$$

式中: P 为热泵系统输入功率, W。

1.2 AMESim 仿真

在限制性的空间结构内充分发挥蒸发侧的换热性能,翅片间距是关键的可调整参数之一。通过 AMESim 软件对蒸发器能力进行仿真模拟,相关参数设置如表所示,其中制冷剂侧的参数根据相关实验

数据进行设置。

表 2 状态参数设置
Tab.2 Status parameter setting

制冷剂侧		空气侧	
参数	数值	参数	数值
入口温度/℃	8.9	干球温度/℃	20
入口干度	0.12	湿球温度/℃	15
入口流量/(kg/s)	0.012	压力/MPa	0.101

在模型中输入制冷剂侧及空气侧相关参数,可以计算得到风阻,对照 P-Q 曲线,对风量数据进行调整直至符合 P-Q 曲线,最终可以计算得到风量及换热量,具体计算流程如图 3 所示。按照图 3 所示流程,可以计算得到不同翅片间距条件下的风量及换热量。对比实验测得的风量数据与模拟结果,发现表 3 所示误差在可接受范围内。

表 3 误差分析
Tab.3 Error Analysis

翅片间距/mm	模拟计算风量/(m ³ /h)	实验测得风量/(m ³ /h)	相对误差/%
1.2	904	912	0.88
1.4	951	955	0.42
1.6	994	974	2

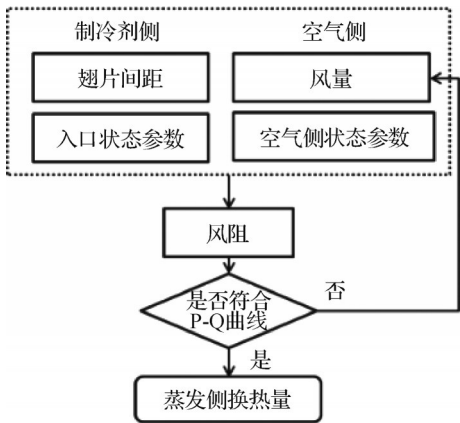


图 3 计算流程图

Fig.3 Flowchart of calculation

2 实验结果与分析

2.1 翅片间距对系统性能的影响

模拟计算得到了蒸发器在不同翅片间距下的风量及换热量,计算结果如图 4 所示。随着翅片间距的增加,风量呈现逐渐增大的趋势,蒸发器侧换热量呈现先升高后降低的趋势。

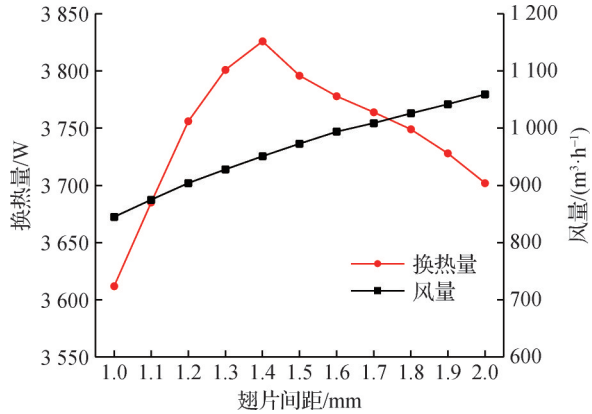


图 4 蒸发器翅片间距对风量及换热量的影响

Fig.4 Effect of evaporator fin pitch on airflow rate and heat transfer coefficient

这是因为在换热器总长度不变的情况下,翅片间距增加,意味着翅片数量减少,风阻变小^[11-13],因此风量会有所增加,风量增加会提高蒸发侧的换热量;而随着翅片数量继续减少,换热面积也会逐渐降低^[11],当风量增大导致的传热增强不能抵消换热面积降低而引起的热损失时,换热量则会呈现下降趋势。

由图 4 可知,翅片间距为 1.2~1.6 mm 时,蒸发器的换热性能最优。因此选择蒸发器翅片间距分别为 1.2、1.4、1.6 mm 的实验样机进行实验测试,通过实验进一步测试整机的系统性能,结果如表 4 所示。实验结果同样表明,翅片间距为 1.4 mm 的系统制热量及 COP 最优。

表 4 蒸发器翅片间距对整机性能的影响
Tab.4 Effect of evaporator fin pitch on the system performance

翅片间距/mm	蒸发器换热面积/m ²	风量/(m ³ /h)	制热量/W	COP
1.2	17.01	912	3 925	4.24
1.4	15.92	955	4 052	4.40
1.6	15.05	974	3 965	4.31

2.2 风量对系统性能的影响

实验测试了同一机器在不同风机转速条件下的性能,结果如表 5 所示,风量提升对系统制热量有显著影响,当风机转速由 800 r/min 提升至 850 r/min,风量由 798 m³/h 增至 858 m³/h,系统制热量由 3 911 W 提升至 4 052 W。当风机转速提升至 900 r/min 时,由于风机功耗明显增加,系统 COP 降至 3.31。因此,提高风量也是有效提升系统制热量的方案之一,但需要综合考虑 COP 及噪声等性能。

表 5 风机转速对整机性能的影响

Tab.5 The effect of fan motor speed on the system performance

风机转速/(r/min)	风量/(m ³ /h)	制热量/W	COP
800	798	3 911	4.34
850	858	4 052	4.40
900	930	4 156	4.31

2.3 制冷剂充注量对系统性能的影响

制冷剂充注量是影响系统性能的关键参数之一^[8,14],因此实验研究了不同充注量对系统性能的影响,制冷剂充注量误差为 ± 5 g,实验结果如图5所示。随着制冷剂充注量增大,制热量和COP的整体趋势先增大后减小,在确保制热量大于4 000 W的前提下,充注量优选为600 g,在此充注量下,制热量和COP均能达到最优。

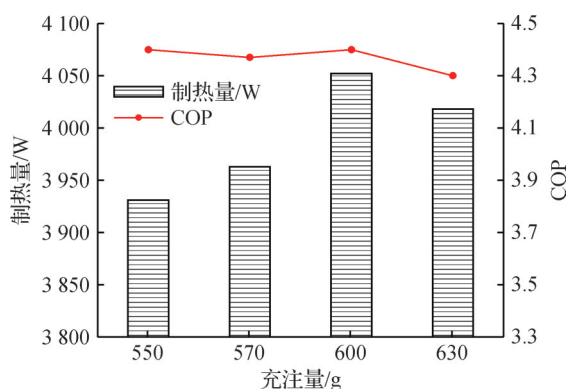


图 5 制冷剂充注量对系统制热量及 COP 的影响

Fig.5 Effect of refrigerant charge amount on system heating capacity and COP

由图5可知,550 g充注量条件下,制热量偏低,但COP同样可以达到4.4,这是因为充注量较小时排气压力较低,冷凝侧制冷剂与水之间的换热温差较小,导致系统加热时间长,制热量偏低,整体制冷剂循环量偏低,功耗较低,COP偏高。随着充注量的增多,排气压力相应地升高,制冷剂与水之间的换热温差增大,因此制热量会随着充注量的增加而增加。然而,制冷剂充注量由600 g增至630 g,COP由4.4显著降至4.3,这是由于多余的制冷剂堆积在冷凝器中,占据了部分换热面积,同时压比的增加导致压缩机功耗增加,所以制热量及COP均有小幅下降。

制冷剂充注量对系统排气压力的影响如图6所示。由图6可知,在热泵热水器的制热过程中,排气压力均呈上升趋势,这是由于对于热泵热水器的系统,冷凝侧由于水温的不断升高,换热不断变化。随着冷凝侧水胆内水温的升高,冷凝压力相应提升,压

缩机为维持系统压比所需克服的压缩功随之增加,排气压力相应提升。

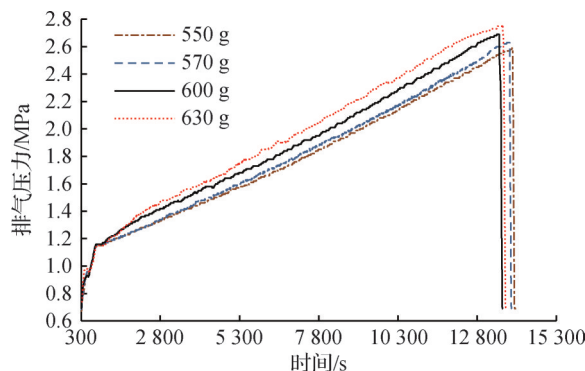


图 6 制冷剂充注量对系统排气压力的影响

Fig.6 Effect of refrigerant charge amount on system discharge pressure

取排气压力对应的饱和温度为冷凝温度,计算冷凝温度与水箱内平均水温之间的差值为冷凝侧的换热温差,制冷剂充注量对冷凝侧换热温差的影响如图7所示。充注量较少时,换热温差较小导致制热量较低,而充注量过多时,虽然换热温差较大,但与此同时吸气压力的降低导致制冷剂循环量降低,制热量反而会出现下降趋势。经实验发现,对于R290热泵热水器系统,冷凝侧的换热温差维持在20~22℃附近,系统性能较优。

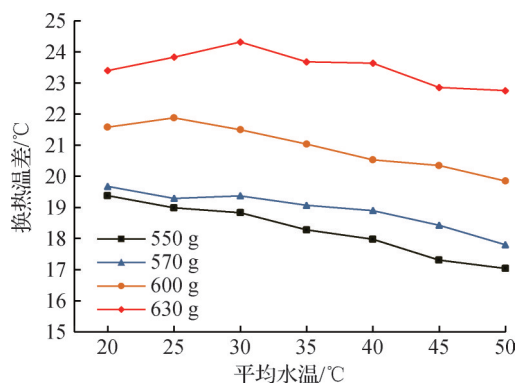


图 7 制冷剂充注量对冷凝侧换热温差的影响

Fig.7 Effect of refrigerant charge amount on the heat transfer temperature difference on the condenser side

制冷剂充注量对冷凝侧换热温差的影响如图7所示。由图7可知,在热泵热水器的热水加热过程中,冷凝侧的换热温差呈现小幅降低的现象,这是由于水胆内水温的升高速率高于冷凝温度的上升速率。若要保持一定的换热温差,则需在加热后期设置较小的节流阀开度,使冷凝压力升高增大换热温差。

2.4 过热度控制对系统性能的影响

在热泵热水器的加热过程中,系统呈现非稳态,冷凝压力会随着水温的逐渐升高而升高,热泵热水器的性能随水箱内水温的升高而降低是其系统固有的特性,可在系统运行中有效控制来适当地优化其性能^[15]。在加热前期,水箱内水温偏低,可以采用较大的节流阀开度,提高系统性能;而在加热后期,随着水温的升高,制冷剂与水之间的换热温差减小,需要采用较小的节流阀开度,提高冷凝压力。因此,需要考虑 R290 的物性,在不同的加热段采用不同的节流阀开度使系统性能达到最优。

在该热泵热水器的加热控制逻辑中是依靠目标过热度的设置来控制节流阀的开度,系统检测蒸发器盘管温度和吸气温度并计算两者的差值为实际过热度,判定实际过热度与目标过热度之间的差值,对节流阀的开度进行调整。首先分析了过热度分别设置为 2、4、6 K 时的系统性能。过热度设置越高,对于系统控制意味着节流阀的开度更小。

图 8 所示为过热度设置对不同水温段吸气压力的影响。结果表明,随着水温的升高,吸气压力呈小幅上升趋势,但吸气压力对过热度调节的敏感度较低,过热度设置提升 2 K,对吸气压力引起的变化不显著。

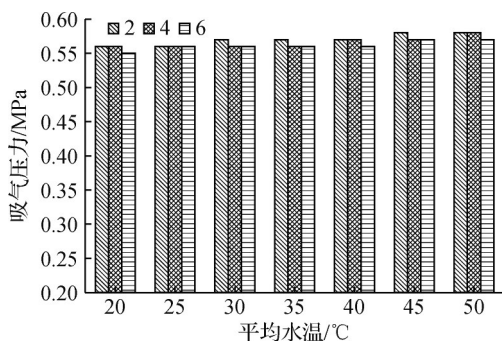


图 8 过热度设置对吸气压力的影响

Fig.8 Effect of superheat setting on suction pressure

过热度设置会影响阀开度的控制,阀开度会影响制冷剂的流量,从而影响吸气压力。

图 9 所示为过热度设置对不同水温段排气压力的影响,可以发现,过热度设置较大时排气压力较高,在水温高于 30 °C 后,过热度设置越高,排气压力的提升更显著。与此同时,由于过热度增大导致蒸发器出口蒸汽干度上升,压缩机吸气比容增大会使压缩比提高,压缩机相应功耗增加。

因此,在热泵热水器的加热过程中需要采用动态过热度控制方案。在加热前期,冷凝侧换热温差

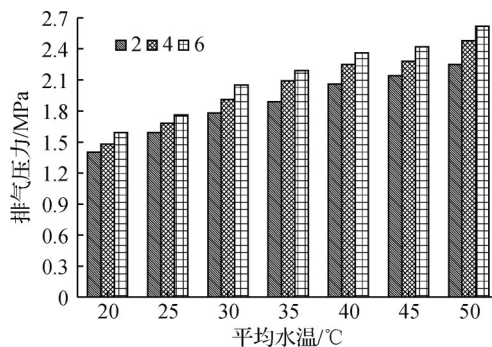


图 9 过热度设置对排气压力的影响

Fig.9 Effect of superheat setting on discharge pressure

较大,可以设置较小的过热度以提高吸气压力,增加参与制冷剂循环量,随着水温的升高,需要设置较大的过热度使排气压力上升,增加冷凝侧的换热温差。因此,在实验过程中对不同水温段设置不同的过热度,使换热温差维持在 20~22 K 附近,加热过程中,随着水温的上升,系统制热量及 COP 会发生变化,实验数据如图 10 所示。

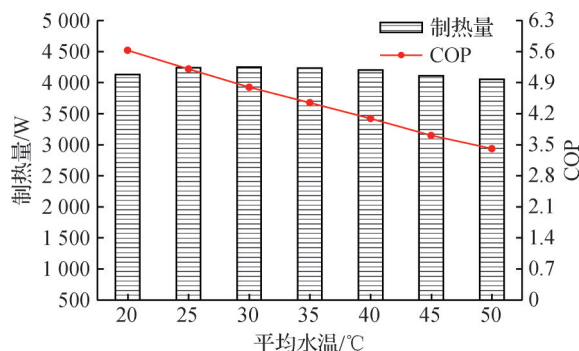


图 10 加热过程的制热量及 COP

Fig.10 Heating capacity and COP during the heating process

由图 10 可知,制热量在加热过程中呈现先升高后降低的趋势,加热全程制热量没有过度衰减,最低点制热量较最高点衰减 4.6%,但 COP 在加热过程中衰减 39.4%。这是由于为了维持一定的换热温差而频繁关阀,压缩比持续上升,压缩机功耗持续增加,导致 COP 显著衰减。

综上可知,对于 R290 热泵热水器,在追求稳定换热量的同时,可能会牺牲系统的能效,所以需要对系统运行进行有效控制,使系统性能发挥较优。

2.5 保温层厚度对系统性能的影响

参考王志坤等^[16]对于热泵热水器热损耗标定的实验方案及数据处理方式,对保温层厚度分别为 40 mm 和 50 mm 的实验样机在环境温度为 20 °C 条件下进行了保温性能测试,根据式(3)~式(5)计算得到标准的 24 h 静态热损失。

$$E = [T_h(\rho V c_p + Y c_m)] / (3.6 \times 10^6) \quad (3)$$

式中: E 为热能, $\text{kW}\cdot\text{h}$; T_{H} 为水温, K ; c_p 为水的比定压热容, $4.186 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$; V 为水胆容积, L ; Y 为与热水直接接触的金属质量, kg ; C_m 为与热水接触的金属的比热, $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$; ρ 为水的密度, kg/m^3 。

$$U = [E_{\text{in}} - (E_2 - E_1)] / [(T_{\text{H}} - T_{\text{L}})t_1] \quad (4)$$

式中: U 为单位温差的热损失率, $\text{kW}\cdot\text{h}/(\text{h}\cdot\text{K})$; E_{in} 为测试期间的电能输入, $\text{kW}\cdot\text{h}$; E_1 为起始温度时的热能, $\text{kW}\cdot\text{h}$; E_2 为时的热能, $\text{kW}\cdot\text{h}$; T_{H} 为静置起始水温, K ; T_{L} 为静置后水温, K ; t_1 为测试时长, h 。

最终, 校正回 55 K 温差时, 标准的 24 h 静态热损失 Q_{loss} 为:

$$Q_{\text{loss}} = U \times 55 \times 24 \quad (5)$$

式中: Q_{loss} 为 24 h 静态热损失, $\text{kW}\cdot\text{h}/24 \text{ h}$ 。

相关实验数据及计算结果如表 6 所示, 可以发现加厚保温层对机器保温性能有着明显地提升, 保温层由 40 mm 加厚至 50 mm 静态热损失减少了 13.2% 。

表 6 保温层厚度对样机保温性能的影响

Tab.6 Effect of insulation layer thickness on thermal insulation performance

保温层厚度/mm	起始水温/ $^{\circ}\text{C}$	终点水温/ $^{\circ}\text{C}$	输入电能/ $(\text{kW}\cdot\text{h})$	时间/h	静态热损失/ $[\text{kW}\cdot\text{h}/24 \text{ h}]$
40	76.19	76.15	3.76	25.69	3.42
50	74.94	75.08	3.37	27.69	2.97

机器的保温性能影响了系统漏热量, 进而对系统的制热量产生了影响。保温层厚度对系统性能的影响如表 7 所示, 实验对比发现加厚保温层对系统制热量及 COP 均有提升, 保温层厚度由 40 mm 增至 50 mm , 制热量提升 5% , COP 提升 5.5% 。制热量的提升主要是依靠加厚保温层后整机漏热量减小, 水侧得热量增多。因此, 在考虑整机成本及系统性能的情况下, 适当增加保温层厚度也是有效提升系统性能的途径之一。

表 7 保温层厚度对系统性能的影响

Tab.7 Effect of insulation layer thickness on system performance

保温层厚度/mm	制热量/W	COP
40	3 860	4.17
50	4 052	4.40

3 结论

本文系统全面地分析了各部件及参数设置对

R290 整体式热泵热水器性能的影响, 得到如下结论:

1) 风量随着翅片间距的增加而增大, 蒸发器的换热量随着翅片间距的增加呈现先升高后降低的趋势。

2) 随着制冷剂充注量的增加, 制热量及 COP 均先增大后减小。充注量优选为 600 g , 在名义工况下机器制热量为 $4 052 \text{ W}$, COP 为 4.4 ; 实验过程中发现, 在热泵热水器系统中, 制冷剂充注量对排气压力的影响较为显著, 对于 R290 热泵热水器系统, 冷凝侧的换热温差维持在 $20\sim 22 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 时系统性能较优。

3) 对于 R290 系统, 在加热前期可以设置较小过热度, 随着水温的升高, 以 $5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 温差为阶梯, 对目标过热度进行调整, 对系统进行有效调控下可提高系统制热量及 COP。

4) 适当增加保温层厚度同样可以有效提升系统制热量及 COP。

参考文献

- [1] 李海军, 苏之勇, 营晨光, 等. 寒冷地区用空气源热泵热水器准双级压缩循环特性研究[J]. 热科学与技术, 2020, 19(4): 313-319. (Li Haijun, Su Zhiyong, Jian Chenguang, et al. Study on quasi two-stage compression cycle characteristics of air source heat pump water heater in cold area [J]. Journal of Thermal Science and Technology, 2020, 19(4): 313-319.)
- [2] 秦露雯, 杜明浩, 沈立第, 等. 不同进口结构对热泵热水器释能过程性能实验研究[J]. 制冷学报, 2022, 43(3): 115-120, 141. (Qin Luwen, Du Minghao, Shen Lidi, et al. Experimental research of the effect of inlet structure on the discharge performance of heat pump water heater [J]. Journal of Refrigeration, 2022, 43(3): 115-120, 141.)
- [3] 中华人民共和国国家发展和改革委员会. 关于印发《推动热泵行业高质量发展行动方案》的通知[A/OL]. (2025-03-17). https://www.gov.cn/zhengce/zhengceku/202504/content_7016926.htm (National Development and Reform Commission of the People's Republic of China. Notice on issuing the "Action plan for promoting high-quality development of the heat pump industry" [A/OL]. (2025-03-17). https://www.gov.cn/zhengce/zhengceku/202504/content_7016926.htm)
- [4] Nawaz K, Shen Bo, Elatar A, et al. R290 (propane) and R600a (isobutane) as natural refrigerants for residential heat pump water heaters[J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 127: 870-883.
- [5] 雷博雯, 吴建华, 吴启航. R290 低压比热泵高补气过热度循环研究[J]. 化工学报, 2023, 74(5): 1875-1883.

- (Lei Bowen, Wu Jianhua, Wu Qihang. Research on high injection superheat cycle for R290 low pressure ratio heat pump[J]. CIESC Journal, 2023, 74(5): 1875–1883.)
- [6] Ferrara M, Babuin M, Fabrizio E, et al. Assessing the decarbonization potential of new generation R290 high-temperature heat pumps for apartment buildings [J]. Energy Reports, 2025, 13: 2095–2105.
- [7] 刘裕富. R290 整体式热泵热水器的实验研究与对比 [J]. 华东科技(综合), 2021(5): 471–472. (Liu Yufu. Experimental research and comparison of R290 integrated heat pump water heater [J]. East China Science & Technology, 2021(5): 471–472.)
- [8] 施永康, 杨庆成, 丁小江. 制冷剂充注量及毛细管长度对空气源热泵热水器性能的影响[J]. 制冷与空调(北京), 2018, 18(10): 77–82. (Shi Yongkang, Yang Qingcheng, Ding Xiaojang. Impact of refrigerant charge amount and capillary length on performance of air source heat pump water heater [J]. Refrigeration and Air-conditioning, 2018, 18(10): 77–82.)
- [9] 欧阳光. R134a 整体式热泵热水器性能实验研究[J]. 家用电器, 2022(11): 40–45. (Ouyang Guang. Experimental research on performance of R134a integral heat pump water heater [J]. Electrical Appliances, 2022(11): 40–45.)
- [10] 张子祺, 杨双, 吴晓丽, 等. GB/T 23137—2020《家用和类似用途热泵热水器》标准解读[J]. 家电科技, 2020(6): 108–111, 116. (Zhang Ziqi, Yang Shuang, Wu Xiaoli, et al. Interpretation of GB/T 23137—2020 "Heat pump water heater for household and similar application" [J]. China Appliance Technology, 2020(6): 108–111, 116.)
- [11] 李成恩, 何哲旺, 武滔, 等. 基于紧凑型设计 5 mm 翅片管式换热器的数值模拟及分析[J]. 家电科技, 2019(3): 85–89. (Li Cheng'en, He Zhewang, WU Tao, et al. Simulation and analysis of 5 mm finned tube heat exchanger based on compact design [J]. Journal of Appliance Science & Technology, 2019(3): 85–89.)
- [12] 宋建, 蔡家斌, 熊贤沙, 等. 翅片管式换热器换热性能研究[J]. 热带农业工程, 2021, 45(4): 7–10. (Song Jian, Cai Jiabin, Xiong Xiansha, et al. Research on heat exchange performance of fin-tube heat exchanger [J]. Tropical Agricultural Engineering, 2021, 45(4): 7–10.)
- [13] 刘建, 赵波, 谢远明. 翅片间距对管翅式散热器性能的影响分析[J]. 机械设计与制造, 2020(11): 82–85. (Liu Jian, Zhao Bo, Xie Yuanming. Analysis of the influence of fin spacing on the performance fin-tube heat exchanger [J]. Machinery Design & Manufacture, 2020(11): 82–85.)
- [14] 范晓伟, 欧阳怀瀑, 巨福军, 等. R744/R600a 热泵热水器系统性能实验研究[J]. 热科学与技术, 2019, 18(5): 362–366. (Fan Xiaowei, Ouyang Huaipu, Ju Fujun, et al. Experimental study on the performance of heat pump system using R744/R600a mixtures as refrigerants [J]. Journal of Thermal Science and Technology, 2019, 18(5): 362–366.)
- [15] 袁朝阳, 陶乐仁, 虞中旻. 空气源热泵热水器的优化策略及性能分析[J]. 热能动力工程, 2018, 33(5): 13–20. (Yuan Chao, ZhaoYang, Tao Le, et al. Optimization method and performance analysis of air source heat pump water heater [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2018, 33(5): 13–20.)
- [16] 王志坤, 马安娜, 杨双, 等. 家用静态热泵热水器热损耗标定装置及方法浅析[J]. 家电科技, 2021(5): 145–147. (Wang Zhikun, Ma Anna, Yang Shuang, et al. Heat loss calibration device for domestic static heat pump water heater and method analysis [J]. Journal of Appliance Science & Technology, 2021(5): 145–147.)

通信作者简介

张铭,女,初级工程师,青岛海尔智能技术研发有限公司,13884635972,E-mail:ZMklgz@163.com。研究方向:热泵热水系统的优化。

About the corresponding author

Zhang Ming, female, Junior Engineer, Qingdao Haier Smart Technology R&D Co., Ltd., 86–13884635972, E-mail:ZMklgz@163.com. Research fields: optimization of heat pump water heating systems.