DOI:10.11918/j.issn.0367-6234.2017.02.026

严寒地区真空管集热器夜间热损失实验

刘慧芳,董建锴,姜益强,姚 杨

(哈尔滨工业大学市政环境与工程学院,哈尔滨150090)

摘 要:为验证真空管集热器的真空保温性能及夜间防冻效果,通过实验对夜间静止工况下集热器内液体温度、集热器夜间 散热量及平均热损失系数进行实测和计算,分析真空管集热器夜间热损失特性及其变化规律.结果表明:集热器内夜间最低温 度一般位于 8~25 ℃,夜间温降速率为 0.7~1.3 ℃/h,夜间总散热量为 1 800~4 700 kJ;测试期间平均热损失系数为 0.427 W/ (m² · K).集热器夜间热损失特性分析以及最低温度变化能够有效地表明集热器本身的保温性能,为严寒地区集热器和集热 环路防冻提供依据和支持.

关键词:热损失;真空管集热器;散热;液体温度;严寒地区;防冻

中图分类号:TK511 文献标志码:A 文章编号:0367-6234(2017)02-0164-06

Experimental study on the heat dissipation performance of all-glass evacuated tube collector in winter night in cold areas

LIU Huifang, DONG Jiankai, JIANG Yiqiang, YAO Yang

(School of Municipal and Environmental Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin 150090, China)

Abstract: In order to verify the insulation features and anti-freezing protection effect of all-glass evacuated tube collector, the fluid temperature in solar collector and its changing were tested experimentally in static conditions in winter night, and the heat dissipation and the average heat loss coefficient were calculated as well. The heat loss characteristics and the changing regulations were analyzed in detail. Results indicated that the lowest fluid temperature was ranged from 8 \degree to 25 \degree , and the temperature drop rate was between 0.7 \degree /h and 1.3 \degree /h. The total amount of heat dissipation was about 1 800 – 4 700 kJ, and the average heat loss coefficient was 0.427 W/(m² · K) during the testing nights. The study of the heat dissipation of solar collector and the changing of the lowest fluid temperature in it, can effectively demonstrate its insulation properties, which can provide evidence for the anti-freezing of solar collector and its outdoor pipe loops in severe cold areas.

Keywords: heat loss; evacuated tube collector; heat dissipation; fluid temperature; cold areas; anti-freezing

真空管集热器传热是一个包含导热、对流和辐射 的复杂瞬态传热过程^[1-3].由于其真空夹层的存在,真 空管集热器热损失要小于平板集热器热损失^[4-5].国 家相关规范^[6]中用平均热损系数 U_L来评价真空管集 热器的真空保温性能.它是指在无太阳辐照条件下, 全玻璃真空集热管内充满 80 ℃热水时,通过真空集 热管向周围环境传递热能,水温下降,管内平均水温 与环境温度相差 1 ℃时,吸热体单位表面积散失的热 量.规范中给定的平均热损系数是在特定环境条件下 测试得到的,该工况称为热损测试工况.目前,大多关 于真空管集热器热损失的测试和实验研究基本都是 在特定实验条件或热损测试状态下进行的^[7-9].该测 试结果只能反映真空管集热器的真空保温性能以及 特定工况下的热损失大小.当环境条件改变时,该结 果并不能用于实际工况条件下的热损失计算.为了得 到不同环境条件下真空管集热器热损失,很多学者得 到了真空管集热器的热损变化规律[10-12]以及热损失 系数表达式[13].但是对于真空管集热器而言,热损失 系数通常表示为吸热管温度的函数,而吸热管温度并 不宜直接测量.因此,在某些关于真空管集热器热性 能的研究中,通常忽略集热器的热损失[14]或对其取 定值[15-16].这是因为一方面真空管集热器的集热量远 远大于其热损失量,在集热工况下可以忽略其热损 失:另一方面将热损失量取定值可以简化计算.忽略 环境参数对其散热量的影响.但是目前为止,实际环 境条件下的集热器热损失研究较少,非集热工况(主 要为夜间工况)时的真空管散热热损失和保温性能研 究则更少.而实际工况下的真空管集热器的散热量和 热损系数更能直接反映集热器的保温性能和集热性 能,以及气候环境条件对散热量的影响.

因此,对严寒地区真空管集热器夜间热损失和散

收稿日期: 2015-09-27

基金项目:"十二五"国家科技支撑计划(2012BAJ06B02)

作者简介:刘慧芳(1983—),女,博士研究生; 姜益强(1973—),男,教授,博士生导师

通信作者:姜益强,jyq7245@163.com

热特性的研究对分析集热器内液体温度变化,确认集 热环路的保温性能以及利用集热器内余热为集热环 路提供防冻的可行性均具有重要意义.本文在防冻可 行性试验的基础上^[17],分析冬季夜间室外环境条件 下全玻璃真空管集热器的传热特性,以及非测试条件 下的集热器热损失,研究全玻璃真空管集热器内液体 温度的变化规律以及不同室外环境条件下管内液体 能够达到的最低温度,并依据集热器内液体最低温度 来确定相应的防冻策略以及合适的防冻液浓度.该研 究对严寒地区太阳能集热系统的防冻具有重要意义, 是改善太阳能集热系统经济性的措施之一.

1 集热器夜间传热分析

全玻璃真空管集热器由全玻璃真空管和联集管

组成,全玻璃真空管包括罩玻璃管、真空夹层和内玻 璃管(其外表面附有选择性吸收涂层).全玻璃真空 管的结构示意如图1所示.夜间时由于无太阳辐射, 集热器是一个纯散热体.联集管的散热主要与其本 身的保温性能有关,在很多工况下其传热系数可取 定值.由于罩玻璃管和内管之间真空夹层的存在,真 空管具有较好的保温性能,可以很大程度上降低真 空管的对流和导热热损失.全玻璃真空管的散热量 与其本身的结构特性、涂层材料以及真空夹层的真 室度等有关,另外管内液体的种类和物性以及集热 器的放置位置、室外环境温度、相对湿度、风速、天空 有效辐射温度以及云量、天空晴朗度等均影响其热 损失的大小.





全玻璃真空管集热器的散热过程是一个包含导 热、对流和辐射的复杂的瞬态传热过程.夜间时,其 传热过程可以进行以下假设简化:

1)由于真空管管壁较薄,传热系数很大,不考 虑玻璃管壁的导热热损失;

2)认为集热管上下表面对周围环境的散热一 致,忽略环境条件对局部热损失的不一致性;

3)忽略真空管内液体沿管长方向的温度梯度;

4)忽略玻璃管及联箱的蓄热作用,即认为管内 液体内能的变化等于其散热量的大小;

5) 假定单位时间内真空管与室外环境之间的 传热为稳态传热.

研究指出^[18],集热器处于散热状态时,真空管 内液体沿管长方向存在一定的温度梯度,但是温度 梯度的大小并非是线性的,而是在前9/10 管长内具 有约1 K 的温差,而底部 1/10 管长处具有较大的温 度梯度.因此,真空管内液体实际温度应该略低于前 9/10管长段液体温度平均值.上述假设中3)忽略液 体沿管长方向的温度梯度是合理的.

在上述简化和假设的基础上,根据能量平衡方

程,集热器单位时间内散热方程可表示为

$$\Delta \Phi_i = -\rho V c_{\mathrm{p},i} \frac{\mathrm{d}T_{\mathrm{f},i}}{\mathrm{d}\tau} = U_{\mathrm{L}} A_{\mathrm{a}} (T_{\mathrm{f},i} - T_{\mathrm{a},i}). \quad (1)$$

式中: $\Delta \Phi_i$ 为集热器在任意*i*时刻、 $d\tau$ 时间内的散热 量,W;V为集热器内液体总体积,m³; ρ 为集热器内 液体的密度, kg/m³; c 为管内液体比热容, J/(kg·K); $d\tau$ 为时间间隔,s; T_i 为集热器内液体温 度,K; T_a 为室外环境温度,K; A_a 为集热器散热面积, m²; U_i 为集热器总的热损失系数,W/(m²·K).

则在任意时间段 Δt 内,集热器总的热损失系数 可表示为

$$U_{\rm L} = \frac{\rho V c_{\rm p,i} (T_{\rm f,i} - T_{\rm f,i-1})}{A_{\rm a} (T_{\rm f,i} - T_{\rm a,i}) \cdot \Delta t} \,. \tag{2}$$

根据方程(1)、(2)可求得集热器夜间任意时刻 的散热量和热损失系数的变化.

2 试验系统搭建

实验系统包括太阳能集热环路(夜间运行时也称 为防冻环路),连接板式换热器和水箱的换热环路,末 端散热环路,控制系统以及温度、流量测试装置.白天有 太阳辐射时,该系统按照集热模式运行;夜间无太阳辐射时进行防冻实验,实验系统流程如图2所示.试验台

位于哈尔滨工业大学市政环境工程学院暖通楼楼顶, 包括两组相同的试验系统,以便于同时进行对比实验.



图 2 关键系统加性

Fig.2 Schematic diagram of the experiment system

通过切换板式换热器两侧的旁通环路,试验系 统可以实现集热环路的夜间防冻运行,满足严寒地 区太阳能集热系统防冻要求,详见文献[17,19].本 文主要通过分析夜间无太阳辐射时真空管集热器的 热损失大小和集热器内液体温度的变化,得到夜间 实际工况条件下集热器的散热特性,以便于更好地 确定集热器本身的防冻效果,以及利用真空集热管 内余热进行防冻的可行性.实测结果表明.集热器液 体温度和室外环境温度最低值一般出现在 6:00-8:00.日出时间约为7:00.白天工况时(8:00以后). 随着太阳辐射的出现和增加,集热器内液体温度也 逐渐增加,而集热模式结束时间一般为17:00 左右. 因此,本实验测试时间为18:00-8:00,测试起始时 间18:00时对应的流体温度记为 T_m,集热器内夜间 温度的最低值记为 T_n.温度的测量采用 T 型热电 偶,经标定后其测量精度为±0.2 ℃,测试时间间隔 为1 min.所以,管内液体温度 T_f 、室外环境温度 T_a 的 测试误差均为±0.2 ℃;根据误差传递公式,可计算 得到集热器夜间散热量 Φ 和夜间热损系数 U_1 的误 差分别为3%和5%(液体体积测量误差为2%;忽略 液体密度 ρ 和定压比热 $c_{\rm o}$ 的计算误差).集热器进出 口温度测点位于联集管两端,接近集热器进出口处. 集热器内液体温度 T_c用集热器进出口温度近似代 替,即 $T_f = (T_{in} + T_{out})/2.$ 集热器为全玻璃真空管集热 器,真空管尺寸为 ϕ 58 mm×1 800 mm,集热器内液 体为乙二醇防冻液.

3 结果分析

3.1 集热器内液体温度变化

冬季夜间时,集热器一般处于静止状态,随着集

热器内高温液体不断向周围环境散热,集热器内液体温度逐渐降低.不同夜间 18:00 时集热器内液体 温度初始值(*T*_m)分别如图 3 所示.



图 3 不同夜间时集热器内液体初始温度(18:00)变化

Fig.3 Initial fluid temperature of solar collector (18:00) at different nights

由于真空管集热器的水容量较大,且保温性能较 好,当白天集热工况结束时,集热器内液体温度仍然 处于较高水平.由图 3 可知,不同夜间集热器初始温 度值差别较大,但均高于 15 ℃,且除夜间 4 以外其他 夜间的集热器初始温度均高于 20 ℃.集热器初始温 度与白天集热工况以及系统运行有关,但是初始温度 的大小是影响集热器夜间散热量和温度变化的因素 之一.一方面,较高的初始温度有利于冬季夜间真空 管集热器的保温,可以更好地实现集热器防冻要求; 另一方面,也表明集热器内的剩余热量不能被转化为 有用热能,并被有效利用.图 3 给出的室外环境温度 为夜间(18:00—8:00)室外环境温度平均值.

夜间时,集热器内液体能够达到的最低温度是 太阳能防冻的依据温度.由图 4 可知,夜间集热器散 热之后,集热器内液体最低温度(T_n)一般位于 8~ 25 \mathbb{C} ,且其平均温度高于 15 \mathbb{C} .也就是说,如果不 考虑室外管路系统的防冻,严寒地区真空管太阳能



图 4 不同夜间时集热器内液体温度最低值变化

Fig.4 The lowest fluid temperature of solar collector at different nights

图 5 给出了集热器夜间温降以及温降速率的变化.集热器内液体初始温度和最低温度之差称为集 热器夜间温降(ΔT_f),即 $\Delta T_f = T_0 - T_n$.根据集热器内 液体温降以及最低温度对应时间,可得集热器夜间 的温降速率,即 $dT/d\tau = \Delta T_f/\Delta t$.由图 5 可知,集热器 夜间温降为 8~20 °C,系统 1 夜间温降略高于系统 2.夜间温降速率变化范围为 0.7~1.3 °C/h,相同夜 间系统 1 和系统 2 温降速率差值小于 0.25 °C/h.集 热器夜间温降是由集热器内液体初始温度和室外环 境条件共同决定的,当初始温度较高时,夜间温降较 大,但是集热器最低温度不一定偏高.另外,当室外 环境温度较低时,集热器夜间温降较大,温降速率较 高,但是夜间温降和温降速率的大小与室外环境温 度之间为非线性关系.



Fig.5 Temperature drop and its drop rate of solar colector in the night

3.2 集热器热损失分析

集热器内液体温度最低值一般出现在日出前后.随着太阳辐射的增加,集热器内液体温度开始缓慢上升,集热器总得热量大于0,此时文中所给的集热器热损失方程将不再适用,因此,集热器热损失量的计算数据取18:00—7:00的测试结果.集热器夜间总散热量和单位时间散热量分别如图6、7所示. 集热器总散热量为1800~4700kJ,瞬时散热量平均值为40~100W.以夜间4和夜间7为例,对典型夜间系统1和系统2的瞬时散热量的变化进行对比,结果如图8所示.



图 6 不同夜间集热器总散热量变化





图 7 不同夜间集热器瞬时散热量平均值

Fig.7 Average heat losses of solar collector at different nights



图 8 不同夜间集热器瞬时散热量变化



集热器的散热量随着集热器内液体温度和室外 环境条件的变化而变化.夜间时,随着集热器内液体 温度的不断降低,集热器内液体温度和室外环境温 度的差值逐渐减少,集热器瞬时散热量呈下降趋势. 由于夜间时集热器内液体的温降梯度是非线性的, 计算得到的单位时间散热量存在一定的波动.由于 集热器初始温度和室外环境条件的不同,不同夜间 时集热器散热量差别较大.相同夜间时,系统1和系 统2的夜间总散热量和单位时间瞬时散热量相近同 时存在一定差别,这是由于系统1、2结构本身存在 的系统误差造成的.

集热器夜间热损失系数的平均值见图9.夜间集

热器平均热损失系数变化范围为 0.35~ 0.5 W/(m² · K).由于集热器初始温度和室外环境 条件的不同,不同夜间的平均热损失系数有一定的 差异.同时,由于不同系统之间的个体差异,除夜间 1、2以外,系统1的热损失系数高于相同夜间系统2 的热损失系数值,两者最大差值为0.1 W/(m² · K) 左右.集热器夜间平均热损失系数变化如图 10 所 示.图中数据除前文提到的 10 个夜间共计 20 组数 据外,还包含另外17个夜间的统计数据.集热器平 均热损失系数大部分位于 0.3~0.6 W/(m² · K),平 均值为 0.427 W/(m² · K), 且位于 0.35 ~ 0.4 W/(m² · K)区间内的比例为 31.2%.位于 0.35~0.55 W/(m²·K)区间内的比例为 82.9%.整 个夜间集热器热损失系数略呈下降趋势,但是相对 较为稳定,变化较小.集热器平均热损失系数小于 $0.3 \text{ W/(m^2 \cdot K)}$ 主要出现在 7:00—8:00.大于 0.6 W/(m² · K)的数据主要出现在 18:00-18:30.





Fig.9 Average heat loss coefficient of solar collector at different nights





Fig.10 Changing of average heat loss coefficient of solar collector at differnet nights

3.3 集热器最低温度预测

集热器的散热量和热损失是集热器内液体温 度和室外环境参数(包括室外环境温度、相对湿 度、风速、天空有效温度、天气晴朗度、云量等)共 同作用的结果.通过上述对集热器夜间热损系数的 分析,可以利用集热器的平均热损系数值和初始 温度值,估算夜间集热器内液体温度的变化.根据 集热器最低温度进行集热环路防冻是最经济有效 的防冻方法.当集热器热损失系数取其平均值 0.427 W/(m²·K)时,不同夜间集热器温度逐时 变化如图 11 所示,集热器最低温度计算值与实测 值对比如图 12 所示.



图 11 夜间集热器逐时温度变化





图 12 不同夜间集热器最低温度实测值与计算值对比

Fig.12 Comparison of the lowest fluid temperature by test and calculation

集热器夜间实测与计算结果表明,在哈尔滨市 室外气候条件下,集热器夜间热损失系数取定值 0.427 W/(m²・K)时,能较准确地估算集热器内液 体温度的变化.计算得到的集热器最低温度与实测 值的最大温差为 2 ℃.夜间时,集热器内液体温度是 逐渐降低的,图 12 中最低温度的计算值取 8:00 时 的计算结果.而实测最低温度值一般出现在7:00— 8:00,甚至早于7:00.也就是说实际工况下集热器实 际最低温度与计算值的最大误差肯定小于2 ℃.

4 结 论

本文在严寒地区太阳能防冻实验台的基础上, 对严寒地区冬季夜间集热器的散热特性和热损失变 化规律进行了测试与分析,得到了实际环境条件下 集热器内液体温度的变化规律,以及集热器散热量 和热损失系数的大小,并验证了利用平均热损失系 数预测集热器液体逐时温度和最低温度的可行性. 通过上述研究得到以下结论:

1)集热器夜间温降为8~20 ℃,集热器能够达
 到的最低温度为8~25 ℃,表明集热器本身具有较

好的保温性能,集热器内余热可以用于集热环路 防冻.

2) 集热器夜间总散热量为 1 800~4 700 kJ, 瞬时散热量平均值为 40~100 W, 平均热损系数为 0.427 W/(m² · K), 不同夜间集热器散热量与集热器初始温度和室外环境条件有关.

3) 集热器最低温度的实测与计算表明, 根据集 热器的平均热损失系数和初始温度值, 估算夜间集 热器内液体最低温度是可行的.

4)冬季夜间真空管集热器热损失特性分析,可 用于估算不同室外环境条件下集热器内液体温度变 化以及可能达到的最低温度.该研究对严寒地区太 阳能集热系统的防冻具有重要意义,有助于改善太 阳能集热系统的经济性.

参考文献

- [1] DUFFIE J A, BECKMAN W A. Solar engineering of thermal processes [M]. 4th ed. New York: Wiley, 2013:138-170.
- [2] DEVABHAKTUNI V, ALAM M, DEPURU S R, et al. Solar energy: trends and enabling technologies [J]. Renewable & Sustainable Energy Reviews, 2013, 19: 555-564.
- [3] TIAN Ye,ZHAO Changying. A review of solar collectors and thermal energy storage in solar thermal applications [J]. Applied Energy, 2013, 104: 538-553.
- [4] KALOGIROU S A. Environmental benefits of domestic solar energy systems [J]. Energy Conversion and Management, 2004, 45(18); 3075-3092.
- [5] NKWETTA D N, SMYTH M. Performance analysis and comparison of concentrated evacuated tube heat pipe solar collectors [J]. Applied Energy, 2012, 98: 22-32.
- [6] 全玻璃真空太阳集热管;GB/T 17049—2005[S]. 北京:中国标准研究院, 2005.
 All-glass evacuated solar collector tubes; GB/T 17049—2005[S].
- Beijing: China Institute of Standardization, 2005.
 [7] 殷志强,严习元,陈腾华,等.太阳吸收涂层与真空集热管的热性能[J].太阳能学报, 1996, 17(1): 50-56.
 YIN Zhiqiang, YAN Xiyuan, CHEN Tenghua, et al. The thermal performance of evacuated collector tubes with solar absorbing coatings [J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 1996, 17(1): 50-56.
- [8] 唐轩,殷志强,张剑. 全玻璃真空太阳集热管热损系数测定方法
 [J]. 太阳能, 1997(1): 18-20.
 TANG Xuan, YIN Zhiqiang, ZHANG Jian. The testing method of heat loss coefficient of all-glass evacuated tube solar collector [J].
 Solar Energy, 1997(1): 18-20.

- [9] 孟秀清,苗建朋,吕会敏,等. 全玻璃真空集热管热损计算与分析[J]. 太阳能, 2013(1): 13-17.
 MENG Xiuqing, MIAO Jianpeng, LÜ Huimin, et al. Computation and analysis of heat loss coefficient of all-glass evacuated tube collectors[J]. Solar Energy, 2013(1): 13-17.
- [10] XU Li, WANG Zhifeng, YUAN Guofeng, et al. A new dynamic test method for thermal performance of all-glass evacuated solar air collectors [J]. Solar Energy, 2012, 86(5): 1222-1231.
- [11] MICHAELIDES I, ELEFTHERIOU P, SIAMAS G A, et al. Experimental investigation of the night heat losses of hot water storage tanks inthermosyphon solar water heaters [J]. Journal of Renewable and Sustainable Energy, 2011, 3(0331033): 1–9.
- [12] BADAR A W, BUCHHOLZ R, ZIEGLER F. Experimental and theoretical evaluation of the overall heat loss coefficient of vacuum tubes of a solar collector [J]. Solar Energy, 2011, 85 (7): 1447-1456.
- [13] 田琦. U 型管式全玻璃真空管集热器热效率及性能研究[J]. 能 源工程, 2006(6): 36-40.

TIAN Qi. Study on therm al efficiency and performance of U-tubular all-glass evacuated tube solar collector [J]. Energy Engineering, 2006(6): 36–40.

- [14]SHAH L J, FURBO S. Theoretical flow investigations of an all glass evacuated tubular collector [J]. Solar Energy, 2007, 81 (6): 822-828.
- [15] LI Zhiyong, CHEN Chao, LUO Hailiang, et al. All-glass vacuum tube collector heat transfer model used in forced-circulation solar water heating system [J]. Solar Energy, 2010, 84 (8): 1413-1421.
- [16]何梓年,蒋富林,葛洪川,等. 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.
 HE Zinian, JIANG Fulin, GE Hongchuan, et al. Study on thermal performances of heat pipe evacuated tubular collectors [J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 1994, 15(1): 73-82.
- [17] LIU Huifang, ZHANG Shicong, JIANG Yiqiang, et al. Feasibility study on a novel freeze protection strategy for solar heating systems in severely cold areas [J]. Solar Energy, 2015, 112: 144–153.
- [18] 雷进波. 全玻璃太阳能真空集热管流场和温度场的研究 [D]. 杭州:浙江大学, 2004.
 LEI Jinbo. The study of the flow field and temperature field in the all-glass evacuated solar collector tube [D]. Hangzhou; Zhejiang University, 2004.
- [19]刘慧芳,张时聪,姜益强,等. 严寒地区太阳能热利用系统防冻 实验研究[J]. 暖通空调, 2014, 44(4):27-31.
 LIU Huifang, ZHANG Shicong, JIANG Yiqiang, et al. Experimental study on anti-freezing of solar heating system in severe cold zone [J]. HV&AC, 2014, 44(4):27-31.

(编辑 刘 形)