

doi:10.3969/j.issn.2095-0411.2020.06.014

基于多能源互补蓄联水环热泵供暖系统研究

操乐成, 蒋绿林, 王彦龙, 孙誉桐

(常州大学 石油工程学院, 江苏 常州 213164)

摘要:设计了一套针对北方地区农村住宅的多能源互补蓄联水环热泵清洁供暖系统, 系统由低温热源、水环管网和户用水源热泵主机组成, 由太阳能集热器和空气源热泵提供低温热源, 经相变储能装置恒温调节。经现场测试, 系统运行稳定, 对能耗与系统制热量实验整理数据得, 在晴天工作能效比高达 4.7, 阴天能效比为 3.6, 解决了一般空气源热泵与建筑负荷不匹配、除霜带来运行波动等问题, 系统运行稳定, 具有推广价值。

关键词:水环热泵; 多能源互补; 相变储能调节

中图分类号: TK 8

文献标志码: A

文章编号: 2095-0411(2020)06-0091-06

Research on Water Ring Heat Pump Heating System Based on Multi-Energy Complementary Storage

CAO Lecheng, JIANG Lyulin, WANG Yanlong, SUN Yutong

(School of Petroleum Engineering, Changzhou University, Changzhou 213164, China)

Abstract: A set of multi energy complementary storage water loop heat pump heating system was designed for rural houses in northern China. The system is composed of low-temperature heat source, water loop pipe network and household water source heat pump. The low-temperature heat source is provided by solar collector and air source heat pump, and is regulated by phase change energy storage device at a constant temperature. The field test shows that system runs stably, and that the EER is as high as 4.7 on sunny days and 3.6 on cloudy days. It solves the problems of mismatch between air source heat pump and building load and operation fluctuation caused by defrosting. The system runs stably and has promotion value.

Key words: water loop heat pump; multi-energy complementary; phase change energy storage regulation

中国幅员辽阔, 其中 2/3 以上的国土属于寒冷地区, 需要供暖。农业地区传统供暖方式为烧煤和焚烧秸秆, 这也是近几年来北方雾霾严重的原因。因此, 煤改清洁能源供暖成为当今社会热点。

收稿日期: 2020-10-18。

作者简介: 操乐成(1995—), 男, 江苏南京人, 硕士生。通信联系人: 蒋绿林(1965—), E-mail: 51green@163.com

引用本文: 操乐成, 蒋绿林, 王彦龙, 等. 基于多能源互补蓄联水环热泵供暖系统研究[J]. 常州大学学报(自然科学版), 2020, 32(6): 91-96.

太阳能和空气源热泵是清洁能源供暖的最优选择,但各有缺点,传统空气源热泵由于制热逐时曲线和建筑供热曲线不匹配,高效区设备闲置率高、低效区满负荷运行,带来综合效率低、设备投资大和电网需要增容等问题;太阳能受太阳辐射角和天气变化影响,运行较不稳定,不能够连续稳定供热,在低环境温度和高供热温度工况下,效率较低,以上都不是最佳方案。

水环热泵作为热泵的一种形式近年来得到广泛应用^[1-3],它具有节能、应用灵活、计量方便、可分期分批投资运行等优点,尤其适合北方地区分散住宅采暖要求各异的情况。相变储能作为一项新型的节能环保技术^[4-6],具有在恒温下进行热量调节的特点,在水环热泵的使用中,可以起到低温热源的恒温调节功能,使得太阳能和空气能高效耦合^[7-8]。

在此背景下,本文设计了一套适用于寒冷地区的多能源互补蓄联水环热泵供暖系统,利用太阳能集热器和空气源热泵作为低温热源,经过相变储能恒温调节,将太阳能、空气能、相变恒温装置以及热泵技术融合为一体,既弥补了各自的缺点,取长补短,又放大了各自的优点,使得该系统效率较高,运行更加稳定。

1 系统组成及原理

多能源互补蓄联水环热泵供暖系统主要由:低温热源、水环管网、户用水源热泵组成,见图 1,其中低温热源由太阳能集热器、空气源热泵和相变储能调节罐组成。

工作原理为:太阳能集热器和空气源热泵按高效互补的方式提供低温热源,经 21℃ 小温差换热高效相变蓄能罐恒温调节后,再由水环管网将低温水输送到每家每户,经每户的水源热泵主机提温,提供室内供暖末端所需热水,在此过程中,通过 a, b 阀门的控制,优先使用太阳能,当太阳能不足时,开启低温空气源热泵。

2 案例分析

2.1 设计背景

本案例为太原地区一民宿酒店,该酒店由 5 家院落式客栈组成,总建筑面积为 2 291 m²,单位面积设计热负荷为 45 W/m²,其他参数见表 1。采暖末端为地暖辐射,客栈属于保温建筑,建筑外维护结构为 24 cm 厚砖墙和 7 cm 厚岩棉,玻璃窗均为双层。供暖温度晚间不能低于(20±1)℃,供暖季 135 d。该地区电网无峰谷电,合表电价为 0.8 元/(kW·h)。

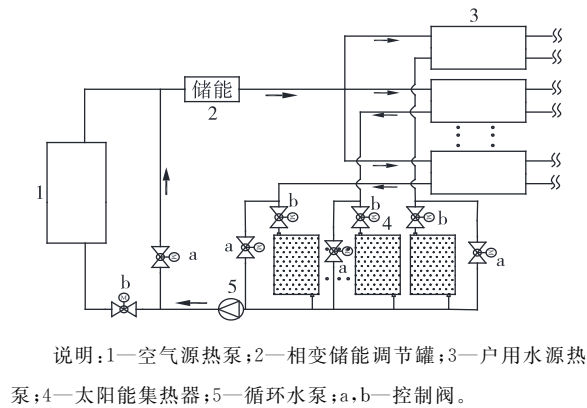


图 1 系统原理图

Fig.1 System schematic diagram

表 1 热负荷结果

Table 1 Thermal load result sheet

客栈号	每栋建筑面积/m ²	设计采暖负荷/kW
1	449	20.2
2	392	17.6
3	599	27.0
4	446	20.1
5	405	18.2
总计	2 291	103.1

2.2 采暖负荷计算

为方便设计计算以其中1号客栈为计算依据,室内采暖设计温度为20℃,冬季室外计算干球温度-15℃,室外计算相对湿度51%,建筑外围护结构,基本耗热量计算式为^[9]

$$Q_1 = A_j K_j (t_R - \theta_{o,w}) \alpha \quad (1)$$

式中: Q_1 —围护结构的基本耗热量, W; A_j —供暖维护结构的面积, m^2 ; K_j —传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; α —温差修正系数, 取1; t_R —冬季室内计算温度, $^{\circ}C$; $\theta_{o,w}$ —采暖室外温度, $^{\circ}C$ 。

根据式(1)计算1号客栈热负荷 $Q_1 = 18.4 \text{ kW}$, 考虑门窗缝隙散热10%^[10], 采暖设计负荷为20.2 kW, 单位面积热负荷为 $q = \frac{Q}{A_0} = 45 \text{ W/m}^2$ 。

由表1知总面积为2 291 m^2 , 总设计采暖负荷为103.1 kW。该地区采暖设计日平均热负荷为设计最大热负荷的67%, 则设计日逐时负荷为1 658 $kW \cdot h$, 所需低温热源按式(2)计算得1 340 $kW \cdot h$ 。

$$Q'_2 = Q_2 \times (1 - \frac{1}{\eta_{COP}}) \quad (2)$$

式中: Q'_2 —低温热源所需提供的热负荷, kW; Q_2 —设计采暖热负荷, kW; η_{COP} —设计工况下户用水源热泵主机的能效比, 取5.22。

计算得 $Q'_2 = 83.35 \text{ kW}$ 。选用水源热泵型号为WSHP-024。

能效比 η_{COP} 的计算方式如下^[11]:

$$\eta_{COP} = \frac{Q_s}{W_{co}} \quad (3)$$

$$Q_s = c_p m (\theta_i - \theta_o) t \quad (4)$$

式(3)中 W_{co} —压缩机耗功量, $kW \cdot h$ 。式(4)中: Q_s —户用水源热泵产热量, $kW \cdot h$; m —水流量, L/s ; c_p —水的比热容, $4.2 \times 10^3 \text{ J/(kg} \cdot ^{\circ}C)$; t —运行时间, h ; θ_i —主机进水温度, $^{\circ}C$; θ_o —主机出水温度, $^{\circ}C$ ^[12]。各客栈面积及热负荷见表1。

2.3 设备选型

2.3.1 水源热泵选型

根据上文计算热负荷为20.2 kW, 选择常州海卡太阳能热泵有限公司生产的型号为WSHP-024的户用水源热泵主机, 当进水温度为20℃, 负荷侧出水温度为45℃时, 制热量为25.18 kW, 能满足冬季采暖负荷设计要求, 性能参数见表2。

2.3.2 空气源热泵选型

低温空气源热泵选型主要根据采暖负荷来设计^[13], 由前面计算所知, 本案设计采暖负荷为103.1 kW, 此负荷出现在3:00—5:00之间, 是建筑供暖的最大负荷区, 只要满足了此时段的供暖, 就能满足全天的供暖。

空气源热泵需提供83.35 kW的热负荷, 在太原地区, 最低气温为-11℃, 选择型号为HCAS-40XHE的低温空气源热泵1台, 在-15℃的环境温度下装机制热量为106.9 kW, 满足设计要求, 其主要参数见表3。

表2 水源热泵主要参数表

Table 2 Table of water source heat pump main parameters

型号	制热量/kW	耗电量/kW	η_{COP}
024	25.18	4.82	5.22

说明: 源水侧进水温度为20℃, 负荷侧出水温度为45℃。

2.3.3 储能装置选型

配置高效储能罐能供提供户用水源热泵全部的低温热源热负荷,由式(2)得负荷为 $1\,340\text{ kW}\cdot\text{h}$,白天直供 40% ,需储存 60% 的低温热源供晚间使用,为 $804\text{ kW}\cdot\text{h}$,选择常州海卡太阳能热泵有限公司的型号为 EST21-200 的高效相变储能罐 5 个,每个提供 $200\text{ kW}\cdot\text{h}$ 热量,共 $1\,000\text{ kW}\cdot\text{h}$,满足设计要求。

2.3.4 太阳能集热器选型

为晴好天气满足采暖低温热源的需求,设计日低温热源所需为 $1\,340\text{ kW}\cdot\text{h}$ 。安装常州海卡太阳能热泵有限公司生产的型号为 PT1020 的太阳能集热器,为有效利用太阳能,太阳能集热器的安装角度为当地纬度增加 10° ,即 45° 。集热器安装在每户屋顶。具体参数见表 4。

表 3 空气源热泵主要参数表

型号	制热量/kW	耗电量/kW	η_{COP}
40XHE	106.9	27.7	3.86

表 4 太阳能集热器主要参数表

集热面积/ m^2	工作温度/ $^\circ\text{C}$	额定制热量/W	太阳能选择性涂层	透明盖板
2	20~25	900	磁控溅射蓝钛	低铁布纹钢化玻璃

设计太阳能集热器能够满足全天热负荷,由图 2 知平均辐照强度为 $493\text{ W}/\text{m}^2$,热吸收效率为 65% ,光照期间每个集热器 (2 m^2) 提供 $8.86\text{ kW}\cdot\text{h}$ 热量,供选用 234 块太阳能集热器,可提供 $1\,345.5\text{ kW}\cdot\text{h}$ 热量,满足设计要求。

3 实验分析

设计安装并进行了记录测试,利用太阳辐照仪测量太阳辐照强度,涡轮流量计测量户用水源热泵负荷侧水流量,利用热电偶测量温度,电能表测量总电能能耗^[14],选用客栈两个典型工况进行实验分析。

3.1 晴朗天气工况分析

选择 2019 年 1 月 28 日作为太原地区的典型气象日,对系统的运行性能与供暖效果进行测量分析,为了方便分析,控制室温为 $20\text{ }^\circ\text{C}$ 恒温,水源热泵通过控制出水温度来控制机组启停。

图 2 为当天日间 8:00—17:00 共 9 h 内太阳辐照强度随时间的变化曲线,太阳辐照强度的峰值出现在下午 14:00 前后,其峰值为 $850.2\text{ W}/\text{m}^2$,全天太阳平均辐照强度为 $492.7\text{ W}/\text{m}^2$ 。

图 3 为户用水源热泵进出水温的变化曲线。由图 3 可知:水源热泵进出水温度在 $5\text{ }^\circ\text{C}$ 范围波动。在热泵加载阶段温差逐渐增大,在热泵卸载阶段温差逐步减小。在实验日一共出现了 13 次左右的加载卸载循环。在高环温时加卸载循环较多,低环境温度加卸载循环次数减少。这是因为高环温时,建筑所需热负荷较少,热泵主机制热量恒定,两者差值较大。而在低环温时,建筑热负荷增大,两者差值较小。

通过测定供热末端水循环流量,由式(4)可以计算出供热逐时负荷,详见图 4。由图 4 可知,建筑热负荷呈先降低后升高的变化趋势,依靠太阳能提供低温热源进行供暖,一方面保证室内供暖的稳定性,另一方面加入的蓄能系统可以吸收余热,也会使大量的太阳能被存储起来,增大了系统的经济节能性。

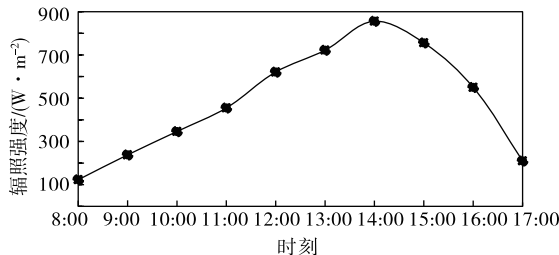


图 2 白天室外温度随太阳辐射变化图

Fig.2 Daytime variation of outdoor temperature with solar radiation

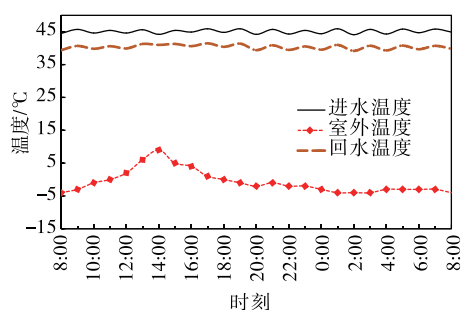


图3 晴朗天气水源热泵进出水温度和环温图

Fig.3 Water inlet and outlet temperature and ring temperature chart in sunny weather

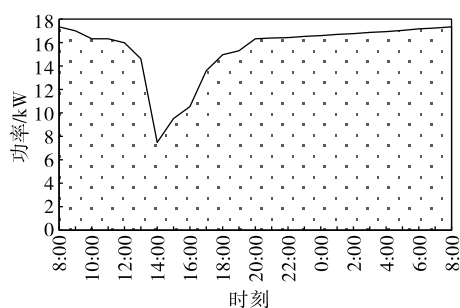


图4 晴朗天气供热逐时负荷图

Fig.4 Hourly load chart for heating in a sunny day

热泵的 η_{COP} (能效比)等于供热量与耗电量的比值,供热系统 COP 值是评价该套系统节能性的重要指标。系统的 η_{COP} 值越大则该套系统的节能性越高,说明该套设计的多能源互补热泵具有良好的节能性。系统的适应性较强,在晴朗白天低温热源完全由太阳能提供,夜间完全由储能罐提供,空气源全天关闭,由图4得1号客栈热负荷为 $367.2 \text{ kW} \cdot \text{h}$,电表测量全天总电耗为 $398.6 \text{ kW} \cdot \text{h}$,1号客栈占比电耗为 $78.1 \text{ kW} \cdot \text{h}$,式(3)计算得平均 η_{COP} 达4.7。

3.2 多云天气工况分析

选择2019年2月13日作为太原地区的典型气象日,对系统的运行性能与供暖效果进行实验测试。图5为当天上午8:00—17:00这9h内太阳辐照强度和室外温度随时间的变化曲线,太阳辐照强度的峰值出现在中午12:00前后,其峰值为 $363 \text{ W}/\text{m}^2$,全天太阳平均辐照强度 $268 \text{ W}/\text{m}^2$ 。

图6是该系统在多云天气户用水源热泵进出水温度和室外温度变化图。温度变化跟晴朗天气相比变化不大,但是在夜间时,整体温度变化次数明显增加,这是由于在夜间热负荷增大,空气源热泵需要频繁开启关闭,导致温度出现波动幅度小,波动次数增多的变化情况。

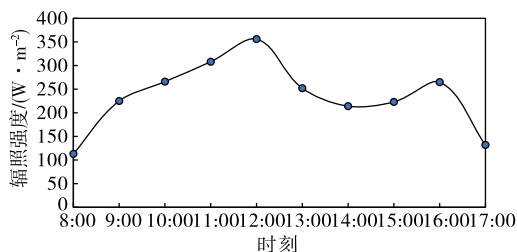


图5 白天室外温度随太阳辐射变化图

Fig.5 Daytime variation of outdoor temperature with solar radiation

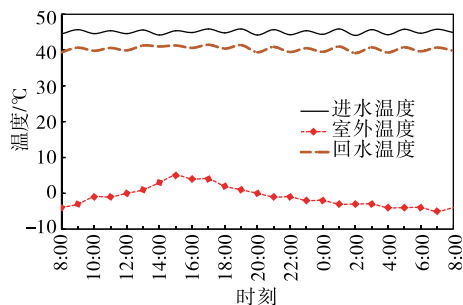


图6 多云天气水源热泵进出水温度和环温图

Fig.6 Graph of water inlet and outlet temperature and ring temperature in cloudy weather

图7为多云天气空气源热泵供热量以及建筑所需负荷随时间的变化曲线。由图7与图4的对比发现,建筑热负荷依然是先变小,后增大,跟室外温度呈相反变化情况,但是空气源热泵开启时间更长,这是由于环境温度过低,使得热负荷增大,需要从空气源热泵那里获取大量的热量,导致空气源热泵开启次数过多导致。

由图7得1号客栈热负荷为 $415.2 \text{ kW} \cdot \text{h}$,电表测量全天总电耗为 $588.5 \text{ kW} \cdot \text{h}$,1号客栈占比电耗为 $115.3 \text{ kW} \cdot \text{h}$,式(3)计算得能效比为3.6。相比传统太阳能热泵或空气源热泵,系统能效比较高,

保证低能耗的同时也确保了系统的稳定性。

4 结 论

经过实际运行测试,得出如下结论:设计一套针对北方地区农村住宅的多能源互补蓄联水环热泵清洁供暖系统,通过案例和典型工况的实测分析测试,得到晴天 $\eta_{\text{COP}}=4.7$,阴天 $\eta_{\text{COP}}=3.6$,比常规空气源热泵节能。可以解决在寒冷地区传统空气源热泵能效比低,经济性差等问题。将相变储能技术和热泵制热技术相结合,解决了一般空气源热泵与建筑负荷不匹配、除霜带来运行波动等问题,系统运行稳定,具有推广价值。

参考文献:

- [1]姚杨,马最良.水环热泵空调系统在我国应用中应注意的几个问题[J].流体机械,2002,30(9):59-61.
- [2]常茹,于齐东,朱能.基于能级理论的水环热泵系统节能性分析[J].中南大学学报(自然科学版),2014,45(3):847-854.
- [3]徐菱虹,卢琼华,胡平放,等.水环热泵空调系统的经济性研究[J].流体机械,2008,36(2):69-73.
- [4]CHOI J M, PARK Y J, KANG S H. Temperature distribution and performance of ground-coupled multi-heat pump systems for a greenhouse[J]. Renewable Energy, 2014, 65(5): 49-55.
- [5]高留花,赵军,高腾.吸热板参数对平板太阳集热器热性能的影响[J].太阳能学报,2014,35(10):2054-2059.
- [6]杨世铭,陶文栓.传热学[M].4版.北京:高等教育出版社,2006:268-269.
- [7]张国昊,徐文华.空气源热泵与水环热泵冬季联合供热运行节能性分析[J].制冷技术,2008(2):13-16.
- [8]卢琼华,徐菱虹,胡平放,等.水环热泵空调系统的适用性研究[J].流体机械,2008,36(3):63-66.
- [9]MARRIOTT J. Where and how to use plate heat exchangers[J]. Chemical Engineering, 1971,78(8):127-133.
- [10]KUANG Y H, SUMATHY K, WANG R Z. Study on a direct-expansion solar-assisted heat pump water heating system[J]. International Journal of Energy Research, 2003, 27(5): 531-548.
- [11]ZHU J, SUN Y, WANG W, et al. A novel Temperature-Humidity-Time defrosting control method based on a frosting map for air-source heat pumps[J]. International Journal of Refrigeration, 2015, 54: 45-54.
- [12]王庆,王培红.太阳能热泵热水系统[J].上海节能,2008,15(8):12-16.
- [13]KARAGOZ S, YILMAZ M, COMAKLI O. R134a and various mixtures of R22/R134a as an alternative to R22 in vapour compression heat pumps[J]. Energy Conversion and Management, 2004, 45(2): 181-196.
- [14]MEHRPOOYA M, HEMMATABADY H, AHMADI M H. Optimization of performance of Combined Solar Collector-Geothermal Heat Pump Systems to supply thermal load needed for heating greenhouses[J]. Energy Conversion and Management, 2015, 97(12): 382-392.

(责任编辑:殷丽莉)

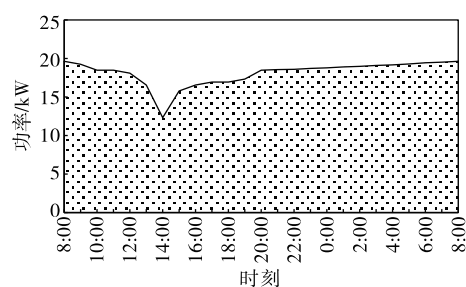


图7 晴朗天气供热逐时负荷图

Fig.7 Hourly load chart for heating in a sunny day