

# 多源复合热泵热水系统的性能研究

董潇儒<sup>1)</sup> 刘腾庆<sup>2)</sup> 苏林<sup>2)</sup>

<sup>1)</sup>(广州市铁一中学) <sup>2)</sup>(中国科学院广州能源研究所)

**摘要** 开发一种结合利用太阳能、余热和空气源的多源复合热泵热水系统,阐述其在不同环境下的运行方式,设计一种新型的利用太阳能或余热除霜的双通道翅片管式蒸发器。在无光照条件下,对有无余热辅助下空气源热泵系统的运行性能进行试验研究。结果表明:在名义工况下,空气源热泵系统单独加热额定容量(500 L)的水时,COP 高达 4.39;在最小运行工况下,与无余热时相比,余热辅助空气源热泵加热 200 L 水时,节电率为 17.2%,COP 从 1.98 升至 2.39。

**关键词** 空气源热泵;太阳能;余热利用;复合系统

## Performance study on multi-source composite heat pump water heater system

Dong Xiaoru<sup>1)</sup> Liu Tengqing<sup>2)</sup> Su Lin<sup>2)</sup>

<sup>1)</sup>(Guangzhou Tieyi Middle School)

<sup>2)</sup>(Guangzhou Institute of Energy Conversion, Chinese Academy of Sciences)

**ABSTRACT** One kind of multi-source composite heat pump water heater system by solar, waste heat and air-source is developed and its operation modes under various conditions are clarified. A novel finned-tube evaporator with two path channels is designed for solar or waste heat assisted defrosting. The experimental study on the operation performance of air-source heat pump system with and without waste heat assistance is conducted on the condition of no light. The results show that when the air-source heat pump system produces a certain amount of heat water (500 L) independently under the nominal condition, the COP of the system is 4.39; when the waste heat assisted air-source heat pump system produces heat water of 200 L under the minimum operation condition compared to the system without waste heat assistance, the rate of power saving is 17.2%, and the COP increases from 1.98 to 2.39.

**KEY WORDS** air-source heat pump; solar; waste heat utilization; composite system

为了应对能源危机和环境污染问题,可再生能源的开发和利用逐渐受到人们的重视。其中太阳能具有取之不尽、容易获取、安全、清洁无污染等优点,成为可再生能源中研发最多和应用最广泛的清洁能源。随着生活质量的不断提高,人们对于热水供应的要求也相应提高,因此研究人员不断探索高效节能的热水制取技术<sup>[1-4]</sup>。目前,太阳能空气源热泵热水器受到研究人员的关注<sup>[5-9]</sup>,并开始应用于家庭制热水领域。然而,太阳能受昼夜、季节的影响大;空气源热泵具有季节性,在

冬季气温较低时,蒸发器结霜频繁,影响系统运行,甚至导致热泵停机,在极端低温下(环境干球温度 $< -7\text{ }^{\circ}\text{C}$ )无法满足用户需求。我国工业余热资源丰富,分布广泛,大部分余热温度较高,载热流体流量稳定,利用潜力较大。

笔者提出一种结合利用太阳能、余热和空气源的多源复合热泵热水系统。系统主体为非直膨式太阳能空气源热泵热水系统,利用余热辅助防止蒸发器结霜和预热压缩机进口制冷剂。系统采用太阳能、余热和空气源热泵互补,实现全天候无

收稿日期:2017-05-08

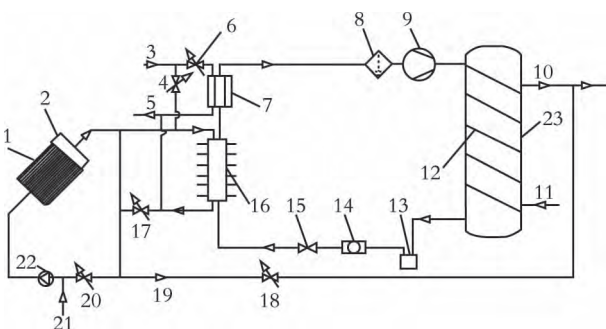
通信作者:苏林,博士,助理研究员,主要从事暖通空调新技术研发。

季节限制制取热水,即使气温低至 $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,仍可保证系统高效运行。同时在不同工况下进行无光照条件下余热辅助空气源热泵系统的性能测试,分析该系统在不同环境工况下的运行性能。

## 1 供热系统构建及原理

### 1.1 系统构成

太阳能、余热、空气源的多源复合热泵热水系统原理如图 1 所示:涡旋式压缩机型号为 ZR36 K3-TFD-522,额定功率为 2.68 kW,制冷剂为 R22,充注量为 1.8 kg;热泵蒸发器为新型的翅片管式换热器(见图 2),其特点是 2 种不同的流体通过各自的管道进行换热,与传统蒸发器相比,增加了一个用于除霜的热通道;余热利用板式换热器型号为 B3-012-12,流道截面积为  $0.012\text{ m}^2$ ;热泵储水箱材料为 304 不锈钢,直径为 600 mm,保温层厚度为 50 mm,最大容积为 500 L;循环水泵型号为 ORS25-15,额定功率为 0.32 kW,最大流量为  $6.3\text{ m}^3/\text{h}$ ;太阳能集热器采用超大型三维聚光管。



1.真空管式集热器;2.水箱;3.余热介质进口;4,6,17,18,20.阀门;5.余热介质出口;7.余热利用板式换热器;8.气液分离器;9.压缩机;10.热泵系统热水出口;11.热泵系统冷水进口;12.冷凝器;13.储液器;14.干燥过滤器;15.膨胀阀;16.含化霜通道的翅片管式蒸发器;19.太阳能供水系统热水出口;21.太阳能供水系统冷水进口;22.循环水泵;23.热泵储水箱

图 1 多源复合热泵热水系统原理图

### 1.2 系统工作原理

多源复合热泵热水系统包括太阳能集热供水系统、余热辅助系统和空气源热泵系统 3 个子系统。空气源热泵热水系统为静态加热式热泵热水器,被加热水侧以自然对流方式使水达到预设温度。太阳能集热供水系统并联在空气源热泵系统上,为非直膨式太阳能热泵热水系统,水在太阳能集热器中升温后可单独直供热水,或进入热泵的翅片管式蒸发器进行除霜,提高蒸发温度。在传统除霜方式中,四通阀换向除霜影响了用户的使

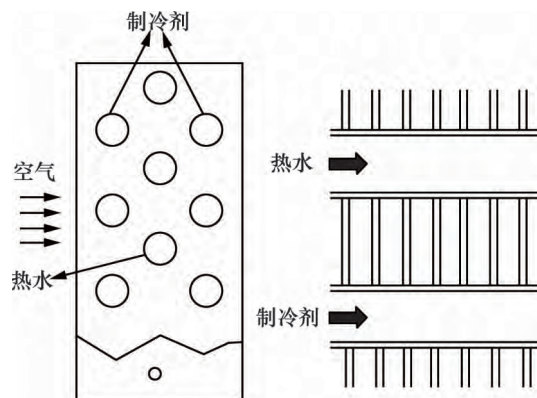


图 2 新型翅片管式蒸发器结构示意图

用舒适度,电除霜则耗费较大的电能。此系统采用的除霜方式,则是利用了清洁的太阳能,使太阳能中不能直接供给用户的低品位热能得到了充分的利用。余热辅助系统则并联到空气源热泵系统蒸发器出口上,进一步增大压缩机进口制冷剂的过热度,使压缩机的压比减小,提高系统运行效率,同时,通过余热系统旁路阀门,实现热泵蒸发器的除霜作用。

本系统结合了太阳能、余热、空气源 3 种能源的优势,合理利用低品位能源,适应复杂工况,在保证系统稳定供应热水的同时降低能耗和保护环境。为了提高热水供应系统的经济性,在不同天气情况下有不同的运行方式:

1) 当太阳辐射强度超过一定值时,只开启太阳能集热供水系统,采用真空管式太阳能热水器将冷水加热至设定温度,直接供给用户。

2) 当太阳辐射强度不足时,同时开启太阳能集热供水系统、空气源热泵系统和余热辅助系统。空气源热泵将储水箱里的水加热到设定水温,同时太阳能集热供水系统提供部分热水。当蒸发器开始结霜时,太阳能旁支阀门开启,集热器中不能直接供给用户的热用于蒸发器除霜,因此太阳能产生的高、低品位的热量都得到了应用。余热辅助系统循环主阀门打开,利用余热资源进一步加热蒸发器出口制冷剂,提高过热度。

3) 当无光照时,只开启空气源热泵系统和余热辅助系统,空气源热泵系统加热储水箱中的水,余热辅助系统开启循环主阀门加热蒸发器出口制冷剂。当蒸发器出现结霜时,开启余热旁支管道阀门,余热介质进入蒸发器化霜通道进行除霜。

## 2 试验结果与分析

试验中,由于测试条件的限制,仅进行了无光照

条件下的空气源热泵系统和余热辅助系统的性能测试。首先单独对空气源热泵系统在不同工况下进行了性能研究,接着探究了利用余热加热压缩机进口制冷剂对热泵性能的影响。本试验的测试方法、测试工况和数据处理方法参照 GB/T 23137—2008《家用和类似用途热泵热水器》<sup>[10]</sup> 相关规定进行。

试验过程中,温度通过 T 型热电偶进行测量,功率、温度数据通过数据采集仪每 10 s 采集 1 次

并存于计算机中。

### 2.1 空气源热泵系统的性能测试

在高温工况(38 °C)、名义工况(20 °C)、最小运行工况(7 °C)和极端低温工况(-10 °C)等多种工况下分别对静态加热式热泵热水器进行了性能测试,试验过程中关闭太阳能集热供水系统阀门和余热辅助系统阀门,只开启空气源热泵系统。试验结果如表 1 所示。

由表 1 可知,在名义工况下,空气源热泵将 500 L

表 1 空气源热泵系统性能测试结果

室外干球温度/°C	室外湿球温度/°C	进水温度/°C	出水温度/°C	容积/L	加热时间/min	耗电量/(kW·h)	制热量/kW	消耗功率/kW	性能系数 COP
38	26	29	52	200	38.5	1.662	8.34	2.59	3.22
20	15	15	55	500	128	5.299	10.90	2.48	4.39
7	6	15	55	200	118	4.692	4.73	2.39	1.98
-10	-11	9	45	500	256	10.200	4.91	2.39	2.05

水从 15 °C 加热至 55 °C,耗时 128 min,耗电量为 5.299 kW·h,COP 高达 4.39,高于 GB/T 23137—2008 中静态加热式空气源热泵热水器在名义工况时的限定值(3.40)。试验结果表明空气源热泵子系统在名义工况下运行良好。

与名义工况相比,在极端低温工况(-10 °C)下,加热相同体积的水(500 L),水温只能升到 45 °C,而且耗时增加了一倍,耗电量也增加了将近一倍,COP 下降至 2.05。这表明:当气温处于极端低温时(-10 °C),热泵性能下降,供应热水未能到达设定温度(55 °C),可通过太阳能(提高蒸发器温度)和余热(提高压缩机吸气温度)等低品位热源提高热泵的整体性能。

我国住宅每人每日热水用量为 45~80 L,则一家三口每日热水用量约为 200 L,因此对加热 200 L

水进行了测试。在最小运行工况下,将 200 L 水从 15 °C 加热至 55 °C,耗时 118 min,耗电 4.692 kW·h,COP 为 1.98。而在高温工况(38 °C)下,热泵将水加热至 52 °C 时,排气温度在 110 °C 以上,压缩机开启高温保护自动停机,耗时 38.5 min,耗电量为 1.662 kW·h。结果表明在环境温度较高时,为了提高系统的整体性能,可关闭余热辅助系统。

### 2.2 余热辅助系统性能测试

余热辅助系统主要是提高压缩机吸气温度,使吸气温度满足压缩机的性能要求,从而提高热泵的能效比。由于余热辅助系统主要应用于气温较低的情况下,试验测试了最小运行工况和低温运行工况下余热辅助空气源热泵系统的性能。试验过程中余热温度变化范围为 25~40 °C,结果如表 2 所示。

表 2 余热辅助热泵性能测试结果

室外干球温度/°C	室外湿球温度/°C	进水温度/°C	出水温度/°C	容积/L	加热时间/min	耗电量/(kW·h)	制热量/kW	消耗功率/kW	性能系数 COP
7	6	15	55	200	97	3.886	5.76	2.40	2.39
-7	-8	10	50	200	157	5.463	3.56	2.09	1.70

由表 2 可知,在最小运行工况下,进/出水温度和被加热水体积相同时,与热泵单独运行相比,启动余热辅助,系统消耗时间减少 21 min,压缩机吸气温度从 -7 °C 升高至 -3.4 °C,排气温度从 90 °C 提升至 97 °C,而耗电量减少 0.806 kW·h,节电率为 17.2%,消耗功率保持基本不变,且 COP 从 1.98 提升到 2.39,由此可见,使用余热预热压缩机进口

制冷剂,热泵运行性能得到改善。

在低温运行工况下,加热相同体积的水,温度变化一致时,与最小运行工况相比,耗时增加了 60 min,消耗功率减少了 0.31 kW,然而制热量下降了 2.20 kW,故 COP 降低为 1.70。由于余热辅助加热,蒸发器无明显结霜现象。

对比表 1 和表 2 还可知,加热 500 L 水的 COP

高于加热 200 L 水,但耗时增加,这是因为水箱设计容量为 500 L,加热 500 L 水时能够有效发挥冷凝器的传热效率。

### 3 结论

提出一种结合利用太阳能、余热和空气源的多源复合热泵热水系统,设计一款新型的用于除霜的双通道翅片管式蒸发器。根据不同的天气情况,给出了该系统的运行方式,并在无光照条件下、有无余热利用时,对该系统进行性能测试,得到以下结论:

1) 空气源热泵系统单独运行时,在名义工况下,加热额定容量的水(500 L)时, $COP$  高达 4.39,在极端低温工况下( $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ),可将水加热至  $45\text{ }^{\circ}\text{C}$ , $COP$  仍达到 2.05。

2) 在利用余热时,在最小运行工况下,与无余热辅助相比,耗时减少 21 min,节电率为 17.2%, $COP$  从 1.98 升至 2.39,余热辅助加热提升了热泵的制热性能。

3) 加热额定容量的水(500 L)时,热泵系统的  $COP$  高于加热非额定容量(200 L)时的  $COP$ ,在加热额定容量水时,热泵运行性能更优。

### 参 考 文 献

[1] WILLEM H, LIN Y, LEKOV A. Review of energy efficiency and system performance of residential heat pump water heaters[J]. Energy and Buildings, 2017,

143: 191-201.

- [2] SINGH R, LAZARUS I J, SOULIOTIS M. Recent developments in integrated collector storage (ICS) solar water heaters: A review[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2016, 54: 270-298.
- [3] HUANG B, JIAN Q, LUO L, et al. Experimental study of enhancing heating performance of the air-source heat pump by using a novel heat recovery device designed for reusing the energy of the compressor shell[J]. Energy Conversion and Management, 2017, 138: 38-44.
- [4] 杨灵艳,徐伟,朱清宇,等.国际热泵技术发展趋势分析[J].暖通空调,2012,42(8):1-8.
- [5] 黄紫祺,徐国英,张小松.太阳能空气源复合多功能热泵系统的试验研究[J].流体机械,2016,44(12):54-58.
- [6] 铁燕,罗会龙.空气源热泵辅助供热太阳能热水系统技术经济性分析[J].制冷与空调,2009,9(4):33-35.
- [7] 徐国英,张小松.太阳能-空气复合热源热泵热水器的性能模拟与分析[J].太阳能学报,2006,27(11):1148-1154.
- [8] 张迎迎,王强,回晓洋,等.太阳能-空气源复合热泵性能研究[J].制冷与空调,2015,15(6):15-18.
- [9] LIU Y, MA J, ZHOU G, et al. Performance of a solar air composite heat source heat pump system[J]. Renewable Energy, 2016, 87: 1053-1058.
- [10] 家用和类似用途热泵热水器:GB/T 23137—2008 [S].

(下接第 20 页)

年起,A,B 和 C 三个区平均温度分别稳定在  $15.19\text{ }^{\circ}\text{C}$ , $15.15\text{ }^{\circ}\text{C}$  和  $15.2\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。由于 C 区相较于 A 区和 B 区位于地下水渗流下游,这也是导致其年平均温度相对较高且达到稳定时间相对较长的原因。

### 3 结论

建立地埋管地源热泵系统中长期运行模拟计算方案,结合体育场地埋管地源热泵工程项目进行模拟计算。分析若干年内该区域内土壤温度场变化情况,以期得到地源热泵安全运行年限。模拟结果表明,当体育场下方土壤地下水渗流速度

达到  $15\text{ m/a}$  时,3~4 年后,换热井所在区域的土壤温度场将达到稳定,且其土壤温度介于  $16\sim 17\text{ }^{\circ}\text{C}$  之间,为较理想温度值。而当地下水渗流速度达到模拟计算中设定的  $30\text{ m/a}$ ,甚至  $50\text{ m/a}$  时,土壤温度场稳定所需的年限将更短,其稳定的土壤温度将更低。

### 参 考 文 献

- [1] 于明志,彭晓峰,方肇洪,等.地下岩土热物性及地下水渗流速度确定[J].应用基础与工程科学学报,2007,15(2):196-202.