

文章编号: 1671-6612 (2026) 02-284-11

蓄冷水池中圆盘型布水器的优化设计

邹震杰^{1,2} 梁斌明³ 连培驰³ 陈丰丰³ 刘金平^{1,2,4}

(1. 华南理工大学电力学院 广州 510641;

2. 广东省能源高效清洁利用重点实验室 广州 510641;

3. 广东粤开科技有限公司 广州 510641;

4. 亚热带建筑与城市科学全国重点实验室 广州 510641)

【摘要】 圆盘型布水器是自然分层蓄冷水池的关键设备,布水器的双盘间距和圆盘直径对水池的斜温层厚度和热分层程度具有重要影响。采用数值模拟方法,研究了不同双盘间距和不同圆盘直径的布水器布水特性,分析了布水器圆盘直径和双盘间距对水池斜温层厚度和布水器无量纲数的影响,并通过水箱实验验证数值模型结果的可靠性。结果表明,当圆盘直径为200mm时,三个不同双盘间距模型中50mm模型的斜温层厚度最小,为1.029m;当双盘间距为80mm时,三个不同圆盘直径模型中500mm模型的斜温层厚度最小,为0.998m。水箱实验结果与模拟结果平均误差均在10%以下。

【关键词】 斜温层; 布水器; 蓄冷水池; 数值模型
中图分类号 TK02 文献标志码 A

Optimal Design of Disk-type Water Distributor in Cold Storage Tanks

Zou Zhengjie^{1,2} Liang Binming³ Lian Peichi³ Chen Fengfeng³ Liu Jinping^{1,2,4}

(1. School of Electric Power Engineering, South China University of Technology, Guangzhou, 510641;

2. Guangdong Province Key Laboratory of Efficient and Clean Energy Utilization, Guangzhou, 510641;

3. Guangdong Yuekai Technology Co., Ltd, Guangzhou, 510641;

4. State Key Laboratory of Subtropical Building and Urban Science, Guangzhou, 510641)

【Abstract】 The disc-type water distributor is a key component of naturally stratified chilled water storage tanks. The spacing between the dual discs and the diameter of the discs significantly influence the thickness of the thermocline and the degree of thermal stratification in the tank. A numerical simulation method was employed to investigate the water distribution characteristics of distributors with different dual-disc spacings and disc diameters. The study analyzed the effects of disc diameter and dual-disc spacing on the thermocline thickness and the dimensionless number of the distributor. The reliability of the numerical model was validated through water tank experiments. The results show that when the disc diameter is 200 mm, the 50 mm dual-disc spacing model achieves the smallest thermocline thickness of 1.029 m among the three tested spacings. When the dual-disc spacing is 80 mm, the 500 mm disc diameter model yields the smallest thermocline thickness of 0.998 m among the three tested diameters. The average error between the experimental and simulation results was within 10%.

【Keywords】 Thermocline; Diffuser; Cold storage tank; Numerical model

作者简介: 邹震杰 (2000.06-), 男, 在读研究生, E-mail: 1459456766@qq.com

通讯作者: 梁斌明 (1975.03-), 男, 本科, E-mail: liangbinming@126.com

收稿日期: 2025-07-24

0 引言

应用水蓄冷技术的空调系统以克服冷量使用在时间上不匹配问题, 简单可靠, 适应性强, 节能环保等优势得到推广, 在浦东机场^[1]、上海大众工厂^[2]等大型建筑中都有应用。

蓄冷释冷过程中, 蓄冷水池内的冷热流体交界处存在较大的温度梯度, 即斜温层, 斜温层厚度是评价水蓄冷系统蓄冷释冷效率的重要指标。王子杰等^[3]对大型蓄热罐进行了动态特性分析, 建立了大型蓄热水罐的物理模型及数学模型, 并提出了斜温层等效容积的概念, 研究结果表明, 布水器布置方式对斜温层等效容积的影响最大。Bouzaher 等^[4]通过数值计算模拟了球形水罐的斜温层厚度变化情况, 并比较了不同材质对斜温层的影响, 结果表明: 空心木挡板水箱中的斜温层厚度较小。

布水器无量纲数能够衡量水池的热分层程度, 反映出蓄冷水池的蓄冷效果。Castell 等^[5]在不同流量下研究了 Mix 、 Re 、 Ri 和 Pe 四个描述分层效果的不同无量纲参数对分层效果的影响, 并进行了对比实验, 结果表明: Ri 描述热分层效果最准确, Mix 数存在局限性。Zurigat 等^[6]研究了三种不同入口形状储能水池的混合指数 Mix 大小, 得到了冲击入口布水器混合扰动较小的结论。唐海宇等^[7]建立了大型斜温层储水池的数值模型, 研究了不同直径布水器在相同流量下 Fr 数的变化特性, 结果表明: 布水器直径越小, Fr 数越大, 越容易发生掺混。

减小斜温层厚度的主要技术措施有优化布水器设计、控制进水温度等, 由于水池的形状和进水流速情况相对固定, 布水器的优化设计成为目前学者们研究的主要方向^[8]。Chuang 等^[9]研究了矩形蓄热水池中不同布水器对流场的影响, 发现新的径向调整板型布水器在均匀分布出口水流方面的表现优于传统的径向板型和 H 型布水器。贾玉贵等^[10]针对布水器结构优化进行理论分析, 发现 H 型和 U 型布水器更适用于矩形水箱。郝一舒等^[11]为了解决传统布水器不均匀布水等痛点, 提出了新型双臂单孔布水器, 同时通过模拟仿真软件优化扩散角, 实现均匀布水效果。石玉洋等^[12]采用数值模拟方法研究了径向布水器和八角形布水器在同一水罐内的斜温层厚度, 结果表明相同雷诺数下径向型布水器的布水效果最好。赵斌等^[13]通过仿真软件研究了圆盘型布水器的开孔个数、孔径等不同结构参数, 并

采用正交实验方法进行了显著性分析, 结果表明孔径对斜温层影响最大, 圆盘半径影响最小。Li 等^[14]通过实验研究了不同入口结构对蓄热槽的热分层影响, 同时引入有效出水效率和有效出水时间来评价结构性能, 结果表明开槽式入口表现最佳。

综上所述, 目前蓄冷/热水水池的布水器结构研究已经相对丰富, 但是蓄冷水池径向布水器结构优化的研究仍然较少, 因此本文建立了蓄冷水池模型, 通过不同密度流体的分层实验验证数值模型的准确性, 结合布水器无量纲数, 分析圆盘布水器的圆盘直径和双盘距离对斜温层的影响。

1 水池模型和数值模型

1.1 水池模型

本文研究的蓄冷水池为长方体, 水池设计数据如表 1 所示。系统运行工况分为蓄冷工况和释冷工况, 蓄冷工况时, 初始时刻水池内充满高温水, 低温水通过进水口从池底进入; 而释冷工况则是高温水从池顶部的布水器流入充满低温水的池中。

表 1 蓄冷水池设计参数

Table 1 Design parameters for chilled water storage tanks

水池参数	设计数值
长/m	38
宽/m	15.35
高/m	8.12
体积流量/(m ³ /h)	680
高温水/K	285.15
低温水/K	277.15
布水器总数/个	1167
布水器间距/m	0.7

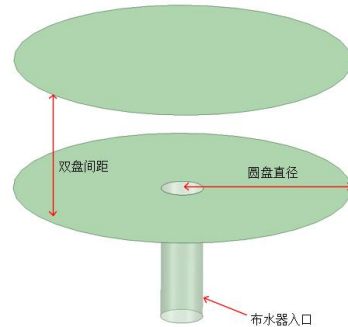


图 1 圆盘型布水器结构示意图

Fig.1 Schematic diagram of disc-type water distributor assembly

蓄冷水池的布水器为圆盘型布水器，由布水器入口和两个圆盘组成，如图 1 所示。圆盘直径和双盘间距是布水器的重要设计参数，为了研究圆盘直径与双盘间距对蓄冷水池性能的影响，本文设计了五组不同结构圆盘型布水器，如表 2 所示。

表 2 不同结构圆盘型布水器参数表

Table 2 Parameter table of disc-type water distributors with variant structures

模型编号	圆盘直径/mm	双盘间距/mm
Model 1	200	50
Model 2	200	80
Model 3	200	100
Model 4	300	80
Model 5	500	80

1.2 数值模型

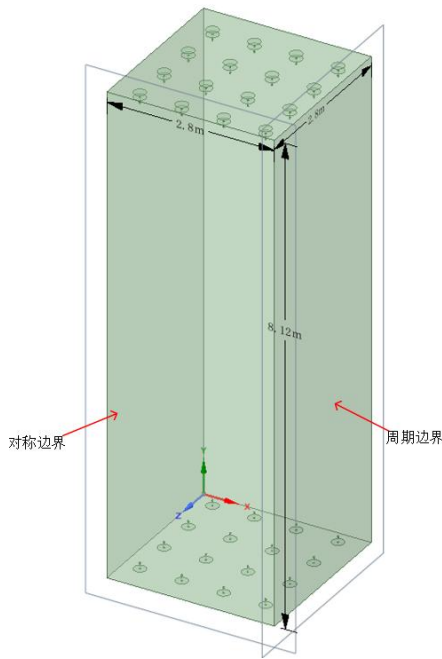


图 2 水池模型

Fig.2 Water tank model

考虑到全尺寸水池模型的模拟难度大，因此在全尺寸水池的基础上，截取 4×4 布水器所围成的长方体区域，长、宽、高分别为 2.8m、2.8m 和 8.12m，在建模时，对比水池的尺寸，管道的尺寸较小，对蓄冷过程中斜温层的影响较小，因此在建立水池模型仅保留布水器入口段与布水器相连，使用 spaceclaim 建立三维模型，如图 2 所示。4×4 布水器模型是基于全尺寸水池布水器的对称性和周期性进行简化，尽管全尺寸水池中壁面附近的布水器

个数为 143，占总布水器个数的 12.25%，但后续模拟结果表明，速度云图和温度云图的近壁面处并未发现速度突变或斜温层的变形，壁面处的速度分布和温度分布与对称面的相同，因此边壁效应对模拟结果的影响较小。

使用 fluent meshing 构建多面体网格，左右两侧壁面设为周期边界，前后两侧壁面设为对称边界，其余壁面设为无滑移绝热壁面，入口设置为速度入口，出口为压力出口，参考相关设计手册^[15,16]推荐流速范围 0.3-0.6m/s，结合实际水池运行条件，入口流速计算如式 (1) 所示。

$$v_{\lambda} = \frac{Q}{n\pi r^2 3600} \quad (1)$$

式中： Q 为体积流量， m^3/h ； n 为布水器数量； r 为入口直径， $r=0.0125m$ 。通过计算得到入口流速为 0.33m/s。

蓄冷水池采用水作为蓄冷媒介，需要考虑水的密度以及水黏度随温度变化，由于水蓄冷的温度范围较小，一般在 8~12℃ 之间，在模拟时水密度和黏度采用分段线性回归，具体参数如表 3 所示^[17]。

表 3 水物性表

Table 3 Physical and thermal properties of water

温度/K	密度/(m^3/kg)	黏度/($Pa \cdot s$)
277.15	999.975	0.001562
285.15	999.4996	0.001236

选择层流模型模拟蓄冷水池的蓄冷过程，压力项差值选择 Body Force Weighted，动量方程和能量方程离散项选择二阶迎风格式，能量项迭代收敛残差为 10^{-7} ，其余项为 10^{-4} 。

1.3 网格无关性验证

在数值模拟计算中，网格数对计算结果有较大影响，对模型进行网格独立性验证，并建立三个不同网格数模型，模拟释冷工况 5400s 并读取不同高度平面平均温度，最终结果如图 3 所示。不同网格数模型之间的误差计算是基于同一高度截面的平均温度，网格数为 237750 的模型与网格数为 367357 的模型模拟结果最大误差为 0.05%，而网格数为 206467 的模型与最大网格数模型的结果误差为 0.22%，因此选择网格数为 237750 的模型进行模拟计算。

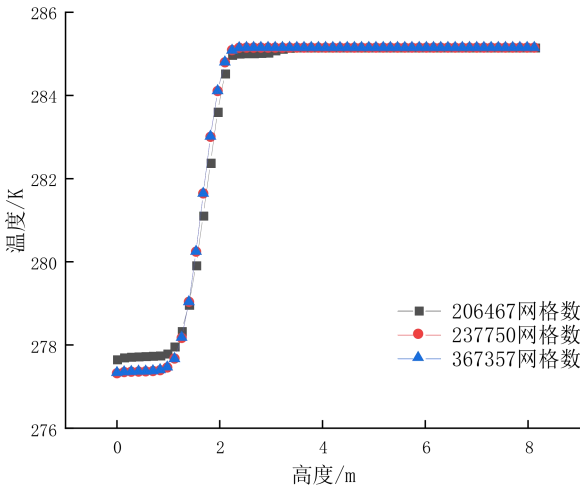


图 3 不同网格数模型温度随高度变化曲线 (5400s)

Fig.3 The temperature variation curves with height for models with different grid numbers (5400s)

2 水箱实验测试平台

为了验证数值模型的正确性, 搭建实验测试平台对蓄冷水箱蓄冷过程进行试验。实验装置包括潜水泵、流量计、蓄水箱、管道及布水器等, 其中蓄水箱的尺寸为 1.4m×1.4m×1m, 底板和三个侧板都使用不锈钢板做支撑, 另一个侧板使用亚克力板, 并设置一个标尺与侧板平行, 标尺精度为 1mm, 方便观察记录, 水箱上不封顶, 作为人员进出及观察通道, 实验水池是实际大型蓄冷水池中包含四个布水器及其对称结构, 高度为 1m 的矩形区域, 布水器布置方式和尺寸大小与实际蓄冷罐一致。

管道分为进出水总管、次级分水水管和布水器, 总管和次级分水管采用 PVC 材质, 承担供水, 布水器的结构为 200mm 圆盘型布水器, 实验系统如图 4 所示, 箭头方向代表管道内流体流动方向。

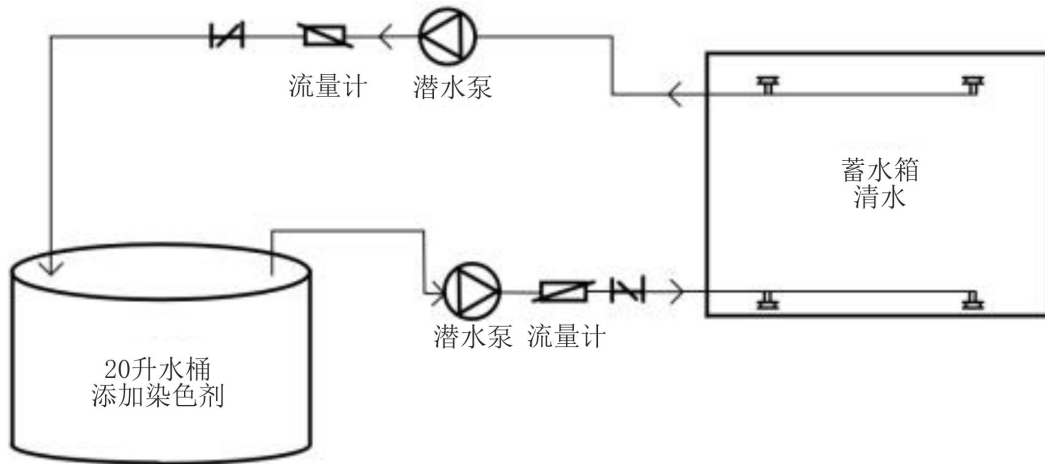


图 4 实验系统示意图

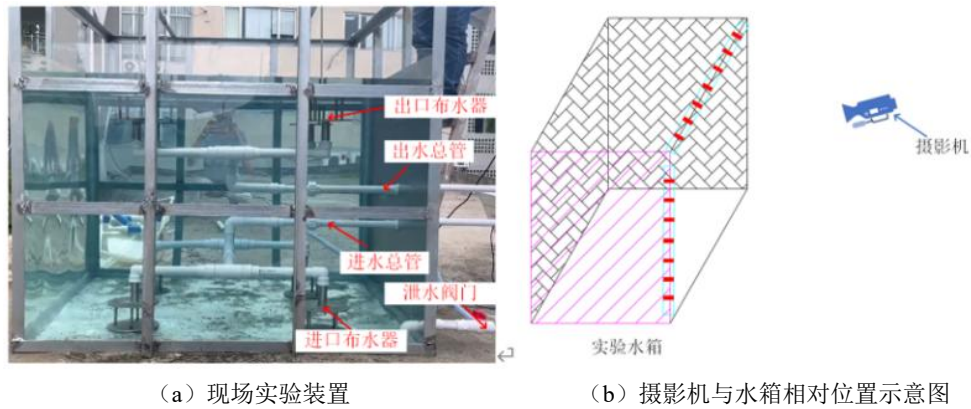
Fig.4 Schematic diagram of the experimental system

为了更直观看出生分层现象, 实验使用密度与冷水相近的染色剂代替冷水模拟蓄冷工况, 实验开始前先在水桶中加入染色剂, 染色剂为酸性灰色颜料粉 (水溶性), 染色剂溶液水温为 20℃, 同时蓄水箱内注满清水, 水温为 20℃。按照 1kg 水加入 2g 颜料粉的比例进行混合, 酸性染料分子在水中易电离出阴离子, 形成带负电荷的染料离子。水分子为极性分子, 通过静电作用和氢键与染料离子相互作用, 使染料离子分散在水中, 形成均匀的溶液。因此我们视染料完全溶解后不引起溶液的变化, 即染色后溶液物性与清水的物性一致。

水箱并不需要采取额外的保温措施, 这是因为

实验过程中环境温度为 25℃, 由于与外界对流产生的热量交换而引起水温的变化量非常小, 不会影响染色剂溶液的物性变化。

通过水泵将染色剂从水箱底部布水口泵入水箱内, 同时水箱内的清水从水箱顶部的布水口泵出, 在水箱内染色剂层与清水层形成一条清晰的分层线, 实验过程中用摄影机记录染色剂水层的上升过程, 摄影机与水箱的相对位置如图 5 所示。本文以距离右侧布水器 0.115m 处的直线为基准, 记录实验过程中染色剂液面高度大小, 如图 6 观测直线所示。



(a) 现场实验装置

(b) 摄影机与水箱相对位置示意图

图 5 水箱实际模型

Fig.5 Physical model of a water tank

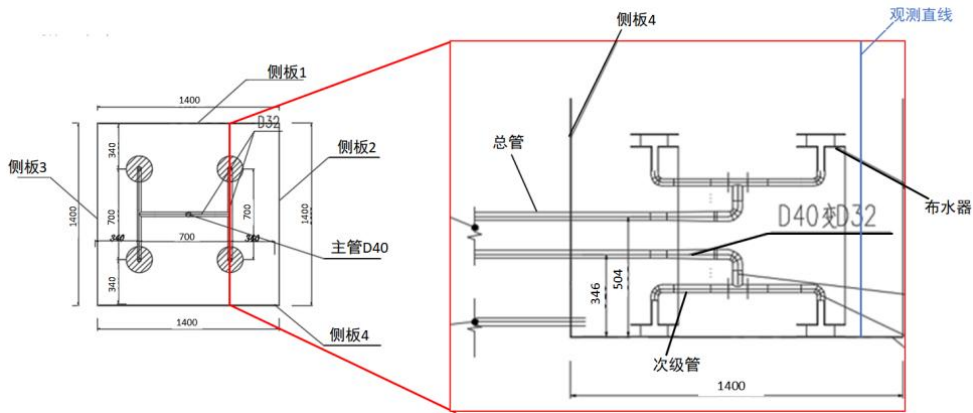


图 6 水箱观察面

Fig.6 Observation surface of the water tank

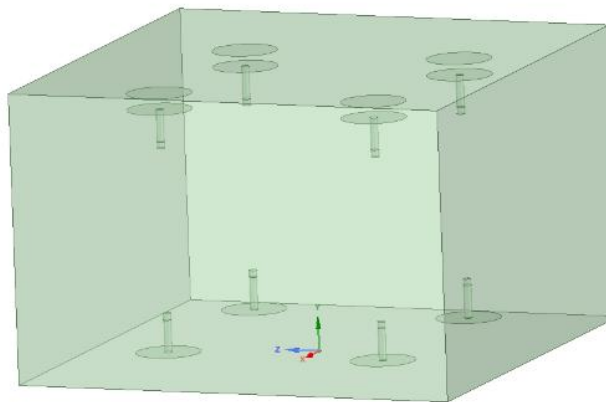


图 7 三维水池模型

Fig.7 Three-dimensional water tank model

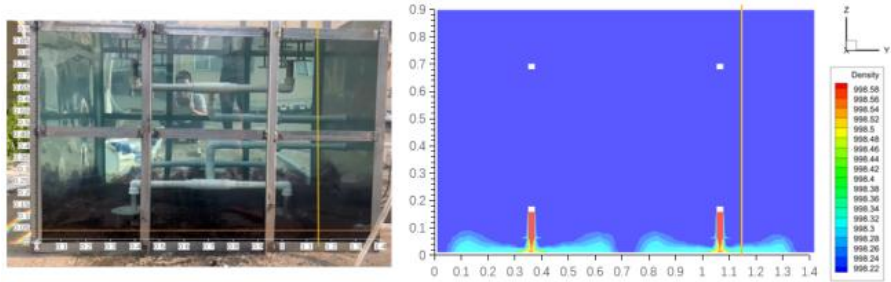
对上述蓄水箱进行数值模拟，由于管道对布水效果影响较小，研究过程中需要对模型进行合理的简化，忽略管道，仅保留圆盘布水器，使用

Spaceclaim 对水箱进行三维建模，模型如图 7 所示。水箱初始水温设置为 20℃，水箱进口水温设置为 18℃，水箱壁面设置为绝热壁面，其余保持不变。进水温度设置为 18℃，一方面尽量降低物性差异造成模拟结果和实验结果的误差，另一方面能够在云图上捕捉布水效果。

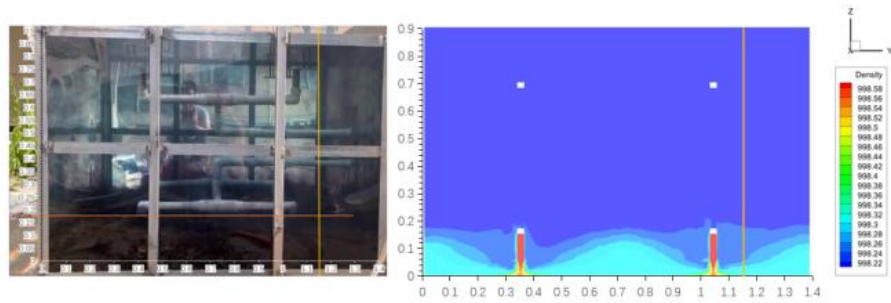
图 8 和图 9 为 0.225m/s 流速和 0.3m/s 流速的实验及模拟结果截图，对比实验截图染色剂液面和模拟截图染色剂液面可以发现，两个液面变化基本一致。运行时间为 30s 时，液面为波浪状，靠近壁面区域液面高度更高，而布水器附近的液面最低，底部两个布水器完整地显露出来，模拟结果与实验结果一致。运行时间为 180s 时，染色剂液面上升至次级管道处，完整淹没布水器的圆盘结构，同样地，模拟结果的染色剂液面也完全淹没圆盘布水器。综合上述结果分析，数值模型能够准确地反映蓄冷水池中不同密度水之间的分层流动情况。

图 10 为不同流速的实验和模拟染色剂液面高度数据, 当流速为 0.225m/s 时, 实验染色剂液面高度与模拟结果的平均误差为 6.74%, 当流速为

0.3m/s 时, 实验结果与模拟结果平均误差为 9.59%, 实验和模拟的染色剂液面高度曲线趋势基本一致, 高度差距不大。



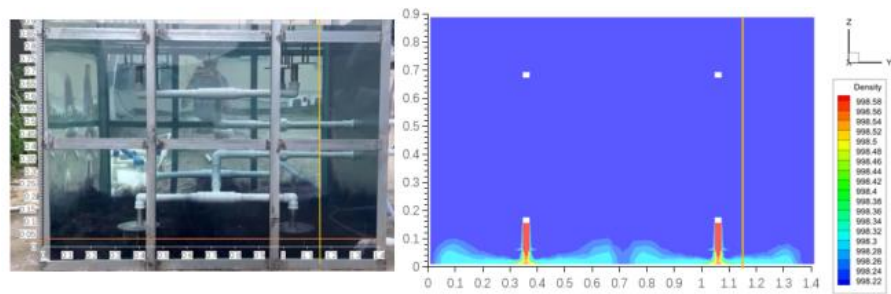
(a) 流速 0.225m/s, 运行时间 30s



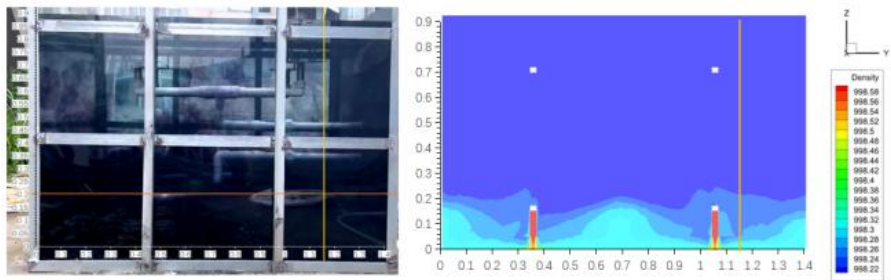
(b) 流速 0.225m/s, 运行时间 180s

图 8 0.225m/s 不同时刻实验与模拟染色剂液面对比图 (z=0.35m)

Fig.8 Experimental vs simulated dye liquid levels at 0.225 m/s across time points (z=0.35m)



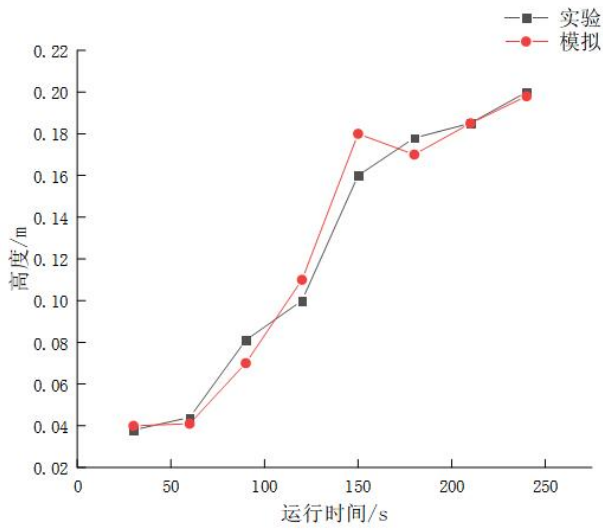
(a) 流速 0.3m/s, 运行时间 30s



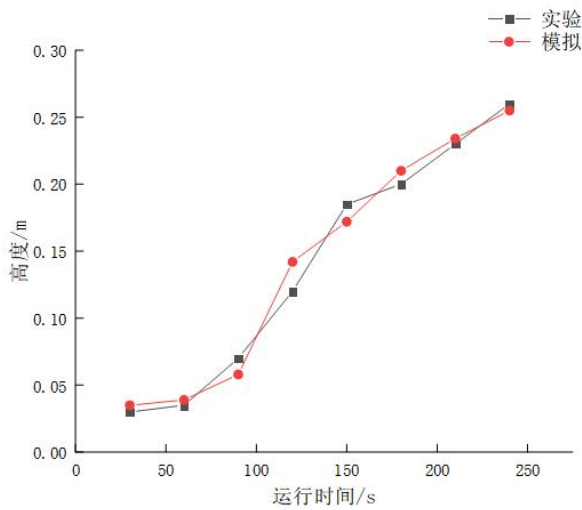
(b) 流速 0.3m/s, 运行时间 180s

图 9 0.3m/s 不同时刻实验与模拟染色剂液面对比图 (z=0.35m)

Fig.9 Experimental vs simulated dye liquid levels at 0.3 m/s across time points (z=0.35m)



(a) 流速 0.225m/s



(b) 流速 0.3m/s

图 10 染色剂液面高度曲线图

Fig.10 Liquid level curve of dye

3 数值模型结果分析

3.1 水蓄冷系统性能评价标准

评价一个水蓄冷系统性能较常用的指标是斜温层厚度, 为了界定斜温层厚度, 通常定义无量纲温度 θ , 取 $\theta=0.15\sim 0.85$ 为斜温层的温度边界^[16]。

$$\theta = \frac{T - T_c}{T_h - T_c} \quad (2)$$

式中: T 为某一平面的平均温度, K; T_c 为冷水温度, K; T_h 为热水温度, K。在本文中, 冷水温度 $T_c=277.15\text{K}$, 热水温度 $T_h=285.15\text{K}$, 因此斜

温层内水温为 278.35K~283.95K。

除了用斜温层厚度衡量系统性能, 还可通过比较任意时刻有效冷量评价水蓄冷系统的性能, 在该水蓄冷系统中, 277.35K~283.95K 的冷水层储存着可以利用的冷量, 定义有效冷量 ϵ , 即蓄冷或释冷过程中剩余可利用冷量的百分比。

$$\epsilon = \frac{h_l}{H} \times 100 \quad (3)$$

式中: h_l 为斜温层温度最低平面的位置, m; H 为蓄水池高度, m。

3.2 理查德森数 Ri

通常采用布水器无量纲数判断布水器性能, 例如 Ri 和 Str 。理查德森数 Ri 表征浮力项与混合力项的比值。理查德森数越小, 代表冷热流体的混合程度越高, 理查德森数越大, 代表蓄水池在蓄冷和释冷过程热分层越好^[17]。

$$Ri = \frac{g\beta H(T_{top} - T_{bottom})}{v_i^2} \quad (4)$$

式中: g 为重力加速度, m/s^2 ; β 为热膨胀系数, $1/\text{K}$; H 为蓄水池高度, m; T_{top} 为水池顶平面平均水温, K; T_{bottom} 为水池底平面平均水温, K; v_i 为入口速度, m/s 。

3.3 分层数 Str

分层数 Str 表示蓄冷和释冷过程中任意时刻的平均温度梯度与最大温度梯度平均值的比值^[18]。

$$Str = \frac{\left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)_t}{\left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)_{t=0}} \quad (5)$$

$$\left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)_t = \frac{1}{J-1} \left[\sum_{j=1}^{J-1} \left(\frac{T_j - T_{j+1}}{\Delta Z} \right) \right] \quad (6)$$

$$\left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)_{t=0} = \frac{T_{in} - T_{ini}}{(J-1)\Delta Z} \quad (7)$$

式中: J 为等间距节点数; j 为水箱的等距节点; ΔZ 为等距节点间的距离, m; T_{in} 和 T_{ini} 分别为水池的入口温度和初始温度, K。

3.4 雷诺数 Re

雷诺数 Re 是判断布水器出口流体流动状态的无量纲数, 其公式如式 (8) 所示^[19]。

$$Re = \frac{Q}{2\pi R_D \nu} \quad (8)$$

式中: Q 为布水器出口体积流量, m^3/s ; R_D 为圆盘布水器半径, m ; ν 为该温度下的动力黏度, m^2/s 。根据表 2 给出的不同模型设计数据, 得到表 4。

表 4 不同模型的出口雷诺数

Table 4 Outlet Reynolds number for different models

模型编号	出口雷诺数 Re
Model 1	184.283
Model 2	184.283
Model 3	184.283
Model 4	122.855
Model 5	73.71

3.5 不同双盘间距数值模拟结果分析

为了研究双盘间距对水蓄冷系统运行性能的影响, 本文模拟了 Model 1、Model 2 和 Model 3 在蓄冷工况下斜温层厚度的变化情况, 如图 11 所示。斜温层厚度随着运行时间增加而增厚, 其中 Model 3 的斜温层厚度最大, 为 1.125m; Model 1 的斜温层最小, 为 1.029m; Model 2 的斜温层厚度为 1.05m。

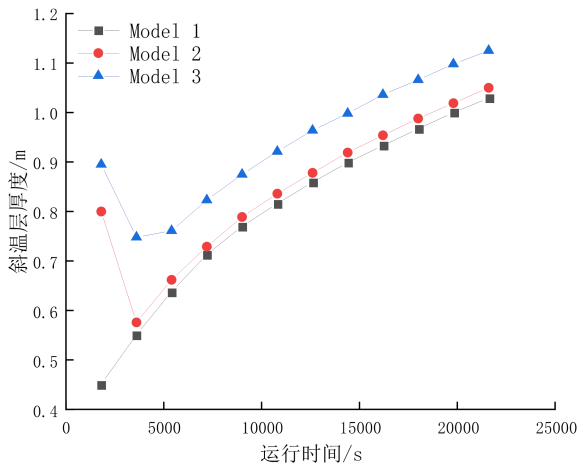


图 11 不同双盘间距模型的斜温层厚度变化图

Fig.11 Thermocline thickness variation across dual-disk spacing configurations

由以上模拟结果, 可以得出结论, 相同圆盘直径下, 双盘间距越大, 斜温层厚度越大, 同时, 可以观察到 Model 2 和 Model 3 的斜温层厚度曲线在模拟前期出现先降低后升高的情况。为了解释斜温

层厚度先降低后升高的现象, 研究了 1800s 时三个模型在 $X=1.4m$ 处的温度云图和速度云图。如图 12 和图 13 所示, 可以发现 Model 2 和 Model 3 斜温层下边界温度层波动较大, 从速度云图中可以看出, Model 3 模型出现明显的漩涡结构, 当斜温层位于漩涡区域内斜温层处于不稳定状态, Model 2 模型虽然未出现漩涡, 但高流速区域比 Model 1 的大, 因此较大的双盘间距不利于快速形成稳定的斜温层结构, 加剧了前期冷热流体掺混。

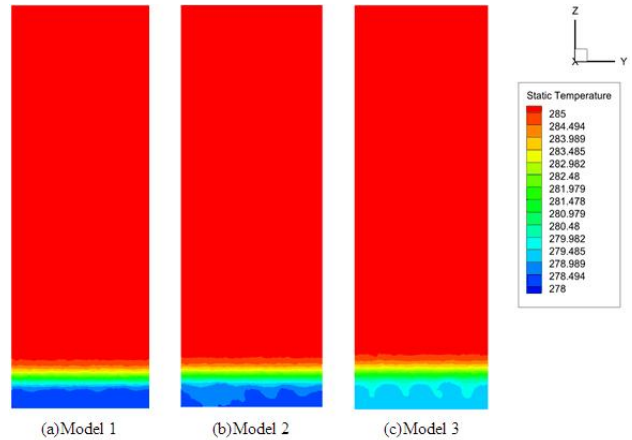


图 12 1800s 时水池温度云图 ($X=1.4m$)

Fig.12 Temperature cloud map of the water pool in the 1800s ($X=1.4m$)

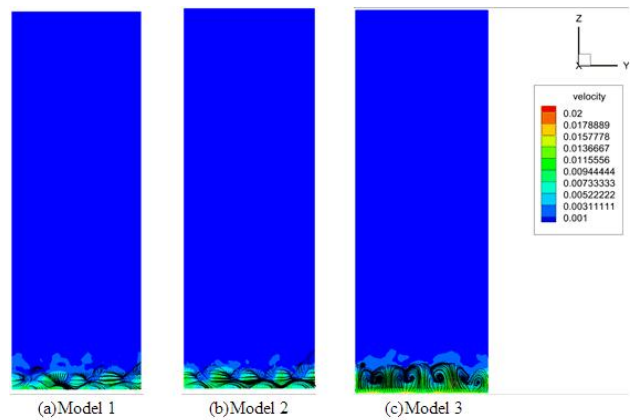


图 13 1800s 时水池速度云图 ($X=1.4m$)

Fig.13 Velocity cloud map of the water pool in the 1800s ($X=1.4m$)

图 14 为不同双盘间距模型的有效冷量变化曲线图, 在蓄冷 21600s 后, Model 1 的有效冷量为 74.68%, Model 2 的有效冷量为 73.61%, Model 3 的有效冷量为 74.47%, 说明了随着布水器双盘间

距的增加，有效冷量呈现先减小后增加的趋势。

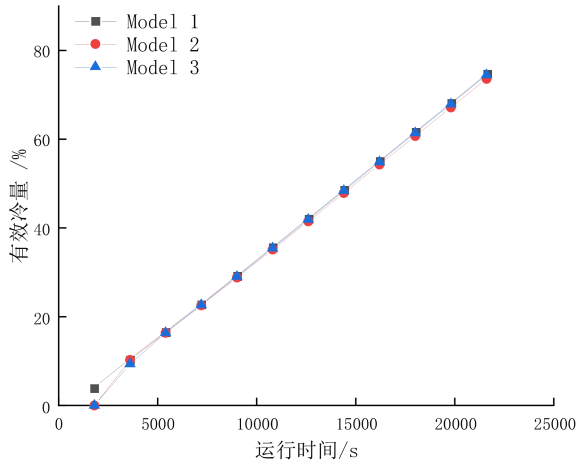


图 14 不同双盘间距模型的有效冷量变化图

Fig.14 Effective cooling capacity variation of dual-disc spacing models

图 15 和图 16 为不同双盘间距模型的布水器无量纲数变化图，可以发现两个图的曲线趋势基本一致，蓄冷 21600s 后，Model 1 的理查德森数和分层数最大，分别为 20.811 和 0.999，而 Model 3 的最小，分别为 20.78 和 0.997，模拟结果表明减小双盘间距能够增大理查德森数和分层数，提高蓄冷过程的热分层程度，减少冷热流体掺混，提高布水器性能。

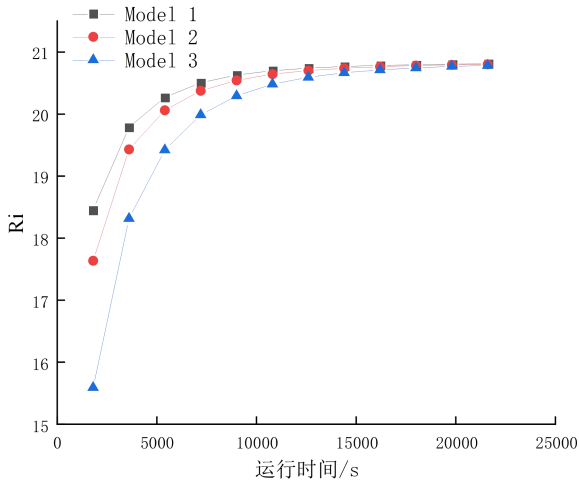


图 15 不同双盘间距模型的理查德森数变化图

Fig.15 Richardson number variation of dual-disc spacing models

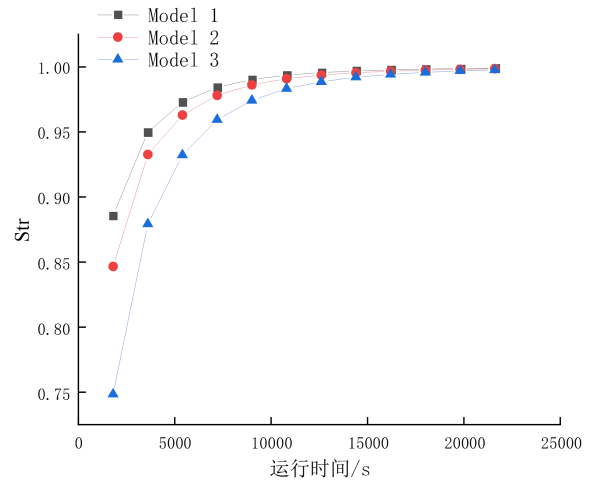


图 16 不同双盘间距模型的分层数变化图

Fig.16 Stratification number variation of dual-disc spacing models

综合上述分析，减小双盘间距能够减少冷热流体的掺混，降低斜温层厚度，同时增加蓄冷水池中低温水的占比，提高蓄冷水池的有效冷量。较小的双盘间距能够提升布水器的性能。

3.6 不同圆盘直径数值模拟结果分析

为了研究圆盘直径对水蓄冷系统运行性能影响大小，模拟 Model 2、Model 4 和 Model 5 在蓄冷工况下运行 21600s 时斜温层厚度的变化情况，如图 17 示。斜温层厚度随着运行时间增加而增厚，其中 Model 2 的斜温层厚度最大，为 1.05m；Model 5 的斜温层最小，为 0.998m；Model 4 的斜温层厚度为 1.022m。由以上模拟结果，可以得出结论，相同双盘间距下，圆盘直径越大，斜温层厚度越小。

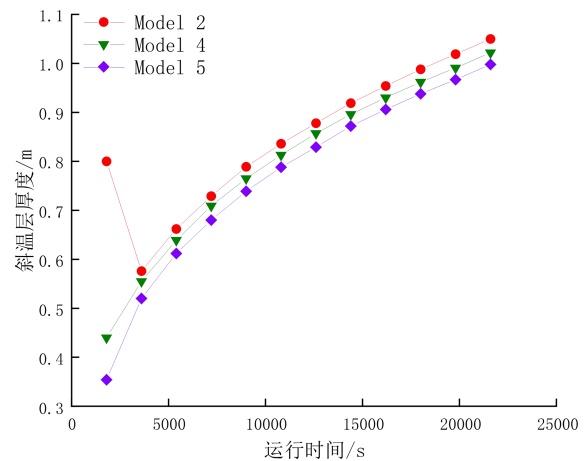


图 17 不同圆盘直径模型的斜温层厚度变化图

Fig.17 Thermocline thickness variation across different disk sizes

图 18 为不同圆盘直径模型的有效冷量变化曲线图, 在蓄冷 21600s 后, Model 2 的有效冷量为 73.61%, Model 4 的有效冷量为 72.24%, Model 5 的有效冷量为 74.61%, 说明了随着布水器圆盘直径增加, 有效冷量呈现先减小后增加的趋势。

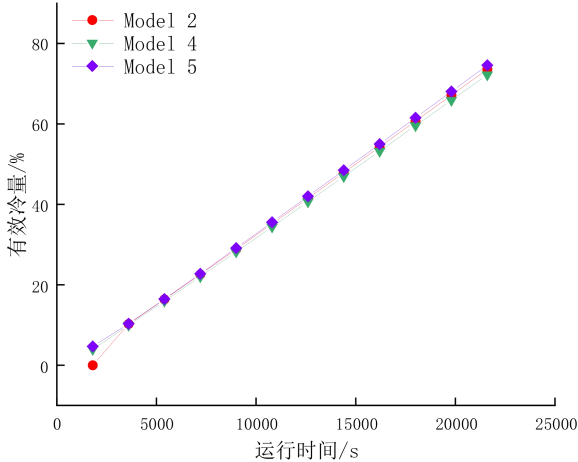


图 18 不同圆盘直径模型的有效冷量变化图

Fig.18 Effective cooling capacity variation of different disk sizes

图 19 和图 20 为不同圆盘直径模型的布水器无量纲数变化图, 可以发现两个图的曲线趋势基本一致, 曲线斜率不断变小, 最终趋于零, 且在运行初期, 三个模型的无量纲数差距较大, 其中 Model 5 的理查德森数和分层数最大, 分别为 20.83 和 0.999, 而 Model 2 的最小, 分别为 20.8 和 0.998, 这说明了圆盘直径越大, 理查德森数和分层数越大, 代表着热分层程度越高, 冷热流体掺混减少。

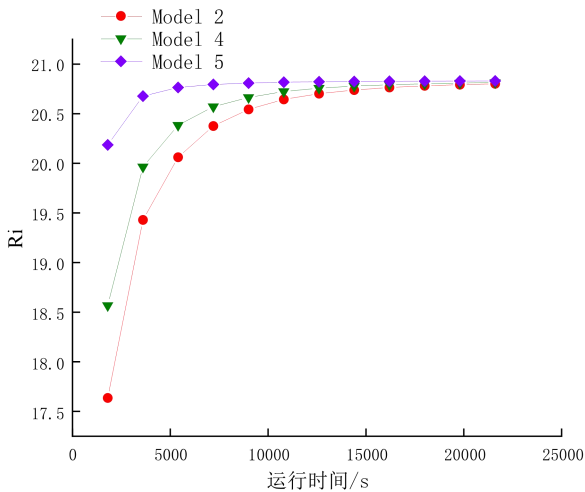


图 19 不同圆盘直径模型的理查德森数变化图

Fig.19 Richardson number variation of different disk sizes

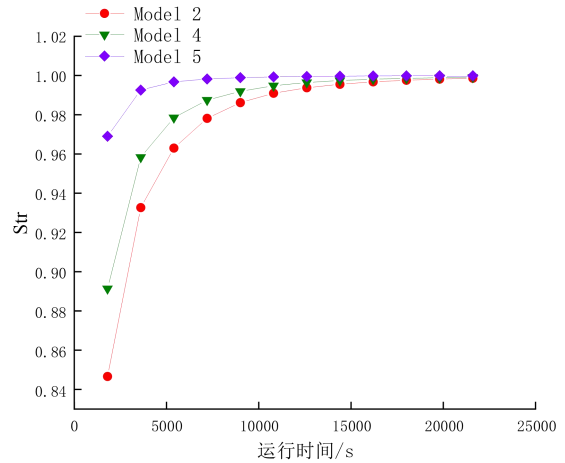


图 20 不同圆盘直径模型的分层数变化图

Fig.20 Stratification number variation of different disk sizes

根据以上模拟结果, 增大圆盘直径有利于形成更薄的斜温层, 从而提高蓄冷水池的性能, 同时较大的圆盘直径能够提高布水器性能。

4 结论

(1) 水箱实验结果与模拟结果的最大平均误差在 10% 以下, 初步验证了模拟仿真的准确性。

(2) 圆盘直径相同时, 减小双盘间距有利于形成较薄的斜温层, 同时提高有效冷量, 在蓄冷工况 21600s 模拟过程中, 双盘间距为 50mm 圆盘布水器的圆盘型布水器的斜温层厚度最薄, 为 1.029m, 有效冷量最大, 为 74.68%。

(3) 在模拟中, 较小双盘间距的布水器的理查德森数和分层数的值较大, 热分层程度较高, 布水器性能较好。在蓄冷工况 21600s 模拟过程中, 双盘间距为 50mm 圆盘布水器的圆盘型布水器的理查德森数和分层数最大, 分别为 20.811 和 0.999。

(4) 双盘间距相同时, 增加圆盘直径能够减小斜温层厚度, 在运行过程中减少冷量的无效消耗。在蓄冷工况 21600s 模拟过程中, 圆盘直径为 500mm 的圆盘型布水器的斜温层厚度最薄, 为 0.998m, 有效冷量最大, 为 74.61%。

(5) 在模拟中, 较大圆盘直径的布水器的理查德森数和分层数的值较大, 热分层程度较高, 布水器性能较好。在蓄冷工况 21600s 模拟过程中, 圆盘直径为 500mm 圆盘布水器的圆盘型布水器的理查德森数和分层数最大, 分别为 20.83 和 0.999。

参考文献:

- [1] 史杰,郭恒超,常晟,等.浦东机场能源中心水蓄冷系统设计与性能分析[J].流体机械,2020,48(9):71-76.
- [2] 徐新恒,陈雷田.上汽大众仪征工厂水蓄冷斜温层实测分析[J].汽车实用技术,2018,44(11):130-132.
- [3] 王子杰,陆树银,赵梓良,等.基于斜温层等效容积的大型蓄热罐动态特性分析[J].科学技术与工程,2024,24(4):1496-1504.
- [4] 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.
- [5] Castell A, Medrano M, Sole 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.
- [6] Zurigat Y H, Liche P R, Ghajar A J. Influence of inlet geometry on mixing in thermocline thermal energy storage[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1991,34(1):115-125.
- [7] 唐海宇,蒋华,刘继平,等.径向圆盘布水器斜温层蓄热罐性能优化研究[J].工程热物理学报,2020,41(11):2788-2794.
- [8] Lou W, Xie B, Aubril J, et al. Optimized flow distributor for stabilized thermal stratification in a single-medium thermocline storage tank: A numerical and experimental study[J]. Energy, 2023,263:125709.
- [9] Chung J D, Cho S H, Tae C S, et al. The effect of diffuser configuration on thermal stratification in a rectangular storage tank[J]. RENEWABLE ENERGY, 2008,33(10):2236-2245.
- [10] 贾玉贵,张盼,常宗越.布水器结构优化理论研究[J].河北建筑工程学院学报,2023,41(1):123-128.
- [11] 郝一舒,张萌,汤国庆.基于 Fluent 的新型布水器的设计与分析[J].机械制造,2014,52(12):22-24.
- [12] 石玉洋,唐佳丽,欧阳峥嵘.去离子冷却水系统布水器的数值模拟及试验研究[J].水利水电技术,2018,49(5):63-67.
- [13] 赵斌,刘维安,刘瑞,等.圆盘布水器对储热水罐性能影响的数值分析[J].中国石油大学学报(自然科学版),2023,47(4):183-189.
- [14] Li S hong, Zhang Y xin, Li Y, et al. Experimental study of inlet structure on the discharging performance of a solar water storage tank[J]. Energy and Buildings, 2014,70:490-496.
- [15] JG/T 299-2010,供冷供热用蓄能设备技术条件[S].北京:中国质检出版社,2010.
- [16] 陆耀庆.实用供热空调设计手册(2版)[M].北京:中国建筑工业出版社,2008.
- [17] 穆迪,高乃平,朱彤,等.温度分层型水蓄冷槽斜温层的动态特性模拟[J].节能技术,2014,32(5):404-409.
- [18] 王思佳,王威,王芄.蓄热水罐孔板结构对蓄热性能影响的模拟[J].煤气与热力,2023,43(5):1-7.
- [19] Gao L, Lu H, Sun B, et al. Numerical and experimental investigation on thermal stratification characteristics affected by the baffle plate in thermal storage tank[J]. Journal of Energy Storage, 2021,34:102117.
- [20] Feng H, Li H, He S, et al. Numerical simulation on thermal stratification performance in thermocline water storage tank with multi-stage middle perforated obstacles[J]. Thermal Science and Engineering Progress, 2022,35:101473.