

УДК. 536.24

**МОДЕЛИРОВАНИЕ И ИСПЫТАНИЯ СОЛНЕЧНЫХ ВОДОНАГРЕВАТЕЛЕЙ<sup>1</sup>****Фрид С.Е.<sup>\*</sup>, Артемов В.И.<sup>\*\*</sup>, Колобаев М.А.<sup>\*</sup>****<sup>\*</sup>ОИВТ РАН, г. Москва, <sup>\*\*</sup>МЭИ (ТУ), г. Москва**

В разрабатываемой солнечной водонагревательной установке (рис. 1) применяется близкая по форме к плоской поглощающая панель из металлической фольги с селективным покрытием (или окрашенная специальной краской композитная поглощающая панель). Остекление выполнено из тонкого (~1 мм) листа поликарбоната, изогнутого для жесткости по дуге большого радиуса. Плоская форма бака установки определила выбор геометрии численной модели [1].

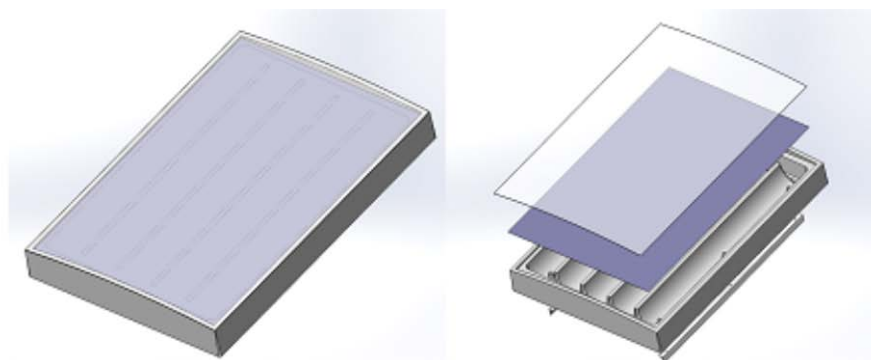


Рис. 1. Солнечная водонагревательная установка аккумуляционного типа

В рамках модели солнечная водонагревательная установка (СВУ) представляет собой плоскую полость, заполненную водой. Одна из поверхностей полости покрыта материалом, хорошо поглощающим солнечное излучение (поглощающая панель), остальные – идеальной теплоизоляцией. Баланс тепловой энергии воды в установке определяется подводом тепла за счет поглощения солнечного излучения и отводом тепла за счет теплообмена с окружающим воздухом и прокачки воды через бак [2]. В бак через патрубок в нижней части поступает вода с расходом  $G_0$  и температурой  $T_0$ , а из патрубка в верхней части бака отбирается вода с тем же расходом. Расход  $G_0$  обычно близок к емкости бака/сутки, а температура  $T_0$  – к температуре окружающего воздуха. При построении численной модели бака учитывались следующие физические процессы:

1. Естественная конвекция в баке, связанная с влиянием сил плавучести, и вынужденная конвекция, связанная с отбором воды из бака.
2. Тепловыделение за счет поглощения солнечного излучения и тепловые потери с поглощающей панели к окружающему воздуху.
3. Турбулентный перенос импульса и энергии в баке.

Для моделирования использовалась двумерная нестационарная система уравнений гидродинамики и уравнение энергии [3], в уравнениях движения которой при наличии силы тяжести появляются источники, связанные с силой плавучести. Задача решалась в приближении Буссинеска (при постоянном значении коэффициента

<sup>1</sup> Работа выполнена при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (проект № 13-08-0080413).

термического расширения  $\beta = - (1/\rho)(\partial\rho/\partial T)_p$  (где  $\rho$  – плотность воды,  $T$  – ее температура,  $p$  – давление) и постоянных остальных теплофизических свойствах). В начальный момент времени все температуры считались равными температуре окружающего воздуха, а скорость воды – равной нулю. Граничные условия для теплоносителя при моделировании стенок бака достаточно просты: компоненты скорости на границе стенка-теплоноситель равны нулю, и на этой границе выполняются условия сопряженного теплообмена. Тепловой поток через тыльную и боковые стенки бака считался нулевым, потери от поглощающей панели к окружающему воздуху рассчитывались по эмпирической формуле [2] для однослойного остекления со степенью черноты 0,88, неселективной поглощающей панели со степенью черноты 0,9, и коэффициентом теплоотдачи от стекла в окружающий воздух, рассчитываемым по формуле Мак-Адамса [2]. На входном патрубке задавались параметры подаваемой воды. Дневной расход воды варьировался в некоторых пределах, его распределение в течение суток предполагалось трехпиковым (утро, день, вечер) и бралось по [4] для категории «жилые дома», входная температура составляла 10°C.

Применительно к задачам, в которых основополагающим фактором являются силы плавучести, режим течения является переходным от ламинарной естественной конвекции к турбулентной. Для моделирования турбулентного переноса в таких режимах правильнее всего использовать прямое численное моделирование (DNS-подход), а не двухпараметрические модели, тем более, что еще в 70-х годах XX в. В.И. Полежаевым было показано [5], что в отличие от гидродинамической турбулентности (для развития которой нужны трехмерные взаимодействия пульсаций трех компонент скорости с пульсациями давления), развитие турбулентности, связанной с массовыми силами, может носить двумерный характер. Для получения полей гидродинамических переменных и температуры коэффициент турбулентной вязкости в гидродинамической системе уравнений полагался равным нулю. При этом шаг интегрирования по времени выбирался таким, чтобы были выполнены нестационарные балансы массы, импульса и энергии. Это позволяет правильно смоделировать пульсации скоростей и температуры, связанные с переходом от ламинарного режима течения к турбулентному.

Поскольку для замыкания математической постановки задачи необходимо задать величины источников членов и граничные условия для всех переменных на всех границах расчетной области, перед проведением расчетов была выполнена оценка источников и сформулированы граничные условия. Прежде всего, это касалось солнечного излучения и температуры окружающего воздуха.

СВУ аккумуляционного типа рассчитывается на подогрев воды в летнее время в средней полосе России (50...60° с.ш.), поэтому моделирование проводилось именно для этих условий. Установка считалась ориентированной на юг. Являющийся источником тепла поглощенный поток солнечного излучения получался умножением падающего на поверхность остекления потока солнечного излучения на эффективную поглощательную способность поглощающей панели ( $\tau\alpha$ ). Зависимость последней от угла падения излучения была взята по [2] для однослойного остекления. Для нахождения падающего потока интенсивность заатмосферного солнечного излучения умножалась на коэффициент пропускания атмосферы и косинус угла падения излучения на поглощающую панель  $\theta$ . Интенсивность заатмосферного солнечного излучения в течение года изменяется слабо ( $1367 \text{ Вт/м}^2 \pm 3\%$ )

При моделировании в первую очередь интерес представляет работа установки в ясные дни. Коэффициент пропускания атмосферы для прямого солнечного излучения при ясном небе оценивался по эмпирическим формулам, приведенным в [2] (высота местности над уровнем моря для средней полосы России оценивалась в ~0,2 км,

поправочные коэффициенты, учитывающие тип климата принимались для умеренного климата летом). При определении часового угла, входящего в выражение для косинуса угла падения солнечного излучения на приемную поверхность СВУ и зенитного угла использовалось солнечное время, отличающееся от местного в летнее время на  $-0,5$  ч (разность оценивалась для Москвы). Другая составляющая солнечного излучения – излучение, рассеянное атмосферой и отраженное от земной поверхности. Для его расчета по эмпирической формуле [2] оценивался коэффициент прозрачности атмосферы для рассеянного излучения при ясном небе. Поток суммарного солнечного излучения, падающего на наклонную поверхность в ясный летний день, определялся в рамках модели Хэя-Дэвиса.

Средняя широта местности составляла  $55^\circ$ . Для летних месяцев оптимальный угол наклона приемной поверхности с точки зрения максимума поступления солнечного излучения примерно на  $15^\circ$  меньше широты и равен  $40^\circ$ . Однако уровень стратификации в баке тем больше, чем больше угол наклона бака СВУ к горизонту, поэтому при моделировании работы СВУ угол наклона варьировался от  $40^\circ$  до  $60^\circ$ .

Расчитанные приведенным выше способом потоки солнечного излучения, поглощенного поглощающей панелью СВУ для летних месяцев и угла наклона панели  $40^\circ$  представлены на (рис. 2). Для угла наклона панели  $60^\circ$  суммарный суточный приход солнечного излучения отличается всего на 2%, поэтому зависимость поглощенной солнечной энергии считалась одинаковой для всех углов от  $40^\circ$  до  $60^\circ$ . Таким образом, зависимость от времени потока поглощенной солнечной энергии определяется в соответствии со средней кривой (рис. 2).

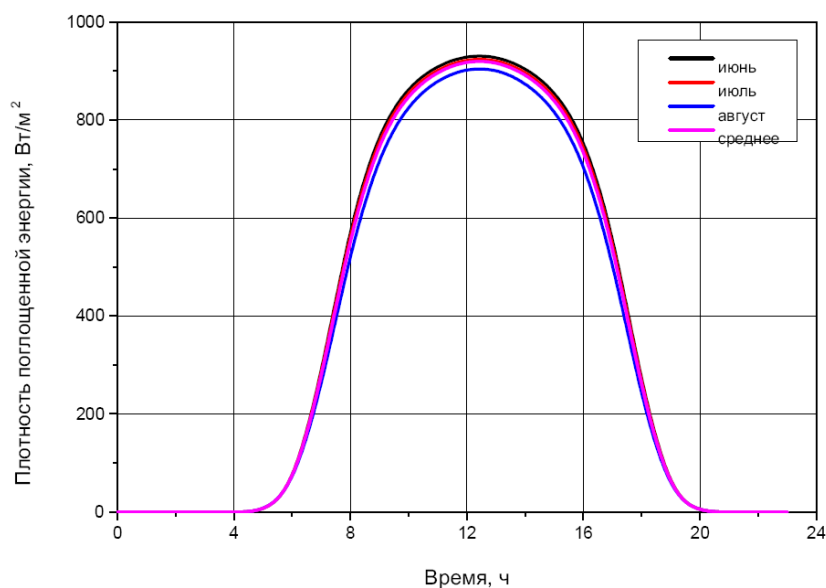


Рис. 2. Плотность поглощенного потока солнечной энергии для поверхности, установленной под углом наклона  $40^\circ$  к горизонту в ясные дни летних месяцев

В качестве граничных условий необходимо было также задать суточный график температуры окружающего воздуха. По данным [6] средняя суточная амплитуда температуры воздуха над сушей в средней полосе России составляет  $13...15^\circ$ . Максимум температуры в течение суток приходится примерно на 15 ч. Для нахождения средней температуры была вычислена средняя температура с использованием в качестве исходных данных среднемесячных температур из метеорологической базы NASA SSE [7]. Среднесуточная температура для средней полосы России в течение летнего времени составила  $17^\circ\text{C}$ .

Дискретизация задачи с заданными начальными и граничными условиями выполнялась методом контрольного объема [8] с использованием пакета прикладных программ Anes, разработанного на кафедре Инженерной теплофизики МЭИ (ТУ) [9]. Пакет Anes предназначен для моделирования одно-, двух- и трехмерных течений однофазной многокомпонентной сплошной среды в областях сложной геометрической формы, содержащих внутри твердые проницаемые или непроницаемые объекты.

В целях верификации построенной двумерной математической модели для одного из вариантов геометрии бака-аккумулятора было выполнено моделирование работы СВУ без нагрузки в течение 8 ч с использованием двумерной и трехмерной моделей бака-аккумулятора. Трехмерная расчетная сетка содержала 371 тыс. ячеек, расчет выполнялся на 16-процессорном кластере, моделирование 1 ч работы СВУ занимало 16 ч машинного времени. Двумерная задача считалась значительно быстрее – на ядре процессора мощного современного персонального компьютера расчет выполняется в 1,5...2 раза быстрее работы установки.

Полученная картина температурных полей в двумерном и трехмерном вариантах качественно похожа (рис. 3), однако значения температур несколько отличаются (рис. 4). Если среднемассовая температура воды в баке и температура в нижней его части для вариантов отличаются на 1...2°C, то температура воды в верхней части бака в трехмерном варианте на 7...9°C ниже, чем в двумерном. Одним из объяснений этого факта может быть то, что в трехмерной задаче не учитываются клеевые швы на поглощающей панели, поэтому ее площадь и, соответственно, поступление солнечного излучения на нее несколько меньше.

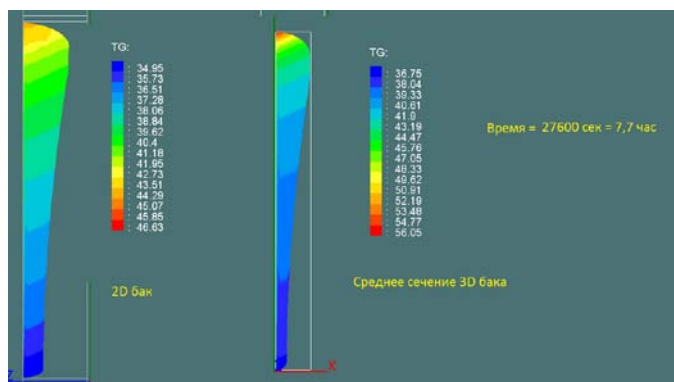


Рис. 3. Поле температуры в баке через 7,7 ч, рассчитанное в рамках двумерной и трехмерной моделей

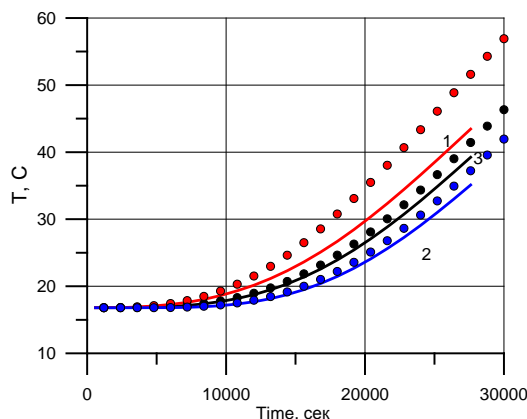


Рис. 4. Температура в верхней (1), нижней (2) частях бака и среднемассовая температура воды в баке (3) в зависимости от времени. Линии – трехмерная модель, точки – двумерная модель

Для получения долговременных характеристик установки необходимо моделирование ее работы в течение длительного периода (лето, полгода, год), что при использовании численной модели требует слишком большого времени. Этим обуславливается необходимость разработки упрощенной математической модели СВУ аккумуляционного типа. Для расчета параметров стратифицированных баков-аккумуляторов СВУ, как правило, используется зонная модель с небольшим (3...5) числом зон [2, 10]. Поскольку в установках аккумуляционного типа происходит нагрев солнечным теплом стенки бака, в нем, в принципе, возможно конвективное перемешивание, и применимость зонной модели требует обоснования. Характер течения воды в баке, отмеченный в [11] и подтвержденный нашими расчетами, позволяет обосновать применимость зонной модели к СВУ аккумуляционного типа и построить на ее основе упрощенную модель такой установки. В процессе нагрева воды в баке в нем развивается естественная конвекция. Со временем режим конвекции переходит к квазистационарной стадии, когда в баке возникает вертикальная стратификация температуры, а движение воды происходит в узкой области вблизи поглощающей панели. При смене знака эффективного потока тепла (когда потери в окружающий воздух превышают подвод тепла за счет солнечного излучения) направление движения воды меняет свой знак – вода начинает двигаться сверху вниз, но также в узкой области вблизи поглощающей панели. Профили продольной составляющей скорости в средней части бака в различные моменты времени приведены на рис. 5. Если пристенное течение восходящее, в остальной части сечения установки вода с небольшой скоростью опускается как единое целое, если нисходящее – поднимается. Поперечные перетоки воды между областями отсутствуют.

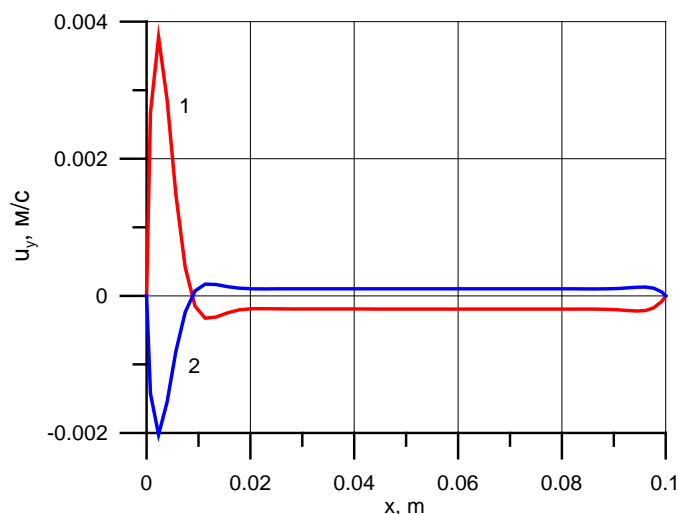


Рис. 5. Профиль продольной компоненты скорости для двух моментов времени третьего дня работы СВУ в среднем по высоте сечения установки: 1 – 28000 с (7,8 ч), 2 – 62000 с (17,2 ч)

Руководствуясь полученной картиной течения, можно построить расчетную схему СВУ аккумуляционного типа, приведенную на рис. 6. Вода в баке установки ведет себя так, как если бы в бак была вставлена перегородка, разделяющая его на области солнечного коллектора (область пристенного течения) и бака-аккумулятора (остальное пространство). Первая из них описывается как плоский солнечный коллектор, вторая – с помощью зонной модели.

Вблизи поглощающей панели образуется тепловой пограничный слой, в котором происходит изменение температуры жидкости. Вне его температура жидкости практически постоянна. Поскольку число Прандтля для воды больше единицы,

гидродинамический пограничный слой толще теплового, и поверхность, разделяющую бак СВУ на зоны солнечного коллектора и бака-аккумулятора (по границе гидродинамического пограничного слоя) можно считать адиабатной, т.е. горизонтальный переток тепла из зоны коллектора в зону бака-аккумулятора отсутствует.

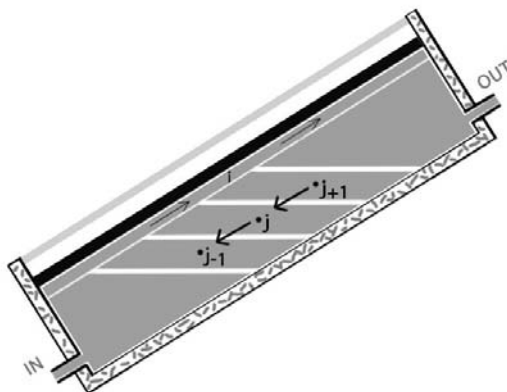


Рис. 6. Расчетная схема упрощенной модели СВУ аккумуляционного типа

Расход нагреваемой в СВУ воды невелик, поэтому бак можно считать идеально стратифицированным, предполагая, что поступающая из области солнечного коллектора нагретая вода попадает в зону бака с соответствующей температурой. Область коллектора описывается уравнением [2]:

$$Q_u = A_c F_R [S(\tau\alpha) - U_L(T_i - T_a)],$$

где  $A_c$  – площадь приемной поверхности СВУ,  $S$  – плотность потока солнечного излучения, приходящего на приемную поверхность СВУ,  $F_R$  – коэффициент отвода тепла от коллектора [2],  $U_L$  – коэффициент тепловых потерь СВУ,  $T_a$  – температура окружающего воздуха.

С помощью этого уравнения выработка энергии ( $Q_u$ ) вычисляется как функция входной температуры жидкости ( $T_i$ ), которая равна температуре в нижней секции бака. Вода из области солнечного коллектора поступает в область бака, температура которой наиболее близка к ее температуре. Бак разбивается на  $N$  зон  $j=1 \dots N$ , тепловой баланс которых описывается системой уравнений зонной модели, причем тепловые потери в ней не учитываются:

$$C_j \frac{dT_j}{dt} = G(T_i - T_j) + F_c Q_u,$$

где  $T_j$  – температура воды в зоне,  $C_j$  – ее теплосодержание,  $F_c$  – управляющая функция, равная единице, когда температура на выходе из «коллектора» наиболее близка к температуре в зоне. Значение индекса  $i$  зависит от направления движения воды в баке: если оно восходящее (ночью или когда расход в нагрузке выше расхода в «коллекторе»), то  $i = j - 1$ , если нисходящее,  $-i = j + 1$ .

Для моделирования солнечной водонагревательной установки и оценки ее производительности в реальных климатических условиях необходимо знание параметров установки. Таковыми являются параметры математической модели СВУ. В тепловых испытаниях установки, направленных на экспериментальное определение



параметров модели, решается обратная задача, т.е. задача определения параметров СВУ по ее производительности в условиях эксперимента.

Несмотря на существование множества математических моделей элементов солнечных энергоустановок и развитость аппарата моделирования, вопрос об испытаниях СВУ остается открытым. Стандарт ISO 9459, регламентирующий процесс испытаний, состоит из нескольких частей, описывающих различные, не связанные между собой, методы определения производительности установок. Единый набор параметров теплотехнического совершенства и единая общепринятая методика их экспериментального определения отсутствуют.

Параметрами приведенной выше упрощенной модели, прежде всего, являются эффективная масса  $M$  (или теплоемкость) бака-аккумулятора и площадь (габаритная или апертурная) солнечного коллектора. Для СВУ аккумуляционного типа характерной площадью, по-видимому, целесообразно считать апертурную. Свое значение для такой установки сохраняют и параметры теплотехнического совершенства солнечного коллектора: оптический КПД  $F_R(\tau\alpha)$  и эффективный коэффициент потерь установки  $F_R U_L$ . Применение зонной модели позволяет определить  $M$ ,  $F_R(\tau\alpha)$  и  $F_R U_L$  в эксперименте.

Записав уравнение теплового баланса области бака-аккумулятора в виде

$$M \frac{dT_s}{dt} = Q_u - Gc_p(T_o - T_i),$$

где  $T_i$  и  $T_o$  – температуры воды на входе в бак и выходе из него,  $T_s$  – средняя температура воды в баке,  $G$  – ее расход,  $c_p$  – удельная теплоемкость, подставив в него уравнение для  $Q_u$  в предположении, что расход достаточно большой, чтобы подаваемая в бак вода попадала на вход области солнечного коллектора, и считая, что  $F_R$  не зависит от режима работы СВУ (оценки показывают, что он близок к единице и зависит от режимных параметров слабо), проинтегрируем результат за период времени  $\Delta\tau$  (считая  $G$  и  $T_i$  постоянными во времени и интегрируя температуру бака от начальной температуры окружающего воздуха  $T_a^0$ ) получим

$$\frac{M}{\Delta\tau \cdot A_c} (T_{SI} - T_a^0) = F_R(\tau\alpha) \langle S \rangle - F_R U_L (T_i - T_a) - \frac{Gc_p}{A_c} (\langle T_o \rangle - T_i),$$

где  $T_{SI}$  – температура воды в баке в конце периода интегрирования, а ломанными скобками обозначены средние величины.

Полученное уравнение является линейным относительно коэффициентов  $M$ ,  $F_R(\tau\alpha)$  и  $F_R U_L$ , что позволяет предложить алгоритм идентификации параметров математической модели по результатам тепловых испытаний установки: проведя несколько экспериментов в различные дни в течение нескольких часов с нагревом воды в СВУ от температуры окружающего воздуха, достаточно большим постоянным расходом воды через установки, чтобы считать температуру воды на входе в «коллектор» равной постоянной во время эксперимента входной температуре холодной воды, получаем систему уравнений, решая которую методом наименьших квадратов, можно определить значения параметров СВУ  $M$ ,  $F_R(\tau\alpha)$  и  $F_R U_L$ .

### Литература

1. Ощепков М.Ю., Фрид С.Е. Термическая стратификация в баках-аккумуляторах солнечных водонагревателей аккумуляционного типа // Гелиотехника (в печати).
2. Даффи Дж., Бекман У. Основы солнечной теплоэнергетики. Пер. с англ. – Долгопрудный: Издательский Дом «Интеллект». 2013. 888 с.

3. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. – М.: Наука. 1970. 904 с.
4. Медиоланская М.М., Мезенева Е.А., Колобова С.В. Проектирование водопроводных сетей. – Вологда: ВТУ. 1999. – 150с.
5. Пасконов В.М., Полежаев В.И., Чудов П.А. Численное моделирование процессов тепло- и массообмена – М.: Наука. 1984. 288 с.
6. Погосян Х., Туркетти З. Атмосфера земли – М.: Просвещение. 1970. 318 с.
7. The NASA Surface Meteorology and Solar Energy Data Set // 2015. <http://eosweb.larc.nasa.gov/sse/>
8. Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости. – М.: Энергоатомиздат, 1984. - 152 с.
9. Артемов В.И., Яньков Г.Г., Карпов В.Е., Макаров М.Е. Численное моделирование процессов тепло- и массообмена в элементах теплотехнического и энергетического оборудования // Теплоэнергетика. 2000. №7, С.52.
10. Директор Л.Б., Майков И.Л., Иванов О.А. Динамическая модель накопителя тепловой энергии // Тепловые процессы в технике. 2013. №3. С. 113-118.
11. Junaidi H.A., Henderson D., Muneer T., Grassie T., Currie J. Study of stratification in a (ICSSWH) Integrated Collector Storage Solar Water Heater. 9th AIAA-ASME Joint Conference. 2006.