

На правах рукописи



Пономарев Константин Олегович

**ТЕПЛОПЕРЕНОС В ПЕРСПЕКТИВНЫХ УСТРОЙСТВАХ
ОБЕСПЕЧЕНИЯ ТЕПЛОВОГО РЕЖИМА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО
ОБОРУДОВАНИЯ – ТЕРМОСИФОНАХ**

05.14.04 – Промышленная теплоэнергетика

01.04.14 – Теплофизика и теоретическая теплотехника

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Томск – 2021

Работа выполнена в федеральном государственном автономном образовательном учреждении высшего образования «Национальный исследовательский Томский политехнический университет».

Научные руководители:

Кузнецов Гений Владимирович, доктор физико-математических наук, профессор.

Феоктистов Дмитрий Владимирович, кандидат технических наук, доцент.

Официальные оппоненты:

Бубенчиков Алексей Михайлович, доктор физико-математических наук, профессор, ведущий научный сотрудник регионального научно-образовательного математического центра федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Национальный исследовательский Томский государственный университет», г. Томск.

Чернов Андрей Александрович, доктор физико-математических наук, профессор РАН, ведущий научный сотрудник Лаборатории синтеза новых материалов федерального государственного бюджетного учреждения науки Института теплофизики им. С.С. Кутателадзе Сибирского отделения Российской академии наук, г. Новосибирск.

Защита состоится «30» июня 2021 года в 14 час. 00 мин. на заседании объединенного междисциплинарного диссертационного совета МДС.ТПУ.02, созданного на базе федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Национальный исследовательский Томский политехнический университет», по адресу: 634050, г. Томск, ул. Усова 7 (уч. корпус № 8, аудитория 217).

С диссертацией можно ознакомиться в Научно-технической библиотеке федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Национальный исследовательский Томский политехнический университет» по адресу г. Томск, ул. Белинского, 53а и на сайте: <http://dis.tpu.ru/>.

Автореферат разослан «30» апреля 2021 года.

Ученый секретарь
диссертационного совета
кандидат технических наук



Табакаев
Роман Борисович

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность. Современное состояние и тенденции развития технологического оборудования и энергоиспользующих аппаратов требуют разработки новых технологий, установок для производства, преобразования и хранения энергии. Успешно решить такие сложные задачи можно при решении фундаментальной проблемы отвода тепловых потоков высокой плотности от элементов современных и перспективных установок, использующих тепло, и обеспечения регламентных температурных режимов их работы.

С целью сбережения материальных и экономии энергетических ресурсов необходим выбор параметров конструкции систем обеспечения теплового режима (СОТР), обеспечивающих эффективную работу технических систем или технологического оборудования. В настоящее время отвод теплоты от тепловыделяющих частей технических устройств и агрегатов, как правило, реализуется «традиционными» методами с использованием относительно больших объемов и расходов теплоносителя. Но применение таких способов охлаждения теплонапряженного оборудования с использованием значительных объемов жидкого или газообразного теплоносителя не всегда реализуемо, так как для отвода тепловых потоков высокой плотности необходимы развитые теплообменные поверхности, нередко превосходящие площадь источника тепловыделения. В таких случаях эффективное охлаждение поверхностей теплообмена энергонасыщенного оборудования может быть обеспечено системами на базе термосифонов (ТС). Но прогнозирование характеристик процессов теплопереноса (в результате теплопроводности и конвекции) в таких устройствах возможно пока лишь с использованием данных, полученных в технически сложно реализуемых экспериментальных исследованиях теплопередающих свойств ТС. Хотя термосифоны и являются перспективными техническими устройствами для передачи теплоты, их широкое использование сдерживается из-за отсутствия инженерной теории процессов работы термосифонов, обеспечивающей решение задач конструирования СОТР технических систем и технологических процессов на базе термосифонов.

Степень разработанности темы. Существенный вклад в развитие теории теплофизических и гидродинамических процессов в термосифонах внесли такие исследователи, как М. К. Безродный, И. Л. Пиоро, M. Groll, Л. Л. Васильев, Ю. Ф. Майданик, Г. В. Кузнецов, Н. Jouhara, C. C. Wang, S. Lips, C. L. Tien, A. Faghri. Результаты численных исследований закономерностей теплопереноса в термосифонах получены с использованием сложных математических моделей и в среде специализированных пакетов программ типа Ansys Fluent. Трудоемкость решения задач такого типа вызвана сложным комплексом процессов, протекающих в замкнутом полем цилиндра со стенками конечной толщины, паровом канале, теплоносителе на нижней крышке термосифона, пленках жидкости на боковых поверхностях и на нижней поверхности верхней крышки ТС. Валидация математических моделей экспериментальными данными – параметрами теплоносителя во

внутренней полости ТС (температуры, давление, скорости движения теплоносителя) затруднена из-за сложности герметизации паровых каналов при установке датчиков. Скорости движения пара и жидкости являются основными факторами, от которых зависит интенсивность процесса теплопереноса в типичных термосифонах. Однако пока отсутствуют экспериментальные или теоретические данные о скоростях движения жидкости в процессе термогравитационной конвекции в условиях, характерных для нижней крышки типичного термосифона: при нагреве нижней поверхности слоя и испарении с его верхней поверхности.

Целью работы является разработка на основании анализа и обобщения результатов экспериментов нового, существенно менее сложного по сравнению с известными подхода к моделированию процессов теплопереноса в термосифоне.

Для достижения поставленной цели решались следующие задачи:

1. Разработка методики определения закономерностей процессов теплопереноса в термосифоне (влияние плотности теплового потока; температуры поверхности нагрева; вида теплоносителя; степени заполнения испарителя на распределение температуры по высоте устройства) в условиях подвода теплоты к нижней крышке при интенсивном испарении (без кипения) слоя жидкости в испарителе и охлаждения конденсатора воздухом.
2. Анализ влияния плотности теплового потока, температуры поверхности нагрева, вида теплоносителя, степени заполнения испарителя на распределение температуры по высоте термосифона.
3. Установление механизма переноса теплоты в слое теплоносителя на нижней крышке термосифона и оценка скорости движения жидкости.
4. Разработка математической модели процессов теплопереноса (кондукции и конвекции) в термосифоне, существенно менее сложной по сравнению с известными и позволяющей вычислять с высокой степенью достоверности характеристики (температура, массовая скорость испарения) слоя теплоносителя на нижней крышке.

Методы исследования. При выполнении диссертационной работы использованы методы экспериментального исследования процессов теплопереноса. Численное исследование этих процессов выполнено при решении задачи теплопереноса с использованием программного комплекса Matlab.

Научная новизна работы.

1. Экспериментально установлены температуры в паровом канале, зонах испарения и конденсации теплоносителя в термосифоне в условиях подвода теплоты к его нижней крышке и охлаждения конденсатора воздухом за счет естественной конвекции.

2. Впервые экспериментально определены скорости движения жидкости в условиях, характерных для нижней крышки типичного термосифона: при нагреве нижней поверхности слоя и испарении с его верхней поверхности.

3. По результатам анализа и обобщения полученных при работе над диссертацией экспериментальных данных разработан новый подход к моделированию процессов теплопереноса (конвекции и кондукции) в слое теплоносителя на нижней крышке термосифона, который заключается в упрощении постановки задачи в части описания процессов естественной конвекции путем введения в уравнение энергии конвективного слагаемого.

4. Сформулирована математическая модель теплопереноса в термосифоне, отличающаяся от известных тем, что при своей относительной простоте она описывает естественную конвекцию и теплопроводность в слое теплоносителя, кондукцию в вертикальных стенках испарительной части ТС и позволяет оценить основные характеристики теплопереноса в термосифоне без использования специализированных компьютерных пакетов.

Практическая значимость работы. Результаты диссертационной работы могут быть использованы при разработке СОТР энергонасыщенного оборудования на базе двухфазных термосифонов. Регулирование интенсивности теплопереноса в термосифоне позволит обеспечить регламентные температурные режимы работы устройств и приборов энергетической, газовой, нефтяной, химической, металлургической и ядерной промышленности. Получены акт об использовании результатов диссертационной работы и патент на устройство «двухфазный термосифон».

Результаты теоретических и экспериментальных исследований используются при проведении практических занятий и чтении лекций по дисциплине «Физико-химические основы тепломассообменного оборудования».

Достоверность полученных результатов обусловлена применением современных средств измерений, методов анализа и обработки опытных данных, а также хорошим согласованием экспериментальных и теоретических результатов. Оценка достоверности полученных экспериментальных данных проводилась по результатам расчетов погрешностей измерений регистрируемых физических величин. С целью обоснования достоверности используемого алгоритма и полученных численных результатов проведено решение менее сложных нестационарных задач теплопроводности с использованием разработанной автором диссертации программы расчета.

Связь работы с научными программами и грантами. Диссертационное исследование выполнено в рамках проектов РФФИ № 19-38-90137 Аспиранты «Тепломассообмен в автономных системах терморегулирования ядерных энергетических установок на базе термосифонов с внутренними текстурированными поверхностями нижней и верхней крышек» и РФФИ № 19-38-50099 «Системы отвода тепловой энергии от грунта и теплонагруженных элементов на базе термосифонов в условиях, характерных для Арктики и Антарктики».

Основные положения и результаты, выносимые на защиту:

1. Результаты экспериментальных исследований закономерностей процессов теплопереноса в термосифоне (влияние плотности теплового потока,

подведенного к нижней крышке; температуры поверхности нагрева; вида теплоносителя; степени заполнения испарителя на распределения температуры по высоте устройства), механизма образования конденсата на верхней крышке термосифона в условиях подвода теплоты к его нижней крышке и охлаждения конденсатора воздухом за счет естественной конвекции.

2. Основной механизм переноса теплоты в слое теплоносителя на нижней крышке термосифона – термогравитационная конвекция. Скорость движения жидкости в диапазоне тепловых потоков от 0,04 до 1,3 кВт/м² и толщин слоя теплоносителя от 3,2 до 7,4 мм составляет от 0,02 до 0,7 мм/с для воды и от 0,03 до 1,1 мм/с для этанола при атмосферном давлении над поверхностью раздела фаз.

3. Новый подход к моделированию процессов теплопереноса (кондукции и конвекции) в слое теплоносителя на нижней крышке термосифона, заключающийся в упрощении постановки задачи в части описания процессов естественной конвекции путем введения в уравнение энергии для слоя теплоносителя на нижней крышке конвективного слагаемого, обеспечивает возможность прогностического моделирования основной характеристики работы термосифона – скорости испарения теплоносителя с поверхности слоя последнего на нижней крышке термосифона.

Личный вклад автора состоит в разработке экспериментальных установок, методики экспериментальных исследований процессов теплопереноса в термосифоне; проведении экспериментальных и численных исследований; выборе методов измерений в экспериментах, а также методов решения задачи теплопереноса; обработке, анализе и обобщении полученных результатов; оценке систематических и случайных погрешностей; в совместной с научными руководителями формулировке выводов и основных защищаемых положений диссертационной работы.

Апробация работы. Основные положения и результаты диссертационного исследования докладывались и обсуждались на II, III, IV и V Международном форуме «Интеллектуальные энергосистемы» (Томск, 2014, 2015, 2016, 2017), XXI международной конференции «Современные техника и технологии» (Томск, 2015), XLIV, XLV и XLVIII конференции с международным участием «Неделя науки СПбПУ» (Санкт-Петербург, 2015, 2016, 2019), XIV и XV Всероссийской школе-конференции «Актуальные вопросы теплофизики и физической гидрогазодинамики» (Новосибирск, 2016, 2018), X и XII Всероссийской конференции «Наука. Технологии. Инновации» (Новосибирск, 2016, 2018), Международной конференции «Тепломассоперенос в системах обеспечения тепловых режимов энергонасыщенного технического и технологического оборудования» (Томск, 2017, 2018, 2019), VII Всероссийской конференции по теплообмену (Москва, 2018), XIV Международной конференции «Тинчуринские чтения» (Казань, 2019), XXII Школе-семинаре под руководством академика А.И. Леонтьева «Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках» (Москва, 2019), XXXV и XXXVI Всероссийской конференции «Сибирский теплофизический семинар»

(Новосибирск, 2019, 2020), VIII и IX Всероссийской научной конференции «Теплофизические основы энергетических технологий» (Томск, 2019, 2020), Всероссийской научной конференции XI Семинар ВУЗов по теплофизике и энергетике (Санкт-Петербург, 2019).

Публикации. Основные результаты диссертации изложены в 39 работах, из них 2 статьи из перечня российских рецензируемых научных журналов, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук («Вестник Тюменского государственного университета. Физико-математическое моделирование. Нефть, газ, энергетика», «Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов»), 18 статей в изданиях, индексируемых базами данных «Web of Science» и «Scopus» (3 из которых в высокорейтинговых международных журналах («International Journal of Heat and Mass Transfer» (импакт-фактор 4,95; Q1), «Thermal Science and Engineering Progress» (импакт-фактор 4,40; Q1), «Thermophysics and Aeromechanics» (переводная версия «Теплофизика и аэромеханика») (импакт-фактор 0,42; Q2)) и 19 публикаций в сборниках материалов международных и всероссийских научных конференций.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, 4 глав с выводами, основных результатов и выводов по диссертации, списка литературных источников, включающего 350 наименований (включая труды автора), содержит 47 рисунков, 22 таблицы, 205 страниц.

КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы диссертации, проведен анализ степени ее разработанности, сформулированы цель и задачи исследования, отражена научная новизна работы и ее практическая значимость, обоснована достоверность полученных результатов, приведены положения, выносимые на защиту, и сведения об их апробации.

В первой главе выполнен анализ современного состояния теории и практики применения термосифонов в промышленной теплоэнергетике.

Сделан вывод о том, что до настоящего времени не выполнены оценки влияния механизмов переноса теплоты (теплопроводности и термогравитационной конвекции) на температурные поля термосифонов. Известные математические модели и методы расчета характеристик теплопереноса в закрытых двухфазных термосифонах или слишком сложны в реализации (необходимы большие затраты времени на вычисления и высокая квалификация исполнителей), или слишком просты (не дают возможности получить распределения параметров (температур, скоростей) в пространстве и времени). Отсутствуют экспериментальные или теоретические данные о скоростях движения жидкости в процессе термогравитационной конвекции в условиях, характерных для нижней крышки типичного термосифона.

Во второй главе приведено описание разработанных экспериментальных стендов для изучения процессов теплопереноса в условиях, соответствующих

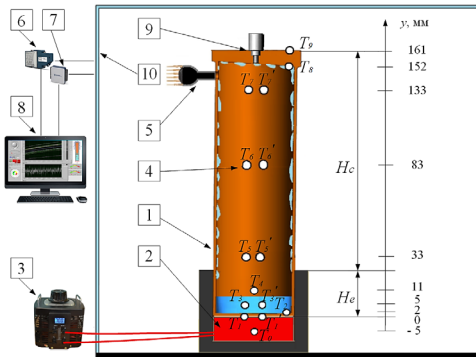


Рисунок 1 – Схема экспериментального стенда:

- 1 – термосифон, 2 – нагреватель, 3 – источник нагрева, 4 – термопары, 5 – датчик давления, 6 – аналого-цифровой модульный преобразователь NI 9214, 7 – аналого-цифровой модульный преобразователь NI USB-6000, 8 – компьютер, 9 – регулирующий клапан, 10 – стеклянный бокс

дистиллированной водой или этанолом. Степень заполнения испарителя (ϵ_e) (15, 25 и 35%) соответствовала толщине слоя жидкости на нижней крышке (3,2, 5,3 и 7,4 мм, соответственно). Теплоотвод с поверхности верхней крышки термосифона реализовывался за счет естественной конвекции воздуха.

На рисунке 2 приведена схема экспериментального стенда, воспроизводящего условия работы СОТР на базе термосифона прямоугольного поперечного сечения. Термосифон заполнялся этанолом ($\epsilon_e = 15\%$). С помощью вакуумного насоса из ТС откачивались неконденсирующиеся газы (воздух) до достижения давления $p_{init} \approx -19,5 \pm 0,5$ кПа. Регистрировались температура по высоте ТС и давление в нем.

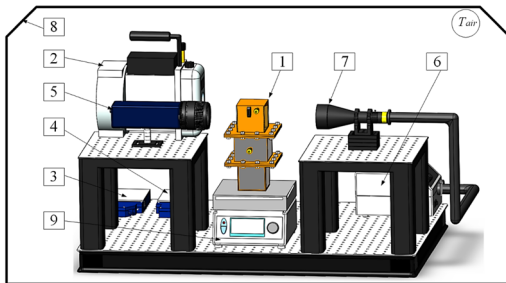


Рисунок 2 – Схема экспериментального стенда:

- 1 – термосифон, 2 – вакуумный насос, 3 – аналого-цифровой модульный преобразователь NI 9214, 4 – аналого-цифровой модульный преобразователь NI USB-6000, 5 – видеокамера, 6 – источник света, 7 – телецентрический объектив, 8 – холодильная камера, 9 – нагревательная плита

условиям работы наиболее типичных термосифонов. Обоснован выбор конструктивного исполнения моделей термосифонов, теплоносителя и его объема в испарителе.

На рисунке 1 приведена схема экспериментального стенда, воспроизводящего условия работы СОТР на базе термосифона круглого поперечного сечения. Геометрическое расположение (по высоте термосифона) термопар (T_0-T_9) показано на рисунке 1. Испарительная часть термосифона заполнялась

или этанолом. Степень заполнения испарителя (ϵ_e) (15, 25 и 35%) соответствовала толщине слоя жидкости на нижней крышке (3,2, 5,3 и 7,4 мм, соответственно). Теплоотвод с поверхности верхней крышки термосифона реализовывался за счет естественной конвекции воздуха.

На рисунке 2 приведена схема экспериментального стенда, воспроизводящего условия работы СОТР на базе термосифона прямоугольного поперечного сечения. Термосифон заполнялся этанолом ($\epsilon_e = 15\%$). С помощью вакуумного насоса из ТС откачивались неконденсирующиеся газы (воздух) до достижения давления $p_{init} \approx -19,5 \pm 0,5$ кПа. Регистрировались температура по высоте ТС и давление в нем. Процесс конденсации визуализировался с помощью оборудования теневого оптического метода. Нагревательная плита имитировала работу теплонагруженного элемента. Экспериментальные исследования теплопереноса и гидромеханики в термосифоне прямоугольного поперечного сечения проводились для различных тепловых потоков, в том числе характерных для Крайнего Севера, и

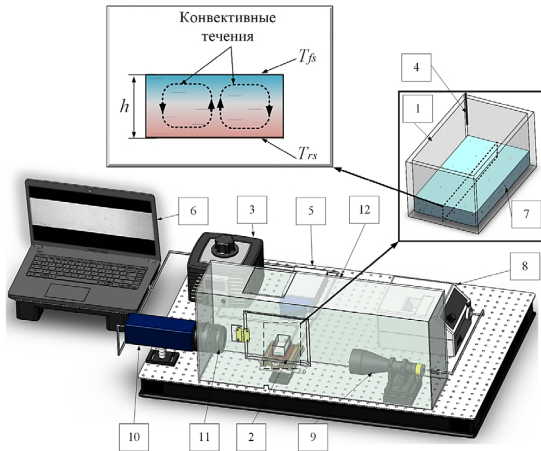


Рисунок 3 – Экспериментальный стенд для определения скорости движения жидкости в условиях термогравитационной конвекции в ее слое на нижней крышке термосифона:

1 – кювета с теплоносителем, 2 – нагреватель, 3 – лабораторный автотрансформатор, 4 – цилиндр с термомпарами, 5 – аналого-цифровой преобразователь National Instruments 9214, 6 – персональный компьютер, 7 – трассеры, 8 – источник света, 9 – телецентрический объектив, 10 – видеокамера, 11 – оптический полосовой фильтр, 12 – стеклянный бокс

охлаждении конденсационной части в условиях естественной конвекции.

Экспериментальная установка (рисунок 1) не позволяла визуализировать процесс испарения слоя жидкости на нижней крышке ТС. Для полного физического описания процесса переноса теплоты в этом слое жидкости в условиях интенсивного испарения необходимо знать скорость движения жидкости в режиме термогравитационной конвекции (u). Для определения этой характеристики проведены специальные эксперименты на стенде (рисунок 3).

В кювету 1, изготовленную в форме параллелепипеда из кварцевого стекла толщиной 2,5 мм, дозирувалась жидкость (дистиллированная вода или этанол). Толщины слоя жидкости (3,2, 5,3, 7,4 мм) в кювете (рисунок 3) соответствовали толщинам слоя жидкости на нижней крышке термосифона (рисунок 1). Нижняя крышка кюветы нагревалась нагревательным элементом 2, подключенным к лабораторному автотрансформатору 3. Температура слоя жидкости регистрировалась термомпарами, зафиксированными на специальном цилиндре 4 у ребра кюветы. Данные с термопар передавались через аналого-цифровой преобразователь 5 на компьютер 6. В жидкость вводились трассеры 7 – частицы оксида железа III (Fe_2O_3) размером от 10 до 100 нм, концентрацией не более 2% (об.). Распределение частиц (трассеров) в слое жидкости после агломерации регистрировалось теневым методом.

Локальная скорость движения трассера (u_i) определялась как расстояние, пройденное им за единицу времени. Расстояние измерялось в пикселях. С использованием масштабного коэффициента ($S \approx 0,015$ мм/пиксель) выполнялся пересчет расстояния в миллиметры. Скорость движения трассера усреднялась по локальным скоростям (u_i), зарегистрированным в горизонтальных сечениях слоя жидкости с шагом между сечениями 1 мм. Скорость движения жидкости (u) определялась как среднее арифметическое значение локальных скоростей движения не менее пяти трассеров.

В третьей главе представлены результаты экспериментальных исследований распределения температуры в паровом канале и в слоях теплоносителя по высоте цилиндрического термосифона. На нижней поверхности нижней крышки последнего задавались плотности теплового потока (от 0,04 до 2,60 кВт/м²) и температуры (от 313 до 393 К), характерные для группы типичных тепловыделяющих устройств и блоков теплонагруженного оборудования. Также проведены экспериментальные исследования процессов теплопереноса в термосифоне прямоугольного поперечного сечения при охлаждении конденсатора воздухом с температурой (275-283 К), характерной для районов Крайнего Севера. Установлена скорость движения жидкости в условиях, характерных для нижней крышки типичного термосифона: при нагреве нижней поверхности слоя и испарении с его верхней поверхности.

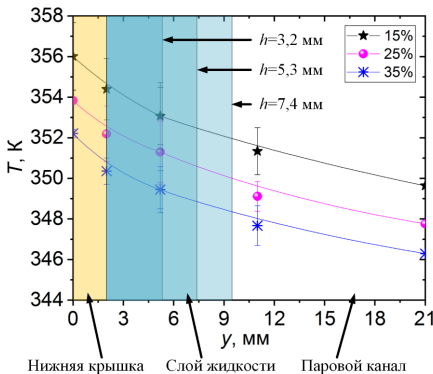


Рисунок 4 – Распределения температур в термосифоне по координате, совпадающей с его осью симметрии при $q = 2,60 \text{ кВт/м}^2$

Анализ результатов (типичные приведены на рисунке 4) дает основания для вывода о том, что с ростом степени заполнения (толщины слоя жидкости в испарителе) температуры нижней крышки (сечения 0 и 2 мм), а также жидкости в сечении $y = 5,3 \text{ мм}$ уменьшаются.

Снижение температуры обусловлено тем, что конвекция в слое воды интенсифицируется. Рост h приводит к большему перепаду температуры по толщине слоя жидкости, что интенсифицирует движение охлажденных верхних слоев вниз, а нижних (более нагретых) вверх.

На основании результатов экспериментов сформулирована гипотеза о том, что интенсивность процессов (фазовые переходы в зонах испарения и конденсации, теплопроводность и конвекция в паровом канале) теплопереноса в термосифоне зависит, в первую очередь, от интенсивности теплопереноса в слое теплоносителя на нижней крышке и на свободной поверхности этого слоя.

На рисунке 5 приведены типичные, установленные в экспериментах, распределения температур по высоте теплоизолированного ТС. По результатам проведенных экспериментов установлено, что при $\varepsilon_e = 15\%$ термосифон может снизить температуру поверхности теплонагруженного устройства на 7-17 К при заполнении как водой, так и этанолом. В условиях заполнения испарительной части этанолом на 25-35% термосифон работает эффективнее, чем при заполнении водой. Температуру поверхности нагрева можно уменьшить от 393,2 до 375,7 К при заполнении испарителя на 25% водой или до 365,9 К при использовании этанола в качестве теплоносителя ($\varepsilon_e = 25\%$).

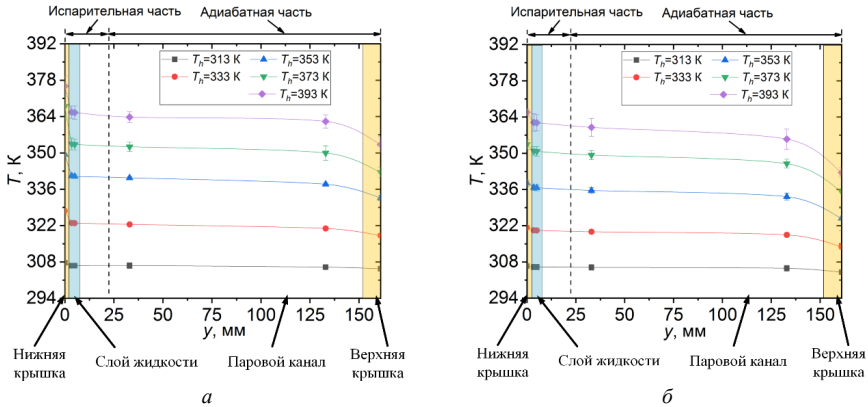


Рисунок 5 – Распределения температур по высоте теплоизолированного термосифона, заполненного водой (а) и этанолом (б) при $\varepsilon_e = 25\%$

Выполненные эксперименты показали, что отвод удельных тепловых потоков в диапазоне от 0,18 до 2,60 кВт/м² от поверхностей тепловыделяющих устройств и блоков теплонагруженного оборудования возможен термосифоном при интенсивном испарении теплоносителя (без кипения) на его нижней крышке и охлаждении конденсатора в условиях естественной конвекции. Но для повышения эффективности работы теплоизолированного по боковой поверхности термосифона целесообразно создать условия смешанной или вынужденной конвекции над верхней крышкой с коэффициентом теплоотдачи от 22 до 53 Вт/(м²·К). Установлено, что вероятность перегрева или возгорания теплообменного оборудования вследствие высоких температур его поверхности зависит от вида теплоносителя и степени заполнения им испарителя ТС. Сделан вывод о том, что от интенсивности теплопереноса в слое теплоносителя на нижней крышке и на свободной поверхности этого слоя зависит скорость испарения (W_e), от которой, в свою очередь, зависит интенсивность теплофизических и гидродинамических процессов в паровом канале и на верхней крышке ТС. Сформулирована гипотеза о том, что интенсивность теплопереноса в термосифоне, характеризующаяся распределениями температур и скоростей испарения, зависит от процессов теплопроводности и конвекции в слое жидкости на нижней крышке ТС.

Проведены специальные экспериментальные исследования с термосифоном прямоугольного поперечного сечения.

Первая серия экспериментов проводилась в условиях $T_g > T_{air}$ (рисунок 6 а). Испарительная часть термосифона размещалась в грунте с температурой (T_g), конденсационная часть в воздушной среде, скорость движения которой не превышала 1 м/с, а температура (T_{air}) изменялась от 275 до 283 К. В таких условиях на верхней крышке и боковой поверхности конденсатора происходила капельная конденсация (рисунок 6 б).

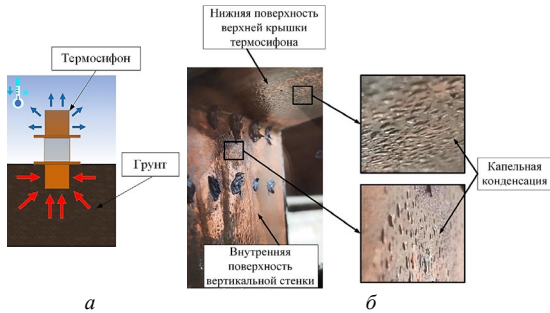


Рисунок 6 – Схема отвода теплоты от грунта и фотоизображения конденсата на поверхностях верхней крышки и парового канала:

а – схематичное изображение условий подвода и отвода теплоты в термосифоне, *б* – фотоизображения конденсата на нижней поверхности верхней крышки и конденсационного участка парового канала

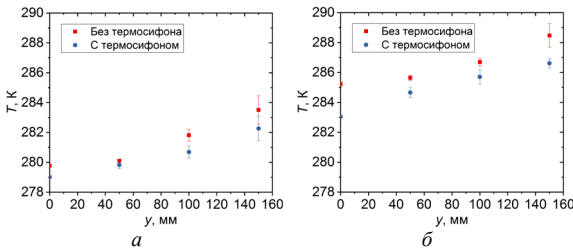


Рисунок 7 – Распределения температур по слою грунта с термосифоном и без него при температуре окружающего воздуха, К: *а* – 277, *б* – 283

грунта на глубину, значительно превышающую глубину размещения термосифона в грунте. Так, например, при $T_{air} = 277 K$ температура на поверхности раздела «грунт-окружающая среда» уменьшилась на 0,8 К, а на глубине $h = 150 mm$ температура грунта уменьшалась на 1,2 К. При $T_{air} = 283 K$ температура на поверхности раздела «грунт-окружающая среда» уменьшилась на 2,2 К, а на глубине $h = 150 mm$ температура грунта уменьшалась на 3,1 К. Сделан вывод о том, что присутствие термосифона в слое грунта позволяет снизить его температуру не только в малой окрестности испарительной части, но и значительно глубже. По результатам проведенных серий экспериментов показана возможность работы СОТР на базе термосифона для термостабилизации грунта в полярных регионах при характерных для Крайнего Севера температурах грунта и окружающего воздуха с июня по сентябрь.

При подводе теплоты от нагревательного элемента к нижней крышке термосифона и охлаждению в условиях свободной конвекции его конденсационной части воздухом с температурой от 275 до 283 К (рисунок 8) на нижней поверхности верхней крышки зарегистрированы разные механизмы конденсации (рисунок 9 *а-г*).

По результатам анализа распределения температур по высоте термосифона установлено, что с ростом температуры воздуха, охлаждающего конденсационную часть термосифона, температура внутри термосифона увеличивается, но перепады температур по слою жидкости, транспортному участку, между конденсатом на верхней крышке и паром вблизи него практически не изменяются. С ростом температуры окружающего воздуха от 277 до 283 К температура грунта увеличивалась (рисунок 7) на 5-5,5 К (без термосифона) и на 3,1-4 К (с термосифоном). Эксперименты показали, что работа термосифона обеспечивает охлаждение

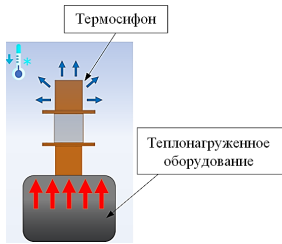
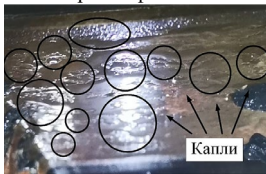
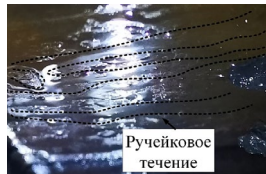


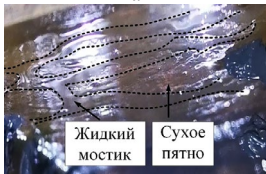
Рисунок 8 – Схематическое изображение условий подвода и отвода теплоты в термосифоне



а



б



в



г

Рисунок 9 – Фотоизображения нижней поверхности верхней крышки конденсатора при $T_{air} = 278$ К в условиях подвода теплоты к испарителю от нагревательного элемента при T_h , К:
а – 313, б – 333, в – 353, г – 373

При температуре поверхности нагрева $T_h = 373$ К капли и ручейки конденсата сливаются в пленки (рисунок 9 г). Интенсивность теплообмена в

конденсаторе уменьшается, так как пленка конденсата является дополнительным термическим сопротивлением.

Перед экспериментом из термосифона откачивались неконденсирующиеся газы, в термосифоне присутствовали только пары этанола. Капельно-ручейковая и пленочно-ручейковая конденсации иллюстрируют абсолютное смачивание в этом случае поверхности верхней крышки ТС. На рисунке 10 приведена типичная зависимость температуры поверхности нагревательного элемента, воспроизводящего условия работы

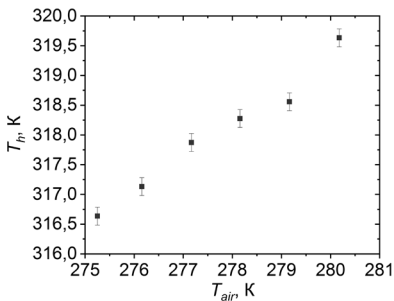


Рисунок 10 – Зависимость температуры поверхности нагревательного элемента, воспроизводящего условия работы теплонагруженного оборудования, от температуры окружающего воздуха при $T_h = 373$ К

теплонагруженного оборудования, от температуры окружающего воздуха при $T_h = 373$ К. Установлено (рисунок 10), что термосифон прямоугольного поперечного сечения позволяет поддерживать регламентную температуру (318 К) поверхностей автоматических подогревателей природного, попутного и нефтяного газа ПТПГ-30 и ПГА-100, работающих в условиях Крайнего Севера при температуре наружного воздуха до 277,6 К. При $T_{air} \geq 277,6$ К (например, в летнее время) целесообразно изменить условия работы термосифона: больший теплоотвод от конденсатора ТС (например, с помощью оребрения); другой теплоноситель с более низкой по сравнению с этанолом температурой кипения (например, хладагент-22). В общем случае применение термосифона (или СОТР на базе термосифона) позволяет значительно снизить температуру теплонагруженной поверхности оборудования до регламентных значений в аварийной ситуации.

Скорость движения жидкости в режиме термогравитационной конвекции в слое теплоносителя определялась методом, аналогичным методу РТВ, с использованием источника света и видеокамеры со скоростью записи 30 кадров в секунду. Результаты анализа влияния параметров пара над свободной поверхностью жидкости на ее скорость при термогравитационной конвекции приведены на рисунке 11.

Установлено (рисунок 11 а), что в диапазоне тепловых потоков (от 0,18 до 1,3 кВт/м²) с ростом толщины слоя воды от 3,2 до 7,4 мм средняя по его толщине скорость движения жидкости в режиме термогравитационной конвекции (u) увеличивается в 4-5 раз (например, при $q = 1,3$ кВт/м² от 0,14 до 0,63 мм/с). Стоит отметить, что при $h = 7,4$ мм u росла интенсивнее, чем при толщинах 3,2 и 5,3 мм. Известно, что рост толщины слоя воды увеличивает естественное циркуляционное (гравитационное) давление между нижней нагреваемой и верхней охлаждаемой поверхностями этого слоя. Последнее интенсифицирует скорость движения более нагретых нижних слоев вверх, а охлажденных верхних вниз. Поэтому трассеры в слоях толщиной 3,2 и 5,3 мм не развивали скорость, сопоставимую с u при $h = 7,4$ мм.

Хорошо видно (рисунок 11 б), что скорость движения жидкости в условиях термогравитационной конвекции выше в закрытой системе по сравнению с открытой. Это связано с увеличением концентрации пара над свободной поверхностью слоя жидкости в кювете, закрытой сверху крышкой. С ростом концентрации пара массовая скорость испарения уменьшается и, как следствие, увеличивается температура слоя жидкости. Скорости же движения жидкости выше в слое жидкости с большей температурой. При этом чем больше объем, занимаемый паром над слоем жидкости, тем меньше концентрация пара над свободной поверхностью. Сделан вывод о том, что с увеличением протяженности парового канала температура слоя жидкости, расположенного на нижней крышке кюветы, уменьшается. Поэтому скорость движения жидкости в условиях термогравитационной конвекции на рисунке 11 в ниже, чем на рисунке 11 б.

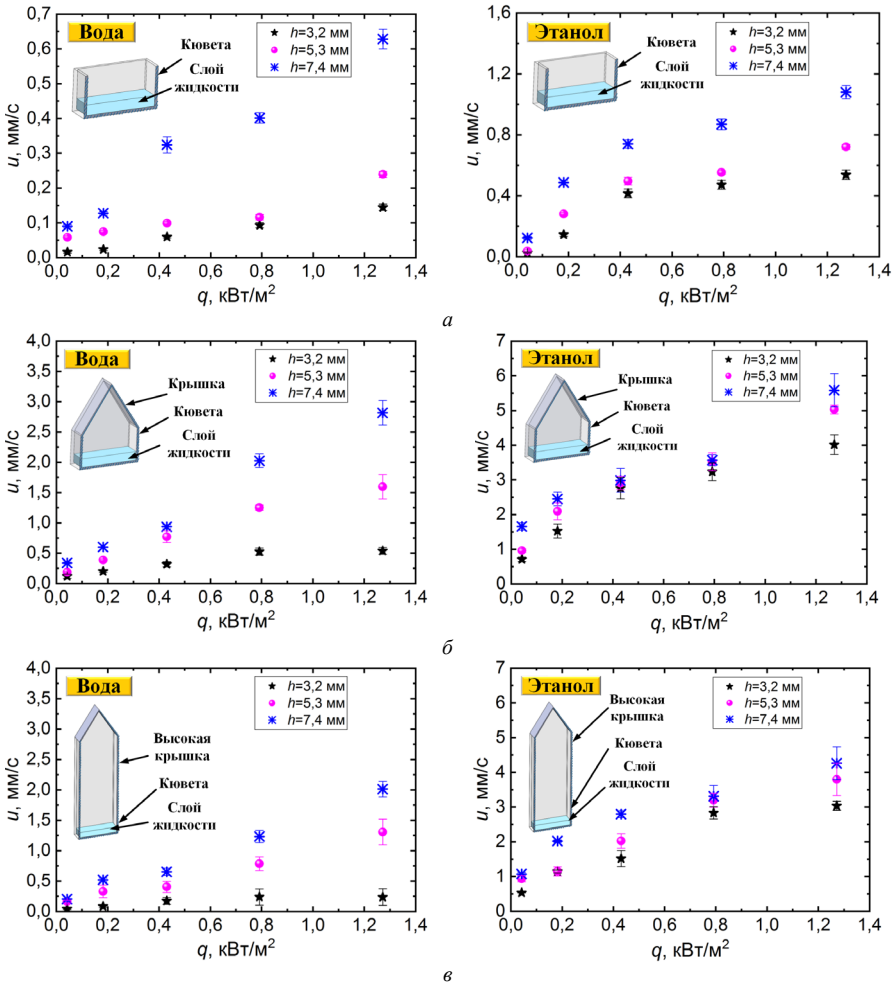


Рисунок 11 – Зависимости средних по толщине слоя теплоносителя скоростей движения жидкости в условиях термогравитационной конвекции от плотности теплового потока: а – открытая система (бесконечно большой паровой канал), б – закрытая система (малый по объему паровой канал), в – закрытая система (большой по объему паровой канал)

В четвертой главе представлены результаты теоретических исследований теплопереноса в термосифоне.

Проведен анализ основных закономерностей только кондуктивного теплопереноса в слое жидкости на нижней крышке термосифона. Принято, что в слое жидкости теплота, подведенная к нижней поверхности этого слоя, передавалась за счет теплопроводности к верхней поверхности слоя, которая охлаждалась в условиях $\alpha = 20$ Вт/(м²·К) и $T_{air} = 299$ К.

Математическая постановка задачи в этом случае:

$$c_{p,l} \cdot \rho_l \cdot \frac{\partial T}{\partial \tau} = \lambda_l \frac{\partial^2 T}{\partial y^2}, 0 \leq y \leq h. \quad (1)$$

Начальное условие:

$$T_i = T_{init}, \tau = 0, 0 \leq y \leq h. \quad (2)$$

Граничные условия:

$$-\lambda_l \cdot \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0} = q, \tau > 0, \quad (3)$$

$$-\lambda_l \cdot \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=h} = \alpha \cdot (T_{fs} - T_{air}), \tau > 0, \quad (4)$$

где $c_{p,l}$ – удельная теплоемкость жидкости, Дж/(кг·К); ρ_l – плотность жидкости, кг/м³; λ_l – коэффициент теплопроводности жидкости, Вт/(м·К); T – температура, К; τ – время, с; y – координата, м; h – толщина слоя жидкости, м; T_{init} – начальная температура, К; α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); T_{fs} – температура поверхности раздела фаз «жидкость-пар», К; T_{air} – температура окружающей среды, К.

Численный анализ проведен в диапазоне плотностей тепловых потоков (q) от 0,04 до 1,3 кВт/м², толщин (h) слоя жидкости (воды, этанола) от 3,2 до 7,4 мм. Теплофизические свойства теплоносителя принимались при $T_{init} = 299$ К.

На рисунке 12 приведены типичные распределения температуры по толщине слоя жидкости при времени 300 с.

Видно (рисунок 12), что при $q = 0,04$ кВт/м² результаты численного моделирования и экспериментов хорошо согласуются. Но чем выше тепловой поток, тем больше отличие между температурами, установленными численно и экспериментально. Это объясняется тем, что при малых q теплоперенос в слое жидкости происходит только за счет теплопроводности. В реальной же практике чем выше q , тем интенсивнее циркуляционное движение жидкости – перемещение нижних нагретых слоев вверх и верхних, охлажденных за счет фазового перехода (испарения) и теплоотвода во внешнюю среду, вниз. В результате растет температура прилегающих к свободной поверхности слоев жидкости и, соответственно, скорость испарения.

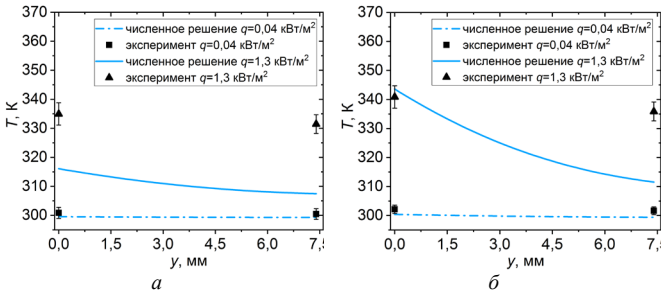


Рисунок 12 – Распределения температур по толщине слоя воды (а) и этанола (б) при $\tau = 300$ с

Сделан вывод о том, что важный вклад в формирование температурного поля в слое жидкости в условиях, характерных для типичного термосифона,

вносит термогравитационная конвекция, и ее необходимо учитывать при постановке задачи теплопереноса даже в простых математических моделях.

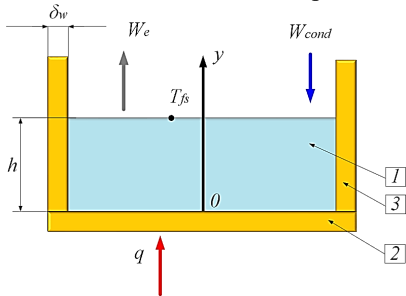


Рисунок 13 – Схема испарительной части термосифона: 1 – слой теплоносителя, 2 – нижняя крышка ТС, 3 – боковая стенка термосифона

Базовой гипотезой, на основании которой сформулирована использующаяся в дальнейшем математическая модель, является положение о том, что доминирующее влияние на характеристики термосифона оказывают процессы, происходящие в слое теплоносителя. Интенсивность этих теплофизических и гидродинамических процессов определяется скоростью испарения (W_e) (рисунок 13) теплоносителя с поверхности слоя жидкости 1 на нижней крышке ТС 2.

Величина W_e в условиях интенсивного фазового перехода определяется температурой свободной поверхности (T_{fs}) слоя теплоносителя и концентрацией паров у верхней поверхности слоя жидкости. Также целесообразно учитывать теплоотвод в стенки 3 испарительной части термосифона.

По результатам анализа и обобщения выполненных экспериментов сформулирована математическая модель процессов теплопереноса, протекающих в слое теплоносителя на нижней крышке ТС (рисунок 13). Принято, что температурное поле в этой области формируется за счет теплопроводности и термогравитационной конвекции. Рассматриваемые условия: постоянный тепловой поток на нижней поверхности ($y = 0$) слоя теплоносителя, испарение на его верхней поверхности ($y = h$) и теплоотвод в стенки испарительной части термосифона (рисунок 13).

Допущения, принятые при постановке задачи:

- 1) теплофизические свойства теплоносителя в жидком и газообразном состоянии не зависят от температуры;
- 2) движение поверхности раздела фаз в результате испарения не рассматривалось, так как считалось, что испарившаяся жидкость компенсируется возвратом конденсата по боковым поверхностям;
- 3) кипение теплоносителя не рассматривалось (исследовался только режим интенсивного испарения слоя жидкости). Допущение обусловлено тем, что максимальная температура теплоносителя в экспериментах при тепловом потоке $q = 2,60 \text{ кВт/м}^2$ не превышала $T_l = 373 \text{ К}$ при атмосферном давлении;
- 4) процессы теплопереноса одномерны (процесс переноса теплоты рассматривался только по вертикальной координате y (рисунок 13)).

Скорость движения жидкости в условиях термогравитационной конвекции (u) в слое теплоносителя в диапазоне температур до $T_l = 373 \text{ К}$ определена экспериментально (рисунок 11).

Температурное поле в слое теплоносителя на нижней крышке термосифона описывается уравнением энергии вида:

$$c_{p,l} \cdot \rho_l \cdot \frac{\partial T}{\partial \tau} = \lambda_l \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} - K_u \cdot c_{p,l} \cdot \rho_l \cdot u \cdot \frac{\partial T}{\partial y} - \frac{\lambda_{cop}}{\delta_w^2} \cdot \Delta T_w, 0 \leq y \leq h, \quad (5)$$

где K_u – коэффициент, характеризующий долю теплоты, которая передается вследствие конвекции к внешней поверхности слоя; u – скорость движения жидкости в условиях термогравитационной конвекции, м/с; λ_{cop} – коэффициент теплопроводности меди, Вт/(м·К); ΔT_w – разность температур по толщине боковой стенки, К; δ_w – толщина боковой стенки, м.

Коэффициент $K_u = 1 - u_{down}/u$, характеризующий долю участков поперечного сечения слоя жидкости, на которых происходит подъем нагретых молей жидкости, вводился на основании анализа и обобщения результатов экспериментов и составлял от 0,08 до 0,20.

Начальное условие:

$$T_i = T_{init}, \tau = 0, \quad (6)$$

Граничные условия:

$$-\lambda_l \cdot \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0} = q, \tau > 0, \quad (7)$$

$$-\lambda_l \cdot \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=h} = Q_e \cdot W_e + c_{p,v} \cdot W_e \cdot (T_{fs} - T_v) + \frac{\lambda_v \cdot (T_{fs} - T_v)}{H_v} - c_{p,cond} \cdot W_{cond} \cdot (T_{cond} - T_{fs}), \quad (8)$$

$$\tau > 0,$$

где q – плотность теплового потока, Вт/м²; Q_e – теплота фазового перехода, Дж/кг; $c_{p,v}$ и $c_{p,cond}$ – удельная теплоемкость пара и конденсата, Дж/(кг·К); λ_v – коэффициент теплопроводности пара, Вт/(м·К); W_e и W_{cond} – массовая скорость испарения и конденсации, кг/(м²·с); T_v и T_{cond} – температуры пара и конденсата, К; H_v – расстояние, которое проходит пар при изменении своей температуры от T_{fs} до T_v , м.

Для расчета массовой скорости испарения использовалось выражение Герца-Кнудсена-Ленгмюра:

$$W_e = \frac{A \cdot (p_v - p_v^*)}{\sqrt{\frac{2 \cdot \pi \cdot R^* \cdot T_{fs}}{M}}}, \quad (9)$$

где A – коэффициент аккомодации; p_v и p_v^* – равновесное и эквивалентное давление пара при температуре поверхности слоя теплоносителя (T_{fs}), Па; R^* – газовая постоянная, Дж/(кг·К); M – молярная масса жидкости, Па·с.

Давление пара p_v при температуре T_{fs} выражалось уравнением Клаузиуса-Клапейрона в экспоненциальной форме:

$$p_v = p_{atm} \cdot \exp \left(\frac{Q_e \cdot M}{R^*} \cdot \left(\frac{1}{T_b} - \frac{1}{T_{fs}} \right) \right), \quad (10)$$

где p_{atm} – атмосферное давление, Па; T_b – температура кипения жидкости при атмосферном давлении, К.

Уравнение энергии (5) с соответствующими начальным (6) и граничными (7) – (8) условиями решено методом конечных разностей. Дискретизация граничных условий проводилась согласно схеме второго порядка. Одномерные разностные уравнения решены методом прогонки с использованием неявной четырехточечной схемы. Нелинейные алгебраические уравнения решены методом итераций. При решении системы (5) – (10) основным параметром, описывающим процесс термогравитационной конвекции в слое теплоносителя на нижней крышке термосифона, является скорость u . Ее значения определялись экспериментально.

На рисунках 14 – 15 приведены типичные результаты решения задачи конвективно-кондуктивного теплопереноса в слое жидкости (воды) на нижней крышке термосифона.

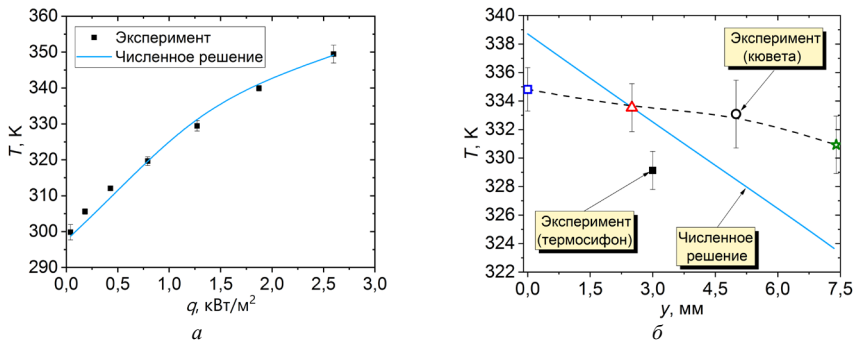


Рисунок 14 – Результаты математического моделирования:

a – зависимости средней по толщине слоя теплоносителя температуры ($\varepsilon_e = 35\%$) от теплового потока, b – распределение температур в слое теплоносителя ($\varepsilon_e = 35\%$) по координате y при плотности теплового потока $1,3 \text{ кВт/м}^2$

Сравнение результатов численного моделирования с экспериментальными данными показало (рисунки 14 – 15), что результаты численного моделирования

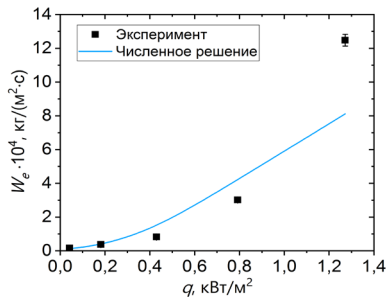


Рисунок 15 – Зависимости скорости испарения теплоносителя ($\varepsilon_e = 15\%$) от плотности теплового потока

удовлетворительно согласуются с установленными экспериментально значениями температур и скоростей испарения. Сделан вывод о том, что термогравитационная конвекция вносит значительный вклад в процесс переноса теплоты и играет доминирующую роль в управлении интенсивностью теплообмена в термосифоне (в формировании распределения температур и скоростей испарения). Чем интенсивней нагрев, тем значительнее ее (термогравитационной конвекции) роль.

Разработанная математическая модель (5) – (10) теплопереноса в слое жидкости применима к термосифонному режиму охлаждения при тепловых потоках до $2,6 \text{ кВт/м}^2$ к нижней крышке термосифона в условиях интенсивного испарения с поверхности раздела фаз «жидкость-пар» без кипения. Следует отметить, что сформулированная гипотеза и модель применимы как к термосифонам, работающим при атмосферном давлении, так и к ТС при давлении ниже атмосферного.

В заключении сформулированы **основные результаты и выводы**:

1. Разработана методика экспериментальных исследований основных закономерностей процессов теплопереноса в термосифоне (влияние плотности теплового потока, подведенного к нижней крышке; температуры поверхности нагрева; вида теплоносителя; степени заполнения испарителя на распределения температуры по высоте устройства) в условиях подвода теплоты к нижней крышке при интенсивном испарении (при тепловых потоках до $2,6 \text{ кВт/м}^2$) слоя жидкости в испарителе и охлаждения конденсатора воздухом.

2. Установлено, что температура поверхности, с которой осуществляется теплоотвод, уменьшается с 393 до 366 К при размещении на ней типичного термосифона круглого поперечного сечения, работающего в режиме интенсивного испарения теплоносителя на нижней крышке. В таких условиях перепады температур по высоте адиабатной части парового канала не превышают 5 К, что позволяет сделать вывод о том, что процессы, протекающие в паровом канале (движение пара, стекание по вертикальным поверхностям конденсата), можно исключить из рассмотрения при постановке задачи теплопереноса в термосифоне.

3. Выделены три режима конденсации на внутренней поверхности верхней крышки термосифона, работающего в режиме интенсивного испарения теплоносителя. При температуре поверхности технологического оборудования до 313 К реализуется капельный режим, при 313-353 К – капельно-ручейковый, при 353-373 К – пленочно-капельный.

4. Установлены скорости движения теплоносителя в слое на нижней крышке ТС. Они уменьшаются (например, при $q = 1,27 \text{ кВт/м}^2$ и $h = 7,4 \text{ мм}$ от 2,8 до 2,0 мм/с для воды и от 5,6 до 4,3 мм/с для этанола) с увеличением в 3 раза протяженности парового канала термосифона.

5. Разработан новый подход к моделированию процессов теплопереноса в слое теплоносителя на нижней крышке термосифона, отличающийся от известных упрощением постановки задачи в части описания процессов естественной конвекции путем введения в уравнение энергии конвективного слагаемого. Сформулирована математическая модель теплопереноса в термосифоне, которая отличается от известных тем, что при своей относительной простоте она описывает естественную конвекцию и теплопроводность в слое теплоносителя, кондукцию в вертикальных стенках испарительной части ТС и обеспечивает возможность вычисления основных характеристик теплопереноса в термосифоне (скорости испарения теплоносителя) без использования специализированных компьютерных пакетов.

6. Впервые экспериментально обосновано, что основной механизм переноса теплоты в слое теплоносителя на нижней крышке термосифона, к которой подведен типичный для многих приложений тепловой поток в диапазоне от 0,04 до 1,27 кВт/м², – термогравитационная конвекция. Скорость движения жидкости с ростом толщины слоя жидкости от 3,2 до 7,4 мм увеличивается от 0,02 до 0,7 мм/с для воды и от 0,03 до 1,1 мм/с для этанола при атмосферном давлении над поверхностью раздела фаз.

7. Получены акт об использовании результатов диссертационной работы и патент на устройство «двухфазный термосифон».

Список основных трудов по теме диссертации:

Статьи в научных журналах, входящих в базы Scopus и Web of Science:

1. Kuznetsov G. V. New approach to the heat transfer modeling in the coolant layer on the lower cover of a thermosyphon / G. V Kuznetsov, **K. O. Ponomarev**, D. V. Feoktistov, E. G. Orlova, H. Ouerdane, Yu. V. Lyulin // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2020. – Vol. 163. – P. 120555. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120555. – 1,38 / 0,41 а.л.

2. Kuznetsov G. V. Heat transfer in a two-phase closed thermosyphon working in Polar Regions / G. V. Kuznetsov, **K. O. Ponomarev**, D. V. Feoktistov, E. G. Orlova, Yu. V. Lyulin, H. Ouerdane // Thermal Science and Engineering Progress. – 2021. – Vol. 22. – P. 00846. DOI: 10.1016/j.tsep.2021.100846. – 1,60 / 0,48 а.л.

3. Lyulin Y. V. The effect of the interface length on the evaporation rate of a horizontal liquid layer under a gas flow / Y. V. Lyulin, O. A. Kabov, G. V. Kuznetsov, D. V. Feoktistov, **K. O. Ponomarev** // Thermophysics and Aeromechanics. – 2020. – Vol. 27, N 1. – P. 117–121. DOI: 10.1016/j.euromechflu.2017.12.002. – 1,23 / 0,25 а.л.

Статьи в журналах из перечня рецензируемых научных изданий для опубликования основных научных результатов диссертаций:

4. **Пономарев К. О.** О механизме теплопереноса в слое теплоносителя на нижней крышке закрытого двухфазного термосифона / К. О. Пономарев, Г. В. Кузнецов, Д. В. Феоктистов, Е. Г. Орлова, В. И. Максимов // Вестник Тюменского государственного университета. Физико-математическое моделирование. Нефть, газ, энергетика. – 2020. – Т. 6, № 1/21. – С. 65–83. – 1,12 / 0,33 а.л.

5. Феоктистов Д. В. Теплоперенос в малом по толщине слое жидкости в условиях, характерных для нижней крышки термосифона / Феоктистов Д. В., **Пономарев К. О.** // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. – 2021. – Т. 332, № 4. – С. 57–69. – 1,44 / 0,72 а.л.

Патент:

1. Двухфазный термосифон: пат. 2629646 Рос. Федерация: МПК F28D15/02 / Г. В. Кузнецов, **К. О. Пономарев**, Д. В. Феоктистов, Е. Г. Орлова; заявитель и патентообладатель ФГАОУ ВО НИ ТПУ. – № 2016137412; заявл. 19.09. 2016, опубл. 30.08.2017, Бюл. № 25.