

寒冷藏族地区户用太阳能辅助热泵系统供热性能研究^{*}

张恒¹, 李明¹, 罗熙¹, 王云峰¹, 苏坤烨^{1,2}, 庄滨玮¹

(1. 云南师范大学 太阳能研究所, 云南 昆明, 650500; 2. 云南师范大学 物理与电子信息学院, 云南 昆明 650500)

摘 要: 对采用太阳能辅助热泵(SAHP)驱动的为香格里拉寒冷藏族地区提供冬季室内采暖及全年生活热水的供热系统进行了实验测试研究. 实验结果表明, 与单一空气源热泵系统相比, 太阳能提供的热量日平均为 21.9 MJ, 太阳能辅助热泵系统全年节能约 87.2%; 当室外环境温度分别为 -7°C 、 2°C 和 7°C 时, 太阳能辅助热泵系统制热量和 COP 分别提高约 16.2%、14.1%、11.5% 和 19.0%、10.6%、5.5%. 对太阳能辅助热泵系统进行了经济性分析, 提出了降低系统投资和运行费用的方法.

关键词: 户用采暖; 太阳能; 低温热泵; 可行性分析

中图分类号: TK511+.2; TK89 **文献标志码:** A **文章编号:** 1007-9793(2016)01-0014-07

引 言

香格里拉位于云南省西北部的高寒地带, 一年四季太阳投射角度变化不大, 全年可接受太阳辐照度比较充裕, 日照时数及太阳辐射总量季节性差别不大, 但气温年差较大. 该地区在 11 月初到次年 3 月底室外环境温度较低时, 主要通过烧煤和烧柴等传统方式取暖和烧水. 2014 年 1 月香格里拉古城发生严重火灾后, 为解决传统供热方式存在的高成本、低环保和安全系数低等问题, 急需一种环保节能安全的供热方式.

Aziz W 等^[1]在 20 世纪 50 年代最早提出采用太阳加热系统作为热泵系统的热源, 以提高系统的制热性能系数(COP). Ahmet Caglarab 等^[2]对带有真空管集热器的太阳能热泵系统进行了理论与实验研究, 发现蒸发温度在 $5.2\sim 20.7^{\circ}\text{C}$ 之间时, 系统 COP 达到最大值, 即 6.38. Yanagisawa 等^[3-4]提出采用带喷液旁路的涡旋压缩机系统来解决低温工况下制热时排气温度过高的问题, 并开发出样

机. 田长青等^[5]提出一种适合于寒冷地区双级压缩变频空气源热泵系统, 实验表明, 在 -25°C 工况下, 系统 COP 高于 2. Ji 等^[6]分析了焓差实验室条件下的太阳能辅助多功能热泵系统的性能特性, 研究了辐照度对系统加热能力的影响. 周光辉等^[7]设计了以非同态双热源复合换热器为核心技术部件的太阳能辅助空气源复合热泵系统, 结果表明, 在环境温度为 -7°C 时, 该系统能效比提高 25% 以上. Liang 等^[8]设计了一种新型太阳能空气源热泵供暖系统, 分析得出环境温度为 7°C 时, 空气源热泵的 COP 最大可增加 26%. 袁磊^[9]在河西走廊设计了一套太阳能和 CO_2 空气源热泵联合采暖系统, 实验结果表明, 室外温度在 $-25\sim -15^{\circ}\text{C}$ 时, CO_2 空气源热泵 COP 在 2~3 之间, 为太阳能辅助热泵系统在西北地区的推广和应用提供了理论依据.

综上, 国内外对于太阳能和空气能互补供热方面的研究很多, 但大多侧重于对空气源热泵方面的研究, 很少有对高寒地区户用太阳能与空气源热泵匹配供热方面的研究分析. 本文结合高寒

^{*} 收稿日期: 2015-12-11

基金项目: 香格里拉县藏式节能民居建设及社区信息服务技术集成应用示范计划资助项目(2013GS530304).

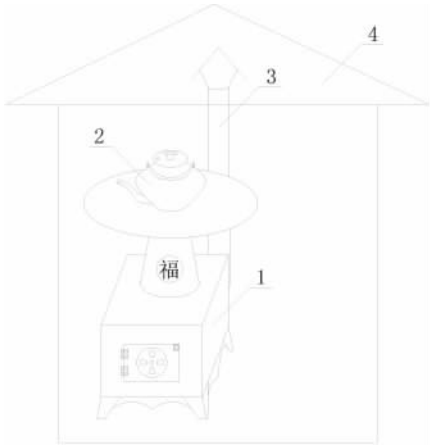
作者简介: 张 恒(1987-), 男, 河南驻马店人, 硕士研究生, 主要从事太阳能光热利用方面研究.

通信作者: 李 明(1964-), 男, 博士, 教授, 主要从事太阳能利用方面研究. E-mail: lmllldy@126.com.

地区气候条件及藏式民居供热方式,对户用太阳能辅助热泵系统供热性能进行了理论分析计算和实验研究,以期为高寒地区太阳能空气能供热方面的研究提供参考.

1 实验装置构建及工作原理

目前香格里拉藏族地区居民在冬季主要采用传统供热方式取暖和烧水,其结构如图 1 所示.加热火炉的传统燃料主要有薪柴和煤炭等,这种供热方式存在高成本、低环保和安全系数低等问题,针对以上问题提出利用新能源的供热系统,即太阳能辅助热泵供热系统.

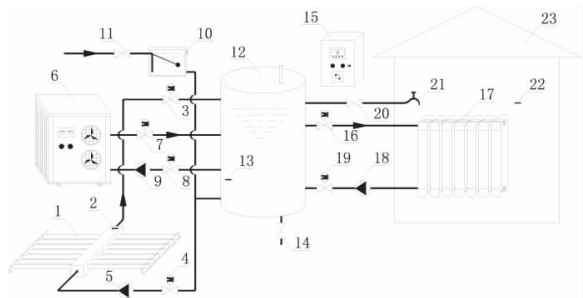


1. 火炉;2. 水壶;3. 烟囱 4. 房间
图 1 传统供热系统结构示意图

Fig.1 Structure diagram of traditional heating system

太阳能辅助热泵系统主要由集热器、低温空气源热泵、散热器、储热水箱、控制器和补水箱等部件组成,其结构如图 2 所示.该系统的热量来源有两种:一是通过集热器吸收的太阳光中的热量;二是通过空气源热泵吸收的空气中的热量,这两部分热量以储热水箱中的水为介质进行蓄热,然后储热水箱中一部分热水通过管道供给生活区域;另一部分通过散热器换热把热量传递给室内,控制器调节循环泵和温度传感器的启停工作;系统各部件具体参数见表 1.实验测试在室内和室外同时进行,测试系统包括太阳能总辐射仪表 TBQ-2、温度数据采集仪 Fluke2635、测试功率仪表 SimpleScada-v1 和一系列 T 型热电偶温度探头,各测试仪器与计算机连接,实时记录实验数

据.



1. 集热器;2. 温度传感器 1;3. 电磁阀 1;4. 电磁阀 2;5. 循环泵 1;6. 空气源热泵;7. 电磁阀 3;8. 电磁阀 4;9. 循环泵 2;10. 补水箱;11. 球阀 1;12. 储热水箱;13. 温度传感器 2;14. 除污阀;15. 控制器;16. 电磁阀 5;17. 散热器;18. 循环泵 3;19. 电磁阀 6;20. 球阀 2;21. 取热水口;22. 温度传感器 3;23. 房间

图 2 太阳能辅助热泵系统结构示意图

Fig.2 Structure diagram of solar assisted air-source heat pump system

表 1 系统部件参数

Table 1 System components parameters

	部件规格	部件数量
集热器(真空管)	Φ58×1 800	50 支
空气源热泵	3 P 低温机	1 台
散热器	铜铝合金 75×75	2 台
储热水箱	500 L	1 个
控制器	自配	1 个
补水箱	10 L	1 个

2 实验理论计算

2.1 房间热量计算

房间热负荷^[10]主要由围护结构基本耗热量、冷风渗透耗热量和冷风侵入耗热量组成.

房间热负荷 $Q(t)$ 的定义是指在某一环境温度 $T_w(t)$ 下,为使房间温度保持 $T_n(t)$,采暖系统在 t 时刻向房间提供的热量,那么房间有效得热量 Q_z 为:

$$Q_z = \sum_{t=0}^n Q(t) \tag{1}$$

其中

$$Q(t) = K \cdot F \cdot [T_n(t) - T_w(t)] \tag{2}$$

式中, n — 采暖系统停止时刻, s; K — 围护结构

(门、窗、墙、地板和屋顶等)的传热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$; F —围护结构的面积, m^2 ; $T_n(t)$ —冬季室内计算温度, $^\circ C$; $T_w(t)$ —供暖室外计算温度, $^\circ C$. 初始条件: $t = 0$ 时, $Q(0) = 0$.

2.2 居民所需热水计算

居民所需热水热量的定义是指单位质量的水温度从 t_1 上升至 t_2 所需要的能量

$$Q_h = \int_{t_1}^{t_2} c \cdot m \cdot dt \quad (3)$$

式中, c —水的比热容, $KJ/(kg \cdot ^\circ C)$; m —水的质量, kg ; t_1 、 t_2 —自来水温度、国标规定的热水温度($40^\circ C$)^[11], $^\circ C$.

2.3 系统性能系数计算

太阳能辅助热泵系统的性能系数 COP 是衡量该系统性能优劣的一项重要技术参数,用在 t 时刻系统有效得热量 $Q_a(t)$ 与系统有效输入电量 $Q_p(t)$ 之比来表示,即

$$COP = \frac{Q_a(t)}{Q_p(t)} \quad (4)$$

其中

$$Q_a(t) = Q_z - [Q_s(t) - Q_h] \quad (5)$$

表 2 房间热负荷随月份的变化

Table 2 Variation of room heating load with month

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
平均室外温度/ $^\circ C$	-2.4	-0.4	1.5	4.9	8.9	12.0	13.3	12.7	10.4	6.8	2.9	-0.4
辐照度 / $MJ \cdot m^{-2} \cdot d^{-1}$	9.54	12.26	13.71	15.64	18.27	14.36	16.06	14.38	15.06	12.48	11.11	10.11
房间热负荷/ W	4 860	4 332	3 830	—	—	—	—	—	—	—	3 460	4 332

3.1 太阳能集热器供热计算

根据香格里拉太阳能数据^[9]及公式(3)、(6)可知,由于平均每户 4 口人,生活热水用量及温度分别为 $50 L/(人 \cdot d)$ 、 $40^\circ C$,自来水温度为

太阳能供热量 $Q_s(t)$ 用水平面太阳总辐射月平均日辐照量与集热器采光面积乘积的修正值来表示,即

$$Q_s(t) = \alpha \cdot \sum_{t=0}^n I(t) \cdot A \quad (6)$$

$$Q_p(t) = \sum_{t=0}^n P(t) \cdot 1 \quad (7)$$

式中, α —修正系数, $\alpha = 0.35$; $I(t)$ —太阳辐照强度, W/m^2 ; A —集热器采光面积, m^2 ; $P(t)$ —输入功率, kW .

3 实验测试及结果分析

设计方案:集热器的使用需基本满足用户的全年用热要求,即在系统全年运行过程中由太阳能提供的热量就能满足用户的用热要求,无需启动空气源热泵;空气源热泵的使用主要满足用户的房间采暖要求,同时辅助用户生活用热.

根据香格里拉气象资料^[12]及公式(1)和(2)计算出采暖房间热负荷,香格里拉采暖期为 11 月初到次年 3 月底(共 151 天),见表 2.

$10^\circ C$ ^[11],则生活所需热量为 $Q_h = 25.1 MJ$.

以室外环境温度最冷 1 月份为例,经过计算得出居民生活热水所需热量约需要 42 支真空管才能提供,即集热器面积为 $3.89 m^2$,见表 3.

表 3 太阳能集热器计算

Table 3 Solar collector calculation

	年平均日辐照度/ $MJ \cdot m^{-2}$	集热器面积/ m^2	真空管数目/支
1 月份	9.54	3.89	41.9

为促进非采暖期所接收太阳能资源的最大化利用及保证居民生活热水需求的稳定性,系统需要选择 50 管的太阳能集热器才能满足要求.

根据表 2 及公式(6)计算出太阳能提供热量

与生活热水所需热量的比值,即太阳能保证率(热水);以及太阳能提供热量与取暖所需热量的比值,即太阳能保证率(取暖),见表 4.

表 4 太阳能保证率随月份的变化
Table 4 Variation of solar fraction with month

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
太阳能提供热量/MJ	15.4	19.7	22.1	25.2	29.4	23.1	25.9	23.2	24.3	20.1	17.9	16.3
房间所需热量/MJ	357	318	281	—	—	—	—	—	—	—	254	318
太阳能保证率(热水)/%	61.4	78.5	88.1	100	117	92.1	103	92.4	96.8	80.1	71.3	65.0
太阳能保证率(取暖)/%	4.3	6.2	7.9	—	—	—	—	—	—	—	7.1	5.1

3.2 空气源热泵供热计算

根据表 4 知,太阳能提供的热量有限,月平均日为 21.9 MJ,太阳能保证率(热水)月平均日为 87.1%;在采暖期内,太阳能提供的热量月平均日为 24.5 MJ,太阳能保证率(取暖)月平均日为 6.2%,系统需要其他能源辅助方能满足所需.由

热泵数据^[12]可知,使用 Matlab 得出热泵制热性能系数 COP 拟合曲线 $p(t) = -0.0004t^2 + 0.0903t + 3.0924$,其中 t —室外环境温度,℃.以室外环境温度最冷 1 月份为例,计算出采暖房间所需热负荷为 4 860 W,热泵 1 P=735 W,所以热泵大小为 2.76 P,见表 5.

表 5 热泵计算
Table 5 Heat pump calculation

	平均室外温度/℃	平均 COP	房间热负荷/W	热泵大小/P
1 月份	-2.4	2.87	4 860	2.76

在采暖期内,为保证系统提供的热量满足居民部分生活热水所需、房间采暖所需及系统安全、稳定地运行特性,系统需要选择 3 P 低温热泵方能满足要求.

3.3 供热实验及分析

对太阳能辅助热泵系统与单一空气源热泵系统作对比实验,进行系统全年运行特性方面的测试及分析.

(1) 全年供热(生活用热)测试与分析

由表 1、表 4 及所需热量 $Q_h = 25.1$ MJ 可得出太阳能供热随月份的变化曲线图,如图 3.由图 3 可知,太阳能提供的热量在 5 月份达到最大值,为 29.4 MJ;在 1 月份达到最小值,为 15.4 MJ,全年平均值为 21.9 MJ,这是因当地的气候条件所致,全年出现最低温度的时间基本集中在 1 月份,全年出现最高温度的时间基本集中在 5 月份.全年中只有 4、5 和 7 月份的太阳能可满足居民生活用热,不需要启动热泵工作,而在其他月份则需要热泵的辅助才能满足居民生活用热.3 月份太阳能辐照度比 10 月份的高,然而气温变化却呈现负相关关系,这主要是由于多云天气在 10 月份出现的比例较大和当地特殊地理条件所致.与单一空气源热泵系统相比,太阳能辅助热泵系统全年节能 87.2%,即节能 2 188 kW·h.

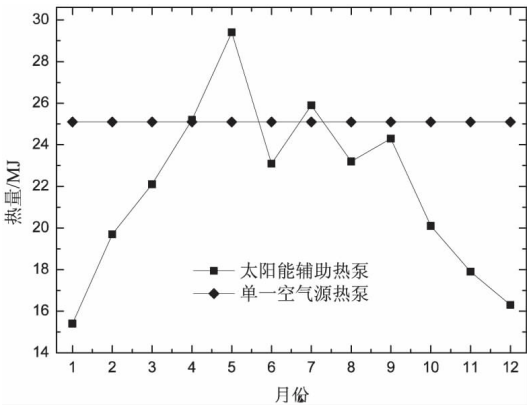


图 3 太阳能供热随月份的变化

Fig. 3 Variation of solar heating with month

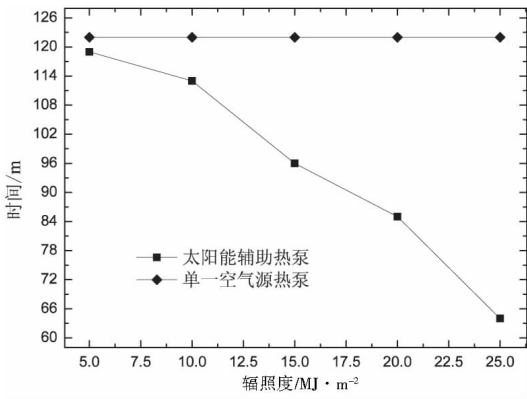


图 4 升温时间随辐照度的变化

Fig. 4 Variation of temperature rise with irradiance

(2) 采暖期供热(采暖用热)测试与分析

根据 GB/T7725—2004《房间空气调节器》标准,设定 3 种实验工况:额定高温制热($7\text{ }^{\circ}\text{C}$)、额定低温制热($2\text{ }^{\circ}\text{C}$)及超低温制热($-7\text{ }^{\circ}\text{C}$),分别对太阳能辅助热泵系统和单一空气源热泵系统在以上 3 种实验工况下的供热特性进行实验测试与分析。

图 4 为在房间温度从 $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 上升到 $16\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的条件下,房间升温时间随辐照度的变化曲线图。由图 4 可知,与单一空气源热泵系统相比,太阳能辅助热泵系统房间升温时间均明显缩短,且随着太阳辐照度的增加,太阳能辅助热泵系统升温时间的减少比例越大。当太阳辐照度为 5 MJ/m^2 时,太阳能辅助热泵系统升温时间较单一空气源热泵系统减少约 2.5% ,且太阳能辅助热泵系统房间升温速率约为 $3.0\text{ }^{\circ}\text{C/h}$;当太阳辐照度为 10 MJ/m^2 时,太阳能辅助热泵系统升温时间较单一空气源热泵系统减少约 7.4% ,且太阳能辅助热泵系统房间升温速率约 $3.2\text{ }^{\circ}\text{C/h}$;当太阳辐照度为 15 MJ/m^2 时,太阳能辅助热泵系统升温时间较单一空气源热泵系统减少约 21.3% ,且太阳能辅助热泵系统房间升温速率约 $3.8\text{ }^{\circ}\text{C/h}$;当太阳辐照度为 20 MJ/m^2 时,太阳能辅助热泵系统升温时间较单一空气源热泵系统减少约 30.3% ,且房间升温速率约为 $4.2\text{ }^{\circ}\text{C/h}$;当太阳辐照度为 25 MJ/m^2 时,太阳能辅助热泵系统升温时间较单一空气源热泵系统减少约 47.5% ,且太阳能辅助热泵系统房间升温速率约为 $5.6\text{ }^{\circ}\text{C/h}$ 。太阳能辐照度达到 15 MJ/m^2 时,房间升温时间变化很明显,总用时 96 min ,这主要是由于此时太阳能集热器提供的水温刚好是热泵运行状态最佳时间,热泵制热效率很高,从而房间温度上升就会很快;然而到 20 MJ/m^2 时,由于热泵最佳运行状态的水温没有达到,出现了温度上升延迟现象。

图 5 为制热量随室外环境温度的变化曲线图,与单一空气源热泵系统相比,各实验工况条件下太阳能辅助热泵系统制热量均有显著提高,且室外环境温度越高,太阳能辅助热泵系统制热量的提高比例越小。当室外环境温度为 $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,太阳能辅助热泵系统制热量较单一空气源热泵系统提高约 16.2% ,这主要是因为实验测试的热泵是低温机组,在温度较低时,热泵发挥出较好的运行

特性,从而系统制热量提高的比例较大;当室外环境温度为 $2\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,太阳能辅助热泵系统制热量较单一空气源热泵系统提高约 14.1% ;当室外环境温度为 $7\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,太阳能辅助热泵系统制热量较单一空气源热泵系统提高约 11.5% ,随着室外环境温度的提高,两曲线都呈现出快速上升的趋势,这主要是由于系统与周围环境间能量损耗的减少所致,所以系统的保温性能势必会影响整个系统的运行性能。

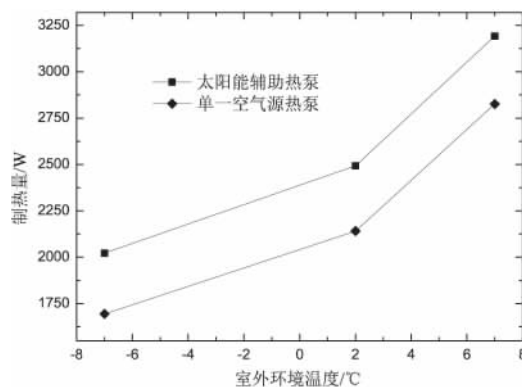


图 5 制热量随工况的变化

Fig. 5 Variation of the heat capacity with conditions

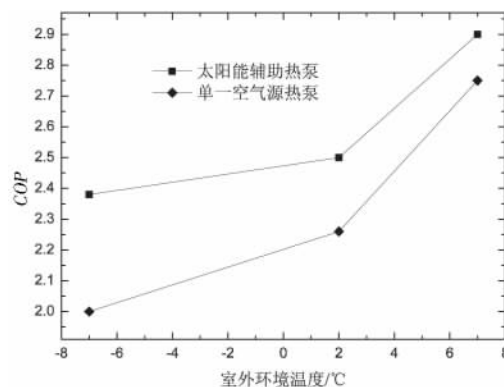


图 6 系统 COP 随工况的变化

Fig. 6 Variation of system COP with conditions

图 6 中,上部曲线为太阳能辅助热泵系统 COP 随室外环境温度的变化曲线,下部曲线为单一空气源热泵系统 COP 随室外环境温度的变化曲线。由图可知,与单一空气源热泵系统相比,各实验工况条件下太阳能辅助热泵系统制热量均有显著提高,且随着室外环境温度的升高,太阳能辅助热泵系统 COP 的增加幅度迅速变小。当室外环境温度为 $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,太阳能辅助热泵系统 COP 较单一空气源热泵系统提高约 19.0% ,系统 COP 约为 2.4 ,高于国标规定的 2.3 ,说明太阳能辅助热泵系统运行稳定可靠,且在低温环境条件

下,低温机组发挥了最佳运行特性;当室外环境温度为 2°C 时,太阳能辅助热泵系统COP较单一空气源热泵系统提高约10.6%;当室外环境温度为 7°C 时,太阳能辅助热泵系统COP较单一空气源热泵系统提高约5.5%。随着室外环境温度的升高,两系统的COP均有很大提高,但是两者间的差距(从2.75变化到2.9)逐渐缩小,这主要是温度的升高促使热泵系统运行功耗的降低所引起的。

4 可行性分析

从经济性方面考虑,以采用太阳能辅助热泵系统为例将其与使用薪柴和煤炭等能源供热进行

表6 不同供热方式的经济性对比

Table 6 Comparison of economic in different heating methods

	薪柴	煤炭	太阳能辅助热泵
供热所需热量/MJ	58 135	58 135	58 135
供热消耗量/t	17.6	7.9	—
供热运行费用/(元 $\cdot\text{m}^{-2}$)	261.1	188.5	80.4

为了进一步降低太阳能辅助热泵系统的初始投资和运行费用,促进太阳能辅助热泵系统的推广应用,应加强系统在以下方面的研究:(1)根据香格里拉地区的天气情况、供热需求等特点对系统各部件的选择、匹配进行优化,可降低系统初始投资和运行费用;(2)通过对系统各部件的性能改进以降低系统初始投资和运行费用,如研发新型高效压缩机等来提高热泵制热性能、降低运行费用。

5 结论

为进行太阳能辅助热泵系统的性能研究,推进太阳能辅助热泵系统的应用,本文针对香格里拉藏族地区某一 40 m^2 房间,构建了太阳能辅助热泵系统平台,并对其进行了相关的实验测试研究。主要研究结论如下:

(1)在全年供热(生活用热)条件下,与单一空气源热泵系统相比,太阳能提供的热量分别在5月份和1月份达到最大值和最小值,即 29.4 MJ 和 15.4 MJ ,全年平均值为 21.9 MJ ,太阳能辅助

对比,使用薪柴供热,薪柴热值 16.7 MJ/kg ^[14],薪柴热利用率为20%,薪柴均价为600元/t;使用煤炭供热,煤炭热值为 29.3 MJ/kg ,煤炭热利用率为25%,煤炭均价为950元/t。比较结果如表6所示。

在整个供热期内太阳能辅助热泵系统需要的热量为 $58\ 135\text{ MJ}$,香格里拉市电价为 $0.7\text{ 元}/(\text{kW}\cdot\text{h})$,系统运行费用为 $80.4\text{ 元}/\text{m}^2$ 。耗电量小且电价低导致该系统回收年限略微增加,约为5a;考虑到使用系统过程中环保、可满足高寒可再生能源丰富地区的供热需求等特点,太阳能辅助热泵系统的推广将具有较大的社会和环境效益。

热泵系统全年节能87.2%,即节能 $2\ 188\text{ kW}\cdot\text{h}$ 。

(2)在房间温度从 10°C 上升到 16°C 的条件下,与单一空气源热泵系统相比,太阳能辅助热泵系统房间温升时间均有明显缩短,且随着太阳辐射度的增加,太阳能辅助热泵系统温升时间的减少比例越大。

(3)当室外环境温度分别为 -7°C 、 2°C 和 7°C 时,太阳能辅助热泵系统制热量较单一空气源热泵系统分别提高约为16.2%、14.1%、11.5%;太阳能辅助热泵系统COP较单一空气源热泵系统提高约19.0%、10.6%、5.5%。

(4)太阳能辅助热泵系统各部件的合理选择、匹配及部件的性能研究有助于系统稳定运行、系统初始投资和运行费用的降低。

致谢

本研究得到西南地区可再生能源研究与开发协同创新中心(05300205020516009)、云南省可再生能源研究创新团队(2006PY03)的资助,在此致以诚挚的感谢。

参 考 文 献:

- [1] AZIZ W, CHARTURED SK, KHEIREDDINE A. Thermodynamic analysis of two-component two-phase flow in solar collectors with application to a direct-expansion solar-assisted heat pump[J]. Energy, 1999, 24(3): 247-259.
- [2] AHMET CAGLARAB, CEMIL YAMAL. Performance analysis of a solar-assisted heat pump with an evacuated tubular collector for domestic heating[J]. Energy and Buildings, 2012, 54(8): 22-28.
- [3] YANAGISAWA T, FLEMING JOHN S, DUTTA M. A study of a refrigerant cycle driven by a liquid refrigerant injected compression[J]. Proceedings of the ASME Advance Energy System Division, 1997, 5(337): 295-302.
- [4] ASIT K DUTTA, TADASHI YANAGISAWA, MITSUHIRO FUKUTA. An investigation of the performance of a scroll compressor under liquid refrigerant injection[J]. International Journal of refrigeration, 2001, 24(6): 577-587.
- [5] 田长青, 石文星, 王森. 用于寒冷地区双级压缩变频空气源热泵的研究[J]. 太阳能学报, 2004, 25(3): 388-393.
- [6] JI J, CAI J Y, HUANG W Z, et al. Experimental study on the performance of solar-assisted multi-functional heat pump based on enthalpy difference lab with solar simulator[J]. Renewable Energy, 2015, 75(1): 381-388.
- [7] 周光辉, 刘寅, 张岑, 等. 太阳能辅助空气源复合热泵冬季供热特性实验研究[J]. 太阳能学报, 2011, 32(11): 1662-1665.
- [8] LIANG C H, ZHANG X S, LI X W, et al. Study on the performance of a solar-assisted air-source heat pump system for building heating[J]. Energy and Buildings, 2011, 43(9): 2188-2196.
- [9] 袁磊. 河西走廊太阳能和 CO₂ 空气源热泵联合采暖系统研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2012.
- [10] 熊安元, 宋芳婷. 中国建筑热环境分析专用气象数据集[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2005.
- [11] 贺平, 孙刚, 王飞, 等. 供热工程[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2009.
- [12] 张森. 建筑给排水设计规范[S]. 北京: 中国计划出版社, 2009.
- [13] 陆耀庆. 供暖通风设计手册[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1987.
- [14] 甘福丁, 谢列先. 广西户用沼气节能减排效果分析[J]. 现代农业科技, 2012, 44(3): 292-295.

Research on the Heating Performance and Optimization Analysis of Domestic Solar Assisted Heat Pump System in Cold Tibetan Region

ZHANG Heng¹, LI Ming¹, LUO Xi¹, WANG Yun-feng¹,

SUN Kun-ye^{1,2}, ZHUANG Bin-wei¹

(1. Research Institute of Solar Energy, Yunnan Normal University, Kunming 650500, China;

2. School of Physics and Electronic Information, Yunnan Normal University, Kunming 650500, China)

Abstract: In this paper, we studied and analysed the heating system which used by SAHP, offering both space heating in winter and hot water during the whole year in cold Tibetan region, Shangri-La. The experimental results indicated that compared with the single air source heat pump system, the average daily heat of 21.9 MJ was provided by solar, the annual energy saving of the solar assisted heat pump system was about 87.2%. On the other hand, when the ambient temperature were 7, 2 and -7 °C respectively, the heating capacity of the solar assisted heat pump system were raised about 16.2%, 14.1% and 11.5% respectively, meanwhile, about 19.0%, 14.1% and 5.5% respectively increase in the coefficient of performance were observed. In conclusion, the feasibility of solar assisted heat pump system for the economic aspect was discussed and the methods to reduce investment and operating costs of the system were also proposed.

Keywords: Household heating; Solar energy; Low-temperature heat pump; Feasibility analysis