

文章编号: 1671-6612 (2025) 03-342-08

# 卧式矩形蓄冷水箱的运行状态分析及优化

徐建峰<sup>1</sup> 丁明星<sup>1</sup> 李新辉<sup>1</sup> 王猛<sup>1</sup> 郑国涛<sup>1</sup> 于庆磊<sup>1</sup> 陈小康<sup>2</sup> 高云天<sup>2</sup>

(1. 青岛云创环境科技有限公司 青岛 266000;

2. 新疆大学智能制造现代产业学院 乌鲁木齐 830046)

**【摘要】** 在夏季, 空调及其他制冷设备的使用增加了电网系统负担, 提升了电网系统季节性超负载事故发生率。参考削峰填谷思想, 设计了一种实现冷水资源灵活运用的卧式矩形蓄冷水箱, 建立水箱三维简化模型, 通过数值模拟分析冷水在水箱中的流动规律并通过物理平台试验验证其精确性, 基于以上结果对蓄冷水箱模型进行优化, 利用 udf 文件实现水箱入口温度随出口温度实时变化, 同时分析不同隔板数量对蓄冷效果的影响。经数据模拟发现双隔板蓄冷水箱较于原水箱半循环蓄冷指数提升 9.1%, 蓄冷效率提升 11.23%; 四隔板蓄冷水箱半循环蓄冷指数提升 10.9%, 蓄冷效率提升 11.52%。研究可为卧式矩形蓄冷水箱数值模拟及冷热水分层结构优化奠定基础。

**【关键词】** 水蓄冷; 蓄冷水箱; 数值模拟; 卧式矩形水箱; 结构优化

中图分类号 TB657.5/TU831.4 文献标志码 A

## Analysis and Optimization of the Operating State of Horizontal Rectangular Cold Storage Tank

Xu Jianfeng<sup>1</sup> Ding Mingxing<sup>1</sup> Li Xinhui<sup>1</sup> Wang Meng<sup>1</sup>

Zheng Guotao<sup>1</sup> Yu Qinglei<sup>1</sup> Chen Xiaokang<sup>2</sup> Gao Yuntian<sup>2</sup>

(1. Qingdao Yun Chuang Environmental Technology Co., Ltd, Qingdao, 266000;

2. College of Mechanical Engineering, Xinjiang University, Urumqi, 830046)

**【Abstract】** In the summer, air conditioning and other cooling equipment become the main load increaser of the power grid system, increasing the possibility of seasonal overloading. Based on the idea of load shifting, a horizontal rectangular accumulation tank for cold water was proposed to realize the flexible utilization of cold water resources. A three-dimensional simplified model of the water tank was established, and the flow pattern of cold water in the tank was analyzed numerically through simulation. The accuracy of the model was verified through physical platform experiments. Based on the above results, the model of the accumulation tank was optimized, and the inlet temperature of the tank was made to change in real time with the outlet temperature by writing a UDF file. At the same time, the influence of different numbers of partitions on the cold storage effect was analyzed. The simulation data showed that the double partition accumulation tank had a 9.1% increase in semi-cycle cold storage index and an 11.23% increase in cold storage efficiency compared to the original water tank. The four partition accumulation tank had a 10.9% increase in semi-cycle cold storage index and an 11.52% increase in cold storage efficiency. This study can lay a foundation for the numerical simulation and optimization of cold and hot water stratification structure of horizontal rectangular accumulation tanks.

**【Keywords】** Water cold storage; Cold water storage tank; Simulation; Horizontal rectangular tank; Structural optimization

## 0 引言

夏季制冷设备能够有效的改善居民生活、保障各种智能化设备高温条件下正常运转。但基于我国人口众多的国情, 大规模集中使用制冷设备, 会对电力系统造成巨大的负担, 极大提高了变压器季节性超负载可能性。我国提出了峰谷电价模式, 通过政策引导缓解电网压力, 各高校及设备厂商响应号召开始研究蓄冷技术。目前削峰填谷思想在制冷系统中的体现是采用蓄冷技术, 传统的立式蓄冷水箱具有良好的冷水利用率, 但受场地等诸多条件限制存在难以放置等问题。为此开展卧式矩形蓄冷水箱中蓄冷过程的运行状态分析, 通过结构优化实现卧式矩形蓄冷水箱冷热水分层, 提高冷水资源利用率。

蓄冷技术主要分为显热蓄冷和潜热蓄冷两个大类。潜热蓄冷技术涉及蓄冷介质的相变过程, 具有优秀的蓄冷能力, 但是其较快的释冷速度导致难以在工程中得以运用, 还要承担高昂的设备费用及维护费。与之对比的是以水蓄冷方案为代表的显热蓄冷技术, 显热蓄冷不涉及吸收和释放的大量热量的相变过程, 因此蓄冷能力低于潜热蓄冷, 但显热蓄冷具有效率可控、结构简单、维护方便、成本低廉、技术成熟等特点并广泛应用于各项大型工程、公共工程中<sup>[1-4]</sup>。近年来, 国内外诸多学者在水蓄冷系统的结构、换热机理和控制算法研究中取得了很好的效果。方贵银<sup>[5]</sup>分析了空调水蓄冷温度分层的特性, 建立了相应的数学模型, 并利用该模型模拟了竖直放置的圆柱形蓄冷桶内的温度分布规律, 为空调水蓄冷系统的设计和运行提供理论依据。Zachár<sup>[6]</sup>等通过建立了一套行之有效的流热耦合数学模型利用数学软件进行计算并做实验对模型进行了比对, 为后续众多科研工作者提供了验证模型。Bouhal<sup>[7]</sup>等利用 CFD 软件对家用太阳能热水器储水罐中平板所处的不同位置和倾斜度进行仿真, 得出了在中部和顶部设置两块板或者在中部设置一个具有 30° 倾斜角的板时理查德数大于 1。刘宇圣<sup>[8]</sup>对绝热和非绝热状态下的蓄冷装置进行了仿真, 得出了绝热状态下不同形状、高径比、流量、温差对斜温层的影响。Mohammad<sup>[9]</sup>等采用了 CFD 技术对家用太阳能卧式存储罐不同出口的位置进行了研究, 结果表明进出口越接近顶部和底部热分层效果越好, 太阳能热水器效率越高。Xu<sup>[10]</sup>等通过 CFD 技术研究了垂直正入口和侧入口两种不同

入口分布模式以及分水板的长度和厚度对斜温层的影响, 同时确立了一套由保温层和分水板组成的水箱系统。郭俊飞<sup>[11]</sup>等通过快速非支配排序遗传算法 NSGA-II、BP 神经网络以及 CFD 正交试验确定了一种带扰流片的螺旋板式换热器最佳结构参数, 与传统螺旋板式散热器相比, 对流换热系数提高 31.4%。施淳予<sup>[12]</sup>等研究了风机盘管风口在温室大棚中不同布置位置, 通过 CFD 数值模拟及试验验证, 通过优化风机盘管高度实现日间平均温度提升 1.3℃~2.2℃, 夜间平均温度提升 7℃~8.9℃。

综上所述, 国内外学者研究集中在立式圆柱形蓄冷水箱, 但立式圆柱形水箱在实际工程应用中受诸多条件限制, 因此本文提出一种卧式矩形蓄冷水箱, 通过模拟仿真及物理试验揭示卧式矩形水箱充冷过程中冷水的流动规律及换热机理, 并对蓄冷水箱进行优化, 以便于更好满足实际需要。

## 1 仿真模型建立及边界条件设置

### 1.1 模型建立及网格划分

卧式矩形水蓄冷箱中水的流动遵循流体力学中的质量守恒方程, 且水的密度会跟随温度的变化而变化, 故将其视为可压缩流体, 系统流入总量等于系统流出总量, 故该水箱系统的连续性方程为:

$$\frac{\partial P}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

式中:  $\rho$  为水的密度,  $\text{kg/m}^3$ ;  $u$ 、 $v$ 、 $w$  为流体在笛卡尔坐标系下的  $x$ 、 $y$ 、 $z$  方向的速度分量,  $\text{m/s}$ ;  $t$  为时间,  $\text{s}$ 。

守恒动量守恒方程:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \text{div}(\rho u V) = \text{div}(\mu \text{grad} u) - \frac{\partial p}{\partial x} + S_u \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \text{div}(\rho v V) = \text{div}(\mu \text{grad} v) - \frac{\partial p}{\partial y} + S_v \quad (3)$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \text{div}(\rho w V) = \text{div}(\mu \text{grad} w) - \frac{\partial p}{\partial z} + S_w \quad (4)$$

式中:  $p$  为流体压力,  $\text{Pa}$ ;  $\mu$  为水的粘度,  $\text{Pa}\cdot\text{s}$ ;  $S_u$ 、 $S_v$ 、 $S_w$  分别为  $x$ 、 $y$ 、 $z$  三轴上的动量源项;  $V$  速度矢量;  $\text{div}$  为散度运算符;  $\text{grad}$  为梯度运算符。  
能量守恒方程:

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \text{div}(\rho VT) = \text{div}\left(\frac{k}{C_p} \text{grad}T\right) + S_T \quad (5)$$

式中： $k$  为水的热传导系数， $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ； $T$  为温度， $^{\circ}\text{C}$ ； $S_T$  为能量源项， $\text{W}/\text{m}^3$ ； $C_p$  为水的定压比热容， $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ 。

本文主要讨论水蓄冷系统蓄冷过程中水箱内的温度变化及流动情况，因此只建立水箱以及部分入水口和出水口模型，利用 solidworks 软件建立长 5m、宽 1.5m、高 2m 的卧式矩形水箱，水箱入水口及出水口采用 dn40 管，内径为 40mm，如图 1 所示为简化后水箱流体区域三维模型并保存为 .x\_t 格式。利用 Spaceclaim 软件对模型的各个壁面进行命名以便于后续边界条件的设置。打开 Fluent 2022 R1 启动器界面，选择 MESHING 模式进行网格划分。该方法与传统的利用 ICEM 软件相比，优点是操作更加简单方便，对复杂模型进行结构化网格划分需要大量的删除 Block 工作，降低了网格划分流程的时间，但缺点是用户对网格划分的灵活性降低，主要依赖于 Fluent 的内置算法且只能生成非结构化网格。体网格划分可采用 ploy-hexcore 方法对网格进行划分，ploy-hexcore 方法通过六面体及多面体混合生成，如图 2 所示在边界层及计算核心区域之间的过渡层区域中生成适应性更强的多面体网格进行填充，从而得到边角过渡更均匀、质量更高的网格，在体积大、结构复杂的模型中可以有效降低网格数量，提高收敛速度。

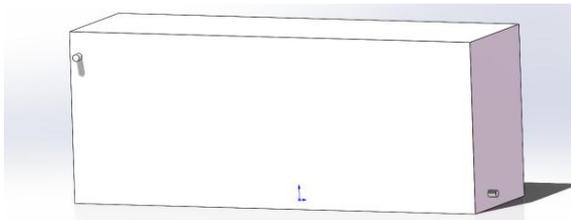


图 1 卧式矩形水箱三维模型

Fig.1 3D model of horizontal rectangular water tank

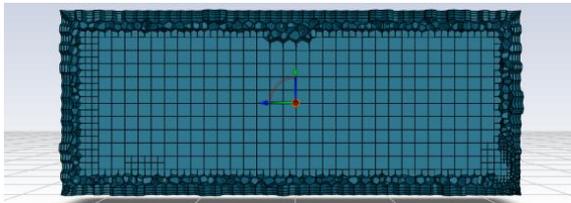


图 2 卧式矩形水箱网格

Fig.2 Horizontal rectangular tank grid

### 1.2 边界条件设置及算法选择

对模型做出如下的设置：求解器时间项设置为瞬态，类型选择为压力基。实现水箱中不同温度水的分层效果，在工作条件中设置自由落体加速度  $g$  沿  $Y$  轴方向大小为  $9.81\text{m}/\text{s}^2$ ，并确定水的温度与密度数学关系，根据不同温度下水的热物理性质表<sup>[8]</sup>，确定其回归值和初始值的关系如图 3 所示，残差平方和为 0.36938，调整后  $R=0.99837$  接近于 1，拟合效果很好， $\rho$ 、 $t$  具有显著的关系。在材料库中选择 water-liquid 材料，在密度设置框中选择并输入回归方程。

$$\rho = 999.80845 + 0.075t - 0.009t^2 + 0.00006t^3 \quad (6)$$

式中： $t$  为水温， $^{\circ}\text{C}$ ； $\rho$  为当前水温下的密度， $\text{kg}/\text{m}^3$ 。

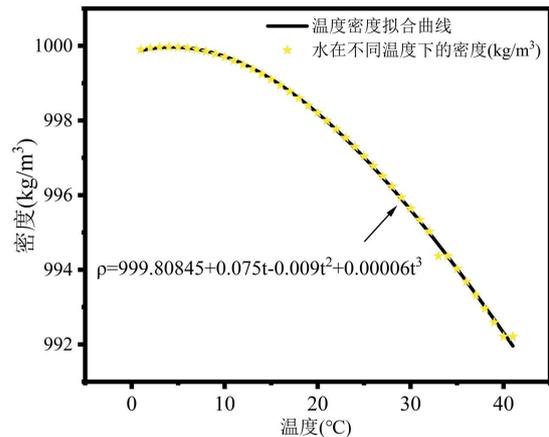


图 3 水的温度密度回归曲线

Fig.3 Temperature density regression curve for water

蓄水箱壁面设置为无滑移壁面，保温材料在 3cm 以上时可近似视为绝热条件<sup>[8]</sup>，因此将壁面设置为绝热壁面。设置入口处流量为  $7.24\text{h}/\text{m}^3$ ，通过式 (7) 计算可知入口处速度为  $1.6\text{m}/\text{s}$ ，同时出口处表压设置为 0。冷水机组可以实现  $4^{\circ}\text{C}$  温差冷却，但水箱出口到冷水机组处存在一定温度损耗，最终入口温度设置为随时间变化的函数方程如式 (8) 所示。对模型进行初始化，设置流体区域温度为  $15.21^{\circ}\text{C}$ 。算法选择 SIMPLEC 算法，动量选择 QUICK 算法。由于诸多干扰因素导致计算整个蓄冷过程误差较大，且蓄冷过程时间较长。因此选择时间步为 6000，时间步长设置为 1s。

$$V_f = \frac{q}{3600\pi r^2} \quad (7)$$

式中:  $V_f$  为流体速度, m/s;  $q$  为流体流量,  $m^3/h$ ;  $r$  为管道半径, m。

$$T_{in} = 12.27 - 0.000338T_{run} \quad (8)$$

式中:  $T_{in}$  为入口温度,  $^{\circ}C$ ;  $T_{run}$  为运行时间, s。

### 1.3 网格独立性验证

为确保计算结果准确, 通过设置不同表面网格尺寸及边界层设置, 生成不同网格数量不同边界层的网格模型并进行计算以确定最佳的网格设置。不同面网格设置下的计算结果如表 1 所示, 取  $z=0.69$ 、 $y=1.15$ 、 $x=0.5$  (第三层传感器) 处的温度作为参考

标准, 序号 1 与 2 目的是对比不同边界层设置对计算结果的影响。不同边界层设置下该点计算结果分别为  $13.07^{\circ}C$ 、 $13.08^{\circ}C$ , 误差为  $0.01^{\circ}C$  认为边界层设置对计算结果影响不大, 原因是计算时间较长且流体区域较大, 且温度采集区域距边界层较远; 3、4、5 则是对比不同面网格设置对计算结果的影响, 在保留两位小数的情况下, 温度均为  $13.08^{\circ}C$ 。因此综合考虑计算精度及计算效率, 选择面网格最大尺寸为  $120mm$ , 最小尺寸为  $4mm$ , 边界层生成 3 层, 过度比与增长率保持默认。所划分网格总数为 70419 个, 最小正交质量为 0.23 大于 0.15, 网格质量满足基本要求。

表 1 不同网格设置下 6000s 计算结果

Table 1 Simulation Results for Different Mesh Size Settings

序号	面网格最大尺寸 /mm	面网格最小尺寸 /mm	体网格最大尺寸 /mm	体网格最小尺寸 /mm	边界层增长率	边界层数	网格数量	1.5m 处温度 / $^{\circ}C$
1	127.5	4.98	79.69	4.98	1.3	3	48146	13.08
2	127.5	4.98	79.69	4.98	1.1	4	50187	13.07
3	120	4	64	4	1.2	3	70419	13.08
4	95	2	64	2	1.2	3	79160	13.08
5	80	2	64	2	1.2	3	92051	13.08

### 1.4 计算结果分析

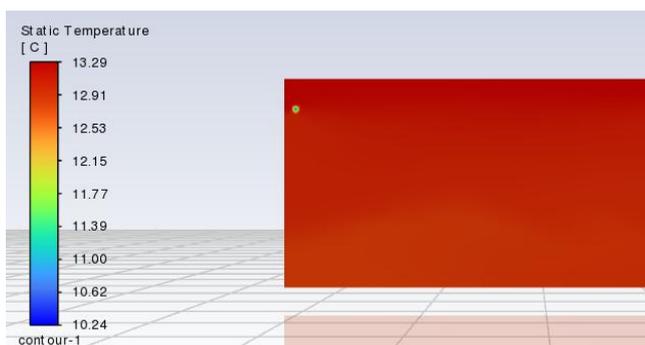
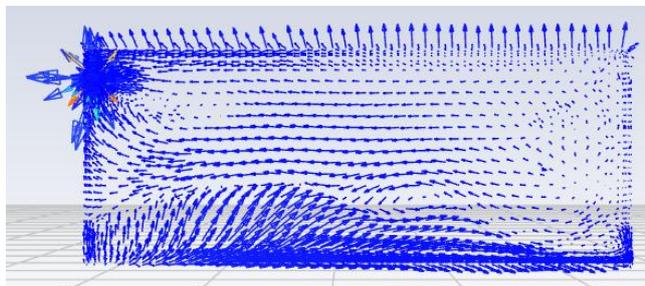
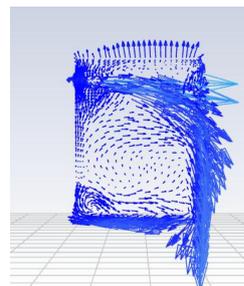


图 4 水箱仿真温度云图

Fig.4 Simulated temperature contour of the water tank



(a) 水箱正面速度矢量图



(b) 水箱侧面矢量图

图 5 充冷 6000s 时水箱矢量图

Fig.5 Vector illustration of water tank when charging and cooling 6000s

取水箱外壁面垂直向内 6cm 处作为参考面, 根据仿真温度云图 4 及矢量图 5 可以观察到冷水从入口流入水箱后在水泵及重力复合作用下做类抛物线运动流至水箱后侧壁面并随着壁面向下方流动直到水箱底面, 在水箱底部到 0.77m 处存在流向水箱前面及出口面的湍流, 随着高度的增加由湍流变为层流, 同时在入口下方及出口上方壁面处水沿壁面流动, 且这两个位置的流动将少量冷水送入层流区域, 致使水箱中出现下层温度低上层温度高的

情况。

对蓄冷水箱的主流评价标准有混合数 MIX, 半循环蓄能指数  $FOM_{1/2}$  以及哈尔滨工业大学刘宇圣<sup>[8]</sup>提出的充冷效率  $\eta$ 。其中混合数 MIX 用于评价水箱中流体的混合程度, 对于迷宫式矩形卧式水箱其分层能力差混合效果好, 在本文作为评价标准意义不大。半循环蓄能指数  $FOM_{1/2}$  定义为可用容量与理论最大蓄冷量之比。充冷效率  $\eta$ , 定义为充冷结束时可用冷水部分的冷量与充冷过程输入的总冷量之比。对于蓄冷水箱充冷效率  $\eta$  和半循环蓄能指数  $FOM_{1/2}$  能够作为蓄冷水箱的评价标准。卧式长方形水箱蓄冷 6000s 时其半循环蓄冷指数为 0.55, 充冷效率为 60%。

$$FOM_{1/2} = \frac{T_0 - T_C}{T_0 - T_{in}} \quad (9)$$

式中:  $T_0$  为充冷前水箱温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $T_C$  为充冷结束时平均水温;  $T_{in}$  为从冷水机组充入水箱的水温,  $^{\circ}\text{C}$ 。

$$\eta = \frac{V_c \rho c (T_0 - T_C)}{m t c (T_0 - T_{in})} \quad (10)$$

式中:  $V_c$  为充冷结束时冷水体积,  $\text{m}^3$ ;  $\rho$  为冷水平均密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;  $c$  为水的比热容,  $\text{J}/(\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{C})$ ;  $T_0$  为充冷前水箱温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $T_C$  为充冷结束时平均水温;  $T_{in}$  为入口温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $m$  为质量流量,  $\text{kg}/\text{s}$ ;  $t$  为充冷时间,  $\text{s}$ 。

## 2 试验验证

图 6 为试验平台原理图, 完整水蓄冷系统包括蓄冷水箱、冷水机组及中央空调组成, 其中蓄冷水箱及冷水机组位于办公楼 1 层, 空调位于 9 层。蓄冷水箱如图 7 所示, 水箱为长 5m、宽 1.5m、高 2m 的长方形水箱, 具有蓄冷和放冷两个循环, 放冷循环从 A、B、C、D 出口与 CDM10-6FSWPC 泵相连接, 可以将冷水运往位于 9 楼的办公区域, 在经过中央空调使用后, 高温回水从 G 口流回水箱。蓄冷循环从 E 出口通过 EKAC120ER1H-FPA 泵带动液体进入外部的 XSB600MHV 冷水机组该机组具有检测制冷前后水温的功能, 在降温后由 F 口流回水箱, 以便于办公楼的使用。温度传感器采用西门子公司制造的 QAE2174.010 浸入式温度传感器, 布置于水箱正视图平面右边线 2m 处, 分别距离水箱顶面自上而下 0.33m、0.85m、1.33m、1.85m 处

布置第四层、第三层、第二层、第一层温度传感器, 传感器浸入长度为 60mm, 在  $0\sim 70^{\circ}\text{C}$  时传感器精度为  $\pm 1\text{K}$ , 流量传感器采用 Supmea 公司的 U-JCS1158-ZXCN4 超声波流量计, 流量范围为  $0.01\sim 5.0\text{m}^3/\text{h}$ , 精度等级为 1 级, 位于出水管右侧同时在水箱外部铺设了一层 3cm 厚的保温材料以确保水箱的蓄冷效果。

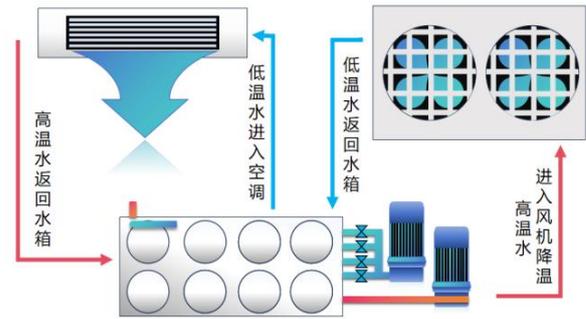


图 6 水蓄冷系统原理图

Fig.6 Schematic diagram of a water cold storage system

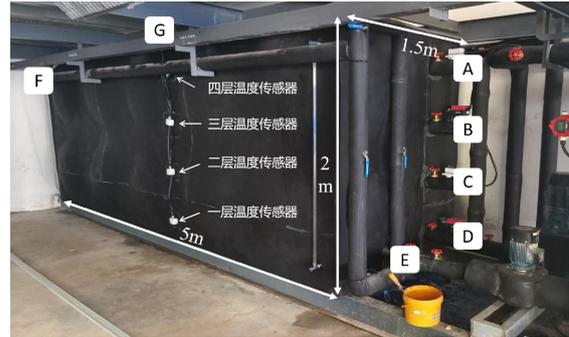


图 7 蓄水箱结构图

Fig.7 Diagram of the structure of the water storage tank

试验时间为 2024 年 9 月 19 日, 实验地点位于山东省青岛市城阳区某园区办公楼 1 层, 室内温度为  $27.74^{\circ}\text{C}$ , 室内湿度为  $86.75\text{g}/\text{m}^3$ , 考虑到蓄冷阶段通常于夜间开始, 因此将实验时间定为凌晨 2:00, 为防止人为操作造成误差, 通过 PLC 系统定时于 2:00 时启动水箱出口水泵、冷水机组、温度传感器、流量计, 并于启动前对各传感器进行校准, 且刚启动时各设备运行不稳定, 从 2:10 时实验正式开始, 水箱高温水以从 E 口经水泵送至冷水机组并在降温  $4^{\circ}\text{C}$  后送回水箱, 各条件尽量还原仿真条件, 试验结束于 3:50, 运行数据如表 2 所示。试验数据与仿真结果对比如图 8 所示, 计算不同传感器处初始状态与结束状态之间的温降作为误差计算的标准, 一层温度误差为 9.23%, 二层温度误差为

10.29%, 三层温度误差为 7.79%, 四层温度误差为 25.93%。造成误差的主要原因为试验平台初始温度状态, 参考表 1。2:10 时水箱处于初始状态, 传感器采集到的温度为随着水箱高度增加而增加的不均匀温度场, 而仿真时设置流体域温度为四个传感器采集数据的高度加权平均值 15.21℃, 导致最接

近平均值 15.21℃的第三层有 7.79%的误差, 而与 15.21℃差距最大的第四层误差达到了 25.93%。将 2:10 时的初始温度与设置的 15.21℃的温差修正到仿真结果后, 第一层误差为 3.21%, 第二层误差为 2.88%及第三层、第四层误差分别为 6.49%、8.89%, 误差均小于 10%认为仿真结果具有参考价值。

表 2 9 月 19 日试验平台运行数据

Table 2 Operational data of the test platform on September 19

时间	1 层温度/℃	2 层温度/℃	3 层温度/℃	4 层温度/℃	机组进口温度/℃	机组出口温度/℃	流量/(m <sup>3</sup> /h)
2:00	14.74	14.93	15.10	15.56	25.32	27.34	0
2:10	14.83	14.96	15.17	15.60	16.66	12.64	7.24
2:30	14.25	14.40	14.40	14.81	16.20	11.92	7.23
2:50	13.78	13.95	14.30	14.30	15.71	11.50	7.22
3:10	13.28	13.46	13.78	13.87	15.23	11.11	7.23
3:30	12.83	12.98	13.34	13.36	14.26	10.23	7.23
3:50	12.34	12.53	12.86	12.90	14.26	10.23	7.23

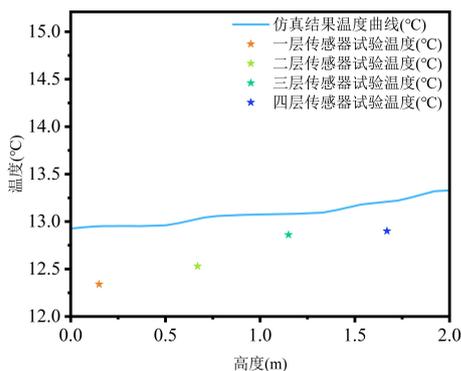


图 8 仿真与试验数据对比图

Fig.8 Comparison of simulation and test data

### 3 蓄冷水箱结构优化

通过仿真及试验结果可知, 卧式矩形水箱分层效果差, 针对该类问题工程中常见的卧式水箱的优化方法包括多蓄冷罐法和迷宫法。多蓄冷罐法通过设置多个水罐并保证中间有一个空罐, 通过空罐实现冷水热水分离, 但多蓄冷罐法存在管路布置复杂, 存在阀门数量多成本高等问题。迷宫法通过在水箱中设置隔板将大的蓄水箱分割为多个小的蓄水箱, 提高子水箱的宽径比从而实现水箱中不同温度水的高效利用。综上所述, 通过添加隔板改变水箱内冷水的流动, 使得被分割后的第一个子水箱冲冷完毕后, 冷水再流入下一个子水箱, 直至所有子水箱第一次冲冷完毕, 在冷水机组的作用下对水箱

整体进行第二次充冷。如图 9、10 所示对原三维模型进行修改, 在水箱中间加装两块、四块隔板分别于水箱底部与水箱顶部连接。

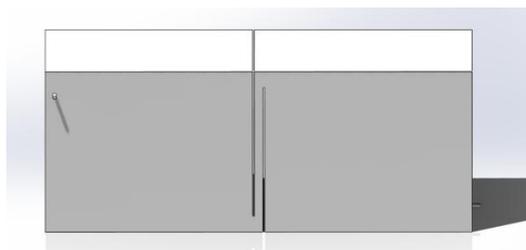


图 9 双分区迷宫水箱 3D 模型

Fig.9 3D Model of Dual-Section Labyrinth Tank

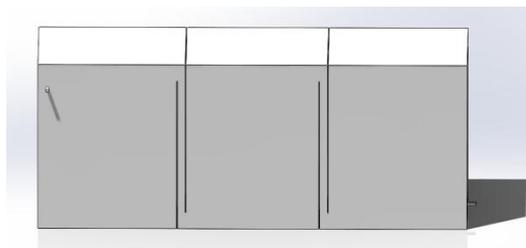


图 10 三分区迷宫水箱 3D 模型

Fig.10 3D Model of Tri-Section Labyrinth Tank

对修改后的模型进行网格划分, 对边界条件进行修改, 原模型中入口初始温度为 12.27℃, 与 15.21℃的初始水箱温度存在 2.97℃的温差。因此需要编写 udf 程序实现入口温度随出口温度的实时变化。为实现每次迭代前获取出口温度并处理后赋值给入口温度, 需要使用 adjust 函数来实现, 通过

if 函数对出口面上的网格进行遍历，得到每个出口面网格的面积进而求出口截面面积及每个出口面网格上的温度，通过式 (11) 计算得到当前时间步出口的平均温度，在编译 adjust 函数后再 hooks 选项卡 adjust 选项中选中编译的 udf 并分配内存。

$$T_{in} = \frac{\sum_0^n S_i \times t_i}{\sum_0^n S_i} \quad (11)$$

式中： $n$  为出口截面上网格数量； $S_i$  为出口界面上网格面积； $t_i$  为出口截面网格上的温度，K。

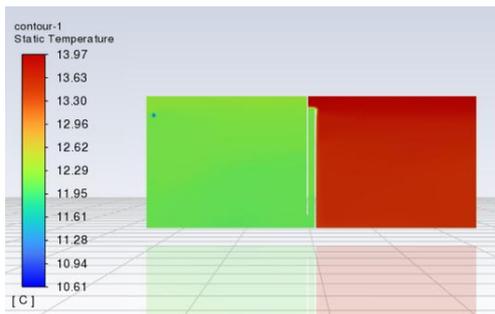


图 11 双分区迷宫水箱数值模拟温度云图

Fig.11 Temperature Contour Plot from Numerical Simulation of Dual-Section Labyrinth Tank

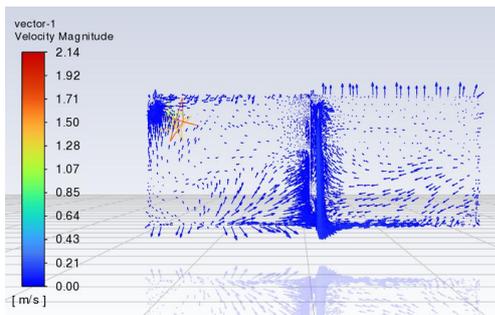


图 12 双分区迷宫水箱数值模拟速度矢量图

Fig.12 Velocity Vector Plot from Numerical Simulation of Dual-Section Labyrinth Tank

经过 6000s 的计算后，双隔板迷宫式水箱的温度云图和矢量图如图 11、12 所示，冷水从入口进入低温子水箱后在动力及重力的作用下做类抛物线运动，在接触到后水箱壁面时沿壁面向下流动。在水箱底部时沿入口到出口方向流动至隔板时，流动被隔板阻挡，在动能的影响下向上流动形成湍流，该流动状态极大优化了原本蓄水箱的分层效果，在 6000s 时实现两个子水箱之间 1.44℃~1.64℃ 温度差，增加了水蓄冷系统的灵活性，实现了根据政策及实际需要冷水的高效调用。在高

温子水箱中由于流入的低温水动量较低且流动区域较大导致低温水沿隔板向下流动，在水箱底部到 1m 区域内存在较明显的冷热水混合换热，而高温子水箱上部区域换热效率相对较差，底部和顶部之间存在 0.4℃ 温差。经计算，双隔板蓄冷水箱充冷 6000s 时，低温水子水箱半循环蓄能指数  $FOM_{1/2}$  为 0.8，高温子水箱为 0.41，且低温子水箱体积略大于高温子水箱，占据总体积 50.9%，因此双隔板蓄水箱总  $FOM_{1/2}$  为 0.60。蓄冷效率为 66.74%，且流动区域内存在的涡旋较少，保证了较高的蓄冷效率。

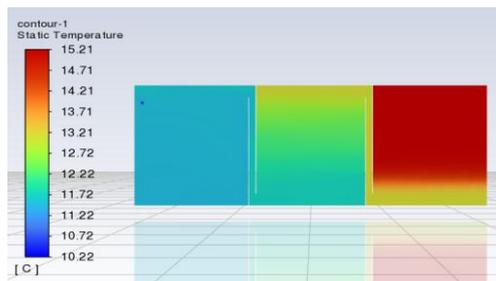


图 13 三分区迷宫水箱数值模拟温度云图

Fig.13 Temperature Contour Plot from Numerical Simulation of Tri-Section Labyrinth Tank

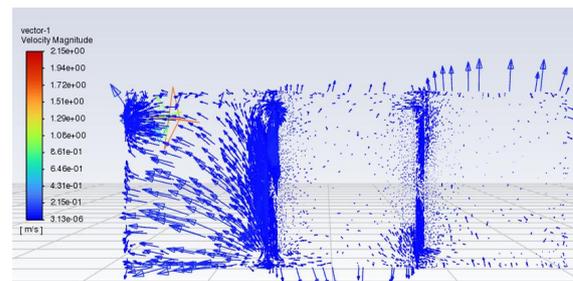


图 14 三分区迷宫水箱数值模拟速度矢量图

Fig.14 Velocity Vector Plot from Numerical Simulation of Tri-Section Labyrinth Tank

同样经过 6000s 计算后，四隔板迷宫式水箱的温度云图及速度矢量图如图 13、14 所示，冷水从入口进入低温子水箱后在动力及重力的作用下做类抛物线运动，在到达隔板时在动量的影响下向低温子水箱左上方流动，冷水热水混合后从子水箱流入两隔板间，冷水沿隔板向下流动到高温子水箱底部时形成涡旋，随后在中间子水箱形成层流向上流动，直至到达右侧隔板缺口位置流入高温水箱，沿隔板方向向下流动直至接触底面，随后沿底面流入出口。通过温度云图可清晰观察到高温水箱中上部仍保持初始设置 15.21℃，导致高温水箱中的水不

具备实用性。经计算,双隔板蓄冷水箱充冷 6000s 时,低温水子水箱半循环蓄能指数  $FOM_{1/2}$  为 0.93,中间子水箱为 0.72 高温子水箱为 0.15,低温子水箱体积占据水箱总体积 33.85%,中间水箱占比 33.85%,高温水箱占比为 32.3%,水箱总半循环蓄能指数为 0.61。蓄冷效率为 66.91%。

#### 4 结论

(1) 本文通过数值模拟的方法,分析了卧式长方形蓄冷水箱充冷状态水的流动状态和换热规律,通过搭建试验平台对仿真结果进行验证。提出了一种行之有效蓄水箱长时间蓄冷模拟仿真方法,通过模拟结果与试验结果对比,得到了误差产生的原因。确定水箱半循环蓄冷指数为 0.55,蓄冷效率为 60%。

(2) 通过平台试验及数值模拟揭示了卧式长方形蓄冷水箱充冷状态水的流动状态和换热机理,对卧式长方形蓄水箱结构进行优化,通过隔板改变冷水在蓄水箱中的流动状态。本文设计了双分区迷宫蓄冷水箱,通过数值模拟发现双分区迷宫蓄冷水箱总半循环蓄冷指数为 0.60。蓄冷效率为 66.74%,相较于原水箱半循环蓄冷指数提升 9.1%,蓄冷效率提升了 11.23%。

(3) 本文在双分区迷宫蓄冷水箱的基础上,对三分区迷宫蓄冷水箱进行了数值模拟,通过计算三分区迷宫蓄冷水箱半循环蓄冷指数为 0.61。蓄冷效率为 66.91%,相较于原水箱半循环蓄冷指数提升 10.9%,蓄冷效率提升了 11.52%。

#### 参考文献:

- [1] 常春,徐啸宇,郑嘉盈,等.面向电网调峰的盘管式冰蓄冷空调技术研究[J].中国电机工程学报,2024,44(12):4799-4815.
- [2] 杨晋,殷勇高.空调蓄冷用相变材料的研究进展[J].制冷学报,2022,43(3):37-44.
- [3] 宣子杰,江燕涛,王路路.相变蓄冷技术在小型设备的应用和研究进展[J].制冷与空调,2020,34(5):558-564.
- [4] 汪向磊,王文梅,曹和平,等.蓄冷技术现状及研究进展[J].山西化工,2016,36(1):34-40.
- [5] 方贵银.空调水蓄冷温度分层动态特性研究[J].四川制冷,1999,(2):7-10.
- [6] A Zachár, I Farkas, F Szlivka. Numerical analyses of the impact of plates for thermal stratification inside a storage tank with upper and lower inlet flows[J]. Solar Energy, 2003,74(4).
- [7] T Bouhal, S Fertahi, Y Agrouaz, et al. Numerical modeling and optimization of thermal stratification in solar hot water storage tanks for domestic applications: CFD study[J]. Solar Energy, 2017,157:441-455.
- [8] 刘宇圣.自然分层型水蓄冷槽性能的模拟研究[D].哈尔滨工业大学,2018.
- [9] Mohammad R A, Hassan B T, Morteza S. Numerical and experimental study of inlet-outlet locations effect in horizontal storage tank of solar water heater[J]. Sustainable Energy Technologies and Assessments, 2018,25:181-190.
- [10] XU X Y, CHANG C, DONG J S, et al. Qiang Yu, Analysis and optimization of thermal storage performance of single tank thermocline layer with built-in insulation board[J]. Journal of Energy Storage, 2024,97:112712.
- [11] 郭俊飞,卿德藩,倪浪,等.基于 NSGA-II和 BP 神经网络的螺旋板式换热器多目标优化[J].制冷与空调,2024,38(2):161-167.
- [12] 施淳予,狄育慧,蒋婧,等.应用于温室大棚的空气源热泵优化研究[J].制冷与空调,2022,36(6):897-902.