

文章编号:0253 – 4339(2018) 06 – 0024 – 08
doi:10. 3969/j. issn. 0253 – 4339. 2018. 06. 024

R417A 热泵热水器性能及螺旋套管冷凝器换热研究

张小艳 夏 湘

(西安科技大学能源学院 西安 710054)

摘 要 本文以 R417A 为工质,在冷凝器不同进水温度、不同进水体积流量时,测试了空气源热泵热水器的运行性能及螺旋套管冷凝器的换热特性,为制冷空调及热泵系统的工质替代提供参考。实验工况为:冷凝器入口水温 20 ~ 55 ℃,冷凝器进水体积流量为 0.6 ~ 1.0 m³/h,环境温度分别为 15、29 ℃。结果表明:冷凝器进水体积流量一定时,随入口水温的升高,冷凝器总换热量、总传热系数减小,压缩机排气压力、输入功率增大,热泵热水器制热量、制热性能系数 COP 下降。冷凝器入口水温一定时,随进水体积流量的增加,冷凝器总换热量、总传热系数增大,压缩机排气压力、输入功率减小,热泵热水器制热量、COP 增大。实验工况范围内,与环境温度为 15 ℃相比,环境温度为 29 ℃时的冷凝器总换热量、总传热系数、排气压力、吸气压力、输入功率、制热量、COP 均较高。

关键词 热泵热水器;螺旋套管冷凝器;换热特性

中图分类号:TB61⁺2; TQ051.5 文献标识码:A

Study on Performance of R417A Heat Pump Water Heater and Heat Transfer of Spiral Tube Condenser

Zhang Xiaoyan Xia Xiang

(School of Engineering, Xi'an University of Science and Technology, Xi'an, 710054, China)

Abstract In the study, the operation performance of air source heat pump water heater and heat transfer performance of spiral casing condenser were examined by using R417A as a refrigerant. The experimental conditions are as follows: inlet water temperature of the condenser is 20 – 55 ℃, influent flow rate of the condenser is 0.6 – 1.0 m³/h, and environmental temperatures are 15 ℃ and 29 ℃. The experimental results indicate that when the water flow is constant, increases in the entrance temperature result in the decrease in the total heat transfer rate and total heat transfer coefficient of performance (COP), the increase in the discharge pressure and input power of the compressor, and the decrease in the heating capacity and heating coefficient of the heat pump water heater. When the condenser entrance water temperature is constant, with increases in the water flow, the total heat transfer rate and the total heat transfer coefficient are increased, discharge pressure and the input power of the compressor are reduced, and heating capacity and heating COP of the heat pump water heater are increased. When the ambient temperature is 29 ℃, total heat transfer, total heat transfer coefficient, exhaust pressure, suction pressure, input power, heating capacity, and heating COP of the condenser exceed those when the ambient temperature is 15 ℃.

Keywords heat pump water heater; spiral tube condenser; heat transfer performance

随着社会经济的快速发展和生活水平的不断提高,人们对生活中的热水需求越来越大。在发达国家中,卫生热水、供热和空调的能耗可占到社会总能耗的 25% ~ 30%。我国每年采暖、空调与生活热水系统约占全国能源消耗总量的 15%。城市的民用建筑洗澡热水能耗接近 20%^[1],而各类商业建筑热水能耗约占总能耗的 20% ~ 42%^[2]。目前,各种节能技术被积极的研究和推广,其中热泵技术的应用是很重要的一项。热泵可实现将低温位热能输送到高温位,

可大量利用自然资源和余热中的热量,有效减少空调、采暖、供热水和工业加热所需的一次能源。

根据《蒙特利尔议定书》规定,发达国家在 2020 年后禁止使用 HCFC 制冷剂^[3],发展中国家于其后的 10 年禁用。R22 是当前热泵热水器中最成熟的工质,但由于环保要求的不断提高,热泵热水器和其它制冷空调装置同样也面临着工质替代问题^[4-9]。冷凝器是热泵热水器中的关键部件,广泛应用于制冷、空调及热泵领域,其换热效果直接影响热泵系统的性

基金项目:国家自然科学基金(51504188)资助项目。(The project was supported by the National Natural Science Foundation of China (No. 51504188).)

收稿日期:2017 年 8 月 8 日

能。套管换热器具有结构紧凑、传热效率高、二次流和制作简单等优点,在制冷空调、热泵系统中有广阔的应用前景^[10]。关于 R22 制冷剂的替代国际上主要有两种技术方案:1)以北欧国家和韩国为代表,主张采用天然工质作为替代物;2)以美国和日本为代表,主张采用 HFCs 作为替代物^[11]。R417A 是一种不消耗臭氧层的 R22 的长期替代工质,可应用于新型或现存的使用传统 R22 润滑油的直接膨胀式系统中^[12]。贾荣林等^[13]研究了 R417A 在空气源热泵热水器中的性能,且与 R22 进行了对比实验,测试了不同环境温度下,R417A 与 R22 的功率、冷凝压力和压缩机排气温度及系统 COP 等参数的变化。结果表明:在热泵热水器运行系统中,R417A 的 COP 与 R22 较接近,排气温度低于 R22,系统更加安全;冷凝压力低于 R22 低,说明在冷凝压力相同时,能够加热到温度更高的热水;R417A 环保,比 R22 更适合在热泵热水器中使用。李晓燕等^[14]在热泵热水系统中,对新型混合工质 R417A 进行理论制冷循环分析和灌注式替代 R22 的循环性能进行对比研究,结果表明,混合工质 R417A 的制热量略低于 R22,但压缩机排气的温度、功耗和系统 COP 等循环性能指标均优于 R22,且实验过程中 R417A 性能更加稳定,运行正常,无需更换润滑油。

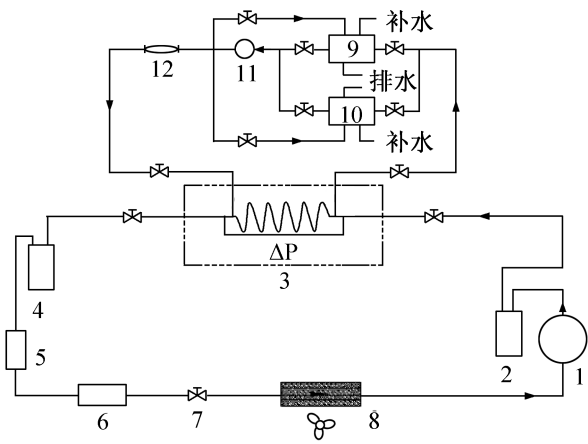
本文以 R417A 为工质,在冷凝器不同进水温度、不同进水体积流量时,实验测试了空气源热泵热水器的运行性能及螺旋套管冷凝器的换热特性,为制冷空调及热泵系统的工质替代提供参考。

1 实验装置

实验装置原理及实物分别如图 1 和图 2 所示,该装置主要由制冷剂循环、水循环及实验数据采集系统组成。水循环有两种流程:1)水箱中水循环加热,冷凝器进口水温不断升高,热泵热水器持续变工况运行,此时,通过阀门控制,蓄热水箱 9 中的水在泵的作用下进入冷凝换热实验段,与制冷剂换热后,温度升高的水又回到蓄热水箱 9,如此持续运行,蓄热水箱 9 中的水温不断升高至所需温度;2)当需要热泵热水器在不同的设定冷凝器进水温度下运行时,通过阀门控制,蓄热水箱 9 中一定温度的水在泵作用下进入冷凝换热实验段,与制冷剂换热后,温度升高的水回到蓄热水箱 10。

实验采用的 SCE05 螺旋套管换热器结构如图 3 所示。总圈数为 4,外径为 230 mm,内径为 174 mm,外层为厚 10 mm 的保温棉,制冷量为 5.5 kW,制热量为 6.4 kW。内管由外径为 19 mm 的外螺纹铜管制

成,外管由外径为 28 mm 的钢管制成。螺旋套管冷凝换热段均匀布置了 12 个温度测点,蒸发器进出口各 1 个,压缩机进出口各 1 个,水箱内测水温 1 个,总共 17 个温度测点。



1 压缩机;2 油分离器;3 冷凝换热实验段;4 储液器;
5 干燥过滤器;6 涡轮流量计;7 热力膨胀阀;8 蒸发器;
9, 10 蓄热水箱;11 水泵;12 浮子流量计;ΔP 压差测点。

图 1 实验装置原理

Fig. 1 The principle of experimental device



图 2 实验装置实物图

Fig. 2 Physical diagram of experimental device

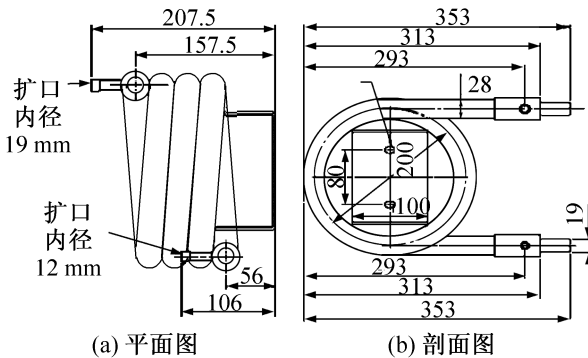


图 3 螺旋套管换热器结构(单位:mm)

Fig. 3 The structure of spiral tube heat exchanger

2 实验数据处理

螺旋套管冷凝器的总换热量 Q 由式(1)计算^[15]:

$$Q = AK\Delta t_m = AF_w\rho_w c_w(T_{w,out} - T_{w,in})\Delta t_m \quad (1)$$

螺旋套管冷凝器的传热系数 K 为:

$$K = \frac{Q}{A\Delta t_m} = \frac{F_w\rho_w c_w(T_{w,out} - T_{w,in})}{A\Delta t_m} \quad (2)$$

式中: F_w 为冷却水的体积流量, m^3/s ; ρ_w 为冷却水的密度, kg/m^3 ; c_w 为冷却水的比热容, $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$; $T_{w,out}$ 和 $T_{w,in}$ 分别为冷却水进、出口温度, $^{\circ}\text{C}$; K 为传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$; A 为传热面积, m^2 ; Δt_m 为对数平均温差, $^{\circ}\text{C}$ 。

实验所用换热器为新制作, 忽略换热壁面两侧的热阻, 则传热系数 K 为:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_h} + \frac{1}{h_c} + \frac{\delta}{\lambda} \quad (3)$$

式中: h_h 和 h_c 分别为制冷剂侧和水侧的表面传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$; δ 为换热壁面厚度, m ; λ 为换热壁面导热系数, $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 。由于铜的导热系数大, 故忽略导热热阻 δ/λ , 则有:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_h} + \frac{1}{h_c} \quad (4)$$

水侧表面传热系数根据修正的威尔逊方法实验确定^[16-17]。根据所得威尔逊实验数据通过回归方法得到在不同水体积流量和水温度条件下确定水侧表面传热系数的实验关联式。

热泵热水器的制热量由式(5)计算:

$$Q_1 = \frac{\rho c_p V(t_{w2} - t_{w1})}{\Delta t} \quad (5)$$

式中: ρ 为冷却水密度, kg/m^3 ; c_p 为冷却水定压比热容, $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C})$; V 为水箱容积, m^3 ; t_{w1} 、 t_{w2} 分别为单位时间间隔内, 加热前、后的水温, $^{\circ}\text{C}$; Δt 为单位时间间隔, s 。

热泵热水器的性能系数采用式(6)计算:

$$\text{COP} = \frac{Q_1}{W_0} = \frac{\rho c_p V(t_{w2} - t_{w1})}{\Delta t \Delta P} \quad (6)$$

式中: W_0 为单位时间内消耗的电功率, kW ; ΔP 为单位时间间隔内的平均功率, kW 。

3 实验结果与分析

3.1 螺旋套管冷凝器入口水温的影响

3.1.1 螺旋套管冷凝器的换热性能

图 4 所示为冷凝器总换热量随入口水温的变化。由图 4 可知, 冷凝器总换热量随入口水温的升高而减小, 当环境温度为 29°C , 循环水体积流量为 $0.6 \text{ m}^3/\text{h}$, 冷凝器入口水温由 20°C 升至 55°C 时, 冷凝器总换热量由 5737.6 W 降至 3249.1 W 。实验工况范围内, 环境温度为 15°C 时冷凝器总换热量比环境温

度为 29°C 时低 $4.3\% \sim 8.8\%$ 。在相同冷凝器入口水温条件下, 随着循环水体积流量的增大, 冷凝器换热量随之增大。

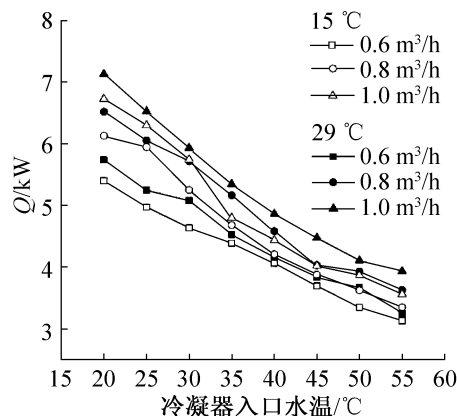


图 4 冷凝器总换热量随入口水温的变化

Fig. 4 The total heat transfer capacity of condenser changes with inlet water temperature

图 5 所示为冷凝器总传热系数随入口温度的变化。由图 5 可知, 冷凝器总传热系数随入口水温的升高而减小, 当环境温度为 29°C , 循环水体积流量为 $0.6 \text{ m}^3/\text{h}$, 冷凝器入口水温由 20°C 升至 55°C 时, 冷凝器总传热系数由 $2508.4 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 降至 $1676.2 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 。实验工况范围内, 环境温度为 15°C 时冷凝器总传热系数比环境温度为 29°C 时低 $2.5\% \sim 15.8\%$ 。在相同冷凝器入口水温条件下, 随着循环水体积流量的增大, 冷凝器传热系数也随之增大, 且水体积流量越大, 环境温度对冷凝器传热系数的影响更显著。

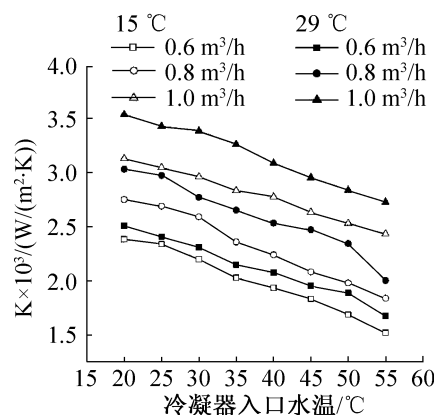


图 5 冷凝器总传热系数随入口水温的变化

Fig. 5 The total heat transfer coefficient of condenser changes with inlet water temperature

分析认为: 当进水体积流量一定时, 随着冷凝器入口水温的升高, 冷凝器内制冷剂与水的传热温差减小, 凝结液膜热阻变大, 导致传热系数下降, 换热量减

少。当环境温度为 15℃ 时,热泵热水器蒸发温度降低,传热系数下降,总换热量随之下降。因此在实际运行中,热泵保持较高的蒸发温度,可保证获得较大的制热量和较好的经济性。

3.1.2 热泵热水器的运行性能

图 6 所示为循环水体积流量为 0.6 m³/h 时压缩机吸、排气压力随冷凝器入口水温的变化。由图 6 可知,压缩机排气压力随冷凝器入口水温的升高明显增大,而吸气压力变化不明显。当环境温度为 29℃,冷凝器冷却水体积流量为 0.6 m³/h,冷凝器入口水温由 20℃ 升至 55℃ 时,压缩机吸气压力由 0.72 MPa 升至 0.75 MPa,排气压力由 1.36 MPa 升至 2.45 MPa。随着环境温度的降低,吸、排气压力下降,吸气压力下降较为明显。实验工况范围内,环境温度为 15℃ 时压缩机的排气压力比环境温度为 29℃ 时低 0.17 MPa,降低了 5.6% ~ 11.3%,吸气压力低 0.3 MPa,降低了 41.7% ~ 47.4%。分析认为:随着循环加热的不断进行,水箱水温不断升高,冷凝器换热环境逐渐恶化,导致压缩机排气压力升高。

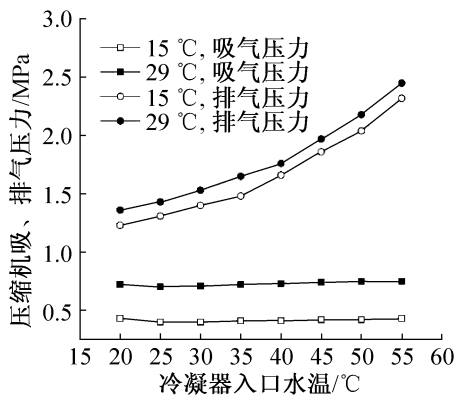


图 6 压缩机吸、排气压力随冷凝器入口水温的变化
Fig. 6 The suction and exhaust pressure of compressor changes with inlet water temperature of condenser

图 7 所示为压缩机输入功率随冷凝器入口水温的变化。由图 7 可知,压缩机输入功率随冷凝器入口水温升高明显增大。当环境温度为 29℃,冷凝器进水体积流量为 0.6 m³/h,冷凝器入口水温由 20℃ 升至 55℃ 时,压缩机输入功率由 1.48 kW 升至 2.76 kW。实验工况范围内,环境温度为 15℃ 时压缩机输入功率比环境温度为 29℃ 时低 6% ~ 18%。分析认为:随着循环加热的不断进行,冷凝器入口水温升高,冷凝温度、冷凝压力升高,压缩比增大,导致压缩机输入功率增大。

图 8 所示为热泵热水器制热量随冷凝器入口水温的变化。由图 8 可知,热泵热水器制热量随冷凝器

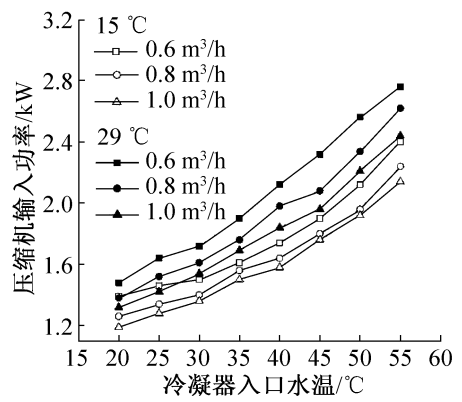


图 7 压缩机输入功率随冷凝器入口水温的变化
Fig. 7 The compressor input power changes with inlet water temperature of condenser

入口水温升高明显下降。当环境温度为 29℃,冷凝器进水体积流量为 0.6 m³/h,冷凝器入口水温由 25℃ 升至 55℃ 时,热泵热水器制热量由 10.13 kW 降至 4.22 kW。此外,环境温度越高,制热量越大,实验工况范围内,与环境温度为 29℃ 时的制热量相比,环境温度为 15℃ 时的制热量低 16% ~ 29.2%。分析认为:冷凝器入口水温持续升高,传热温差逐渐减小,换热效果变差。此外,冷凝温度升高,压缩机吸气比容增大,吸气量减少,导致制热量减少。环境温度降低,热泵从较低温度环境中吸热困难,同时压缩机吸气温度下降,吸气比体积增加,使工质质量流量下降,导致实际制热量较少。

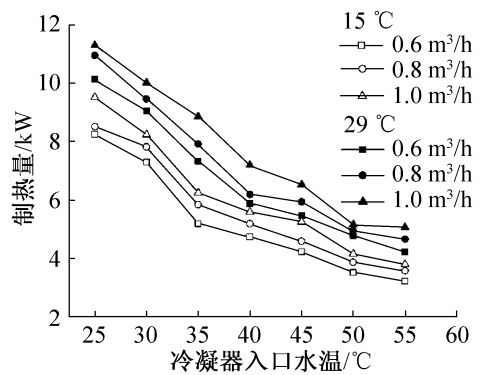


图 8 热泵热水器制热量随冷凝器入口水温的变化
Fig. 8 Variation of heat capacity of heat pump water heater with inlet water temperature of the condenser

图 9 所示为热泵热水器制热性能系数 COP 随冷凝器入口水温的变化。由图 9 可知,COP 随冷凝器入口水温升高明显下降,当环境温度为 29℃ 时,冷凝器进水体积流量为 0.6 m³/h,冷凝器入口水温由 25℃ 升至 55℃ 时,COP 由 6.6 降至 3.2。实验工况范围内,与环境温度为 29℃ 时的 COP 相比,环境温度为 15℃ 时的 COP 低 15.4% ~ 48.5%。分析认为:随着

水箱水温的不断升高,冷凝温度、冷凝压力升高,压缩比增大,功耗增加,使热泵系统的制热效率下降。环境温度升高,蒸发温度升高,蒸发器更容易从周围大气吸取热量,COP 提高。

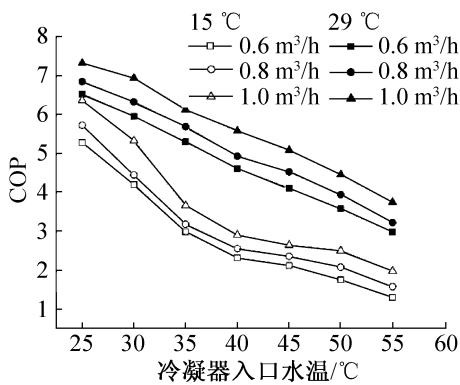


图 9 热泵热水器制热性能系数 COP 随冷凝器入口水温的变化

Fig. 9 Variation of heating coefficient of performance (COP) in heat pump water heater with inlet water temperature of the condenser

3.2 冷凝器进水体积流量的影响

3.2.1 螺旋套管冷凝器的换热性能

图 10 所示为冷凝器总换热量随进水体积流量的变化。由图 10 可知,冷凝器总换热量随进水体积流量的增加而增大,当环境温度为 29 °C,冷凝器入口水温为 20 °C 时,冷凝器进水体积流量由 0.6 m³/h 升至 1.0 m³/h,总换热量由 5 737.6 W 增至 7 129.3 W。分析认为:冷凝器进水体积流量增加,水流速度增加,雷诺数 Re 增大,传热系数提高,换热量增大。当冷凝器进水体积流量相同时,随着冷凝器进水温度的升高,冷凝器总换热量减小。

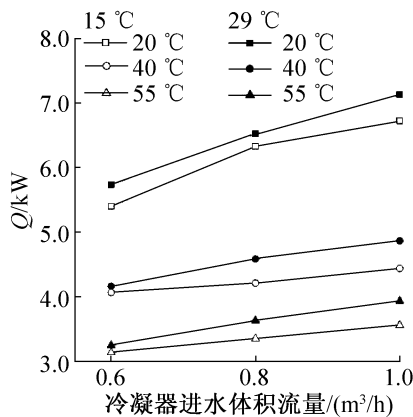


图 10 冷凝器总换热量随进水体积流量的变化
Fig. 10 The total heat transfer of the condenser changes with the influent volume flow rate

的变化。由图 11 可知,冷凝器总传热系数随进水体积流量的增加而增大。当环境温度为 29 °C,冷凝器入口水温为 20 °C 时,冷凝器进水体积流量由 0.6 m³/h 升至 1.0 m³/h,总传热系数由 2 508.4 W/(m²·K)增至 3537.8 W/(m²·K)。冷凝器进水体积流量一定时,随着冷凝器进水温度的升高,冷凝器总传热系数减小。分析认为:冷凝器进水体积流量增加,水流速增大,管内水的扰动增强,湍流度加大,边界层变薄,管内换热增强,传热能力提高,故冷凝器总换热量和总传热系数均随进水体积流量的增加而增大。

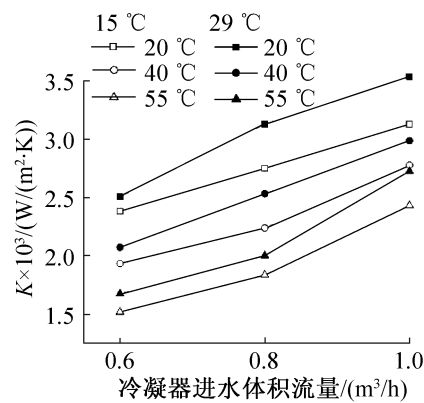


图 11 冷凝器总传热系数随进水体积流量的变化
Fig. 11 The total heat transfer coefficient of the condenser changes with the influent volume flow rate

3.2.2 热泵热水器运行性能

图 12 所示为压缩机排气压力随冷凝器进水体积流量的变化。由图 12 可知,冷凝器入口水温一定,压缩机排气压力随冷凝器进水体积流量的增加而减小,当环境温度为 29 °C,冷凝器入口水温为 20 °C 时,冷凝器进水体积流量由 0.6 m³/h 增至 1.0 m³/h 时,压缩机排气压力由 1.46 MPa 降至 1.30 MPa,环境温度升高,压缩机排气压力升高。

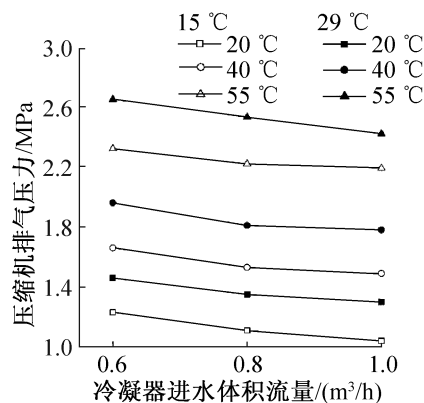


图 12 压缩机排气压力随冷凝器进水体积流量的变化
Fig. 12 Compressor exhaust pressure changes with the inlet flow of the condenser

图 11 所示为冷凝器总传热系数随进水体积流量

图 13 所示为压缩机输入功率随冷凝器进水体积分流量的变化。由图 13 可知,冷凝器入口水温一定,压缩机输入功率随进水体积分流量的增加而减小,且环境温度越高,压缩机输入功率越大。当冷凝器入口水温为 20 ℃,冷凝器进水体积分流量由 0.6 m³/h 升至 1.0 m³/h,环境温度为 15 ℃ 时,压缩机输入功率由 1.39 kW 降至 1.19 kW,环境温度为 29 ℃ 时压缩机输入功率由 1.48 kW 降至 1.32 kW。当冷凝器进水体积分流量相同时,入口水温升高,压缩机输入功率增大。分析认为:随着冷凝器进水体积分流量的增加,管内水流速度增大,流体扰动增强,冷凝器换热增强,冷凝温度及冷凝压力降低,压缩机排气压力降低,压缩比减小,压缩机功率减小。

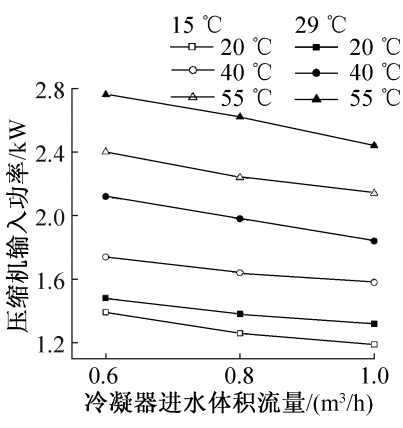


图 13 压缩机输入功率随冷凝器进水体积分流量的变化
Fig. 13 Compressor input power varies with the inlet flow of the condenser

图 14 所示为热泵热水器制热量随冷凝器进水体积分流量的变化。由图 14 可知,热泵热水器制热量随进水体积分流量的增加而增大,且环境温度越高热泵制热量越大。当冷凝器入口水温为 20 ℃ 时,冷凝器进水体积分流量由 0.6 m³/h 升至 1.0 m³/h,环境温度为 15 ℃ 时热泵热水器制热量由 8.25 kW 增至 9.52 kW,环境温度为 29 ℃ 时热泵热水器制热量由 10.13 kW 增至 11.29 kW。

图 15 所示为热泵热水器制热性能系数 COP 随冷凝器进水体积分流量的变化。由图 15 可知,COP 随冷凝器进水体积分流量的增加而增大。当冷凝器入口水温为 20 ℃ 时,冷凝器进水体积分流量由 0.6 m³/h 升至 1.0 m³/h,环境温度为 29 ℃ 时的 COP 由 6.52 增至 7.32,环境温度为 15 ℃ 时的 COP 由 5.28 增至 6.36。分析认为:随着冷凝器进水体积分流量的增大,扰动增强,冷凝器换热增强,制热量增加;冷凝温度及冷凝压力相应降低,压缩机排气压力降低,压缩比减小,压缩机功率减小,故冷凝器进水体积分流量增大,

COP 增大。

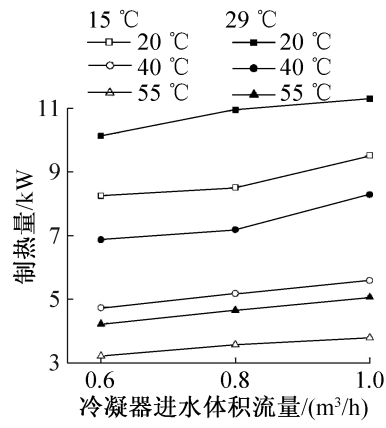


图 14 热泵热水器制热量随冷凝器进水体积分流量的变化
Fig. 14 Variation of heating capacity of heat pump water heater with condenser inlet flow

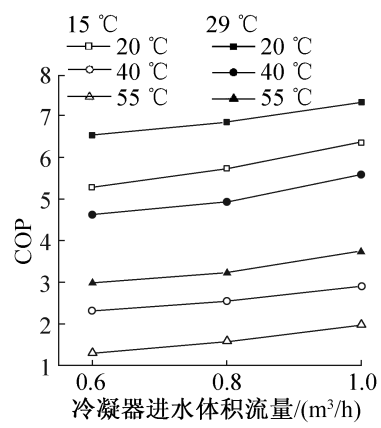


图 15 热泵热水器制热性能系数 COP 随冷凝器进水体积分流量的变化
Fig. 15 Variation of heating coefficient of performance (COP) in heat pump water heater with inlet flow of condenser

4 实验结果的不确定度分析

实验测量误差可以得出结果的不确定度,表示被测量真值在测量结果附近的一个范围内的评定。这种误差主要包括精度和偏差两方面。不确定度的计算方法有多种,常用的是通过线性和算法计算精度和偏差,得到不确定度,置信概率为 99%,以精度和偏差两者的均方根算法得到的不确定度,其置信概率为 95%。

根据理论对误差的分析,本实验的间接测量值的误差分析计算如下:

1) 实验段表面积

实验所使用的钢管直径 $d = 0.028\text{ m}$,测量误差为 $1 \times 10^{-5}\text{ m}$ 。实验段的有效长度 $L = 2.91\text{ m}$,表面积 $S = 0.256\text{ m}^2$ 。

表面积公式:

$$A = \pi dL \quad (7)$$

表面积的不确定度为:

$$\delta_A = [(1 \times 10^{-3} \pi d)^2 + (1 \times 10^{-5} \pi L)^2]^{0.5} = 9.1796 \times 10^{-4} \quad (8)$$

因此螺旋套管换热器表面积的不确定度为 $9.1796 \times 10^{-4} \text{ m}^2$; 经计算螺旋套管表面积的相对不确定度为: $(9.1796 \times 10^{-4} / 0.256) \times 100\% = 3.6\%$ 。

2) 温度测量

温度测量采用铜-康铜热电偶, 实验测量范围内测温误差 $\sigma_t = \pm 0.004 t = 0.2 \text{ }^\circ\text{C}$, 温度采集系统的误差在 $0.5 \text{ }^\circ\text{C}$ 之内, 计算温度测量的总误差为:

$$\sigma_t = \sqrt{0.2^2 + 0.5^2} = 0.29 \quad (9)$$

实验测量的温度范围为 $15 \sim 100 \text{ }^\circ\text{C}$, 可得到温度最大相对不确定度为:

$$\delta_t = \frac{\sigma_t}{15} \times 100\% = 1.9\% \quad (10)$$

3) 体积流量

实验中采用浮子流量计测量水体积流量, 其测量精度为 4% , 所使用得流量计范围为 $0.6 \sim 1.0 \text{ m}^3/\text{h}$, 流量测量总误差为:

$$\delta_i = 1 \times 4\% = 0.04 \text{ m}^3/\text{h} \quad (11)$$

4) 总换热量 Q 与总传热系数 K

实验中总换热量 Q 、总传热系数 K 可根据所测量进出口水温、流量变化计算得到, 由式(1) ~ 式(2)可得:

$$K = \frac{Q}{A \Delta t_m} \quad (12)$$

计算得:

$$\begin{aligned} \delta_{\Delta t} &= \sqrt{\delta_{T_1}^2 + \delta_{T_2}^2} \times 100\% \\ &= \sqrt{0.019^2 + 0.019^2} \times 100\% = 2.6\% \end{aligned} \quad (13)$$

$$\begin{aligned} \delta_Q &= \sqrt{\delta_i^2 + \delta_{\Delta t}^2} \times 100\% \\ &= \sqrt{0.025^2 + 0.026^2} \times 100\% = 3.6\% \end{aligned} \quad (14)$$

$$\begin{aligned} \delta_K &= \sqrt{\delta_Q^2 + \delta_{\Delta t}^2 + \delta_A^2} \times 100\% \\ &= \sqrt{0.036^2 + 0.026^2 + 0.036^2} \times 100\% \\ &= 5.7\% \end{aligned} \quad (15)$$

5 结论

当冷凝器入口水温为 $20 \sim 55 \text{ }^\circ\text{C}$, 冷凝器进水体积流量为 $0.6 \sim 1.0 \text{ m}^3/\text{h}$, 环境温度分别为 $15 \text{ }^\circ\text{C}$ 、 $29 \text{ }^\circ\text{C}$ 时, 本文对以 R417A 为工质的空气源热泵热水器的运行性能、螺旋套管冷凝器的换热特性进行实验研究, 得到如下结论:

1) 冷凝器进水体积流量一定时, 冷凝器总换热量、总传热系数均随入口水温的升高而减小, 当环境温度为 $29 \text{ }^\circ\text{C}$, 冷凝器进水体积流量为 $0.6 \text{ m}^3/\text{h}$, 冷凝器入口水温由 $20 \text{ }^\circ\text{C}$ 升至 $55 \text{ }^\circ\text{C}$ 时, 冷凝器总换热量由 5737.6 W 降至 3249.1 W , 冷凝器总传热系数由 $2508.4 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 降至 $1676.2 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。实验工况范围内, 环境温度为 $15 \text{ }^\circ\text{C}$ 时冷凝器总换热量比环境温度为 $29 \text{ }^\circ\text{C}$ 时低 $4.3\% \sim 8.8\%$, 环境温度为 $15 \text{ }^\circ\text{C}$ 时冷凝器总传热系数比环境温度为 $29 \text{ }^\circ\text{C}$ 时低 $2.5\% \sim 15.8\%$ 。

2) 冷凝器进水体积流量一定时, 压缩机排气压力、压缩机输入功率均随冷凝器入口水温的升高明显增大, 而吸气压力变化不明显。当环境温度为 $29 \text{ }^\circ\text{C}$, 冷凝器进水体积流量为 $0.6 \text{ m}^3/\text{h}$, 冷凝器入口水温由 $20 \text{ }^\circ\text{C}$ 升至 $55 \text{ }^\circ\text{C}$ 时, 压缩机吸气压力由 0.72 MPa 升至 0.75 MPa , 排气压力由 1.36 MPa 升至 2.45 MPa , 压缩机输入功率由 1.48 kW 升至 2.76 kW 。实验工况范围内, 环境温度为 $15 \text{ }^\circ\text{C}$ 时压缩机的排气压力比环境温度为 $29 \text{ }^\circ\text{C}$ 时低 $5.6\% \sim 11.3\%$, 吸气压力低 $41.7\% \sim 47.4\%$, 压缩机输入功率低 $6\% \sim 18\%$ 。

3) 当冷凝器进水体积流量一定时, 热泵热水器制热量、制热性能系数 COP 随冷凝器入口水温升高明显下降。当环境温度为 $29 \text{ }^\circ\text{C}$, 冷凝器进水体积流量为 $0.6 \text{ m}^3/\text{h}$, 冷凝器入口水温由 $25 \text{ }^\circ\text{C}$ 升至 $55 \text{ }^\circ\text{C}$ 时, 热泵热水器制热量由 10.13 kW 降至 4.22 kW , COP 由 6.6 降至 3.2 。实验工况范围内, 环境温度 $15 \text{ }^\circ\text{C}$ 时的制热量低于环境温度 $29 \text{ }^\circ\text{C}$ 时 $16\% \sim 29.2\%$, 环境温度为 $15 \text{ }^\circ\text{C}$ 时热泵热水器的 COP 比环境温度为 $29 \text{ }^\circ\text{C}$ 时低 $15.4\% \sim 48.5\%$ 。

4) 冷凝器入口水温一定时, 冷凝器总换热量、总传热系数随进水体积流量增加而增大。当环境温度为 $29 \text{ }^\circ\text{C}$, 冷凝器入口水温为 $20 \text{ }^\circ\text{C}$ 时, 冷凝器进水体积流量由 $0.6 \text{ m}^3/\text{h}$ 升至 $1.0 \text{ m}^3/\text{h}$, 总换热量由 5737.6 W 增至 7129.3 W , 总传热系数由 $2508.4 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 增至 $3537.8 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。

5) 当冷凝器入口水温一定时, 压缩机排气压力、输入功率随冷凝器进水体积流量的增加而减小。当环境温度为 $29 \text{ }^\circ\text{C}$, 冷凝器入口水温为 $20 \text{ }^\circ\text{C}$ 时, 冷凝器进水体积流量由 $0.6 \text{ m}^3/\text{h}$ 增至 $1.0 \text{ m}^3/\text{h}$ 时, 压缩机排气压力由 1.46 MPa 降至 1.30 MPa , 压缩机输入功率由 1.48 kW 降至 1.32 kW 。当冷凝器进水体积流量相同时, 入口水温升高, 压缩机输入功率增大。

6) 当冷凝器入口水温一定时, 热泵热水器制热量、COP 随进水体积流量的增加而增大, 且环境温度

越高热泵制热量、COP 越大。冷凝器入口水温为 20 ℃ 时,冷凝器进水体流量由 0.6 m³/h 升至 1.0 m³/h,当环境温度为 29 ℃ 时,热泵热水器制热量由 10.13 kW 增至 11.29 kW,COP 由 6.52 增至 7.32。环境温度为 15 ℃ 时,热泵热水器制热量由 8.25 kW 增至 9.52 kW,COP 由 5.28 增至 6.36。

参考文献

- [1] 兴华. 我国城市居民能源消费现状[J]. 能源工程, 2002(1):42-43. (XING Hua. Current situation of energy consumption of urban residents in China[J]. Energy Engineering, 2002(1):42-43.)
- [2] 江亿, 薛志峰. 商业建筑节能技术与市场分析[J]. 中国能源, 2000(4):37-39. (JIANG Yi, XUE Zhifeng. Energy-saving technology and market analysis of commercial buildings[J]. Energy of China, 2000(4):37-39.)
- [3] 王占学, 乔渭阳. 空调器室外机组防护网对气动噪声影响的试验研究[J]. 风机技术, 2005(5):8-10. (WANG Zhanxue, QIAO Weiyang. Experiment study about effect of protecting mesh of air conditioner outdoor unit on aerodynamic noise[J]. Chinese Journal of Turbomachinery, 2005(5):8-10.)
- [4] VENKATAIAH S, RAO G V. Analysis of alternative refrigerants to R22 for air-conditioning, applications at various evaporating temperatures[J]. International Journal of Engineering Research & Applications, 2014, 4(3):39-46.
- [5] DU Haiyan, GUO Hang, LIU Jia, et al. Vapor-liquid heat regeneration cycle performance of R22 and alternative refrigerants[J]. Chemical Industry & Engineering Progress, 2007, 26(11):1622-1625.
- [6] 翁文兵, 王丰霞, 王俊, 等. R134a 和 R417A 应用于热泵热水器灌注式替代 R22 的实验分析[J]. 制冷学报, 2011, 32(4):43-47. (WENG Wenbing, WANG Fengxia, WANG Jun, et al. Experimental analysis of R134a and R417A applied to heat pump water heaters for the drop-in substitution of R22[J]. Journal of Refrigeration, 2011, 32(4):43-47.)
- [7] 陈嘉澍, 陈姝, 卓献荣, 等. R22 和 R134a 应用于家用热泵热水器实验性能研究[J]. 广东化工, 2006, 33(6):25-27. (CHEN Jiashu, CHEN Shu, ZHUO Xianrong, et al. The research on the character of R22 and R134a applied in household heat pump water heater[J]. Guangdong Chemical Industry, 2006, 33(6):25-27.)
- [8] PLUNKETT J, SHIPLEY A, HILL D, et al. Energy efficiency and renewable energy resource development potential in New York state[R]. New York State Energy Research and Development Authority, 2003.
- [9] APREA C, MASTRULLO R, RENNO C. An analysis of the performances of a vapour compression plant working both as a water chiller and a heat pump using R22 and R417A[J]. Applied Thermal Engineering, 2004, 24(4):487-499.
- [10] 朱倩, 徐之平, 刘友朋, 等. 螺旋套管换热器传热特性研究[J]. 能源研究与信息, 2011, 27(1):55-60. (ZHU Qian, XU Zhiping, LIU Youpeng, et al. Study on heat transfer characteristics of spiral casing heat exchanger[J]. Energy Research and Information, 2011, 27(1):55-60.)
- [11] 冯永斌, 晏刚, 钱文波. 新型混合制冷剂 R1270/R152a/R131I 的理论研究[J]. 制冷学报, 2010, 31(1):27-30. (FENG Yongbin, YAN Gang, QIAN Wenbo. Theoretical study on novel refrigerant mixture R1270/R152a/R131I[J]. Journal of Refrigeration, 2010, 31(1):27-30.)
- [12] APERA C, RENNO C. Experimental comparison of R22 with R417A performance in a vapour compression refrigeration plant subjected to a cold store[J]. Energy Conversion & Management, 2004, 45(11):1807-1819.
- [13] 贾荣林, 吴静怡. 空气源热泵热水器中 R417A 与 R22 的性能对比[J]. 化工学报, 2008, 59(增刊2):93-98. (JIA Ronglin, WU Jingyi. Comparison of performance between R417A and R22 in air source heat pump water heater[J]. CIESC Journal, 2008, 59(Suppl.2):93-98.)
- [14] 李晓燕, 闫泽生. R417a 在热泵热水系统中替代 R22 的实验研究[J]. 制冷学报, 2003, 24(4):1-4. (LI Xiaoyan, YAN Zesheng. Experimental study on replacement of R22 with R417a in heat pump heating water system[J]. Journal of Refrigeration, 2003, 24(4):1-4.)
- [15] 韩吉田, 苏国萍. 制冷剂 R-134a 在螺旋环形通道内凝结换热的实验研究[J]. 热能动力工程, 2005, 20(2):134-137. (HAN Jitian, SU Guoping. Experimental study on condensation heat transfer of refrigerant R-134a in spiral annular channel[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2005, 20(2):134-137.)
- [16] BRIGG D, YONG E. Modified Wilson plot technique for obtaining heat transfer correlations for shell and tube heat exchangers[J]. Chemical Engineering Progress Symposium, 1969(5):35-45.
- [17] SHAH R K. Assessment of modified Wilson plot techniques for obtaining heat exchanger design data[J]. Heat Transfer, 1990.

通信作者简介

夏湘,女,硕士,西安科技大学能源学院,15202423893,E-mail:1835603295@qq.com。研究方向:建筑环境与能源应用工程。

About the corresponding author

Xia Xiang, female, master, School of Engineering, Xi'an University of Science and Technology, +86 15202423893, E-mail:1835603295@qq.com. Research fields: construction environment and energy application engineering.