

Научная статья

УДК 66.011:614.849; DOI: 10.61260/1998-8990-2025-4-104-116

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОХЛАЖДЕНИЯ ПРИЕМНО-КОНТРОЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ ПОЖАРНОЙ АВТОМАТИКИ

✉ Кузьмина Татьяна Анатольевна;

Маер Олег Михайлович;

Терехин Сергей Николаевич.

Санкт-Петербургский университет ГПС МЧС России, Санкт-Петербург, Россия

✉ kuzmina@igps.ru

Аннотация. Проанализированы проблемы охлаждения систем пожарной сигнализации для обеспечения стабильной работы электронных компонентов в устройствах пожарной сигнализации. Поставлена задача численного моделирования пульсирующей тепловой трубы с замкнутым контуром в виде двух витков с одинаковыми размерами испарительной, адиабатической и конденсаторной секций. Предложена сетка вычислений и численная реализация модели пульсирующей тепловой трубы с замкнутым контуром с помощью программно-моделирующего комплекса Hypermesh. Установлено, что при определенных условиях демонстрируется лучшая производительность при температуре конденсатора 10 °С. Сделан вывод, что контуры фазовой фракции теплоносителя демонстрируют наличие жидкого компонента и возможной паровой пробки внутри тепловой трубки при ламинарном характере движения теплоносителя, а величина критерия Нуссельта для исследуемого температурного диапазона подтверждает ламинарный характер движения теплоносителя внутри пульсирующей тепловой трубы с замкнутым контуром.

Ключевые слова: пожарная сигнализация, тепловая труба, пульсирующая тепловая труба, замкнутый контур, фазовый переход

Для цитирования: Кузьмина Т.А., Маер О.М., Терехин С.Н. Повышение эффективности охлаждения приемно-контрольных устройств пожарной автоматики // Проблемы управления рисками в техносфере. 2025. № 4 (76). С. 104–116. DOI: 10.61260/1998-8990-2025-4-104-116.

Scientific article

IMPROVEMENT OF COOLING EFFICIENCY OF FIRE CONTROL UNITS

✉ Kuzmina Tatyana A.;

Maer Oleg M.;

Teryokhin Sergey N.

Saint-Petersburg university of State fire service of EMERCOM of Russia, Saint-Petersburg, Russia

✉ kuzmina@igps.ru

Abstract. The problems of cooling fire alarm systems to ensure the stable operation of electronic components in fire alarm devices have been analyzed. The problem of numerical modeling of a pulsating heat pipe with a closed circuit in the form of two turns with the same dimensions of evaporative, adiabatic and condenser sections is set. A calculation grid and a numerical implementation of a closed-loop pulsating heat pipe model using a Hypermesh software-modeling complex are proposed. It was found that under certain conditions the best performance is demonstrated at a condenser temperature of 10 °C. It was concluded that the coolant phase fraction contours demonstrate the presence of a liquid component and a possible steam plug inside the heat pipe with the laminar nature of the coolant movement, and the value of the Nusselt criterion for the studied temperature range confirms the laminar nature of the coolant movement inside the pulsating heat pipe with a closed circuit.

Keywords: fire alarm, heat pipe, pulse heat pipe, closed loop, phase change

For citation: Kuzmina T.A., Maer O.M., Teryokhin S.N. Improvement of cooling efficiency of fire control units // Problemy upravleniya riskami v tekhnosfere = Problems of risk management in the technosphere. 2025. № 4 (76). P. 104–116. DOI: 10.61260/1998-8990-2025-4-104-116.

Введение

Требования и нормы проектирования систем пожарной сигнализации предполагают, что система пожарной сигнализации включает в себя многочисленные устройства и компоненты, которые являются потребителями электрической энергии от внешних источников, что, в свою очередь, обуславливает необходимость отвода соответствующего объема тепла¹ [1–3].

Так, например, адресно-аналоговая система «Рубеж» предполагает суммарную мощность электропотребления до 280 Вт [4]. Один приемно-контрольный прибор многопроцессорной адресно-аналоговой системы «Юнитроник 496» обслуживает до 128 групп, в нем размещаются до 384 адресных устройств, которые предполагают электропотребление до 148 Вт [5]. Комбинирование проводной (Ethernet) и беспроводной (ZigBee, GSM) связи позволяет повысить скорость передачи данных, а с быстрым развитием миниатюризации электронных компонентов, входящих в устройства пожарной сигнализации, рассеивание тепла в них также увеличилось [6].

На стабильность функционирования электронных компонентов влияет количество тепла, выделяемого внутри, которое обуславливает повышение температуры компонентов. Поэтому для обеспечения стабильной работы электронных компонентов в устройствах пожарной сигнализации необходимо надлежащее регулирование температуры, которое обуславливает необходимость внешних устройствах рассеивания тепла, которыми могут быть так называемые тепловые трубы (ТТ), которые являются энергосберегающей и более ресурсной альтернативой применения решений принудительного обдува источников тепла.

ТТ – это пассивное теплообменное устройство, которое транспортирует тепло с высокой теплопроводностью и низким термическим сопротивлением, при этом наиболее перспективным представляется широко используемое пассивное теплообменное устройство, называемое пульсирующей ТТ. Пульсирующая ТТ с замкнутым контуром представляет собой двухфазное устройство для передачи тепла, которое работает между испарителем и конденсатором.

Авторы [7, 8] считают, что пульсирующая ТТ с замкнутым контуром представляет собой длинную металлическую капиллярную трубку с внутренним размером, достаточно малым для подачи сжатой двухфазной рабочей жидкости, которая герметично закрыта внутри металлической капиллярной трубки. В работах [9, 10] описаны результаты экспериментального и численного исследования кипения потока хладагента в горизонтальных змеевидных трубах. Представленные данные позволяют сделать вывод, что в горизонтальной трубе существует расслаивающий поток, а выталкивающая сила преобладает над силой тяжести.

В работе [11] представлены результаты исследования семиоборотной пульсирующей ТТ с замкнутым контуром и водой в качестве теплоносителя, в котором секция испарителя нагревается горячим воздухом с различными скоростями, такими как 0,5, 1 и 1,5 м/с, и предполагается, что тепловое сопротивление было обнаружено низким при высокой теплоотдаче. Авторы [11] также сравнили экспериментальное исследование с численным моделированием отбора максимальной тепловой мощности в 107,75 Вт и минимальной тепловой мощности в 13,75 Вт, соответствующей температуре воздуха на входе, что примерно соответствует тепловой нагрузке системы пожарной сигнализации.

Авторы [12] представили результаты численного моделирования однооборотных и двухоборотных ТТ, используя модель VOF, которая предполагает совместное решение уравнения Навье-Стокса и уравнения переноса объемной доли, при этом было обнаружено, что двухоборотная пульсирующая ТТ с замкнутым контуром обладает более высокой

¹ Анализ особенностей обеспечения пожарной безопасности гостиничных комплексов. URL: <https://na-journal.ru/5-2024-tekhnosfernaya-bezopasnost/13018-analiz-osobennostei-obespecheniya-pojarnoi-bezopasnosti-gostinichnyh-kompleksov> (дата обращения: 07.01.2025).

способностью к теплопередаче, чем такое же однооборотное устройство теплообмена. Работа авторов [13] посвящена миниатюрным колеблющимся пульсирующим ТТ с замкнутым контуром, в которых авторы также использовали подход VOF с использованием различных моделей, в дополнение к этому авторы [13] работали над изменением длины источника нагрева, внутреннего диаметра и мощности подачи тепла и пришли к выводу, что выбор величины внутреннего диаметра ТТ является критически важным.

Авторы работы [14] построили одномерную модель, предполагающую поток жидкой пробки/паровой пробки, учитывая фазовые взаимодействия между твердой стенкой и жидкой пленкой. Они также подтвердили экспериментальные данные, доступные в литературе. Наконец, в работе [15] пришли к выводу, что при выборе высокого коэффициента полезного действия (критерий выбора рабочих жидкостей) тепловые характеристики пульсирующих ТТ с замкнутым контуром максимизируются.

Авторы [16] предсказали, что продолжительность запуска пульсирующей ТТ с замкнутым контуром с асимметричной формой будет меньше, чем при использовании ТТ симметричной формы, при этом было обнаружено, что термическое сопротивление уменьшается при высокой тепловой мощности, в случае стабилизации коэффициента заполнения и потребляемой мощности.

Методология исследования

Построение сетки вычислений и численная реализация модели пульсирующей ТТ с замкнутым контуром выполняется с помощью программно-моделирующего комплекса Hypermesh, работа с которым подробно описана в работе [17]. Конфигурация двумерной сетки предполагает использование тетраэдрических элементов при общем числе узлов 23 661, общем числе элементов 21 032 и размере элемента в 0,25 мм.

Постановка задачи предполагает наличие многофазного потока: вода в жидкой фазе, водяной пар и воздух, для описания их состояния используется модель VOF, которая предполагает совместное решение управляющих уравнений: непрерывности или уравнения массы, импульса и энергии. При этом отдельное уравнение, включающее фазовую долю, необходимо решить как для жидкой, так и для паровой фаз теплоносителя. Основные уравнения обсуждаются ниже.

На основе изучения литературных источников [7–18] для численного моделирования были выбраны размеры пульсирующей ТТ с замкнутым контуром в виде двух витков с одинаковыми размерами испарительной, адиабатической и конденсаторной секций, а внутренний диаметр трубы был выбран равным 2 мм и постоянным по всей длине (рис. 1).

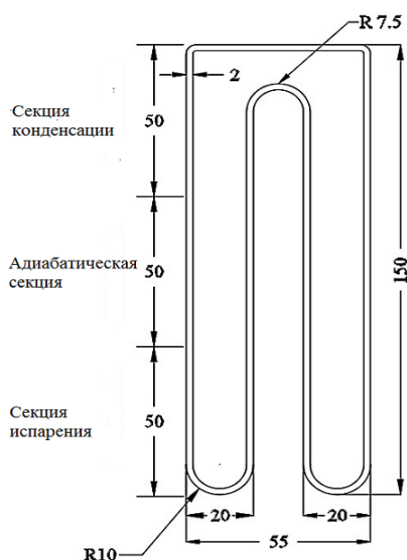


Рис. 1. Геометрические размеры пульсирующей ТТ с замкнутым контуром (размеры указаны в мм)

Математическая модель многофазного потока в ТТ

Многофазный поток охлаждающей жидкости внутри ТТ включает в себя жидкие и паровые пробки, которые образованы несмешивающимися жидкостями. Для описания их состояния обычно используется метод VOF, а доля фазы (α) представляет собой локальную объемную долю жидкой или паровой фазы теплоносителя и удовлетворяет условию $0 \leq \alpha \leq 1$.

Существует условие для фазовой доли компонента q (α_q), которое предполагает, что: если $\alpha_q = 0$, ячейка пуста (жидкости в ней нет); если $\alpha_q = 1$, ячейка заполнена жидкостью (жидкость полностью заполнена); если $0 < \alpha_q < 1$, ячейка содержит смесь двух или трех жидкостей.

Поскольку в пульсирующей ТТ с замкнутым контуром происходят процессы испарения и конденсация охлаждающей жидкости, интенсивность массопереноса жидкость-пар определяется уравнением переноса пара и определяется как:

$$\frac{\partial(\alpha_n \cdot \rho_n)}{\partial t} + \nabla(\alpha_n \cdot \rho_n \cdot v_n) = m_{жп} - m_{пж},$$

где α_n – доля паровой фазы; ρ_n , v_n – плотность пара и коэффициент кинематической вязкости пара соответственно; $m_{жп}$ – расход массопереноса жидкость-пар; $m_{пж}$ – расход массопереноса пар-жидкость.

В случае испарения теплоносителя, когда $T_{ж} > T_{кип}$, массовый расход испаряющейся жидкой фракции теплоносителя:

$$m_{жп} = r_{жп} \cdot \alpha_{жс} \cdot \rho_{жс} \cdot \frac{T_{жс} - T_{кип}}{T_{кип}},$$

где $\alpha_{жс}$ – доля жидкой фазы; $\rho_{жс}$ – плотность жидкой фазы; $r_{жп}$ – удельная теплота парообразования.

В случае конденсации теплоносителя, когда $T_n < T_{кип}$, массовый расход конденсирующейся паровой фракции теплоносителя:

$$m_{пж} = r_{пж} \cdot \alpha_n \cdot \rho_n \cdot \frac{T_{кип} - T_n}{T_{кип}}.$$

Для всей области моделирования решается единый набор уравнений импульса, который задается формулой:

$$\frac{\partial(\rho \cdot w)}{\partial t} + \nabla(\rho \cdot w) = -\nabla P + \nabla[\mu \cdot (\nabla w + \nabla T)] + \rho \cdot g + F_{nn},$$

где w – скорость движения теплоносителя; μ , ρ – коэффициент динамической вязкости и плотность теплоносителя соответственно.

Учитывая незначительный внутренний диаметр ТТ, поверхностное натяжение теплоносителя как физический фактор возникает из-за силы сцепления молекул, создает силу поверхностного натяжения F_{nn} , которая учитывается в уравнении импульса и определяется как:

$$F_{nn} = 2 \cdot \sigma_{жп} \cdot \frac{\alpha_{жс} \cdot \rho_{жс} \cdot k_n \cdot \nabla \alpha_n + \alpha_n \cdot \rho_n \cdot k_{жс} \cdot \nabla \alpha_{жс}}{\rho_{жс} - \rho_n},$$

где коэффициенты кривизны поверхности испарения жидкой фазы теплоносителя k_n и поверхности конденсации паровой фазы теплоносителя $k_{жс}$ определяются как:

$$k_{жс} = \frac{\Delta\alpha_{жс}}{\nabla\alpha_n}; \quad k_n = \frac{\Delta\alpha_n}{\nabla\alpha_{жс}}.$$

Уравнение учитывает текущее фазовое состояние теплоносителя:

$$\frac{\partial(\rho \cdot E)}{\partial t} + \nabla(w \cdot (\rho \cdot E + P)) = \nabla(k \cdot \nabla T) + S,$$

где S – составляющая, обусловленная фазовым переходом теплоносителя и численно равная произведению скорости массопереноса на удельную теплоту парообразования.

Энергия E теплоносителя, пребывающего в двухфазовом состоянии, описывается уравнением:

$$E = \frac{\alpha_{жс} \cdot \rho_{жс} \cdot E_{жс} + \alpha_n \cdot \rho_n \cdot E_n}{\alpha_{жс} \cdot \rho_{жс} + \alpha_n \cdot \rho_n},$$

где удельная энергия жидкой и паровой фаз теплоносителя определяется по формулам (1) и (2) соответственно:

$$E_{жс} = C_{v,жс} \cdot (T - T_{кин}); \quad (1)$$

$$E_n = C_{v,n} \cdot (T - T_{кин}), \quad (2)$$

где $C_{v,жс}$ и $C_{v,n}$ – удельные изохорные теплоемкости жидкой и паровой фазы теплоносителя соответственно.

Такие интегративные параметры процесса тепломассопереноса такие, как плотность теплоносителя ρ , коэффициент теплопередачи k и коэффициент динамической вязкости μ , учитывающие фазовое состояние теплоносителя, задаются уравнениями:

$$\rho = \alpha_{жс} \cdot \rho_{жс} + \alpha_n \cdot \rho_n.$$

$$k = \alpha_{жс} \cdot k_{жс} + \alpha_n \cdot k_n.$$

$$\mu = \alpha_{жс} \cdot \mu_{жс} + \alpha_n \cdot \mu_n.$$

Методика и условия моделирования

Температура в испарительной, адиабатической и конденсаторной секциях должна контролироваться с заданными временными интервалами, чтобы можно было легко производить аналитические расчеты. Поскольку геометрия двумерная, а конфигурация пульсирующей ТТ с замкнутым контуром предполагает наличие двух контуров, необходимо контролировать температуру в каждом контуре секции испарения, адиабатной секции и секции конденсации для получения средних значений. В общей сложности в двумерной геометрии необходимо установить шесть датчиков, из которых: два датчика контролируют температуру в секции испарения, два датчика контролируют температуру в адиабатической секции и два датчика контролируют температуру в секции конденсации соответственно. Датчики температуры

размещаются на ТТ используя вкладку «Monitor» в графическом интерфейсе «Fluent» программно-моделирующего комплекса Hypermesh, в котором создаются точки в местах расположения испарительной, адиабатической секции, а также секций испарения и конденсации. В общей сложности путем задачи координат X и Y сформировано шесть точек измерения температуры. Созданным точкам затем присваиваются имена, чтобы можно было легко идентифицировать извлеченные данные. Датчики в секции испарения переименованы в T_{e1} и T_{e2} , датчики в адиабатической секции переименованы в T_{a1} и T_{a2} , а датчики в секции конденсации переименованы в T_{c1} и T_{c2} соответственно. Суффикс указывает на местоположение в первом и втором секциях пульсирующей ТТ с замкнутым контуром. После наименования датчиков с помощью опции мониторинга в отчете GUI для выбранных датчиков выбирается график, так что температура в каждой секции вычисляется за заданное количество временных шагов во время выполнения моделирования и сохраняется в отдельном текстовом файле. Эти данные о температуре в испарительной, адиабатической и конденсаторной секциях затем используются аналитически для расчета термического сопротивления и коэффициента теплопередачи. На рис. 2 ниже показаны датчики, установленные в пульсирующей ТТ с замкнутым контуром.

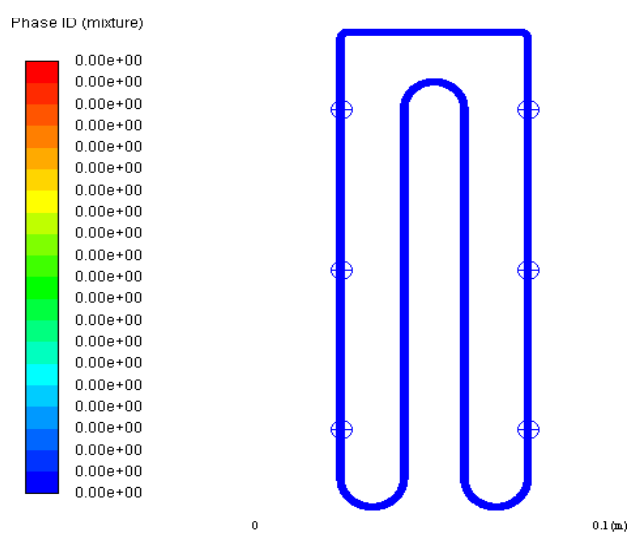


Рис. 2. Размещение датчиков температуры на пульсирующей ТТ с замкнутым контуром

Процесс моделирования сначала инициализируется с помощью опции инициализации решения, представленной в графическом интерфейсе, и при этом выбирается стандартный метод итерации инициализации. Температура в охлаждающей жидкости задается равной 303 К, поскольку процедура моделирования реализовывалась для трех различных температур стенок конденсатора: 10 °С, 20 °С и 30 °С, а объемная доля жидкостной фракции теплоносителя и объемная доля воздуха установлены равными нулю, и в ходе следующего шага происходит заполнение жидкой фракцией теплоносителя, а также воздухом пространства пульсирующей ТТ с замкнутым контуром. Жидкая фракция теплоносителя и воздух смешиваются внутри пульсирующей ТТ с замкнутым контуром, учитывая, что жидкая фракция теплоносителя смешивается с паром до 50 % от общего объема, а оставшиеся 50 % составляют собственно объем воздуха. Таким образом, пространство моделирования формируется с учетом общей высоты 150 мм; поскольку испарительная, адиабатическая и конденсаторная секции имеют длину 50 мм каждая, половину общей высоты, то есть 75 мм снизу, эти пространства заполняются жидкой фракцией теплоносителя, а оставшийся объем ТТ заполняется воздухом. Чтобы изменить условия моделирования для жидкой фракции внутри пульсирующей ТТ с замкнутым контуром, в области, где указаны координаты заполнения жидкой фракцией теплоносителя, в программно-моделирующем комплексе Hypermesh существует опция «пометить», а затем объемная доля устанавливается равной «1». Та же процедура выполняется

для удаления воздуха из оставшейся части пульсирующей ТТ с замкнутым контуром. После внесения изменений в параметры жидкой фракции теплоносителя и воздуха в пульсирующей ТТ с замкнутым контуром создаются новые данные, которые указывают начальный временной шаг, то есть 0, с которого было начато моделирование. На рис. 3 показаны объемные доли жидкой фракции теплоносителя и воздуха, создаваемые в пульсирующей ТТ.

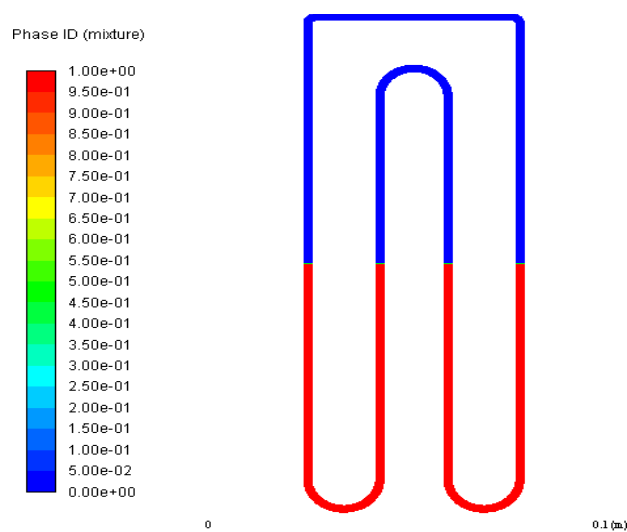


Рис. 3. Распределение объемных долей жидкой фракции теплоносителя и воздуха при моделировании в пульсирующей ТТ с замкнутым контуром

На вкладке «Общие» программно-моделирующего комплекса Hypermesh выполняются настройки, учитывающие практическую несжимаемость теплоносителя, а также вертикальную ориентацию пульсирующей ТТ с замкнутым контуром, при этом ускорение свободного падения отсчитывается по отрицательной ветви оси ординат Y и составляет $9,81 \text{ м/с}^2$.

В работе [15] установлено, что давление насыщения составляет 0,04 бар, которое позволяет рассчитать температуру насыщения, используя уравнение Антуана.

После несложных вычислений установлено, что температура насыщения составляет 30°C , что соответствует давлению насыщения 4 000 Па или 0,04 бар.

В табл. 1 приведены свойства компонентов теплоносителя при температуре насыщения 30°C и давлении насыщения 0,04 бар.

Таблица 1

Свойства компонентов теплоносителя в условиях моделирования

Компонент	Плотность ρ , кг/м^3	Динамическая вязкость μ , $\text{кг/(м}\cdot\text{с)}$	Удельная теплоемкость C_p , $\text{кДж/(кг}\cdot\text{K)}$	Коэффициент теплопро- водности λ , $\text{Вт/(м}\cdot^\circ\text{C)}$	Коэффициент поверхностного натяжения σ , Н/м
Вода	995,91	$8,1 \cdot 10^{-4}$	4,180	0,613	0,07
Водяной пар	0,0287	$9 \cdot 10^{-6}$	1,916	0,018	—
Воздух	0,0461	$1,8 \cdot 10^{-5}$	1,004	0,027	—

Величина критерия Рейнольдса $Re=2213,3$ соответствует ламинарному режиму движения теплоносителя в пульсирующей ТТ с замкнутым контуром, поэтому для моделирования течения была выбрана ламинарно-вязкая модель.

В данной схеме происходит оборот трех фаз: водяного пара как первичной фазы, воды, как капельной жидкости в качестве вторичной фазы, и воздуха, который в этом случае считается также вторичной фазой. Эти допущения позволяют определить взаимодействие фаз как массоперенос и поверхностное натяжение.

Процесс массопереноса происходит в пульсирующей ТТ с замкнутым контуром за счет испарения и конденсации теплоносителя, а, поскольку диаметр трубы невелик, силы поверхностного натяжения играют важную роль. При температуре насыщения происходит превращение жидкости в пар, а пара – в жидкость. Таким образом, механизм испарения-конденсации определяется как взаимодействие масс от паровой фазы к жидкой. Процедура Continuum surface force (CSF) программно-моделирующего комплекса Hypermesh эмулирует силу поверхностного натяжения, и постоянное значение коэффициента поверхностного натяжения 0,07 Н/м используется в качестве входных данных в процессе моделирования.

Постановка граничных условий предполагает, что конструкция пульсирующей ТТ с замкнутым контуром разделена на три зоны: испарительную в нижней части, адиабатическую в средней и конденсаторную в верхней. Все три секции разделены поровну и имеют высоту 50 мм, внутренний диаметр каждой – 2 мм, при этом жидкая фаза заполняет 50 % общего объема пульсирующей ТТ с замкнутым контуром, а оставшаяся часть заполняется воздухом. Тепловой поток, направленный на стенки испарителя, повышает температуру теплоносителя, а тепло отводится в конденсатор, создавая эффект пульсации. В адиабатической зоне задается нулевой тепловой поток (теплопередачи не происходит).

В процессе моделирования условия теплообмена на стенках испарителя и адиабатической зоны были фиксированными, а температура на стенках конденсатора изменялась во всех трех случаях, чтобы исследовать влияние тепловых характеристик пульсирующей ТТ с замкнутым контуром.

Таким образом, в процессе моделирования процесса тепломассопереноса в пульсирующей ТТ с замкнутым контуром установлены следующие граничные условия: для секции испарения плотность теплового потока считается постоянной и равной 10 кВт/м^2 ; для адиабатической секции процессами теплопереноса пренебрегаем; толщину стенки испарительной и адиабатической секции считаем равной 0,005 м; температура конденсаторной секции принимается равной 10°C , 20°C и 30°C .

Результаты численного моделирования

В двухоборотной пульсирующей ТТ с замкнутым контуром два датчика установлены в испарительной, адиабатической и конденсаторной секциях каждого контура соответственно. Таким образом, вычисляются средние значения температуры испарителя (T_e) и температуры конденсатора (T_c), а график строится в зависимости от времени (рис. 4).

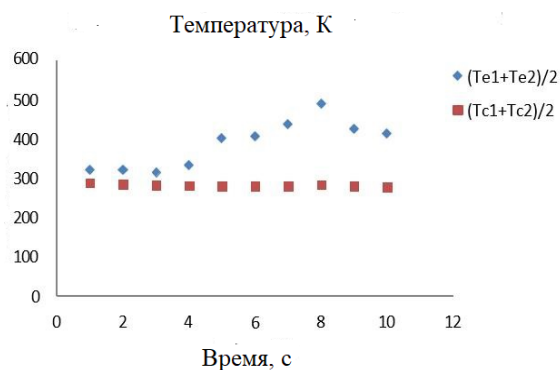


Рис. 4. Зависимость средней температуры испарителя и конденсатора во времени при температуре конденсатора 10°C

Из-за высокого значения плотности теплового потока (10 кВт/м^2) температура испарителя повышается до максимального значения. Нелинейный тренд роста температуры испарителя обусловлен тем, что датчики, закрепленные на поверхности 2D-модели пульсирующей ТТ с замкнутым контуром, измеряют температуру жидкого осадка, а также температуру паровой пробки. Поскольку плотность паровой пробки ниже по сравнению с жидкой пробкой, температура в паровой пробке выше, чем температура в жидкой пробке. Во время моделирования на протяжении всего периода времени, когда паровая пробка соприкасается с датчиками, закрепленными на любом витке секции испарителя, происходит существенное повышение температуры пара по сравнению с температурой жидкого компонента. Таким образом, в процессе моделирования наблюдалось резкое повышение средней температуры испарителя, при этом наблюдается линейное незначительное изменение температуры на протяжении временных интервалов.

Для температур конденсатора 20°C и 30°C зависимости средней температуры испарителя и конденсатора имеют примерно такой же качественный характер (рис. 5, 6), единственное наблюдаемое различие заключается в том, что средняя температура испарителя оказалась повышена.

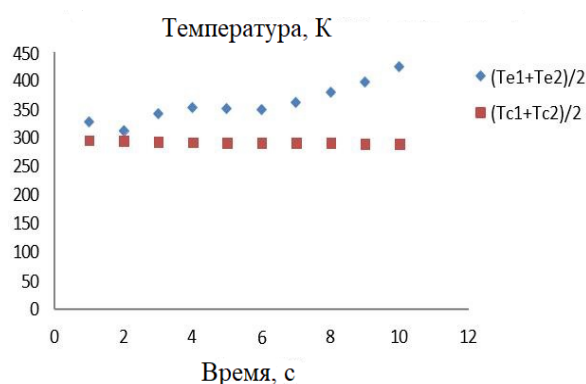


Рис. 5. Зависимость средней температуры испарителя и конденсатора во времени при температуре конденсатора 20°C

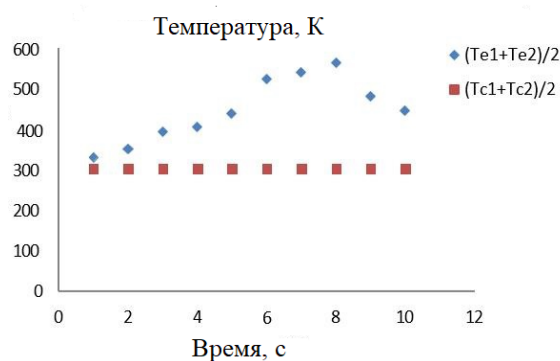


Рис. 6. Зависимость средней температуры испарителя и конденсатора во времени при температуре конденсатора 30°C

Можно наблюдать, что, когда температура стенок конденсатора поддерживается на уровне 10°C , он поглощает больше тепла по сравнению с двумя другими вариантами, а разница температур между секциями испарителя и конденсатора оказывается низкой по сравнению с установленными температурами стенок конденсатора на уровне 20°C и 30°C . При заданной плотности теплового потока на входе секций разница температур между секциями испарителя и конденсатора невелика, термическое сопротивление секций уменьшается, а коэффициент теплопередачи при этом увеличивается. Из результатов моделирования следует, что тепловые характеристики пульсирующей ТТ с замкнутым контуром повышаются, когда

температура конденсатора фиксируется на уровне 10 °С. Из-за ограниченных возможностей доступных вычислительных ресурсов моделирование проводилось только для временных интервалов в 10 с.

Визуализация результатов моделирования для различных фаз теплоносителя в течение заданных в процессе моделирования временных интервалов представлена на рис. 7.

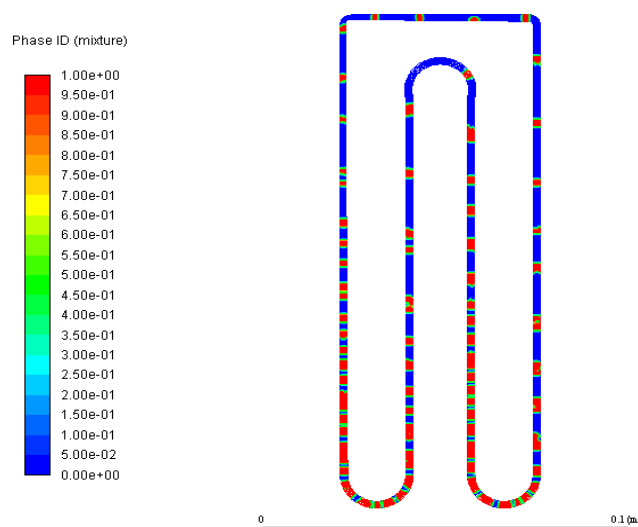


Рис. 7. Схема смешения фаз в пульсирующей ТТ с замкнутым контуром

Представленные выше результаты моделирования позволили вычислить значение критерия Нуссельта, отображенные в табл. 2.

Таблица 2

Значения критерия Нуссельта для различных температур конденсатора

Температура конденсатора, °С	10	20	30
Критерий Нуссельта	0,9311	0,8807	0,8576

Выводы

Благодаря постоянному тепловому потоку в испарителе и изменению температуры секций конденсатора в пульсирующей ТТ с замкнутым контуром, демонстрируется увеличение производительности системы охлаждения при температуре конденсатора 10 °С.

Контуры фазовой фракции теплоносителя демонстрируют наличие жидкого компонента и возможной паровой пробки внутри пульсирующей ТТ с замкнутым контуром.

Величина критерия Нуссельта для исследуемого температурного диапазона подтверждает ламинарный характер движения теплоносителя внутри пульсирующей ТТ с замкнутым контуром.

Список источников

1. Антипов Е.Г. Административно-правовое регулирование государственного пожарного надзора, осуществляемого МЧС России, в отношении объектов защиты с массовым пребыванием людей: дис. канд. юрид. наук. Н. Новгород: Национальный исследовательский Нижегородский государственный университет им. Н.И. Лобачевского, 2020. 263 с.

2. Глушко В.С., Синещук Ю.И., Терехин С.Н. Интегрированная система раннего обнаружения пожара // Научно-аналитический журнал «Вестник Санкт-Петербургского университета Государственной противопожарной службы МЧС России». 2013. № 3. С. 40–43.

3. Королев Д.С., Минкин Д.Ю. Методика работы интегрированной цифровой системы пожарной автоматики с газоанализирующим оборудованием // Проблемы управления рисками в техносфере. 2021. № 1 (57). С. 32–39.
4. Фазульзянов К.Р., Гильфанов К.Х. Исследование особенностей построения адресно-аналоговой системы пожарной сигнализации «Рубеж» // Инновационное развитие современной науки: проблемы и перспективы: материалы Междунар. (заочной) науч.-практ. конф. Нефтекамск: Мир науки, 2023. С. 11–14. EDN FRPTEK.
5. Астахов В.В., Кириллова Г.В. Повышение пожарной безопасности предприятия с внедрением адресно-аналоговой системы пожарной сигнализации и управления «Юнитроник 496» // Проблемы безопасности российского общества. 2020. № 1 (29). С. 23–29. EDN CDSTMI.
6. Барковский С.А. Система охранно-пожарной сигнализации с использованием технологии GSM // Современные проблемы радиотехники и телекоммуникаций «РТ-2015»: материалы XI Междунар. молодежной науч.-техн. конф. / под ред. А.А. Савочкина. Севастополь: Севастопольский государственный университет, 2015. С. 234. EDN XTTFNAF.
7. Structure of heat pipe: U.S. Patent Application No. 5,219,020 / Akachi H. 1990.
8. Серяков А.В., Конькин А.В., Алексеев А.П. Пульсирующие изменения толщины и температуры пленки конденсата в коротких тепловых трубах при закручивании парового потока // XIII семинар вузов по теплофизике и энергетике: тезисы докладов Всерос. науч. конф. Н. Новгород: Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева, 2023. С. 45–46. EDN TILAXF.
9. Simulation of Refrigerant Flow Boiling in Serpentine Tubes / H.L. Wu [et al.] // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2017. № 50(5–6). P. 1186–1195.
10. Валуева Е.П. Влияние теплового граничного условия на стенке плоского канала на теплоотдачу при ламинарном пульсирующем течении в квазистационарном режиме // Современные проблемы теплофизики и энергетике: материалы IV Междунар. конф. М.: Национальный исследовательский университет МЭИ, 2024. С. 42–43. EDN QFTHYV.
11. Hansen N., Versteeg J., Michna G.J. Effect of Condenser Temperature on Pulsating Heat Pipe Performance // Proceedings of the ASME 2013 Heat Transfer Summer Conf. Minneapolis, MN, USA, 2013. P. 1–6.
12. Simulation and Analysis on Heat Transfer Performance of Oscillating Heat Pipe with Single and Double Passageway / E. Jiaqiang [et al.] // Advanced Materials Research. 2012. № 516–517. P. 433–37.
13. Simulation of a Miniature Oscillating Heat Pipe in Bottom Heating Mode Using CFD with Unsteady Modeling / Z. Lin [et al.] // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2013. № 57 (2). P. 642–656. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.09.007.
14. Noh H.Yu., Kim S.J. Numerical Simulation of Pulsating Heat Pipes: Parametric Investigation and Thermal Optimization // Energy Conversion and Management. 2020. № 203. P. 112237. DOI: 10.1016/j.enconman.2019.112237.
15. Пастухов В.Г., Майданик Ю.Ф. Комбинированная теплопередающая система на основе пульсирующей и контурной тепловых труб // Решетневские чтения. 2016. Т. 1. С. 144–146. EDN XEADVD.
16. Choi J., Zhang Yu. Numerical Simulation of Oscillatory Flow and Heat Transfer in Pulsating Heat Pipes with Multi-Turns Using OpenFOAM // Numerical Heat Transfer. Part A: Applications. 2020. № 77 (8). P. 761–781. DOI: 10.1080/10407782.2020.1717202.
17. Методы и средства информационно-операционной поддержки теплотехнических расчетов в решении задач пожарной безопасности / А.А. Кузьмин [и др.]. СПб.: С.-Петерб. ун-т ГПС МЧС России, 2023. 196 с. ISBN 978-5-907724-23-5. EDN FBYRNF.
18. Sedighi E., Amarloo A., Shafii B. Numerical and experimental investigation of flat-plate pulsating heat pipes with extra branches in the evaporator section // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2018. № 126. P. 431–441. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.05.047.

References

1. Antipov E.G. Administrativno-pravovoe regulirovanie gosudarstvennogo pozharnogo nadzora, osushchestvlyаемого MCHS Rossii, v otnoshenii ob"ektov zashchity s massovym prebyvaniem lyudej: dis. kand. yurid. nauk. N. Novgorod: Nacional'nyj issledovatel'skij Nizhegorodskij gosudarstvennyj universitet im. N.I. Lobachevskogo, 2020. 263 s.
2. Glushko V.S., Sineshchuk Yu.I., Terekhin S.N. Integrirovannaya sistema rannego obnaruzheniya pozhara // Nauchno-analiticheskij zhurnal «Vestnik Sankt-Peterburgskogo universiteta Gosudarstvennoj protivopozharnoj sluzhby MCHS Rossii». 2013. № 3. S. 40–43.
3. Korolev D.S., Minkin D.Yu. Metodika raboty integrirovannoj cifrovoj sistemy pozharnoj avtomatiki s gazoanaliziruyushchim oborudovaniem // Problemy upravleniya riskami v tekhnosfere. 2021. № 1 (57). S. 32–39.
4. Fazul'zhanov K.R., Gil'fanov K.H. Issledovanie osobennostej postroeniya adresno-analogovoj sistemy pozharnoj signalizacii «Rubezh» // Innovacionnoe razvitie sovremennoj nauki: problemy i perspektivy: materialy Mezhdunar. (zaочноj) nauch.-prakt. konf. Neftekamsk: Mir nauki, 2023. S. 11–14. EDN FRPTEK.
5. Astahov V.V., Kirillova G.V. Povyshenie pozharnoj bezopasnosti predpriyatiya s vnedreniem adresno-analogovoj sistemy pozharnoj signalizacii i upravleniya «Yunitronik 496» // Problemy bezopasnosti rossijskogo obshchestva. 2020. № 1 (29). S. 23–29. EDN CDSTMI.
6. Barkovskij S.A. Sistema ohranno-pozharnoj signalizacii s ispol'zovaniem tekhnologii GSM // Sovremennye problemy radiotekhniki i telekommunikacij «RT-2015»: materialy XI Mezhdunar. molodezhnoj nauch.-tekhn. konf. / pod red. A.A. Savochkina. Sevastopol': Sevastopol'skij gosudarstvennyj universitet, 2015. S. 234. EDN XTTNAF.
7. Structure of heat pipe: U.S. Patent Application No. 5,219,020 / Akachi H. 1990.
8. Seryakov A.V., Kon'kin A.V., Alekseev A.P. Pul'siruyushchie izmeneniya tolshchiny i temperatury plenki kondensata v korotkih teplovyh trubah pri zakruchivanii parovogo potoka // XIII seminar vuzov po teplofizike i energetike: tezisy dokladov Vseros. nauch. konf. Nizhnij Novgorod: Nizhegorodskij gosudarstvennyj tekhnicheskij universitet im. R.E. Alekseeva, 2023. S. 45–46. EDN TILAXF.
9. Simulation of Refrigerant Flow Boiling in Serpentine Tubes / H.L. Wu [et al.] // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2017. № 50 (5–6). P. 1186–1195.
10. Valueva E.P. Vliyanie teplovogo granichnogo usloviya na stenke ploskogo kanala na teplootdachu pri laminarnom pul'siruyushchem techenii v kvazistacionarnom rezhime // Sovremennye problemy teplofiziki i energetiki: materialy IV Mezhdunar. konf. M.: Nacional'nyj issledovatel'skij universitet MEI, 2024. S. 42–43. EDN QFTHYV.
11. Hansen N., Versteeg J., Michna G.J. Effect of Condenser Temperature on Pulsating Heat Pipe Performance // Proceedings of the ASME 2013 Heat Transfer Summer Conf. Minneapolis, MN, USA, 2013. P. 1–6.
12. Simulation and Analysis on Heat Transfer Performance of Oscillating Heat Pipe with Single and Double Passageway / E. Jiaqiang [et al.] // Advanced Materials Research. 2012. № 516–517. P. 433–37.
13. Simulation of a Miniature Oscillating Heat Pipe in Bottom Heating Mode Using CFD with Unsteady Modeling / Z. Lin [et al.] // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2013. № 57 (2). P. 642–656. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.09.007.
14. Noh H.Yu., Kim S.J. Numerical Simulation of Pulsating Heat Pipes: Parametric Investigation and Thermal Optimization // Energy Conversion and Management. 2020. № 203. P. 112237. DOI: 10.1016/j.enconman.2019.112237.
15. Pastuhov V.G., Majdanik Yu.F. Kombinirovannaya teploperedayushchaya sistema na osnove pul'siruyushchej i konturnoj teplovyh trub // Reshetnevskie chteniya. 2016. T. 1. S. 144–146. EDN XEADVD.

16. Choi J., Zhang Yu. Numerical Simulation of Oscillatory Flow and Heat Transfer in Pulsating Heat Pipes with Multi-Turns Using OpenFOAM // Numerical Heat Transfer. Part A: Applications. 2020. № 77 (8). P. 761–781. DOI: 10.1080/10407782.2020.1717202.

17. Metody i sredstva informacionno-operacionnoj podderzhki teplotekhnicheskikh raschetov v reshenii zadach pozharnoj bezopasnosti / A.A. Kuz'min [i dr.]. SPb.: S.-Peterb. un-t GPS MCHS Rossii, 2023. 196 s. ISBN 978-5-907724-23-5. EDN FBYRNF.

18. Sedighi E., Amarloo A., Shafii B. Numerical and experimental investigation of flat-plate pulsating heat pipes with extra branches in the evaporator section // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2018. № 126. P. 431–441. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.05.047.

Информация о статье:

Статья поступила в редакцию: 21.05.2025; одобрена после рецензирования: 22.10.2025; принята к публикации: 27.11.2025

The information about article:

The article was submitted to the editorial office: 21.05.2025; approved after review: 22.10.2025; accepted for publication: 27.11.2025

Информация об авторах:

Кузьмина Татьяна Анатольевна, доцент кафедры надзорной деятельности Санкт-Петербургского университета ГПС МЧС России (196105, Санкт-Петербург, Московский пр., д. 149), кандидат педагогических наук, доцент, e-mail: kuzmina@igps.ru, <https://orcid.org/0000-0002-3573-785X>, SPIN-код: 2511-0787

Маер Олег Михайлович, доцент кафедры надзорной деятельности Санкт-Петербургского университета ГПС МЧС России (196105, Санкт-Петербург, Московский пр., д. 149), кандидат экономических наук, e-mail: oleg.maer.84@mail.ru, SPIN-код: 6979-7289

Терёхин Сергей Николаевич, профессор кафедры пожарной безопасности зданий и автоматизированных систем пожаротушения Санкт-Петербургского университета ГПС МЧС России (196105, Санкт-Петербург, Московский пр., д. 149), доктор технических наук, доцент, e-mail: expert_terehin@mail.ru, SPIN-код: 9342-2440

Information about the authors:

Kuzmina Tatyana A., associate professor of the department of supervisory activities of Saint-Petersburg university of State fire service of EMERCOM of Russia (196105, Saint-Petersburg, Moskovsky ave, 149), candidate of pedagogical sciences, associate professor, e-mail: kuzmina@igps.ru, <https://orcid.org/0000-0002-3573-785X>, SPIN: 2511-0787

Maer Oleg M., associate professor of the department of supervisory activities of Saint-Petersburg university of State fire service of EMERCOM of Russia (196105, Saint-Petersburg, Moskovsky ave, 149), candidate of economic sciences, e-mail: oleg.maer.84@mail.ru, SPIN: 6979-7289

Terekhin Sergey N., professor of the department of building fire safety and automated fire fighting systems of Saint-Petersburg university of State fire service of EMERCOM of Russia (196105, Saint-Petersburg, Moskovsky ave, 149), doctor of technical sciences, associate professor, e-mail: expert_terehin@mail.ru, SPIN: 9342-2440