

DOI: 10.12096/j.2096-4528.pgt.19043

基于堆积床相变蓄热的模型验证及堆积优化

翟融融, 王玉龙, 吴昊

(华北电力大学能源动力与机械工程学院, 北京市昌平区 102206)

Model Validation and Stacking Optimization Based on Packed Bed Phase Change Thermal Storage

ZHAI Rongrong, WANG Yulong, WU Hao

(School of Energy Power and Mechanical Engineering, North China Electric Power University, Changping District, Beijing 102206, China)

摘要: 针对堆积床相变蓄热罐, 建立二维非稳态连续固相模型, 对其蓄热特性进行数值研究。通过模拟结果揭示了蓄热过程中斜温层的变化情况以及换热温差分布状态。探究了初始温度、传热流体进口温度、相变胶囊直径对蓄热性能的影响, 并将所得结果与已有文献进行对比验证。为进一步提高堆积率, 结合颗粒堆积理论, 提出颗粒直径服从 Alfred 分布的堆积优化方案。模拟结果显示, 该优化方式在蓄热时间少量增加的情况下能显著提高蓄热量, 具有很好的优化效果。

关键词: 储能; 相变蓄热; 多孔介质; 斜温层; 最密堆积

ABSTRACT: A two-dimensional unsteady continuous solid phase model was established for the packed bed phase change thermal storage tank, and its thermal storage performance was numerically studied. The simulation results reveal the change of thermocline and the distribution state of heat transfer temperature difference during thermal storage. The influence of the initial temperatures, inlet temperatures and phase change capsule diameters on the thermal storage performance were investigated, the results were compared with the existing literature for verification. In order to further improve the packing rate, this paper puts forward the packing optimization scheme of particle diameter obeying Alfred distribution in combination with the theory of particle accumulation. According to the calculation results, this optimization method significantly improves thermal storage under the condition of a small increase in thermal storage time, and has a good optimization effect.

基金项目: 国家重点基础研究发展计划项目(2015CB251505); 国家自然科学基金项目(KZ17010122)。

Project Supported by National Basic Research Program of China (2015CB251505); National Natural Science Foundation of China (KZ17010122).

KEY WORDS: energy storage; phase change thermal storage; porous medium; thermocline; closet packing

0 引言

根据中国电力企业联合会发布的《中国电力行业年度发展报告 2018》^[1], 2017 年风电装机容量为 16 325 万 kW, 比上年增长了 10.7%; 太阳能发电 12 942 万 kW, 比上年增长了 69.6%。风电和太阳能发电装机容量增速较快, 但是由于风电和太阳能发电存在波动性和间歇性, 设备利用小时数较低, 尚不能合理匹配发电量与用户需求。在这种背景下, 发展储能就显得尤为重要^[2-4]。

目前, 主要的储能方式有以下 4 种^[5]: 1) 物理储能, 包括抽水蓄能、压缩空气储能、飞轮储能等; 2) 电磁储能, 包括超导储能、超级电容储能、电容储能等; 3) 电化学储能, 包括铅酸、镍氢、镍铬、锂离子、液流电池等; 4) 蓄热储能, 包括显热蓄热、相变蓄热、热化学储热等。

蓄热储能与其他 3 种储能方式相比成本较低, 并且该储能方式可用于发电流程中, 可避免电能转化为其他形式能量时带来的能量品位降低问题, 因此广泛应用于光热电站, 以实现稳定连续发电。当前国内外显热蓄热技术已较为成熟, 但蓄热密度低, 系统体积大, 造成的热损失较多, 而且显热系统换热过程中温度连续变化, 不利于系统温度的控制及热能有效利用。而相变蓄热热量储存密度高, 发生相变时温度几乎不变, 有利于控制系统温度与负载相互配合, 在光热发电及

其他工业应用中具有广泛的应用前景。

目前,国内外学者对于堆积床蓄热,相变蓄热逐步展开研究,Pacheco等^[6]首次对槽式太阳能电站的堆积床蓄热装置进行了实验研究,以熔融盐为传热流体探索斜温层的移动规律,分析了蓄热罐不同填充介质的成本。Marti等^[7]对以空气为传热流体的斜温层堆积床蓄热系统的焓效率和材料成本进行了优化。Wang等^[8]建立了堆积床蓄热罐入流与出流之间的热前缘传播和非平衡质量流量表达式,并对其进行了实验验证。对堆积床蓄热的数值模拟方法主要有舒曼模型^[9]、混合扩散-中心对称模型、连续固相模型,上述3种模型适用于大部分堆积床蓄热的求解。Xia等^[10]提出了一种称为有效填充床的模型,但该模型不适用于相变胶囊较多的情况。Yang等^[11]基于塔式熔盐电站对堆积床蓄热罐进行了数值模拟与实验研究,提出了斜温层蓄热罐的设计方法。2019年,Shobhana等^[12]修正了舒曼模型,并模拟了流体固体两相能量平衡的储能瞬态行为。

对于相变蓄热,Morrison等^[13]提出,相变材料蓄热密度比沙砾高5~7倍,用于蓄热系统可大幅度减小蓄热设备容积。Ghoneim^[14]对显热蓄热和相变蓄热进行对比,阐述了相变蓄热的优势。Hoshi等^[15]提出了根据相变温度对相变材料分类的标准。Senthil等^[16]采用石蜡相变球形胶囊作为储存单元,研究了最大强度下的堆积床蓄热单元的蓄热情况。颗粒尺寸连续分布方面,较为经典的是Andreasen分布模型以及Alfred粒度分布模型^[17]。张荣曾^[18]提出了“隔级堆积理论”,为Andreasen粒度分布模型和Alfred粒度分布模型最优模型参数的推导提供了解析求解方法。李良星等^[19]对不同直径颗粒堆积形成的多孔介质有效直径的选取准则进行了研究,通过实验结果与计算结果比对,提出了在不同雷诺数下有效直径的选取准则。目前对于堆积床蓄热系统的研究,大部分是集中在等直径颗粒随机堆积,而对于相变颗粒堆积状态对蓄热性能影响的研究则很少。

为此,本文探讨了相变颗粒堆积状态对蓄热性能的影响,对堆积床蓄热罐进行了建模,并与已有文献进行对比验证,模拟了初始温度、进口

温度和相变胶囊直径对蓄热性能的影响,在此前提下,研究了相变胶囊直径非均匀分布对蓄热系统的优化效果和蓄热特性。

1 堆积床蓄热模型建立

本文以用于光热电站的堆积床相变蓄热罐为研究对象,如图1所示,罐体为圆柱形,内部充满了封装有相变材料的球形胶囊,传热流体为熔融盐,熔融盐从相变胶囊之间的间隙流过,与相变材料换热^[20]。

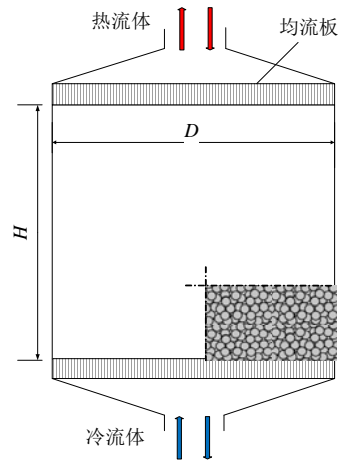


图1 堆积床蓄热罐示意图

Fig. 1 Sketch diagram of packed bed heat thermal storage tank

堆积床区域高度为8 m,直径为10 m,由直径相等的相变胶囊随机堆积而成,孔隙率为0.36,相变胶囊的直径为0.03 m,传热流体进口质量流速为85 kg/s。该蓄热器的工作温度区间为288~565 ℃,蓄热开始前,罐内充满与相变材料温度相同的低温熔融盐;蓄热开始后,高温熔融盐从上端进入加热相变材料,直到相变材料全部融化,温度达到最高,蓄热过程结束。传热流体选用质量分数60%NaNO₃、40%KNO₃的熔融盐,相变材料由质量分数59.98%MgCl₂、20.42%KCl、19.6%NaCl组成,传热流体及相变材料的物性参数见表1。

本文基于以下假设对该问题建模与求解:

1) 蓄热罐壁面很薄且绝热,不考虑蓄热罐顶部和底部的热损失,相变胶囊的封装材料厚度很薄,且热阻很小,可忽略不计。

2) 传热流体为不可压缩流体,层流流动,因

表1 相变材料和传热流体热物理性质

Tab.1 Thermophysical properties of phase change materials and heat transfer fluid

参数	相变材料	传热流体
熔化温度/°C	382.1	—
凝固温度/°C	390.9	—
相变潜热/(kJ·kg ⁻¹)	183.7	—
固相密度/(kg·m ⁻³)	2 118	—
液相密度/(kg·m ⁻³)	1 607	1 819
固相导热率/(W·m ⁻¹ ·K ⁻¹)	1.0	—
液相导热率/(W·m ⁻¹ ·K ⁻¹)	1.00	0.52
固相比热容/(J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹)	928	—
液相比热容/(J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹)	1 035.00	1 369.64
动力黏度/(kg·m ⁻¹ ·s ⁻¹)	—	1.59×10 ⁻³

熔融盐热物性随温度变化很小，所以将其视为常数，选温度上下限平均值对应的传热流体热物性进行计算。

3) 均流板设计合理，传热流体速度和温度在蓄热罐径向截面上均匀分布。

4) 填充床为连续、均匀、各向同性多孔介质。

5) 蓄热罐辐射传热非常小，可忽略辐射传热。

本文建立二维非稳态连续固相模型对问题进行求解，数学模型如下。

连续性方程：

$$\frac{\partial(\varepsilon\rho_f)}{\partial t} + \nabla \cdot [\rho_f \bar{\mu}] = 0 \quad (1)$$

式中： ε 为堆积床孔隙率； ρ_f 为传热流体密度； $\bar{\mu}$ 为流体表观速度。

动量方程^[9]：

$$\frac{\partial(\rho_f \bar{\mu})}{\partial(\varepsilon t)} + \frac{\nabla[\rho_f \bar{\mu} \bar{\mu}]}{\varepsilon^2} = \nabla(\eta \nabla \bar{\mu}) - \nabla p + \rho_f \bar{g} - \left(\frac{\mu}{K} + \frac{C_F \rho}{\sqrt{K}} |\bar{\mu}|\right) \bar{\mu} \quad (2)$$

式中： η 为流体动力黏度； \bar{g} 为重力加速度； K 为表征多孔介质内部渗透性系数； C_F 为多孔介质惯性阻力系数； p 为流体压力； ρ 为流体密度。

其中， K 和 C_F 的计算公式^[21]分别为：

$$K = \frac{d_p^2 \varepsilon^3}{150(1-\varepsilon)^2} \quad (3)$$

$$C_F = \frac{1.75}{\sqrt{150\varepsilon^3}} \quad (4)$$

式中 d_p 为相变胶囊直径。

传热流体能量方程：

$$\frac{\partial(\varepsilon\rho_f c_f T_f)}{\partial t} + \nabla \cdot [\rho_f c_f \bar{\mu} T_f] = \nabla \cdot (\Gamma_{f,\text{eff}} \nabla T_f) + h_v(T_s - T_f) \quad (5)$$

式中： c_f 为传热流体比热容； T_f 为传热流体温度； T_s 为相变材料温度； $\Gamma_{f,\text{eff}}$ 为传热流体有效热导率，可通过经验公式求得； h_v 为传热流体和相变材料之间的体积换热系数。

$\Gamma_{f,\text{eff}}$ 和 h_v 的表达式^[18]分别为：

$$\Gamma_{f,\text{eff}} = \varepsilon k_f \quad (6)$$

$$h_v = \frac{6(1-\varepsilon)k_f(2+1.1Re_p^{0.6}Pr^{1/3})}{d_p^2} \quad (7)$$

式中： k_f 为传热流体热导率； Re 为雷诺数，

$$Re_p = \frac{\rho_f d_p |\bar{\mu}|}{\eta}; Pr \text{ 为普朗特数, } Pr = c_f \eta / k_f。$$

相变材料能量方程^[21]：

$$\frac{\partial((1-\varepsilon)\rho_s c_s T_s)}{\partial t} = \nabla \cdot (\Gamma_{s,\text{eff}} \nabla T_s) - h_v(T_s - T_f) \quad (8)$$

$$\Gamma_{s,\text{eff}} = (1-\varepsilon)k_s \quad (9)$$

式中： ρ_s 为相变材料密度； c_s 为相变材料比热容； k_s 为相变材料热导率。

边界条件及初始条件：

当 $t=0$ 时，

$$T_f = T_s = T_{\text{ini}}, 0 \leq x \leq H \quad (10)$$

当 $t>0$ 时，传热流体区域：

$$\frac{\partial T_f}{\partial x} = 0, x = 0 \quad (11)$$

$$T_f = T_{\text{ini}}, x = H \quad (12)$$

相变材料区域：

$$\frac{\partial T_s}{\partial x} = 0, x = 0 \quad (13)$$

$$\frac{\partial T_s}{\partial x} = 0, x = H \quad (14)$$

2 结果分析

2.1 模型验证

为验证模型正确性，将该模型计算结果与文献[22]的结果进行了比对，如图2所示，从图2中可以看出，在不同的蓄热器高度，本文计算结

果与文献[22]结果都能很好地吻合,说明本文所建立的数学模型能够可靠计算堆积床流动和换热问题。

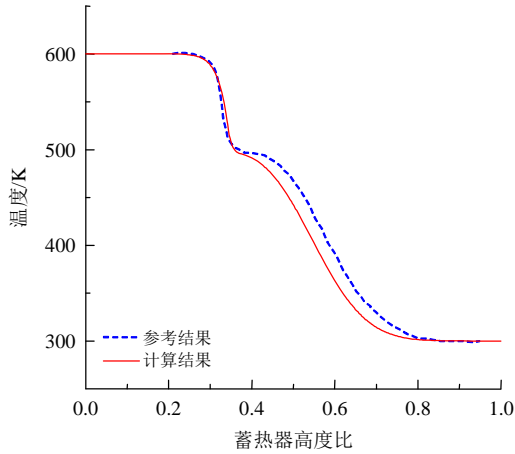


图2 本文模拟结果与文献[22]结果比对

Fig. 2 Comparison of simulation results and literature [22] results

本文使用 ANSYS 软件对数学模型进行求解,网格的划分和时间步长的选取对计算结果有一定的影响,为验证网格和时间步长的独立性,在额定工况下分别选用网格数为4000、16000、64000的模型,时间步长分别选取5、10、20s进行计算,对罐体高度 $H=4\text{ m}$ 处传热流体温度随时间变化的曲线进行对比,结果如图3、4所示。从图3、4中可以看出,选取不同网格数和时间步长,其计算结果基本重合。因此,上述网格系统及时间步长被认为是独立的,综合考虑计算精度和计算时间,网格数选取4000,时间步长选取10s。

2.2 模拟结果分析

2.2.1 堆积床相变蓄热性能

蓄热过程中传热流体温度分布云图如图5所示。在传热过程中,热流体和冷流体之间存在一个温度梯度较大的斜温层,这是由传热流体密度、温度差异而形成的。斜温层的形成还与传热流体流动状态有关,蓄热罐顶端和底端装有均流板,保证流体速度在罐体径向截面上均匀分布,严格控制流体流速,保持较小流速以使流体流动状态为层流,合理堆积内部填充材料并加装成层原件,这些条件都有利于形成稳定的斜温层。如果流体流动存在较大扰动,则可能破坏斜温层,影响蓄

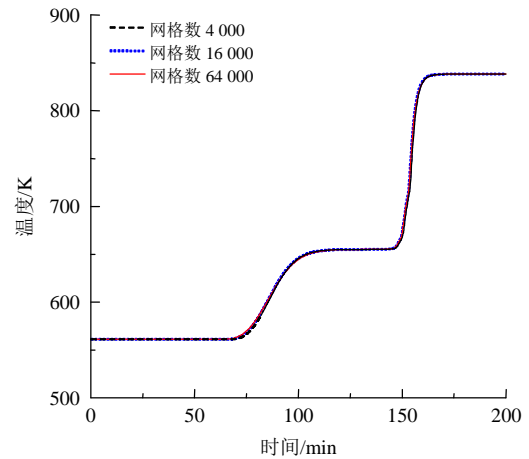


图3 网格独立性验证

Fig. 3 Grid independence verification

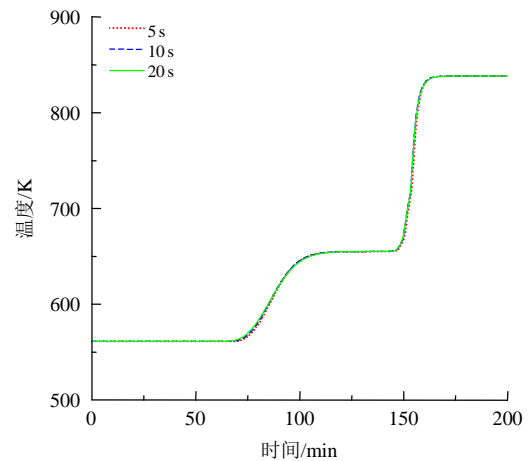


图4 时间步长独立性验证

Fig. 4 Time step independence verification

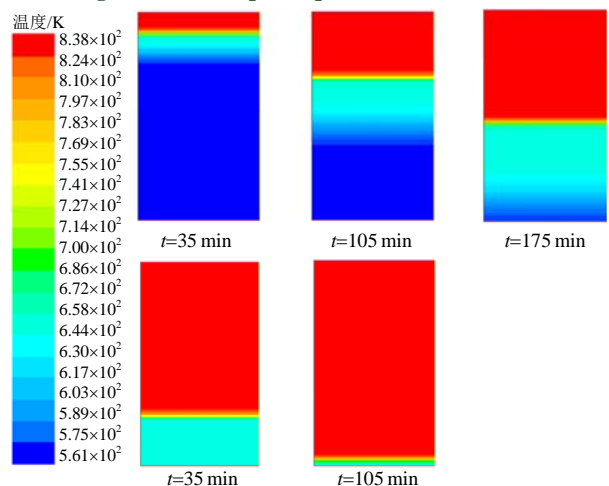


图5 蓄热过程传热流体温度分布云图

Fig. 5 Diagram of temperature distribution of heat transfer fluid in heat storage process

热效果。斜温层可以隔离高低温流体,斜温层上方为高温流体,下方为低温流体,随着高温流体

不断进入、低温流体不断抽出，斜温层逐渐向下移动。在斜温层到达罐底部之前，传热流体出口温度保持恒定，斜温层移动到罐底部之后，传热流体出口温度产生较大的变化。

由图 5 可见，堆积床相变蓄热过程为：蓄热开始前，罐内充满低温传热流体和相变胶囊，两者温度相等；蓄热开始后，热流体从罐顶端进入，与冷流体一起流动并形成斜温层，斜温层部分及斜温层上方传热流体和相变胶囊之间产生温差，从而开始换热，斜温层下方传热流体与相变胶囊之间尚未开始换热；由于传热流体的流动以及罐内耦合换热过程，斜温层不断向下移动且厚度逐渐增大，斜温层到达蓄热罐下端后，传热流体出口温度不再保持恒定，开始上升，直至蓄热罐内全部为高温传热流体，斜温层消失，相变材料温度达到工作温度上限，蓄热过程结束。

2.2.2 初始温度对蓄热性能的影响

模型其他参数不变，分别选取蓄热罐初始温度为 400、461、561 K 进行计算，研究蓄热罐初始温度对蓄热性能的影响。图 6 为蓄热时间 100 min 时，不同初始温度对应的传热流体温度在蓄热罐高度方向上的分布曲线。从图 6 中可以看出，不同初始温度下，曲线前半段基本重合，初始温度对传热流体温度轴向分布的影响主要体现在曲线后半段，对应相变材料熔化前的显热蓄热阶段。初始温度越高，相变段距离越大，但变化幅度较小。初始温度不会影响蓄热罐斜温层厚度。

图 7 为在罐高 4 m 处，不同初始温度对应的传热流体温度随时间变化曲线。从图 7 中可以看出，在不同初始温度下，传热流体温度开始上升的时刻基本相同，且基本同时刻达到相变材料熔化温度。但初始温度越高，传热温差越小，说明换热速率较慢。相变材料熔化阶段及熔化后的升温阶段不受初始温度的影响。

图 8 为不同初始温度时系统蓄热量随时间变化曲线，从图 8 中可以看出，初始温度越低，曲线斜率越大，说明换热较快，这是因为换热过程中温差较大，导致换热速率增加。中间阶段 3 条曲线斜率相近，这一阶段处于相变换热阶段，传热流体和相变材料温度恒定，换热速率不受初始

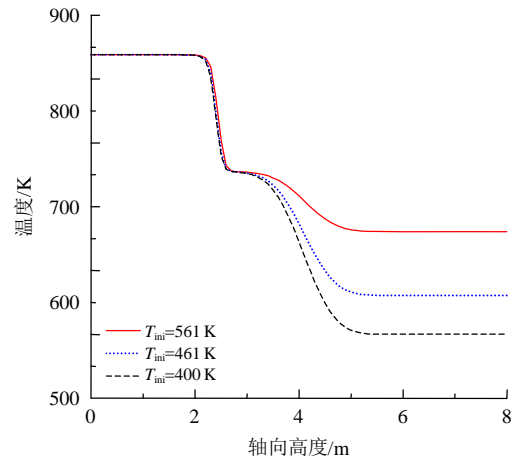


图 6 不同初始温度下传热流体温度随空间分布曲线

Fig. 6 Distribution curve of heat transfer fluid temperature with space at different initial temperatures

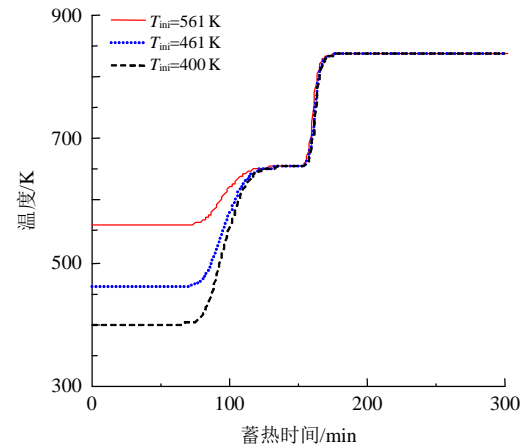


图 7 不同初始温度下传热流体温度随时间变化曲线

Fig. 7 Varying curve of heat transfer fluid temperature with time at different initial temperatures

温度影响。蓄热罐初始温度对系统蓄热量影响较大，但蓄热时间基本相同，当初始温度为 561、461、400 K 时，对应的蓄热量分别为 98.5、117.6、129.3 MW·h。

2.2.3 传热流体进口温度对蓄热性能的影响

模型其他参数不变，分别选取传热流体进口温度为 738、838、938 K 进行计算，研究传热流体进口温度对蓄热性能的影响。图 9 为蓄热时间为 100 min 时，不同进口温度下传热流体温度在蓄热罐高度方向上的分布曲线。从图 9 中可以看出，传热流体进口温度的变化会影响传热流体温度在罐高方向上的温度分布，3 条曲线在 3~8 m 之间重合，进口温度对蓄热过程的影响主要体现在相变材料熔化阶段和熔化后的显热蓄热阶段。进口温度越高，靠近进口处的高温段长度越长，相变

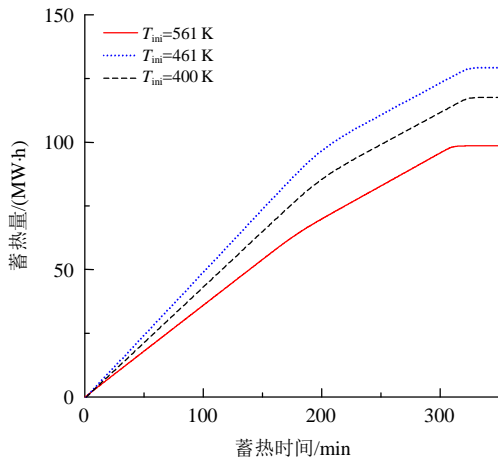


图 8 不同初始温度时蓄热量随时间的变化曲线
Fig. 8 Varying curve of thermal storage with time at different initial temperatures

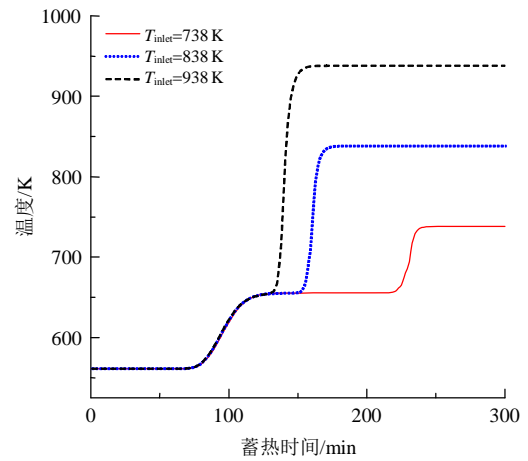


图 10 不同进口温度下传热流体温度随时间变化曲线
Fig. 10 Varying curve of heat transfer fluid temperature with time at different inlet temperatures

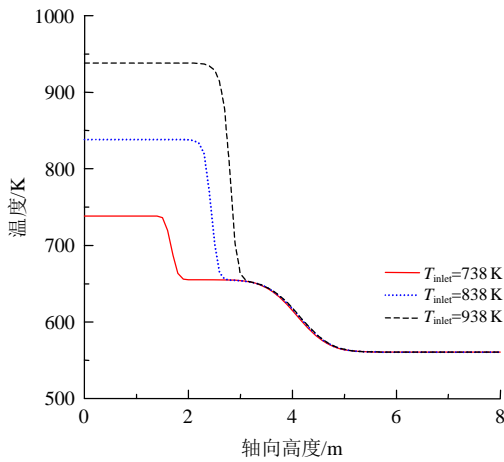


图 9 不同进口温度下传热流体温度随空间分布曲线
Fig. 9 Distribution curve of heat transfer fluid temperature with space at different inlet temperatures
段的长度越短, 可见提高传热流体进口温度可以减小斜温层厚度。

图 10 为在罐高 4 m 处, 不同传热流体进口温度对应的传热流体温度随时间变化曲线。可以看出 3 种不同传热流体进口温度下, 相变材料熔化前的升温阶段基本相同, 进口温度越高, 相变所需时间越短, 这是因为随进口温度提高, 进口温度和相变材料熔化温度之间温差增大, 换热效果增强。

图 11 为不同传热流体进口温度对应的系统蓄热量随时间变化关系曲线。可以看出进口温度较低时, 蓄热量在显热蓄热和相变换热阶段斜率都较小, 这是因为换热过程中温差小, 相变时间较长, 换热量较小。当进口温度升高时, 曲线斜

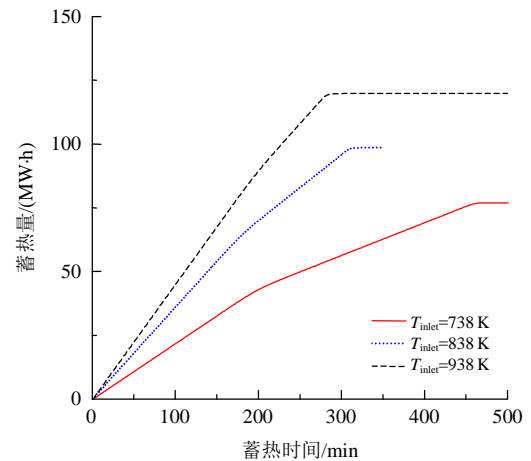


图 11 不同进口温度时蓄热量随时间的变化曲线
Fig. 11 Varying curve of thermal storage with time at different inlet temperatures

率增大, 在较短时间内达到最大蓄热量。进口温度分别为 738、838、938 K 时, 相对应的系统最大蓄热量分别为 76.9、98.5、119.8 MW·h, 蓄热时间分别为 473、318、298 min, 可见提高传热流体进口温度不仅可以减少蓄热时间, 同时还可以提高系统蓄热量。

2.2.4 相变胶囊直径对蓄热性能的影响

模型其他参数不变, 分别选取相变胶囊直径为 0.02、0.03、0.04、0.10 m 进行计算, 研究相变胶囊直径对蓄热性能的影响。计算结果如图 12—14 所示。可以看出, 相变胶囊直径对蓄热性能的影响较小, 而且更为复杂, 蓄热性能变化的趋势并不随相变胶囊直径单调变化。这主要是因为相变胶囊直径从流动阻力和换热系数 2 方面影响蓄

热性能，减小相变胶囊直径后，传热流体的黏性阻力和惯性阻力增大，换热效果被减弱；而另一方面，堆积床的比表面积和面对流换热系数随相变胶囊直径减小而增大，换热效果增强。2 个方面的影响相互抵消，影响较大的占主导作用。

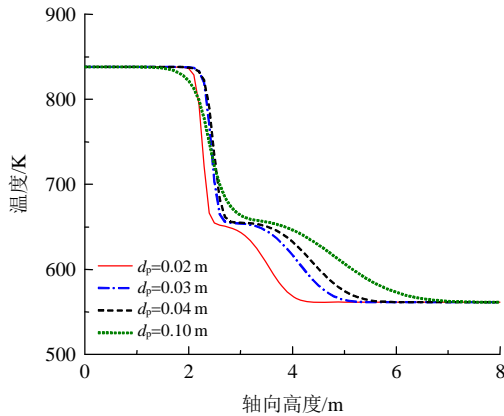


图 12 不同相变胶囊直径下传热流体温度随空间分布曲线

Fig. 12 Distribution curve of heat transfer fluid temperature with space under different phase change capsule diameters

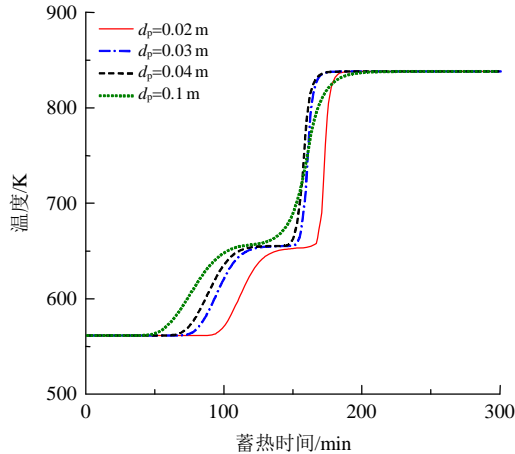


图 13 不同相变胶囊直径下传热流体温度随时间变化曲线

Fig. 13 Varying curve of heat transfer fluid temperature with time under different phase change capsule diameters

3 基于粒径连续分布的相变胶囊堆积优化

3.1 颗粒堆积性质

堆积床由大量的球形相变胶囊颗粒堆积而成。颗粒的堆积性质是指在堆积床体内，颗粒的空间排布状态及其结构特性。表征颗粒堆积性质

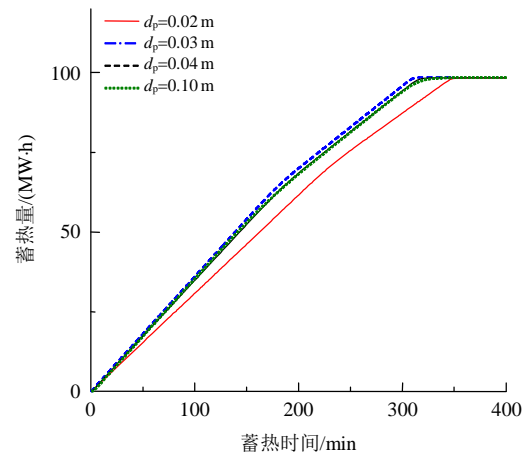


图 14 不同相变胶囊直径时蓄热量随时间变化曲线

Fig. 14 Varying curve of heat transfer fluid temperature with time under different phase change capsule diameters

的主要参数有孔隙率、堆积率、配位数、比表面积、粒孔比等。堆积率是堆积床中颗粒所占体积分数，与孔隙率相加等于 1；配位数是某个颗粒与周围颗粒相接触点的数量；粒孔比是颗粒直径与颗粒堆积形成的孔隙直径的比值。

3.1.1 等直径颗粒堆积性质

颗粒随机堆积的情况下，堆积床内部颗粒排列不规则，不同的颗粒配位数不同，床体孔隙率取决于堆积床形成时的倾倒方式，如表 2 所示。颗粒规则排列情况下，孔隙率与颗粒直径无关，取决于排列方式。主要有以下 4 种排列方式：立方堆积、正斜方堆积(也称六方堆积)、楔形四面体堆积、菱面体堆积。不同堆积方式的配位数、堆积率及孔隙率如表 3 所示，可以看出，菱面体堆积方式堆积率最大，立方堆积方式堆积率最小。

表 2 倾倒方式对孔隙率的影响

Tab. 2 Effect of dumping mode on porosity

填充方式	倾倒方式	平均孔隙率
随机密填充	把球形颗粒倒入一个容器中，并振动容器	0.359~0.375
随机倾倒填充	把球形颗粒倒入一个容器中，相当于工业中常见的卸出粉料和散袋物料的操作	0.375~0.391
随机疏填充	把一堆疏松的球形颗粒放入一个容器内，或让这些颗粒逐个滚入	0.40~0.41
随机极疏填充	把流化床内流体的速度缓慢地降到零	0.44

表 3 堆积方式对孔隙率的影响

Tab. 3 Effect of accumulation mode on porosity

堆积方式	配位数	堆积率	孔隙率
立方堆积	6	$\pi/6$	0.476 5
正斜方堆积	8	$\frac{\pi}{6}\sqrt{3}$	0.395 5
楔形四面体堆积	10	$\frac{\pi}{6}(\frac{2}{\sqrt{3}})^2$	0.309 1
菱面体堆积	12	$\frac{\pi}{6}\sqrt{2}$	0.259 5

3.1.2 异径颗粒堆积性质

多种离散粒径颗粒混合堆积时，堆积性质主要取决于粒孔比和每种直径颗粒的相对数量。在小颗粒粒径小于大颗粒之间的孔隙时，即在大小颗粒直径比大于大颗粒粒孔比的条件下，小颗粒可填充到大颗粒之间的孔隙中，这有利于提高堆积床的堆积率。要描述粒径连续分布堆积系的堆积性质，就必须先建立描述其粒径分布的数学模型。最早提出粒径连续分布堆积理论的是 Andreasen，Andreasen 把粒径分布描述为相同的分布形式，即“统计类似”，颗粒直径大小不影响其分布规律，颗粒堆积系内大颗粒的体积为小颗粒体积总量的恒定比例，表述这种粒径分布规律的数学方程式^[23]如下：

$$y = \left(\frac{d}{d_L}\right)^n \quad (15)$$

式中： y 为筛下累积体积分数，即所有直径小于 d 颗粒的体积含量； d 为颗粒直径； d_L 为堆积系中最大颗粒直径； n 为粒径分布模型参数，与颗粒堆积排列方式有关。

式(15)描述了最小颗粒直径无限小时的理想粒径分布情况，而在实际系统中，最小颗粒直径不可能无限小，因此 Alfred 大学的 Dinger 和 Funk 在 Andreasen 方程的基础上引入最小颗粒直径进行修正，建立 Alfred 方程^[20]：

$$y = \frac{d^n - d_s^n}{d_L^n - d_s^n} \quad (16)$$

式中 d_s 为堆积系中最小颗粒直径。

Alfred 分布中的最小颗粒直径越小，分布模型就越接近 Andreasen 分布，Alfred 可看作是加入最小颗粒直径 d_s 的 Andreasen 分布，两者本质相同。理想情况下，对于 d_L 和 d_s 确定的 Alfred

粒径分布模型，Andreasen 方程中与此 d_s 相对应的筛下累积体积百分数即为该分布的孔隙率。可通过式(17)计算 Alfred 分布的孔隙率^[14]：

$$\varepsilon = \left(\frac{d_s}{d_L}\right)^{n_{opt}} \quad (17)$$

式中 n_{opt} 为堆积率最大时对应的最优粒径分布模型参数。

根据张荣曾^[18]提出的“隔级堆积理论”，考虑直径连续分布颗粒体系在空间内最密排列方式，可用解析法求出最优粒径分布模型参数 $n_{opt}=0.36$ ，与 Dinger 等人的计算结果和 Andreasen 的实验结果一致。

3.2 模型建立

建立 3 种相变胶囊堆积方案，以研究在额定传热流体质量流速、进口温度、初始温度条件下堆积方式对蓄热性能的优化效果。方案 1，等直径相变胶囊随机堆积方式；方案 2，等直径相变胶囊菱面体最密堆积方式；方案 3，相变胶囊直径服从 Alfred 分布，模型参数为 0.36 的最密堆积方式。

3 种方案排布如图 15 所示。3 种方案参数如表 4 所示，可以看出方案 3 的相变胶囊体积加权平均直径为 0.0326 m，近似等于其他 2 种方案颗粒直径，所以认为 3 种方案具有可比性。

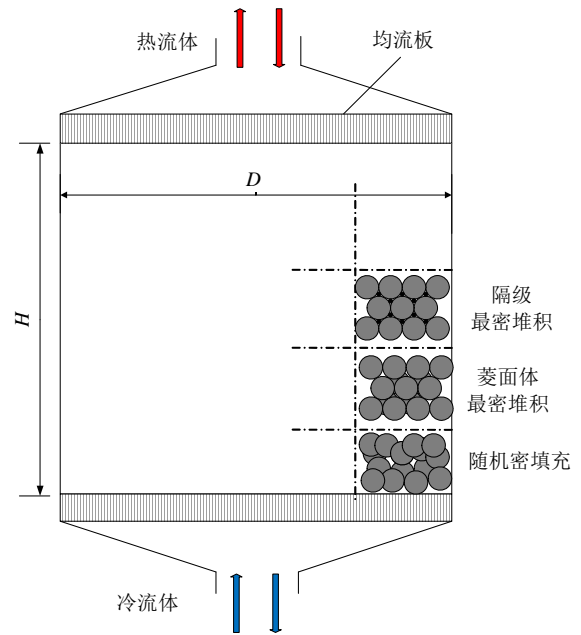


图 15 3 种方案排布图

Fig. 15 Arrangement of three schemes

表 4 3种方案的参数

Tab. 4 Parameters of the three schemes

参数	方案 1	方案 2	方案 3
堆积方式	随机密填充	菱面体最密堆积	隔级最密堆积
颗粒直径/m	0.030	0.030	0.001~0.100
孔隙率	0.36	0.26	0.19
体积加权平均直径/m	—	—	0.032 6

3.3 模拟结果及分析

3种方案蓄热量随时间变化的曲线如图 16 所示, 3种方案的蓄热量分别为 98.5、113.9、124.6 MW·h, 蓄热时间分别为 318、332、357 min。与方案 1 相比, 方案 2 采取等直径相变胶囊最密堆积可使蓄热量提高 15.63%, 而蓄热时间仅增加了 4.4%, 对于该优化方式, 蓄热量的提高已达到上限, 因为相变胶囊直径相等, 堆积率无法继续增加; 方案 3 采取不同直径相变胶囊堆积方式可使蓄热量提高 26.5%, 蓄热时间仅增加 12.26%, 在蓄热罐容积不变的情况下, 显著提高蓄热量, 而且该优化方法可通过调整粒径分布进一步提高蓄热量。

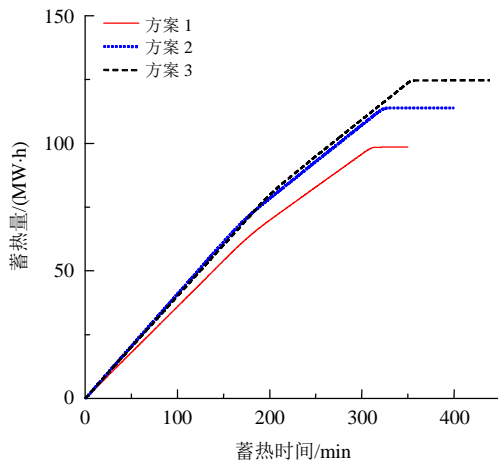


图 16 系统蓄热量随时间变化曲线

Fig. 16 Varying curve of thermal storage with time

图 16 中曲线的斜率表示蓄热速率, 由图 16 可以看出, 方案 2 和方案 3 的蓄热速率较为接近, 均大于方案 1 的蓄热速率。蓄热时间小于 200 min 时, 方案 2 蓄热速率稍大于方案 3, 蓄热时间大于 200 min 之后, 方案 3 蓄热速率较大。3种方案平均蓄热速率如图 17 所示。

综上所述, 方案 2 和方案 3 的堆积优化方式

不仅可以增加蓄热系统的蓄热量, 还可以强化传热, 提高蓄热系统平均蓄热速率, 减少储存单位热量所需的时间。

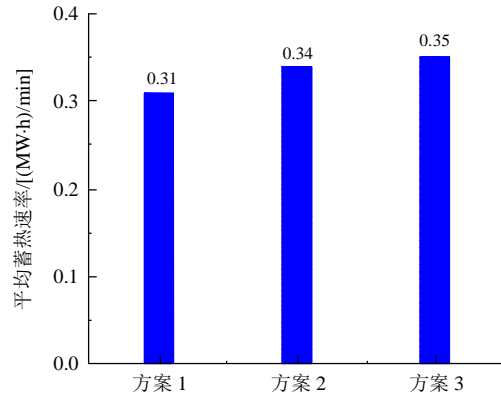


图 17 3种方案平均蓄热速率

Fig. 17 Average thermal storage rate of three schemes

4 结论

针对光热电站储热系统中单罐堆积床相变蓄热特性进行了数值模拟研究与优化, 建立了二维非稳态连续固相模型, 研究了相变材料初始温度、传热流体进口温度、相变胶囊直径对蓄热性能的影响。主要结论如下:

1) 通过模拟结果得出蓄热过程中降低初始温度可增大系统蓄热量; 提高传热流体进口温度可增大换热速率, 提高蓄热量; 相变胶囊直径对蓄热性能的影响呈非单调趋势。

2) 基于相变胶囊直径分布与堆积方式提出了优化方案, 建立相变胶囊直径非均匀分布堆积床数学模型, 用模拟结果验证了优化效果。模拟结果显示, 采用相变胶囊直径服从 Alfred 分布的相变胶囊最密堆积方式, 不仅可以有效提高蓄热系统的蓄热量, 还可强化传热, 蓄热量提高 26.5%, 蓄热时间仅增加 12.26%。

参考文献

- [1] 中国电力企业联合会. 中国电力行业年度发展报告 2018[M]. 北京: 中国市场出版社, 2018: 12.
- [2] 庄雅妮, 杨秀媛, 金鑫城. 风光储联合发电运行技术研究[J]. 发电技术, 2018, 39(4): 296-303.
- [3] 文贤旭, 张世海, 邓彤天, 等. 容量电力储能调峰调频性能综述[J]. 发电技术, 2018, 39(6): 487-492.

- [4] 张惠生, 赵兴勇, 王凯武, 等. 基于风光互补微电网的复合储能控制策略[J]. 广东电力, 2017, 30(2): 48-53, 96.
- [5] 朱文韵. 全球储能产业发展动态综述[J]. 上海节能, 2018(1): 6-12.
- [6] Pacheco J E, Showalter S K, Kolb W J. Development of a molten-salt thermocline thermal storage system for parabolic trough plants[J]. Journal of Solar Energy Engineering, 2002, 124(2): 153-159.
- [7] Marti J, Geissbühler L, Becattini V, et al. Constrained multi-objective optimization of thermocline packed-bed thermal-energy storage[J]. Applied Energy, 2018(216): 694-708.
- [8] Wang L, Lin X P, Chai L, et al. Unbalanced mass flow rate of packed bed thermal energy storage and its influence on the Joule-Brayton based pumped thermal electricity storage[J]. Energy Conversion and Management, 2019(185): 593-602.
- [9] Schumann T E W. Heat transfer: a liquid flowing through a porous prism[J]. Journal of the Franklin Institute, 1929, 208(3): 405-416.
- [10] Xia L, Zhang P, Wang R Z. Numerical heat transfer analysis of the packed bed latent heat storage system based on an effective packed bed model[J]. Energy, 2010, 35(5): 2022-2032.
- [11] Yang Z, Garimella S V. Thermal analysis of solar thermal energy storage in a molten-salt thermocline [J]. Solar Energy, 2010, 84(6): 974-985.
- [12] Shobhana S, Kim S, Thomas C, et al. Investigation on transient performance of a large-scale packed-bed thermal energy storage[J]. Applied Energy, 2019(239): 1114-1129.
- [13] Morrison D J, Abdel-Khalik S I. Effects of phase-change energy storage on the performance of air-based and liquid-based solar heating systems[J]. Solar Energy, 1978, 20(1): 57-67.
- [14] Ghoneim A A. Comparison of theoretical models of phase-change and sensible heat storage for air and water-based solar heating systems[J]. Solar Energy, 1989, 42(3): 209-220.
- [15] Hoshi A, Mills D R, Bittar A, et al. Screening of high melting point phase change materials (PCM) in solar thermal concentrating technology based on CLFR [J]. Solar Energy, 2005, 79(3): 332-339.
- [16] Senthil R, Sundaram P, Kumar M. Experimental investigation on packed bed thermal energy storage using paraffin wax for concentrated solar collector [J]. Materialstoday: Proceedings, 2018, 5: 8916-8922.
- [17] 刘浩斌. 颗粒尺寸分布与堆积理论[J]. 硅酸盐学报, 1991, 19(2): 164-172.
- [18] 张荣曾. 水煤浆制浆技术[M]. 北京: 科学出版社, 1996: 34-43.
- [19] 李良星, 李会雄. 多尺寸颗粒堆积多孔介质床有效直径研究[J]. 工程热物理学报, 2014 (9): 1785-1788.
- [20] Elfeky K E, Ahmed N, Wang Q, et al. Numerical comparison between single PCM and multi-stage PCM based high temperature thermal energy storage for CSP tower plants[J]. Applied Thermal Engineering, 2018(139): 609-622.
- [21] Alazmi B, Vafai K. Analysis of variants within the porous media transport models[J]. Journal of Heat Transfer, 2000, 122(2): 303-326.
- [22] 赵岩, 王亮, 陈海生, 等. 填充床显热及相变储热特性分析[J]. 工程热物理学报, 2012, 33(12): 2052-2057.
- [23] 刘浩斌. 颗粒尺寸分布与堆积理论[J]. 硅酸盐学报, 1991, 19(2): 164-172.
-
- 收稿日期:** 2019-03-31。
作者简介:
-
- 翟融融(1985), 女, 博士, 副教授, 主要研究方向为太阳能热与燃煤电站耦合研究、二氧化碳捕集系统性能改进及其与化石能源电站耦合, zhairongrong01@163.com。
- 翟融融
- (责任编辑 辛培裕)