

太阳能热水系统热损系数实验研究

黄太松¹, 袁安冬², 吴青青¹

(1. 安徽华冶新能源科技有限公司, 安徽 合肥 230088; 2. 安徽建筑大学环境与能源工程学院, 安徽 合肥 230601)

摘 要: 为评定太阳能热水系统的性能, 通过时间继电器实现太阳能热水系统间歇式循环, 根据热平衡原理, 进行太阳能热水系统热损系数实验研究。结果表明: 全玻璃真空太阳集热管的平均热损系数 $\bar{U}_{L,tube} \approx 0.395 \text{ W/(m}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$, 满足国家标准 GB/T 17049 全玻璃真空太阳集热管的平均热损系数 $U_{LT} \leq 0.90 \text{ W/(m}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$ 的要求, 系统连接器的平均热损系数 $\bar{U}_{L,con} \approx 1.453$, 但贮水箱的平均热损系数 $\bar{U}_{L,tank} \approx 38.75 \text{ W/(m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ 。所以提高贮水箱的保温材料的性能是提高太阳能热水系统性能的关键。

关键词: 太阳能热水系统; 太阳能真空管; 热损系数; 保温性能

中图分类号: TU391

文献标识码: A

文章编号: 2095-8382 (2021) 01-056-07

Experimental Study on The Heat Loss Coefficient of Solar Water Heating System

HUANG Taisong¹, YUAN Andong², WU Qingqing¹

(1. Anhui HuaYe New Energy Technology Co., LTD, Hefei 230088, China;

2. School of Environment and Energy Engineering, Anhui Jianzhu University, Hefei 230601, China)

Abstract: In order to evaluate the performance of the solar water heating system, the intermittent circulation of the solar water heating system is realized through the time relay, and the heat loss coefficient of the solar water heating system is experimentally studied according to the principle of heat balance. The results show that the average heat loss coefficient of the all-glass vacuum solar collector tube $\bar{U}_{L,tube} \approx 0.395 \text{ W/(m}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$ meets the requirements of the national standard GB/T 17049 and the average heat loss coefficient of the system connector is $\bar{U}_{L,con} \approx 1.453$; but the average heat loss coefficient of the water storage tank Heat loss coefficient is $\bar{U}_{L,tank} \approx 38.75 \text{ W/(m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$. Therefore, improving the performance of the thermal insulation material of the water storage tank is the key to improving the performance of the solar water heating system.

Key words: solar water heating system; all-glass vacuum solar collector; heat loss coefficient; the performance of the thermal insulation material

太阳能热水系统主要由集热器, 贮水箱和提供冷水和热水的管道等组成(连接器)。其流动方式主要可分为两类: 循环式和直流式。对太阳能热水系统性能的研究主要以强迫循环式太阳能热水系统为实验平台对热损系数的研究。能够影响热水器热损系数的因素有很多, 包括集热器形式, 太阳能管尺寸, 管之间的中心距离, 方位角和倾斜, 以

及漫反射板的使用等^[1]。在这些不确定因素的影响下, 热损失系数具有极大的不确定性^[2]。通过不同物理量对热损失系数影响的分析和研究, 有助于进一步改善热水器的保温效果, 例如, 通过建立一组相关性, 计算玻璃平板太阳能集热器的玻璃覆盖温度, 可以计算出顶部热损系数的值^[3-4]。刘志坚等学者通过机器学习模型, 包括人工神经网络

收稿日期: 2020-07-24

基金项目: 安徽省重点研究与开发计划项目(201904a07020072; 202004a07020019; 202004a07020049)

作者简介: 黄太松(1968-), 男, 工程师, 主要研究方向为太阳能和地源热泵系统集成与优化。

(ANN)和支持向量机(SVM)来预测真空管热损系数^[5]。同时还可以通过实验研究导出相关计算公式,定量地反应真空管集热器热性能与热损失系数以及各参数之间的关系,并进行验证计算^[6-7]。A. HACHEMI 研究发现为了减少热损失并增加热传递系数,需要在太阳能集热器的管道中使用精心设计的翅片系统,将吸收板的温度降低到最小的可能值,以减少从吸收板到周围环境的辐射所产生的热损失^[8]。R. R. Avezov 等还研究了半透明涂层对平板太阳能集热器的热损失影响,而这一方法也可以应用到真空管中,通过半透明涂层估算其热损失系数^[9-10]。

真空管是太阳能热水系统的核心部件,在真空良好的情况下,环境温度和风速对热损失、工质出口温度以及集热效率的影响很小^[11]。为了弥补平板集热器的缺点,提高集热温度,国际上 20 世纪 70 年代研制成功真空集热管,其吸热体被封闭在高真空的玻璃真空管内,大大提高了热性能。将若干支真空集热管组装在一起,即构成真空管集热器。为了增加太阳光的采集量,有的在真空集热管的背部还加装了反光板^[12]。真空管式太阳能集热器具有非常低的热损失系数、热效率高、结构简单、性能可靠等优点^[13]。Luis E. Juanic ó 通过对两种改进的真空管进行了研究,第一种设计(增加对流热损失)会使集热器的性能损失高达 26%,第二种设计(增加红外发射率)不会改变集热器的性能^[14]。同时太阳能热水器在夜间的热量损失较大,降低夜间太阳能系统的热损失也是研究的重点^[15]。

本实验以强迫循环式太阳能热水系统作为实验平台,测试系统的热效率、热损系数及其他物理量,并对实验数据做出分析,为进一步研究太阳能热水系统的性能提供数据支撑。

1 测试系统原理和示意图

本次实验采用强迫循环式太阳能热水系统,该系统的循环水泵可由单片机控制,通过时间继电器实现间歇式循环。太阳能热水系统是靠太阳能集热器将接收到的热量传递给水,以达到使水加热的目的。对系统进行测试时将冷水进口、热水出口和蒸汽管道全都关闭,以减少外界因素对实验结果的影响。且为照顾冬季使用,充分利用太阳能,真空管集热器倾角为 35° (高于当地纬度)。具体结构如图 1 所示。

2 测试装置

测试时取一排真空管中的 3 根作为代表,在每一根内部分别安装上、中、下 3 根热电偶;大水箱内部在竖直方向上也均匀布置 3 根热电偶;连接器内真空管相对应的位置分别安装 3 根热电偶;另有一根热电偶用来测量环境温度;太阳辐射仪平行真空管集热器平面放置。实验测试装置如图 2 所示。

3 实验内容

连接热电偶线路,以及太阳辐射仪等配套设备。实验方案参考了 GB/T 12915-1991 即《家用太阳

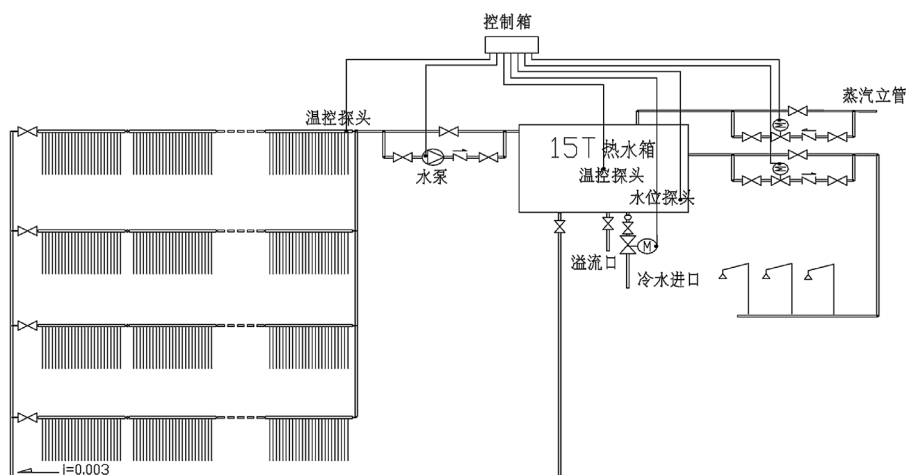
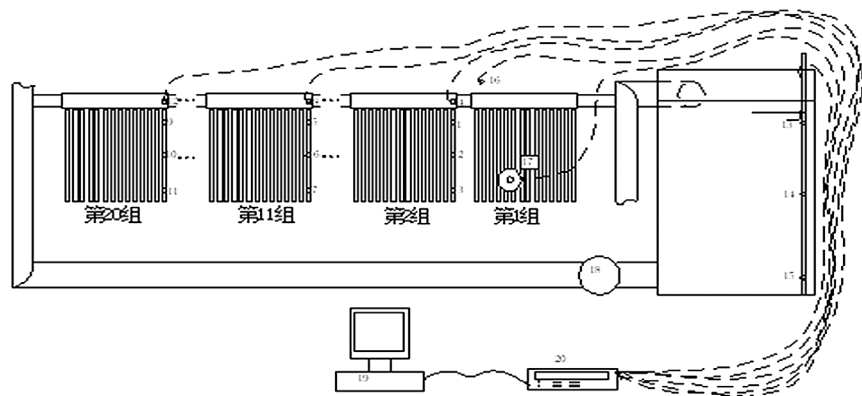


图 1 太阳能热水系统示意图



1,2,3,5,6,7,9,10,11- 真空管内水温探头 4,8,12- 连接器内水温探头 13,14,15- 水箱内水温探头;16- 环境温度探头;
17- 太阳辐射仪;18- 水泵;19 - 电脑;20- 数据采集仪

图 2 实验装置

能热水器热性能试验方法》和《太阳能热水系统设计、安装及工程验收技术规范》。每次实验从上午 8:00 到下午 16:00 总共 8 个小时,数据采集仪间隔 1 min 采集一组实验数据。每当整点,用数字风速仪采集一分钟之内的平均风速,观察其是否超出实验所允许的范围 ($\leq 4\text{ m/s}$)。

改变每天的水泵循环方式,包括:

- ①均分 4 时间段循环:2 h 为一个周期,每个周期内泵工作时间相同;
- ②均分 8 时间段循环:1 h 为一个周期,每个周期内泵工作时间相同;
- ③拟合典型太阳辐射曲线分布 8 时间段循环:同样以 1 h 为一个周期,每个周期内泵工作时间,按照同时期典型太阳辐射强度值的拟合曲线分布规律,按比例计算出来。

每种循环方式的总循环时间设定分别有 2,4,6 小时三种。

挑选其中一天,在水泵循环时,用超声波流量计测量管道内水的质量流率,看其是否符合水泵扬程,并观察其稳定性。

4 系统性能计算

4.1 得热效率的计算

太阳能热水系统是靠太阳能集热器将接收到的热量传递给水,以达到使水加热的目的。那么,在一定时间内用于使水温度升高的那部分热量即为有效得热量,它与积累的太阳辐射总量之比,就是这套太阳能热水系统在这段时间内的平均得热效率。一般取一个白天为一个时间段。对于一个已知贮水量和有效太阳辐射吸收面积的太阳能热

表 1 参量说明

参量	说明	单位	参量	说明	单位
η_d	日平均得热效率	无量纲	H	单位面积积累太阳辐照量	kW/m^2
Q_a	总得热量	kW	Q_L	总热损量	kW
A	集热器的有效集热面积	m^2	i	每根热电偶周围水控制体	$i=1,2,\cdots 16$
A_i	i 部分表面积	m^2	m_i	i 部分控制体内水的质量	kg
m_i	i 部分控制体内水的质量流率	kg/s	C_p	水的定压比热容 4.2	$\text{kJ}/(\text{kg}\cdot^\circ\text{C})$
T_i	i 部分内的水温	$^\circ\text{C}$	T_a	环境温度	$^\circ\text{C}$
$T_{s,i}$	i 部分水的初始温度	$^\circ\text{C}$	$T_{e,i}$	i 部分水的终止温度	$^\circ\text{C}$
τ	时间变量	S	$\dot{q}_{in,i}$	i 部分接受的太阳辐射功率	kW
$\dot{q}_{out,i}$	i 部分的热量损失功率	kW	$U_{in,i}$	i 部分内单位质量水所含的内能	kJ/kg
$U_{out,i}$	流入 i 部分的水单位质量所含的内能	kJ/kg	L_i	i 部分的壁厚	m
λ_i	i 部分外壁的导热系数	$\text{kW}/(\text{m}\cdot^\circ\text{C})$			

水系统,其平均得热效率的表达式为:

$$\eta_d = \frac{Q_a}{AH} \quad (1)$$

式中, Q_a 为系统总的得热量,单位 kJ,其表达式为:

$$Q_a = \sum_i [m_i C_p (T_{e,i} - T_{s,i})] \quad (2)$$

各变量的物理意义及单位详见表 1。

4.2 瞬时热损系数的计算

我们已经介绍过传热的基本方式,热能损失的方式也同样是热传导,对流和辐射这三种。计算时将贮水箱,真空管和连接器各部分所盛装的水分别看成开口体系,并对各部分分别建立瞬时能量平衡方程为:

$$m_i C_p \frac{dT_i}{d\tau} = \dot{\Phi}_{in,i} - \dot{\Phi}_{out,i} + \dot{m}_i (U_{in,i} - U_{out,i}) \quad (3)$$

其中

$$\dot{\Phi}_{out,i} = \dot{\Phi}_{cond,i} + \dot{\Phi}_{conv,i} + \dot{\Phi}_{rad,i} \quad (4)$$

式中, $\dot{\Phi}_{cond,i}$, $\dot{\Phi}_{conv,i}$, $\dot{\Phi}_{rad,i}$ 分别为热传导项,对流换热项和辐射换热项。下面分别对这三项进行计算:

$$\text{①热传导项} \quad \dot{\Phi}_{cond,i} = -\lambda_i A_i \frac{(T_i - T_a)}{L_i}$$

对某一部分 i 来说,其壁厚 L_i ,表面积 A_i 与容量 m_i 均为定值所以可以定义一个物性参数

$\lambda'_i = \lambda_i A_i / L_i m_i$, 单位 $\text{kW}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$, 则得到

$$\dot{\Phi}_{cond,i} = -\lambda'_i m_i (T_i - T_a) \quad (5)$$

$$\text{②对流换热项} \quad \dot{\Phi}_{conv,i} = h_i A_i (T_i - T_a)$$

同样由于表面积 A_i 与容量 m_i 均为定值,定义 $h'_i = h_i A_i / m_i$, 单位 $\text{kW}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$, 则得到

$$\dot{\Phi}_{conv,i} = h'_i m_i (T_i - T_a) \quad (6)$$

$$\text{③辐射换热项} \quad \dot{\Phi}_{rad,i} = \varepsilon_i A_i \sigma (T_i^4 - T_a^4)$$

同样由于斯蒂芬—波尔兹曼常数 σ , 表面积 A_i 与容量 m_i 均为定值,定义 $h_{r,i} = \frac{\varepsilon_i A_i \sigma}{m_i} (T_i + T_a)(T_i^2 + T_a^2)$,

单位 $\text{kW}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$, 而且 $h_{r,i}$ 本身很小, 所以由 $(T_i + T_a)(T_i^2 + T_a^2)$ 的变化引起的 $\dot{\Phi}_{rad,i}$ 的变化对 $\dot{\Phi}_{out,i}$ 的影响可以忽略, 则得到

$$\dot{\Phi}_{rad,i} = h_{r,i} m_i (T_i - T_a) \quad (7)$$

由 (4)、(5)、(6)、(7) 可知

$$\dot{\Phi}_{out,i} = u_{L,i} m_i (T_i - T_a) \quad (8)$$

其中

$$u_{L,i} = -\lambda'_i + h'_i + h_{r,i} \quad (9)$$

对于各个部分而言, $u_{L,i}$ 可近似看作常数。

由于太阳能热水系统中水得热与太阳辐射之间有延迟, 所以在测量瞬时热损时最好选取 $\dot{q}_{in,i}=0$ 的夜间; 同时, 为便于计算, 去掉各部分之间由于质量交换而引起的相关性, 即去掉由于 $U_{in,i}$ 与 $U_{out,i}$ 的不同所带来的影响, 就要使 $m_i=0$, 即不开循环水泵, 使水静止在系统内。这样 (3) 便成为:

$$m_i C_p \frac{dT_i}{d\tau} = -u_{L,i} m_i (T_i - T_a) \quad (10)$$

再对 (10) 进行向前差分可得

$$m_i C_p \frac{T_i^{m+1} - T_i^m}{\Delta\tau} = -u_{L,i}^m m_i (T_i^m - T_a^m)$$

$$\text{即} \quad u_{L,i}^m = \frac{(T_i^m - T_i^{m+1}) C_p}{(T_i^m - T_a^m) \Delta\tau} \quad (11)$$

式中, $u_{L,i}$ 就是单位质量水的瞬时热损系数, 单位 $\text{kW}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$; $\Delta\tau$ 为时间步长; 角标 m 表示是在 m 时刻的值。之所以取单位质量, 是由于这样有利于后面太阳能热水器各部分的热损大小作横向对比。

由于测量每一部分 (真空管, 连接器和贮水箱) 水温都有三根热电偶, 所以需要求每部分的平均瞬时热损系数: $\bar{u}_L^m$ 。设平均热电偶的测量温度为 $\bar{T}^m$:

$$\bar{T}^m = \frac{\sum_i m_i T_i^m}{\sum_i m_i} \quad (12)$$

能量方程:

$$-\bar{u}_L^m (\bar{T}^m - T_a^m) \sum_i m_i = \sum_i [-u_{L,i}^m m_i (T_i^m - T_a^m)] \quad (13)$$

由 (11)、(12)、(13) 得:

$$\bar{u}_L^m = \frac{(\bar{T}^m - \bar{T}^{m+1}) C_p}{(\bar{T}^m - T_a^m) \Delta\tau} \quad (14)$$

4.3 其他物理量的计算

由于 $u_{L,i}$ 在实验温度范围内波动不大, 可近似看作常量, 所以取其平均值 $\bar{u}_{L,i}$ 代替瞬时值。则能够计算得到:

总热损

$$Q_L = \sum_i [m_i \bar{u}_{L,i} \int_{\tau} (T_i^{\tau} - T_a^{\tau}) d\tau] \quad (15)$$

又由式 (2) 知总得热量

定义一个热损变量 k , 它是总热损与太阳能集热器所吸收的总热能的比, 是表示热量损失程度的

一个无量纲数:

$$k = \frac{Q_L}{Q_L + Q_a} \quad (16)$$

再定义系统太阳辐射吸收率 η_s , 它是太阳能集热器所吸收的总热能与太阳辐射总量的比, 是表示集热器吸收太阳辐射情况的一个无量纲数:

$$\eta_s = \frac{Q_L + Q_a}{AH} \quad (17)$$

根据式 (1)、(14)、(15) 可以得出:

$$\eta_d = \eta_s (1 - k) \quad (18)$$

利用 Origin 软件算出该系统的各部分平均热损系数 $\bar{u}_{L,i}$, 每一天的太阳能积累辐射总量 H , 平均热效率 η_d , 以及热损变量 k 和系统太阳辐射吸收率 η_s 。

5 实验数据及分析

根据 5 月 18 日夜间完成的实验。取当日 23:00 到次日凌晨 3:00 这段时间的数据进行分析。在这段时间内, 停止水泵运行, 从而使水温平稳下降。系统各部分水温变化曲线以及数据结果如图 3~ 图 6。

图 3、图 4 和图 5 为系统真空管温度随时间的变化曲线。图中分别绘有不同形状的点, 表示不同的热电偶在各个时间点上测得的温度值。其中真空管有三根, 分别记做真空管 1, 2, 3。每根真空管内有上, 中, 下三个热电偶探头; 贮水箱内也有上, 中, 下三个热电偶; 每根真空管出口处连接器内部有一个热电偶。由图可以看出, 真空管各个部分的温度差别较大, 其中以真空管上部温度最高。

贮水箱内的热水温度差别在 10 °C 内, 但位于真空管开口下的的水温低于上部的水温, 从传热角度分析, 真空管内水温应高于贮水箱内水温, 但实际测量表明: 倾角为 35° 的集热器, 真空管内的水温稍低于贮水箱内水温, 这是因为, 真空管内的测温点设置在真空管的中心轴线上, 被真空管加热的水是沿着真空管的上壁流向贮水箱, 因此, 所测得的温度低于实际流入贮水箱的温度, 导致所测得的真空管内温度低于贮水箱温度。

5.1 单位质量水的平均热损系数计算

利用计算单位质量水的平均瞬时热损系数

$$\bar{u}_L^m = \frac{(\bar{T}^m - \bar{T}^{m+1})C_p}{(\bar{T}^m - \bar{T}_a^m)\Delta\tau} \quad \text{公式, 求出系统每一部分的单}$$

位质量水的平均瞬时热损系数, 并绘出其曲线, 如

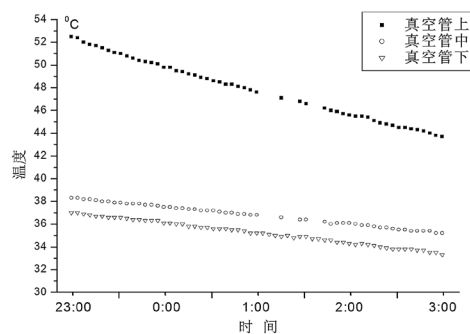


图 3 真空管 1 内温度变化

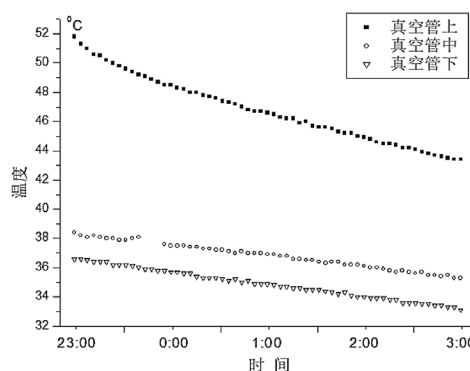


图 4 真空管 2 内温度变化

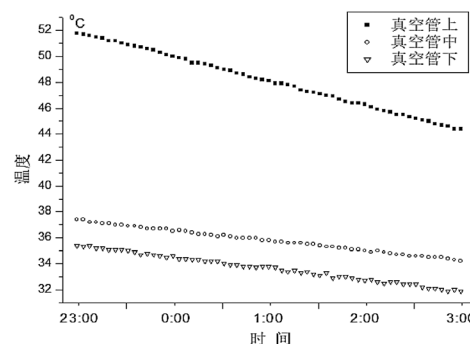


图 5 真空管 3 内温度变化

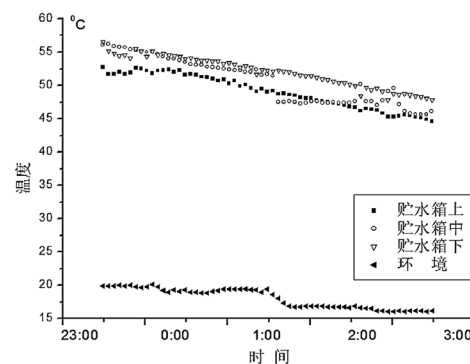


图 6 贮水箱内及环境温度变化

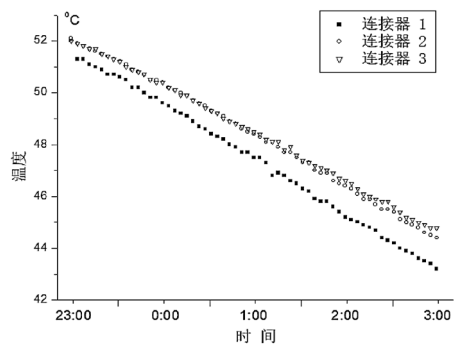


图 7 热损实验连接器内温度变化

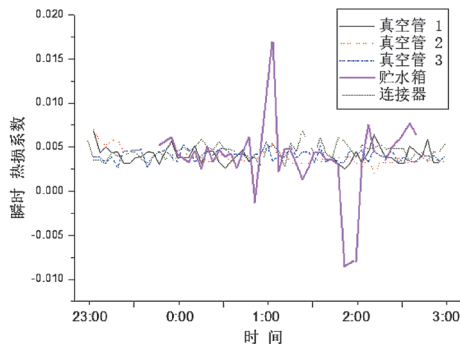


图 8 平均瞬时热损系数曲线

图 8 所示。其中取 $\Delta \tau=10 \text{ min}$ 。

图 8 为系统中各部分的平均每部分的时间平均瞬时热损系数曲线,由图 8 可以看到,根据

$$\bar{u}_L^m = \frac{(\bar{T}^m - \bar{T}^{m+1})C_P}{(\bar{T}^m - \bar{T}_a^m)\Delta \tau}$$

得出各部分的平均瞬时热损系数,曲线表明:各真空管和连接器基本上是在某一个值的附近小范围内波动,只有贮水箱的值波动较大,这主要是由于水箱很大,其内部的水温并不均匀,某一点的温度会在自然对流的影响下偶然波动,但其正负基本上可以认为互相抵消。

将上面所示各部分 $\bar{u}_L^m$ 对时间取平均值可以得到单位质量水的平均热损系数如表 2 所示。

表 2 单位质量水的平均热损系数

	$\bar{u}_L^m \text{ (kJ/(min} \cdot \text{kg} \cdot ^\circ\text{C))}$
真空管 1	$\bar{u}_{L,i}=0.00409$
真空管 2	$\bar{u}_{L,tube2}=0.00370$
真空管 3	$\bar{u}_{L,tube3}=0.00396$
贮水箱	$\bar{u}_{L,tank}=0.00514$
连接器	$\bar{u}_{L,con}=0.00465$

由于真空管都相同,所以可对 $\bar{u}_{L,tube1}^m, \bar{u}_{L,tube2}^m, \bar{u}_{L,tube3}^m$ 取平均: $\bar{u}_{L,tube}=0.00392 \text{ kJ/(min} \cdot \text{kg} \cdot ^\circ\text{C)}$ 。由

以上求出的各部分的单位质量水的平均热损系数之间相互比较,可以看出:真空管内单位质量水的热量损失最小,连接器次之,贮水箱的热量损失最大。

5.2 单位表面积上的热损系数计算

将单位质量水的热损系数换算成 $\bar{U}_L$: $\bar{U}_{L,i} = \frac{\bar{u}_{L,i} m_i}{A_i}$,单位表面积上的热损系数如表 3 所示(假设贮水箱保温层的保温性能是均一的)。

表 3 单位表面积上的热损系数

	外表面积 (m^2)	容量量 (kg)	$\bar{U}_L \text{ (W/(m}^2 \cdot ^\circ\text{C))}$
真空管	$A_{tube}=0.225$	$m_{tube}=1.36$	$\bar{U}_{L,tube} \doteq 0.395$
连接器	$A_{con}=64.0$	$m_{con}=1200$	$\bar{U}_{L,con} \doteq 1.453$
贮水箱	$A_{tank}=35.17$	$m_{tank}=16000$	$\bar{U}_{L,tank} \doteq 38.75$

6 结论

由以上求出的各部分的单位质量水的平均热损系数之间相互比较,可以看出:真空管内单位质量水的热量损失最小,三者之中最大为真空管 1 的热损系 $\bar{u}_{L,tube1}=0.00409$ 。由于三个真空管相同,且热损系数数值差别不大,因此可取其平均数 $\bar{u}_{L,tube}=0.00392 \text{ kJ/(min} \cdot \text{kg} \cdot ^\circ\text{C)}$ 。此外,连接器热量损失次之,贮水箱的热量损失最大。

换算成单位表面积上的热损系数计算,贮水箱热损系数以 $\bar{U}_{L,tank} \doteq 38.75$ 远远超过真空管和连接器的热损系数数值。根据国家标准 GB/T 17049-1997:全玻璃真空太阳集热管的平均热损系数 $U_{LT} \leq 0.90 \text{ W/(m}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$,可知这批真空管的保温性能符合要求,但贮水箱的保温材料的性能不是很理想。

该实验为进一步推动保温材料的发展和升级提供详细实验数据,实现能源收集效率提升以及传递过程中能源损耗降低,以进一步推动太阳能热水系统的发展。

参考文献:

[1] Tang R S, Gao W F, Yu Y M, et al. Optimal tilt-angles of all-glass evacuated tube solar collectors[J]. Energy, 2009, 34 (9): 1387-1395.
[2] Tang R S, Li Z M, Zhong H, et al. Assessment of uncertainty

(下转第 89 页)

VDR 模型与实际驾驶相差较大的问题。

参考文献:

- [1] 靳文舟,张杰,梅冬芳.基于细胞自动机模型的交通流模拟程序[J].华南理工大学学报(自然科学版),2003,31(5):34-38.
- [2] 宇仁德,李大龙.基于元胞自动机的交通流计算机模拟[J].计算机仿真,2008,25(8):271-274.
- [3] Nagel K,Schreckenberg M.A cellular automaton model for freeway traffic[J].Journal De Physique I,1992,2(12):2221-2229.
- [4] 梁经韵,张莉莉,栾悉道,等.多路段元胞自动机交通流模型[J].物理学报,2017,66(19):167-176.
- [5] 张柠溪,祝会兵,林亨,等.考虑动态车间距的一维元胞自动机交通流模型[J].物理学报,2015,64(2):303-309.
- [6] 侯培国,闫成浩,余焊威,等.基于防御性驾驶的一维元胞自动机交通流模型[J].北京交通大学学报,2019,43(6):62-66.
- [7] Newell G F.Nonlinear effects in the dynamics of car following[J].Operations Research,1961,9(2):209-229.
- [8] Bando,Hasebe,Nakayama,et al.Dynamical model of traffic congestion and numerical simulation[J].Physical

- Review E,Statistical Physics,Plasmas,Fluids,and Related Interdisciplinary Topics,1995,51(2):1035-1042.
- [9] Helbing D,Tilch B.Generalized force model of traffic dynamics[J].Physical Review E,1998,58(1):133.
- [10] Barlovic R,Santen L,Schadschneider A,et al.Metastable states in cellular automata for traffic flow[J].The European Physical Journal B – Condensed Matter and Complex Systems,1998,5(3):793-800.
- [11] 冯雪,王喜富.混合交通流的元胞自动机建模与仿真发展研究[J].综合运输,2015,37(8):69-73,88.
- [12] 潘卫军,杨凯.车辆长度和速度对双车道交通流的影响[J].西南交通大学学报,2013,48(2):335-342.
- [13] Hu S X,Gao K,Wang B H,et al.Abnormal hysteresis effect and phase transitions in a velocity-difference dependent randomization CA model[J].Physica A:Statistical Mechanics and Its Applications,2007,386(1):397-406.
- [14] 夏运达,赵杨.考虑前后车速度和减速幅度的元胞自动机模型[J].交通运输系统工程与信息,2019,19(2):73-79.
- [15] Knospe W,Santen L,Schadschneider A,et al.Towards a realistic microscopic description of highway traffic[J].Journal of Physics A:Mathematical and General,2000,33(48):L477-L485.

(上接第 61 页)

- in mean heat loss coefficient of all glass evacuated solar collector tube testing[J].Energy Conversion and Management,2006,47(1):60-67.
- [3] Mahboub C,Moummi N.Calculation of the glass cover temperature and the top heat loss coefficient for 60° vee corrugated solar collectors with single glazing[J].Solar Energy,2012,86(2):804-808.
- [4] Akhtar N,Mullick S C.Computation of glass-cover temperatures and top heat loss coefficient of flat-plate solar collectors with double glazing[J].Energy,2007,32(7):1067-1074.
- [5] Liu Z J,Li H,Zhang X Y,et al.Novel method for measuring the heat collection rate and heat loss coefficient of water-in-glass evacuated tube solar water heaters based on artificial neural networks and support vector machine[J].Energies,2015,8(8):8814-8834.
- [6] 何梓年,蒋富林.热管式真空管集热器的热性能研究[J].太阳能学报,1994,15(1):73-82.
- [7] 许雪松,朱跃钊.CPC 型热管式真空管集热器的热性能研究[J].南京工业大学学报(自然科学版),2004,26(6):53-56.
- [8] A. Hachemi. Theoretical and experimental study of

- efficiency factor, heat transfer and thermal heat loss coefficients in solar air collectors with selective and nonselective absorbers[J]. International Journal of Energy Research, 1999,23(8):675-682.
- [9] Avezov R R,Avezova N R,Ruziev O S,et al.Effective scaled heat loss coefficient for translucent coatings of flat plate water-heating solar collectors[J].Applied Solar Energy,2012,48(4):248-253.
- [10] 李明华,沈鼎成.全玻璃真空集热管热损系数的理论计算和实验[J].无机材料学报,1989,4(2):170-175.
- [11] 戴薇薇,王军,苏中元,等.直通式太阳能真空集热管的热性能研究[J].东南大学学报(自然科学版),2014,44(1):104-109.
- [12] 李彬.我国太阳能集热器的现状及未来发展[J].节能,2017,36(3):9-11.
- [13] 刘泛函,樊晓亮,王宏斌,等.直通管式太阳能真空管热损失系数分析[J].工业加热,2018,47(1):54-58,65.
- [14] Juanic ó L E.Modified vacuum tubes for overheating limitation of solar collectors:a dynamical modeling approach[J].Solar Energy,2018,171:804-810.
- [15] Faiman D,Hazan H,Laufer I.Reducing the heat loss at night from solar water heaters of the integrated collector-storage variety[J].Solar Energy,2001,71(2):87-93.