

热虹吸型散热器与空气源热泵复合供热系统的 实测研究与经济性分析

艾泽健¹, 程远达¹, 贾捷¹, 庞文星², 田琦¹

(1.太原理工大学 土木工程学院, 山西 太原 030024; 2.太原绿佳环保开发有限公司, 山西 太原 030024)

摘要: 为了分析热虹吸型散热器与空气源热泵复合供热系统的各项性能,文章对该复合供热系统进行了实测研究。此外,还基于太原地区的实际条件,对该复合供热系统的能耗进行数值模拟,并根据模拟结果,对比分析该复合供热系统和其他采暖系统的经济性。分析结果表明:测试期内,室外的平均温度约为 $-3.2\text{ }^{\circ}\text{C}$,室内的平均温度约为 $21\text{ }^{\circ}\text{C}$,复合供热系统COP总平均值约为2.82;相比于电锅炉和燃煤锅炉,复合供热系统的运行费用分别降低了71%,67%,并且分别在2,3 a后可以在投资回报期上取得经济优势。

关键词: 供暖; 空气源热泵; 散热器; 性能系数; 节能

中图分类号: TK02; TU832.2*3 **文献标志码:** A **文章编号:** 1671-5292(2019)12-1882-08

0 引言

空气源热泵系统作为一种常用的可再生能源利用系统,其应用范围比较广泛^[1]。空气源热泵系统可与太阳能集热系统相结合,构成复合供热系统,能够解决低温环境下空气源热泵系统制热效率较低的问题^[2,3]。

目前,常用的室内采暖装置主要包括热风采暖装置和热水采暖装置。其中,热风采暖装置具有热量输出较快的优势,适用于间歇运行的采暖系统。对于采暖房间,若采用热风采暖装置进行供暖,则室内温升速率为 $1.3\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{h}$;若采用热水采暖装置进行供暖,则室内温升速率为 $6\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{h}$ ^[4]。采用热风采暖装置时,室内温度的热响应速率要快于采用热水采暖装置。然而,热风采暖装置也存在着一些不足,主要包括①热空气在浮升力的作用下易聚集在采暖房间的顶部,从而导致人员活动区的温度较低,室内温度梯度接近于 $1\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{m}$ ^[5],室内高度方向上的温度差有时可达到 $6\sim 8\text{ }^{\circ}\text{C}$ ^[6];②为了提升人员活动区的温度,需要增加热泵的供热量,但这样会增加热泵的运行能耗^[7];③热风采暖诱导的热辐射效应几乎为零,因此,在实践中易出现室内平均辐射温度较低、“冷辐射”较严重

等现象^[8]。

热水采暖装置通常采用地板辐射盘管和热水散热器作为采暖末端装置。这两种采暖末端装置均通过对流换热和热辐射两种换热方式向室内散热,从而有效降低人体的散热量^[9],提高室内环境的舒适度。然而,对于采用普通的地板辐射盘管的热水采暖装置而言,循环水和辐射地板的热容均较大,将该热水采暖装置应用于空气源热泵系统时,会导致该热泵系统的加热时间较长,为 $6\sim 11\text{ h}$,若地板为轻薄型辐射地板,则加热时间可以缩短为 4 h ,这样均不利于用户对空气源热泵系统的实时调节^[10]。同样地,对于采用热水散热器的热水采暖装置而言,由于采用水作为热媒,导致该热水采暖装置仍具有较大热惰性,这也给空气源热泵系统的实时调控带来了困难^[11,12]。此外,热水供热装置中循环水泵的能耗较大。

热虹吸型散热器是一种新型的室内采暖装置,具有如下优点:①热虹吸型散热器依靠工质的相变实现热量的自发传递,因此无需额外的动力循环装置;②该散热器的表面趋近于等温表面,不存在低温区,这样有利于降低自身的平均工作温度,从而提升热泵系统的运行效率;③该散热器具

收稿日期: 2018-12-11。

基金项目: 国家自然科学基金(51808372);山西省应用基础研究计划项目(201801D221348);山西省高等学校科技创新项目(201802046);中国博士后科学基金面上资助项目(2017M611200);建筑安全与环境国家重点实验室暨国家建筑工程技术研究中心开放课题基金(BSBE2018-02)。

通讯作者: 贾捷(1986-),男,博士,副教授,主要从事建筑节能技术的研究工作。E-mail: jiajie@tyut.edu.cn

有传热效率高、热响应速率快等优点。因此,热虹吸型散热器能够弥补热风采暖装置和热水采暖装置的不足。

综上,本文提出了以热虹吸型散热器为采暖末端装置的空气源热泵系统(以下简称为复合供热系统),并对该供热系统的各项性能进行了实验测量及分析。此外,本文还基于数值仿真结果,对复合供热系统与传统采暖锅炉的经济性进行对比分析。

1 复合供热系统

1.1 热虹吸型散热器

本文提出的热虹吸型散热器是一种钢制板式换热器。该散热器的材质为 316L 不锈钢,具有优质的耐腐蚀、耐高温、抗蠕变性能。该散热器的工质为二氯甲烷(低沸点液体,标准大气压下沸点为 39.8 ℃)。

热虹吸型散热器的几何尺寸如表 1 所示。

表 1 热虹吸型散热器的几何尺寸
Table 1 Geometry of thermosiphon radiator

长度 mm	宽度 mm	高度 mm	柱数	通风流道 长度/mm	通风流道 宽度/mm
1 020	80	650	12	1 000	60

热虹吸型散热器的结构图如图 1 所示。由图 1 可知,热虹吸型散热器的运行流程:在热虹吸型散热器底部蒸发区内,利用热泵中压缩机排出的高温制冷剂(热泵工质)对热虹吸工质进行加热,并使得该热虹吸工质发生相变,产生的气态热虹吸工质上升至热虹吸型散热器上部的冷凝区,并

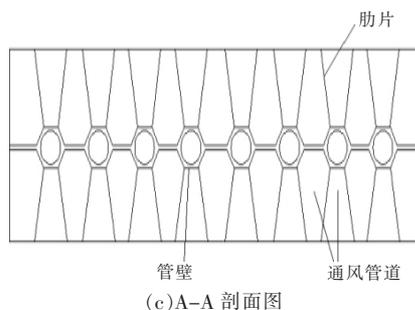
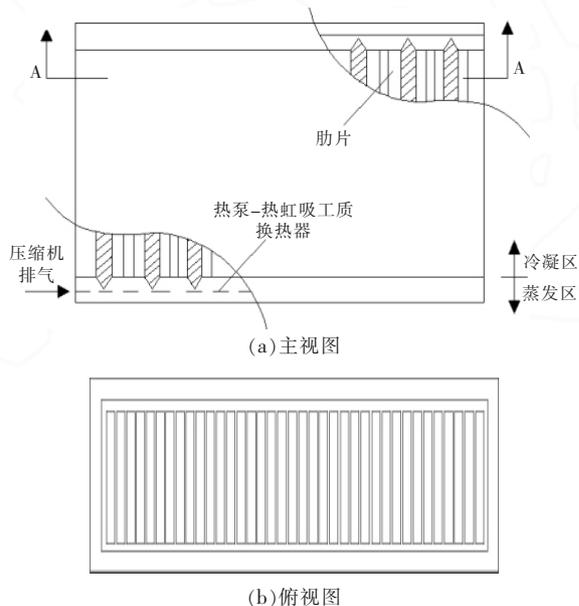


图 1 热虹吸型散热器的结构图

Fig.1 Structure diagram of thermosiphon radiator

在换热管壁处凝结放热,凝结液在重力的作用下又回流至蒸发区,从而完成一次热虹吸循环。此外,为了强化热虹吸型散热器的散热性能,在换热管外壁设置了肋片,由此形成了封闭的通风流道,并增大了热虹吸型散热器的换热面积。

热虹吸型散热器与常规散热器之间的差别:常规散热器依靠水的温降实现供热,而热虹吸型散热器在运行时工质会发生气-液相变,该相变过程为等温过程,因此热虹吸散热器的表面趋于等温。

与普通热虹吸管(或重力热管)相比,热虹吸型散热器内工质气化所需的热量由浸没在液池中的内热源(热泵-热虹吸工质换热器)直接提供,而不是换热管壁,这导致蒸发区内的对流、蒸发强度被削弱,沸腾换热强度增加了。对于热虹吸型散热器热池内的沸腾换热区域,其气化核心将出现在热泵-热虹吸工质换热器的外壁,生成的气泡具有不同的运动路径并导致不同的沸腾换热强度。此外,热虹吸型散热器的冷凝区表面积远大于蒸发区表面积,且不存在绝热区。

1.2 复合供热系统

图 2 为复合供热系统的原理图。图 2 中:T1,

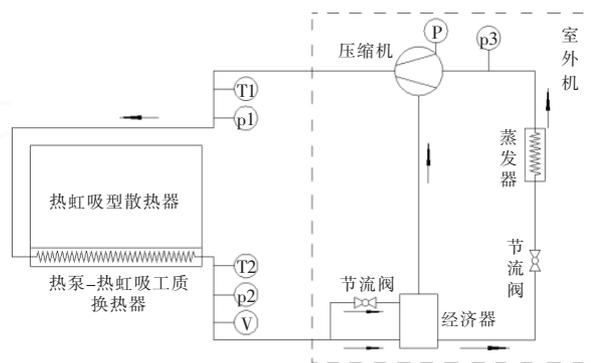


图 2 复合供热系统的原理图

Fig.2 Schematic diagram of composite heating system

T2 分别为测量热泵-热虹吸工质换热器进、出口温度的热电偶;p1,p2 分别为测量热泵-热虹吸工质换热器进、出口压力的压力传感器;p3 为测量热泵机组吸气压力的压力传感器;V 为测量制冷剂流量的体积流量计;P 为测量复合供热系统的电功率计。

由图 2 可知,热泵与热虹吸型散热器之间的换热依靠热泵-热虹吸工质换热器来实现。压缩机排出的气态制冷剂在热泵-热虹吸工质换热器内放出热量后转变为液态制冷剂并流出该换热器,而后该液态制冷剂的流动路径分为主路和辅路 2 个回路。其中,主路为制冷回路,辅路为补气回路。在主路上,液态制冷剂先流入经济器,而后再进入节流阀,节流后的液态制冷剂再进入蒸发器,并在蒸发器内吸收环境空气中的热量后,转化为低压气态制冷剂,最后气态制冷剂又流回压缩机;在辅路上,液态制冷剂先流入节流阀,而后流入到经济器并转化为低压气态制冷剂,最后气态制冷剂再流入压缩机。此外,主路和辅路上的制冷剂在压缩机腔内混合后排出。

复合供热系统中的热泵机组为准双级压缩热泵机组。准双级压缩热泵机组通过补气加大制冷剂的循环量,同时,降低了排气温度,使该热泵机组能够在不低于 $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的环境温度下稳定运行^[3]。本文中热泵机组的型号为 LKR030WD。当该热泵机组在干球温度为 $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、湿球温度为 $-6\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的条件下运行时,其额定制热功率为 6.9 kW ,额定输入功率为 2.9 kW 。此外,热泵机组的最大排气压力和最大吸气压力分别为 $2.8, 0.8\text{ MPa}$,制冷剂为 R22,充注量为 2.1 kg 。

2 测试条件及方法

2.1 测试条件

为了研究复合供热系统及其内部热虹吸型散热器的各项性能,本文对该供热系统进行实验测量。测试地点位于山西省太原市。图 3 为测试房间的俯视图。该测试房间位于某建筑物的第二层(顶楼),供暖面积约为 41.8 m^2 。该测试房间的南、北两面墙体为外墙,材料为砖和重型混凝土,整体厚度均约为 300 mm ,该测试房间的东、西两侧与其他办公室相邻,东、西两面墙的材料为砖,厚度均约为 100 mm 。

测试时间为 2018 年 1 月 18 日-2 月 6 日。测

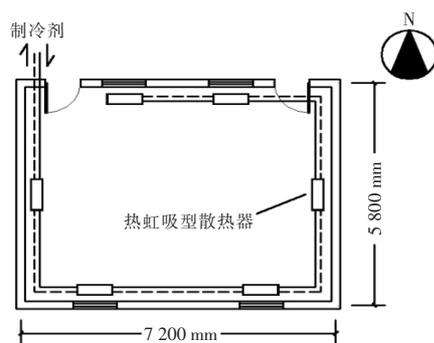


图 3 测试房间的俯视图

Fig.3 Plan of test room

试期间,保持测试房间的门窗处于关闭状态,且相邻的房间未进行采暖。室内除了热虹吸型散热器外,无其他热源。综合考虑热虹吸型散热器的散热量与热泵机组制热量之间匹配情况,本文在测试房间内放置 6 组热虹吸型散热器。这 6 组热虹吸型散热器采用串联的方式进行连接,其中 4 组分别置于外墙 4 扇窗户的下面,另外 2 组分别置于东、西两墙的内侧。综合考虑室内的热舒适和热泵机组的能效,应将热虹吸型散热器的表面温度控制在 $45\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。当热虹吸型散热器的表面温度高于 $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,热泵机组停止运行;当热虹吸型散热器的表面温度低于 $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,热泵机组重新启动。

2.2 测试仪器及方法

实验过程中,室内、外温度的测量仪器均为温湿度记录仪,测量精度为 $\pm 0.21\text{ }^{\circ}\text{C}$,量程为 $-20\sim 70\text{ }^{\circ}\text{C}$;制冷剂温度的测量仪器为热电偶,测量精度为 $\pm 0.1\text{ }^{\circ}\text{C}$,量程为 $-220\sim 260\text{ }^{\circ}\text{C}$;制冷剂压力的测量仪器为压力传感器,量程为 $-0.1\sim 3.4\text{ MPa}$;制冷剂流量的测量仪器为体积流量计,量程为 $0.1\sim 0.6\text{ m}^3/\text{h}$;复合供热系统输入功率的测量仪器为电功率计,测量电压的量程为 $3\sim 600\text{ V}$,测量电流的量程为 $0.005\sim 20\text{ A}$ 。

实验过程中,将各温湿度记录仪均放置在位于室内、外高度为 1 m 的三脚架上,并且无阳光直接照射。其中,室内的三脚架位于室内中心位置;将压力传感器和热电偶布置在热泵-热虹吸工质换热器的进、出口处,以测量该换热器的进、出口温度以及进、出口压力;将体积流量计布置在热泵-热虹吸工质换热器的出口处,以测量液态制冷剂的体积流量;此外,还在压缩机的入口处布置了 1 组压力传感器,以测量热泵机组的吸气压力。所有测试仪器均与数据记录仪相连接,各参数的

采样间隔均为 1 min。

本文在 REFPROP 软件中输入了热泵-热虹吸工质换热器进、出口处制冷剂的温度和压力,得到该换热器进、出口处制冷剂的焓值 h 和密度 ρ ,并计算出复合供热系统的制热功率。复合供热系统制热功率 q 的计算式为

$$q = \frac{\Delta h V \rho}{3600} \quad (1)$$

式中: Δh 为换热器进、出口处制冷剂的焓差, J/kg; V 为制冷剂的体积流量, m^3/h ; ρ 为制冷剂的密度, kg/m^3 。

3 测试结果分析

3.1 室内温度

测试期,室外、内日平均温度如图 4 所示。

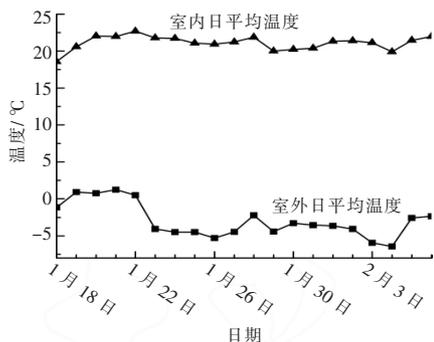


图 4 室外与室内日平均温度

Fig.4 Outdoor and indoor daily mean temperature

由图 4 可知,测试期内,室外总平均温度约为 $-3.2\text{ }^{\circ}\text{C}$,室内总平均温度约为 $21\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。室内日平均温度随室外日平均温度的降低而降低。这是由于随室外温度逐渐降低,测试房间的热负荷逐渐增大,热泵机组的蒸发温度、吸气压力均逐渐降低,导致热泵机组的吸气量逐渐降低,热泵机组中制冷剂的流量逐渐减小,使得复合供热系统的制热功率逐渐降低,最终导致室内温度逐渐降低。此外,测试期室外温度波动较大,在 $-7\sim 2\text{ }^{\circ}\text{C}$ 内波动,但室内温度趋于稳定,约为 $21\text{ }^{\circ}\text{C}$,因此,采用复合供热系统后,室内形成了一个舒适、稳定的热环境。

3.2 散热器表面温度

热虹吸循环具有传热速率快的特点。本文为了量化热虹吸型散热器的热响应速度,对该散热器的表面温度进行了分析。当室外温度为 $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,热虹吸型散热器表面温度的变化情况如图 5 所示。

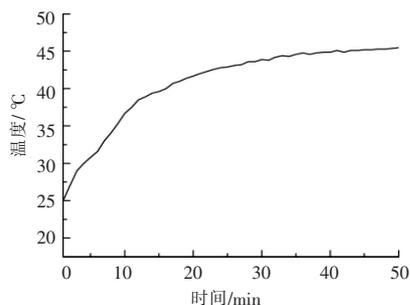


图 5 热虹吸型散热器表面温度的变化情况

Fig.5 The change of surface temperature of thermosiphon radiator

由图 5 可知,当复合供热系统启动时,热虹吸型散热器的表面温度约为 $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。此后,该散热器的表面温度快速升高,温升速率约为 $30\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{h}$ 。大约 40 min 后,该散热器的表面温度基本稳定,达到了 $45\text{ }^{\circ}\text{C}$ 左右。

当室外温度为 $5\text{ }^{\circ}\text{C}$,利用地板辐射盘管作为复合供热系统的室内换热装置时,由于辐射地板以及地板辐射供热装置中的循环水均具有较大的热惰性,因此复合供热系统供热量以及测试房间温度的响应速度均较慢,辐射地板表面温度的温升速率约为 $1.326\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{h}$ ^[14]。

综上所述,与地板辐射盘管相比,热虹吸型散热器的热响应速度提高了 21.6 倍。由于热虹吸型散热器具有动态响应快的特点,用户可以快速地调节室内温度,因此,该散热器更适合应用于间歇运行的供热系统,并且可以减少采暖能耗。

3.3 吸气压力与排气压力

为了探究热虹吸型散热器与空气源热泵机组联合运行的可靠性。本文对热泵机组的吸气压力和排气压力进行了测试。当室外温度分别为 $-7, -4, -1, 2, 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,热泵机组的吸气压力、排气压力和压缩比如图 6 所示。

由图 6 可知,热泵机组的吸气压力随着室外温度的降低而减小,这是由于当室外温度逐渐降低时,热泵机组的蒸发温度逐渐降低,热泵机组的吸气压力也随之减小。此外,随着室外温度逐渐降低,热泵机组的排气压力逐渐增大,这是由于当室外温度逐渐降低时,建筑热负荷逐渐增加,采暖房间需要的热量随之增加,导致散热器的供热温度逐渐升高,使得热泵机组的冷凝温度逐渐升高,进而导致热泵机组的排气压力随之升高,压缩比也逐渐增大。

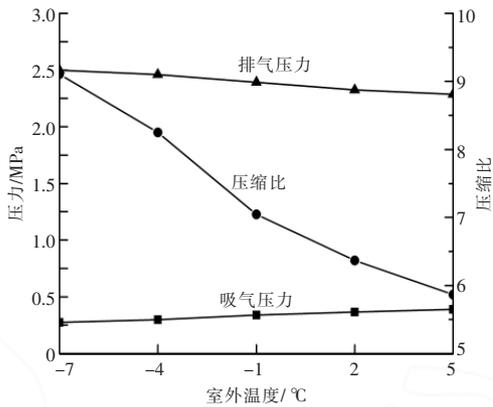


图6 不同室外温度下,热泵机组的吸气压力、排气压力和压缩比

Fig.6 Suction pressure, exhaust pressure and compression ratio of heat pump unit at different outdoor temperatures

排气压力和排气温度过高会影响热泵机组的正常运行。具体地,当热泵机组的排气温度过高时,会导致润滑油的粘度急剧下降,从而影响压缩机的润滑效果。此外,当热泵机组的排气压力和排气温度超过允许的最大值时,压缩机会频繁启停,最终导致热泵机组无法正常运行。因此,热泵机组的排气压力应低于允许的最大排气压力。由图6还可以看出,在室外温度为-7℃的条件下,热泵机组的排气压力约为2.5MPa,此排气压力低于热泵机组的最大排气压力(2.8MPa)。因此,当冬季室外温度不低于-7℃时,复合供热系统的运行状态比较可靠。

3.4 运行效率

当室外温度分别为-7,-4,-1,2,5℃时,复合供热系统的输入功率、制热功率如图7所示。

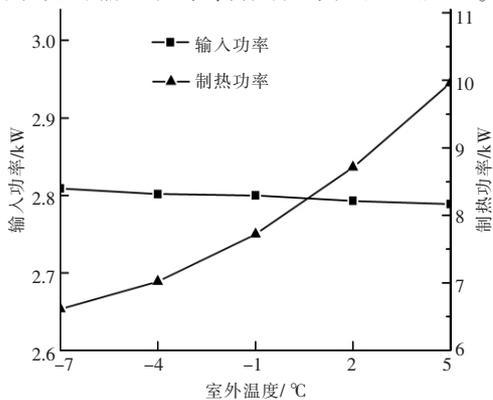


图7 不同室外温度下,复合供热系统的制热功率与输入功率

Fig.7 Heating capacity and input power of composite heating system at different outdoor temperatures

由图7可知,随着室外温度逐渐升高,复合供热系统的输入功率呈现出缓慢下降的变化趋势,

制热功率却逐渐增大。这是由于当室外温度逐渐升高时,热泵机组的蒸发温度会逐渐升高,从而降低了热泵机组的吸气比容,导致热泵机组的吸气量随之逐渐增加,从而导致热泵机组中制冷剂的流量逐渐增大,最终导致该系统的制热功率逐渐升高。

当室外温度分别为-7,-4,-1,2,5℃时,复合供热系统的COP如图8所示。

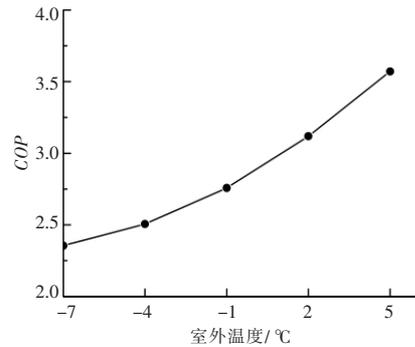


图8 不同室外温度下,复合供热系统的COP

Fig.8 COP of composite heating system at different outdoor temperatures

由图8可知,当室外温度由-7℃逐渐升高至5℃时,复合供热系统的COP由2.35逐渐增大至3.57。这是由于当室外温度逐渐升高时,复合供热系统的制热功率随之增大,但该系统的输入功率基本保持不变,因此,该系统的COP逐渐增大。文献[15]通过实验分析发现,在室外温度为4.85℃的条件下,空气源热泵地板辐射供热系统中热泵机组COP的平均值为2.91。由此可见,复合供热系统的制热性能更佳。

图9为测试期内,室外日平均温度与复合供

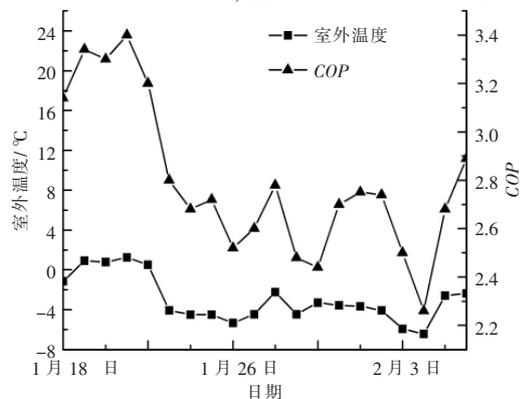


图9 测试期内,室外日平均温度与复合供热系统COP日平均值的变化情况

Fig.9 The change of outdoor daily average temperature and daily average COP of composite heating system during the test period

热系统 COP 日平均值的变化情况如图 9 所示。

由图 9 可知,测试期内,室外总平均温度约为 $-3.2\text{ }^{\circ}\text{C}$,复合供热系统 COP 总平均值约为 2.82。由图 9 还可以看出,复合供热系统 COP 日平均值与室外日平均温度呈正相关。2月4日室外日平均温度较低($-6.4\text{ }^{\circ}\text{C}$),该日复合供热系统的 COP 日平均值为 2.26。

4 经济性分析

为了进一步分析复合供热系统的经济性,应用 Energy Plus 软件模拟了采暖季测试房间的逐时热负荷。本文参照建筑物的实体结构建立了几何模型。各房间的长度和宽度均分别为 7.2,5.8 m。为了保证模型与建筑供暖系统的实际运行情况一致,提高经济性分析的可靠性,在模拟过程中,将测试房间设为采暖区域,将东、西两邻室和第一层各房间设定为不采暖区域。第二层各房间的北外墙上均有 2 扇门和 2 个窗户,其中,门的几何尺寸均为 $2.1\text{ m}\times 0.9\text{ m}$,各房间北外墙上 2 个窗户的几何尺寸均分别为 $1.4\text{ m}\times 1.4\text{ m}$ 和 $1.4\text{ m}\times 0.8\text{ m}$ 。第二层各房间的南外墙上均有 2 扇窗户,几何尺寸均为 $1.4\text{ m}\times 1.4\text{ m}$ 。

测试房间围护结构的材料和各项参数如表 2 所示。

表 2 测试房间围护结构的材料和各项参数

Table 2 Materials and parameters of the test room enclosure

围护结构	材料	厚度/mm	导热系数/ $\text{W}\cdot(\text{m}\cdot\text{K})^{-1}$
外墙	砖	100	0.89
	重型混凝土	200	1.95
内墙	砖	100	0.89
屋顶、地板	轻质混凝土	100	0.53
	吸音瓦	20	0.06
外门	木头	40	0.15
外窗	透明玻璃	3	0.90
	空气层	13	0.024
	透明玻璃	3	0.90

本文应用 EnergyPlus 软件,模拟计算该建筑的采暖热负荷。模拟过程中,调用 EnergyPlus 的气象文件,得到太原地区采暖季(11月1日-4月1日)的日平均室外温度 T 。室内温度设置为 $21\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。通过计算得到,该建筑物的日采暖供热量 Q_T 。此外,根据测试得到的复合供热系统的制热功率 q 、输入功率 P ,日制热功率 q_T 、日输入功率 P_T 。

复合供热系统日运行时间 t_d 的计算式为

$$t_d = \frac{Q_T}{q_T} \quad (2)$$

复合供热系统日耗电量 W_d 的计算式为

$$W_d = P_T t_d \quad (3)$$

采暖季,复合供热系统总耗电量 W 的计算式为

$$W = \sum W_d \quad (4)$$

根据建筑热负荷模拟结果,将复合供热系统的经济性能与电锅炉、煤锅炉作为热源的供热系统(以下分别简称为电锅炉和燃煤炉)进行对比。3种供热系统的各项参数如表 3 所示。此外,电能的单价为 $0.5\text{ 元}/(\text{kW}\cdot\text{h})$;煤的单价为 $1.15\text{ 元}/\text{kg}$,热值为 $23\text{ MJ}/\text{kg}$ 。

表 3 3种供热系统的各项参数
Table 3 Parameters of three heating systems

项目	复合供热系统	电锅炉	燃煤炉
供热面积/ m^2		41.8	
室内温度/ $^{\circ}\text{C}$		21	
供热量/ $\text{kW}\cdot\text{h}$		9 700	
供暖热效率	3.32	0.95	0.4 ^[6]
供暖热能耗/ $\text{kW}\cdot\text{h}$	2 921	10 210	24 250
年采暖能耗费用/元	1 460	5 105	4 365
初投资/元	11 800	5 600	4 600
第一年总费用/元	13 260	10 705	8 965
第二年总费用/元	14 720	15 810	13 330
第三年总费用/元	16 180	20 915	17 695

由表 3 可知,在相同供热量的情况下,与电锅炉和燃煤炉相比,复合供热系统的年采暖能耗费用分别降低了 71%和 67%,在运行费用上具有明显的经济优势。但是在初投资费用方面,复合供热系统远远高于电锅炉和燃煤炉,分别高出 1.1 倍和 1.6 倍。在总费用上,与电锅炉和燃煤炉相比,复合供热系统将分别在 2 a 和 3 a 后取得经济性效益的优势。

5 结论

本文提出了一种以热虹吸型散热器作为采暖末端装置的空气源热泵系统,并根据实验结果对该供热系统的各项性能进行研究,得到如下结论。

①测试期内,室外总平均温度约为 $-3.2\text{ }^{\circ}\text{C}$,室内总平均温度约为 $21\text{ }^{\circ}\text{C}$,利用复合供热系统能够使室内形成一个温度稳定且舒适的居住环境。

②在运行期间,新型复合供热系统的热泵机组运行状况稳定。当室外温度为 $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,热泵机

组的排气压力约为 2.5 MPa, 排气压力低于热泵机组的最大排气压力。

③当复合供热系统开启时, 热虹吸型散热器的温升速率较快, 优于地板辐射盘管。当室外温度为 5 ℃时, 热虹吸型散热器的温升速率为 30 ℃/h, 比地板辐射盘管的温升速率提高了 21.6 倍。

④与空气源热泵地板辐射供热系统相比, 复合供热系统的供暖性能更佳。测试期内, 复合供热系统的 *COP* 总平均值为 2.82; 在室外温度为 -6.4 ℃的条件下, 复合供热系统的 *COP* 日平均值为 2.26。

⑤与电锅炉和燃煤炉相比, 复合供热系统的初投资分别高出 1.1 倍和 1.6 倍, 但年运行费用分别减少 71% 和 67%。与电锅炉和燃煤炉相比, 复合供热系统将分别在 2 a 和 3 a 后取得经济性效益的优势。

参考文献:

- [1] 孟新巍, 白晨光, 魏昊天, 等. 严寒地区空气源热泵复合低谷电蓄能供暖系统优化[J]. 可再生能源, 2018, 36(12): 1883-1889.
- [2] 王亮, 李欣林. 高原地区空气源热泵及辅助热源复合系统能耗研究[J]. 可再生能源, 2016, 34(5): 732-736.
- [3] 闫泽滨, 马素霞, 李小刚. 太阳能-相变蓄热蒸发型空气源热泵复合供热系统的设计 [J]. 可再生能源, 2018, 36(2): 209-214.
- [4] 彭冬根, 董华, 晁凤琴. 地板辐射采暖和风机盘管采暖室内热环境及能耗比较[J]. 电力与能源, 2006, 27(4): 168-172.
- [5] Maivel M, Ferrantelli A, Kurnitski J. Experimental determination of radiator, underfloor and air heating emission losses due to stratification and operative temperature variations [J]. Energy and Buildings, 2018, 166: 220-228.
- [6] 张了. 小型低温空气源热泵采暖在北京农村的适用性研究[D]. 北京: 清华大学, 2015.
- [7] Olesen B W, De Carli M. Calculation of the yearly energy performance of heating systems based on the European building energy directive and related CEN standards[J]. Energy and Buildings, 2011, 43(5): 1040-1050.
- [8] Karmann C, Schiavon S, Bauman F. Thermal comfort in buildings using radiant vs. all-air systems: A critical literature review [J]. Building and Environment, 2017, 111: 123-131.
- [9] Halawa E, van Hoof J, Soebarto V. The impacts of the thermal radiation field on thermal comfort, energy consumption and control - A critical overview [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2014, 37: 907-918.
- [10] 郭恩悦, 燕达, 崔莹, 等. 长江中下游地区住宅冬季供暖典型案例及关键问题 [J]. 暖通空调, 2014, 44(6): 25-32.
- [11] 张帅, 胡文举, 李德英, 等. 空气源热泵-散热器供暖系统用于北京地区某农村住宅的实测分析 [J]. 暖通空调, 2015, 45(8): 80-83.
- [12] Embaye M, Al-Dadah R K, Mahmoud S. Numerical evaluation of indoor thermal comfort and energy saving by operating the heating panel radiator at different flow strategies[J]. Energy and Buildings, 2016, 121(1): 298-308.
- [13] 张超, 吕新刚, 陈建平, 等. 低环温空气源热泵技术研究新进展[J]. 建筑节能, 2015, 43(10): 22-26.
- [14] 王恩丞, 谭洪卫. 上海地区空气源热泵地板采暖系统应用研究[J]. 建筑热能通风工程, 2004, 23(6): 25-29.
- [15] 王林军, 刘伟, 张东, 等. 寒冷地区低温空气源热泵辐射供暖实验研究[J]. 甘肃科学学报, 2016, 28(1): 77-82.
- [16] 赵建康, 高沛洋, 王敬民, 等. 户式空气源热泵散热器采暖系统在北京农村地区的典型示范应用案[J]. 制冷与空调, 2017, 17(3): 85-89.

Measured and economic analysis of composite heating system of thermosyphon radiator and air source heat pump

Ai Zejian¹, Cheng Yuanda¹, Jia Jie¹, Pang Wenxing², Tian Qi¹

(1.School of Civil Engineering, Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030024, China; 2.Taiyuan Lvjia Environmental Development Protection Co.,Ltd., Taiyuan 030024, China)

Abstract: In order to analyze the performance of the composite heating system of thermosyphon radiator and air source heat pump, the composite heating system has been tested. In addition, the paper conducts a numerical simulation of the energy consumption of the composite heating system based on the actual conditions of Taiyuan area. According to the simulation results, the economics of the composite heating system and other heating systems is analyzed and compared. The results show that during the test period, the average outdoor temperature is about $-3.2\text{ }^{\circ}\text{C}$, the indoor temperature is about $21\text{ }^{\circ}\text{C}$, the *COP* of the composite heating system is about 2.82. Compared with the electric boiler and the coal-fired boiler, the operating cost of the composite heating system is reduced by 71% and 67%, respectively, which can gain economic advantage after 2 and 3 years.

Key words: heating; air source heat pump; radiator; coefficient of performance; energy conservation