

# 太阳能微通道分离式热管供暖系统实验研究

曲培培,牛宝联,安海洋,余跃进

(南京师范大学能源与机械工程学院,江苏 南京 210042)

**[摘要]** 以太阳能微通道分离式热管供暖系统为研究对象,通过实验与理论的方法研究了其在可观太阳辐射强度时的供暖性能。结果表明:系统的供热量、供热效率、上汽管和下液管压力、微通道散热器的压降及壁温、实验房间温度均受太阳辐射强度影响较大,受室外温度影响较小,且其变化较太阳辐射强度均存在约 15 min 的时间延迟。此外,晴天或晴间多云时,在光强较大的 10:00 至 15:00 之间,该系统单独运行即可满足室内供暖需求,且系统压力在 0.4~0.8 MPa 之间变化;微通道散热器平均压降范围为  $2.1 \times 10^3 \sim 5 \times 10^3$  Pa;微通道散热器平均壁温最低为 20.7 °C,最高可达 38.4 °C;系统平均每秒供热量最低为 343.7 J,最高可达 424.1 J,室内温度始终可维持在 18.3~26.7 °C 之间;系统平均供暖效率在 30.4%~45% 之间。此外,系统中除冷凝器风机消耗少量电能外,并无其他动力设备,故其 COP 理论上无限大,是一种节能效果显著的辅助供暖系统。

**[关键词]** 太阳能,微通道换热器,分离式热管,供暖

**[中图分类号]** TK519 **[文献标志码]** A **[文章编号]** 1672-1292(2017)04-0044-09

## Experimental Study of Solar Micro Channel Separated Heat Pipe Heating System

Qu Peipei, Niu Baolian, An Haiyang, Yu Yuejin

(School of Energy and Mechanical Engineering, Nanjing Normal University, Nanjing 210042, China)

**Abstract:** Taking solar micro channel separation heat pipe heating system as the study object, the paper studies the heating performance of the system at appreciable solar radiation with experimental and theoretical methods. The results show that the heating load and the efficiency of the system, the pressure of gas supply pipe and liquid return pipe, the pressure drop and wall temperature of the micro channel radiator and the indoor temperature are affected greatly by solar radiation intensity, and are less affected by outdoor temperature. Moreover, they all lag behind the variation of solar radiation intensity about 15 minutes. In addition, between 10:00 and 15:00 when it is a partly cloudy day and a sunny day, the separate operation of the system can meet the indoor heating demand and the system pressure varies from 0.4 to 0.8 MPa. During this time, the average pressure drop range is  $2.1 \times 10^3 \sim 5 \times 10^3$  Pa, the minimum average wall temperature of the micro channel radiator is 20.7 °C, while the maximum is 38.4 °C when the indoor temperature is maintained at 18.3~26.7 °C. As well as the average lowest and highest value of the system heat load per second are 343.7 J and 424.1 J respectively, the average heating efficiency of the system is between 30.4%~45%. What's more, there is no other power equipment in the system except condenser fan. Therefore, the system has an infinite COP, which is taken as a significant energy-saving auxiliary heating system.

**Key words:** solar energy, micro-channel heat exchanger, separated heat pipe, supply heating

分离式热管是一种蒸发段和冷凝段分开布置、中间通过管路连接而形成的闭合高效传热环路,其优点是可根据需要调整蒸发段与冷凝段换热面积比,并可实现远距离传热。国内外学者对其进行了大量的研究,国外的研究重点主要集中在热回收、电子元件冷却等方面,很少涉及暖通空调领域<sup>[1,2]</sup>;国内虽然有不少相关研究,但主要侧重于数据机房方面<sup>[3-5]</sup>,在室内供暖领域并不多见,且以微通道型散热器作为冷凝段的重力型分离式热管更为少见<sup>[6,7]</sup>。如今,面对集中供暖系统效率低、热损大等缺点和传统压缩式空调

收稿日期:2017-08-31.

基金项目:国家自然科学基金(51208265)。

通讯联系人:牛宝联,博士,副教授,研究方向:太阳能热利用与建筑节能一体化。E-mail:niubaolian@njnu.edu.cn

供暖设备耗电量大、且长时间运行对压缩机要求高的问题<sup>[8-10]</sup>,重力型分离式热管供暖技术作为一种清洁、无污染且系统简单、无需外界动力驱动的供暖技术,获得了非常广阔的应用空间. 本文提出了一种新型太阳能微通道分离式热管室内供暖系统,该系统以太阳能为热源,通过太阳能集热器实现光热转换,利用重力型分离式热管的传热原理向室内供暖. 笔者通过实验研究了该系统的供热量、供热效率、上汽管和下液管压力以及微通道散热器的壁温及其压降等参数在不同光强和室外温度条件下的变化规律,以期充分发掘该技术的供暖潜力,同时为其发展提供参考和建议.

1 系统介绍

本系统以太阳能为热源,以太阳能集热器为蒸发段、微通道散热器为冷凝段,结合分离式热管技术,构成了一种新型的太阳能微通道分离式热管供暖系统. 系统主要由供暖系统和测量系统组成.

1.1 太阳能微通道分离式热管供暖系统

1.1.1 供暖系统构成

太阳能微通道分离式热管供暖系统主要由窗式平板太阳能集热器、球阀、管道、微通道散热器、进风风道、出风风道组成. 如图 1 所示,窗式平板太阳能集热器作为蒸发段,微通道散热器作为冷凝段. 系统中,微通道散热器放置于室内适当位置,而窗式平板太阳能集热器安装在室外墙体上,倾角为 45°<sup>[11]</sup>,不影响室内采光. 窗式平板太阳能集热器的工质出口与微通道散热器的工质入口通过沿上升坡度铺设的管道相连,微通道换热器的出口与窗式平板太阳能集热器的工质入口通过沿下降坡度铺设的管道相连.

本供暖系统中窗式平板太阳能集热器集热面积为 2 m<sup>2</sup>,由板芯、边框、盖板、底板、保温棉和紫铜管等构成. 集热器采用全铜流道,耐腐蚀,可承压运行,可直接走水或防冻液,板管间采用超声波焊接,焊点的结合力强、热阻小,结构参数如表 1 所示.

表 1 窗式平板太阳能集热器的结构参数

Table 1 Structural parameters of window type flat solar collectors

结构	材料	承压型集热板
板芯	表面处理	阳极氧化镀膜
	吸收率	0.96±0.03
	发射率	0.18±0.05
	翅片规格(mm)	1 840×140×80.3
	端管尺寸(mm)	Φ22×0.6×2 000(2 支)
边框	支管尺寸(mm)	Φ9×0.45×916(15 支)
	边框尺寸(mm)	2 000×1 000×80
	边框材料厚度(mm)	0.9
	边框颜色	电泳古铜(或香槟)
	毛面积(mm <sup>2</sup> )	2
盖板	盖板材料	低铁超白布纹钢化膜
	盖板规格(mm)	1 985×985×312
	盖板透光率	约 92%
底板	底板材料	0.30~0.50 mm 镀锌板
保温	保温材料	24K 玻璃棉

如图 2 所示,系统中室内散热器为微通道散热器,以铝为主体材料,换热量为 800~1 000 W,外形尺寸为 268 mm×268 mm,上、下集管直径均为 25 mm,接管直径 6.35 mm. 扁管(共 25 支)宽 20 mm,厚 2 mm,间隔 10 mm,扁管间翅片间距为 1.35 mm.

该系统中,上汽管尺寸为 Φ19 mm×1.5 mm×2 820 mm,下液管尺寸为 Φ19 mm×1.5 mm×2 630 mm,太阳能集热器(蒸发段)与微通道散热器(冷凝段)高度差为 1 100 mm<sup>[12]</sup>.

1.1.2 工作原理

该系统通过球阀控制系统的启闭. 运行时,球阀开启,系统工质从窗式平板太阳能集热器吸热蒸发,变为气态工

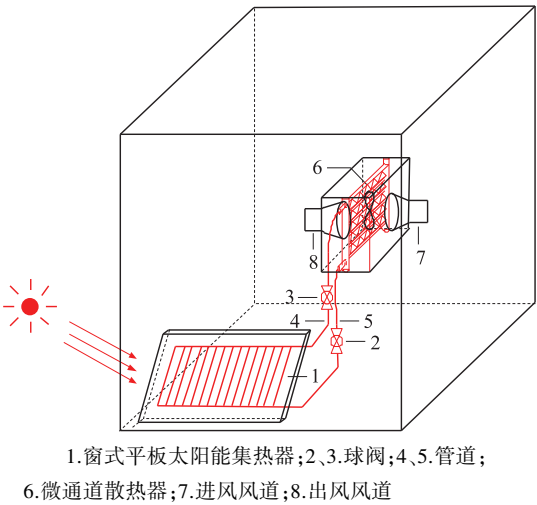


图 1 太阳能微通道分离式热管供暖系统示意图  
Fig. 1 Schematic diagram of solar micro channel separated heat pipe heating system

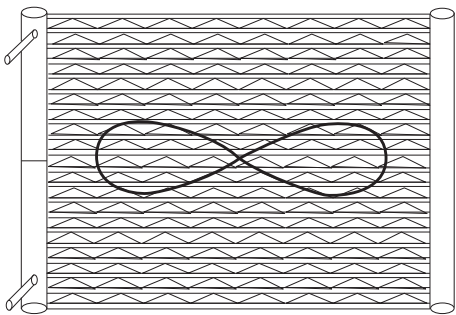


图 2 微通道散热器  
Fig. 2 Micro channel radiator

质, 气态工质从窗式平板太阳能集热器上部出口流出, 通过沿上升坡度铺设的管道进入微通道散热器中, 在微通道散热器内冷凝放热, 变为液态工质, 液态工质从微通道散热器下部出口流出, 通过沿下降坡度铺设的管道回到窗式平板太阳能集热器中, 如此往复循环, 不断向室内供给热量。

1.2 测量系统

1.2.1 测量系统构成

测量系统主要由 HuksefluxLP02 短波辐射传感器、K 型热电偶、TSI-7575X 室内空气品质监测仪、WMB2088-GW 压力变送器、Agilent 34972A 数据采集仪、Lenovo H3000 台式电脑六部分组成。其中, 短波辐射传感器额定灵敏度为  $12.13\text{ }\mu\text{V}/(\text{W}/\text{m}^2)$ , 总辐射测量误差 $<2\%$ ; 热电偶测量误差为  $0.75\%$ ; 室内空气品质监测仪采用 962 弯探头, 分辨率为  $0.01\text{ m/s}$ , 精度为  $\pm 0.015\text{ m/s}$ ; 压力变送器量程为  $-0.1\sim 3\text{ MPa}$ , 精度为  $0.5\%\text{FS}$ ; 数据采集仪采用 34901A 模块, 扫描速度为  $60\text{ 通道}/\text{s}$ , 热偏置 $<3\text{ }\mu\text{V}$ 。

1.2.2 实验系统测点布置

如图 3 所示, 短波辐射传感器置于室外且完全暴露于太阳照射中; 室内温度测点布置在活动区域靠近中心位置不受太阳照射区域, 记为  $N$ ; 室外温度测点布置在太阳能集热板下不受太阳照射区域, 记为  $W$ ; 系统上汽管、下液管分别布置压力测点, 记为  $P_a$ 、 $P_b$ ; 微通道散热器表面上、中、下 3 个部分中心处分别布置一个测点, 记为  $T_1$ 、 $T_2$ 、 $T_3$ ; 微通道散热器进风口、出风口分别布置一个温度测点, 记为  $T_4$ 、 $T_5$ 。

1.2.3 测量系统工作原理

测量系统中, 短波辐射传感器、热电偶、压力变送器分别把太阳辐射强度、温度、压力信号转化为电信号, 并分别通过信号线传递到数据采集仪, 在电脑上记录并保存所有实验数据的逐时值。室内空气品质监测仪独立完成通过微通道散热器的风速的测量与收集。

1.3 实验误差分析

在实验系统中, 对于可直接进行测量的独立变量, 其测量误差由测量仪器的精度决定; 对于无法直接测量的变量, 如  $y=f(x_1, x_2, \cdots, x_n)$ , 其误差可根据独立变量  $x_1, x_2, \cdots, x_n$  的直接测量误差计算得出, 即变量  $y$  的相对误差  $RE$  可由式(1)计算得出:

$$RE=\frac{dy}{y}=\frac{\partial f}{\partial x_1}\frac{dx_1}{y}+\frac{\partial f}{\partial x_2}\frac{dx_2}{y}+\cdots+\frac{\partial f}{\partial x_n}\frac{dx_n}{y}.$$

(1)

变量  $y$  的平均相对误差  $MRE$  为:

$$MRE=\frac{\sum_1^N|RE|}{N},$$

(2)

式中,  $N$  为测量时选择的测试点的数量。

根据式(1)和式(2), 以 3 天瞬时测试数据为例, 可计算得出系统各参数的平均相对误差, 计算结果如表 2 所示。

1.4 实验房间

实验房间为南京某高校一围护结构为砖混结构的空调房间, 房间长  $7\text{ m}$ 、宽  $3\text{ m}$ 、高  $4\text{ m}$ , 面积为  $21\text{ m}^2$ 。此外, 房间仅有一面面积为  $10\text{ m}^2$  的南外墙, 且南外墙上仅有一

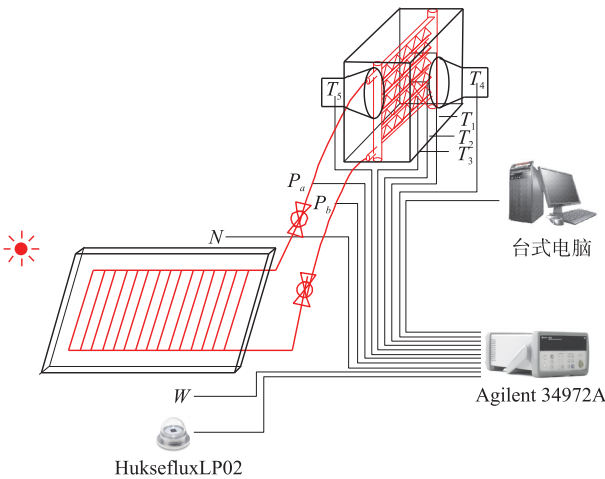


图 3 测量系统示意图  
Fig. 3 Schematic diagram of experimental measurement system

表 2 实验系统中的主要参数相对误差

Table 2 Relative errors of the main parameters in the experimental system		
名称	典型值	相对误差/%
室内温度(℃)	21.76	0.75
室外温度(℃)	10.25	0.75
微通道散热器进风温度(℃)	22.33	0.75
微通道散热器出风温度(℃)	30.36	0.75
微通道散热器上部温度(℃)	37.57	0.75
微通道散热器中部温度(℃)	33.18	0.75
集热器散热器下部温度(℃)	28.93	0.75
上汽管压力(MPa)	0.602	0.704
下液管压力(MPa)	0.599	0.704
散热量(W)	413.23	2.25
散热效率(%)	37.56	1.125
辐射强度(W/m²)	534.82	2

扇面积为  $2 \text{ m}^2$  的南外窗,除此以外实验房间并无其他外围护结构.当门窗紧闭,房间设计温度为  $18 \text{ }^\circ\text{C}$  时,实验房间热负荷为  $334 \text{ W}$ . 房间南外墙、南外窗结构参数如表 3、表 4 所示.

表 3 南外墙结构参数

Table 3 Structural parameters of the south external wall

围护名称	传热系数 $K/(\text{W}/(\text{m}^2\cdot^\circ\text{C}))$	传热温差衰减 倍数 $\beta$	总衰减 倍数 $\nu$	总延迟时间 $\xi/\text{h}$	内表面放热 衰减倍数 $\nu_n$	内表面放热延迟 时间 $\xi_n/\text{h}$	热惰性 指标 $D$	传热热阻 $R/(\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})/(\text{W})$
外墙	0.77	0.15	71.25	13.20	1.30	1.30	6.05	1.30

表 4 南外窗结构参数

Table 4 Structure parameters of the south external window

窗/门类型	传热系数/ $(\text{W}/(\text{m}^2\cdot^\circ\text{C}))$	结构修正系数	玻璃修正系数	内遮阳修正系数	外遮阳修正系数
金属窗	2.20	0.76	1.00	1.00	1.00

## 2 实验内容

结合分离式热管的结构特点、换热器的性能参数以及房间尺寸,选取 R600a 作为系统工质,充注量  $2.8 \text{ kg}$ ,微通道散热器风量为  $130 \text{ m}^3/\text{h}$  <sup>[13-14]</sup>. 在 2016 年 12 月份的白天进行一整月的实验,实时记录室内温度、微通道散热器壁温及其进出口风温、系统上汽管和下液管压力、供热量和供热效率等数值,选取太阳辐射较为可观的时间段( $10:00\sim 15:00$ )内的数据进行处理,分析各参数随太阳辐射强度和室外温度的变化规律,研究本系统的供暖特性.

## 3 实验系统理论计算

(1) 太阳辐射强度  $I$

$$I = \frac{U}{12.13} \times 10^6, \quad (1)$$

式中, $I$  为太阳辐射强度 ( $\text{W}/\text{m}^2$ );  $U$  为测量电压信号 ( $\text{V}$ ).

(2) 测点压力值

$$P = 0.19375I_A - 0.875, \quad (2)$$

式中, $P$  为压力 ( $\text{MPa}$ );  $I_A$  为电流 ( $\text{A}$ ).

(3) 窗式平板太阳能集热器能量关系

照射到太阳能集热器上的太阳总入射量  $Q_A$ , 大部分被工质吸收并转换为有用能  $Q_U$ , 小部分变为自身蓄存  $Q_S$  和向环境散热  $Q_L$ , 其能量平衡方程为:

$$Q_A = Q_U + Q_L + Q_S. \quad (3)$$

太阳能入射总能量为:

$$Q_A = A(\tau\alpha)_e I, \quad (4)$$

式中,  $(\tau\alpha)_e$  为吸热板-透明盖板的有效透过率与吸收率之积;  $A$  为窗式平板太阳能集热器的采光面积.

有用能量为:

$$Q_U = (h'' - h') \times G, \quad (5)$$

式中,  $h''$  为气态工质比焓;  $h'$  为液态工质比焓;  $G$  为工质循环流量.

窗式平板太阳能集热器的总散热损失为:

$$Q_L = AU_L(T_p - T_\alpha), \quad (6)$$

式中,  $U_L$  为窗式平板太阳能集热器的总热损失系数;  $T_p$  为吸热板的温度;  $T_\alpha$  为环境温度.

窗式平板太阳能集热器本身的储能为:

$$Q_S = (MC) \frac{dT}{dt}, \quad (7)$$

式中,  $MC$  为窗式平板太阳能集热器的热容量;  $T$  为窗式平板太阳能集热器温度;  $t$  为时间.

稳态状况下,  $Q_S = 0$ ; 非稳态状况下, 当吸热板温度升高时, 窗式平板太阳能集热器吸热储能; 当吸热板



温度降低时,窗式平板太阳能集热器放热释能.

(4)通过微通道散热器风量  $V$

$$V=vA', \quad (8)$$

式中, $v$  为通过微通道散热器风速( $\text{m/s}$ ); $A'$ 为风道横截面积( $\text{m}^2$ ).

(5)微通道散热器散热量  $Q_c$

$$Q_c=c_p\rho V(t_{\text{out}}-t_{\text{in}}), \quad (9)$$

式中, $Q_c$  为微通道散热器散热量( $\text{W}$ ); $c_p$  为空气比热容( $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ ); $\rho$  为空气密度( $\text{kg}/\text{m}^3$ ); $V$  为微通道通风量( $\text{m}^3/\text{s}$ ); $t_{\text{out}}$  为微通道散热器出风温度( $^{\circ}\text{C}$ ); $t_{\text{in}}$  为微通道散热器进风温度( $^{\circ}\text{C}$ ).

(6)太阳能微通道分离式热管供暖系统效率  $\eta$

$$\eta=Q_c/Q_A. \quad (10)$$

## 4 实验系统数据分析

在南京地区冬季气候条件下,2016 年 12 月进行了一个整月的实验,记录了客观的实验数据,并以其中最具有代表性的 5 天(12 月 6 日、12 月 8 日、12 月 11 日、12 月 16 日、12 月 30 日)数据为例对系统进行性能分析. 5 日气象参数如表 5 所示.

表 5 5 日气象参数统计表

Table 5 Statistical table of meteorological parameters for five days

日期	天气	室外温/ $^{\circ}\text{C}$	太阳辐射强度/ $(\text{W}/\text{m}^2)$			
			变化趋势	最大值	最小值	均值
12 月 6 日	晴/多云	波形上升范围:4.7~9.8	10:00~12:30 波动上升 12:30 达到最大值 12:30~15:00 持续稳定下降	677.2	228.1	547.8
12 月 8 日	晴	持续缓慢上升范围:9~15.3	10:00~11:45 持续稳定上升 11:45 达到最大值 11:45~15:00 持续稳定下降	635.8	259.4	536.1
12 月 11 日	阴	持续缓慢上升范围:7~12	10:00~13:00 震荡上升 13:00~13:30 急剧上升 13:30 达到最大值 13:30~13:45 急剧下降 13:45~15:00 不规则衰减	451.6	31.6	127.1
12 月 16 日	多云/晴	间断缓慢上升范围:3~7.7	10:00~12:00 震荡上升 11:00 取得最大值 12:00~13:45 在 $500 \text{ W}/\text{m}^2$ 左右波动 13:45~15:00 持续稳定下降	543.7	248.8	457
12 月 30 日	多云转小雨	持续缓慢上升范围:4.5~9	10:00~12:15 持续稳定上升 12:15~12:45 急剧上升 12:45 达到最大值 12:45~15:00 持续稳定下降	550.5	62.7	266.8

### 4.1 压力变化分析

图 4 所示为 5 日系统压力逐时变化图. 由图 4 可知,实验系统上汽管和下液管压力随太阳辐射强度变化而变化,且存在约 15 min 延迟,同时受室外温度的影响极小. 由图 4(a)可知,12 月 6 日,室外平均太阳辐射强度为  $547.84 \text{ W}/\text{m}^2$ ,上汽管、下液管压力变化范围均为  $0.4\sim 0.65 \text{ MPa}$ ,微通道散热器平均压降为  $5\times 10^3 \text{ Pa}$ ;12 月 8 日,室外平均太阳辐射强度为  $536.15 \text{ W}/\text{m}^2$ ,上汽管、下液管压力变化范围均为  $0.4\sim 0.72 \text{ MPa}$ ,微通道散热器平均压降  $3.0\times 10^3 \text{ Pa}$ ;12 月 16 日为晴天,室外平均太阳辐射强度提升至  $457 \text{ W}/\text{m}^2$ ,系统压力值均处于  $0.4\sim 0.69 \text{ MPa}$  之间,微通道散热器平均压降为  $2.1\times 10^3 \text{ Pa}$ . 由图 4(b)可知,与前几日不同,12 月 11 日天气为阴,平均太阳辐射强度仅为  $127.1 \text{ W}/\text{m}^2$ ,上汽管、下液管压力有明显波动,其变化范围为  $0.2\sim 0.68 \text{ MPa}$ ,微通道散热器平均压降为  $2.85\times 10^3 \text{ Pa}$ ;12 月 30 日天气多云转小雨,太阳辐射强度明显降低,其平均值为  $266.8 \text{ W}/\text{m}^2$ ,上汽、下液管压力均处于  $0.26\sim 0.6 \text{ MPa}$  之间,其上下限均有所降低,微通道散热器平均压降为  $3.05\times 10^3 \text{ Pa}$ . 整体而言,本系统压力值始终在  $0.2\sim 0.8 \text{ MPa}$  之间变化,且可以发现

在采用重力型分离式热管原理供暖的太阳能微通道分离式热管系统中,工质在微通道冷凝端的压力损失为  $2.1 \times 10^3 \sim 5 \times 10^3$  Pa.

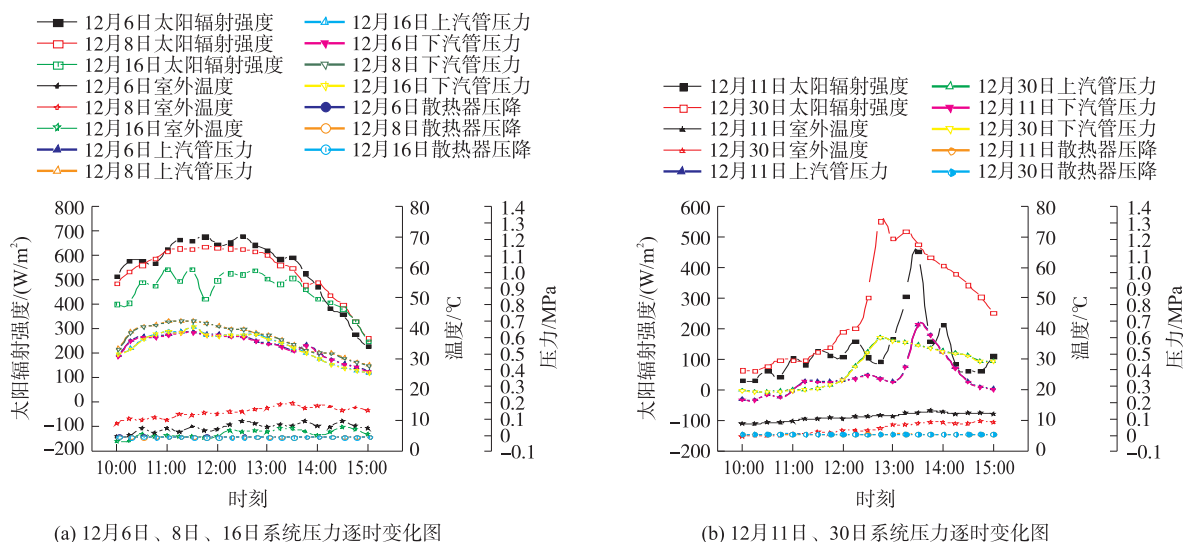


图4 系统压力变化图

Fig. 4 Change diagram of system pressure

## 4.2 温度变化分析

图5所示为5日系统测点温度变化图.由图5可知,微通道散热器壁温及实验房间温度均与太阳辐射强度保持同步变化,但时间上均有约15 min的延迟,且受室外温度影响极小.此外,由图5(a)可知,在10:00~15:00时间段内,12月6日微通道散热器表面平均温度最高可达  $35.2^{\circ}\text{C}$ ,最低为  $22.6^{\circ}\text{C}$ ,实验房间温度在  $20.8 \sim 23.7^{\circ}\text{C}$  之间变化;12月8日实验房间温度始终在  $22 \sim 26.7^{\circ}\text{C}$  之间波动,微通道散热器表面平均温度最大值为  $37.7^{\circ}\text{C}$ ,最小值为  $25.2^{\circ}\text{C}$ ;12月16日微通道散热器表面平均温度最高为  $38.4^{\circ}\text{C}$ ,最低为  $21.6^{\circ}\text{C}$ ,且当日该时段室内温度维持在  $18.3 \sim 20.9^{\circ}\text{C}$  之间.由图5(b)可知,12月11日微通道散热器表面平均温度最高为  $49.48^{\circ}\text{C}$ ,最低为  $15.38^{\circ}\text{C}$ ,室内温度在  $15.7 \sim 17.4^{\circ}\text{C}$  之间波动;12月30日微通道散热器表面平均温度最高为  $28.6^{\circ}\text{C}$ ,最低为  $12.86^{\circ}\text{C}$ ,室内温度在  $12.7 \sim 18.9^{\circ}\text{C}$  之间波动.在10:00~15:00之间,在晴天或晴间多云天气下,本系统始终能满足供暖需求;而在阴天或雨天,室内温度并不能达到供暖需求,但用作辅助供暖也不失为一种好的节能方式.

## 4.3 系统供热量分析

图6所示为5日系统供热量变化图.由图6可知,系统的供热量与太阳辐射强度保持同样的变化趋势,亦存在约15 min的延迟,且受室外温度影响极小.由图6可知,在10:00~15:00之间,12月6日、8日、

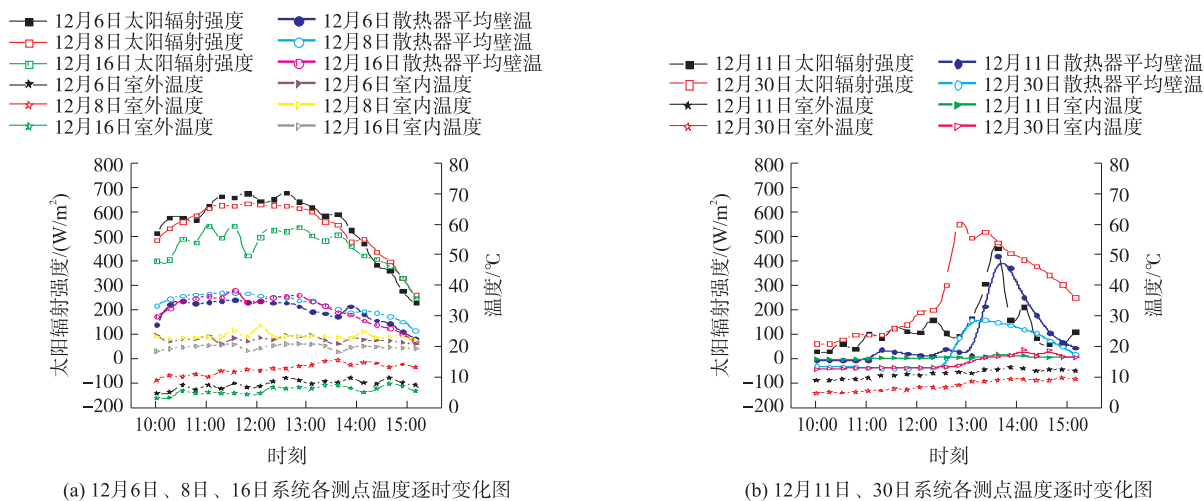


图5 系统测点温度变化图

Fig. 5 Change diagram of system measuring point temperature

11 日、16 日、30 日,实验系统向室内供热速率最高分别可达 554.5、551.7、523.48、568.5、410.1 J/s,最低分别可达 71.3、99.8、4.8、75.3、15.5 J/s,平均分别为 343.7、394.7、131.23、424.1、124.2 J/s. 对比试验房间的热负荷可知,在晴天或晴间多云天气下,在 10:00~15:00 之间,系统平均供热量能满足室内供暖需求;而在阴天或雨天,系统平均供热量不能满足供暖需求,但可用作辅助供暖,同样具有一定的节能意义.

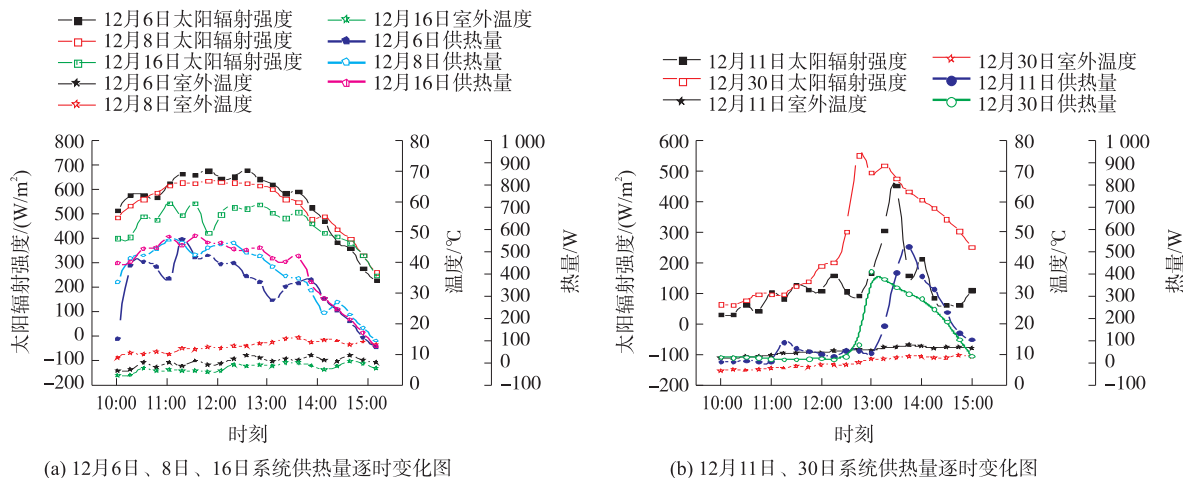


图 6 系统供热量变化图

Fig. 6 Change diagram of system heat supply

#### 4.4 供暖效率分析

图 7 所示为 5 日系统供暖效率变化图. 由图 7 可知,系统供热效率随太阳辐射强度变化而变化,但变化趋势均延迟于太阳辐射强度约 15 min,且亦受室外温度影响微弱. 由图 7(a)可知,12 月 6 日 10:00~15:00,该供暖系统效率最高可达 41.7%,最低为 10.7%,平均效率为 30.4%;12 月 8 日 10:00~15:00,该供暖系统供暖效率为 19.2%~44.8%,平均值为 35.7%;在 12 月 16 日相同时段内,系统供暖效率在 15.1%~64.1%之间变化,平均值为 45%. 由图 7(b)可知,12 月 11 日 10:00~15:00,该供暖系统供暖效率在 3.11%~67.54%之间变化,平均值为 31.6%;在 12 月 30 日相同时间段内,实验系统的供暖效率峰值为 41.5%,谷值为 3.91%,平均值为 18.54%. 由此可得,该系统效率最高可达 67.54%,最低仅为 3.11%;供暖效率平均最高为 45%,平均最低为 18.54%,其随太阳辐射强度变化而变化的幅度亦较大.

本实验选取 10:00~15:00 之间的数据进行分析,这是因为该时段内太阳辐射强度较大,系统供热量较为可观,各目标数据变化趋势较明显,可直观地反映本系统的各项性能. 综上可知,系统上汽管与下液管的压力、微通道散热器壁温及压降、实验房间温度、系统的供热量和效率均随着太阳辐射强度的变化而变化,且均存在约 15 min 的延迟,这是因为太阳辐射强度升高时,工质在平板太阳能集热器中有效吸热量较大,单位时间内工质气化量增加,系统压力升高,有效传热量增加,供暖效率随之增高,但整个传热过程

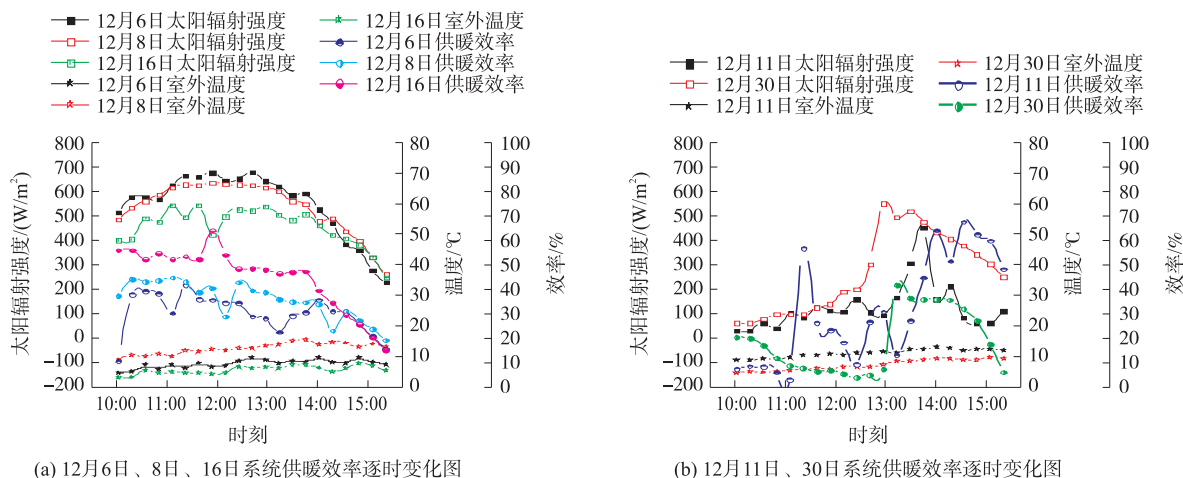


图 7 系统供暖效率变化图

Fig. 7 Change diagram of system heating efficiency

需要一定的时间,且系统及实验房间本身存在一定的蓄热效应,故系统各参数虽然随太阳辐射强度变化而变化,但却存在一定的时间延迟。同样地,当太阳辐射强度降低时,系统各参数值随之降低,也存在一定的延迟。另一方面,系统性能受室外温度影响较小,这是因为该系统的热源为太阳能,且系统保温性良好,故系统性能几乎不受室外温度影响。实测太阳辐射量数据中最大值出现在 11:00~14:00,在 14:00 左右太阳辐射强度开始呈现较明显的下降趋势,这主要是由于房间朝向的原因,14:00 开始太阳光逐渐不能有效照射到窗式太阳能集热器上,从而导致集热量降低。

## 5 结语

结合天气和实验系统的实际情况,在可观太阳辐射强度条件下进行了大量实验,选取了最具代表性时段的客观数据进行分析,得到如下结论:

(1)在系统有效运行时间段内,上汽管和下液管的压力、微通道散热器壁温、室内温度、供热量、供热效率等均受室外温度影响较小,但与太阳辐射强度呈正相关关系,且在时间上均存在约 15 min 的延迟。

(2)在系统有效工作时间段内,系统运行压力在 0.2~0.8 MPa 之间,微通道散热器压损范围为  $2.1 \times 10^3 \sim 5 \times 10^3$  Pa。

(3)在晴天或晴天多云天气,平均太阳辐射强度不低于  $457 \text{ W/m}^2$  时,系统的平均秒供热量最少为 343.7 J,最高可达 424.1 J,日平均供暖效率最低为 30.4%,最高为 45%,室内温度始终可维持在  $18.3 \sim 26.7$  °C 之间,完全能达到室内的供暖要求。此时,本系统可替代传统供暖方式 5 h 左右。考虑时间、燃料、环境、电费以及系统推广数量等因素,可以发现本系统的节能和环保效果十分显著。

(4)在阴天或多云间小雨天气,平均太阳辐射强度不高于  $267 \text{ W/m}^2$  时,系统平均秒供热量最多为 253.7 J,最少为 131.23 J,日平均供暖效率最高为 31.6%,最低为 18.54%,室内温度在  $12.7 \sim 18.9$  °C 之间波动,不能满足室内供暖需求,但可作为辅助供暖热备,依然具有相当的节能和环保价值。

## [参考文献] (References)

- [1] ORÓ E, MIRÓ L, FARID M M, et al. Thermal analysis of a low temperature storage unit using phase change materials without refrigeration system[J]. International journal of refrigeration, 2012, 35(6): 1 709-1 714.
- [2] ALZUWAID F, GE Y T, TASSOU S A, et al. The novel use of phase change materials in a refrigerated display cabinet: an experimental investigation[J]. Applied thermal engineering, 2015, 75: 770-780.
- [3] 刘书浩, 张海涛, 黄良赵, 等. 数据中心热管背板空调应用实测研究——机房空气流场分析[J]. 制冷与空调, 2015, 15(2): 51-56.  
LIU S H, ZHANG H T, HUANG L Z, et al. Experimental study on application of heat pipe backboard air-conditioner in data center-analysis of unbalance operation in system[J]. Refrigeration and air-conditioning, 2015, 15(2): 51-56. (in Chinese)
- [4] 钱晓栋, 李震, 李志信. 数据机房热管空调系统的实验研究[J]. 工程热物理学报, 2012, 33(7): 1 217-1 220.  
QIAN X D, LI Z, LI Z X. Experimental study on data center heat pipe air conditioning system[J]. Journal of engineering thermo physics, 2012, 33(7): 1 217-1 220. (in Chinese)
- [5] 刘清, 周健健, 冯剑超, 等. 数据机房分布式热管冷却系统及其应用研究[J]. 智能建筑, 2013(10): 44-46.  
LIU Q, ZHOU J J, FENG J C, et al. Research and application of distributed heat pipe cooling system in data center[J]. Intelligent building, 2013(10): 44-46. (in Chinese)
- [6] 金鑫, 瞿晓华, 施骏业, 等. 微通道型分离式热管基站节能特性实验研究[J]. 制冷学报, 2012, 33(6): 32-37.  
JIN X, QU X H, SHI J Y, et al. Research on the performance of telecommunication base station with separate heat pipe[J]. Journal of refrigeration, 2012, 33(6): 32-37. (in Chinese)
- [7] 胡张保, 张志伟, 金听祥, 等. 采用微通道蒸发器的分离式热管充液率实验研究[J]. 制冷学报, 2015, 36(4): 98-102.  
HU Z B, ZHANG Z W, JIN T X, et al. Experimental study on the working fluid filling rates of a special separate type heat pipe[J]. Journal of refrigeration, 2015, 36(4): 98-102. (in Chinese)
- [8] ZHENG Y, LI Z, LIU X, et al. Retrofit of air-conditioning system in data center using separate heat pipe system[M]. Berlin: Springer Heidelberg, 2014: 685-694.
- [9] TANG Z, LIU A, JIANG Z. Two phase flow and heat transfer characteristics of a separate-type heat pipe[J]. Heat and mass



- transfer, 2011, 47(7): 841–846.
- [10] KUANG Y W, WANG W, ZHUAN R, et al. Simulation of boiling flow in evaporator of separate type heat pipe with low heat flux[J]. *Annals of nuclear energy*, 2015, 75: 158–167.
- [11] 赵树兴. 采暖用平板式太阳能集热器的最佳倾角和最佳方位角[J]. *阳光能源*, 2005(2): 56–59.  
ZHAO S X. Optimal tilt angle and installation azimuth of flat plate solar collector for heating[J]. *China construction dynamics*, 2005(2): 56–59. (in Chinese)
- [12] 金鑫, 瞿晓华, 祁照岗, 等. 微通道型分离式热管传热性能实验研究[J]. *制冷学报*, 2011, 32(3): 15–19.  
JIN X, QU X H, QI Z G, et al. Experimental investigation on heat transfer of microchannel separate heat pipe[J]. *Journal of refrigeration*, 2011, 32(3): 15–19. (in Chinese)
- [13] RAHMAT M, HUBERT P. Two-phase simulations of micro heat pipes[J]. *Computers and fluids*, 2010, 39(3): 451–460.
- [14] 郝莹, 臧润清, 金育义. 以 R600A 为工质的分离式热管的实验研究[J]. *低温与超导*, 2009, 37(12): 37–41.  
HAO Y, ZANG R Q, JIN Y Y. Experimental research of separated heat pipe using R600A as working fluid[J]. *Cryogenics and superconductivity*, 2009, 37(12): 37–41. (in Chinese)

[责任编辑: 严海琳]