

doi:10.11835/j.issn.1000-582X.2020.281

# 太阳能蓄热水箱联合运行模式研究

王 焱<sup>a,b</sup>, 孙振东<sup>a</sup>, 何 腾<sup>a</sup>, 石成志<sup>a</sup>, 赵皓辰<sup>a</sup>, 李 哲<sup>a</sup>

(兰州交通大学 a. 环境与市政工程学院; b. 铁道车辆热工教育部重点实验室, 兰州 730070)

**摘要:**以乌鲁木齐地区某地板供暖的太阳能热水系统为工程背景,对3个具有不同顶部形状或内置隔板结构的蓄热水箱内流动与传热过程进行了数值分析,并对各水箱的交替运行模式进行了探讨。结果表明:不同时刻采用多水箱交替运行的模式是可行的。根据水箱的热分层评价结果,在该地区典型日中室外气温相对稳定的3个典型时刻(11:30,15:00和18:00),水箱合理的运行模式为:11:30优先运行3#水箱(球形顶部和单圆孔内置隔板结构),其次为2#水箱(锥形顶部和多圆孔内置隔板结构)或1#水箱(锥形顶部和单圆孔内置隔板结构);15:00和18:00优先运行3#水箱,1#和2#水箱互为备用。对于水温要求较高但用水量不大的用户,建议优先运行3#水箱,其次为1#水箱,当用户端回水量较大且用户需要较高温度的热水时优先启用2#水箱。根据当地气象条件适时开启合适的蓄热水箱并合理调节流体参数对于充分利用太阳能资源、提高太阳能供暖系统的可靠性具有重要的工程指导意义。

**关键词:**太阳能蓄热水箱;交替运行;流动参数;热分层;对流换热;数值模拟

**中图分类号:**TU822

**文献标志码:**A

**文章编号:**1000-582X(2021)06-109-09

## Combined operation mode of the solar hot water storage tank

WANG Ye<sup>a,b</sup>, SUN Zhendong<sup>a</sup>, HE Teng<sup>a</sup>, SHI Chengzhi<sup>a</sup>, ZHAO Haochen<sup>a</sup>, LI Zhe<sup>a</sup>

(a. School of Environmental and Municipal Engineering; b. Key Laboratory of Railway Vehicle Thermal Engineering, Ministry of Education of China, Lanzhou Jiaotong University, Lanzhou 730070, P. R. China)

**Abstract:** With the engineering background of Urumqi region's solar water heating system for floor heating, this paper analyzed the fluid flow and heat transfer processes inside three thermal storage tanks with different top or obstacle structures numerically in order to make full use of solar energy and improve the comprehensive efficiency of solar energy system. The alternate operation mode of each water tank is also discussed. The results show that it is feasible to use the multi-tank alternate operation mode at different times. According to the thermal stratification evaluation results of the water tank, at three typical moments(11:30, 15:00 and 18:00)when the outdoor temperature during the typical day is relatively stable in the region, the reasonable operation mode of the water tank is: at 11:30, 3# water tank (spherical top and obstacle inside the tank with single round hole) is preferentially operated, followed by 2# water tank (conical top and obstacle inside the tank with five round holes) or 1# water tank (conical top and obstacle

**收稿日期:**2020-02-28 **网络出版日期:**2020-04-16

**基金项目:**国家自然科学基金(51476073, 51266004);兰州交通大学大学生创新创业训练计划项目(2019120)。

Supported by National Natural Science Foundation of China (51476073, 51266004) and Lanzhou Jiaotong University College Students Innovation and Entrepreneurship Training Program(2019120).

**作者简介:**王焱(1972—),博士,教授,博士研究生导师,从事自然对流及暖通空调研究。(E-mail) wangye@mail.lzjtu.cn。

inside the tank with single round hole); at 15:00 and 18:00, 3# water tank should be preferentially operated while 1# and 2# water tanks can be used as backup for each other. For users with higher water temperature requirements but less water consumption, it is suggested that 3# water tank is preferentially operated, followed by the 1# water tank. When users generate a lot of backwater and need hot water with higher temperature, the operation of 2# water tank is preferred. It is of great engineering guiding significance to operate appropriate hot water storage tank in a timely manner and adjust the fluid parameters according to the local meteorological conditions so as to make full use of solar energy resources and improve the reliability of the solar heating system.

**Keywords:** solar hot water storage tank; alternating operation; flow parameters; thermal stratification; convection heat transfer; numerical simulation

太阳能热水系统由于其具有“节能效益高、投资和维护成本低”等优点,已被广泛应用于生活热水、地板供暖、工业生产等方面<sup>[1-2]</sup>。目前已有的研究主要涉及水箱的外形结构<sup>[3-7]</sup>、进出口水管结构及运行工况<sup>[8-12]</sup>、内置隔板结构<sup>[13-17]</sup>等方面,目的是通过对蓄热水箱进行结构优化以获得最佳的蓄热性能。但这些研究都是针对静态运行模式或者动态模式下的单个水箱展开的。而实际情况是太阳辐射强度的瞬时变化以及用户端回水参数的不稳定性等因素常常导致太阳能集热器出水温度(对应蓄热水箱热水入口温度)、蓄热水箱冷水入口温度及流速均呈动态变化,若仅配置单一结构的水箱其蓄热性能往往会偏离系统最佳的设计状态。实际运行中,客观上必然存在一组流体参数能使得某特定结构蓄热水箱的蓄热性能最优。因此,合理调节太阳能热水系统的流体运行参数使得蓄热水箱性能最优并科学管理水箱的运行模式,是适应太阳辐射强度动态变化、提高太阳能蓄热水箱蓄热性能的重要举措。目前,结合当地气象条件寻求能在不同时段充分利用太阳能资源的流体参数与蓄热水箱的最佳组合并探索合理的运行模式的研究,还未见报道。笔者在太阳能相变蓄热地板供暖系统的实验研究基础上,对乌鲁木齐地区太阳能辐射强度不同的3个典型时刻对应的多个工况进行计算,根据对不同结构蓄热水箱在不同流体参数下蓄热性能的评价结果,得出了各时刻最佳的水箱结构以及与之对应的最优运行参数,研究结果对于该地区推广太阳能供暖系统采用多水箱交替运行以提高供暖可靠性具有重要的工程指导意义。

## 1 模型介绍

### 1.1 物理模型

太阳能地板供暖系统中各水箱并联运行方式如图1所示, $T_1$ 和 $T_3$ 分别为热水进、出口温度, $T_2$ 和 $T_4$ 分别为冷水进、出口温度。1#和2#水箱为锥顶结构<sup>[3]</sup>,锥顶高度为0.15 m,3#水箱为半球形顶结构。3个水箱直径均为1.0 m,水箱总高度均为1.5 m,内置隔板的厚度均为0.003 m,其安装位置距水箱底面的距离均为0.2 m,冷热水进、出口短管直径均为0.02 m,安装位置如图2(a)所示。各水箱隔板结构如图2(b)、(c)所示,1#和3#水箱的隔板均为单圆孔结构,开孔面积为 $0.0314\text{ m}^2$ ;2#水箱的隔板为5孔结构,有4个小圆孔均布在直径为0.5 m的定位圆圆周上,面积相等的5个小圆孔的面积之和与1#水箱的隔板开孔面积相等。

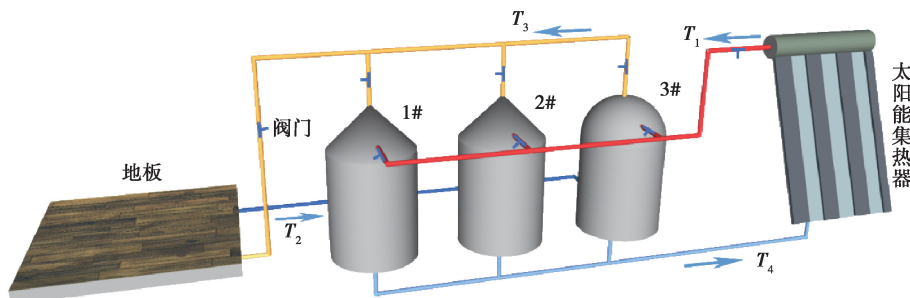


图1 水箱并联运行示意图

Fig. 1 Schematic diagram of parallel water tanks

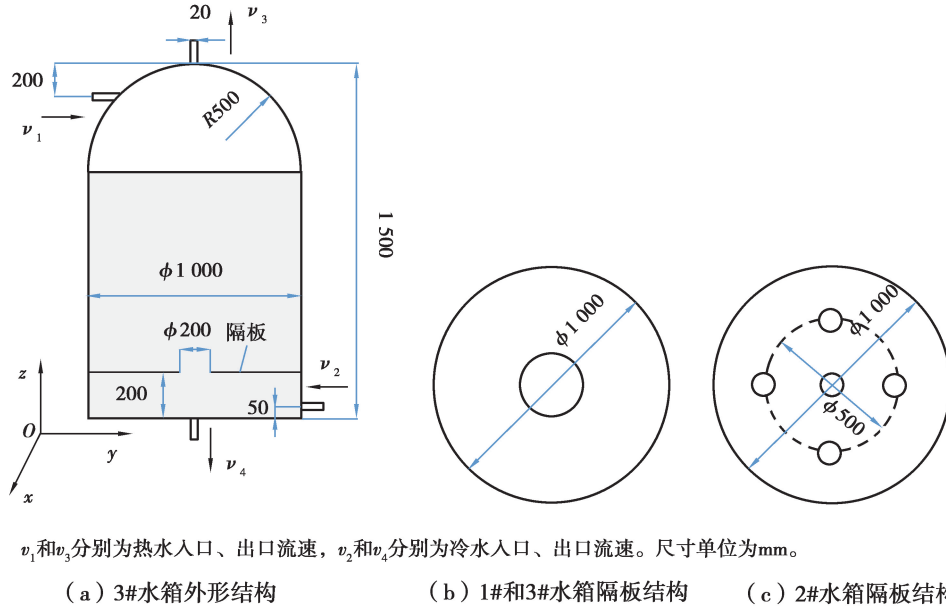


图 2 蓄热水箱、内置隔板物理模型及冷热水流向示意图

Fig. 2 Physical model of hot water storage tank and internal barrier, fluid flow direction of cold and hot water

### 1.2 数学模型

考虑系统运行时水箱内流速低、压力变化小、水温变化小等实际情况,计算中假定流体的物理属性不变、为不可压缩流体,忽略黏性耗散效应。求解水箱内流动与换热的控制方程如下<sup>[18]</sup>:

连续性方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \sum_{i=1}^3 \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0; \tag{1}$$

动量方程:

$$\frac{\partial (\rho u_i)}{\partial t} + \sum_{j=1}^3 \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j u_i) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \sum_{j=1}^3 \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho f_i; \tag{2}$$

能量方程:

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} = \text{div}(\lambda \overline{\text{grad}T}) + T\beta \frac{dP}{dt} + q + \Phi; \tag{3}$$

其中,  $\Phi = -\frac{2}{3}\eta (\text{div}\bar{u})^2 + 2\eta S_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$ ,  $S_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$ 。

湍流动能方程:

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \eta + \frac{\eta_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \eta_t \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \left( \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) - c_D \rho \frac{k^{3/2}}{l_m}; \tag{4}$$

湍流动能耗散率方程:

$$\rho \frac{\partial \epsilon}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial \epsilon}{\partial x_k} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left[ \left( \eta + \frac{\eta_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_k} \right] + c_1 \frac{\epsilon}{k} \eta_t \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - c_2 \rho \frac{\epsilon^2}{k}, \tag{5}$$

式中:  $T$  为温度, K;  $\eta$  为动力黏度,  $(\text{N}\cdot\text{s})/\text{m}^2$ ;  $\rho$  为密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;  $\beta$  为膨胀系数,  $1/\text{K}$ ;  $C_p$  为定压比热,  $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ ;  $Pr_t$  为湍流普朗特数, 其值在 1.0 左右;  $l_m$  为湍流长度标尺, m;  $c_1$ 、 $c_2$  为经验系数, 标准  $k$ - $\epsilon$  模型中一般取 1.44 及 1.92。其余符号含义及参数取值见文献<sup>[19]</sup>。流体为水, 密度变化采用 Boussinesq 假设。

### 1.3 边界条件和初始条件

以文献<sup>[20]</sup>A1 时间段(10 月 15 日—11 月 15 日和 3 月 15 日—4 月 15 日)典型日的实验数据为基础, 取测试当天 3 个不同时刻(11:30、15:00、18:00)的热、冷水入口温度与不同的冷水入口流速组合得到的计算工况如表 1 所示。水箱中的压力为 1 个大气压。所有液固界面均为速度无滑移条件。水箱内壁面和隔板表

面均为绝热边界条件,水箱进水口设为速度入口,出水口设为自由出流。

表 1 计算工况及流体参数

Table 1 Calculating working conditions and fluid parameters

| 时刻    | 工况 | 初始温度   | 入口温度/K |        | 入口流速/(m·s <sup>-1</sup> ) |      |
|-------|----|--------|--------|--------|---------------------------|------|
|       |    |        | 热水     | 冷水     | 热水                        | 冷水   |
| 11:30 | 1  | 301.15 | 305.95 | 296.35 | 0.18                      | 0.10 |
|       | 2  |        | 305.95 | 296.35 | 0.18                      | 0.18 |
|       | 3  |        | 305.95 | 296.35 | 0.18                      | 0.26 |
|       | 4  |        | 305.95 | 296.35 | 0.18                      | 0.35 |
|       | 5  |        | 305.95 | 296.35 | 0.18                      | 0.43 |
| 15:00 | 6  | 317.40 | 331.75 | 303.05 | 0.18                      | 0.10 |
|       | 7  |        | 331.75 | 303.05 | 0.18                      | 0.18 |
|       | 8  |        | 331.75 | 303.05 | 0.18                      | 0.26 |
|       | 9  |        | 331.75 | 303.05 | 0.18                      | 0.35 |
|       | 10 |        | 331.75 | 303.05 | 0.18                      | 0.43 |
| 18:00 | 11 | 309.46 | 315.77 | 303.15 | 0.18                      | 0.10 |
|       | 12 |        | 315.77 | 303.15 | 0.18                      | 0.18 |
|       | 13 |        | 315.77 | 303.15 | 0.18                      | 0.26 |
|       | 14 |        | 315.77 | 303.15 | 0.18                      | 0.35 |
|       | 15 |        | 315.77 | 303.15 | 0.18                      | 0.43 |

## 2 数值求解方法

### 2.1 数学模型验证

采用 1.2 节数学模型在文献[21]的条件下对文献[21]的流动与传热过程进行了数值模拟,并将得到的水箱出口温度计算结果与文献[21]的结果进行比对,如图 3 所示,其相对偏差的最大值仅为 1.39%,则 1.2 节数学模型可用于后续计算。

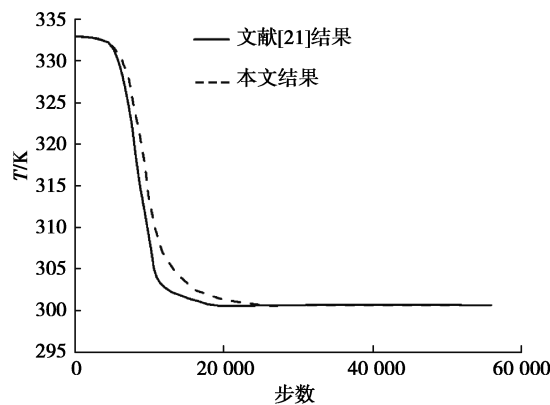


图 3 本文结果与文献结果对比

Fig. 3 Comparison of the results of this study with the results of literature

### 2.2 网格独立性验证及时间步长确定

采用非结构化四面体网格对计算区域进行离散<sup>[22]</sup>。采用 3 套网格对 1# 水箱进行计算,所得水箱中轴线上的温度计算结果吻合得很好,如图 4 所示。考虑计算的经济性,取 1# 水箱的计算网格数为 387 151。同理,得到 2# 和 3# 水箱的计算网格数分别为 402 951 和 394 260。

取 3 个时间步长对 1# 水箱进行计算,计算时间为 30 min。不同时间步长所得结果吻合得很好,如图 5

所示。这里以 0.25 s 作为后续计算的时间步长。

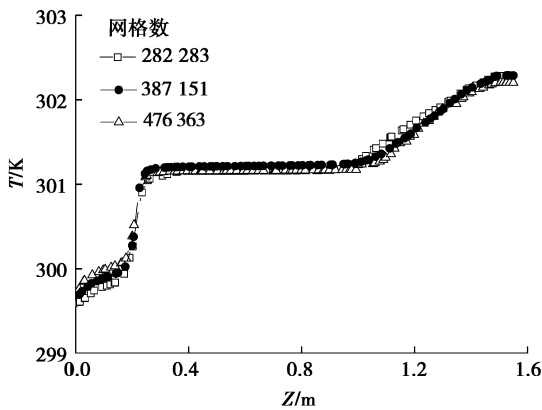


图 4 网格独立性验证

Fig. 4 Grid independence verification

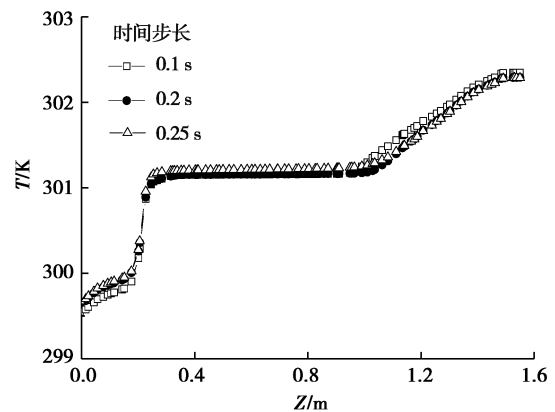


图 5 时间步长确定

Fig. 5 Time step determination

### 2.3 求解计算

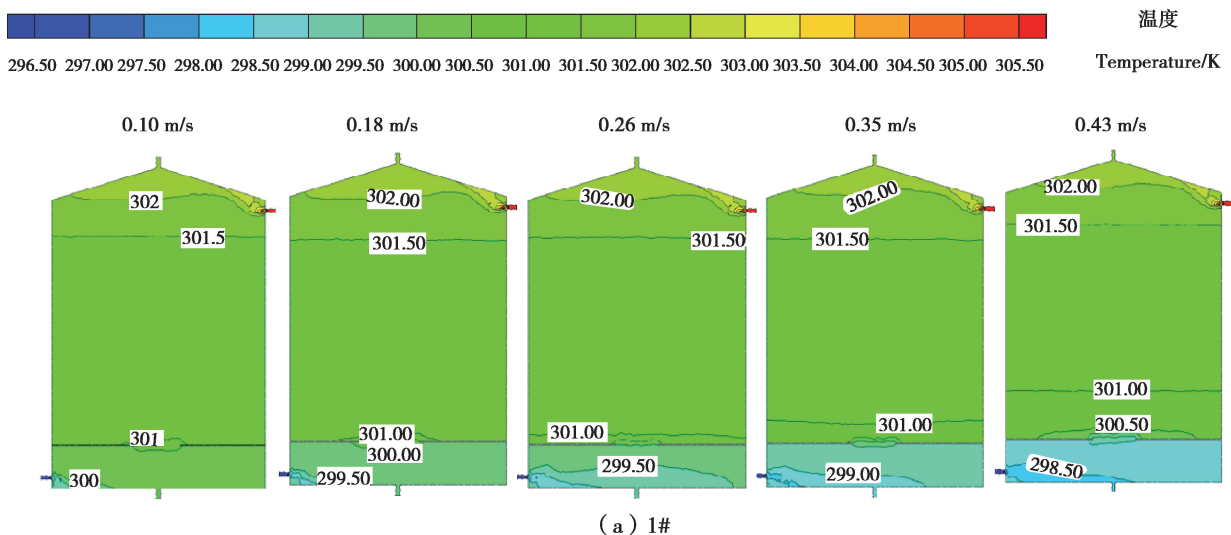
采用非耦合隐式算法求解控制方程。离散格式与文献[18]相同,采用 SIMPLE 算法求解速度和压力耦合问题<sup>[19]</sup>。松弛因子设置以及求解控制方程时的收敛条件均与文献[18]相同。

## 3 计算结果及分析

### 3.1 水箱温度场比较

水箱顶部形状及隔板结构均以边界条件的形式影响温度场分布。图 6 为各水箱在 11:30 时刻不同工况下的温度场结构。可以看出,当冷水入口流速小于 0.26 m/s 时,隔板上方高温水范围及热分层受冷水入口流速的影响均很微弱;当冷水入口流速超过 0.26 m/s 时,隔板上方高温水范围及热分层受冷水入口流速的影响显著。其中,3#水箱高温水范围的缩减程度最明显,2#水箱缩减最小。这说明当隔板开孔面积相同、冷水入口流速较大时,锥顶形状与多开孔隔板的组合结构相比于球顶形状与单开孔隔板的组合结构更有利于形成良好的热分层效果和较大的高温水范围。因此,从热分层的稳定性角度考虑,锥顶形状与多开孔隔板的组合(即 2#水箱)结构对流动工况的适应性更强。

图 7 分别为 15:00 和 18:00 各水箱温度沿  $z$  轴正向分布曲线。可以看出,当冷水入口流速为 0.1 m/s 时,3#水箱上部区域温度更高,此时,3#水箱斜温层厚度更小(热水与冷水之间的过渡区域称作斜温层,斜温层越薄,温度梯度越大,水箱分层效果越好<sup>[23]</sup>),具有更好的热分层效果。当冷水入口流速大于 0.35 m/s 时,在  $z < 0.75$  m 的范围,3#水箱温度整体上低于其余 2 个水箱。因此,针对大流量的运行模式,热用户应尽量避免运行 3#水箱。



(a) 1#

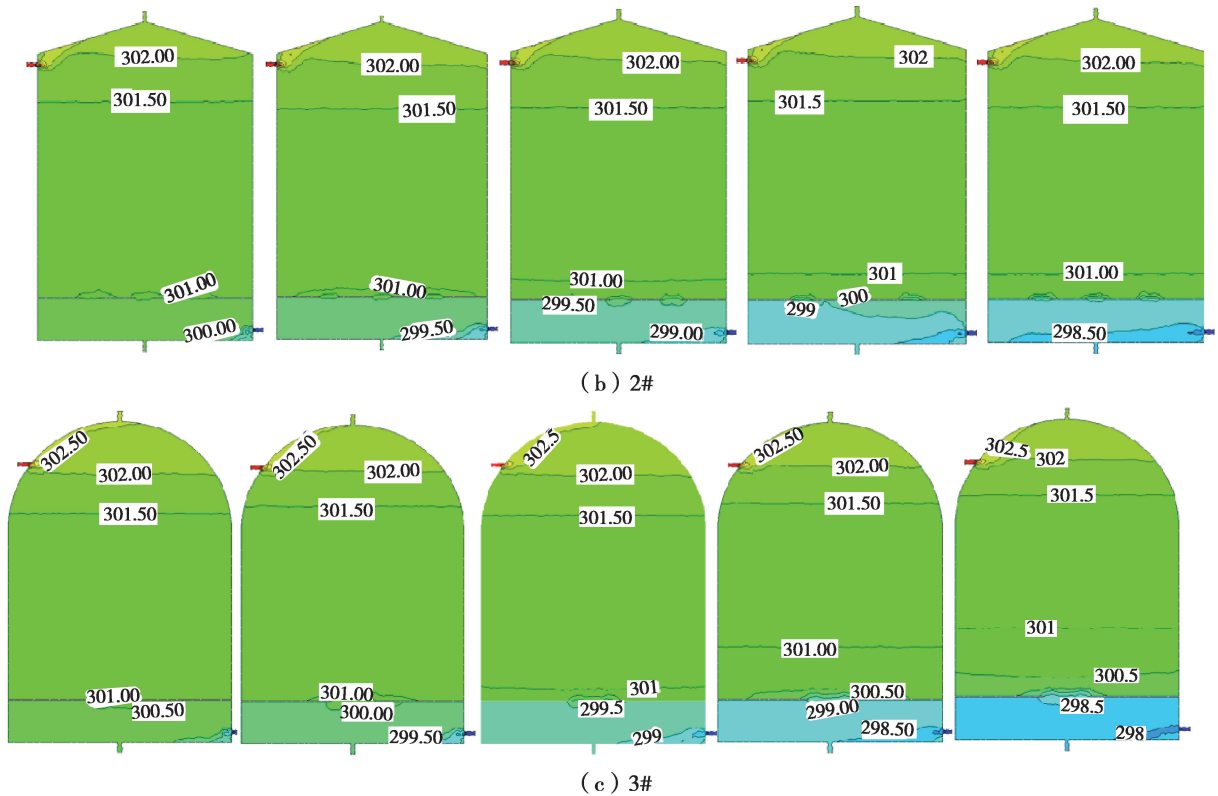


图 6 不同水箱内  $x=0$  截面温度场随  $v_2$  的变化 (11:30)

Fig. 6 Changes of temperature field in  $x=0$  section with  $v_2$  in different water tanks (11:30)

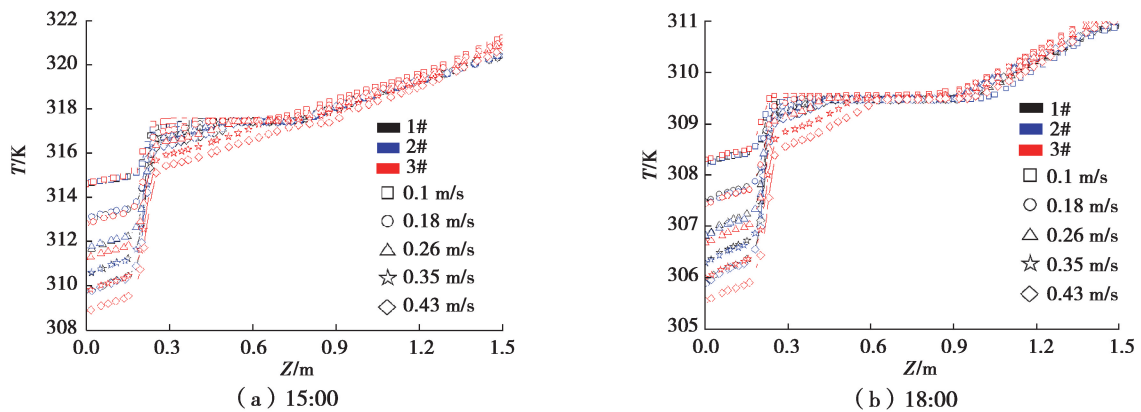


图 7 沿  $z$  轴正向温度分布曲线

Fig. 7 The distribution of temperature along  $z$  direction

### 3.2 热分层效果比较

评价蓄热水箱热分层效果最常用的指标为理查森数<sup>[24]</sup>,它是同时考虑浮升力、惯性力、黏滞力对流体质点运动状态的综合作用效果的无量纲数<sup>[17]</sup>。热分层效果与理查森数  $Ri$  大小呈正相关,其定义式为:

$$Ri = g\beta H\Delta T/v_2^2, \tag{6}$$

式中: $\beta$ 为膨胀系数,1/K; $H$ 为水箱高度,m; $\Delta T$ 为热、冷水出口温度之差,K; $v_2$ 为冷水入口流量,m/s。

图 8 为 3 个不同时刻  $Ri$  值随冷水入口流速的变化曲线。可以看出,同一冷水入口流速下 15:00 时的  $Ri$  值远高于 11:30 和 18:00 时的值,这是由于 15:00 水箱内初始温度较高,使得热分层效果更好,这一结论与文献<sup>[25]</sup>的研究结论一致。因此,工程实际中蓄热水箱保温措施的好坏直接影响其热分层效果,进而影响水箱的蓄热性能。

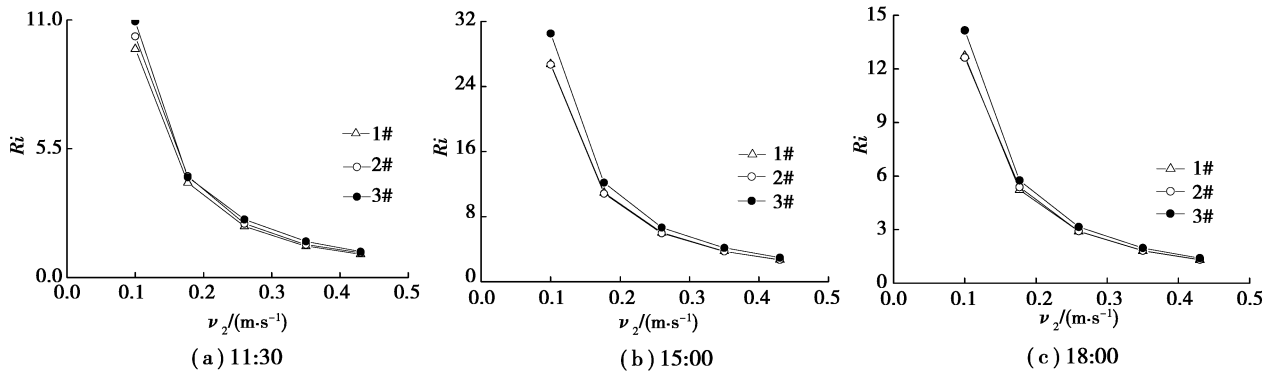


图 8 Ri 数随冷水入口流速的变化

Fig. 8 Variation of Richardson number with inlet velocity of cold water

对于不同时刻,3 个水箱的  $Ri$  值均随冷水入口流速的增大呈下降趋势,且下降速率趋于平缓。这是因为一方面, $Ri(Ri=Gr/Re^2)$  取决于格拉晓夫数( $Gr$ )和雷诺数( $Re$ )的相对大小,冷水入口流速增大对流场结构的改变(体现为  $Re$ )较温差引起的浮升力变化(体现为  $Gr$ )更显著,热分层效果因此变差;另一方面,冷水入口流速增大会激励冷热水间的动量与热量交换,水箱内原有的热层结构被破坏,进而导致热分层效果变差。另外,3#水箱  $Ri$  值均高于其他 2 个水箱,3 个水箱  $Ri$  值之间的差异随冷水入口速的增大而减小。

综上,从热分层效果的角度考虑,11:30,不同冷水入口流速下 1#水箱的热分层效果均最差,在这一时刻优先运行 3#水箱,其次为 2#水箱;15:00 和 18:00,1#和 2#水箱的热分层效果相当,在这 2 个时刻可以通过调节冷水入口流速来改变运行工况,优先运行 3#水箱,1#和 2#水箱可以互为备用。

### 3.3 热、冷水出口温度比较

图 9 为不同时刻各水箱热、冷水出口温度与  $v_2$  的变化关系。可以看出,3 个典型时刻各水箱冷水出口温度均随冷水入口流速的增大而降低,但就某时刻而言,各水箱热水出口温度取得最大值时的  $v_2$  并不相同。3 个时刻,3#水箱均在冷水入口流速为 0.1 m/s 时其热水出口温度获得最大值,说明 3#水箱更适用于小流量的运行工况。2#水箱在 11:30 且  $v_2=0.35$  m/s 时热水出口温度获得最大值,其余时刻均在  $v_2=0.43$  m/s 时获得最大值,说明 2#水箱在冷水入口流速较高的运行工况下热水出口温度更能得到保证;3 个时刻 1#水箱热水出口温度获得最大值对应的冷水入口流速分别为 0.18,0.35,0.43 m/s。

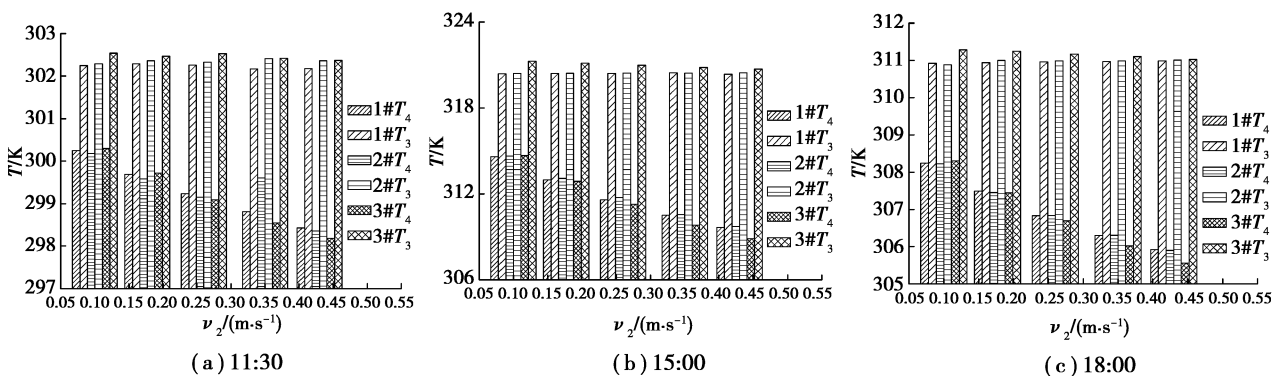


图 9 3 个不同时刻水箱的热、冷水出口温度

Fig. 9 Temperature values of cold and hot water exit at three different times

综上,3#水箱更适用于对水温要求较高但用量不大的运行工况,其次为 1#水箱。当用户端回水量较大且用户需要较高温度热水时优先启用 2#水箱。

图 10 为不同时刻各水箱热冷水出口温差与冷水入口流速的变化关系。可以看出,3 个典型时刻 3#水箱热、冷水出口温差在不同  $v_2$  下均最高,即在一定范围内调节  $v_2$  均能使得 3#水箱内的热分层效果最佳,这与 3.2 节依据理查森数指标的分析结果一致。

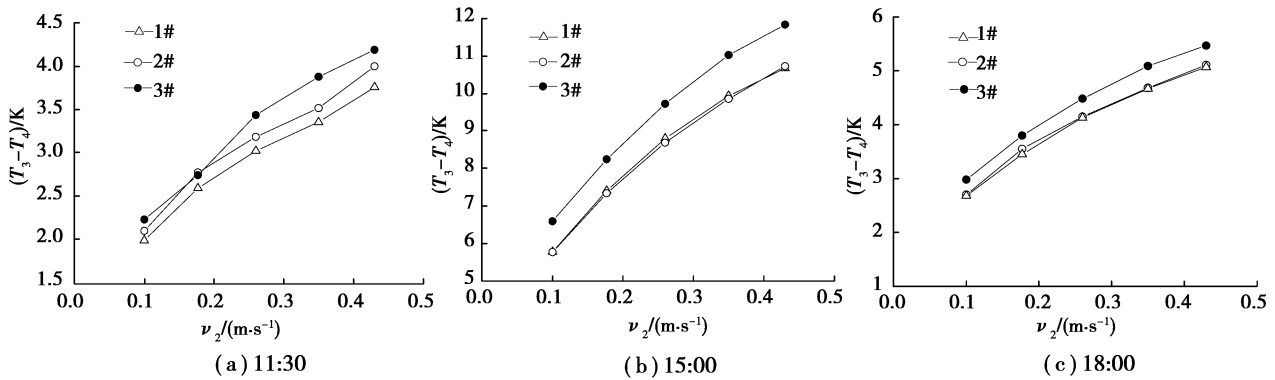


图 10 热、冷水出口温差比较

Fig. 10 Comparison of outlet temperature differences of cold and hot water

## 4 结 论

对比分析了乌鲁木齐地区外气温度相对稳定的 3 个典型时刻流体参数对不同结构蓄热水箱蓄热性能的影响,并探讨了在各典型时刻不同结构蓄热水箱对用户需求的适应性,得到的主要结论如下:

1) 针对当地太阳能资源实际情况,在不同外气温度时段对不同结构水箱实行交替运行可有效避免太阳能辐射强度随机性问题。当系统处于太阳能保证率较低的时段,可考虑辅助热源与集热器并联后接入水箱,也可以考虑多个水箱同时开启,以满足不同用户的实际需求。

2) 较低的入口流速能使 3 种结构的水箱在各时刻均表现出最佳的热分层效果。11:30,优先运行 3# 水箱,其次为 2# 水箱;15:00 和 18:00,可通过调节冷水入口流速来改变运行工况,优先运行 3# 水箱,但当热用户对水量需求较大时,应尽量避免运行 3# 水箱。

3) 3# 水箱更适用于对水温要求较高但用水量不大的用户需求,其次为 1# 水箱。当用户端回水量较大且用户需要较高温度热水时优先启用 2# 水箱。

### 参考文献:

- [1] Çomaklı K, Çakır U, Kaya M, et al. The relation of collector and storage tank size in solar heating systems[J]. Energy Conversion and Management, 2012, 63: 112-117.
- [2] Taheri Y, Ziapour B M, Alimardani K. Study of an efficient compact solar water heater[J]. Energy Conversion and Management, 2013, 70: 187-193.
- [3] 王焯, 鲍成柯, 付银安, 等. 圆锥形顶太阳能蓄热水箱锥顶结构及运行参数优化[J]. 农业工程学报, 2017, 33(22): 255-261.  
Wang Y, Bao C K, Fu Y A, et al. Study of structure optimization of solar hot water storage tank with conical top[J]. Transactions of the CSAE, 2017, 33(22): 255-261.(in Chinese)
- [4] Gómez M A, Collazo J, Porteiro J, et al. Numerical study of an external device for the improvement of the thermal stratification in hot water storage tanks[J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 144: 996-1009.
- [5] Chandra Y P, Matuska T. Stratification analysis of domestic hot water storage tanks: a comprehensive review[J]. Energy and Buildings, 2019, 187: 110-131.
- [6] Wang Z L, Zhang H, Huang H J, et al. The experimental investigation of the thermal stratification in a solar hot water tank[J]. Renewable Energy, 2019, 134: 862-874.
- [7] Kurşun B, Ökten K. Effect of rectangular hot water tank position and aspect ratio on thermal stratification enhancement[J]. Renewable Energy, 2018, 116: 639-646.
- [8] Majumdar R, Saha S K. Effect of varying extent of PCM capsule filling on thermal stratification performance of a storage tank[J]. Energy, 2019, 178: 1-20.
- [9] Kumar S, Grover R B, Yadav H, et al. Experimental and numerical investigation on suppression of thermal stratification



- in a water-pool: PIV measurements and CFD simulations[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2018, 138: 686-704.
- [10] Kang M, Kim J, You H, et al. Experimental investigation of thermal stratification in cryogenic tanks[J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2018, 96: 371-382.
- [11] Wang Z L, Zhang H, Dou B L, et al. Influence of inlet structure on thermal stratification in a heat storage tank with PCMs: CFD and experimental study[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2019, 162: 114151.
- [12] Bouzaher M T, Bouchahm N, Guerira B, et al. On the thermal stratification inside a spherical water storage tank during dynamic mode[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2019, 159: 113821.
- [13] Dannemand M, Perers B, Furbo S. Performance of a demonstration solar PVT assisted heat pump system with cold buffer storage and domestic hot water storage tanks[J]. *Energy and Buildings*, 2019, 188/189: 46-57.
- [14] Haller M Y, Haberl R, Reber A. Stratification efficiency of thermal energy storage systems; a new KPI based on dynamic hardware in the loop testing - Part II: test results[J]. *Energy and Buildings*, 2019, 202: 109366.
- [15] 王焱, 宋荣飞, 胡悦, 等. 内置隔板开孔方式对太阳能蓄热水箱热分层的影响[J]. *储能科学与技术*, 2019, 8(5): 897-903.
- Wang Y, Song R F, Hu Y, et al. Effect of obstacles with different opening means on thermal stratification in hot water storage tanks[J]. *Energy Storage Science and Technology*, 2019, 8(5): 897-903.(in Chinese)
- [16] Bai Y K, Yang M, Wang Z F, et al. Thermal stratification in a cylindrical tank due to heat losses while in standby mode[J]. *Solar Energy*, 2019, 185: 222-234.
- [17] 王焱, 王瑞君, 鲁红钰, 等. 太阳能蓄热水箱内置隔板开孔方式对蓄热性能的影响[J]. *农业工程学报*, 2019, 35(10): 191-198.
- Wang Y, Wang R J, Lu H Y, et al. Influence of arrangement of holes on barrier of hot water tank of solar energy on heat storage performance[J]. *Transactions of the CSAE*, 2019, 35(10): 191-198.(in Chinese)
- [18] 王焱, 鲁红钰, 付银安, 等. 具有内置隔板的太阳能蓄热水箱运行参数研究[J]. *应用基础与工程科学学报*, 2019, 27(3): 667-676.
- Wang Y, Lu H Y, Fu Y A, et al. Fluid parameters of solar hot water storage tank with obstacle inside the tank[J]. *Journal of Basic Science and Engineering*, 2019, 27(3): 667-676.(in Chinese)
- [19] 陶文铨. 数值传热学[M]. 第二版. 西安: 西安交通大学出版社, 2001.
- Tao W Q. Numerical heat transfer[M]. 2nd edition. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press, 2001. (in Chinese)
- [20] 张叶, 陈超, 王万江, 等. 太阳能相变蓄热地板辐射供暖系统应用于乌鲁木齐地区办公建筑的实验研究[J]. *暖通空调*, 2016, 46(6): 101-109.
- Zhang Y, Chen C, Wang W J, et al. Experimental study on solar phase change storage floor radiant heating system application to an office building in Urumqi[J]. *Heating Ventilating & Air Conditioning*, 2016, 46(6): 101-109. (in Chinese)
- [21] Gao W F, Liu T, Lin W X, et al. Numerical study on mixing characteristics of hot water inside the storage tank of a solar system with different inlet velocities of the supply cold water [J]. *Procedia Environmental Sciences*, 2011, 11: 1153-1163.
- [22] 吕水燕, 张传侠, 叶坤, 等. 高超声速气动热数值模拟的网格模式相关性研究[J]. *兵器装备工程学报*, 2019, 40(3): 82-86.
- Lyu S Y, Zhang C X, Ye K, et al. Study on grid dependency of hypersonic aerothermal simulation[J]. *Journal of Ordnance Equipment Engineering*, 2019, 40(3): 82-86. (in Chinese)
- [23] Musser A, Bahnfleth W. Evolution of temperature distributions in a full-scale stratified chilled water storage tank[J]. *ASHRAE Transactions*, 1998, 104(1): 55-67.
- [24] Castell A, Medrano M, Solé C, et al. Dimensionless numbers used to characterize stratification in water tanks for discharging at low flow rates[J]. *Renewable Energy*, 2010, 35(10): 2192-2199.
- [25] Jordan U, Furbo S. Thermal stratification in small solar domestic storage tanks caused by draw-offs[J]. *Solar Energy*, 2005, 78(2): 291-300.