



引用格式:仇富强,农秉茂,杨伟兵,等. 水源热泵热水器在不同水源温度下的热力性能测试[J]. 轻工学报,2017,32(4):87-92.

中图分类号:TK79 文献标识码:A

DOI:10.3969/j.issn.2096-1553.2017.4.013

文章编号:2096-1553(2017)04-0087-06

水源热泵热水器在不同水源温度下的热力性能测试

Test on the thermal performance of the water-resource heat pump water heater under conditions of different inlet water temperatures

仇富强^{1,3},农秉茂²,杨伟兵²,范容君¹,王文璟¹

QIU Fu-qiang^{1,3}, NONG Bing-mao², YANG Wei-bing², FAN Rong-jun¹,
WANG Wen-jing¹

1. 铜陵职业技术学院 电气工程系,安徽 铜陵 244061;
2. 漯河职业技术学院 机电工程系,河南 漯河 462002;
3. 上海理工大学 能源与动力工程学院,上海 200093

1. Department of Electronic Engineering, Tongling Polytechnic College, Tongling 244061, China;
2. Department of Mechanical and Electrical Engineering, Luohe Vocational and Technical College, Luohe 462002, China;
3. School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China

关键词:

热力性能;水源热泵
热水器;节能降耗

Key words:

thermal performance;
water-source heat pump
water heater; energy
saving and cost
reducing

摘要:对水源热泵热水器在蒸发侧不同的进水温度下的性能进行测试,结果表明:排气压力、排气温度和输入功率随着热水温度的升高而增加;制热功率和性能系数随着热水温度的升高而降低;系统的性能随着蒸发侧进水温度的升高而提高。当蒸发侧水温分别为 12 °C, 15 °C, 30 °C 时,系统的制热功率分别为 22.83 kW, 25.95 kW, 27.31 kW;系统的输入功率分别为 5.30 kW, 5.58 kW, 5.84 kW;系统的制热系数分别为 4.31, 4.65, 5.64。

收稿日期:2016-03-12;修回日期:2016-11-12

基金项目:安徽省重点自然科学基金项目(KJ2016A711)

作者简介:仇富强(1978—),男,河南省南乐县人,铜陵职业技术学院讲师,上海理工大学博士研究生,主要研究方向为热泵空调新技术。

Abstract: An experiment was carried out on the performance of water-resource heat pump water heater under various inlet water temperature of evaporating side. The results showed that the discharge pressure, discharge temperature and power input were increased with hot water temperature; and the heating power and COP were decreased with hot water temperature. The coefficient of the system was increased with inlet water temperature on the evaporator side. The heating power of the system was 22.83 kW, 25.95 kW, 27.31 kW, the power consumption of the system was 5.30 kW, 5.58 kW, 5.84 kW, and the coefficient of the system was 4.31, 4.65 and 5.64 on conditions of evaporator inlet water temperature of 12 °C, 15 °C and 30 °C, respectively.

0 引言

2006年1月1日颁布并开始施行的《中华人民共和国可再生能源法》规定,新世纪的我国能源战略依据是降低能源消耗、提高能源利用效率、坚持减少环境污染、坚持施行可持续发展。

随着生活水平的提高,人们的生活习惯逐渐发生变化.大多数高级白领和社会中高层人士已经由过去的每周大约洗3次澡,发展到现在每天进行一次以上洗浴,洗浴用水的能源消耗在日常民用建筑中占有的比重越来越大.但到目前为止,大部分家庭的洗浴设备仍然是电热水器、燃气热水器,存在安全性不好、节能效果不显著等问题.与其他热水器相比,热泵热水器安全性高,节能环保,运行费用低廉,可利用废热和自然能源,适用区域广,在我国正逐渐被人们所接受.热泵热水器的电热效率是普通电热水器的4倍左右,具有很好的节能效果,可有效提高能源利用率^[1-3].热泵热水器已经被国家科技部列入“火炬计划”^[4].近年来国内相关专家学者对热泵热水器进行了研究,但主要集中在空气源热泵热水器方面。

水源热泵热水器是以地表水或地下水作为热源来制取生活用热水的.因为水具有较大的比热容,故可以有效降低系统冷凝压力,使系统压力差变小.水源热泵热水器与空气源热泵热水器相比更加节能.另外,水源热泵热水器工作时不需要阳光,受天气和季节影响较小,水的温

度比较稳定.我国南方地区地表水资源非常丰富,若能有效地加以利用,将会带来巨大的收益,为国家节约大量不可再生能源.在水源热泵热水器研究方面,孔祥雷等^[5]提出了一种可回收洗浴用水排水热的热泵热水器的设计方法,并分析了其可行性,但没有给出具体的实验验证.雷博等^[6]对淋浴过程中不同取热模式下的系统性能进行了实验研究,并分析了预热水环路对系统特性的影响,结果表明:与无预热水环路相比,经过预热水环路后,出口水温提高了8.3 °C,系统的平均性能系数提高了1.02.全高强等^[7]进行了污水源热泵热水器的研究,结果表明:当把水从15 °C循环加热至55 °C时,其能效系数为3.73.王健敏等^[8]以仲恺农业工程学院学生生活废水的使用和排放为例,进行了水源热泵热水器用于污水热回收的研究.姜云涛等^[9]对新的CO₂水源热泵系统进行了研究,该系统采用新型套管式蒸发器和气体冷却器,在蒸发器进水温度分别为15 °C, 20 °C, 25 °C这3种工况下,对CO₂水源热泵提供45~70 °C热水的系统性能进行分析.结果表明,采用新型换热器后,热泵系统效率有所提高.水源热泵热水器作为一种全新的技术设备,采用先进的工艺,可达到良好的节能效果,有效减少环境的热污染,今后必将得到广泛的应用.目前,关于不同水源温度条件下该热水器的热力性能的研究相对来说还较少.因此,本文拟对不同水源温度对热泵热水器热力特性的影响进行研究,以期今后相关产品的研发提供参考。

1 实验装置与方法

1.1 实验装置

实验用水源热泵热水器系统原理和测点布置如图 1 所示,系统循环压-焓图如图 2 所示. 样机额定制热功率为 20 kW,其部件主要有: 1) ZR72KC-TF 型谷轮涡旋式压缩机 1 个,用 R22 作为制冷剂; 2) 套管式冷凝器 1 个,内管为内肋外牙螺纹高效管 4 根 ($\varphi 19 \text{ mm} \times 1.3 \text{ mm} \times 3710 \text{ mm}$),外管为无缝钢管 4 根 ($\varphi 28 \text{ mm} \times 1.5 \text{ mm} \times 3460 \text{ mm}$),并联布置,外部刷防锈漆,并用 10 mm 保温橡胶保温; 3) BAE6 型艾默生膨胀阀 1 个; 4) BATB55 型江门东联板式蒸发器 1 台,44 片.

容积为 530 L 的承压式蓄热水箱 1 台,承压值 0.6 MPa.

1.2 实验方法

系统压力和温度数据由 Keithley 数据采集仪联合传感器采集. 在样机的压缩机吸/排气口和膨胀阀前后分别布置了 1 个热电偶温度传感器和 1 个压力表;在蒸发器和冷凝器的冷热水进/出水处分别布置了 1 个铂电阻温度传感器. 水源热泵热水器的运行时间、瞬定制热功率和总功耗参数(包括压缩机功耗、风机功耗、水泵

功耗等)由一台单相综合电量表采集. 水箱内热水温度每上升 $5 \text{ }^\circ\text{C}$ 采集数据 1 次.

1.3 运行经济性指标

水源热泵热水器的制热系数 COP 计算公式为

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

式中, Q_1 为系统总的制热量/kJ; W_0 为系统消耗的总电功量/(kW·h); ρ 为水的密度/($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$); c 为热水的定压比热/($\text{kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{ }^\circ\text{C})^{-1}$); V 为储水箱的储水量/ m^3 ; t_{w1}, t_{w2} 分别为单位时间内水箱中水加热前、后的平均温度/ $^\circ\text{C}$; Δt 为单位时间间隔/s; ΔP 为单位时间内的平均输入功率/kW.

2 结果与分析

实验在蒸发侧进水温度分别为 $12 \text{ }^\circ\text{C}$, $15 \text{ }^\circ\text{C}$, $30 \text{ }^\circ\text{C}$ 3 种工况下进行. 蒸发侧水流量为 $3.9 \text{ m}^3/\text{h}$,冷凝侧水流量为 $5.2 \text{ m}^3/\text{h}$,水温从 $15 \text{ }^\circ\text{C}$ 循环加热至 $55 \text{ }^\circ\text{C}$.

2.1 蒸发侧不同进水温度对系统吸/排气压力的影响

吸/排气压力随热水温度的变化情况见图 3. 由图 3 可知,3 种工况下系统的排气压力

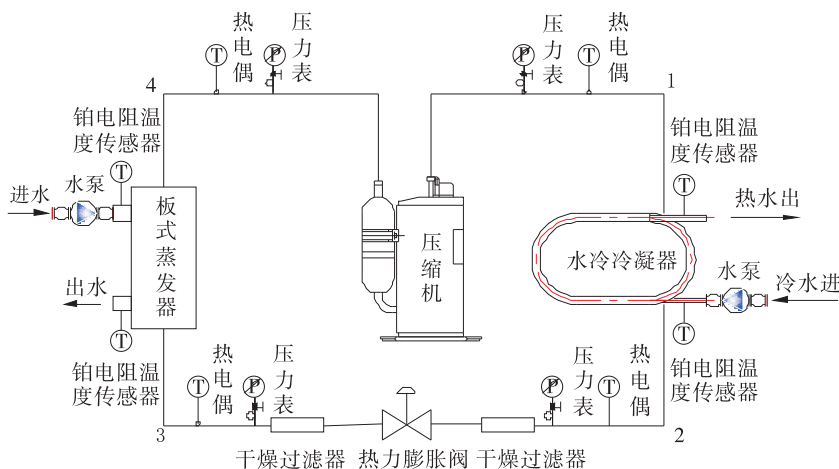


图 1 实验装置原理和测点布置图

Fig. 1 Schematic diagram of experimental device and layout of measuring points

都是随着热水温度的上升而升高的,吸气压力总体上略有升高,压力比逐渐增大.系统排气压力的升高是由水温升高使热水与制冷剂间的传热条件恶化,使得冷凝器冷却效果不足、冷凝压力升高引起的.而吸气压力的升高是由冷凝压力升高,使系统压力差变大,流过膨胀阀的制冷剂流量增加,而此时压缩机的输气系数却减少,致使制冷剂逐渐聚积在蒸发器中引起的.此时由于膨胀阀的主动调节作用,其开度会减小,可在一定程度上减少这种变化.

随着蒸发侧进水温度的增加,系统的吸/排气压力也是升高的,而排气侧变化不大,吸气压

力变化比较明显.吸气压力升高是由当蒸发侧进水温度升高时,水与制冷剂间的换热效果变好,制冷剂蒸发量增加引起的;同时由于膨胀阀的调节作用,当制冷剂过热度增加时其开度会变大,导致流入蒸发器的制冷剂增多,也会直接引起压力的升高.

2.2 蒸发侧不同进水温度对系统吸/排气温度的影响

吸/排气温度随热水温度的变化见图4.由图4可知,当热水温度升高时,在3种蒸发温度进水条件下,系统的排气温度都是升高的,而吸气温度则是基本不变的.排气温度的升高主要是由流过压缩机的制冷剂循环流量减小,对压缩机的冷却作用不足引起的.吸气温度基本不变是由膨胀阀的调节作用使系统的过热度值保持恒定,而蒸发压力又基本不变引起的.

当蒸发侧进水温度降低时,吸气温度降低.这是由当水温降低时,蒸发器内制冷剂与水间的温差变小,二者间的热交换能力变差,从而蒸发器过热度变小,并且由于膨胀阀的主动调节作用,其开度变小引起的.蒸发侧进水温度变化时,排气温度变化不大.

为了使系统安全运行,防止压缩机烧毁和蒸发器冻坏,有效延长设备使用寿命,热水的温

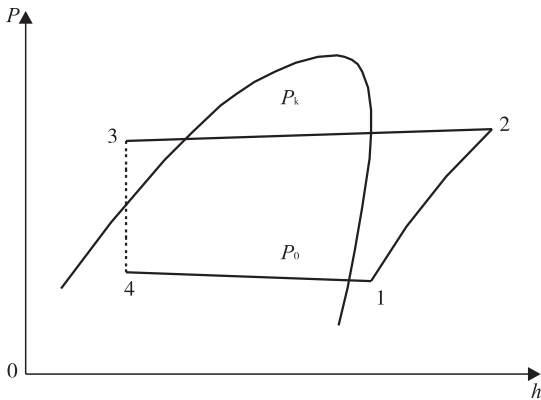


图2 系统循环压-焓图

Fig. 2 Pressure-enthalpy diagram of the system cycle

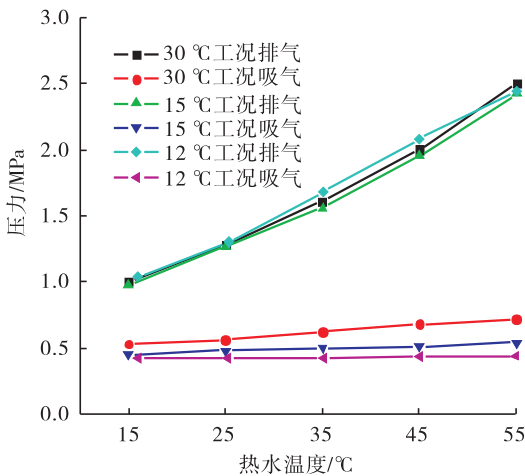


图3 吸/排气压力随热水温度的变化曲线

Fig. 3 The variation curves of suction/discharge pressure with hot water temperature

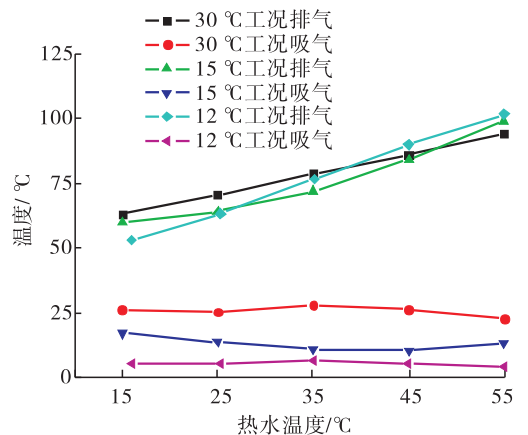


图4 吸/排气温度随热水温度的变化曲线

Fig. 4 The variation curves of suction/discharge temperature with hot water temperature

度不宜太高,蒸发侧进水温度也不宜过低.

2.3 蒸发侧不同进水温度对系统制热功率的影响

制热功率随热水温度的变化情况见图 5. 由图 5 可知,随着热水温度的上升,在 3 种蒸发侧进水温度条件下,系统的制热功率总体都是下降的. 出现这种情况主要是由系统制冷剂与热水之间的传热温差变小,传热效果变差引起的. 同时,输气系数的减小而引起的通过压缩机的制冷剂循环量的减少,也会引起系统总制热功率的降低.

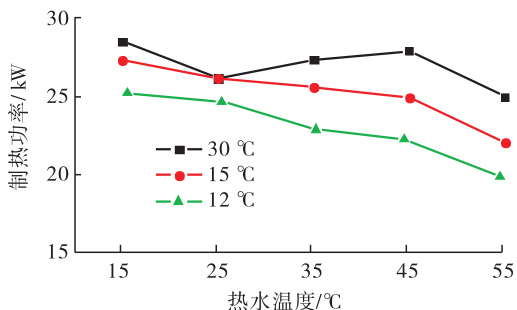


图 5 制热功率随热水温度的变化曲线

Fig. 5 The variation curves of thermal power with hot water temperature

蒸发侧进水温度越高,系统的制热功率越高. 这是由于蒸发侧进水温度越高,水与制冷剂的传热效果就越好,制冷剂气化度就越高,膨胀阀开度就越大,蒸发压力也就越高,系统压力差变小,压缩机的输气系数会变大,制冷剂循环量随之也变大,从而引起总制热功率的增加.

经计算可知,当蒸发侧进水温度分别为 12 °C, 15 °C, 30 °C 时,系统的制热功率分别为 22.83 kW, 25.95 kW, 27.31 kW.

2.4 蒸发侧不同进水温度对系统输入功率的影响

输入功率随热水温度的变化见图 6. 从图 6 可以看出,随着热水温度的升高,系统的输入功率也逐渐升高,且上升趋势非常明显. 这是由当压缩机的排气压力增大时,压力比增加,制冷剂

的单位质量压缩功增大引起的,这可以从图 2 所示的压-焓图上看出. 虽然由于输气系数的降低,通过压缩机的制冷剂流量有所减少,但此时制冷剂的单位质量压缩功对系统的输入功率有较大的影响,从而最终引起总输入功率的增加.

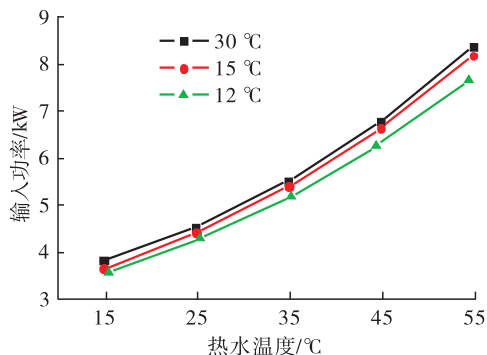


图 6 输入功率随热水温度的变化曲线

Fig. 6 The variation curves of input power with hot water temperature

蒸发侧水温越低,系统的输入功率越低. 这是由于当水温降低时,蒸发压力的降低会引起系统压力比的增加,导致压缩机输气系数的减小引起的;虽然从图 2 所示的压-焓图上可以看出,由于蒸发压力的下降,通过压缩机的制冷剂的单位质量压缩功会有所增加,但对系统输入功率的影响不大.

实验测得,当蒸发侧进水温度分别为 12 °C, 15 °C, 30 °C 时,系统输入功率分别为 5.30 kW, 5.58 kW, 5.84 kW. 相对于热水温度来说,蒸发侧进水温度对系统输入功率的影响较小.

2.5 蒸发侧不同进水温度对系统性能系数的影响

系统性能系数随热水温度的变化见图 7. 从图 7 可知,随着热水温度的上升,在 3 种蒸发侧进水温度条件下,由于制热功率的下降和输入功率的上升,系统的制热系数都是降低的.

当蒸发侧进水温度上升时,系统的制热系

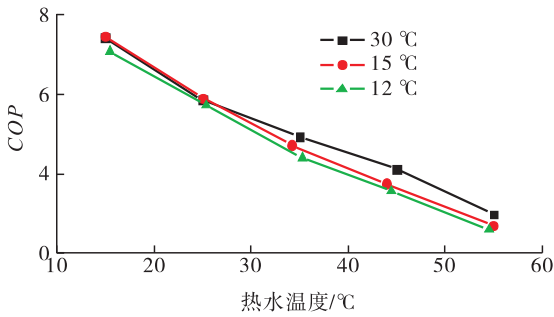


图7 系统性能系数随热水温度的变化曲线

Fig. 7 The variation curves of COP with hot water temperature

数是升高的,而当蒸发侧进水温度变化时,开始阶段差别不大,随着热水温度的不断升高,蒸发侧进水温度对系统性能的影响逐渐显著.

经过计算,在蒸发侧进水温度分别为 12 °C, 15 °C, 30 °C 的工况下,系统的制热系数分别为 4.31, 4.65, 5.64, 具有较好的节能效果.

3 结论

本文就不同的水源温度对水源热泵热水器热力性能的影响进行了研究,结论如下.

1) 蒸发侧水温的变化对系统的吸气压力和吸气温度影响较大,而其对排气侧压力和温度的影响不大;随着热水温度的增加,系统的排气压力和排气温度均是迅速增加的,吸气压力略有升高,吸气温度变化不明显.

2) 系统的制热功率、输入功率、性能系数都是随着蒸发侧进水温度的降低而减小,制热功率和性能系数随着热水温度的升高而逐渐降低. 相对于热水温度来说,蒸发侧进水温度对系统输入功率的影响较小. 当蒸发侧水温度分别为 12 °C, 15 °C, 30 °C 时,系统的制热功率分别

为 22.83 kW, 25.95 kW, 27.31 kW; 系统的输入功率分别为 5.30 kW, 5.58 kW, 5.84 kW; 系统的制热系数分别为 4.31, 4.65, 5.64.

总之,水源热泵热水器运行稳定,可达到良好的节能减排效果.

参考文献:

[1] 赵玉文. 21 世纪我国太阳能利用发展趋势 [J]. 中国电力, 2000, 33(9): 73.

[2] HUANG J, CHYNG J P. Long term performance of solar assisted heat pump water heater [J]. Renewable Energy, 2003, 29: 633.

[3] 郭粉英, 朱兴旺, 仇富强. 循环加热式空气源热泵热水器运行性能的试验研究 [J]. 郑州轻工业学院学报, 2009, 24(4): 71.

[4] 景洪. “节能”是道坎更是机遇——兼谈空气源热泵器技术的前景 [J]. 现代家电, 2004 (16): 19.

[5] 孔祥雷, 周培根, 陈育平. 一种回收排水热的新型热泵式热水器的设计 [J]. 江苏科技大学学报(自然科学版), 2009, 23(5): 407.

[6] 雷博, 董建锴, 沈德安, 等. 家用淋浴污水源热泵热水器系统实验 [J]. 暖通空调, 2014 (4): 14.

[7] 仝高强, 朱兴旺, 苏宇贵, 等. 循环加热污水源热泵热水器运行性能的试验研究 [J]. 流体机械, 2014 (5): 71.

[8] 王健敏, 陈伟钦, 林水荣, 等. 生活废热水余热利用的实验研究 [J]. 制冷, 2014 (3): 30.

[9] 姜云涛, 马一太, 刘和成, 等. 高效换热的 CO₂ 水源热泵系统的实验研究 [J]. 太阳能学报, 2014, 35(7): 1125.