

# 低温辐射采暖毛细管空调系统太阳能贡献率研究

王海涛<sup>1,2</sup>, 袁 杰<sup>1,2</sup>, 韦中师<sup>1,2</sup>, 马新光<sup>3</sup>

(1. 安徽建筑大学环境与能源工程学院, 合肥 230601; 2. 建筑能效控制与评估教育部工程研究中心, 合肥 230601;

3. 浙江宝业建筑设计研究院有限公司, 杭州 310001)

**摘 要:**以平板型太阳能集热系统为主要热源,空气源热泵(ASHP)为辅助热源,毛细管网为末端装置,设计出一种新型双热源毛细管低温辐射采暖系统。在中国芜湖地区冬季气象条件下,通过实验和模拟分析研究该系统太阳能贡献率与供水温度的关系。结果表明:在冬季较充足的太阳辐射度(489.5~565.2 W/m<sup>2</sup>)下,当供水温度分别为25、30、35℃时,太阳能采暖贡献率分别达到45.0%、42.5%、39.4%,系统运行1 d的日节电率达到21.3%、19.6%、18.7%,室内同时满足舒适性要求。

**关键词:**低温运行;空气源热泵;太阳能;毛细管辐射采暖;太阳能贡献率

**中图分类号:**TK519

**文献标识码:**A

## 0 引 言

建筑能耗占我国总能耗的1/3以上,其中用于制冷与供暖的能耗占到63%<sup>[1,2]</sup>,这些能耗大部分使用煤、天然气等不可再生能源,尤其在冬季采暖方面。因此将可再生能源(特别是太阳能)用于冬季采暖热源得到越来越多的关注<sup>[3,4]</sup>。目前太阳能应用在冬季采暖方面主要采用太阳集热器吸收太阳能产生高温热水,之后通过辐射换热来实现<sup>[5-8]</sup>。太阳能采暖虽具有常规能源采暖无法比拟的优点但也存在分散性、间断性、不稳定性等固有缺点。通过改变吸热材料和使用太阳能热储存等方法(如显热储存、相变储存、化学反应储存等)可弥补太阳能的缺点,提高太阳能的利用率<sup>[9-12]</sup>。同时也可采用太阳能与辅助热源相组合的方式弥补其间断性与不稳定性缺点。文献[13]使用太阳能与空气源热泵(air source heat pump, ASHP)作为热源,分析单户住宅冬季采暖的应用前景,并得出投资回收期为17.3~22.4 a。文献[14]将太阳能-空气源热泵系统应用在寒冷地区供暖时,电力能耗只占到采暖总能耗的1/3。文献[15]使用Matlab模拟结果显示出太阳能和空气源复合系统采暖相较于化石能源采暖有可观的经济性。文献[16]研究将太阳能储热水

箱与辅助热源结合的方式,使得太阳能的采暖贡献率达到总热负荷的60%。

上述冬季采暖系统的末端主要以散热器和地暖盘管为主。散热器进行采暖的工质温度要求较高(70℃以上),地暖盘管的最低供水温度为55℃,这2种末端所需的供水温度都较高,系统热损较大。低温辐射采暖是近年来一种发展迅速的供热形式<sup>[17,18]</sup>。Bojić等<sup>[19]</sup>研究低温辐射采暖,即将辐射末端分别铺设到地板、墙壁和天花板,经过对比发现无论采用何种铺设方式,室内空气温度都无较大偏差。Hasan等<sup>[20]</sup>研究由散热器与地板辐射采暖末端组成的低温采暖方式,并研究室内的空气温度差异,得出空气温度差异小,具有较好舒适性的结果。文献[21,22]将低温地板辐射采暖应用在办公室内,得出室内的水平温度分布均匀和室内舒适性高的结论。

由于低温辐射采暖系统所需的供水温度相对较低,所以完全可利用太阳能等低品位能源。毛细管辐射末端作为一种新型低温热水辐射供暖末端形式,具有舒适度高、安静、卫生安全、供水温度低、布置灵活等诸多优势,其冬季采暖供水温度一般为28~35℃,可均匀地向室内辐射热量,是一种对房间温湿度进行微调节的节能末端,也为太阳能应用于

收稿日期:2017-05-11

基金项目:建筑能效控制与评估教育部工程研究中心(B10502)

通信作者:王海涛(1971—),男,博士、教授,主要从事太阳能热利用方面的研究。wht@ahjzu.edu.cn

冬季采暖提供了可能。目前太阳能应用于低温辐射采暖的研究尚少,因此本文提出一种新型的以毛细管作为系统末端,太阳能为主要热源,空气源热泵为辅助热源的低温辐射采暖系统。研究该系统在不同供水温度下太阳能贡献率,同时验证低温毛细管辐射末端可提高房间采暖舒适性。

1 实验系统介绍

1.1 实验房间概况

实验地点位于安徽省芜湖市。芜湖地处长江中下游,是典型的夏热冬冷地区。冬季室外平均温度为 4.2℃,相对湿度 77%,日平均太阳辐照度 12.47 MJ/(m<sup>2</sup>·d)。室内设计参数:温度 18℃,相对湿度 51%,露点温度 7.8℃。

实验房间由客厅、卫生间、洗浴室和洗漱室组成,如图 1 所示。四周外墙厚度为 0.240 m 的砖墙,导热系数 λ=2.03 W/(m<sup>2</sup>·K);房间内墙厚为 0.120 m 的砖墙;该居室总长 9.4 m,宽 5.7 m,高 2.7 m,总计面积约为 50.6 m<sup>2</sup>。房间面南朝向,客厅的南墙嵌入玻璃幕墙与玻璃移门,面积分别为 6.5 和 8.58 m<sup>2</sup>,客厅的东部墙面嵌入玻璃幕墙,面积为 7.28 m<sup>2</sup>,玻璃幕墙导热系数 λ=2.3 W/(m<sup>2</sup>·K)。

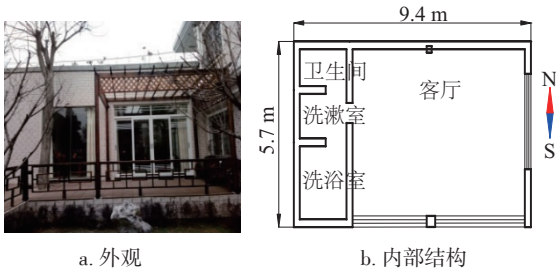
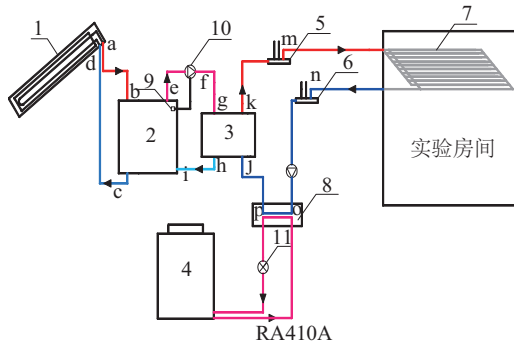


图1 实验房间

Fig. 1 Test room details

1.2 系统组成与运行

如图 2 所示,系统由太阳平板集热器(面积约 30 m<sup>2</sup>,倾斜角度 30°、空气源热泵、毛细管末端、储热水箱(0.5 m<sup>3</sup>))、板式换热器(换热面积 0.6 m<sup>2</sup>,设计传热系数 7742 W/(m<sup>2</sup>·K))、套管式换热器和水泵组成。其中,空气源热泵由多联机主机改造而成,室内机部分改为套管式换热器,制热模式运行时,利用制冷剂 R410A 的冷凝热加热来自毛细管网内的低温回水。



1. 采暖集热器 2. 储热水箱 3. 板式换热器  
4. 空气源热泵 5. 分水器 6. 集水器 7. 毛细管网  
8. 套管式换热器 9. 温控开关 10. 水泵 11. 电子膨胀阀

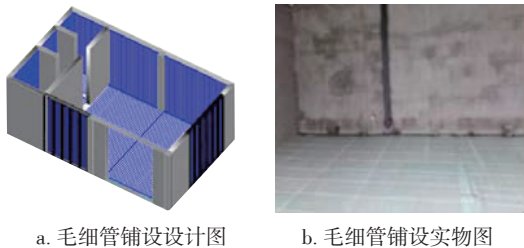
图2 系统结构图

Fig. 2 System schematic diagram

系统的运行方式为:1)当太阳辐照度充足时,布置在房间顶部的平板太阳集热器 1 利用太阳能加热储热水箱 2 中的水(a—b—c—d—a),当水箱内的水温达到 45℃时,温控开关 9 开启水泵 10,热水循环过程(e—f—g—h—i—e)通过板式换热器 3 与封闭的毛细管网水循环过程(j—k—m—n—o—p—j)进行热交换,加热毛细管网供水温度,为冬季采暖提供热量。2)当太阳辐照度不充足时,水箱 2 内的水温低于 45℃时,水泵 10 停止运行,空气源热泵机组 4 启动制热模式,制冷剂通过套管式换热器 8 利用冷凝热加热毛细管网回水(j—k—m—n—o—p—j),产生热水进入毛细管末端 7,为冬季采暖提供热量。

1.3 毛细管末端铺设

毛细管材质为性能高、使用寿命长的高分子材料。与常见的地板采暖所采用的材料不同,毛细管之间是可焊接的,其使用寿命可达 50 a,如图 3 所示。毛细管采用房间地面和四周墙壁全铺,为研究墙壁与地面供暖性能,系统可实现单独墙壁供热与单独地面供热。室内毛细管铺设面积为 99.346 m<sup>2</sup>,墙壁



a. 毛细管铺设设计图 b. 毛细管铺设实物图

图3 实验室毛细管布置

Fig. 3 Capillary tube mats layout in test room

毛细管铺设面积占四周墙壁面积的 65%,地面铺设毛细管覆盖率达到 90%。实验选择北京普来福新型材料有限公司生产的毛细管,型号为 U20,其规格尺寸如表 1 所示。

表 1 毛细管网参数(mm)

Table 1 Parameters of capillary tube mats(mm)			
参数	数值	参数	数值
毛细管席支管	Φ3.35×0.5	毛细管席长度	1000~5500
毛细管席干管	Φ20×2	毛细管席间距	15

### 1.4 测试点布置和测试仪器

外界环境温度与相对湿度由温湿度记录仪进行测量,设置在自然通风和无太阳直射处,测点布置在距地面 1.5 m 处,测量间隔为 10 min。太阳辐射表放置于屋顶。毛细管供回水温度及流量由超声波热量表测量。室内空气温度和室内各表面(如地面、墙壁面、窗面)温度的测量由 T 型热电偶作为敏感元件,采用安捷伦数据采集仪进行数据采集,测试仪器具体参数如表 2 所示。

表 2 测试仪器参数

Table 2 Test instrument parameters			
实验仪器	测量参数	量程	精度
热电偶	室内空气温度	-40~375 ℃	±1.5 ℃
	室内壁面温度	-40~375 ℃	±1.5 ℃
TBQ-2	太阳辐射度	0~2000 W/m <sup>2</sup>	±2%
I.92-1+	室外温度	-40~70 ℃	±0.2 ℃
	相对湿度	0~100%RH	±3%RH
风速探头	室内风速	0~20 m/s	±0.03 m/s
黑球探头	室内黑球温度	0~120 ℃	1%

测量室内空间空气温度时,将 T 型热电偶放置在地面中心及室内对角线方向(见图 4a 中 A~H 点)。与此同时,为更加精确地分析室内温度的分布特征,在图 4 各测点不同高度(0.1、0.6、1.1、1.7、2.4 m)处设置温度测点(见图 4b)。将 T 型热电偶布置在辐射墙壁和地板表面来测量壁面温度。对于非辐射壁面,将热电偶贴在壁面中心处。室内空气相对湿度由湿度记录仪进行测量,放置在房间中心,距离地面 1.5 m(见图 5)处;室内空气流速与室内黑球温度分别由 Testo 热敏式风速探头和热辐射黑球探头进行测量。

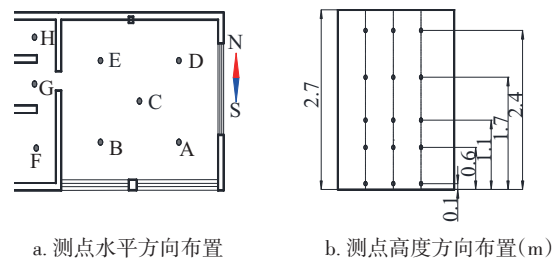


图 4 室内空气温度测点

Fig. 4 Indoor air temperature measuring point arrangement

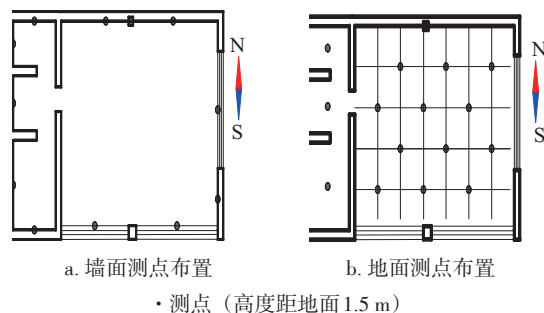


图 5 辐射表面温度测点布置图

Fig. 5 Radiation surface temperature point arrangement

## 2 系统性能分析

### 2.1 理论分析

太阳能贡献率  $\theta_{\text{solar}}$ ,即系统中由太阳能提供的负荷与总负荷之比:

$$\theta_{\text{solar}} = \frac{Q_{\text{solar}}}{L} \tag{1}$$

$$L = Q_{\text{solar}} + Q_{\text{ASHP}} \tag{2}$$

单位时间内集热器吸收到的太阳辐射能量:

$$E = A \times \alpha \times \tau \times I \tag{3}$$

$$Q_{\text{solar}} = E \times (1 - \beta) \tag{4}$$

$$L = B \times q \tag{5}$$

式中,  $\theta_{\text{solar}}$ ——太阳能贡献率,%;  $Q_{\text{solar}}$ ——太阳能贡献的热负荷,W;  $L$ ——系统总热负荷,W;  $Q_{\text{ASHP}}$ ——空气源热泵贡献的热负荷,W;  $I$ ——太阳辐射强度,W/m<sup>2</sup>;  $A$ ——太阳能集热器采光面积,m<sup>2</sup>;  $E$ ——太阳辐射能量,W;  $\alpha$ ——太阳能集热器透明盖板吸收率;  $\tau$ ——太阳能集热器透明盖板透过率;  $\beta$ ——太阳能系统热损失系数;  $B$ ——毛细管铺设面积,m<sup>2</sup>;  $q$ ——毛细管单位面积供热量,W/m<sup>2</sup>。

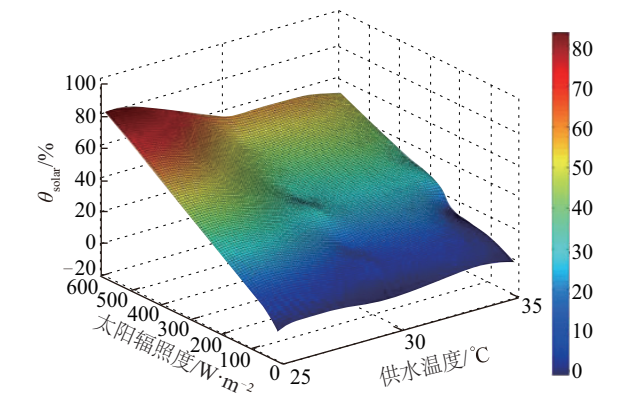
毛细管末端设计供水温度分别为 25、30、35 ℃,



设计供回水温差为 3℃,具体参数如表 3 所示。查阅《实用供热空调设计手册》<sup>[23]</sup>,得出毛细管辐射型室内墙壁与地板供热能力。

表 3 毛细管网供热量				
Table 3 Heating capacity of capillary tube mats				
温度/℃			供热能力/W·m <sup>-2</sup>	
供水	回水	室内	墙面	地板
25	22	16	50	70
30	28	18	75	110
35	33	19	100	135

以芜湖地区典型冬季天气为例,理论计算得出在不同供水温度及不同太阳辐照度下系统太阳能贡献率。利用 Matlab 对太阳能贡献率  $\theta_{\text{solar}}$  做双变量曲面回归分析(见图 6)。由图 6 可知,在设计供水温度恒定时,  $\theta_{\text{solar}}$  随太阳辐照度的增大而增大;在太阳辐照度为 120~600 W/m<sup>2</sup> 时可适当降低供水温度,提高太阳能贡献率,从而降低系统能耗。在设计供水温度为 25~35℃,太阳辐照度为 450~600 W/m<sup>2</sup> 时,系统太阳能贡献率达到 45%~82%,满足太阳能应用于采暖系统的要求。



注:图右侧柱状图颜色分别对供水温度、太阳辐照度、太阳能贡献率数值进行标定,如蓝色柱状图说明水温为 20℃,太阳辐照度为 150 W/m<sup>2</sup>,太阳能贡献率约为 6%,请下载电子文件查看彩图。

图 6 太阳能贡献率、辐照度和供水温度回归分析  
Fig. 6 Regression analysis of solar contribution, solar irradiance and supplied water temperature

## 2.2 实验数据分析

在 2017 年 1 月 5~19 日对该系统进行实验测试,设计供水温度分别为 25、30、35℃,毛细管网水流量不变。测试期间,每天 08:00 开启实验系统,系统连续运行 24 h 后关闭系统。间隔几天待室内热

湿环境恢复至自然状况下时再运行下一工况。测试过程中,实验数据在系统稳定后开始记录,所有温度测量时间间隔为 10 min,其他数据间隔时间在 10~30 min。

在测试过程中,定义相同的设计供水温度且日平均太阳辐照度接近的 2 种工况为相似工况。如果相似工况下由室外环境引起的热负荷忽略不计,相似工况下的耗电量差值可认为是太阳能贡献率,则:

$$\theta_{\text{solar}} = (W_{\text{total}}' - W_{\text{total}}) / W_{\text{total}}' \quad (6)$$

式中,  $W_{\text{total}}$  ——系统耗电量;  $W_{\text{total}}'$  ——相似工况下系统耗电量。

如表 4 所示,在本实验中设定工况 1 和工况 1'、工况 2 和工况 2'、工况 3 和工况 3' 的设计供水温度分别为 25、30、35℃。相似工况下其 1 d 的平均太阳辐照度和室外空气温度接近。在工况 1~工况 3 下,由空气源热泵和太阳能系统提供热源,在工况 1'~工况 3' 下,仅空气源热泵提供热源。实验测得每小时系统耗电量,由式(6)计算得出太阳能贡献率。

表 4 不同工况下系统实验参数				
Table 4 Experimental parameters under different operating conditions				
工况	$t_{\text{des},s}/\text{℃}$	$I_{\text{ave},d}/\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$	$t_{\text{ave},a}/\text{℃}$	热源
1	25	269.5	6.4	S+A
1'	25	263.3	6.1	A
2	30	285.2	3.3	S+A
2'	30	273.8	2.1	A
3	35	254.6	4.5	S+A
3'	35	268.5	4.7	A

注:  $t_{\text{des},s}$  ——设计供水温度;  $I_{\text{ave},d}$  ——平均每天太阳辐照度;  $t_{\text{ave},a}$  ——每天平均环境温度;下标 s—太阳能;A—空气源热泵(ASHP)。

当设计供水温度恒定时,对平均太阳辐照度与太阳能贡献率进行回归分析(见图 7)。在设计供水温度  $t_{\text{供}}$  分别为 25、30、35℃时,分别得出的太阳能贡献率(%)为:

$$\theta_{\text{solar}} = 0.093I - 0.682 \quad (7)$$

$$\theta_{\text{solar}} = 0.074I - 0.762 \quad (8)$$

$$\theta_{\text{solar}} = 0.078I - 2.231 \quad (9)$$

当冬季太阳辐照度为 450~600 W/m<sup>2</sup> 时,系统太阳能贡献率可达 35%~50%,系统设计供水温度  $t_s$  为

25~35 ℃,可满足冬季系统采暖要求,也为系统设计时供水温度的确定提供了初步依据。

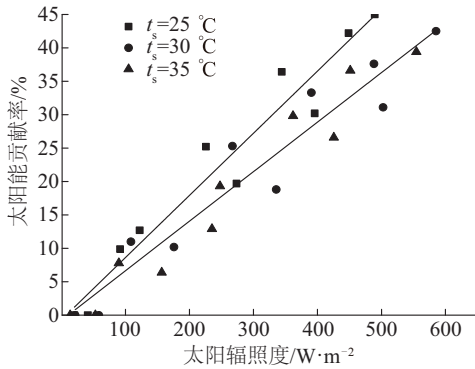


图7 太阳能贡献率与辐照度的关系曲线

Fig. 7 Relations of solar contribution and solar irradiance

### 2.3 系统节能性分析

系统的节能性可用系统节电率来表示。在设计供水温度相同时,分别测得系统与空气源热泵采暖的日耗电量。经过计算得出在设计供水温度分别为 25、30、35 ℃时,该系统日节电率分别达到 21.3%、19.6%、18.7%,如图 8 所示。

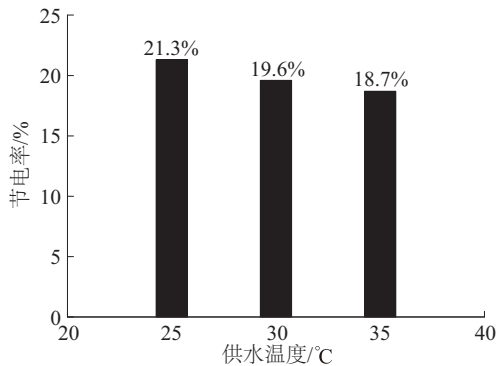


图8 不同供水温度下系统节电率

Fig. 8 Economy power rate when different supplied water temperatures

## 3 室内环境分析

### 3.1 室内水平温度分布

如图 9 为不同供水温度下,距离地面 1.1 m 高度处室内平均水平温度分布。当测试设计供水温度  $t_{des,s}$  分别为 25、30、35 ℃时,室外平均环境温度  $t_{ave,a}$  分别为 6.4、3.3、4.5 ℃,约 16:00 时室内温度达到最高,分别为 18.7、21.3、22.2 ℃,然后逐渐平稳。

虽室外温度变化大,但在系统运行过程中室内温度很少受影响,室内空气温度分布均匀稳定。当供水温度为 30 ℃时,室外平均温度为 3.3 ℃。11:00 时,室内温度升至 18 ℃,满足室内供暖温度要求。

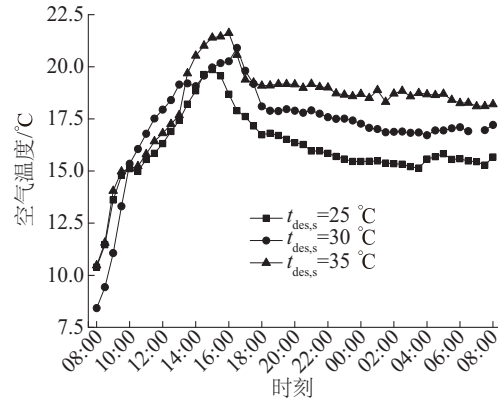


图9 不同工况下室内水平温度分布

Fig. 9 Average horizontal temperature in different cases

图 10 为满足室内供暖温度时不同时段下系统节电率与太阳能贡献率变化趋势。在 12:00~13:00 时段太阳能贡献率与系统节电率最高,分别为 42.5%和 35.1%,说明系统的节能效果明显。

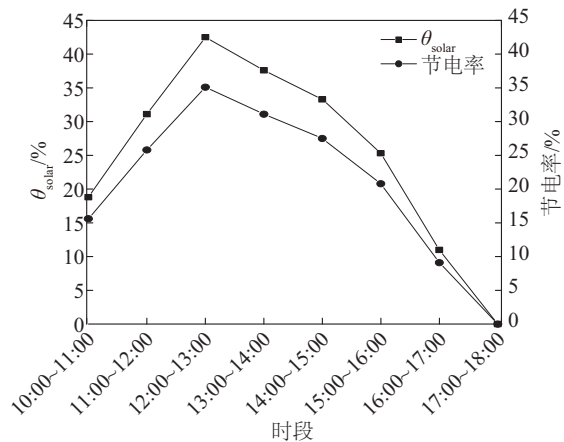


图10 系统节电率与太阳能贡献率

Fig. 10 Economy power and solar contribution rate

### 3.2 室内垂直温度分布分析

图 11a 所示为在设计供水温度  $t_{des,s}$  分别为 25、30、35 ℃下,测点 B 处不同高度下的室内空气温度分布。0.1、1.7 m 处温差分别为 1.2、1.0 ℃。如图 11b,在设计供水温度为 30 ℃时,测点 A、C 和 E 在相同高度下各点之间的最大温差仅为 0.6 ℃。实验结果表明:室内温度分布均匀且沿高度方向温升变化不大。

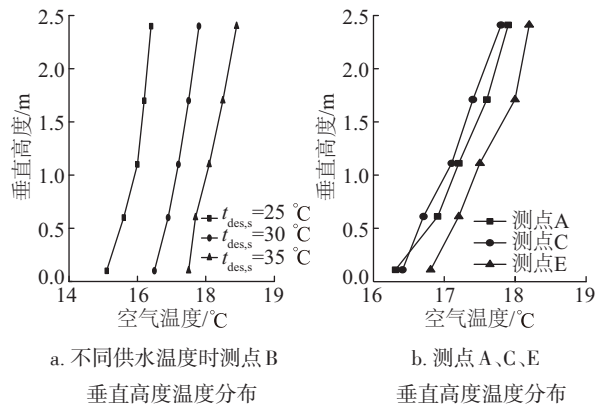


图11 实验房间垂直温度分布

Fig. 11 Vertical temperature distribution of test room

### 3.3 室内相对湿度变化分析

根据图 12 所示,当设计供水温度  $t_{des,s}$  为 25、30、35  $^\circ\text{C}$  时,室内最低相对湿度分别达到 46.1%、44.5%、44.7%,且室内相对湿度最大波动分别为 6.0%、5.9%、7.1%,室内相对湿度适宜。

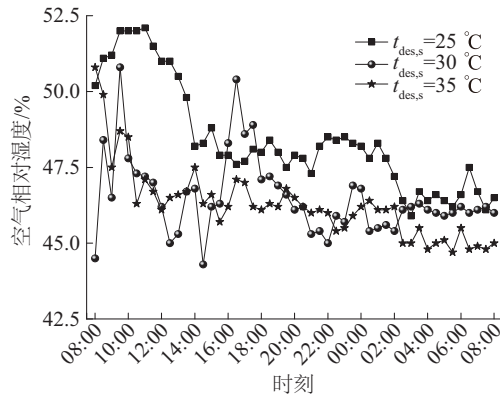


图12 不同工况下室内相对湿度变化

Fig. 12 Indoor relative humidity with different cases

### 3.4 室内热舒适性分析

美国室内热环境舒适性标准(ANSI/ASHRAE Standard 55-2013)<sup>[24]</sup>规定:室内人体站立时头部和脚踝部的温差应小于 3  $^\circ\text{C}$ 。在本实验中室内脚踝部与头部的最大温差为 1.2  $^\circ\text{C}$ ,且室内相对湿度适宜。因此,利用毛细管末端的太阳能辐射采暖系统可满足室内热舒适性标准。

## 4 结 论

通过对以毛细管为末端,太阳能-空气源热泵为热源的低温辐射采暖系统的冬季工况下的供暖应用研

究,得出以下主要结论:

1)当冬季太阳辐照度为 450~600  $\text{W}/\text{m}^2$  时,系统太阳能贡献率可达 35%~50%,系统设计供水温度为 25~35  $^\circ\text{C}$ ,可满足冬季采暖要求。可为系统设计时供水温度的确定提供初步依据,为太阳能应用于冬季采暖提供可能。

2)在设计供水温度分别为 25、30、35  $^\circ\text{C}$  时,系统日节电率分别达到 21.3%、19.6%和 18.7%。

3)在本实验中室内空气温度分布均匀与稳定,室内脚踝部与头部的最大温差仅为 1.2  $^\circ\text{C}$ ,远低于美国室内热环境舒适性标准《ANSI/ASHRAE Standard 55-2013》规定的室内人体站立时头部和脚踝部的温差应小于 3  $^\circ\text{C}$ ,而且室内相对湿度适宜。因此,利用毛细管末端的太阳能低温辐射采暖系统,满足室内热舒适性标准。

### [参考文献]

- [1] Yao Runming, Li Baizhan, Steemers K. Energy policy and standard for built environment in China[J]. Renewable Energy, 2005, 30(13): 1973—1988.
- [2] Cui Yong, Wang Yiping, Li Zhu. Performance analysis on a building-integrated solar heating and cooling panel [J]. Renewable Energy, 2015, 74: 627—632.
- [3] Girard A, Muneer T, Caceres G. A validated design simulation tool for passive solar space heating: Results from a monitored house in West Lothian, Scotland [J]. Indoor Built Environ, 2014, 23(3): 353—372.
- [4] Kylili A, Fokaides P A. Investigation of building integrated photovoltaics potential in achieving the zero energy building target [J]. Indoor Built Environ, 2014, 23(1): 92—106.
- [5] Lukač N, Žlaus D, Seme S, et al. Rating of roofs' surfaces regarding their solar potential and suitability for PV systems, based on LiDAR data [J]. Applied Energy, 2013, 102: 803—812.
- [6] Ghaith F A, Abusitta R. Energy analyses of an integrated solar powered heating and cooling systems in UAE [J]. Energy and Buildings, 2014, 70: 117—126.
- [7] Glembin J, Haselhorst T, Steinweg J, et al. Direct integration of solar heat into the space heating circuit [J]. Solar Energy, 2016, 131: 1—20.
- [8] Mehdaoui F, Hazami M, Naili N, et al. Energetic performances of an optimized passive solar heating

- prototype used for Tunisian buildings air-heating application[J]. *Energy Conversion and Management*, 2014, 87: 285—296.
- [9] Hu Mingke, Pei Gang, Wang Qiliang, et al. Field test and preliminary analysis of a combined diurnal solar heating and nocturnal radiative cooling system[J]. *Applied Energy*, 2016, 179: 899—908.
- [10] Ling Deli, Mo Genmao, Jiao Qingtai, et al. Research on solar heating system with phase change thermal energy storage[J]. *Energy Procedia*, 2016, 91: 415—420.
- [11] Serale G, Fabrizio E, Perino M. Design of a low-temperature solar heating system based on a slurry phase change material (PCS)[J]. *Energy and Buildings*, 2015, 106: 44—58.
- [12] Wang Haitao, Yuan Jie, Wang Ren, et al. Analysis of the influence of the stability factors of PV/T-SAHP on the performance of the system[J]. *Sustainability*, 2016, 8(1): 24—47.
- [13] Deng Jie, Tian Zhiyong, Fan Jiahua, et al. Simulation and optimization study on a solar space heating system combined with a low temperature ASHP for single family rural residential houses in Beijing[J]. *Energy and Buildings*, 2016, 126: 2—13.
- [14] Shan M, Yu T, Yang X. Assessment of an integrated active solar and air-source heat pump water heating system operated within a passive house in a cold climate zone[J]. *Renewable Energy*, 2016, 87(Part 3): 1059—1066.
- [15] Kiyani M, Bingöl E, Melikoğlu M, et al. Modelling and simulation of a hybrid solar heating system for greenhouse applications using Matlab/Simulink[J]. *Energy Conversion and Management*, 2013, 72: 147—155.
- [16] Bahria S, Amirat M, Hamidat A, et al. Parametric study of solar heating and cooling systems in different climates of Algeria—A comparison between conventional and high-energy-performance buildings[J]. *Energy*, 2016, 113: 521—535.
- [17] Laouadi A. Development of a radiant heating and cooling model for building energy simulation software[J]. *Building and Environment*, 2004, 39 (4): 421—431.
- [18] Miriel J, Serres L, Trombe A. Radiant ceiling panel heating-cooling systems: Experimental and simulated study of the performances, thermal comfort and energy consumptions[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2002, 22(16): 1861—1873.
- [19] Bojić M, Cvetković D, Marjanović V, et al. Performances of low temperature radiant heating systems[J]. *Energy and Buildings*, 2013, 61: 233—238.
- [20] Hasan A, Kurnitski J, Jokiranta K. A combined low temperature water heating system consisting of radiators and floor heating[J]. *Energy and Buildings*, 2009, 41 (5): 470—479.
- [21] Myhren J A, Holmberg S. Design considerations with ventilation-radiators: Comparisons to traditional two-panel radiators[J]. *Energy and Buildings*, 2009, 41 (1): 92—100.
- [22] Mikeska T, Svendsen S. Study of thermal performance of capillary micro tubes integrated into the building sandwich element made of high performance concrete[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2013, 52 (2): 576—584.
- [23] 陆耀庆. 实用供热空调设计手册[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2008.
- [23] Lu Yaoqing. Practical design handbook for heating and air conditioning[M]. Beijing: China Architecture & Building Press, 2008.
- [24] ANSI/ASHRAE standard 55-2013, Thermal environmental conditions for human occupancy[S].

## STUDY ON CONTRIBUTION RATE OF SOLAR ENERGY IN LOW TEMPERATURE RADIATION HEATING CAPILLARY AIR CONDITIONING SYSTEM

Wang Haitao<sup>1,2</sup>, Yuan Jie<sup>1,2</sup>, Wei Zhongshi<sup>1,2</sup>, Ma Xin'guang<sup>3</sup>

(1. School of Environment and Energy Engineering, Anhui Jianzhu University, Hefei 230601, China;

2. Building Energy Efficiency Control and Evaluation Engineering Research Center Ministry of Education, Hefei 230601, China;

3. Zhejiang Baoye Architectural Design and Research Institute Co., Ltd., Hangzhou 310001, China)

**Abstract:** A new type of dual heat source capillary low temperature radiation heating system is designed. The flat solar collector is the main heating source, while the ASHP (air source heat pump) is the auxiliary heating source of system. The system terminal device is the capillary network. In the winter conditions of Wuhu area, the relationship between solar system contribution rate and water supply temperature was studied by experiment and simulation. The results show that the contribution rate of solar energy is 45%, 42.5%, 39.4% when the water supply temperature is 25 °C, 30 °C and 35 °C, respectively, under the condition of sufficient solar irradiance (489.5-565.2 W/m<sup>2</sup>), the system operating day saving rate reached 21.3%, 19.6% and 18.7%, while indoor comfort requirements.

**Keywords:** low temperature operations; air source heat pumps; solar energy; capillary mat radiant heating; contribution rate of solar energy