

文章编号: 1671-6612 (2025) 03-335-07

不同运行模式下螺旋盘管水箱的换热特性研究

吴 浪 曹晓玲 周 旭 任嘉诚

(西南交通大学机械工程学院 成都 610031)

【摘 要】 螺旋盘管蓄热水箱被广泛应用于太阳能供暖、供热水等热利用系统,螺旋盘管的放置位置严重影响水箱的换热特性。在以往的研究中大多集中于水箱的单一运行模式上,很少有研究讨论不同螺旋盘管位置的水箱在不同运行模式下的热分层和传热特性。建立了水箱的三维数值模型,分析和研究了四种不同螺旋盘管位置的水箱在不同模式下的传热特性。结果表明,螺旋盘管位于下部的水箱蓄热量最高,蓄热结束时的蓄热量高达 24976kJ,整个蓄放热周期的热效率为 97.75%。在同时蓄放热模式结束时,所有水箱的冷热区温差均达到 30℃。

【关键词】 蓄热水箱;热分层;热特性;热效率

中图分类号 TU822+.2 文献标志码 A

Investigations on the Thermal Characteristics of Heat-Storage Water Tank with Helical Coil under Different Operating Modes

Wu Lang Cao Xiaoling Zhou Xu Ren Jiacheng

(School of Mechanical Engineering, Southwest Jiaotong University, Chengdu, 610031)

【Abstract】 Helical coil heat storage tanks are widely applied in solar heating, hot water supply, and other heat utilization systems. The location of the helical coil affect the heat transfer characteristics of the tank. Most of the previous studies focused on the single operation mode of the water tank. Works rarely discussed the thermal stratification and heat transfer characteristics of the water tank with different helical coil positions under the various modes. In this study, a three-dimensional numerical model was developed to compare and investigate the heat transfer characteristics of tanks with four different helical coil positions in different modes. The results showed that the water tank with the helical coil in the lower part accumulates the highest heat storage of up to 24976 kJ at the end of the heat storage, and the total applied thermal efficiency in a whole cycle is 97.75%. By the end of the SCAD mode, the temperature difference between the hot and cold zones of all tanks reached 30℃.

【Keywords】 Heat-storage water tank; Thermal stratification; Thermal characteristics; Thermal efficiency of storage and release

0 引言

蓄热水箱是太阳能供暖和供热水等热利用系统中常见的蓄放热单元,可用于系统的蓄热和用热的峰谷调节,实现热负荷的管理,达到系统节能的目的^[1]。蓄热水箱内一般带有不同型式的换热器,其可将不同介质的冷热流体分隔开,广泛应用于家

用及工业应用热水系统^[2]。与直管式换热器相比,螺旋盘管换热器具有结构紧凑,单位面积传热速率更高^[3]的特点。螺旋盘管的结构形式显著影响着水箱的换热性能,从而影响系统的运行特性。因此,优化螺旋盘管的结构对于提高水箱蓄放热性能和系统整体的运行效果至关重要^[4]。

基金项目:十四五国家重点研发计划(2022YFC3802704)

作者简介:吴 浪(2000.05-),男,在读硕士研究生,E-mail:wulang@my.swjtu.edu.cn

通讯作者:曹晓玲(1984.08-),女,博士,E-mail:xlcao@swjtu.edu.cn

收稿日期:2025-01-08

螺旋盘管换热水箱一般分为单螺旋盘管换热水箱^[5-8]和双螺旋盘管换热水箱^[9]。在现有研究中,主要研究内容为水箱形式、螺旋管管径、螺距、中心圆直径等结构参数以及通过螺旋盘管的不同入口温度、入口流量^[10]等参数。Ayuob^[11]等人发现盘管延伸至水箱高度的 83.7%,可以保证更大的斜温层的范围,高径比为 3 的水箱蓄热效果更好。马骁^[12]研究了直通入流管位置及流向、直通入流管径、水箱高径比对水箱换热的影响。Nicodemus^[13]等人发现增加换热器的间距可以提高流体间的传热速率。Mao^[14]等人在数值模拟的基础上,研究了螺旋盘管入口温度、入口速度等参数对水箱达到同一温度所需时间的影响。结果表明,水箱蓄热的时间随入口温度和入口速度的降低而增加。

在对螺旋盘管换热水箱进行研究时,研究者们通常采用不同的运行工作模式^[15]或在不同初始条件下运行。Khurana^[16]等人模拟计算了蓄热后进行同时蓄放热情形下,不同水箱和螺旋盘管形式、不同入口流速对水箱的换热效果的影响。Gomez^[17]等人进行了加热和后续冷却的瞬态试验,发现在初始加热阶段,水箱内水温急剧上升,随时间推移温度上升速度减缓,在冷却过程中,在开始时温度急剧变化,随着时间的推移而变缓。Khurana^[18]等人发现初始温度越高,热分层所需的时间就越多。水箱完全释放热量所需的时间随着盘管侧流量的增加而减少。

针对以往的研究大多集中于螺旋盘管换热水箱的单一模式(蓄热/放热)下进行,鲜少有研究水箱在蓄热后放热以及同时蓄放热的条件下分析水箱的热分层及换热特性。本文建立了四个不同的单螺旋盘管换热水箱三维模型,探究不同位置的螺旋盘管在不同运行模式下对水箱性能的影响。

1 模型和方法

1.1 物理模型

如图 1 所示为带有螺旋盘管换热器的水箱模型,螺旋盘管材质为不锈钢。热流体采用上进下出的方式通过螺旋盘管向水箱供热,冷流体采用下进上出的方式从水箱取热。水箱容积为 200L,水箱直径为 420mm,高 1450mm,外覆保温材料,水箱保温性能良好。

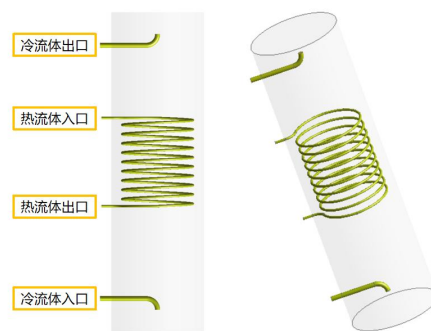


图 1 水箱形式

Fig.1 Storage tank

1.2 数学模型

本文利用 ANSYS Fluent 进行仿真建模及计算。为方便建模与求解,在模拟过程中做出以下假设:(1)水箱外壁面为绝热壁面,水箱内部水体和外界没有热量交换;(2)考虑自然对流对水箱换热的影响;(3)考虑水的密度随温度变化而变化,水的比热容、导热系数和粘度为常数,不随温度的变化而变化。水箱计算模型如图 1 所示。控制方程如式(1)~(3)所示:

动量方程:

$$\frac{\partial u_i}{\partial \tau} + \text{div}(u_i \cdot u) = \frac{\mu}{\rho} \text{div}(\text{grad} u_i) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial i} + \varnothing_i \quad (1)$$

连续性方程:

$$\sum \frac{\partial u_i}{\partial i} = 0 \quad (2)$$

能量方程:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} + \text{div}(t \cdot u) = a \text{div}(\text{grad} t) \quad (3)$$

式中: u_i 为微元体在 i 方向的速度分量, m/s; τ 为时间, s; u 为速度矢量, m/s; μ 为流体黏度, kg/(m·s); ρ 为流体密度, kg/m³; p 为压力, Pa; $\varnothing_i$ 为单位容积流体在 i 方向受到的体积力分量, m/s²; t 为微元体温度, °C; a 为热扩散率, m²/s。

水的密度 ρ 随温度 T 变化, 拟合函数为:

$$\rho = -1070.135 + 23.15364T - 0.09568T^2 + 0.000175435T^3 - 1.23928 \times 10^{-7}T^4 \quad (4)$$

水的比热容、导热系数和粘度为常数,不随温度的变化而变化,具体参数如表 1 所示。

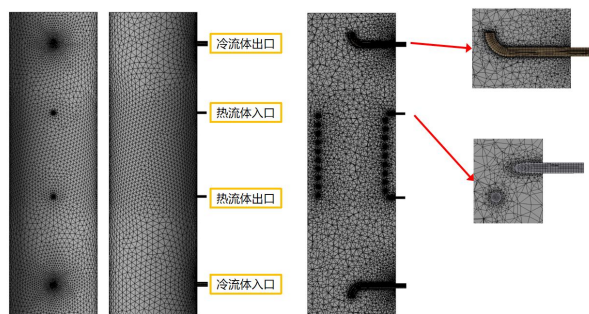
表 1 水的物性参数

Table 1 Physical parameters of water

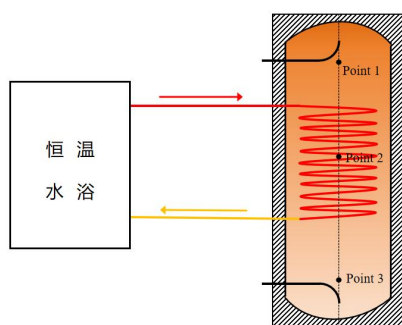
物性	参数
比热容 C_p /(J/kg·K)	4182
导热系数 λ /(W/(m·K))	0.6
动力粘度 μ /(kg/(m·s))	0.001003

本文所建立水箱仿真模型的边界包括螺旋盘管进出口、水箱进出口、螺旋盘管壁面、水箱外壁面等。冷热流体入口边界条件均为速度入口、出口边界条件为出流,螺旋盘管与冷热流体接触面采用热耦合的方式进行处理,水箱壁面为绝热条件。

如图 2 (a) 所示为水箱截面网格划分示意图,并在图 2 (b) 所示的水箱上、中、下部分别建立测点,监测测点的实时水温变化,并与实验所得结果进行对比,验证模拟计算的可靠性。



(a) 水箱网格划分



(b) 实验装置示意图

图 2 水箱网格划分及实验装置示意图

Fig.2 Grid of the storage at a cross section and Schematic diagram of experimental set-up

本文使用 RNG k-epsilon 模型、启用能量方程 Energy, 选择 SIMPLEC 求解法, 采用软件默认的欠松弛因子。连续方程、动量方程、能量方程等的

收敛标准为: 能量方程设置为 10^{-6} , 其余均为 10^{-3} 。

1.3 数值模型的验证结果

本文主要测量仪器包括数据采集仪、K 型热电偶, K 型热电偶测量范围为: $-50\sim 600^{\circ}\text{C}$, 测量精度为 0.2%。为保证测量结果的可靠性, 在实验开始前对热电偶进行校验, 校验结果表明该热电偶误差小于 0.1°C 。水箱初始温度为 13.5°C , 热流体入口温度为 50°C , 实验及模拟进行时间为 4h。如图 3 所示为实验数据与模拟所得数据的比较。可以观察到, 在任一时刻, 模拟所得数据测点温度与实验数据均较为接近。实验数据与模拟所得数据平均误差分别为: point1: 2.01%; point2: 2.6%; point3: 0.45%, 故认为本文采用数值计算方法可靠。

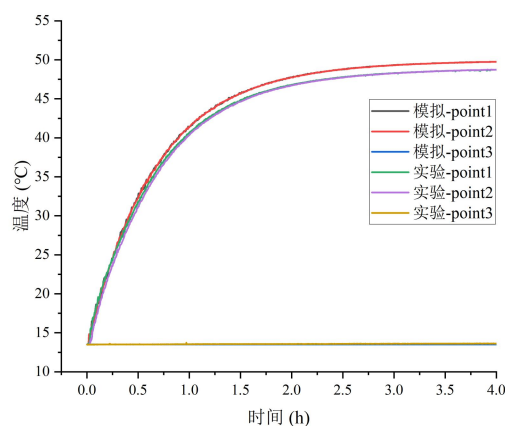


图 3 实验与模拟结果比对

Fig.3 Comparison of experiment and simulation

2 水箱换热性能研究

本文提出的 4 种水箱模型, 相关尺寸如表 2 所示。每种模型计算两种工况, 分别为先蓄热后放热、先蓄热再同时蓄放热, 记为运行模式 1 及模式 2。水箱内冷水初始温度为 13.5°C , 螺旋盘管入口热流体温度为 50°C 。蓄热时, 热流体通过螺旋盘管向水箱供给热量, 螺旋盘管入口流量为 2.5L/min , 水箱入口流量为 0。放热时, 基于蓄热 4h 的结果, 螺旋盘管入口流量为 0, 水箱入口流量为 1.67L/min 。同时蓄放热时, 基于蓄热 4h 的结果, 热流体和冷流体同时供应, 螺旋盘管入口流量为 2.5L/min , 水箱入口流量为 1.67L/min 。

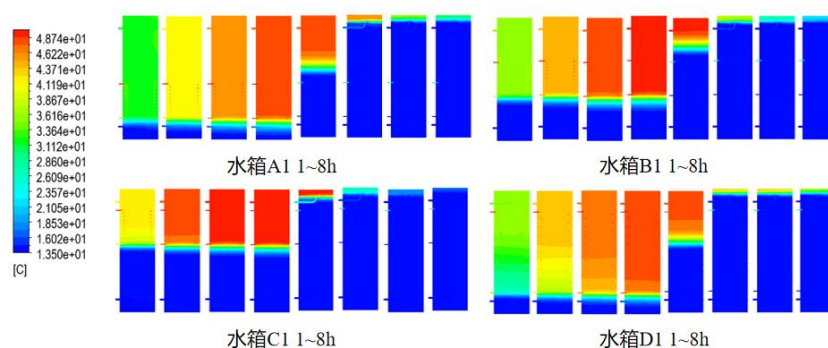
表 2 水箱模型几何参数

Table 2 Geometric parameters of the tank model

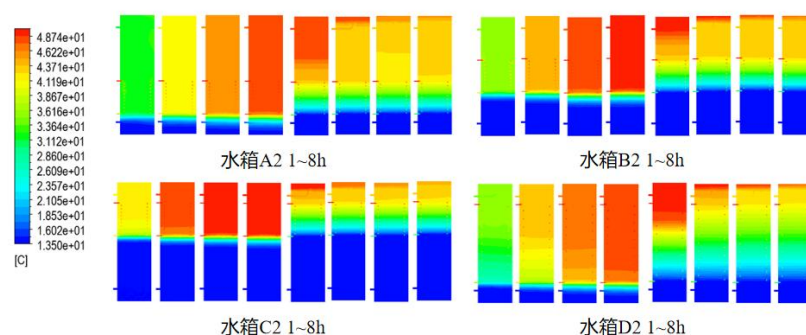
水箱	盘管与水箱底部距离 /(mm)	盘管内径(d_i) /(mm)	中心圆直径(D) /(mm)	螺距 /(mm)	匝数	水箱直径 /(mm)	水箱高度 /(mm)
A	250	11.3	320	40	10	420	1450
B	525	11.3	320	40	10	420	1450
C	800	11.3	320	40	10	420	1450
D	250	11.3	320	95	10	420	1450

截取如图 4 所示两种运行模式下水箱 A~D 的 1~8h 纵向温度变化云图, 可观察到不同螺旋盘管位置 (A~C) 对水箱内部换热有明显影响。随蓄热时间推移, 水箱 C 热区温度升高速度最快, 其次为

水箱 B, 水箱 A、D 最慢。水箱 A、B、C、D 冷区部分的温度随蓄热时间推移变化很小, 在储存热量方面没有显著作用。



(a) 运行模式 1



(b) 运行模式 2

图 4 水箱纵截面温度云图

Fig.4 Temperature contours of Longitudinal section

图 5 描述了螺旋盘管换热水箱内部轴向温度的变化情况, 图 6 (a)、(b) 描述了螺旋盘管换热水箱平均温度以及通过螺旋盘管管壁的热流密度变化情况。在蓄热初始阶段, 通过螺旋盘管的热流密度高, 热流体供给水箱的热量多, 冷热流体间换热能力强。经过一段时间后, 水箱内冷流体水温逐渐升高, 冷热流体间的换热能力逐渐减弱, 热流体供给水箱的热流密度逐渐降低。在蓄热阶段, 水

箱的热区的温度上升速率由高到低依次为: C、B、D、A, 并在蓄热阶段始终保持这一顺序, 水箱的冷区温度变化较小。至蓄热结束, 水箱 A、B、C、D 的最高温度分别达到 47.63、48.99、49.8、48.64℃。

经过 4h 放热, 水箱出口以下部分水温均为 13.5℃, 仅水箱出口位置以上有少部分温度较高的水体。在同时蓄放热阶段, 水箱温度先降低而后趋于稳定。自螺旋盘管出口以下部分水温均为

13.5℃, 水箱 A、B、C、D 热区与冷区的温差在 31.3~33.4℃。水箱 A、B、C 在同时蓄放热 2h 左右即达到稳定状态, 而水箱 D 的螺旋盘管影响的区域更大, 在同时蓄放热 3h 左右才达到稳定状态。

图 6 (c) 描述了螺旋盘管换热水箱在放热及同时蓄放热阶段出口温度变化情况。在放热初期, 水箱上部流体能保证水箱出口水温处于相对较高的温度, 随时间推移, 水箱内流体被新输入的冷流

体逐渐取代。水箱 A、B、C、D 出口温度下降速率基本相同, 但是由于水箱 C 上部热流体积最小, 水箱出口温度降低最快, 其次为水箱 B, 水箱 D 与水箱 A 下降的时间最慢。在放热 2h 时, 水箱内基本均为补充的冷水。在同时蓄放热阶段, 水箱出口温度下降顺序与水箱放热阶段相同, 在 3h 后, 水箱 A2~D2 出口温度趋于稳定。

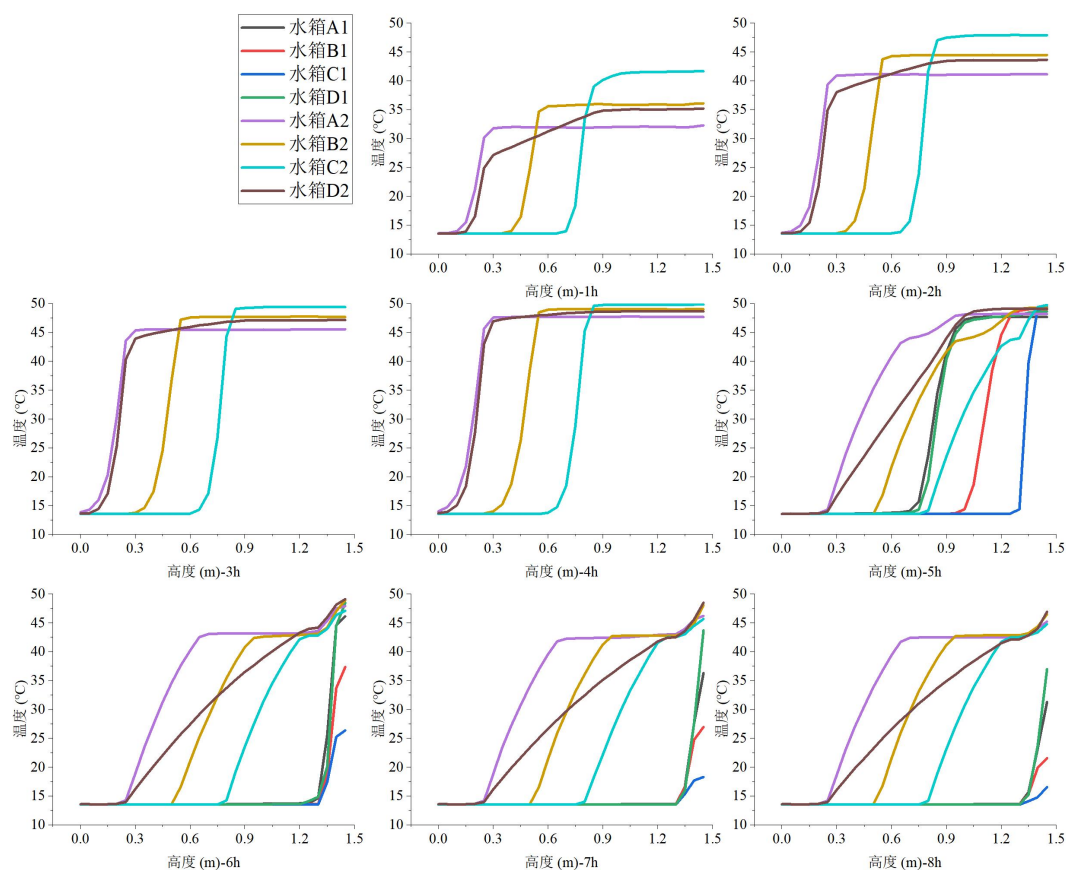
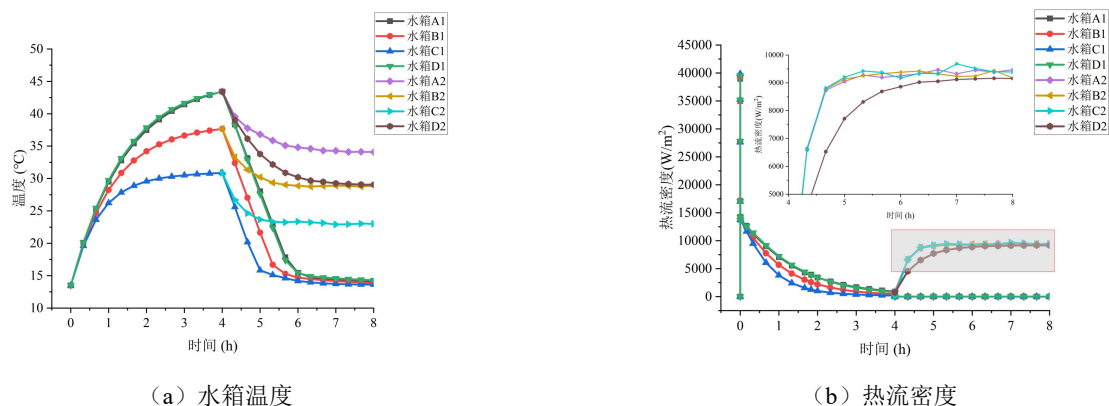


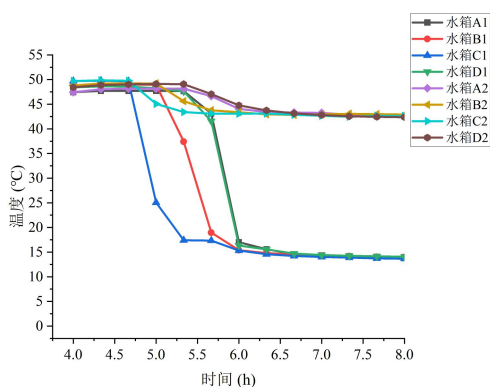
图 5 流体轴向温度的空间变化

Fig.5 Spatial variation of working fluid axial temperature



(a) 水箱温度

(b) 热流密度



(c) 水箱出口温度

图 6 水箱及螺旋盘管温度及热流示意图

Fig.6 Schematic diagram of water tank and helical coil temperature and heat flow

图 7 描述了螺旋盘管换热水箱在蓄、放热阶段蓄放热总量, 经过 4h 蓄热, 水箱 A 总蓄热量最高, 水箱 D 表现略差于水箱 A。水箱 C 整体蓄放热率最高, 达到 99.4%, 但是其蓄热量远远低于水箱 A 和水箱 D。水箱 A 蓄放热效率为 97.75%, 略高于水箱 D。

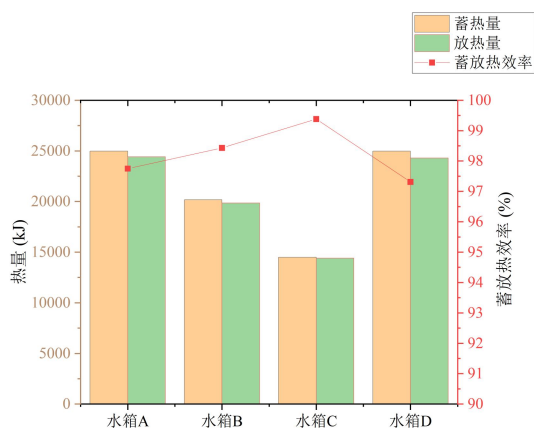
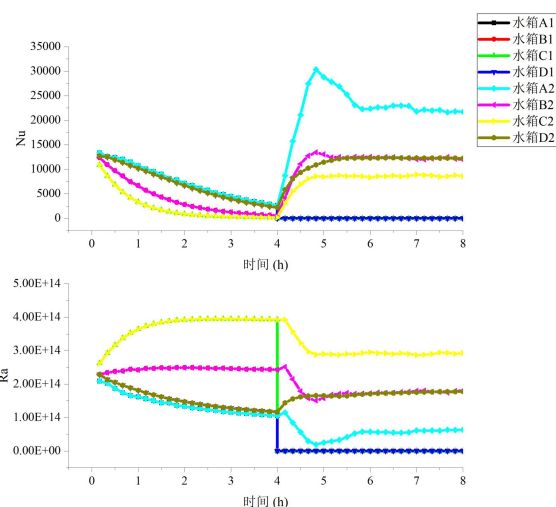


图 7 水箱蓄放热效率

Fig.7 Comparison of total tank heat storage and release

影响 Ra 、 Nu 数值大小的因素主要为螺旋盘管外壁面及流体间的温差及特征尺寸的选择。如图 8 所示是以螺旋盘管管长作为特征尺寸的 Ra - Nu 变化图。在蓄热阶段, 螺旋盘管壁面温度及水箱内流体温度均逐渐升高, 但水箱 B 和 C 的螺旋盘管外壁面温度与水箱平均温度的差值增大, 导致 Ra 逐渐升高。水箱 A 和 D 的螺旋盘管外壁面温度与水箱平均温度的差值减小, 其 Ra 逐渐降低。在蓄热阶段水箱 Nu 均逐渐降低, 说明水箱内通过螺旋盘

管的换热强度逐渐减弱。

图 8 Ra 和 Nu 的时间变化, 管长 (L) 作为特征长度Fig.8 Temporal variation of Ra and Nu , tube length (L) as the characteristic length

在同时蓄放热阶段, 水箱 A2、B2 和 C2 的 Ra 先下降而后趋于稳定, 水箱 D2 的 Ra 先上升而后趋于稳定, 其主要原因为水箱 A2、B2、C2 的螺旋盘管外壁面温度与水箱平均温度的差值先减小而后趋于稳定, 而水箱 D2 的螺旋盘管外壁面温度与水箱平均温度的差值先增大而后趋于稳定。在同时蓄放热阶段, Nu 先上升, 而后逐渐降低并趋于稳定。待稳定后, 水箱 A2 的 Nu 最大, 约是水箱 C2 的 2.4~2.7 倍, 水箱 B2、D2 的 1.7~1.8 倍, 说明水箱 A2 的螺旋盘管处换热剧烈, 换热能力强, 水箱整体换热性能好。水箱 B2、D2 的换热强度接近, 水箱 C2 表现最差。

3 结论

(1) 螺旋盘管位置显著影响水箱蓄放热量。研究表明, 将螺旋盘管置于水箱上部, 其蓄放热效率最高。将螺旋盘管更换到水箱下部, 水箱总蓄放热效率由 99.4% 下降到 97.75%, 在蓄热结束时, 总蓄热量由 14496kJ 提升到 24976kJ, 热水质量更优, 释放热量更多。

(2) 在蓄热阶段, 随时间推移, 水箱内冷流体温度逐渐升高, 所有水箱螺旋盘管外壁面 Nu 均逐渐减小, 换热能力逐渐减弱。在计算时发现, 螺旋盘管位于水箱中部及上部时, 螺旋盘管外壁面温度与水箱平均温度的差值增大, 出现 Ra 随时间推

移逐渐增大的现象。

(3) 当螺旋盘管置于水箱下部时, 在蓄热及同时蓄放热阶段, 其换热强度均强于其他水箱。

(4) 本文计算结果对后续水箱进行优化研究时如何选取螺旋盘管位置具有一定参考意义, 但是本文在对螺旋盘管进行优化时仅考虑了螺旋盘管位置, 未考虑管径、螺距、中心圆尺寸等参数的影响, 在后续研究中应对相关参数综合考虑。

参考文献:

- [1] Han Y M, Wang R Z, Dai Y J, et al. Analysis of energy storage characteristics of a new type of solar temperature stratified water tank[J]. CIESC journal, 2006,57:635-639.
- [2] YANG L B, Bohm B, Paulsen O, et al. Evaluation of the dynamic performance of a hot water tank with built-in heating coil[J]. International Journal of Energy Research, 1997,21(3):265-274.
- [3] Sheeba A, Akhil R, Prakash M J. Heat transfer and flow characteristics of a conical coil heat exchanger[J]. International Journal of Refrigeration, 2020,110:268-276.
- [4] Langerova E, Matuska T. One-dimensional modelling of sensible heat storage tanks with immersed helical coil heat exchangers: A critical review[J]. Journal of Energy Storage, 2023, 72: 108507.
- [5] 郭敏. 太阳能供暖系统中换热水箱特性研究[D]. 大连: 大连理工大学, 2021.
- [6] 史丙金. 水箱结构及进水管布置方式对太阳能蓄热水箱热力特性的影响研究[D]. 西安: 西安建筑科技大学, 2018.
- [7] 甄惠然, 刘泽勤, 韩凯悦. 基于 TRNSYS 对太阳能-空气源热泵系统性能研究[J]. 节能, 2022, 41(2): 24-27.
- [8] 代兰花, 俞天阳. 基于 TRNSYS 的蓄热水箱加热功率分层量化性能仿真分析[J]. 节能, 2022, 41(2): 20-23.
- [9] 张洳铭, 张欢, 由世俊. 多热源双螺旋管水箱换热性能研究及优化[J]. 暖通空调, 2019, 49(9): 128-134.
- [10] Zachar, Andras. Investigation of a new helical flow distributor design to extract thermal energy from hot water storage tanks[J]. International Journal of heat and mass transfer, 2015, 80: 844-857.
- [11] Ayuob S, Mahmood M, Ahmad N, et al. Development and validation of Nusselt number correlations for a helical coil based energy storage integrated with solar water heating system[J]. Journal of Energy Storage, 2022, 55: 105777.
- [12] 马骁. 多热源双螺旋管水箱换热性能研究及优化[D]. 天津: 天津大学, 2016.
- [13] Nicodemus J H, Smith J, Holme A, et al. The Effect of Pitch on Heat Transfer to an Immersed Heat Exchanger in a Solar Thermal Storage Tank With and Without a Baffle[J]. Journal of Solar Energy Engineering, 2022, 144(6): 4054668.
- [14] Mao Q, Zheng T, Liu D, et al. Numerical simulation of single spiral heat storage tank for solar thermal power plant[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2017, 42(29): 18240-18245.
- [15] Jose F S, Francisco J, Jaime S, et al. Experimental analysis of a domestic electric hot water storage tank. Part I: Static mode of operation[J]. Applied Thermal Engineering, 2007, 27(1): 129-136.
- [16] Khurana H, Majumdar R, Saha S K. Thermal stratification characteristics during simultaneous charging and discharging for different storage tank geometries with immersed discharging coil[J]. Applied Thermal Engineering, 2023, 225: 120235.
- [17] Gomez M A, Collazo J, Porteiro J, et al. Numerical study of the thermal behaviour of a water heater tank with a corrugated coil[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2018, 122: 574-586.
- [18] Khurana H, Majumdar R, Saha S K. Experimental investigation of heat dispatch controllability through simultaneous charging-discharging and stand-alone discharging operations in vertical cylindrical sensible heat storage tank[J]. Journal of Energy Storage, 2022, 54: 105268.