

Investigation on the Effect of Finned Heat Pipe on Latent Thermal Energy System

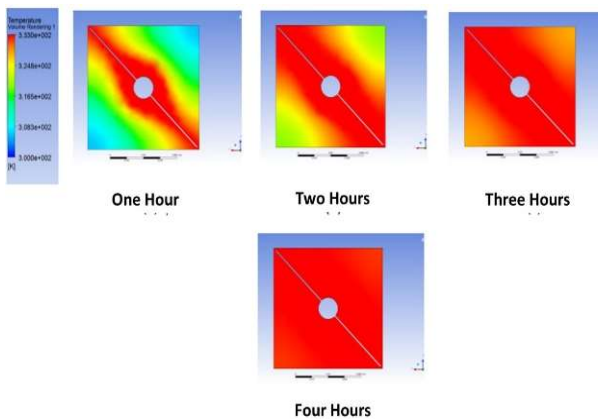
Ashraf AL-Nassar, A. N. Makeev

National Research University (Moscow Power Engineering Institute)
 Moscow, 111250, Russia
ashrafnassar@yandex.ru,
tggi@rambler.ru

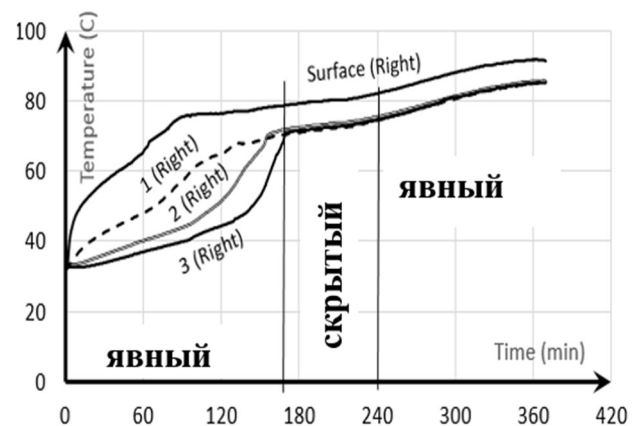
Abstract

Latent Heat Storage systems are one of the most promising concepts in storing energy using Phase Change Materials (PCMs). PCMs absorb or release heat at close to a constant temperature during its melting and solidification phases. They are preferred as thermal heat storage devices because of their high energy density ratio (energy to volume). The disadvantage of using PCM is due to its low thermal conductivity which leads to longer time and more surface area for charging and discharging of thermal energy. To overcome this problem, an attempt was made to use conventional finned heat pipe to improve the overall thermal conductivity of the PCM. An experimental setup was put in place to study the behavior of paraffin wax during charging a thermal energy tank with dimensions of $(10 \times 10 \times 100 \text{ cm})$. The tank dimensions are based on simulation results obtained from ANSYS software. The data show full melt after 4 hours with a surface temperature of $(80 \text{ to } 90^\circ\text{C})$. The data we have gathered can be used in different projects as a corner stone in building large latent heat storage system.

Keywords: Thermal Energy Storage, Phase Change Materials, latent Heat, Heat Pipe.



Hourly tank temperature contours (2D) with ribs, charging mode



Temperature profile on the right, set at all locations for power consumption (300 W)

Исследование влияния ребренной тепловой трубки на систему скрытой тепловой энергии

Альнассар Ашраф, А. Н. Макеев

*Национальный исследовательский университет «МЭИ»
Россия, Москва, 111250, ул. Красноказамерная, д. 14, стр. 1*

ashrafnassar@yandex.ru,
tggi@rambler.ru

Аннотация

Системы хранения скрытого тепла являются одной из наиболее многообещающих концепций хранения энергии с использованием материалов с фазовым переходом (МФП). МФП поглощают или выделяют тепло при температуре, близкой к постоянной, во время фаз плавления и затвердевания. Они предпочтительны в качестве устройств хранения тепла из-за высокого соотношения плотности энергии (энергии к объему). Недостатком использования МФП является его низкая теплопроводность, что приводит к увеличению времени и площади поверхности для зарядки и разрядки тепловой энергии. Чтобы преодолеть эту проблему, была предпринята попытка использовать ребристую тепловую трубу для улучшения общей теплопроводности МФП. Была создана экспериментальная установка для изучения поведения парафина во время зарядки резервуара для тепловой энергии размерами (10 × 10 × 100 см). Размеры резервуара основаны на результатах моделирования, полученных с помощью программного обеспечения ANSYS. Данные показывают полное расплавление через 4 часа при температуре поверхности (от 80 до 90 °C). Собранные нами данные могут быть использованы в различных проектах, например, для создания больших систем скрытого аккумулирования тепла.

Ключевые слова: накопитель тепловой энергии, материалы с фазовым переходом, скрытая теплота, тепловая труба.

1. Введение

Солнце ежедневно выделяет миллионы ватт тепловой энергии, что делает солнечную энергию потенциальным источником для решения энергетического кризиса. Приблизительно 1.8×10^{11} MW солнечной энергии, собираемой землей, почти в 1000 раз больше, чем общая энергия, потребляемая всеми источниками на нашей планете [4], что делает ее самым распространенным, неисчерпаемым и экологически чистым доступным источником энергии [3, 6, 10, 15, 17]. Накопление скрытой тепловой энергии еще развивающаяся технология, которая работает путем накопления и высвобождения как ощутимой, так и скрытой теплоты с использованием материалов с фазовым переходом. Использование материала с фазовым переходом может иметь типичное преимущество в виде снижения соотношения энергии и объема системы по сравнению с системами, использующими разумный накопитель тепла. Недостатком использования материала с фазовым переходом является его низкая теплопроводность, что ограничивает его широкое применение в промышленности. Были проведены многочисленные исследования для анализа явлений плавления / затвердевания МФП на систему скрытой тепловой энергии, и исследователи изучили различные методы улучшения теплопередачи, эти методы улучшения не ограничиваются только использованием встроенных тепловых трубок [13, 18–20], и их можно найти в литературе. Исследователи изучили различные методы улучшения теплопередачи, такие как вставка металлической матрицы в МФП [7], добавление другого материала, обладающего более высокой теплопроводностью, для увеличения общей теплопроводности МФП [16], использование концентрической кольцевой системы хранения с ребрами

в контейнере МФП [1]. В работе [8] получили математическую модель для исследования затвердевания в системе накопления скрытого тепла в продольно-ребристой тепловой трубе. Авторы работы [14] разработали компьютерную модель системы скрытого накопления тепловой энергии со встроенной тепловой трубкой. В работе [22] рассмотрел использование тепловых трубок с МФП в цилиндрическом контейнере. В работах [11, 12] исследовали систему хранения с фазовым переходом с ребристыми тепловыми трубками для улучшения теплопередачи МФП. В работе [5] спроектировали и разработали маломасштабный накопитель солнечной тепловой энергии прямого действия и показали влияние теплового потока и количества ребер на процесс зарядки накопителя скрытого тепла на основе численного моделирования с использованием COMSOL Multiphysics. Авторы работы [2] изучили численный анализ системы аккумуляции тепла со вставленными тепловыми трубками для средне- и высокотемпературных диапазонов. В работе [9] сообщили, что погружение одного и трех ребер в МФП может сократить общее время плавления на 18 % и 37 % соответственно по сравнению с МФП без ребра. Влияние геометрических характеристик ребра также было тщательно исследовано. В этой статье мы использовали ребристую тепловую трубу с парафиновым воском, как МФП, для улучшения общей теплопроводности системы аккумуляции тепла. Экспериментальная установка была создана на основе результатов моделирования, полученных с помощью программного обеспечения для моделирования (ANSYS). Мы также использовали моделирование, чтобы предсказать время полного расплавления.

2. Тепловые и массовые свойства парафина

Мы проанализировали небольшой образец (10 mg) парафина, использованного в нашем эксперименте в качестве МФП, с помощью дифференциальной сканирующей калориметрии (DSC) и термогравиметрии (TG) в приборе Labsys, чтобы получить тепловые и массовые свойства парафина. На рис. 1 показан тепловой поток в (mW) в качестве экзотермического процесса, температура духовки в (°C) с шагом (10 °C/мин) и данные о термостойкости в (mg) и времени (сек). Окружающей средой внутри устройства был газообразный азот. Максимальная температура плавления парафина составляла $T_{pc} = 63.459^\circ\text{C}$, температура начала плавления составляла (45.274°C), теплота плавления составляла $\Delta h_{pc} = 174.795 \text{ kJ/kg}$, а температура смещения составляла $T_{off} = 70.65^\circ\text{C}$.

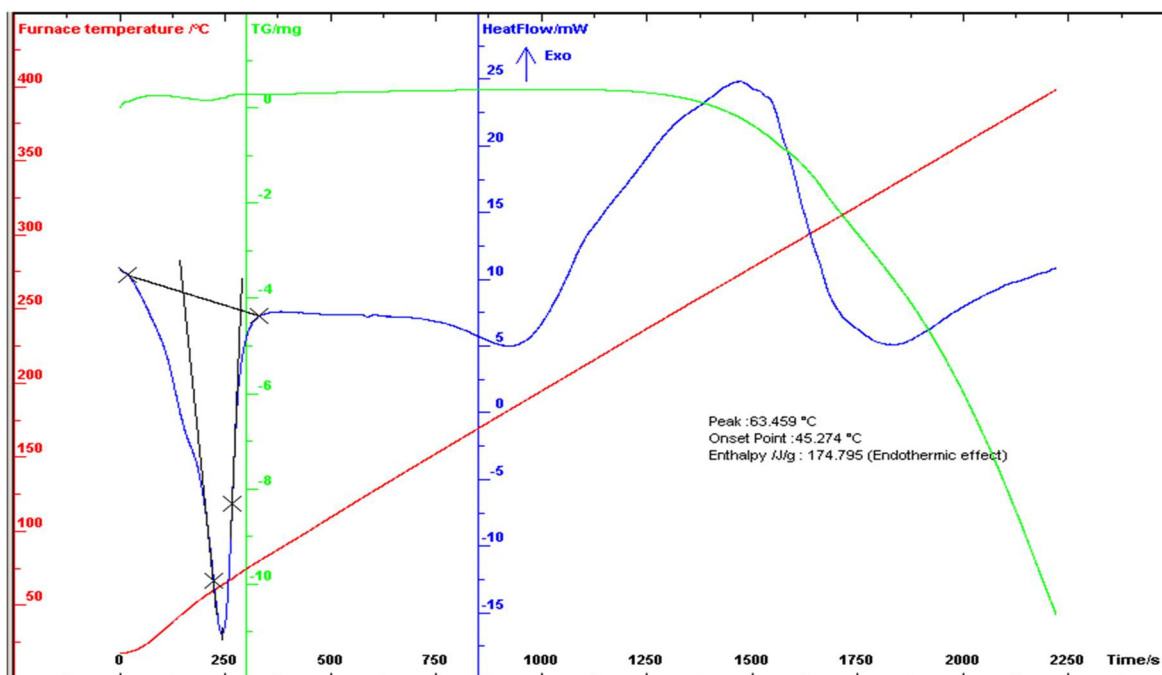


Рис. 1. DSC и TG тепловые и массовые свойства парафина

Данные с устройства DSC совпадают с данными, полученными в работе [21]. На рис. 1 также показаны температуры точки кипения (TG) и точки испарения (DSC) парафина.

3. Аналитическая модель

Чтобы упростить задачу, было сделано несколько предположений: отсутствует теплообмен с окружающей средой, незначительный эффект естественной конвекции внутри жидкого МФП, теплопроводность является доминирующим эффектом в парафине которое можно представить в виде электрического сопротивления, как показано на рис. 2, постоянная скрытая теплотемкость и фиксированная температура плавления МФП.

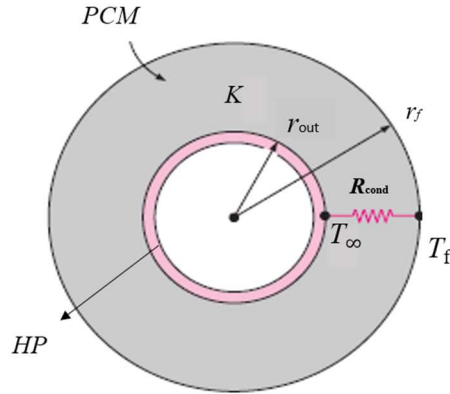


Рис. 2. Эквивалентная тепловая схема

Граничные условия в процессе зарядки: температура МФП равна температуре окружающей среды T_{amb} , где $T_{amb} < T_f$ ($t = 0$). При $t = 0$: $T_{amb} = T_{\infty}$, $r_f = r_{out}$. Граница раздела твердое вещество-жидкость перемещается от $r_f = r_{out}$ к стенке контейнера, поглощая тепло, до тех пор, пока весь МФП не расплавится в момент времени t . В соответствии с этими предположениями и на основе анализа сети сопротивлений парафинового воска мы можем получить зависимость между положением границы раздела и временем. математическая модель может быть сформулирована следующим образом:

$$Q_{pc} = \rho \Delta h \frac{dv}{dt} = 2\pi\rho l^* L^* r_f \frac{dr_f}{dt} \quad (1)$$

Закон Фурье имеет вид

$$Q_{cond} = -kA \frac{dT}{dr},$$

$$Q_{cond} \cdot dr = -k(2\pi rl) \cdot dT$$

Интегрируя предыдущие отношения

$$\int_{r_{out}}^{r_f} Q_{cond} \frac{dr}{r} = -2\pi lk \int_{T_{\infty}}^{T_f} dT,$$

$$Q_{cond} [\ln(r_f) - \ln(r_{out})] = -2\pi lk (T_f - T_{\infty}),$$

Q_{cond} даётся соотношением

$$Q_{cond} = \frac{T_{\infty} - T_f}{\frac{\ln(r_f/r_{out})}{2\pi lk}},$$

$$Q_{pc} = Q_{cond} = \frac{T_{\infty} - T_f}{R_{liq}} \quad (2)$$

Тепловое сопротивление жидкой фазы равно

$$R_{liq} = \frac{\ln(r_f/r_{out})}{2\pi lk} \quad (3)$$

Подставляя уравнения (2 и 3) в (1) и решая для следующего граничного условия в (4)

$$r_f = r_{out}, \quad t = 0, \quad (4)$$

мы получаем

$$\left(\frac{T_{\infty} - T_f}{r_{out}^2} \times \frac{k}{\rho^* L} \right) \times t = \left[\frac{\ln(r_f/r_{out})}{2} - \frac{1}{4} \right] \times e^{2\ln(r_f/r_{out})} + \frac{1}{4}, \quad (5)$$

где:	r_f	– радиус сопряжения	= m
	r_{out}	– наружный радиус тепловой трубки	= 0.008 m
	T_f	– температура поверхности раздела	= 63.459 °C
	T_{∞}	– температура твердой фазы	= 27 °C
	k	– теплопроводность жидкости	= 0.346 W/m K
	ρ	– плотность жидкости	= 790 kg/m ³
	L	– скрытая теплота парафина	= 174.795 kJ/kg
	t	– время	= сек

На рис. 3 показана взаимосвязь между временем и местоположением интерфейса (r_f). Модель показывает, что интерфейс достиг внутренней поверхности резервуара ($50 - 8 = 42$ mm) при ($t = 27000$ сек = 7.5 часов) без добавления ребер к тепловой трубе.

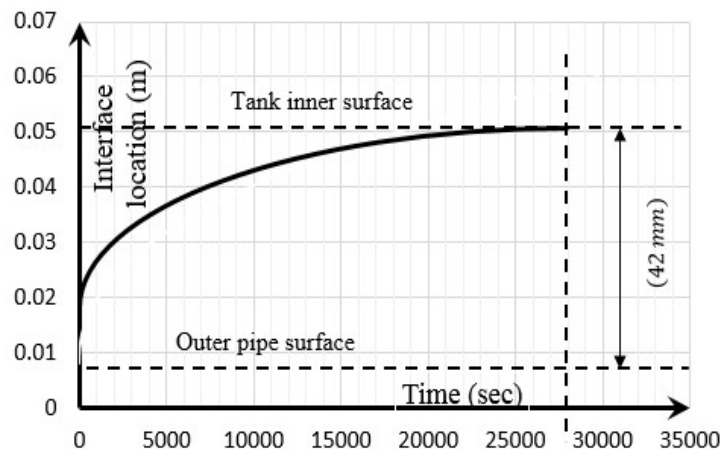


Рис. 3. Взаимосвязь между временем и местоположением интерфейса

4. Численное моделирование резервуара

Проведено двумерное численное исследование системы хранения тепловой энергии с использованием программного обеспечения ANSYS Fluent с учетом кондуктивного теплопереноса. Система дифференциальных уравнений сохранения включает (основные уравнения) [24]:

а) уравнение непрерывности:

$$\nabla \cdot (\overline{u}) = 0,$$

где $\overline{(u)}$ – вектор скорости, [m/s].

b) уравнение сохранения импульса:

$$\frac{\partial(\rho\vec{u})}{\partial t} + (\rho\vec{u} \cdot \nabla)\vec{u} = \nabla \cdot (\mu\nabla\vec{u}) - \nabla P + S_{Darcy} + S_{Boussinesq},$$

$$S_{Darcy} = \frac{c(1-f_1)^2}{f_1^3 + \varepsilon} \vec{u}, \quad S_{Boussinesq} = \rho\vec{g}\beta(T - T_m)$$

где: P – динамическое давление, [N/m²];
 ρ – плотность МФП, [kg/m³];
 μ – динамическая вязкость, [N·s/m²];
 C – Константа морфологии зоны полужидкости, [kg/m³·s];
 ε – эффективность;
 f_l – доля массы жидкости;
 \vec{g} – вектор ускорения, [m/s²];
 β – коэффициент температурного расширения, [1/K]

c) энергетическое уравнение:

$$\frac{\partial(\rho C_p T)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho C_p \vec{u} T) = \nabla \cdot (k \nabla T) - \frac{\partial(\rho f_l L)}{\partial t},$$

где: k – теплопроводность МФП, [w/m·K];
 C_p – удельная теплоемкость, [J/kg·K];
 L – скрытая теплота плавления, [J/kg]

d) – формулировка энтальпии:

Формулировка энтальпии для фазового перехода может быть выражена [23]:

$$\frac{\partial H}{\partial t} + \nabla(\vec{u}H) = \nabla[k_k(\nabla T)]$$

При постоянных термодинамических свойствах:

$$\frac{\partial H}{\partial t} = \nabla[k_k(\nabla T)],$$

где k_k – теплопроводность фазы k в МФП, [w/m·K].

И можно записать как сумма явной энтальпии (h), и скрытой теплоты (ΔH):

$$H = h + \Delta H, \quad h = f(T);$$

$$h = h_{ref} + \int_{T_{ref}}^T c_p dT,$$

$$H = h_{ref} + \int_{T_{ref}}^T c_p dT + \Delta H$$

где: h_{ref} – эталонная энтальпия, [kJ/kg];
 T_{ref} – эталонная температура, [K];
 c_p – удельная теплоемкость при постоянном давлении, [J/kg·K]

Скрытая теплота приведена в терминах скрытой теплоты плавления МФП, h_{sl} :

$$\Delta H = f_l h_{sl}; \quad f_l = f(T);$$

$$f_l = 0 \quad \text{if } T < T_{solidus},$$

$$f_l = 1 \quad \text{if } T > T_{liquidus},$$

$$f_l = \frac{T - T_{solidus}}{T_{liquidus} - T_{solidus}} \quad \text{if } T_{solidus} < T < T_{liquidus}$$

Скрытая теплота варьируется от 0 (для твердого МФП) до h_{sl} (для жидкого МФП).

Расчетная область с граничными условиями, заданные в ANSYS Fluent показаны на рис. 4.

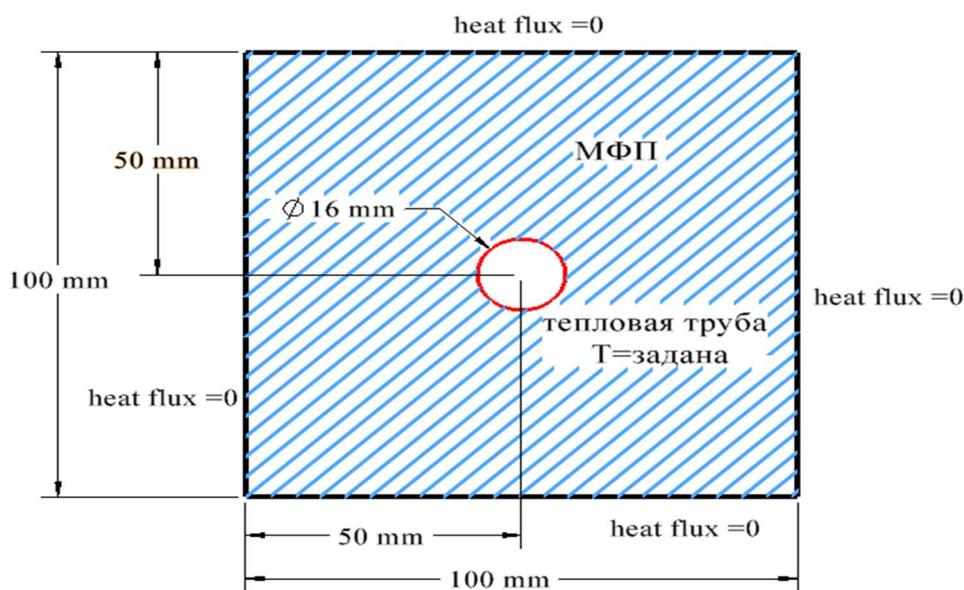


Рис. 4. Расчетная область с граничными условиями

Расчетная сетка генерируется с использованием ICEM CFD. в этой работе рассматривается сетка с данными параметрами: Сетка (Quadratic элементы) строилась с конденсацией на участках поверхности тепловой трубки (рис. 5), для оценки качества сетки использовалась (Orthogonal Quality) и была 0.925, в этой работе рассматривается сетка из 55075 узлов, использована модель Laminar. При решении (Pressure – Velocity Coupling) выбирался алгоритм SIMPLE.

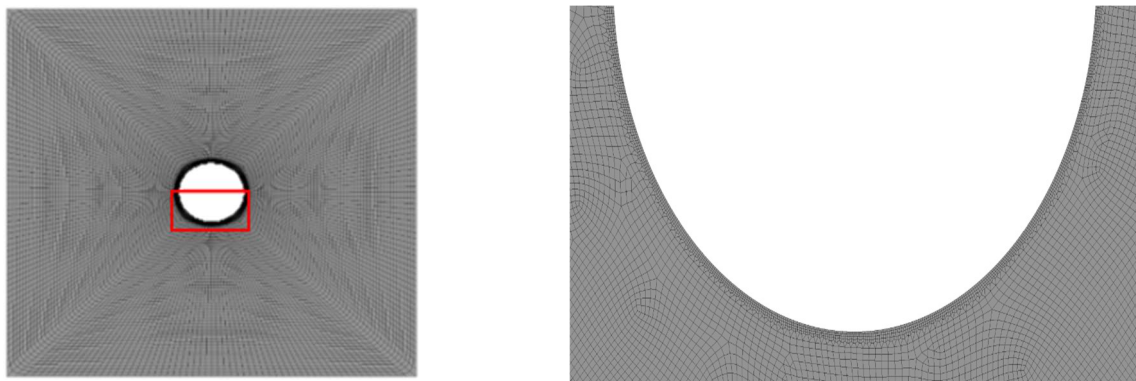


Рис. 5. Расчетная сетка

Чтобы построить скрытой тепловой резервуар, нам нужно получить резервуар подходящего размера, чтобы получить полный расплав. Первый случай представлял собой резервуар, заполненный парафином, и тепловую трубку без ребер, а второй случай представлял собой резервуар, заполненный парафином, и тепловую трубку с ребрами.

4.1. Резервуар МФП с тепловой трубкой без ребер

Чтобы предсказать время полного расплавления парафина, мы использовали следующее предположение в нашем моделировании:

1. Постоянная граничная температура ($70\text{ }^{\circ}\text{C} = 343\text{ K}$) на поверхности тепловой трубки (r_{out}) в режиме зарядки.
2. Начальная температура парафина составляла ($27\text{ }^{\circ}\text{C} = 300\text{ K}$).
3. Резервуар был полностью изолирован со всех сторон.
4. Пренебрегая эффектом естественной конвекции на границе раздела твердое тело-жидкость.
5. Теплопроводность является доминирующим способом теплопередачи.

Рисунок 6 иллюстрирует температурные контуры от поверхности трубки к стенкам резервуара. Моделирование показывает, что парафин полностью расплавляется через 7 часов.

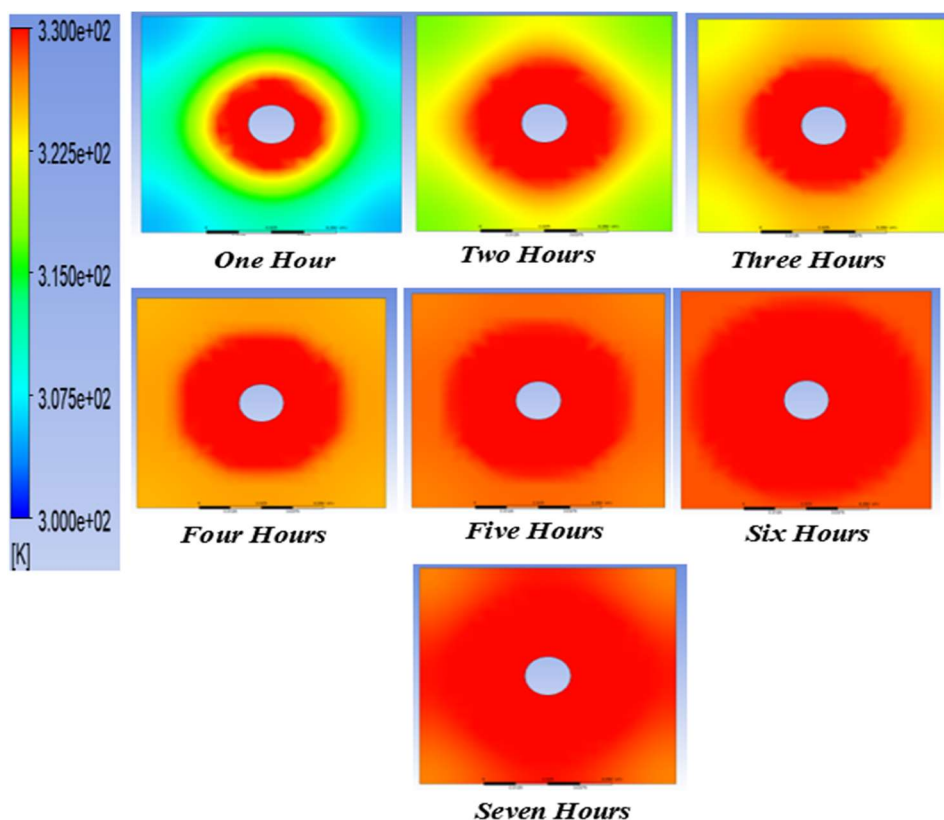


Рис. 6. Контур часовых температур резервуара (2D), тепловая трубка в центре резервуара без ребер, режим зарядки

4.2. Резервуар МФП с ребристой тепловой трубкой

Применяя ранее упомянутые допущения, рис. 7 иллюстрирует контуры температур резервуара по направлению к стенкам резервуара. Моделирование показывает увеличение времени плавления по сравнению с корпусом без ребра. Для полного расплавления парафина потребовалось всего 4 часа, что сократило время на 42.8 %.

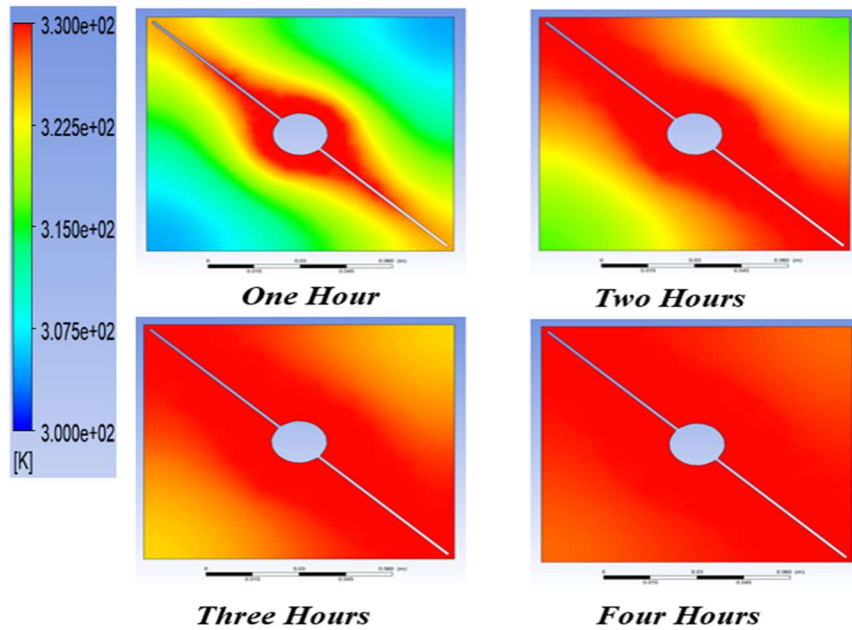


Рис. 7. Контуры часовой температуры резервуара (2D), тепловая трубка в центре резервуара с ребрами, режим зарядки

5. Экспериментальная установка

Чтобы проверить численное моделирование и данные из аналитической модели, выполненной ранее, нам необходимо протестировать резервуар, проведя эксперимент. Рисунок 8 показывает размеры резервуара для хранения тепла с оребренной тепловой трубкой и расположение трех комплектов датчиков температуры. Тепловая трубка была очищена и откачана для удаления всех неконденсирующихся газов и заполнена чистой водой.

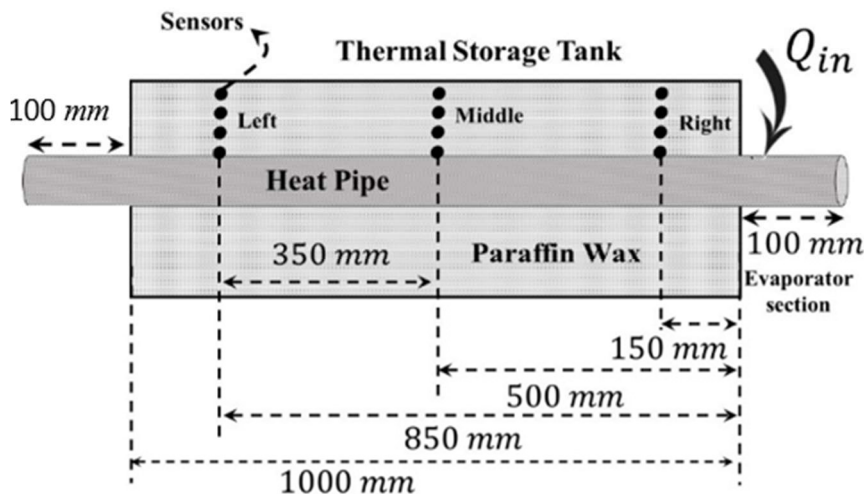


Рис. 8. Описание испытанного резервуара.

В секции испарителя мы используем (180, 250 и 300 W) в качестве потребляемой мощности для имитации источника тепла, тепловая трубка в резервуаре покрыта парафином. Источником тепла является электрический нагреватель, окружающий секцию испарителя, и он не изолирован. Тепловая трубка имела общую длину (1.2 m) и диаметр (16 mm). Длина секции испарителя составляет (100 mm). Резервуар для хранения был изготовлен из кварца и имеет внутренний размер (1000L, 100W, 100H mm = 0.01 m³). Длина резервуара для хранения была разделена на две равные части от середины трубы (35 см) в длину, где мы устанавливаем три комплекта (Правый, Средний и Левый) датчиков температуры для измерения температурного

градиента внутри парафина. Датчики представляют собой полупроводниковые датчики температуры типа LM35CZ. Они выдают выходной сигнал ($10 \text{ mV}/^\circ\text{C}$) с максимальной погрешностью (0.75°C). Расстояние датчиков от торца испарителя до резервуара составляет (15 см) для Правого комплекта, (50 см) для Среднего комплекта и (85 см) для левого комплекта, как видно из рис. 8.

Рисунок 9 показывает площадь поперечного сечения резервуара и расстояние между датчиками в резервуаре. На рис. 9 также показаны размеры диагонального ребра, прикрепленного к тепловой трубе, которое обеспечивает увеличенную площадь теплопередачи.

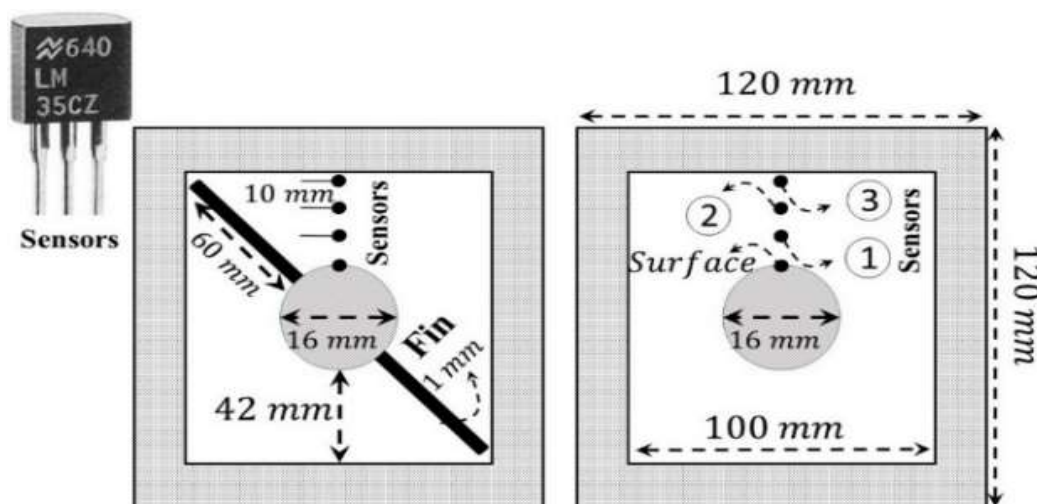


Рис. 9. Площадь поперечного сечения резервуара с расположением датчиков и ребром

Высота ребра составляет (60 мм), толщина (1 мм) и длина (1000 мм) по длине резервуара. В качестве материала для ребра была выбрана медь из-за ее высокой теплопроводности. Каждая группа датчиков состоит из четырех местоположений (Поверхность, 1, 2, 3). Первое место находится на поверхности трубы, расстояние по вертикали между другими местами равномерно (10 мм), а последнее место находится почти на поверхности резервуара. Мы использовали плату микроконтроллера на базе ATmega328 (Arduino Uno) для сбора, сохранения и отображения данных о температуре на портативном компьютере каждые (30 секунд).

В табл. 1 и табл. 2 приведены свойства материала парафина и тепловой трубки.

Таблица 1

Физические свойства парафина

Теплопроводность	0.346 W/m K
Теплоемкость	2.604 kJ/kg K
Плотность	790 kg/m ³
Скрытая теплота плавления	174.795 kJ/kg

Таблица 2

Свойства материала тепловой трубки

Теплопроводность	390 W/m K
Теплоемкость	0.390 kJ/kg K
Плотность	8900 kg/m ³

6. Результаты и обсуждения

На рис. 10 показана разница температур вдоль адиабатического сечения трубы для потребляемой мощности (180 W) в зависимости от времени. Буква (R) – показан правый набор датчиков, (M) – средний набор датчиков, а (L) – левый набор датчиков. Из рисунка видно, что тепловая трубка перешла в изотермический режим работы только через один час при температуре поверхности трубы (50 °C). В этот момент слой парафина, окружающий трубу, расплавился, потому что температура поверхности была выше начальной точки плавления. Задержка в достижении постоянной температуры поверхности обусловлена воздействием тепла, поступающего в МФП. Разница температур по длине адиабатического участка через один час составила (1 °C), что доказывает правильную работу тепловой трубки.

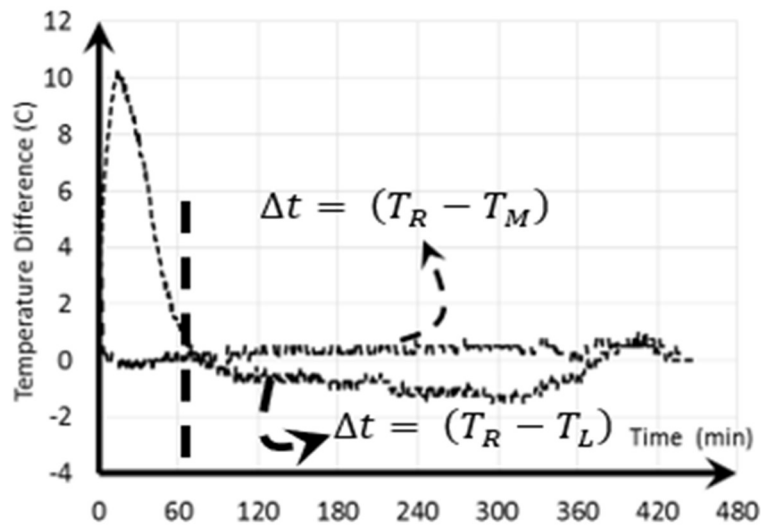


Рис. 10. Разность температур вдоль адиабатического сечения тепловой трубки при потребляемой мощности (180 W)

Рисунок 11 показывает температурный профиль по длине тепловой трубки в одной группе (правая группа) для всех датчиков с течением времени. Максимальная разница температур между поверхностным датчиком и датчиком (3) составляет (21 °C) после 7.5 часов работы. Одна и та же тенденция наблюдается во всех местоположениях на каждом наборе.

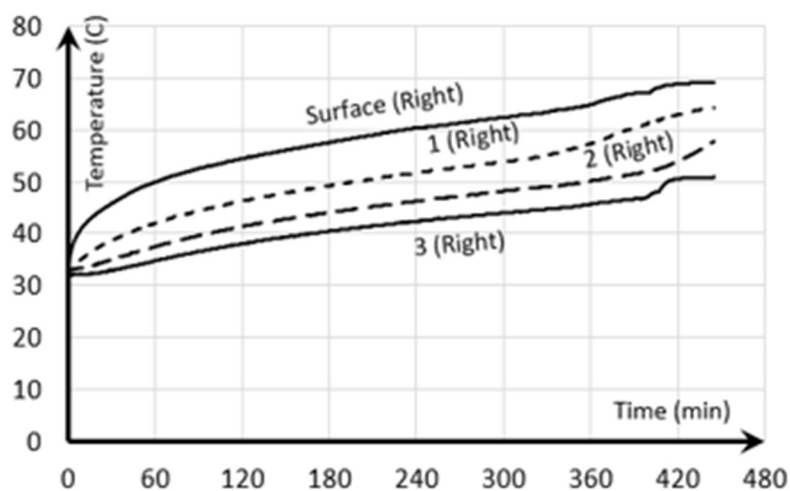


Рис. 11. Температурный профиль справа, установленный во всех местах для потребляемой мощности (180 W)

Рисунок 12 показывает, что парафин имеет три области, две с явным трендом нагрева и одну со скрытым трендом нагрева. Период скрытого нагрева составлял более одного часа, в течение которого весь парафин в резервуаре расплавился.

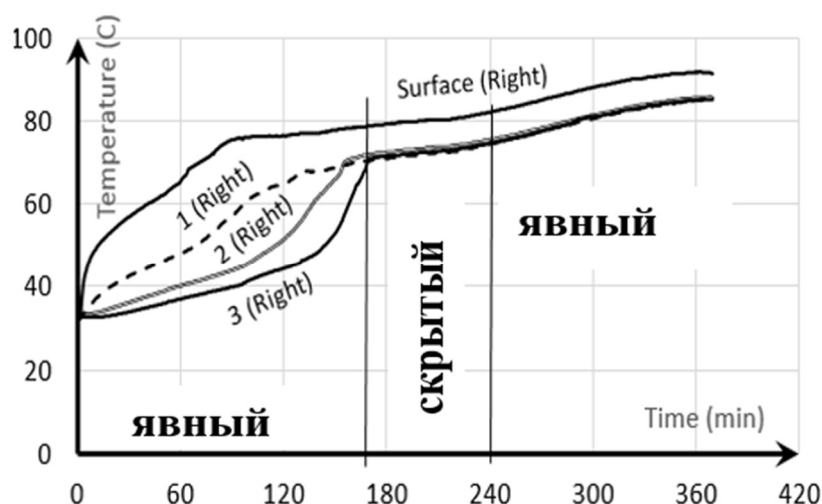


Рис. 12. Температурный профиль справа, установленный во всех местах для потребляемой мощности (300 W)

7. Заключение

Используя ANSYS в качестве программного обеспечения для моделирования нашего резервуара и проведя наш эксперимент, мы можем получить следующие результаты:

1. Мы успешно построили, протестировали и эксплуатировали горизонтальную тепловую трубу.
2. Тепловая труба работала должным образом и обеспечивала изотермическую температуру вдоль ее адиабатического сечения.
3. Время, необходимое для расплавления парафина (МФП) в резервуаре при использовании в качестве источника тепла только тепловой трубки без ребер с помощью компьютерного моделирования, составляет 7 часов и 4 часа с ребрами.
4. Добавление одного ребра по диагонали помогло сократить время плавления на 42.8%. Больше количество ребер дало бы больше времени на расплавление резервуара, но увеличило бы сложность геометрии.
5. Полное расплавление произошло за 4 часа при температуре поверхности (от 80 до 90 °C).

Литература

1. Agyenim F., Eames P., Smyth M. Experimental study on the melting and solidification behaviour of a medium temperature phase change storage material (Erythritol) system augmented with fins to power a LiBr/H₂O absorption cooling system // *Renewable Energy*. 2011. № 1 (36). С. 108–117.
2. Boo J. H., Lee S. K., Kim J. K. Numerical analysis of a thermal storage system with inserted heat pipes for medium-high temperature range // *International Journal of heat pipes*. 2011. Pp. 217–222.
3. Bouadila S. [и др.]. Energy and exergy analysis of a new solar air heater with latent storage energy // *International Journal of Hydrogen Energy*. 2014. № 27 (39). Pp. 15266–15274.
4. Bouadila S. [и др.]. Experimental investigation on the thermal appraisal of heat pipe-evacuated tube collector-based water heating system integrated with PCM // *Renewable Energy*. 2022. (199). Pp. 382–394.
5. Foong C. W. [и др.]. Numerical Study of a High Temperature Latent Heat Storage (200-300 0 C) Using Eutectic Nitrate Salt of Sodium Nitrate and Potassium Nitrate // *Proceedings of the COMSOL conference*. 2010.

6. Güney T. Solar energy, governance and CO₂ emissions // *Renewable Energy*. 2022. (184). Pp. 791–798.
7. Hamada Y., Ohtsu W., Fukai J. Thermal response in thermal energy storage material around heat transfer tubes: effect of additives on heat transfer rates // *Solar Energy*. 2003. № 4 (75). Pp. 317–328.
8. Horbaniuc B., Dumitrascu G., Popescu A. Mathematical models for the study of solidification within a longitudinally finned heat pipe latent heat thermal storage system // *Energy Conversion and Management*. 1999. № 15 (40). Pp. 1765–1774.
9. Kamkari B., Shokouhmand H. Experimental investigation of phase change material melting in rectangular enclosures with horizontal partial fins // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2014. (78). Pp. 839–851.
10. Li G. [и др.]. Solar energy utilisation: Current status and roll-out potential // *Applied Thermal Engineering*. 2022. (209). P. 118285.
11. Liu Z., Wang Z., Ma C. An experimental study on heat transfer characteristics of heat pipe heat exchanger with latent heat storage. Part I: Charging only and discharging only modes // *Energy Conversion and Management*. 2006. № 7 (47). Pp. 944–966.
12. Liu Z., Wang Z., Ma C. An experimental study on the heat transfer characteristics of a heat pipe heat exchanger with latent heat storage. Part II: Simultaneous charging/discharging modes // *Energy Conversion and Management*. 2006. № 7 (47). Pp. 967–991.
13. Mahdavi M. [и др.]. Experimental study of the thermal characteristics of a heat pipe // *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2018. (93). Pp. 292–304.
14. Nithyanandam K., Pitchumani R. Computational Modeling of Latent Thermal Energy Storage System With Embedded Heat Pipes American Society of Mechanical Engineers Digital Collection, 2012. Pp. 369–376.
15. Sargunanathan S., Elango A., Mohideen S. T. Performance enhancement of solar photovoltaic cells using effective cooling methods: A review // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2016. (64). Pp. 382–393.
16. Sarı A., Karaipekli A. Thermal conductivity and latent heat thermal energy storage characteristics of paraffin/expanded graphite composite as phase change material // *Applied Thermal Engineering*. 2007. № 8 (27). Pp. 1271–1277.
17. Sopian K. [и др.]. Performance of a double pass photovoltaic thermal solar collector suitable for solar drying systems // *Energy Conversion and Management*. 2000. № 4 (41). Pp. 353–365.
18. Tiari S., Mahdavi M., Qiu S. Experimental study of a latent heat thermal energy storage system assisted by a heat pipe network // *Energy Conversion and Management*. 2017. (153). C. 362–373.
19. Tiari S., Qiu S. Three-dimensional simulation of high temperature latent heat thermal energy storage system assisted by finned heat pipes // *Energy Conversion and Management*. 2015. (105). Pp. 260–271.
20. Tiari S., Qiu S., Mahdavi M. Numerical study of finned heat pipe-assisted thermal energy storage system with high temperature phase change material // *Energy Conversion and Management*. 2015. (89). C. 833–842.
21. Ukrainczyk N., Kurajica S., Šipušić J. Thermophysical Comparison of Five Commercial Paraffin Waxes as Latent Heat Storage Materials // *Chemical and Biochemical Engineering Quarterly*. 2010. № 2 (24). Pp. 129–137.
22. Reay, David A. Thermal energy storage: the role of the heat pipe in performance enhancement // *International Journal of Low-Carbon Technologies* 10.2 (2015): Pp. 99–109.
23. Costa, M., D. Buddhi, and A. Oliva. Numerical simulation of a latent heat thermal energy storage system with enhanced heat conduction // *Energy conversion and management*. 39. 3-4 (1998): Pp. 319–330.
24. Soni, Vikram, Arvind Kumar, and V. K. Jain. Modeling of PCM melting: Analysis of discrepancy between numerical and experimental results and energy storage performance // *Energy*. 150 (2018): Pp. 190–204.

References

1. Agyenim F., Eames P., Smyth M., Experimental study on the melting and solidification behaviour of a medium temperature phase change storage material (Erythritol) system augmented with fins to power a LiBr/H₂O absorption cooling system, *Renewable Energy*, 2011, vol. 36, no. 1, pp. 108–117. DOI:10.1016/j.renene.2010.06.005
2. Boo J. H., Lee S. K., Kim J. K., Numerical analysis of a thermal storage system with inserted heat pipes for medium-high temperature range, *International Journal of heat pipes*, 2011, vol. 46, pp. 217–222.
3. Bouadila S., et al., Energy and exergy analysis of a new solar air heater with latent storage energy, *Int. J. of Hydrogen Energy*, 2014, vol. 39, no. 27, pp. 15266–15274. DOI:10.1016/j.ijhydene.2014.04.074
4. Bouadila S., et al., Experimental investigation on the thermal appraisal of heat pipe-evacuated tube collector-based water heating system integrated with PCM, *Renewable Energy*, 2022, vol. 199, pp. 382–394. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2022.09.004>
5. Foong C. W., et al., Numerical Study of a High Temperature Latent Heat Storage (200–300 °C) Using Eutectic Nitrate Salt of Sodium Nitrate and Potassium Nitrate, *Proceedings of the COMSOL conference*, 2010.
6. Güney T., Solar energy, governance and CO₂ emissions, *Renewable Energy*, 2022, vol. 184, pp. 791–798. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2021.11.124>
7. Hamada Y., Ohtsu W., Fukai J., Thermal response in thermal energy storage material around heat transfer tubes: effect of additives on heat transfer rates, *Solar Energy*, 2003, vol. 75, no. 4, pp. 317–328. DOI:10.1016/j.solener.2003.07.028
8. Horbaniuc B., Dumitrascu G., Popescu A., Mathematical models for the study of solidification within a longitudinally finned heat pipe latent heat thermal storage system, *Energy Conversion and Management*, 1999, vol. 40, no. 15, pp. 1765–1774.
9. Kamkari B., Shokouhmand H., Experimental investigation of phase change material melting in rectangular enclosures with horizontal partial fins, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2014, vol. 78, pp. 839–851. DOI:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.07.056
10. Li G., et al., Solar energy utilisation: Current status and roll-out potential, *Applied Thermal Engineering*, 2022, vol. 209, p. 118285. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118285>
11. Liu Z., Wang Z., Ma C., An experimental study on heat transfer characteristics of heat pipe heat exchanger with latent heat storage. Part I: Charging only and discharging only modes, *Energy Conversion and Management*, 2006, vol. 47, no. 7, pp. 944–966. DOI:10.1016/j.enconman.2005.06.004
12. Liu Z., Wang Z., Ma C., An experimental study on the heat transfer characteristics of a heat pipe heat exchanger with latent heat storage. Part II: Simultaneous charging/discharging modes, *Energy Conversion and Management*, 2006, vol. 47, no. 7, pp. 967–991. DOI:10.1016/j.enconman.2005.06.007
13. Mahdavi M., et al., Experimental study of the thermal characteristics of a heat pipe, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2018, vol. 93, pp. 292–304. DOI:10.1016/j.expthermflusci.2018.01.003
14. Nithyanandam K., Pitchumani R., Computational Modeling of Latent Thermal Energy Storage System With Embedded Heat Pipes, *American Society of Mechanical Engineers Digital Collection*, 2012, pp. 369–376. <https://doi.org/10.1115/IMECE2010-38682>
15. Sargunanathan S., Elango A., Mohideen S. T., Performance enhancement of solar photovoltaic cells using effective cooling methods: A review // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2016, vol. 64, pp. 382–393. DOI:10.1016/j.rser.2016.06.024
16. Sari A., Karaipekli A., Thermal conductivity and latent heat thermal energy storage characteristics of paraffin/expanded graphite composite as phase change material, *Applied Thermal Engineering*, 2007, vol. 27, no. 8, pp. 1271–1277. DOI:10.1016/j.applthermaleng.2006.11.004
17. Sopian K., et al., Performance of a double pass photovoltaic thermal solar collector suitable for solar drying systems, *Energy Conversion and Management*, 2000, vol. 41, no. 4, pp. 353–365. DOI:10.1016/S0196-8904(99)00115-6

18. Tiari S., Mahdavi M., Qiu S., Experimental study of a latent heat thermal energy storage system assisted by a heat pipe network, *Energy Conversion and Management*, 2017, vol. 153, pp. 362–373. DOI:10.1016/j.enconman.2017.10.019
19. Tiari S., Qiu S., Three-dimensional simulation of high temperature latent heat thermal energy storage system assisted by finned heat pipes, *Energy Conversion and Management*, 2015, vol. 105, pp. 260–271. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.08.004>
20. Tiari S., Qiu S., Mahdavi M., Numerical study of finned heat pipe-assisted thermal energy storage system with high temperature phase change material, *Energy Conversion and Management*, 2015, vol. 89, pp. 833–842. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.10.053>
21. Ukrainczyk N., Kurajica S., Šipušić J., Thermophysical Comparison of Five Commercial Paraffin Waxes as Latent Heat Storage Materials, *Chemical and Biochemical Engineering Quarterly*, 2010, vol. 24, no. 2, pp. 129–137. DOI:10.15255/CABEQ.2014.240
22. Reay David A., Thermal energy storage: the role of the heat pipe in performance enhancement, *International Journal of Low-Carbon Technologies*, 2015, 10.2, pp. 99–109. DOI:10.1093/ijlct/ctv009
23. Costa M., Buddhi D., and Oliva A., Numerical simulation of a latent heat thermal energy storage system with enhanced heat conduction, *Energy conversion and management*, 1998, vol. 39, no. 3/4, pp. 319–330.
24. Soni, Vikram, Arvind Kumar, and V. K. Jain, Modeling of PCM melting: Analysis of discrepancy between numerical and experimental results and energy storage performance, *Energy*, 2018, vol 150, pp. 190–204. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.02.097>

Статья поступила в редакцию 28 октября 2023 г.