

DOI: [10.7242/1999-6691/2020.13.2.15](https://doi.org/10.7242/1999-6691/2020.13.2.15)

УДК 532.546

ЧИСЛЕННЫЙ АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ГЕОМЕТРИИ БОКОВЫХ СТенок НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТЕПЛОВЫХ АККУМУЛЯТОРОВ НА ОСНОВЕ ГРАНУЛИРОВАННЫХ МАТЕРИАЛОВ С ФАЗОВЫМИ ПЕРЕХОДАМИ

С.С. Фецов^{1,2}, Н.А. Луценко^{1,2}¹*Институт автоматизации и процессов управления ДВО РАН, Владивосток, Российская Федерация*²*Дальневосточный федеральный университет, Владивосток, Российская Федерация*

Настоящая работа посвящена численному исследованию процессов в накопителях тепловой энергии на основе гранулированных материалов с фазовыми переходами. Изучается связь конфигурации боковых стенок таких тепловых аккумуляторов с эффективностью их работы при плоскопараллельных течениях газового теплоносителя. Форма аккумулятора энергии влияет как на течение теплоносителя в нем, так и на теплообмен, накопление и утилизацию тепла. С использованием оригинальной численной модели рассматривается влияние сужения и расширения боковых стенок на процессы зарядки и разрядки тепловых аккумуляторов с прямоугольным поперечным сечением при двух типах граничных условий: известном массовом расходе газа на входе в объект и известном перепаде давления газа на его открытых границах, для разных температур плавления теплоаккумулирующего материала. Для оценки оптимальности формы теплового аккумулятора служат разные критерии эффективности. Для процесса зарядки критериями являются максимальный коэффициент мгновенной эффективности накопления, максимальный коэффициент суммарной эффективности накопления и минимальное время полной зарядки устройства. При разрядке критериями служат максимальные значения коэффициента эффективности извлечения энергии, общего коэффициента утилизации и времени поддержания температуры теплоносителя на выходе не ниже заданной. Показано, что выбор предпочтительной формы аккумулятора зависит от применяемого критерия эффективности и конкретных условий процесса: граничных условий, температуры фазового перехода материала и других. Тепловые аккумуляторы с сужающейся или расширяющейся конфигурацией имеют преимущество в редких случаях, чаще предпочтительными оказываются аккумуляторы с прямыми боковыми стенками.

Ключевые слова: накопитель тепловой энергии, фазовый переход, пористая среда, численное моделирование

NUMERICAL ANALYSIS OF THE INFLUENCE OF SIDE WALL SHAPE ON THE EFFICIENCY OF THERMAL ENERGY STORAGES BASED ON GRANULAR PHASE CHANGE MATERIALS

S.S. Fetsov^{1,2} and N.A. Lutsenko^{1,2}¹*Institute of Automation and Control Processes FEB RAS, Vladivostok, Russian Federation*²*Far Eastern Federal University, Vladivostok, Russian Federation*

This work is devoted to a numerical study of processes in thermal energy storages based on granular phase change materials. The influence of the side walls shape on the efficiency of such heat accumulators is studied when the plane-parallel flows of gas heat transfer fluid take place. The shape of the energy storage affects the heat transfer fluid flow in the object, and this affects the heat transfer, heat accumulation and heat recovery. Using the novel numerical model, the influence of narrowing and expansion of the side walls on the charging and discharging processes of thermal energy storages with rectangular cross sections are studied under two types of boundary conditions: the known mass flow rate of gas at the object inlet and the known gas pressure drop at its open borders for different phase change temperatures of the phase change material. Different efficiency criteria are used to estimate the preferred shape of a heat storage. For the charging process, the preference criteria considered are the maximum instantaneous storage efficiency, the maximum cumulative storage efficiency, and the minimum time to fully charge the device. For the discharge process, the considered preference criteria are the maximum energy recovery efficiency, the maximum total utilization ratio, and the maximum time to maintain the temperature of the heat transfer fluid at the outlet not lower than the desired value. It is shown that the preferred shape of the energy storage depends on the choice of the efficiency criterion and specific process conditions such as boundary conditions, phase transition temperature, etc. Narrowing and expanding thermal energy storages have an advantage in rare cases, and storages with straight walls are often most preferable.

Key words: thermal energy storage, phase transition, porous media, numerical modeling

1. Введение

Надежность и устойчивость энергоснабжения — важнейшие показатели современных энергетических систем. Необходимость повышения этих параметров — актуальная проблема, которую нужно решать с учетом непрерывного мирового роста потребления энергии, ограниченности ресурсов и перехода к возобновляемой энергетике [1]. Поэтому разрабатываются разные технологии накопления энергии [2]. Один из перспективных способов хранения энергии — создание накопителей тепловой энергии на основе различных материалов с фазовыми переходами — Phase Change Material (МФП или РСМ) [3, 4]. Такие материалы удобно использовать в гранулированной или капсулированной форме. Накопители тепловой энергии могут быть самостоятельными устройствами, например в возобновляемой энергетике [5–7], или входить в состав других энергоаккумуляторов: воздушно-аккумулирующих газотурбинных электростанций (ВАГТЭ) [8, 9], накопителей энергии сжиженного воздуха [10]. ВАГТЭ применяются и в возобновляемой, и в традиционной энергетике для компенсации пикового энергопотребления. Развитием традиционных ВАГТЭ являются их адиабатические аналоги, в которых тепловые аккумуляторы

служат для накопления и вторичного использования тепла, создаваемого в результате сжатия воздуха, в то время как в классических устройствах это тепло никак не употребляется, что ведет к потерям энергии. Помимо описанного применения в энергетике, тепловые аккумуляторы на основе композитных МФП встраиваются в системы защиты, например в теплообменники респираторов для охлаждения вдыхаемого горячего воздуха [11], а также в системы персонального охлаждения [12].

Существует много исследований, посвященных разным типам теплоаккумулирующих материалов и накопителей тепла. Тем не менее остаются нерешенными вопросы, связанные с оптимизацией, повышением эффективности накопления и утилизации энергии в этих устройствах, а также с их корректным математическим описанием. Помимо экспериментальных работ, опубликовано много статей, в которых внимание уделяется математическим моделям и численным методам решения. При численном исследовании фазовых переходов широко применяются энтальпийные модели [13] и модели двухфазной зоны [14, 15], имеющие свои достоинства и недостатки. Однако при изучении МФП, помещенного в гранулы, капсулы или трубки, при моделировании фазовых переходов необходимо учитывать также нагрев или охлаждение МФП за счет теплообмена с теплоносителем. Поэтому для изучения теплоаккумуляторов с наполнением из гранулированных или капсулированных МФП развиваются разные подходы.

Так, в работе [16] представлены результаты сравнительного численного анализа ряда моделей теплоаккумулирующих систем на основе сыпучих сред с фазовыми переходами и без них. В [17] задача для слоя гранулированного МФП решается в однотемпературном приближении с помощью энтальпийной модели, которая состоит только из одного уравнения типа конвекции–диффузии. Результаты расчетов демонстрируют хорошее соответствие экспериментальным измерениям, хотя требуется задание зависимости энтальпии МФП от температуры при фазовом переходе. В [18] экспериментально и численно исследуются двумерные течения газа в трубе, заполненной капсулированным МФП. В [6] с использованием двухтемпературной модели и подхода двухфазной зоны изучается теплоаккумулирующая система с МФП и газовым теплоносителем; показано, что эффективность теплоаккумулятора зависит от выбора температуры фазового перехода. В работах [19, 20] для описания процессов в гранулированном слое МФП с газовым теплоносителем в рамках одномерного двухтемпературного приближения предложена численная модель, основанная на методе конечных объемов. Работа [21] посвящена экспериментальному анализу течений газа через неподвижный и псевдооживленный слой гранулированного МФП; проведено сравнение этих режимов. В [22] двухтемпературное приближение и энтальпийная модель применяются к слою гранулированного МФП, который исследуется экспериментально и численно. Оригинальная численная модель, включающая уравнения сохранения энергии МФП и газа, предложена в [23]; задача решена методом конечных разностей. Ряд недавних изысканий посвящен влиянию формы и многослойности теплоаккумулирующего материала на процессы в тепловых аккумуляторах. В [24] для двухслойного теплонакопителя с капсулами МФП разного диаметра изучается влияние температуры, массового расхода теплоносителя на входе и других параметров на тепловые характеристики объекта. Численно рассчитываются характеристики процессов в трехслойных аккумуляторах с наполнением высокотемпературными капсулированными МФП: в [25, 26] — для расплавленной соли в качестве теплоносителя; в [27] — для газового теплоносителя. В [28] экспериментально исследовано влияние соотношения сторон теплоаккумулятора на основе шариков МФП с водой в качестве теплоносителя на его рабочие свойства.

Общая особенность многих известных математических моделей, описывающих процессы в накопителях тепловой энергии с гранулированным МФП, состоит в их относительной простоте, поскольку зачастую в них нет детализации газовой динамики, не учитываются сжимаемость газа и некоторые другие характеристики. Успешные валидации с экспериментальными данными, демонстрируемые в работах, где используются такие модели, показывают их справедливость в определенных диапазонах параметров задач. Численные модели с более детальным представлением газодинамики предложены в [29], где исследованы некоторые особенности течения газового теплоносителя через слой частиц МФП, и в [30, 31]. Применимость модели, разработанной в [30, 31], доказывается хорошим соответствием экспериментальным данным полученных с ее помощью результатов. В работе [32] изучается влияние сжимаемости газа на его течение через гранулированные МФП, а также продемонстрирована необходимость детального описания газодинамики при моделировании процессов в тепловых аккумуляторах, заполненных гранулированным МФП с определенными параметрами. Посредством численных экспериментов показано, что пренебрежение сжимаемостью газа при моделировании гранулированных МФП с газовым теплоносителем может приводить к значительным ошибкам в решении задачи и в общем случае не гарантирует адекватности верхней или нижней оценки характерных времен процесса.

Следует заметить, что разработанная в [30, 31] модель и ее реализация являются модификацией ранее известных из работ [33–35] математической модели и численного метода расчета нестационарных процессов газового охлаждения пористых саморазогревающихся объектов при заданном перепаде давления на их открытых границах. Модификации этой численной модели использовались также в [36, 37] для исследования нестационарных режимов распространения волн фильтрационного горения, которые представляют собой волны экзотермической химической реакции между твердым горючим и окислителем, содержащимся в газе, протекающем через объект [38, 39].

Цель настоящей работы — анализ влияния сужения и расширения боковых стенок на процессы зарядки и разрядки накопителей тепловой энергии на основе гранулированных МФП при плоскопараллельных течениях газового теплоносителя. Рассмотрены два типа граничных условий: известный массовый расход газа на входе в аккумулятор и известный перепад давления теплоносителя на открытых границах аккумулятора. Сравниваются три типа формы боковых стенок: прямые, плавно сужающиеся и плавно расширяющиеся. Во всех случаях объекты имеют прямоугольное поперечное сечение, при этом их объем постоянен при всех конфигурациях стенок. Для выбора оптимальной формы теплового аккумулятора используется несколько критериев эффективности.

2. Численная модель

В работе изучаются накопители, заполненные гранулами или капсулами материала с фазовыми переходами. С точки зрения механики слой частиц МФП можно рассматривать как пористую среду. Будем рассматривать такие объекты, которые имеют непроницаемые боковые стенки и две открытые границы: вход и выход. Газ при заданной температуре, которая может быть ниже или выше температуры МФП, поступает в объект через вход, движется сквозь пористую среду и вытекает через выходную границу. В результате теплообмена с газом температура МФП изменяется, и при достижении ею определенного значения происходит фазовый переход без потери устойчивости и без значительных изменений теплофизических свойств материала. В качестве наполнителя в статье рассматривается гранулированный материал серии GR, производимый компанией Rubitherm (Берлин, Германия) [40].

Для исследования процессов в пористых объектах, состоящих из частиц МФП, применяется оригинальная математическая модель, основанная на предположении, что континуумы проникают друг в друга и взаимодействуют [41]. Уравнения модели в общем трехмерном случае подробно описаны в [30]. В настоящей работе не будут учтены два фактора, влияние которых на рассматриваемые процессы очень мало: во-первых, в уравнении энергии газа не принимаются во внимание работа сил сопротивления и обратимая работа сжатия газа; во-вторых, не берется в расчет сила тяжести. В случае принудительной фильтрации гравитацией можно пренебречь не только при горизонтальной ориентации, когда основной поток движется вдоль горизонтальной оси, но и для вертикально ориентированных объектов. Поэтому полученные результаты могут быть использованы для тепловых аккумуляторов с различными направлениями движения теплоносителя.

В настоящей работе будем полагать течение в рассматриваемом пористом объекте двумерным плоским. Таким образом, все параметры процесса зависят только от двух пространственных координат: поперечной и продольной, которые обозначим как x и y . Составляющие скорости фильтрации газа вдоль осей x и y обозначим как u и v соответственно. Переход от размерных уравнений модели к их безразмерной записи описан в [31], поэтому приведем их окончательный вид в декартовых координатах:

– уравнение энергии гранулированного МФП

$$(1-a)Sh \frac{\partial T_c}{\partial t} = -St_1(T_c - T_g) + \frac{1-a}{Pe_1} \left(\frac{\partial^2 T_c}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_c}{\partial y^2} \right) - (1-a) \frac{Sh}{Ste} \frac{\partial f}{\partial t}; \quad (1)$$

– уравнение энергии газового теплоносителя

$$\rho_g \left(aSh \frac{\partial T_g}{\partial t} + u \frac{\partial T_g}{\partial x} + v \frac{\partial T_g}{\partial y} \right) = St_2(T_c - T_g) + \frac{a}{Pe_2} \left(\frac{\partial^2 T_g}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_g}{\partial y^2} \right); \quad (2)$$

– уравнения сохранения импульса газового теплоносителя

$$\begin{aligned} \frac{1+(1-a)\chi}{a^2} \rho_g \left(aSh \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) &= -Eu \frac{\partial p}{\partial x} - \left(\frac{\Pi_1}{Re} \frac{T_g^{3/2}}{T_g + \tilde{c}_{s2}} + \Pi_2 \rho_g |\mathbf{u}| \right) u, \\ \frac{1+(1-a)\chi}{a^2} \rho_g \left(aSh \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) &= -Ev \frac{\partial p}{\partial y} - \left(\frac{\Pi_1}{Re} \frac{T_g^{3/2}}{T_g + \tilde{c}_{s2}} + \Pi_2 \rho_g |\mathbf{u}| \right) v; \end{aligned} \quad (3)$$

– уравнение неразрывности газового теплоносителя

$$aSh \frac{\partial \rho_g}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_g u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho_g v)}{\partial y} = 0; \quad (4)$$

– уравнение состояния совершенного газа и условие фазового перехода

$$p = \rho_g T_g, \quad f = \begin{cases} 0 & T_c < T_{ph}, \\ (0..1) & T_c = T_{ph}, \\ 1 & T_c > T_{ph}. \end{cases} \quad (5)$$

В уравнениях (1)–(5) и в последующем изложении у безразмерных переменных:

$$\tilde{p} = p/p_*, \quad \tilde{\mathbf{u}} = \mathbf{u}/u_*, \quad \tilde{T} = T/T_*, \quad \tilde{t} = t/t_*, \quad \tilde{x} = x/H, \quad \tilde{y} = y/H, \quad \tilde{\rho}_g = \rho_g/\rho_{g*},$$

знак «~» над символом опущен. Здесь H — длина пористого объекта, индекс «*» обозначает характерное значение соответствующей величины. Используются следующие параметры подобия:

$$\begin{aligned} \tilde{c}_{s2} = \frac{c_{s2}}{T_*}; \quad Eu = \frac{p_*}{\rho_{g*} u_*^2}; \quad Pe_1 = \frac{u_* \rho_c c_c H}{\lambda_c}; \quad Pe_2 = \frac{u_* \rho_{g*} c_{gp} H}{\lambda_g}; \quad Re = \frac{\rho_{g*} u_* \sqrt{k_1}}{c_{s1} \sqrt{T_g}}; \quad Sh = \frac{H}{u_* t_*}; \\ St_1 = \frac{\alpha H}{\rho_c c_c u_*}; \quad St_2 = \frac{\alpha H}{\rho_{g*} c_{gp} u_*}; \quad Ste = \frac{T_* c_c}{L_{ph}}; \quad \Pi_1 = \frac{H}{\sqrt{k_1}}; \quad \Pi_2 = k_2 H. \end{aligned} \quad (6)$$

Также введены обозначения: p — давление; \mathbf{u} — вектор скорости фильтрации газа; T — температура; t — время; ρ — плотность, a — пористость; c — удельная теплоемкость; c_{s1} и c_{s2} — константы в формуле Сазерленда; f — доля жидкой фазы в МФП; k_1 — коэффициент проницаемости пористой среды; k_2 — коэффициент инерционного сопротивления пористой среды; L_{ph} — удельная теплота плавления МФП; R — газовая постоянная; α — коэффициент межфазного теплообмена; λ — коэффициент теплопроводности; μ — коэффициент динамической вязкости газа; χ — коэффициент, учитывающий инерционное взаимодействие сред при их взаимном ускоренном движении [41]. Индексы в обозначениях указывают: c — МФП, g — газ, ph — точку фазового перехода, p — значение при постоянном давлении.

На входе в объект известна температура газа, на выходе — давление газа. На обеих открытых границах известны условия теплообмена. Таким образом, на открытых границах можем записать следующие условия:

$$T_g|_{S_{inp}} = T_{g0}, \quad \mathbf{n} \cdot \text{grad} T_c|_{S_{inp} \cup S_{out}} = 0, \quad \mathbf{n} \cdot \text{grad} T_g|_{S_{out}} = 0, \quad p|_{S_{out}} = 1. \quad (7)$$

Здесь и далее: S_{inp}, S_{out} — поверхности входа и выхода из объекта соответственно, \mathbf{n} — вектор нормали к поверхности. На непроницаемых границах известны также условия теплообмена:

$$\mathbf{n} \cdot \text{grad} T_c|_{S_{wall}} = 0, \quad \mathbf{n} \cdot \text{grad} T_g|_{S_{wall}} = 0, \quad \mathbf{n} \cdot \mathbf{u}|_{S_{wall}} = 0, \quad (8)$$

где S_{wall} — поверхности боковых стенок объекта. Заметим, что адиабатические условия на непроницаемых границах не являются обязательными для представленной численной модели, и теплообмен с внешней средой может быть учтен, но в настоящем исследовании боковые стенки полагаются теплоизолированными, чтобы убрать влияние теплопотерь при сравнении разных пористых накопителей.

Помимо условий (7) и (8) рассмотрим два типа граничных условий на входе в объект:

I тип — давление газа задано на всех открытых границах объекта

$$p|_{S_{inp}} = p_0; \quad (9)$$

II тип — известен массовый расход газа на входе в объект

$$\int_{S_{inp}} \rho_g v ds = Q_0. \quad (10)$$

Условия (9) и (10) являются взаимоисключающими, и только одно из них может быть применено. Таким образом, выражения (7)–(10) представляют граничные условия для уравнений (1)–(4).

Для разрешения системы (1)–(5) необходимо также задать значения искомых функций в начальный момент времени.

Заметим, что условия вида последнего равенства из (7) и выражения (9), описывающие заданный перепад давления газа на открытых границах объекта, присущи аккумуляторам, применяемым в составе адиабатических ВАГТЭ. В этом случае давление на входе или выходе, в зависимости от того, заряжается аккумулятор или разряжается, может быть постоянным, если ВАГТЭ использует каверну сжатого воздуха с изменяемым объемом, или давление может меняться со временем при постоянном объеме каверны. Эти факторы при необходимости можно учесть в модели.

Для решения уравнений (1)–(5) с условиями (7)–(10) разработан численный метод, являющийся развитием подхода к одномерным задачам из [31]. Основные идеи метода следующие: уравнения (1)–(3) преобразуются в явные конечно-разностные аналоги, из которых определяются температура и доля жидкой фазы МФП, температура и скорость фильтрации газа; уравнение (4) переходит в неявное конечно-разностное уравнение, из которого методом прогонки [42] рассчитывается давление газа; плотность газа отыскивается из уравнения состояния.

Функции T_c и f находятся из (1) следующим образом:

– если полученная на предыдущем шаге по времени температура МФП не равна температуре фазового перехода, то, в зависимости от значения температуры МФП, доля жидкой фазы в МФП f равна 0 или 1, слагаемое с ней обнуляется, и по (1) рассчитывается T_c ;

– если температура МФП с предыдущего шага равна температуре фазового перехода, а доля f имеет значения между 0 и 1, то есть происходит фазовый переход, то левая часть в (1) обнуляется, и из него можно определить f . При начале и конце фазового перехода делаются соответствующие корректировки функций, описанные в [31], которые обеспечивают баланс энергии. Точность предложенного метода исследовалась на серии сгущающихся сеток, а также путем валидации с экспериментальными данными по течениям газа в цилиндрической трубе с гранулированным МФП [19, 21]. Как показано в [30, 31], результаты соответствуют друг другу, то есть предложенная модель способна адекватно описывать процессы в гранулированных МФП.

3. Описание вычислительного эксперимента

Анализ влияния формы боковых стенок на процессы зарядки и разрядки теплового аккумулятора с наполнением гранулированным МФП проведем посредством численного моделирования. Рассмотрим пористый объект, две стенки которого ортогональны поверхностям входа и выхода и параллельны друг другу, а две других стенки ортогональны им, но в общем случае их форма более сложная. Таким образом, пористый объект имеет прямоугольное поперечное сечение переменной ширины. Положим, что объект симметричен относительно плоскости с координатой $x=0$. При пренебрежении пристеночными эффектами течения в таких объектах можно считать плоскопараллельными и все процессы описывать уравнениями (1)–(5) в декартовых координатах.

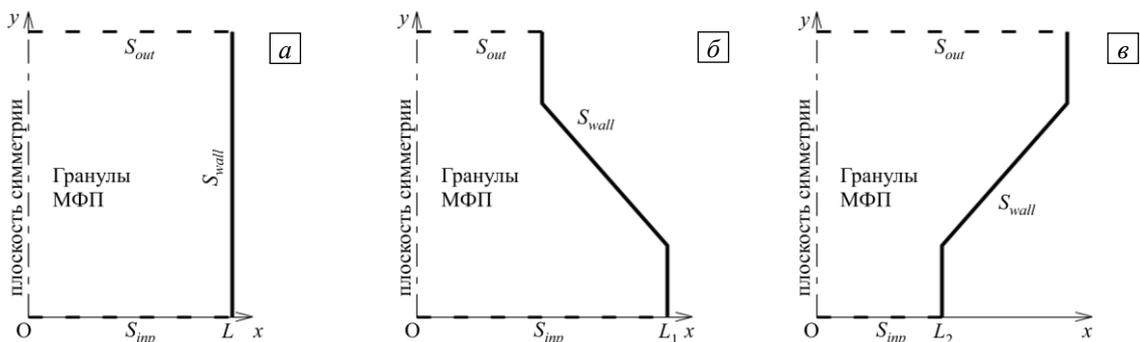


Рис. 1. Пористые объекты в сечениях плоскостью Oxy : прямой (а), сужающийся (б), расширяющийся (в)

Для исследования определим три типа объектов в зависимости от конфигурации боковых стенок (см. Рис. 1). Первый тип — прямая труба с постоянным прямоугольным сечением. Второй тип представим следующим образом: при изменении координаты y от 0 до A ширина объекта постоянна и равна $2L_1$; начиная с $y=A$, ширина плавно уменьшается до тех пор, пока отношение наибольшей ширины $2L_1$ к наименьшей не составит B_1 ; затем, вплоть до достижения координатой y значения 1, ширина объекта остается постоянной. Такой объект будем называть объектом с сужающимися стенками или сужающимся пористым объектом. Третий тип зададим так: от $y=0$ до $y=A$ ширина объекта $2L_2$; от $y=A$ она плавно

увеличивается до значения y , при котором отношение наименьшей ширины $2L_2$ к наибольшей достигает величины B_2 ; затем ширина объекта остается постоянной до $y=1$. Такой объект назовем объектом с расширяющимися стенками или расширяющимся объектом. Предполагаем, что угол между наклонными частями стенок и плоскостью симметрии равен $\pi/4$, что позволяет упростить исследование и использовать при расчете равномерные сетки.

Сравним процессы в описанных объектах одинакового объема и длины. Исследование выполним для следующих диапазонов значений безразмерных параметров задачи:

$$A \in [0,05 \dots 0,45], \quad B_1 \in [1,33 \dots 4,00], \quad B_2 \in [0,25 \dots 0,75], \quad L_1 \in [1,0 \dots 2,0], \quad L_2 \in [0,5 \dots 1,5], \\ T_{g0} \in [1,00 \dots 1,33], \quad T_{ph} \in [1,10 \dots 1,23], \quad p_0 \in [1,1 \dots 1,5], \quad (11)$$

а остальные параметры задачи зафиксируем:

$$a = 0,4; \quad \hat{c}_{s2} = 0,37; \quad Eu = 8,3 \cdot 10^4; \quad Pe_1 = 8,4 \cdot 10^7; \quad Pe_2 = 2,73 \cdot 10^2; \quad Re = 4,75; \quad Sh = 4,2 \cdot 10^{-2}; \\ St_1 = 7,5 \cdot 10^{-3}; \quad St_2 = 20,8; \quad Ste = 4,5; \quad \Pi_1 = 5 \cdot 10^4; \quad \Pi_2 = 0; \quad \chi = 0,5. \quad (12)$$

Параметрический анализ показал, что основные особенности течения газа через пористые объекты заданных конфигураций для разных значений параметров из диапазонов (11) качественно похожи, имеются только количественные различия. Поэтому приведенные ниже результаты отвечают набору (12) и следующим значениям:

$$A = 0,25; \quad B_1 = 2,00; \quad B_2 = 0,50; \quad L_1 = 1,0; \quad L_2 = 0,5. \quad (13)$$

При исследовании движения газа в тепловых аккумуляторах положим, что

$$Q_0 = 1, \quad (14)$$

если на входе задано условие I типа, и

$$p_0 = 1,1, \quad (15)$$

если на входе выполняется условие II типа.

Данные (12)–(14) отвечают следующим значениям размерных параметров: $c_c = 2,25 \cdot 10^3$ Дж/кг·К, $c_g = 10^3$ Дж/кг·К, $c_{s1} = 1,46$ Па·с/ \sqrt{K} , $c_{s2} = 110,4$ К, $H = 5$ м, $k_1 = 10^{-8}$ м², $k_2 = 0$, $L_{ph} = 10^5$ Дж/кг, $p_* = 10^5$ Па, $T_* = 300$ К, $t_* = 3600$ с, $u_* = 1$ м/с, $\alpha = 5 \cdot 10^3$ Вт/м³·К, $\lambda_c = 0,2$ Вт/м·К, $\lambda_g = 2,2 \cdot 10^{-2}$ Вт/м·К, $\rho_c = 1,5 \cdot 10^3$ кг/м³, $\rho_g = 1,2$ кг/м³. При этом выбранные значения параметров газа соответствуют параметрам воздуха, а значения плотности, удельной теплоемкости и коэффициента теплопроводности наполнителя — материалу GR50[40].

4. Исследование зарядки теплового аккумулятора

Рассмотрим процесс зарядки теплового аккумулятора. Пусть в начальный момент времени искомые функции имеют следующие значения: $T_c = T_g = p = \rho_g = 1$, $u = v = f = 0$. На вход в объект подается газ с температурой $T_{g0} = 1,33$. На рисунке 2 для МФП изображены распределения температуры, доли жидкой фазы и давления газа, а также поля скорости фильтрации газа при заданном массовом расходе газа в момент $t = 10/3$, что составляет 3 ч и 20 мин размерного времени. Здесь $T_{ph} = 1,10$, остальные параметры см. в (12)–(14). Так как распределения симметричны относительно плоскости с координатой $x = 0$, на рисунках изображены только их правые половины.

Из рисунков видно, что в случае непрямых боковых стенок распределения искомых функций не равномерны по поперечному сечению объекта. Несмотря на отсутствие боковых теплопотерь, наиболее эффективный нагрев в сужающемся и расширяющемся аккумуляторе имеет место в центральной части пористого объекта, то есть в окрестности его плоскости симметрии, где газ движется быстрее, чем у боковых стенок. В сужающемся объекте давление газа около боковых стенок является более высоким относительно давления в центральной части, а в расширяющемся объекте давление газа около боковых стенок, наоборот, ниже, чем в центре. Пиковое значение скорости достигается в конце наклонных стенок в сужающемся объекте и в начале наклонных стенок — в расширяющемся.

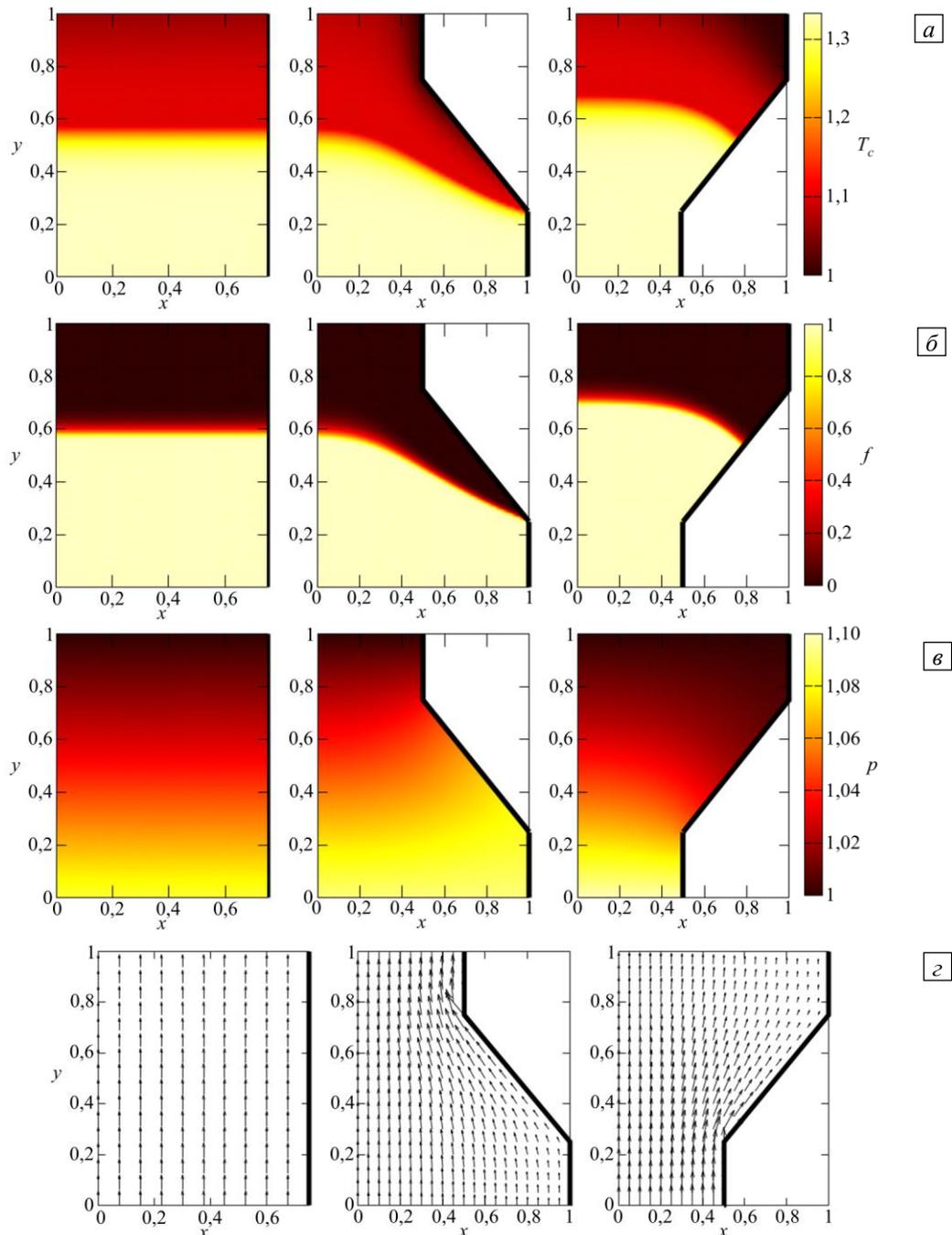


Рис. 2. Зарядка теплового аккумулятора с прямыми (слева), сужающимися и расширяющимися (справа) боковыми стенками; распределения параметров: температуры МФП T_c (а), доли жидкой фазы f в МФП (б), давления газа p (в), скорости фильтрации газа \mathbf{u} (г)

Далее исследуем эффективность накопления энергии в аккумуляторах различной формы. Вопрос, на который требуется ответить, следующий: какая форма пористого объекта наиболее предпочтительна? Пусть при зарядке наиболее предпочтительный объект аккумулирует максимальное количество входящей энергии, то есть как можно меньше энергии теряется с выходящим теплоносителем. Введем коэффициент мгновенной эффективности накопления η в рассматриваемый момент времени, равный отношению остающейся в объекте энергии к энергии, входящей в объект:

$$\eta = (e_{inp} - e_{out}) / e_{inp}.$$

Здесь и далее e_{inp} — тепловая энергия на входе, поступающая в объект вместе с газом, e_{out} — тепловая энергия, уносимая в этот же момент времени газом через выход. Так как поверхности S_{inp} и S_{out}

ортогональны плоскости симметрии объекта, то $u = 0$ на этих границах, а e_{inp} , e_{out} определяются по формулам:

$$e_{inp} = \rho_g c_{gp} T_* u_* H^2 \int_{Sinp} \rho_g v (T_g - 1) ds, \quad e_{out} = \rho_g c_{gp} T_* u_* H^2 \int_{Sou} \rho_g v (T_g - 1) ds.$$

Коэффициент η показывает отношение мгновенных накопленной и входящей энергий: чем он выше, тем меньше энергии теряется, и тем эффективнее в рассматриваемый момент времени аккумулируется энергия.

Рассмотрим также величину M — суммарный массовый расход газа, входящего в объект, который определяется через массовый расход газа на входе в объект:

$$M = \int_0^t \int_{Sinp} \rho_g v ds dt. \quad (16)$$

На рисунке 3 для двух температур фазового перехода МФП изображены зависимости коэффициента мгновенной эффективности накопления от времени и суммарного массового расхода газа при зарядке тепловых аккумуляторов различных конфигураций с учетом разных граничных условий: заданных массовом расходе газа и давлении на входе в объект. Заметим, что при заданном массовом расходе газа безразмерные переменные t и M совпадают, так как в этом случае, согласно (14), формула (16) преобразуется: $M = Q_0 t = t$. На рисунке 3 видно, что мгновенная эффективность накопления убывает монотонно во всех случаях. Рисунки 3а и 3б показывают, что нулевое значение η достигается позже всего в аккумуляторе с расширяющимися боковыми стенками. Так как нулевое значение η соответствует полной зарядке теплового аккумулятора, то можно сделать вывод, что аккумулятор с прямыми стенками заряжается быстрее остальных, а расширяющийся — медленнее всех.

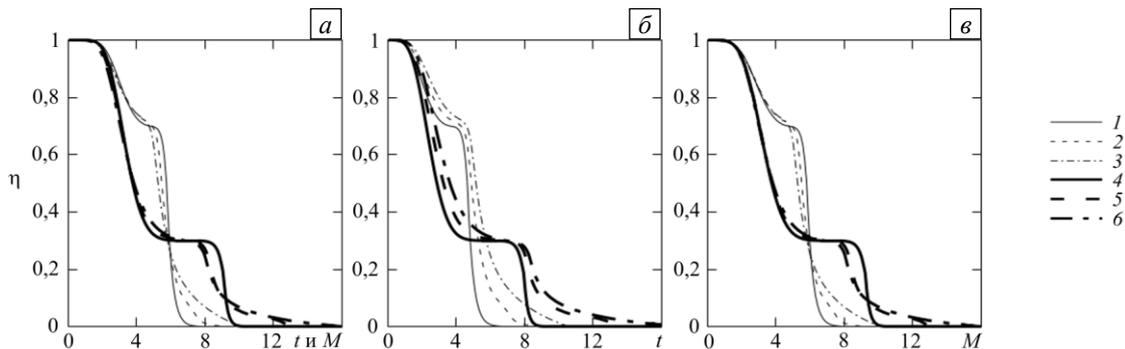


Рис. 3. Зависимости при $T_{ph} = 1,10$ (кривые 1, 2, 3) и $T_{ph} = 1,23$ (4, 5, 6) коэффициента мгновенной эффективности накопления энергии при зарядке аккумулятора с прямыми (кривые 1, 4), сужающимися (2, 5) и расширяющимися (3, 6) стенками: при заданном массовом расходе от времени и суммарного массового расхода (а); при известном постоянном давлении газа на входе в объект от времени (б) и от суммарного массового расхода (в)

Это же демонстрирует рисунок 4, на котором изображена относительная накопленная энергия E в зависимости от времени и расхода M . Она вычисляется как отношение энергии E_{stored} , накопленной к рассматриваемому моменту времени, к максимально возможной накопленной энергии E_{max} :

$$E = E_{stored} / E_{max}, \quad (17)$$

$$E_{stored} = \rho_c H^3 \int_V (1-a) (c_c T_* (T_c - 1) + Lf) dV, \quad (18)$$

$$E_{max} = \rho_c H^3 V (1-a) (c_c T_* (T_{g0} - 1) + L), \quad (19)$$

где V — безразмерный объем объекта (объем, отнесенный к H^3).

Если вернуться к рисунку 3а, то также можно увидеть, что при постоянном массовом расходе газа зависимости η от времени в объектах разной конфигурации при одинаковой температуре фазового перехода могут пересекаться. Это значит, что мгновенное накопление в определенные моменты времени может быть больше то у сужающихся или расширяющихся объектов, то у объектов с прямыми стенками.

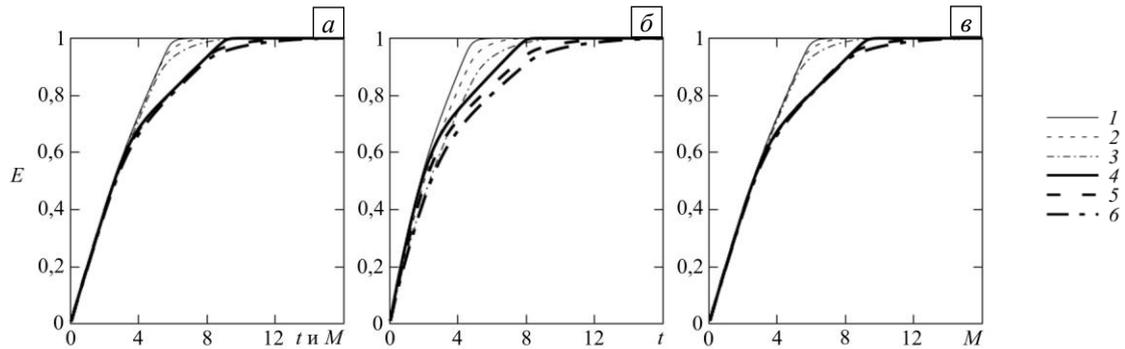


Рис. 4. Зависимости при $T_{ph} = 1,10$ (кривые 1, 2, 3) и $T_{ph} = 1,23$ (4, 5, 6) относительной накопленной энергии при зарядке аккумулятора с прямыми (кривые 1, 4), сужающимися (2, 5) и расширяющимися (3, 6) стенками: при заданном массовом расходе от времени и суммарного массового расхода (а); при известном постоянном давлении газа на входе в объект от времени (б) и от суммарного массового расхода (в)

Таким образом, при зарядке в одни моменты более эффективны аккумуляторы с прямыми стенками, а в другие — аккумуляторы с сужающимися или расширяющимися стенками.

При постоянном давлении газа на входе в объект значения η на всем временном отрезке в объекте с прямыми стенками не превышают таковых в объектах с более сложной конфигурацией и той же температурой фазового перехода, как свидетельствует рисунок 3б. При данном граничном условии почти на всем временном отрезке тепловой аккумулятор с расширяющимися стенками обладает наибольшей мгновенной эффективностью накопления, а аккумулятор с прямыми стенками — наименьшей. Может показаться, что конфигурация с прямыми стенками наименее полезна. Однако нужно заметить, что при постоянном давлении газа на входе в объект массовый расход на входе меняется со временем и отличается для каждой конфигурации объекта, так что в каждый момент времени в объекты с различной конфигурацией поступает разное количество энергии. Если посмотреть на характер коэффициента η в зависимости не от времени, а от суммарного расхода M , можно увидеть (см. Рис. 3в), что в случае постоянного давления газа на входе в объект эти зависимости почти не отличаются от зависимостей на рисунке 3а. Таким образом, мгновенное накопление энергии при некоторых значениях M максимально для сужающихся или расширяющихся объектов, а при других значениях M — для объектов с прямыми стенками.

На рисунке 4а видно, что при постоянном массовом расходе газа и одинаковой температуре фазового перехода МФП относительная накопленная энергия для всех трех конфигураций возрастает почти с одинаковой скоростью в течение большей части процесса зарядки. Наибольшие различия присутствуют ближе к концу этого процесса. Таким образом, изменения в мгновенной эффективности накопления на начальной стадии зарядки незначительно влияют на рост накопленной энергии.

При постоянном перепаде давления на входе в объект кривые относительной накопленной энергии для объектов разной конфигурации при одинаковой температуре фазового перехода отличаются не только в конце, но и в начале процесса зарядки (см. Рис. 4б). Это вызвано упомянутой выше разницей во входящей энергии для различных конфигураций пористого объекта. Если построить относительную накопленную энергию в зависимости не от времени, а от расхода M , то получится график (см. Рис. 4в), визуально близкий к графику на рисунке 4а, соответствующему случаю постоянного массового расхода.

Далее, для исследования эффективности накопления энергии в тепловых аккумуляторах различной формы введем коэффициент суммарной эффективности накопления ξ [21], в рассматриваемый момент времени равный отношению энергии E_{stored} , накопленной в объекте, к суммарной вошедшей энергии E_{imp} :

$$\xi = E_{stored} / E_{imp},$$

где

$$E_{imp} = t_* \int_0^t e_{imp} dt.$$

Так как коэффициент ξ показывает отношение накопленной и суммарной входящей энергий, то чем выше его значение, тем меньше суммарные потери энергии и более эффективно осуществляется суммарное накопление энергии.

На рисунке 5 изображены зависимости коэффициента суммарной эффективности накопления от времени и суммарного массового расхода газа при зарядке тепловых аккумуляторов различных конфигураций при граничных условиях типов I и II для двух температур фазового перехода МФП. На рисунке 5а видно,

что при постоянном массовом расходе газа суммарная эффективность накопления энергии среди объектов различной конфигурации с одинаковой температурой плавления максимальна в аккумуляторе с прямыми стенками. Такой аккумулятор заряжается быстрее, а так как при постоянном расходе в аккумуляторы поступает одинаковое количество энергии, то потерянной при зарядке энергии у него оказывается меньше. При этом коэффициент ξ для аккумуляторов с сужающимися и расширяющимися стенками на протяжении всего процесса зарядки не превосходит значения для аккумулятора с прямыми стенками (см. Рис. 5а). Следовательно, при постоянном массовом расходе газа аккумулятор с прямыми боковыми стенками оказывается самым эффективным при полной и частичной зарядке, а отличия в эффективности у объектов иной конфигурации очень незначительны. Если сравнивать аккумуляторы при наполнении МФП с разной температурой плавления, то более эффективны аккумуляторы с меньшей температурой плавления конденсированной фазы. Анализ рисунков 4 и 5 показывает также, что полное время зарядки возрастает при увеличении температуры фазового перехода МФП.

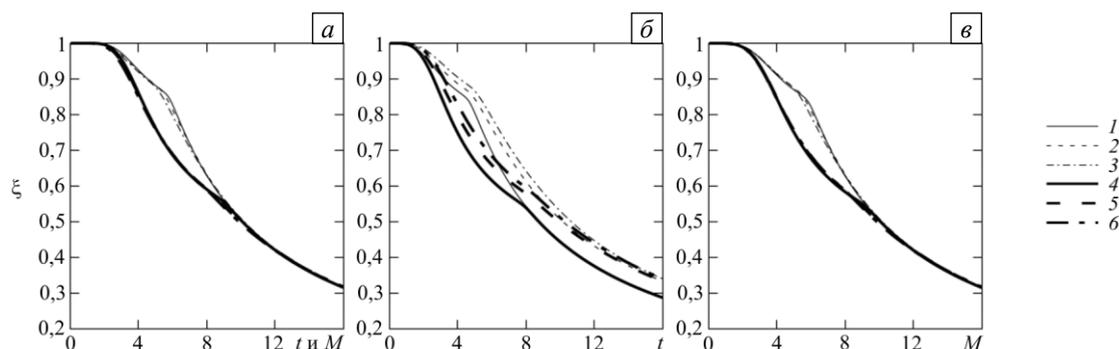


Рис. 5. Зависимости при $T_{ph} = 1,10$ (кривые 1, 2, 3) и $T_{ph} = 1,23$ (4, 5, 6) коэффициента суммарной эффективности накопления при зарядке аккумулятора с прямыми (кривые 1, 4), сужающимися (2, 5) и расширяющимися (3, 6) стенками: при заданном массовом расходе от времени и суммарного массового расхода (а); при известном постоянном давлении газа на входе в объект от времени (б) и от суммарного массового расхода (в)

При постоянном давлении на входе в объект значение коэффициента ξ быстрее всего падает у аккумулятора с прямыми боковыми стенками, что демонстрирует рисунок 5б. Однако этот аккумулятор заряжается быстрее остальных в силу разной величины входящей энергии. Поэтому к моменту полной зарядки суммарная эффективность накопления у этого аккумулятора выше, чем у аккумуляторов с сужающимися и расширяющимися стенками. Ввиду этого, если при постоянном перепаде давления газа ставить целью минимизацию суммарных потерь энергии при полной зарядке, то аккумулятор с прямыми боковыми стенками является также наиболее предпочтительным. Если же нужно свести к минимуму суммарные потери энергии не при полной зарядке, а при некотором заданном поступлении энергии, то следует рассмотреть зависимость коэффициента суммарной эффективности накопления не от времени, а от суммарного массового расхода газа, так как при одном суммарном расходе в объекты с различной конфигурацией поступает одинаковое количество энергии. На рисунке 5в можно видеть, что суммарная эффективность накопления у объекта с прямыми стенками может быть хуже, чем у объектов с другой геометрией стенок, но при этом отличия в эффективности у этих объектов незначительны.

Таким образом, если при зарядке за критерий эффективности брать максимальную суммарную эффективность накопления, то объект с прямыми стенками, как правило, более предпочтителен, чем с сужающимися или расширяющимися границами. При этом по мере роста температуры плавления конденсированной фазы МФП эффективность накопления энергии пористым объектом ухудшается.

5. Исследование разрядки теплового аккумулятора

Далее рассмотрим процесс разрядки тепловых аккумуляторов различной конфигурации. Пусть начальные значения искомых функций равны значениям, которые соответствуют концу процесса зарядки, и на вход в объект подается газ с температурой $T_{g0} = 1,00$. Для анализа эффективности при разрядке аккумуляторов с различной формой введем коэффициент эффективности извлечения энергии φ [21], равный отношению извлеченной из аккумулятора энергии к энергии, доступной к извлечению. Так как доступная к извлечению энергия равна максимальной накопленной энергии, то через ранее введенные параметры этот коэффициент можно выразить следующим образом:

$$\varphi = 1 - E,$$

где E вычисляется по формулам (17)–(19).

На рисунке 6 изображены зависимости коэффициента эффективности извлечения энергии от времени и суммарного массового расхода газа при разрядке тепловых аккумуляторов различной конфигурации при разных граничных условиях: заданном массовом расходе и заданном давлении на входе в объект, для двух температур фазового перехода МФП. При обоих типах граничных условий на входе зависимость времени разрядки аккумулятора от температуры фазового перехода МФП отличается от подобной зависимости процесса зарядки: время полной разрядки меньше в аккумуляторе с более высокой температурой фазового перехода МФП. Рисунок 6а свидетельствует, что при постоянном массовом расходе газа разрядка происходит быстрее в объекте с прямыми стенками. В то же время во всех трех объектах при одинаковом значении T_{ph} коэффициент φ в течение большей части времени разрядки растет почти с одинаковой скоростью, а значительные различия проявляются только ближе к концу процесса разрядки. Из анализа рисунка 6б следует, что при заданном перепаде давления газа разрядка объекта с расширяющимися боковыми стенками заканчивается быстрее, чем в объекте с сужающимися стенками, хотя при зарядке наблюдалась обратная картина. Если в случае постоянного перепада давления газа на оси абсцисс отложить не время, а суммарный массовый расход, то получим графики, визуально близкие к кривым с рисунка 6а, что и демонстрирует рисунок 6в. Таким образом, если при разрядке аккумулятора цель заключается в эффективном извлечении энергии, то более предпочтительными являются аккумуляторы с прямыми стенками, при этом, по мере роста температуры плавления конденсированной фазы МФП, эффективность извлечения энергии из аккумулятора улучшается.

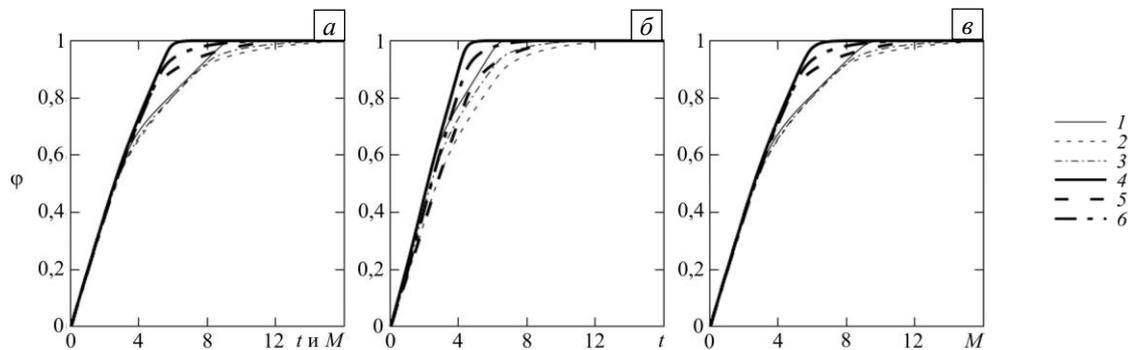


Рис. 6. Зависимости при $T_{ph} = 1,10$ (кривые 1, 2, 3) и $T_{ph} = 1,23$ (4, 5, 6) коэффициента эффективности извлечения энергии при разрядке аккумулятора с прямыми (кривые 1, 4), сужающимися (2, 5) и расширяющимися (3, 6) стенками: при заданном массовом расходе от времени и суммарного массового расхода (а); при известном постоянном давлении газа на входе в объект от времени (б) и от суммарного массового расхода (в)

Однако при разрядке критерием выбора предпочтительной формы теплового аккумулятора может быть не эффективность извлечения энергии, а поддержание на выходе из объекта температуры не ниже заданной. Рассмотрим относительную среднюю по сечению температуру газа на выходе из объекта T_{out} , вычисляемую следующим образом:

$$T_{out} = (T_{mean} - 1)/(T_{max} - 1),$$

где T_{mean} — средняя по сечению температура газа на выходе из объекта, T_{max} — максимальная температура в тепловом аккумуляторе, соответствующая его полной зарядке. На рисунке 7 изображены зависимости T_{out} от времени и от суммарного массового расхода газа при разрядке аккумуляторов различной конфигурации при разных граничных условиях: заданном массовом расходе и заданном давлении газа на входе в объект, для двух температур плавления. На рисунке 7а видно, что в случае постоянного и одинакового для всех конфигураций массового расхода газа на входе в объект кривые зависимости температуры газа в выходном сечении объекта от времени для объектов разной конфигурации могут пересекаться, то есть средняя по сечению температура газа на выходе из объекта в некоторые моменты времени больше для сужающегося и расширяющегося объектов, а в другие моменты времени — для объекта с прямыми стенками. Отсюда следует, что в зависимости от того, какую именно температуру газа на выходе из объекта необходимо поддерживать, могут быть более эффективными аккумуляторы той или иной конфигурации.

В случае постоянного перепада давления газа при одинаковой температуре плавления аккумуляторы с прямыми стенками хуже остальных выполняют задачу поддержания заданной температуры для всего диапазона температур, что демонстрирует рисунок 7б. Однако следует помнить, что в этом случае массовый расход газа на входе меняется со временем, и у каждой из конфигураций он свой.

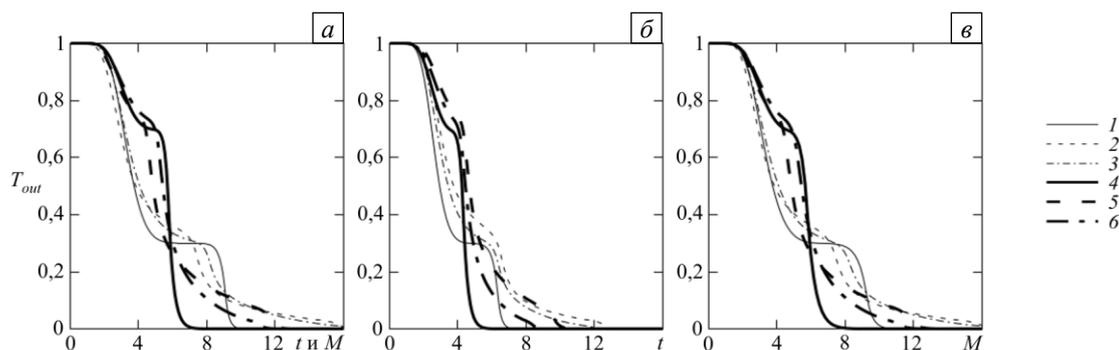


Рис. 7. Зависимости при $T_{ph} = 1,10$ (кривые 1, 2, 3) и $T_{ph} = 1,23$ (4, 5, 6) относительной средней температуры газа на выходе из объекта при разрядке аккумулятора с прямыми (кривые 1, 4), сужающимися (2, 5) и расширяющимися (3, 6) стенками: при заданном массовом расходе от времени и суммарного массового расхода (а); при известном постоянном давлении газа на входе в объект от времени (б) и от суммарного массового расхода (в)

Если посмотреть на зависимости T_{out} не от времени, а от суммарного расхода M , то видно (см. Рис. 7в), что эти зависимости почти не отличаются от таковых при постоянном расходе газа, изображенных на рисунке 7а.

Заметим также, что в зависимости от того, какое именно значение температуры газа на выходе из объекта необходимо поддерживать, эффективнее могут оказаться аккумуляторы как с более низкой, так и с более высокой температурой фазового перехода.

Далее рассмотрим общий коэффициент утилизации Δt [26], равный отношению времени достижения температурой T_{mean} заданного значения T_{dis} ко времени полной разрядки аккумулятора. На рисунке 8 представлены значения Δt для разных T_{dis} в аккумуляторах различной конфигурации и с разными граничными условиями: заданным массовым расходом (Рис. 8а) и заданным давлением газа на входе в объект (Рис. 8б), для двух температур плавления. Видно, что диаграммы для обоих типов граничных условий визуально довольно близки друг другу. При одинаковой температуре фазового перехода значения коэффициента утилизации для аккумулятора с прямыми стенками почти всегда выше таковых для аккумуляторов со сложной конфигурацией. Также можно заметить, что при превышении температурой T_{dis} температуры фазового перехода T_{ph} коэффициент утилизации резко уменьшается. Аккумуляторы с более высокой температурой фазового перехода чаще демонстрируют более высокий коэффициент утилизации. Причем коэффициент утилизации в аккумуляторах со сложной конфигурацией и более высокой температурой фазового перехода может оказаться выше, чем в аккумуляторе с прямыми стенками, но с более низкой температурой плавления МФП.

Можно сделать вывод, что при разрядке в зависимости от критериев эффективности могут оказаться более предпочтительными аккумуляторы различной конфигурации и с разной температурой фазового перехода. Но чаще более эффективными являются аккумуляторы с прямыми стенками и с более высокой температурой плавления МФП.

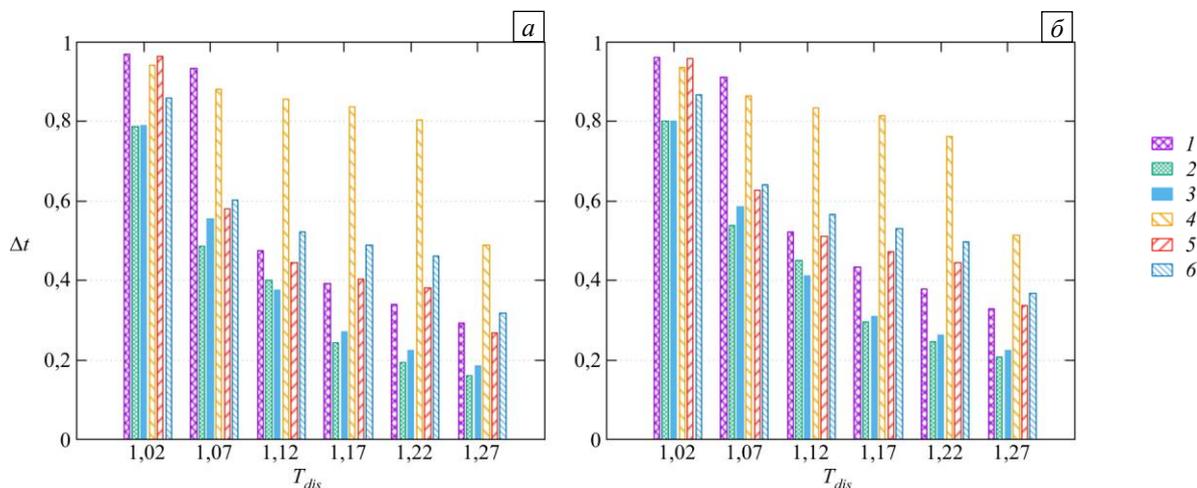


Рис. 8. Значения Δt при $T_{ph} = 1,10$ (штриховка 1, 2, 3) и $T_{ph} = 1,23$ (4, 5, 6) для различных температур T_{dis} при разрядке теплового аккумулятора с прямыми (1, 4), сужающимися (2, 5) и расширяющимися (3, 6) стенками в случаях постоянного массового расхода газа (а) и постоянного давления газа на входе в объект (б)

6. Выводы

Исследовано влияние конфигурации боковых стенок на процессы зарядки и разрядки накопителей тепловой энергии на основе гранулированных материалов с фазовыми переходами при плоскопараллельном течении газового теплоносителя. Для описания происходящих в аккумуляторах процессов разработана и использована оригинальная численная модель на основе метода конечных разностей. Проведено сравнение процессов в аккумуляторах одинакового объема с прямоугольным поперечным сечением для трех конфигураций непроницаемых боковых стенок — прямых, сужающихся и расширяющихся, при различных граничных условиях: заданном перепаде давления газа на открытых границах объекта и заданном массовом расходе газа на входе в объект с учетом разных температур плавления конденсированного материала.

Показано, что даже при отсутствии теплообмена с внешней средой через непроницаемые стенки наличие сужения или расширения объекта по одной из осей приводит к неравномерному распределению искомых параметров по поперечному сечению объекта. Обнаружено, что при зарядке объект с прямыми стенками достигает, как правило, более высоких значений суммарной эффективности накопления и быстрее заряжается, чем сужающийся или расширяющийся, хотя при постоянном расходе газа на входе значения суммарной эффективности для разных конфигураций очень близки друг к другу. Накопление энергии объектами всех рассмотренных конфигураций происходит с близкой скоростью на протяжении большей части процесса зарядки. В то же время при некоторых значениях времени и постоянном расходе газа или при некоторых значениях суммарного расхода и постоянном перепаде давления мгновенная эффективность накопления может оказаться выше в аккумуляторах с более сложной геометрией боковых стенок. Показано, что по мере роста температуры плавления конденсированного материала эффективность накопления энергии ухудшается.

В случае разрядки аккумулятора наименьшее время извлечения энергии достигается в объекте с прямыми стенками. При этом при постоянном расходе газа на входе разрядка объектов всех рассмотренных конфигураций происходит с близкой по величине скоростью на протяжении большей части процесса. Если критерием эффективности при разрядке является поддержание на выходе из объекта температуры не ниже заданной, то выбор подходящей для применения геометрической конфигурации может зависеть от конкретного значения этой температуры, так как в одни моменты времени средняя по сечению температура на выходе оказывается выше для сужающегося и расширяющегося объектов, а в другие моменты — для объекта с прямыми стенками. Если критерием эффективности аккумулятора служит коэффициент утилизации, равный отношению времени достижения средней температурой на выходе заданного значения ко времени полной разрядки аккумулятора, то, как правило, более предпочтителен объект с прямыми стенками. Показано, что при разрядке лучше отдать предпочтение аккумулятору с более высокой температурой плавления МФП, хотя в ряде случаев более эффективными могут оказаться аккумуляторы с более низкой температурой фазового перехода.

Результаты получены с использованием оборудования ЦКП «Дальневосточный вычислительный ресурс» ИАПУ ДВО РАН.

Исследование выполнено в рамках государственного задания Министерства науки и высшего образования Российской Федерации (Госрегистрация № ААА-А20-120021290007-8).

Литература

1. Попель О.С., Фортвов В.Е. Возобновляемая энергетика в современном мире. М.: Издательский дом МЭИ, 2015. 450 с.
2. Venkataramani G., Parankusam P., Ramalingam V., Wang J. A review on compressed air energy storage – A pathway for smart grid and polygeneration // *Renew. Sustain. Energ. Rev.* 2016. Vol. 62. P. 895-907. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.05.002>
3. Zalba B., Marin J.M., Cabeza L.F., Mehling H. Review on thermal energy storage with phase change: materials, heat transfer analysis and applications // *Appl. Therm. Eng.* 2003. Vol. 23. P. 251-283. [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(02\)00192-8](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(02)00192-8)
4. Nazir H., Batool M., Bolivar Osorio F.J., Isaza-Ruiz M., Xu X., Vignarooban K., Phelan P., Inamuddin, Kannanai A.M. Recent developments in phase change materials for energy storage applications: A review // *Int. J. Heat Mass Tran.* 2019. Vol. 129. P. 491-523. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.09.126>
5. Peng H., Dong H., Ling X. Thermal investigation of PCM-based high temperature thermal energy storage in packed bed // *Energ. Convers. Manag.* 2014. Vol. 81. P. 420-427. <https://doi.org/10.1016/J.ENCONMAN.2014.02.052>
6. Kousksou T., Strub F., Castaing Lasvignottes J., Jamil A., Bedecarrats J.P. Second law analysis of latent thermal storage for solar system // *Sol. Energ. Mater. Sol. Cells.* 2007. Vol. 91. P. 1275-1281. <https://doi.org/10.1016/j.solmat.2007.04.029>
7. Jacob R., Belusko M., Liu M., Saman W., Bruno F. Using renewables coupled with thermal energy storage to reduce natural gas consumption in higher temperature commercial/industrial applications // *Renew. Energ.* 2019. Vol. 131. P. 1035-1046. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.07.085>
8. Ольховский Г.Г., Казарян В.А., Столяревский А.Я. Воздушно-аккумулирующие газотурбинные электростанции (ВАГТЭ). Москва, Ижевск: Ин-т компьютерных исслед., 2011. 358 с.

9. *Castellani B., Presciutti A., Filipponi M., Nicolini A., Rossi F.* Experimental investigation on the effect of phase change materials on compressed air expansion in CAES plants // *Sustainability*. 2015. Vol. 7. P. 9773-9786. <https://doi.org/10.3390/SU7089773>
10. *Peng H., Shan X., Yang Y., Ling X.* A study on performance of a liquid air energy storage system with packed bed units // *Appl. Energy*. 2018. Vol. 211. P. 126-135. <https://doi.org/10.1016/J.APENERGY.2017.11.045>
11. *Zhu Y., Xiao J., Chen T., Chen A., Zhou S., Liu Z., Xia Z.* Experimental and numerical investigation on composite phase change material (PCM) based heat exchanger for breathing air cooling // *Appl. Therm. Eng.* 2019. Vol. 155. P. 631-636. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.04.014>
12. *Qiao Y., Cao T., Muehlbauer J., Hwang Y., Radermacher R.* Experimental study of a personal cooling system integrated with phase change material // *Appl. Therm. Eng.* 2020. Vol. 170. 115026. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115026>
13. *Voller V., Cross M.* Accurate solutions of moving boundary problems using the enthalpy method // *Int. J. Heat Mass Tran.* 1981. Vol. 24. P. 545-556. <https://doi.org/10.1016/0017-9310%2881%2990062-4>
14. *Hills R.N., Loper D.E., Roberts P.H.* A thermodynamically consistent model of a mushy zone // *Q. J. Mech. Appl. Math.* 1983. Vol. 36. P. 505-539. <https://doi.org/10.1093/qjmam%2F36.4.505>
15. *Александров Д.В.* Теория затвердевания с квазиравновесной двухфазной зоной // *ДАН*. 2000. Т. 375, № 2. С. 172-176. (English version <https://doi.org/10.1134/1.1333856>)
16. *Ismail K.A.R., Stuginsky Jr. R.* A parametric study on possible fixed bed models for pcm and sensible heat storage // *Appl. Therm. Eng.* 1999. Vol. 19. P. 757-788. <https://doi.org/10.1016/S1359-4311%2898%2900081-7>
17. *Nagano K., Takeda S., Mochida T., Shimakura K.* Thermal characteristics of a direct heat exchange system between granules with phase change material and air // *Appl. Therm. Eng.* 2004. Vol. 24. P. 2131-2144. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2004.02.004>
18. *Arkar C., Medved S.* Influence of accuracy of thermal property data of a phase change material on the result of a numerical model of a packed bed latent heat storage with spheres // *Thermochim. Acta*. 2005. Vol. 438. P. 192-201. <https://doi.org/10.1016/j.tca.2005.08.032>
19. *Rady M.* Granular phase change materials for thermal energy storage: Experiments and numerical simulations // *Appl. Therm. Eng.* 2009. Vol. 29. P. 3149-3159. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2009.04.018>
20. *Rady M.* Thermal performance of packed bed thermal energy storage units using multiple granular phase change composites // *Appl. Energy*. 2009. Vol. 86. P. 2704-2720. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2009.04.027>
21. *Izquierdo-Barrientos M.A., Sobrino C., Almendros-Ibanez J.A.* Thermal energy storage in a fluidized bed of PCM // *Chem. Eng. J.* 2013. Vol. 230. P. 573-583. <https://doi.org/10.1016/J.CEJ.2013.06.112>
22. *Izquierdo-Barrientos M.A., Sobrino C., Almendros-Ibanez J.A.* Modeling and experiments of energy storage in a packed bed with PCM // *Int. J. Multiphas. Flow*. 2016. Vol. 86. P. 1-9. <https://doi.org/10.1016/j.ijmultiphaseflow.2016.02.004>
23. *Peng H., Li R., Ling X., Dong H.* Modeling on heat storage performance of compressed air in a packed bed system // *Appl. Energy*. 2015. Vol. 160. P. 1-9. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.09.029>
24. *Li M.-J., Jin B., Yan J.-J., Ma Z., Li M.-J.* Numerical and Experimental study on the performance of a new two-layered high-temperature packed-bed thermal energy storage system with changed-diameter macro-encapsulation capsule // *Appl. Therm. Eng.* 2018. Vol. 142. P. 830-845. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.07.026>
25. *Elfeky K.E., Ahmed N., Wang Q.* Numerical comparison between single PCM and multi-stage PCM based high temperature thermal energy storage for CSP tower plants // *Appl. Therm. Eng.* 2018. Vol. 139. P. 609-622. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.04.122>
26. *Mohammadnejad F., Hossainpour S.* A CFD modeling and investigation of a packed bed of high temperature phase change materials (PCMs) with different layer configurations // *J. Energy Storage*. 2020. Vol. 28. 101209. <https://doi.org/10.1016/j.est.2020.101209>
27. *Mao Q., Zhang Y.* Thermal energy storage performance of a three-PCM cascade tank in a high-temperature packed bed system // *Renew. Energ.* 2020. Vol. 152. P. 110-119. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2020.01.051>
28. *Afshan M.E., Selvakumar A.S., Velraj R., Rajaraman R.* Effect of aspect ratio and dispersed PCM balls on the charging performance of a latent heat thermal storage unit for solar thermal applications // *Renew. Energ.* 2020. Vol. 148. P. 876-888. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2019.10.172>
29. *Теплицкий Ю.С., Рослик А.П.* О нестационарных процессах теплопереноса в слое мелкодисперсных частиц при наличии фазового перехода // *ИФЖ*. 2015. Т. 88, № 6. С. 1297-1306. (English version <https://doi.org/10.1007/s10891-015-1318-z>)
30. *Левин В.А., Луценко Н.А., Фецов С.С.* Моделирование движения газа через слой гранулированного теплоаккумулирующего материала с фазовым переходом // *ДАН*. 2018. Т. 479, № 4. С. 386-389. <https://doi.org/10.7868/S0869565218100067>
31. *Lutsenko N.A., Fetsov S.S.* Numerical model of time-dependent gas flows through bed of granular phase change material // *Int. J. Comput. Methods*. 2020. Vol. 17. 1950010. <https://doi.org/10.1142/S0219876219500105>
32. *Lutsenko N.A., Fetsov S.S.* Influence of gas compressibility on gas flow through bed of granular phase change material // *Int. J. Heat Mass Tran.* 2019. Vol. 130. P. 693-699. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.10.100>
33. *Левин В.А., Луценко Н.А.* Течение газа через пористую тепловыделяющую среду при учете температурной зависимости вязкости газа // *ИФЖ*. 2006. Т. 79, № 1. P. 35-40. (English version <https://doi.org/10.1007/s10891-006-0063-8>)
34. *Левин В.А., Луценко Н.А.* Моделирование двумерных нестационарных течений газа в саморазогревающихся полигонах твердых бытовых отходов // *Вычисл. мех. сплош. сред*. 2011. Т. 4, № 1. С. 55-64. <https://doi.org/10.7242/1999-6691/2011.4.1.5>
35. *Луценко Н.А.* Численное моделирование трехмерных нестационарных течений газа через пористые объекты с источниками энерговыделения // *Вычисл. мех. сплош. сред*. 2016. Т. 9, № 3. С. 331-344. <https://doi.org/10.7242/1999-6691/2016.9.3.27>

36. Lutsenko N.A. Modeling of heterogeneous combustion in porous media under free convection // Proc. Combust. Inst. 2013. Vol. 34. P. 2289-2294. <https://doi.org/10.1016/J.PROCI.2012.06.147>
37. Lutsenko N.A. Numerical model of two-dimensional heterogeneous combustion in porous media under natural convection or forced filtration // Combust. Theor. Model. 2018. Vol. 22. P. 359-377. <https://doi.org/10.1080/13647830.2017.1406617>
38. Glazov S.V., Kislov V.M., Salgansky E.A., Rabinovich O.S., Malinouski A.I., Salganskaya M.V., Pilipenko E.N., Kolesnikova Yu.Yu. Effect of local rearrangements in the particle bed on the stability of filtration combustion of solid fuel // Int. J. Heat Mass Tran. 2017. Vol. 108. P. 1602-1609. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.12.097>
39. Podlesniy D.N., Zaichenko A.Yu., Salgansky E.A., Salganskaya M.V. Regularities of filtration combustion of bidisperse fuel mixtures in an inclined rotary reactor // Int. J. Heat Mass Tran. 2018. Vol. 127. P. 183-187. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.08.020>
40. <https://www.rubitherm.eu/en/> (дата обращения: 25.07.2020)
41. Нуматулин Р.И. Основы механики гетерогенных сред. М.: Наука, 1978. 336 с.
42. Годунов С.К., Рябенский В.С. Разносные схемы (введение в теорию). М.: Наука, 1977. 440 с.

References

1. Popel' O.S., Fortov V.E. *Vozobnovlyayemaya energetika v sovremennom mire* [Renewable energy in the modern world]. Moscow, Izdatel'skiy dom MEI, 2015. 450 p.
2. Venkataramani G., Parankusam P., Ramalingam V., Wang J. A review on compressed air energy storage – A pathway for smart grid and polygeneration. *Renew. Sustain. Energ. Rev.*, 2016, vol. 62, pp. 895-907. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.05.002>
3. Zalba B., Marin J.M., Cabeza L.F., Mehling H. Review on thermal energy storage with phase change: materials, heat transfer analysis and applications. *Appl. Therm. Eng.*, 2003, vol. 23, pp. 251-283. [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(02\)00192-8](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(02)00192-8)
4. Nazir H., Batool M., Bolivar Osorio F.J., Isaza-Ruiz M., Xu X., Vignarooban K., Phelan P., Inamuddin, Kannanai A.M. Recent developments in phase change materials for energy storage applications: A review. *Int. J. Heat Mass Tran.*, 2019, vol. 129, pp. 491-523. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.09.126>
5. Peng H., Dong H., Ling X. Thermal investigation of PCM-based high temperature thermal energy storage in packed bed. *Energ. Convers. Manag.*, 2014, vol. 81, pp. 420-427. <https://doi.org/10.1016/J.ENCONMAN.2014.02.052>
6. Kousksou T., Strub F., Castaing Lasvignottes J., Jamil A., Bedecarrats J.P. Second law analysis of latent thermal storage for solar system. *Sol. Energ. Mater. Sol. Cells*, 2007, vol. 91, pp. 1275-1281. <https://doi.org/10.1016/j.solmat.2007.04.029>
7. Jacob R., Belusko M., Liu M., Saman W., Bruno F. Using renewables coupled with thermal energy storage to reduce natural gas consumption in higher temperature commercial/industrial applications. *Renew. Energ.*, 2019, vol. 131, pp. 1035-1046. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.07.085>
8. Ol'khovskiy G.G., Kazaryan V.A., Stolyarevskiy A. Ya. *Vozdushno-akkumuliruyushchiye gazoturbinnyye elektrostantsii (VAGT-E)* [Air-storage gas turbine power plants (VAGTE)]. Moscow, Izhevsk, In-t komp'yuternykh issled., 2011. 358 p.
9. Castellani B., Presciutti A., Filippini M., Nicolini A., Rossi F. Experimental investigation on the effect of phase change materials on compressed air expansion in CAES plants. *Sustainability*, 2015, vol. 7, pp. 9773-9786. <https://doi.org/10.3390/SU7089773>
10. Peng H., Shan X., Yang Y., Ling X. A study on performance of a liquid air energy storage system with packed bed units. *Appl. Energy*, 2018, vol. 211, pp. 126-135. <https://doi.org/10.1016/J.APENERGY.2017.11.045>
11. Zhu Y., Xiao J., Chen T., Chen A., Zhou S., Liu Z., Xia Z. Experimental and numerical investigation on composite phase change material (PCM) based heat exchanger for breathing air cooling. *Appl. Therm. Eng.*, 2019, vol. 155, pp. 631-636. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.04.014>
12. Qiao Y., Cao T., Muehlbauer J., Hwang Y., Radermacher R. Experimental study of a personal cooling system integrated with phase change material. *Appl. Therm. Eng.*, 2020, vol. 170, pp. 115026. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115026>
13. Voller V., Cross M. Accurate solutions of moving boundary problems using the enthalpy method. *Int. J. Heat Mass Tran.*, 1981, vol. 24, pp. 545-556. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(81\)90062-4](https://doi.org/10.1016/0017-9310(81)90062-4)
14. Hills R.N., Loper D.E., Roberts P.H. A thermodynamically consistent model of a mushy zone. *Q. J. Mech. Appl. Math.*, 1983, vol. 36, pp. 505-539. <https://doi.org/10.1093/qjmam/2F36.4.505>
15. Aleksandrov D.V. Theory of solidification with a quasi-equilibrium two-phase zone. *Dokl. Phys.*, 2000, vol. 45, pp. 569-573. <https://doi.org/10.1134/1.1333856>
16. Ismail K.A.R., Stuginsky Jr. R. A parametric study on possible fixed bed models for pcm and sensible heat storage. *Appl. Therm. Eng.*, 1999, vol. 19, pp. 757-788. [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(98\)2900081-7](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(98)2900081-7)
17. Nagano K., Takeda S., Mochida T., Shimakura K. Thermal characteristics of a direct heat exchange system between granules with phase change material and air. *Appl. Therm. Eng.*, 2004, vol. 24, pp. 2131-2144. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2004.02.004>
18. Arkar C., Medved S. Influence of accuracy of thermal property data of a phase change material on the result of a numerical model of a packed bed latent heat storage with spheres. *Thermochim. Acta*, 2005, vol. 438, pp. 192-201. <https://doi.org/10.1016/j.tca.2005.08.032>
19. Rady M. Granular phase change materials for thermal energy storage: Experiments and numerical simulations. *Appl. Therm. Eng.*, 2009, vol. 29, pp. 3149-3159. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2009.04.018>
20. Rady M. Thermal performance of packed bed thermal energy storage units using multiple granular phase change composites. *Appl. Energy*, 2009, vol. 86, pp. 2704-2720. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2009.04.027>
21. Izquierdo-Barrientos M.A., Sobrino C., Almendros-Ibanez J.A. Thermal energy storage in a fluidized bed of PCM. *Chem. Eng. J.*, 2013, vol. 230, pp. 573-583. <https://doi.org/10.1016/J.CEJ.2013.06.112>

22. Izquierdo-Barrientos M.A., Sobrino C., Almendros-Ibanez J.A. Modeling and experiments of energy storage in a packed bed with PCM. *Int. J. Multiphas. Flow*, 2016, vol. 86, pp. 1-9. <https://doi.org/10.1016/j.ijmultiphaseflow.2016.02.004>
23. Peng H., Li R., Ling X., Dong H. Modeling on heat storage performance of compressed air in a packed bed system. *Appl. Energy*, 2015, vol. 160, pp. 1-9. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.09.029>
24. Li M.-J., Jin B., Yan J.-J., Ma Z., Li M.-J. Numerical and Experimental study on the performance of a new two-layered high-temperature packed-bed thermal energy storage system with changed-diameter macro-encapsulation capsule. *Appl. Therm. Eng.*, 2018, vol. 142, pp. 830-845. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.07.026>
25. Elfeky K.E., Ahmed N., Wang Q. Numerical comparison between single PCM and multi-stage PCM based high temperature thermal energy storage for CSP tower plants. *Appl. Therm. Eng.*, 2018, vol. 139, pp. 609-622. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.04.122>
26. Mohammadnejad F., Hossainpour S. A CFD modeling and investigation of a packed bed of high temperature phase change materials (PCMs) with different layer configurations. *J. Energy Storage*, 2020, vol. 28, pp. 101209. <https://doi.org/10.1016/j.est.2020.101209>
27. Mao Q., Zhang Y. Thermal energy storage performance of a three-PCM cascade tank in a high-temperature packed bed system. *Renew. Energy*, 2020, vol. 152, pp. 110-119. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2020.01.051>
28. Afshan M.E., Selvakumar A.S., Velraj R., Rajaraman R. Effect of aspect ratio and dispersed PCM balls on the charging performance of a latent heat thermal storage unit for solar thermal applications. *Renew. Energy*, 2020, vol. 148, pp. 876-888. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2019.10.172>
29. Teplitskii Yu.S., Roslik A.R. Nonstationary processes of heat transfer in a bed of finely dispersed capsules in the presence of phase transition. *J. Eng. Phys. Thermophys.*, 2015, vol. 88, pp. 1341-1350. <https://doi.org/10.1007/s10891-015-1318-z>
30. Levin V.A., Lutsenko N.A., Fetsov S.S. Modeling of gas flow through a granular bed of a thermal storage phase-change material. *Dokl. Phys.*, 2018, vol. 63, pp. 158-160. <https://doi.org/10.1134/S102833581804002X>
31. Lutsenko N.A., Fetsov S.S. Numerical model of time-dependent gas flows through bed of granular phase change material. *Int. J. Comput. Methods*, 2020, vol. 17, pp. 1950010. <https://doi.org/10.1142/S0219876219500105>
32. Lutsenko N.A., Fetsov S.S. Influence of gas compressibility on gas flow through bed of granular phase change material. *Int. J. Heat Mass Tran.*, 2019, vol. 130, pp. 693-699. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.10.100>
33. Levin V.A., Lutsenko N.A. Gas flow through a porous heat-releasing medium with allowance for the temperature dependence of gas viscosity. *J. Eng. Phys. Thermophys.*, 2006, vol. 79, pp. 33-39. <https://doi.org/10.1007/s10891-006-0063-8>
34. Levin V.A., Lutsenko N.A. Modeling unsteady two-dimensional gas flows in self-heating solid waste dumps. *Fluid. Dyn.*, 2011, vol. 46, pp. 826-834. <https://doi.org/10.1134/S0015462811050152>
35. Lutsenko N.A. Numerical modeling of three-dimensional gas flows through porous objects with energy-release sources. *Vychisl. mekh. splosh. sred – Computational Continuum Mechanics*, 2016, vol. 9, no. 3, pp. 331-344. <https://doi.org/10.7242/1999-6691/2016.9.3.27>
36. Lutsenko N.A. Modeling of heterogeneous combustion in porous media under free convection. *Proc. Combust. Inst.*, 2013, vol. 34, pp. 2289-2294. <https://doi.org/10.1016/J.PROCI.2012.06.147>
37. Lutsenko N.A. Numerical model of two-dimensional heterogeneous combustion in porous media under natural convection or forced filtration. *Combust. Theor. Model.*, 2018, vol. 22, pp. 359-377. <https://doi.org/10.1080/13647830.2017.1406617>
38. Glazov S.V., Kislov V.M., Salgansky E.A., Rabinovich O.S., Malinouski A.I., Salganskaya M.V., Pilipenko E.N., Kolesnikova Yu.Yu. Effect of local rearrangements in the particle bed on the stability of filtration combustion of solid fuel. *Int. J. Heat Mass Tran.*, 2017, vol. 108, pp. 1602-1609. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.12.097>
39. Podlesniy D.N., Zaichenko A.Yu., Salgansky E.A., Salganskaya M.V. Regularities of filtration combustion of bidisperse fuel mixtures in an inclined rotary reactor. *Int. J. Heat Mass Tran.*, 2018, vol. 127, pp. 183-187. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.08.020>
40. <https://www.rubitherm.eu/en/> (accessed 25 July 2020)
41. Nigmatulin R.I. *Osnovy mekhaniki geterogennykh sred* [Fundamentals of mechanics of heterogeneous media]. Moscow, Nauka, 1978. 336 p.
42. Godunov C.K., Ryaben'kiy V.S. *Raznosnyye skhemy (vvedeniye v teoriyu)* [Miscellaneous schemes (introduction to theory)]. Moscow, Nauka, 1977. 440 p.

Поступила в редакцию 23.06.2020; после доработки 07.07.2020; принята к опубликованию 07.07.2020