

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

На правах рукописи

Нурпейис Атлант Едилулы

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ И МАТЕМАТИЧЕСКОЕ
МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОПЕРЕНОСА
В ЗАМКНУТЫХ ДВУХФАЗНЫХ ТЕРМОСИФОНАХ

05.14.04 Промышленная теплоэнергетика.

ДИССЕРТАЦИЯ
на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
Доктор физико-математических наук,
профессор Кузнецов Г.В.

Томск – 2019

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
ГЛАВА 1. СОВРЕМЕННЫЕ ПРЕДСТАВЛЕНИЯ (РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ И ЧИСЛЕННЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ) О ПРОЦЕССАХ ТЕПЛОПЕРЕНОСА И ГИДРОДИНАМИКИ В ЗАМКНУТЫХ ДВУХФАЗНЫХ ТЕРМОСИФОНАХ	13
ГЛАВА 2. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОПЕРЕНОСА В ТЕРМОСИФОНЕ ПРИ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗКАХ, СООТВЕТСТВУЮЩИХ УСЛОВИЯМ РАБОТЫ ЭНЕРГОНАСЫЩЕННОГО ОБОРУДОВАНИЯ	27
2.1. Описание экспериментальной установки и методики проведения исследований.....	28
2.2. Оценка погрешностей измерений	36
2.3. Результаты экспериментальных исследований.....	38
2.4. Влияние изоляции боковых вертикальных стенок на распределение температур в термосифоне	59
ГЛАВА 3. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОПЕРЕНОСА В ЗАМКНУТЫХ ДВУХФАЗНЫХ ТЕРМОСИФОНАХ	70
3.1. Физическая и геометрическая модели	70
3.2. Математическая модель.....	75
3.3. Метод численного решения	83
3.4. Решение тестовых задач.....	84
3.4.1. Одномерная задача теплопроводности с фазовым переходом на границе (сублимация материала)	85

3.4.2. Нестационарная задача теплопроводности в неоднородной пластине	87
3.4.3. Естественная конвекция в замкнутой прямоугольной области	91
3.5. Анализ основных закономерностей кондуктивного теплопереноса в нижней крышке, слое теплоносителя, в слое конденсата на верхней крышке и в верхней крышке термосифона	96
3.6. Анализ основных закономерностей термогравитационной конвекции и теплопроводности в слое жидкости на нижней крышке и кондуктивного теплопереноса в верхней крышке термосифона и слое конденсата.....	102
3.7. Сравнительный анализ полученных экспериментально температурных распределений с результатами математического моделирования.....	107
3.8. Новый подход к моделированию процесса формирования теплового режима термосифонов больших размеров для использования геотермальной теплоты	112
3.9. Анализ возможного метода использования геотермальной энергии ...	121
ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ	132
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ	135
ПРИЛОЖЕНИЕ 1. Двухфазный термосифон.	156

ВВЕДЕНИЕ

Для успешной работы современного энергетического оборудования важное значение имеет отвод теплоты от отдельных тепловыделяющих элементов, поверхностей [1 – 3] и интегральных модулей [4 – 6]. Применение традиционных способов охлаждения циркулирующей водой или потоками воздуха не всегда осуществимо, но всегда энергозатратно. Это связано с тем, что возникает необходимость в развитых теплообменных поверхностях для отвода больших тепловых потоков. Постановка таких задач во многом определяется необходимостью решения проблемы тепловой защиты оборудования, возможностью регулирования (в рабочем диапазоне) температур машин и аппаратов, применением эффективных способов передачи и трансформации тепловой энергии [3, 7 – 8].

Перегрев даже отдельных элементов технических систем в условиях выхода из строя использующегося для отвода теплоты оборудования может привести к аварийному режиму работы всей установки. Целесообразным, в этой связи, является анализ возможности использования автономных (независящих от источников электроэнергии) отводящих тепло устройств. Такими автономными теплообменниками являются тепловые трубы [9, 10], которые принято разделять на две группы – фитильные и бесфитильные. Фитильные тепловые трубы являются теплопередающими устройствами, применяемыми в космической технике, поскольку могут успешно работать в условиях невесомости. При наличии гравитационных сил (земные условия) во многих областях техники и отраслях промышленности предпочтительнее использовать термосифоны [11, 12].

Термосифон может использоваться для терморегулирования и термостатирования различных технических устройств и технологических процессов. Зоны испарения и конденсации в термосифоне пространственно разделены, что позволяет трансформировать тепловые потоки за счет изменения соотношения поверхностей этих фазовых превращений. Применение таких

достаточно эффективных [11, 12] теплообменников в системах охлаждения нагреваемых до высоких температур элементов конструкций машин и аппаратов может существенно повысить надежность их работы.

Замкнутые двухфазные термосифоны (ТС) многими авторами рассматриваются [13 – 18] как достаточно перспективные и высокоэффективные, надежные теплопередающие теплообменные устройства за счет автономности, конструкционной гибкости, простоты изготовления, отсутствия движущихся частей и необходимости использования электроэнергии. В связи с этим, актуальным является исследование возможности применения термосифонов как основного элемента системы охлаждения приборов, устройств и оборудования [19 – 22]. Во многих исследованиях ТС, как правило, разделяется на три зоны: испаритель, адиабатный участок, конденсатор. Деление это достаточно условное, т.к. перенос жидкости и пара, а также фазовые превращения происходят во всех зонах [23 – 25] с разной интенсивностью. Но до настоящего времени термосифоны в промышленности используются мало. Объяснить это можно тем, что недостаточно изучена физика совместно протекающих процессов теплопроводности, конвекции и фазовых превращений в паровом канале, в зонах испарения и конденсации, пленке конденсата, стекающего вдоль стенок, в корпусе термосифона.

Следует отметить, что результаты изучения процессов теплопереноса в ТС и их теплопередающей способности представляют собой, как правило, выводы о преимуществах (или недостатках) конкретных вариантов термосифонов, теплоносителей, конструктивно-компоновочных схем, технических или технологических решений [26 – 31].

На основании анализа наиболее значимых [24 – 43] результатов исследований теплопереноса в замкнутых двухфазных термосифонах можно сделать вывод, что наибольшее значение имеет задача оценки «производительности» [9 – 11, 21 – 23] их работы и анализ влияния основных значимых факторов на теплопередающую способность [23, 39 – 42]. Основными

характеристиками работы термосифонов рассматриваются, как правило [22, 23], их эффективная теплопроводность или термическое сопротивление. Но, в основном, эти характеристики обеспечивают только интегральные оценки производительности термосифона и не являются базой для анализа закономерностей теплопереноса в таких теплообменниках. Более значимой для физического анализа является информация по температурным полям характерных зон термосифона. Но в связи с объективными трудностями такого рода измерений в большинстве случаев экспериментальные исследования [29 – 46] были ориентированы на анализ изменения температур только на отдельных участках внешней поверхности корпуса теплообменника. Вследствие же достаточно интенсивного перетока теплоты по корпусу термосифона как по поперечной, так и по продольной координатам, измерений температур внешних поверхностей недостаточно для анализа процессов, протекающих в зонах испарения, конденсации и в паровом канале. Немногочисленные результаты измерений температур в полости термосифона [47 – 50] отражают их изменение только в отдельных точках внутренней поверхности этого устройства. Для объективного анализа закономерностей процессов теплопереноса необходима информация о нестационарных распределениях температур в зонах испарения, транспорта и конденсации.

Теоретические исследования гидродинамических и тепловых процессов в термосифонах проводились в большинстве случаев с использованием коммерческих вычислительных пакетов типа Comsol и ANSYS FLUENT [51 – 57]. Но использование таких программных продуктов возможно только при известных эмпирических характеристиках процессов фазовых превращений. Кроме того, численное моделирование с применением таких пакетов или авторских кодов [58 – 60] сопряжено с очень длительными вычислениями даже при описании исследуемых процессов в рамках двумерных постановок.

По этой причине актуальным является проведение экспериментов с целью установления распределений наиболее значимых характеристик процессов,

протекающих в термосифоне (температур жидкости и в паровом канале) при рабочих температурах, близких к критическим (высоких тепловых нагрузках). Также актуальна разработка менее сложных, по сравнению с постановками задач на базе полной системы уравнений Навье-Стокса для пара и конденсата [51 – 60], математических моделей нестационарного теплопереноса в двухфазном термосифоне с целью описания процессов переноса теплоты с учетом фазовых переходов на границах раздела сред «жидкость – пар» и «пар – жидкость» при подводе теплоты к нижней крышке термосифона.

Цель работы заключается в разработке на основании анализа и обобщения результатов экспериментальных исследований основных закономерностей процессов теплопереноса в замкнутых двухфазных термосифонах математической модели (и метода расчета процессов теплопереноса), существенно менее сложной по сравнению с известными.

Для достижения поставленной цели сформулированы следующие задачи:

1. Разработка методики, планирование и проведение экспериментальных исследований по регистрации температурных полей во внутреннем объеме термосифона в условиях его работы в реальном для практики диапазоне изменения тепловых потоков от охлаждаемых технических устройств.
2. Экспериментальное исследование процессов теплопереноса в паровом канале, зонах испарения и конденсации при типичных для энергетического оборудования тепловых потоках, подводимых к нижней крышке двухфазного термосифона.
3. Разработка физической и математической моделей процессов теплопереноса в замкнутом двухфазном термосифоне.
4. Разработка метода и алгоритмов решения задачи свободноконвективного теплопереноса и кондукции в слое теплоносителя на нижней крышке термосифона, теплопроводности для слоя конденсата на верхней крышке (программного кода), а также теплопроводности в верхней и нижней крышках.

5. Определение влияния основных значимых параметров: коэффициента заполнения, теплового потока к нижней крышке, вида теплоносителя на режим термогравитационного теплопереноса в двухфазном термосифоне.

6. Обоснование возможности использования двухфазных термосифонов в системах охлаждения энергетического оборудования.

Научная новизна работы. Впервые по результатам экспериментальных исследований установлены закономерности изменения температуры в характерных сечениях парового канала, зон испарения и конденсации типичного термосифона. По результатам анализа и обобщения экспериментальных данных разработана физическая модель теплопереноса в двухфазном термосифоне. Установлены основные характеристики процессов теплопереноса в двухфазном термосифоне в рамках математической модели, существенно отличающейся от известных и учитывающей процессы свободноконвективного теплопереноса и фазовые превращения в зоне испарения, теплопроводности и фазовые превращения в зоне конденсации, при тепловых потоках, соответствующих условиям работы энергетического оборудования.

Практическая значимость. Разработанные физические и математические модели теплопереноса в двухфазных термосифонах могут быть использованы при разработке систем охлаждения энергетического оборудования на базе двухфазных термосифонов. Предложены варианты возможного применения исследованного перспективного теплообменника в системах охлаждения силовых трансформаторов тепловых электрических станций и для извлечения геотермальной энергии с больших глубин с использованием каскада термосифонов.

Достоверность результатов численных исследований. Проведен анализ погрешностей результатов измерений при различных тепловых потоках в рамках современной теории ошибок с использованием методов математической статистики. Установлено удовлетворительное соответствие температур в термосифоне, полученных в экспериментах, и результатов теоретических

исследований автора диссертации. Достоверность последних подтверждается также тестированием используемых метода и алгоритма решения на менее сложных задачах, результаты решения которых опубликованы в международных журналах.

Научные положения и основные результаты, выносимые на защиту

1. Методика экспериментальных исследований процессов теплопереноса в закрытом двухфазном термосифоне при различных значениях коэффициента заполнения термосифона и условиях подвода теплоты.
2. Результаты экспериментальных исследований процессов теплопереноса в замкнутом двухфазном термосифоне.
3. При высоких тепловых потоках, подводимых к нижней крышке термосифона, характерные времена гидродинамических процессов в паровом канале термосифона много меньше характерных времен формирования температурного поля в слоях конденсата.
4. Математическая модель теплопереноса в замкнутых двухфазных термосифонах, существенно отличающаяся от известных и учитывающая процессы термогравитационной конвекции и фазовые превращения в зоне испарения и процессы кондукции в зоне конденсации при тепловых потоках, соответствующих условиям работы энергонасыщенного оборудования.
5. Результаты численного моделирования теплопереноса в замкнутом двухфазном термосифоне, иллюстрирующие возможность применения разработанной в диссертации математической модели и метода решения задачи свободноконвективного теплопереноса при прогностическом моделировании работы термосифона.
6. Предложения по возможному использованию термосифонов в системах охлаждения энергетического оборудования и при извлечении геотермальной энергии с больших глубин для передачи в систему теплоснабжения.

Апробация работы: основные положения и результаты, полученные при подготовке диссертации, докладывались на Всероссийской молодежной конференции «Химическая физика и актуальные проблемы энергетики» (Томск, 2012), на XI Международной конференции студентов и молодых ученых «Перспективы развития фундаментальных наук» (Томск, 2014), на III–V Международном молодежном форуме «Интеллектуальные энергосистемы» (Томск, 2015 – 2017), на четвертой, пятой, шестой и седьмой Всероссийской научной конференции с международным участием «Теплофизические основы энергетических технологий» (Томск, 2014 – 2017), на международной молодежной научной конференции «Тепломассоперенос в системах обеспечения тепловых режимов энергонасыщенного технического и технологического оборудования» (Томск, 2015 – 2018).

Публикации. Основные результаты диссертации представлены в трудах выше перечисленных конференций. Опубликовано 5 работ в журналах из списка рекомендованных ВАК РФ: «Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов», «Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики», «Вестник ТюмГУ. Физико-математическое моделирование. Нефть, газ, энергетика». 11 работ в изданиях, индексируемых базами данных «Scopus» и «Web of Science»: «Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Assets Engineering», «European Physical Journal Web of Conferences», «MATEC Web of Conferences», 4 доклада в сборниках научных конференций, получено 2 патента на полезную модель и одобрены 2 заявки на полезную модель.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, трех глав, основных результатов и выводов, списка литературы. Диссертация изложена на 157 страницах машинописного текста, содержит 38 рисунков, 5 таблиц. Библиография включает 198 наименований.

Краткое содержание работы.

Во введении обоснована актуальность темы диссертационной работы, сформулированы цель и задачи исследования, отражена практическая значимость и научная новизна полученных результатов.

Первая глава отражает современное состояние и тенденции развития теоретических и экспериментальных исследований в области теплопереноса и гидродинамики в термосифонах. Представлены результаты экспериментальных исследований, в которых определение температурных полей проводится по показаниям термопар на внешних поверхностях ТС. Проанализировано влияние группы значимых факторов на работу термосифонов, а также результаты математического моделирования процессов теплопереноса и гидродинамики с использованием программных пакетов или авторских кодов.

Во второй главе представлена методика экспериментальных исследований процессов теплопереноса в паровом канале термосифона, зонах испарения и конденсации. Приведены результаты экспериментальных исследований температурных полей в термосифоне. По результатам экспериментальных исследований установлена зависимость изменения характерных температур от величины теплового потока, подводимого к нижней крышке термосифона. Зарегистрированы перепады температур по продольной и поперечной координатам. Установлены основные закономерности их изменения с увеличением теплового потока. Разработана физическая модель процессов теплопереноса в паровом канале.

В третьей главе приведены физическая модель и математическая постановка задач нестационарной термогравитационной конвекции на основе системы нестационарных уравнений Навье-Стокса, энергии и теплопроводности в частных производных, а также методы ее решения. Верификация математической модели проводилась путем решения менее сложных задач. Приведены результаты численного анализа основных закономерностей процессов термогравитационной конвекции в двухфазных термосифонах. Установлено достаточно хорошее соответствие полученных теоретических следствий с результатами

экспериментальных исследований. Рассчитаны поля температур и линии тока в слое хладагента на нижней крышке и поля температур в слое конденсата на верхней крышке, проанализированы особенности рассматриваемого процесса. Выделены основные параметры термогравитационного теплопереноса в слое жидкости, определяющие тепловой режим термосифона. Обоснована возможность применения математической модели, разработанной автором диссертации, для прогностического моделирования характеристик работы термосифонов.

В заключении подведены основные итоги экспериментальных и теоретических исследований, сформулированы соответствующие выводы.

ГЛАВА 1. СОВРЕМЕННЫЕ ПРЕДСТАВЛЕНИЯ (РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ И ЧИСЛЕННЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ) О ПРОЦЕССАХ ТЕПЛОПЕРЕНОСА И ГИДРОДИНАМИКИ В ЗАМКНУТЫХ ДВУХФАЗНЫХ ТЕРМОСИФОНАХ

Замкнутые двухфазные термосифоны являются одним из эффективных автономных теплопередающих устройств [20 – 22]. В последние 15 лет благодаря интенсивному развитию промышленности и техники началась постепенная разработка и внедрение аппаратов, выполненных на базе таких теплообменников [21, 22].

Примеры использования замкнутых двухфазных термосифонов были известны еще с середины XX века [22, 57]. В начале прошлого столетия в хлебопекарных печах в качестве нагревателя применялся ТС под названием труба Перкинса [61]. Во время Второй мировой войны возник серьезный интерес к таким устройствам в связи возможностью использования ТС в системе охлаждения лопаток газовых турбин [22, 62]. При строительстве в районах вечной мерзлоты термосифоны получили широкое применение в термосваях Лонга [63]. Интенсивно использовать в технических устройствах термосифоны начали в шестидесятые годы прошлого века. Для защиты воздухоподогревателей от коррозионных повреждений во Всесоюзном теплотехническом институте был разработан воздухоподогреватель с промежуточным теплоносителем, который обладал повышенной стойкостью к серной коррозии [64]. В последующие годы двухфазные термосифоны начали использовать в отопительной технике [65]. В настоящее время в системах кондиционирования воздуха и утилизационных установках испарительные ТС находят применение в газоплотных теплообменниках [66]. Значительные перспективы использования преимуществ теплопередающих устройств с испарительными ТС открываются в связи с

исследованиями и разработками двухконтурных систем охлаждения теплонапряженных элементов металлургических печей [17 – 22].

Тепловые трубы и термосифоны относятся к теплопередающим устройствам с высокой эффективной теплопроводностью [17, 22, 32]. Основными преимуществами использования таких устройств является простота их конструкции, низкая стоимость, высокая скорость передачи тепла, небольшие геометрические размеры, малый вес и т.д. [18, 19].

Двухфазный термосифон условно можно разделить на три зоны: нагрева (испаритель), транспортную (паровой канал) и конденсации (конденсатор). Испарительная часть термосифона может быть выполнена в виде плоских плат [32, 67], на которых размещены тепловыделяющие элементы, либо коробчатой, во внутреннюю часть которой помещены элементы стержневого типа, соединенные с охлаждаемым элементом торцевой или боковой стороной, либо введенные во внутреннюю полость [22, 33]. Посредством транспортного участка они соединяются с конденсатором. Высокая интенсивность теплосъема при кипении или интенсивном испарении обеспечивает поддержание необходимого температурного режима элемента, а развитая поверхность конденсации позволяет уменьшить плотность теплового потока до величины, приемлемой для охлаждения конденсатора в результате естественной или вынужденной конвекции воздуха [68, 69]. При высоких плотностях тепловых потоков силовые полупроводниковые приборы помещают внутрь испарителя, а сам термосифон выполняют в виде контура с естественной циркуляцией [8, 34]. В качестве теплоносителей в термосифонах часто используются низкокипящие жидкости – Ф-113, Ф-142, серный эфир [35].

Одной из важных характеристик работы термосифонов является их предельная теплопередающая способность [22, 70, 71], расчет которой позволяет создать надежное, высокоэффективное теплообменное устройство, уменьшить металлоемкость. Но при предельных тепловых потоках часто возникает кризис тепломассопереноса [72], что приводит к появлению сухих пятен на внутренней

поверхности испарительной части. В результате, температура на месте образования такого пятна значительно увеличивается [73], и, как следствие, разрушается конструкция. Также на предельную теплопередающую способность влияет выбор минимального объема теплоносителя. В [74] отмечается, что при вертикальном расположении термосифонов возможны два основных режима: 1) пленка жидкости покрывает всю внутреннюю поверхность ТС; 2) испарительная часть частично заполнена теплоносителем. При критической тепловой нагрузке возможно полное осушение испарителя в первом режиме работы [70, 71, 73 – 75]. Кризис теплообмена в виде сухого пятна в любом месте по длине испарительной части в зависимости от теплового потока и геометрии ТС проявляется во втором режиме. В [71, 73, 76] принято, что кризис возникает за счет разрыва пленки конденсата потоком пара, а в [70, 72] – за счет достижения предельного паросодержания в пристенном слое (аналогично с кризисом кипения в большом объеме). Несмотря на такое разнообразие гипотез о физике кризиса теплообмена, большинство исследователей [70, 71, 73, 77] считают, что на предельный тепловой поток не влияет степень заполнения хладагентом испарительной части при $\varepsilon \geq 25\%$. Это обусловлено тем, что образовавшийся в испарителе пар выносит часть жидкости в конденсационную зону, тем самым происходит саморегулирование ТС по количеству необходимого для работы хладагента. Геометрические размеры ТС также влияют на предельный тепловой поток [77]. По этой причине вводится параметр – отношение внутреннего диаметра к длине испарителя $(\frac{d_{вн}}{l_u})$, который является мерой стесненности объема (теория «захлебывания»), определяющий основное отличие кипения хладагента в ТС от кипения в большом объеме. Так, при $\frac{d_{вн}}{l_u} < 0,004$ в термосифоне наблюдается пульсационное кипение, которое объясняется тем, что возникающий на нижней поверхности паровой снаряд выталкивает часть теплоносителя в конденсационную часть, где переохлаждается, в то время как стенка испарителя

перегревается. После этого часть жидкости поступает обратно в испаритель, и так процесс продолжается все время работы ТС [70]. Кипение, соответственно, приводит к колебаниям T стенки испарителя и гидравлическому удару. По этой причине считается, что минимально допустимое значение отношения внутреннего диаметра к длине испарителя должно лежать в промежутке $0,004 < \frac{d_{\text{вн}}}{l_u} < 2$, т.к. при значениях больше 2 происходит переход от условий стесненности термосифона к условиям кипения в большом объеме [70]. Также на предельный тепловой поток влияет ориентация ТС в пространстве [77], т.к. возврат хладагента происходит за счет сил гравитации из конденсационной части в испарительную. Экспериментально установлено [78], что значение максимального теплового потока, передаваемого ТС, и, соответственно, минимальное значение термического сопротивления $R = \frac{t_u - t_k}{Q_{np}} \left[\frac{K}{Bm} \right]$ достигаются при угле наклона около $40\text{--}60^\circ$ относительно горизонтальной плоскости. Но на практике такие термосифоны не получили широкого распространения.

В электротехнике в последнее время проводятся работы по дальнейшему совершенствованию конструкций и технологии изготовления различного типа электрических машин, самый массовый класс которых составляют асинхронные двигатели [36 – 39]. Одним из путей улучшения их характеристик является интенсификация охлаждения, а также экономия материалов за счет эффективного отвода теплоты от внутренних частей машин. В этом плане представляется перспективным в качестве теплопередающих элементов использовать тепловые насосы, гравитационные и центробежные двухфазные ТС [40]. Центробежные термосифоны могут применяться при охлаждении вращающихся частей электрических машин [41], а неподвижные части могут эффективно охлаждаться термосифонами, как с противоточным, так и с раздельным движением фаз. Последние чаще выполняются в виде контуров с естественной циркуляцией теплоносителя. Обычно при охлаждении газообразным теплоносителем

наружную поверхность корпуса ТС оребряют [42, 43]. В отдельных случаях конденсаторы и испарители термосифона соединяют посредством электрических муфт. В [36] рассмотрен опыт использования конвективных однофазных ТС для охлаждения асинхронных двигателей. На основании опытных данных сделан вывод, что конвективные однофазные термосифоны обладают некоторыми преимуществами перед двухфазными при малых температурных напорах и малых значениях плотности теплового потока ($1,5 - 2 \text{ кВт/м}^2$). Кроме того, в качестве теплоносителей таких теплообменников представляется целесообразным применять ньютоновские жидкости [36].

В последние двадцать лет проведены исследования, посвященные анализу тепломассопереноса в ТС различной конструкции, как теоретически, так и экспериментально [39 – 46]. Ниже представлены основные выводы и результаты численного моделирования и экспериментов авторов работ, исследовавших закрытые двухфазные термосифоны [79 – 96].

Несмотря на то, что ТС являются перспективными теплообменными устройствами, известно несколько выделенных исследователями ограничений по условиям их эксплуатации. Основными являются: ограничения по скорости потока пара, вязкости теплоносителей, возможности осушения зоны испарителя, затопляемости ТС, режимам кипения. Считается, что при достижении скорости звука в паровом канале возникает ударная волна, приводящая в дальнейшем к разрыву термосифона. Такой эффект описывается в [69]. Но в настоящее время нет экспериментальных данных, подтверждающих это явление. Для интенсивного теплопереноса из зоны испарения хладагента в зону конденсации (за счет разности давлений в паровом канале) рекомендуется использовать теплоносители с меньшими значениями коэффициента вязкости [30]. Осушение испарителя происходит при малой загрузке этой зоны хладагентом. Для обеспечения постоянной циркуляции рекомендуется подбирать необходимый объем теплоносителя. При объеме теплоносителя меньше минимально рекомендуемого для подводимого определенного теплового потока может происходить полное или

частичное осушение испарителя, что с ростом времени приведет к аварийному режиму работы и разрушению самой конструкции [31, 52]. Также нежелательным является максимальное затопление зоны испарителя хладагентом при относительно низких тепловых потоках. В этом случае снижается производительность ТС как теплопередающего устройства [79, 80]. При высоких тепловых потоках, неправильном выборе хладагента и полноты заполнения зоны испарителя происходит интенсивное неустойчивое кипение, что в дальнейшем может привести к вибрации конструкции и разрушению термосифона [44, 79].

В [81] приведены результаты экспериментов по визуализации стекающей пленки жидкости вдоль вертикальных трубок ТС с помощью высокоскоростной видеосъемки. Для определения толщины пленки был сконструирован экспериментальный стенд, который состоял из стеклянной трубки наружным диаметром 15 мм, толщиной стенки 1,5 мм и высотой 700 мм. В качестве теплоносителя использовался этанол. Установлено, что при низких тепловых потоках, подводимых к нижней границе исследуемого теплообменника, образовывались межфазные волны на поверхности стекающей пленки жидкости (вдоль вертикальных трубок). Предложен [81] новый алгоритм и метод теоретического определения толщины пленки жидкости на основе приближенной формулы Нуссельта при пленочной конденсации.

Результаты экспериментального исследования влияния титановых наножидкостей на эффективность работы ТС представлен в [82]. Установлено, что КПД термосифона возрастает при увеличении концентрации наночастиц. Также установлено, что значения температур внутри рассматриваемого теплообменника при использовании наночастиц ниже, чем при использовании чистой воды. Сделан вывод [82], что можно уменьшить тепловое сопротивление ТС при использовании наножидкостей.

Результаты экспериментальных и теоретических исследований работы ТС в переходных режимах представлены в [83]. Для анализа переходного процесса изготовлен [83] термосифон из алюминия (испаритель с внешним диаметром

$d_{\text{вн}}=50$ мм, высотой $l=300$ мм, толщиной стенки $\delta=2$ мм). Конденсатор и теплоизолированные стенки были выполнены из пирексовой трубы $d_{\text{вн}}=50$ мм, $l=500$ мм и 150 мм, $\delta=4$ мм. Для минимизаций тепловых потерь выбрана рабочая жидкость с низкой температурой кипения (Н-пентановая жидкость $t_{\text{кин}}=36,1^{\circ}\text{C}$). Скорость нагрева в испарителе регулировалась электрическим сопротивлением. Погрешность измерения подводимой мощности составляла менее 2%. Во внешней трубке конденсатора охлаждающей жидкостью являлась вода. Входная температура контролировалась с погрешностью $\pm 0,1^{\circ}\text{C}$, а массовая скорость потока 22 г/с до $\pm 2\%$. Установлены основные закономерности переходных режимов в ТС.

Экспериментальное исследование влияния теплопроводности стенки на работу двухфазного ТС проведено в [84]. Рассматривались два идентичных ТС. В качестве хладагента использовался фреон R134a. Нагрев осуществлялся с помощью термостата, а охлаждение – водой через концентрический теплообменник. Эксперименты проводились при различных коэффициентах заполнения и температурах термостата. Установлено, что коэффициенты теплопередачи и теплообмена увеличивались за счет осевой проводимости. Также был сделан вывод, что увеличение теплового потока к нижней крышке ТС приводит к уменьшению доли теплопередачи, связанной с осевой проводимостью [84].

Результаты экспериментального исследования влияния коэффициента заполнения, начальной температуры жидкости и массового расхода на эффективность работы ТС приведены в [85]. Эксперименты проводились при коэффициентах заполнения 3,7%, 5,53%, 7,38%, 8,48%, 10,33% и 11,8%. Получены зависимости термического сопротивления от массового расхода хладагента. Установлено, что система охлаждения [85] имеет оптимальную производительность при массовом расходе 0,7 л/мин, начальной температуре 5°C и коэффициенте заполнения от 7% до 10%.

Экспериментальные исследования термосифонов, работающих при низких давлениях (0,105 – 0,171 бар) и умеренных подводимых тепловых потоках (1,23 – 1,55 кВт/м²), проводились в [86]. Установлена нестабильность двухфазных течений при низких тепловых потоках в начале работы ТС. Исследование [86] ориентировано на поиск оптимальных давлений и объема теплоносителя в термосифоне, которые обеспечивали бы наиболее эффективный режим работы таких теплообменников при его запуске.

Результаты экспериментальных исследований влияния формы испарителя и тепловой нагрузки на теплопередающие характеристики ТС приведены в [87]. Диаметры испарителя и конденсатора составляли 8 мм, диаметр соединительных трубок между испарителем и конденсатором (жидкости и пара) составлял менее 3 мм. Эксперименты проводились при тепловой нагрузке 5 – 70 Вт. Основным предназначением данного теплообменника являлось охлаждение процессоров компьютеров, площадь теплообмена которых составляла 100 мм², а максимальная тепловая мощность до 40 Вт. Электрический нагреватель служил источником тепловыделения, охлаждение конденсатора проводилось принудительным продувом воздуха при температуре $23 \pm 1^\circ\text{C}$. Получены зависимости температур пара и стенки испарителя, а также тепловой нагрузки от термического сопротивления. При тепловом потоке 40 Вт температура испарителя не превышала 75°C, а термическое сопротивление достигало своего минимального значения (0,28 К/Вт). Также при исследовании тепловой трубы с плоским испарителем установлено, что при одинаковых тепловых нагрузках температура пара уменьшается незначительно (на 4 – 6°C). Это обусловлено тем, что авторы увеличивали диаметр трубки на 0,5 мм. В результате минимальное термическое сопротивление составило 0,05 К/Вт, а общее сопротивление уменьшилось на 0,09 К/Вт. Сделан вывод [87], что значение термического сопротивления снижается в два раза при выполнении испарительной части в форме цилиндра по сравнению с термосифоном, выполненным с плоским испарителем, при одинаковых условиях теплообмена.

Экспериментальные и теоретические исследования влияния коэффициента заполнения, скорости и температуры потока воздуха на тепловые характеристики теплообменника типа «воздух-воздух» рассматривались в работе [88]. Для достижения этой цели разработана конструкция из 90 оребренных (медных) труб, расположенных в 6 рядов. Высоты испарителя, соответственно, 600 мм, конденсатора 600 мм и адиабатической зоны 100 мм. В зону испарения и конденсации подавался воздух при скорости потока от 0,5 до 5,5 м/с, $T_{исп}=100 \div 250$ °С и $T_{кон}=25$ °С. В качестве хладагента использовалась дистиллированная вода при 60% заполнения от объема испарителя. Нагрев нижней крышки осуществлялся с помощью электрических нагревателей мощностью от 18 до 72 кВт. Авторами [88] разработан метод определения эффективного КПД работы термосифона, который составлял 37 – 65%. Установлено, что минимальный эффективный КПД получен при равенстве скоростей потоков воздуха в зоне испарения и конденсации. Показано, что экспериментальные и теоретические результаты хорошо сопоставимы.

Результаты экспериментальных исследований ТС, отличающихся друг от друга высотой, конструкцией и рабочими жидкостями, представлены в [89]. Предложены возможные варианты применения ТС: в системах кондиционирования воздуха, для охлаждения печей, железнодорожных путей (предотвращения образования льда и снежных заносов). Исследовалось два типа ТС – со спиральным закручиванием потока и обычный. Закручивание потока достигалось в результате расположения перегородки в паровом канале. Получены распределения температур внешних стенок ТС, зависимость отношения термических сопротивлений термосифона (без перегородки / с перегородкой). Тепловая мощность варьировались от 100 до 125 Вт. В [89] сделан вывод о том, что при спиральном закручивании потока пара в паровом канале температуры в испарительной части были значительно ниже, чем при прямом течении пара. Установлено увеличение отношения термического сопротивления ТС (без перегородки и с перегородкой) с 1,25 до 1,6 К/Вт при тепловом потоке до 75 Вт.

Дальнейший рост теплового потока приводил к уменьшению термического сопротивления (с 1,6 до 1,55 К/Вт). Также исследовался полимерный ТС, в котором испарительная и конденсационная части располагались горизонтально на разных уровнях и соединялись гибкими полимерными трубками. Длина и диаметр соединительных трубок составляли 200 мм и 5 мм. Для интенсификации испарения и конденсации использовались поверхности с канавками. Ширина и глубина последних составляла 2,5 мм. Получены распределения температур по продольному сечению ТС, зависимости термического сопротивления испарителя (0,1 К/Вт), конденсатора (0,09 – 0,13 К/Вт) и термосифона (0,11 – 0,13 К/Вт) от теплового потока.

Экспериментальное исследование влияния размеров (отношение длины испарителя к внутреннему диаметру), коэффициента заполнения, массового расхода хладагента при кипении теплоносителя на период колебаний температур поверхности термосифона выполнено в [90]. Для проведения эксперимента была сконструирована термосифонная система, состоящая из трех труб разной высоты: испарительная часть 430 мм, адиабатная зона 160 мм и конденсационная часть 410 мм. Измерения температур осуществлялись восемью термопарами, которые были установлены на внутренних поверхностях испарителя, адиабатной части и конденсатора. Основным теплоносителем, использовавшимся в эксперименте, был метанол. Расход хладагента контролировался с помощью ротаметра. Установлены три режима кипения в данной конструкции термосифона, которые выявлялись путем измерения периодов колебания температуры на поверхности испарителя. Периоды этих колебаний составляли от 305 до 370 секунд, а расход хладагента от 0,0199 до 0,00997 кг/с. Также установлено, что с увеличением коэффициента заполнения интенсивность колебаний температур возрастала.

Результаты экспериментальных исследований влияния величины теплового потока, коэффициента заполнения и скорости вращения на теплоперенос в треугольном вращающемся термосифоне приведены в [91]. Использовался вертикальный равносторонний треугольный ТС высотой 1500 мм, длиной 11 мм,

толщиной 2 мм, длиной испарителя 600 мм, адиабатной части 300 мм и конденсатора 600 мм. В экспериментах использовался хладагент R134a. Теплота в зону испарения хладагента подавалась за счет тепловыделения нагревательной нити, конденсационная часть охлаждалась водой. Спай термопар (медь – константан) закреплялся на одной из поверхностей термосифона. Установлено, что теплопередающая способность зависит от скорости вращения ТС (теплообмен на вертикальных стенках конденсатора интенсифицируется при вращении). Также установлено, что эффективность работы термосифона максимальна при заполнении зоны испарения на 30% хладагентом.

Экспериментальное исследование влияния угла наклона термосифона на его эффективную теплопередающую способность выполнено в [92]. Использовался медный ТС внутренним диаметром 14,5 мм и высотой 1000 мм. Основной теплоноситель – вода. Угол наклона (γ) термосифона варьировался от 5° до 90° , коэффициент заполнения составлял 15%, 22%, 30%. Установлено, что наиболее высокая тепловая производительность достигается при $\gamma = 15^\circ - 60^\circ$. Аналогичное исследование влияния угла наклона проводилось в [93] на термосифоне внутренним диаметром 17 мм и высотой 1000 мм при тепловых мощностях 40, 60, 80 Вт и $\gamma = 45^\circ, 60^\circ, 90^\circ$. Установлено, что при заполнении термосифона бутанолом теплоперенос значительно интенсифицируется по сравнению с дистиллированной водой.

В работе [94] экспериментально исследовался термосифон, выполненный из нержавеющей стали внутренним диаметром 6 мм. Высота испарительной части составляла 50 мм, адиабатной 59 мм, конденсационной 100 мм. Основными теплоносителями были терминол VP1 и даутерм А. Диапазон рабочих температур составлял $200 - 400^\circ\text{C}$. Установлены термические сопротивления ТС (менее $0,4^\circ\text{C}/\text{Вт}$) при температурах до 420°C и подводимых тепловых потоках до $2,5 \text{ МВт}/\text{м}^2$.

В [95] проведен численный анализ естественной конвекции для замкнутого ТС. Рассматривался термосифон с соотношением размеров сторон $H/L=2, 4, 6$ и 10

при числах Рэлея от $Ra=10^3$ до $Ra=10^6$. Из полученных авторами [95] результатов сделан вывод, что вязкостные свойства теплоносителя значительно влияют на тепловые режимы термосифона. В [96] представлена математическая модель теплопереноса в двухфазном ТС, основанная на пространственной дискретизации (аналогичной [97, 98]). Численный анализ показал хорошее соответствие результатов моделирования с экспериментом. На основе результатов экспериментов [96] построена тепловая модель и установлены теплофизические характеристики рабочей жидкости, а также масштабы влияния геометрических параметров на продолжительность процесса теплопереноса в термосифоне.

В [99] численно исследовалась корреляция максимального значения теплового потока для термосифона. Предложен метод прогнозирования его максимальной производительности на основе термодинамического состояния хладагента. Полученная корреляция для максимального теплового потока хорошо согласовывалась с экспериментальными данными. Исследованы характеристики теплопередачи ТС [100] для охлаждения источников тепла цилиндрической формы. Термосифон состоял из двух цилиндров. Между источником теплоты и первым цилиндром находился внутренний канал, по которому передавалось тепло. Исследования проводились при различных тепловых нагрузках и диаметрах ТС. Экспериментально определялись средние числа Нуссельта для внутренних каналов. Также получены зависимости скорости движения пара в каналах от времени и температуры в продольном сечении ТС.

Экспериментальные исследования и математическое моделирование (с помощью специальных программных пакетов) влияния величины подводимого теплового потока и коэффициента заполнения на производительность ТС проводились в [101]. Использовался вертикальный термосифон из меди высотой 100 см, внутренним и наружным диаметрами 1,75 и 1,9 см, соответственно. К нижней границе ТС подводился тепловой поток с помощью регулятора электрической энергии. Для определения температур в зоне испарения, адиабатических стенок и зоне конденсации было установлено 10 термопар с

погрешностью измерения $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$. Коэффициенты заполняемости (отношение исходного объема жидкости к общему объему секции испарения) составляли 0,3, 0,5 и 0,8. Пакет CFD Fluent 6.2. использовался для моделирования течения и теплопереноса в ТС. Разностная сетка строилась с помощью программы Gambit. Общее количество узлов составляло 47124. Температурные профили, полученные с помощью CFD, хорошо согласуются с экспериментальными результатами. Установлено, что есть оптимальное значение коэффициента заполнения для каждого теплового потока. С его увеличением повышается производительность ТС. Результаты исследования показали возможность использования программного пакета CFD Fluent 6.2 [101] для проведения исследований теплообменных процессов в термосифонах.

Экспериментальное и математическое моделирование ТС выполнено в [102]. Рассматривался замкнутый двухфазный термосифон типа воздух–воздух. Использовались горячие уходящие газы как источник теплоты, а окружающий воздух как сток. Отделение объемов газов друг от друга происходило разделительной пластиной. Также разработана математическая модель процесса теплопередачи в таком ТС. В результате экспериментальных исследований получены [102] зависимости числа Нуссельта, КПД и давления в термосифоне от скорости газа, обдувающего испаритель. Температура холодного газа изменялась до 30°C , температура горячего до 120°C , скорости холодного и горячего газов варьировались в пределах 0,3 – 0,5 м/с. Установлено, что с увеличением массовых расходов газов эффективность теплопередачи в термосифоне возрастает.

Математическое моделирование характеристик переходных режимов в двухфазном термосифоне на основе метода контрольных объемов выполнено в [103]. Метод позволяет описать процессы теплопереноса и гидродинамики в жидкой и паровой фазах в одномерном приближении. Получены эмпирические выражения для коэффициентов теплопередачи. Установлено, что общие характеристики процессов гидродинамики определяются соотношением

плотностей пара и жидкости, коэффициента заполнения хладагента, демпфированием и частотой колебаний.

Выводы по первой главе:

1. Исследованию теплопереноса и гидродинамики в закрытых двухфазных термосифонах уделяется достаточно много внимания.
2. Большое количество работ опубликовано в последние 10 – 15 лет.
3. Основные экспериментальные исследования и математические моделирования проведены за рубежом.
4. В большинстве экспериментальных исследований определение температурных полей проводится по результатам показаний термпар, расположенных на внешних поверхностях термосифона. Подводимые тепловые потоки не привязаны к реальным условиям работы технических систем, а выбираются произвольно.
5. Математическое моделирование процессов теплопереноса и гидродинамики в термосифонах проведено с использованием программных пакетов, не описывающих, как правило, процессы фазовых превращений в зонах испарения и конденсации.
6. Обсуждается возможность использования термосифонов в системах охлаждения электронного оборудования, конденсаторов, генераторов, воздухоподогревателей, лопаток турбин.

ГЛАВА 2. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОПЕРЕНОСА В ТЕРМОСИФОНЕ ПРИ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗКАХ, СООТВЕТСТВУЮЩИХ УСЛОВИЯМ РАБОТЫ ЭНЕРГОНАСЫЩЕННОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Основной задачей настоящего диссертационного исследования является анализ теплопереноса в замкнутом двухфазном термосифоне при реальных тепловых потоках, достигаемых в технических устройствах и системах. В данной главе представлены результаты экспериментальных исследований влияния тепловых потоков (q), подводимых к нижней крышке термосифона на температурные поля в паровом канале. Диапазон изменения q выбран соответствующим группе достаточно типичных узлов и блоков энергетического оборудования [20, 35, 41, 67]. Важно отметить, что результаты выполненных ранее экспериментальных исследований [79 – 103], представляют собой выводы о преимуществах (или недостатках) конкретных термосифонов, теплоносителей, конструктивно-компоновочных схем, технических или технологических решений. Основной характеристикой изучаемых процессов (функцией цели) в проводимых при работе над диссертацией экспериментах были температуры в сечениях характерных зон термосифона (испарения, транспорта и конденсации) и соответствующие распределения температур по высоте и радиусу.

В дополнение к вышеизложенному следует отметить, что (как уже отмечалось в первой главе) в последние годы достаточно интенсивно ведутся работы по математическому моделированию гидродинамических и теплофизических процессов в паровых каналах термосифонов не только с использованием относительно простых «балансных» моделей [9 – 11, 15, 21, 22, 33], в основе которых лежит допущение об очень малых перепадах температур как по продольной, так и по поперечной координатам парового канала. Опубликованы результаты математического моделирования процессов тепломассопереноса в рассматриваемых технических устройствах с

использованием моделей вязкой жидкости: Прандтля [60, 104 – 108] и Навье-Стокса [58 – 60, 108 – 113]. Моделирование проходило с использованием как коммерческих пакетов типа ANSYS FLUENT [51 – 57, 114 – 120], так и программных кодов, разработанных авторами [58 – 60, 95 – 99]. Но в вышеупомянутых публикациях [51 – 60, 95 – 99, 104 – 120] практически нет сопоставления результатов теоретического анализа с экспериментальными данными по распределениям температур в областях испарения хладагента, транспорта и конденсации. Отсутствие таких данных обусловлено, скорее всего, трудностями измерения температур во внутренней полости термосифона. Известные температурные распределения [29 – 46, 90, 94, 121 – 127] получены, в основном, для внешних поверхностей корпуса термосифона. Поэтому одной из основных задач настоящего диссертационного исследования была регистрация температур во внутренней полости ТС.

2.1. Описание экспериментальной установки и методики проведения исследований

При проведении экспериментальных исследований возможно использование теории планирования эксперимента [128 – 130], широко применяющейся в так называемых инженерных экспериментах, когда после обработки экспериментальных данных определяются параметры (коэффициенты) математической модели, вид которой был установлен ранее. Применительно к процессам, рассматриваемым в диссертации, математические модели, связывающие основные функции цели (температуры, отводимые тепловые потоки, эффективная теплопроводность термосифона и др.), не разработаны. Поэтому при планировании, организации и проведении опытов методы теории планирования экспериментов не использовались. Все исследования выполнялись по классическим планам многофакторных экспериментов с варьированием в характерных диапазонах изменения одного значимого фактора и постоянстве

остальных. Выбор диапазонов изменения факторов проводился на основании анализа условий работы типичного энергетического оборудования [35, 41, 67].

В экспериментальных исследованиях, результаты которых приведены ниже, тепловые потоки, подводимые к нижней крышке термосифона, выбирались в диапазоне, соответствующем достаточно типичному примеру энергетического оборудования – силовым трансформаторам (ТР) тепловых электростанций (таблица 2.1.1). При работе таких трансформаторов часть электрической энергии превращается в тепловую. Для определения интенсивности тепловыделения проводился тепловой расчет ТР. Теплота, отводимая от поверхности бака трансформатора во внешнюю среду (воздуху), определялась по формуле [131]:

$$Q_0 = \Delta P_{TP} = \Delta P_{xx} + \Delta P_{кз} k_{кз}^2 \quad (2.1.1)$$

где Q_0 – тепловая энергия, отдаваемая поверхностью бака окружающему воздуху, Вт;

ΔP_{TP} – суммарные потери мощности в трансформаторе, Вт;

ΔP_{xx} и $\Delta P_{кз}$ – потери мощности холостого хода и короткого замыкания, Вт;

$k_{кз}$ – коэффициент загрузки трансформатора при его номинальной нагрузке

$$k_{кз} = 1;$$

Таблица 2.1.1. – Тепловые потери трансформаторов типа ТДН, ТРДН, ТМН [132].

Тип трансформатора	Размеры крышки трансформатора		Потери, кВт			Тепловой поток, Вт/м ²
	A, мм	B, мм	XX	KЗ	Суммарные	
ТДН–10000	5095	3140	10	58	68	5667,3
ТДН–16000	5140	3224	13	85	98	7885,1
ТРДН–25000	7120	5060	25	120–140	145	5366,3
ТРДН–40000	7360	5010	34	170–200	204	7376,5
ТМН–2500	4200	2600	5,5	22	27.5	3357,8

ТДН–10000 трехфазный трансформатор с принудительной циркуляцией воздуха и естественной циркуляцией масла. ТРДН–25000 трехфазный трансформатор с расщепленной обмоткой НН, принудительной циркуляцией воздуха и естественной циркуляцией масла. ТМН–2500 трехфазный трансформатор с естественной циркуляцией воздуха и масла.

Выбор силовых трансформаторов типа ТДН и ТРДН [132] обусловлен тем, что установка термосифонов по всей поверхности их масляных баков может заменить дополнительные вентиляционные установки циркуляции воздуха, а у трансформаторов ТМН улучшить систему охлаждения при пиковых нагрузках. Выход из строя вспомогательного оборудования, как правило, приводит к аварийному режиму работы ТР, перегреву масла, образованию паров и их дальнейшему взрыву. Перспективность применения термосифонов обусловлена тем, что они являются саморегулирующимися теплообменными устройствами. Тепловые потоки, подводимые к нижней крышке термосифона, определялись по закону Джоуля-Ленца $q = \frac{Q}{F} = \frac{UI\tau}{F}$. Тепловые потоки, подводимые к нижней

крышке термосифона, в проведенных экспериментах определялись и варьировались в пределах $0,3 - 9,5 \text{ кВт/м}^2$.

Для проведения экспериментальных исследований температурных полей термосифона при различных условиях подвода теплоты разработан стенд [133], принципиальная схема которого представлена на рисунке 2.1.1. Стенд состоит из корпуса термосифона; систем подвода теплоты в зоне испарения и отвода в зоне конденсации, заполнения термосифона теплоносителем; средств регистрации температур – термопар.

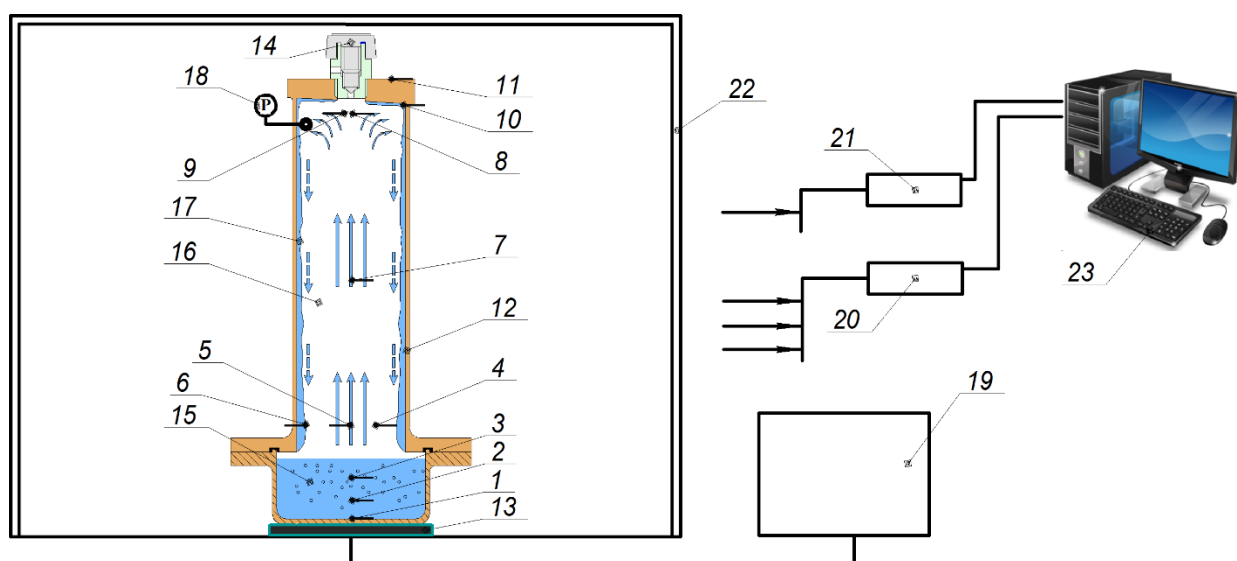


Рисунок 2.1.1 – Схема экспериментального стенда: 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11 – термопары; 12 – корпус термосифона; 13 – нагревательный элемент; 14 – регулирующий клапан; 15 – рабочая жидкость, 16 – паровой канал; 17 – пленка конденсата; 18 – источник питания; 19 – датчик давления; 20 – аналого-цифровой преобразователь NI 9214; 21 – аналого-цифровой преобразователь NI USB-6001; 22 – стеклянный бокс; 23 – персональный компьютер.

При разработке экспериментального стенда основной задачей была достоверная регистрация температур в характерных точках парового канала, зон испарения и конденсации. При постановке эксперимента основные трудности заключались в обеспечении герметичности внутренней полости термосифона, контроля положения термопар и обеспечении стабильных условий подвода теплоты к нижней крышке и отвода с верхней.

В общем случае термосифоны могут использоваться как средство отвода теплоты в аварийных режимах работы энергонасыщенного оборудования, когда подводимый тепловой поток изменяется с ростом времени. Но этот вариант тепловой нагрузки не является наиболее типичным, поэтому все экспериментальные результаты, которые приведены ниже, выполнялись для стационарных условий подвода теплоты и охлаждения верхней крышки термосифона. Тепловые потоки в характерных сечениях термосифона при этом менялись вследствие роста температур с течением времени. Но тепловой поток к нижней границе нижней крышки выдерживался постоянным.

Исследования процессов теплопереноса проводились в термосифоне, изготовленном из меди с постоянной площадью поперечного сечения. Высота ТС 161 мм, толщина боковых стенок 1,5 мм, нижней стенки 2 мм, внутренний диаметр испарительной части и парового канала 39 мм. Верхняя крышка теплообменного аппарата выполнена под углом $\gamma = 3^\circ$ к плоскости основания для обеспечения интенсивного возврата конденсата в зону испарения. На крышке термосифона установлен клапан, предназначенный для регулирования давления в паровом канале [134] и сброса неконденсирующихся газообразных смесей и воздуха в окружающую среду. Подвод теплоты осуществлялся с помощью нагревательного элемента, на который подавалось напряжение (до 100 В) и переменный ток (от 0,04 до 0,2 А) с однофазного автотрансформатора. Измерительная схема установки (рисунок 2.1.1) позволяла регистрировать одновременно температуры: слоя жидкости на оси симметрии (термопары №1 – 3), на нижней границе (термопары №4, 5, 6), в средней части (термопара №7) и верхней границе парового канала (термопары №8, 9), в верхней части вертикальной стенки (термопара №10), на верхней части наружной стенки (термопара №11). Также регистрировалось давление в паровом канале термосифона. По результатам предварительных экспериментов установлено, что на работу термосифона достаточно существенно влияют внешние факторы (движение атмосферного воздуха, работа систем вентиляции, температура в

помещении и т.д.). По этой причине для снижения последствий влияния таких случайных факторов на результаты исследований ТС размещался в стеклянном боксе (21) (рисунок 2.1.1).

Следует отметить, что проведенные при отработке методики экспериментальных исследований опыты позволили сделать ряд выводов. Так, в частности, было установлено, что при типичных тепловых нагрузках на термосифон абсолютные значения перепадов температур составляют несколько градусов – не более 10 К в продольном направлении и менее 1 К в поперечном. Поэтому незначительные на первый взгляд флуктуации температур за счет неконтролируемого по интенсивности охлаждения внешней поверхности корпуса термосифона могли приводить, в конечном итоге, к росту случайных ошибок измерений T в 1,5 – 2 раза. Последнее было неприемлемым исходя из задач проводимых экспериментов. По этим причинам все эксперименты проводились в условиях изоляции корпуса лабораторного термосифона от внешней среды. Необходимо отметить также, что характерные времена процессов теплопереноса в использовавшемся при проведении экспериментов термосифоне составляли сотни и более секунд (время выхода на стационарные распределения температур). По этой причине в экспериментах использовались термопары с диаметром спая 0,2 мм, которые обеспечивали минимальные погрешности измерений, обусловленные их инерционностью.

Использовавшийся в экспериментах термосифон условно можно разделить на две рабочие зоны: испарительную и конденсационную. Нижняя крышка термосифона выполняла функцию границы испарительной части. Термопары (1, 2, 3, 5, 7, 8, 9) устанавливались на оси симметрии термосифона. Термопара (1) устанавливалась на границе «стенка – жидкость», термопары (2, 3) в слое жидкости на различных расстояниях от верхней границы слоя хладагента. На нижней границе парового канала на оси симметрии устанавливалась термопара (5), аналогично на расстоянии $0,5r$ термопара (4) и на расстоянии r термопара (6). В средней части парового канала устанавливалась термопара (7), на

верхней границе парового канала термопары (8, 9). Верхняя часть парового канала и верхняя крышка термосифона выполняли функцию конденсационной части. Охлаждение верхней крышки осуществлялось за счет естественной конвекции наружного воздуха внутри стеклянного бокса. Измерение температуры стекающего конденсата вдоль боковой вертикальной стенки осуществлялось термопарой (10), которая была установлена в верхней части этой стенки. Для регистрации температуры верхней границы верхней крышки термосифона устанавливалась термопара (11).

Измерения температур жидкости, пара и вертикальных стенок закрытого двухфазного термосифона проводились с помощью термопар марки ТТ типа К фирмы Omega (диапазон измеряемых температур $-200 \div 1250$ °С, максимальная допустимая погрешность $\pm 1,1$ °С). Для установки термопар выполнялись отверстия в корпусе термосифона диаметром 0,015 м. Показания термопар регистрировались с помощью аналого-цифрового преобразователя NI 9214. Обработка данных осуществлялась персональным компьютером. Результаты измерения температур отображались в виде таблиц с шагом по времени 1 с. Начальная температура жидкости поддерживалась на уровне 298 К. Давление в термосифоне измерялось датчиком давления типа MPX4250AP с отклонениями не более 2,5 кПа. Регистрация результатов измерений проводилась с помощью аналого-цифрового преобразователя NI USB-6001 и разработанного специально программного обеспечения NI LabView SignalExpress 2012 Example25 FULL.

С целью исключения неконтролируемого притока воздуха большое внимание уделялось герметизации ТС. Перед проведением экспериментов внутренняя полость теплообменника промывалась водой, обеззараживалась техническим спиртом. Полость термосифона не вакуумировалась, т.к. ТС может успешно работать и при наличии в полости небольшого количества воздуха. Воздух внутри теплообменника может привести к частичному увеличению давления в начале эксперимента, а также уменьшению конденсационной поверхности и коэффициента теплоотдачи от пара к верхней крышке ТС. Но эти

влияния незначительны. Подготовленный к опытам термосифон заполнялся через дозирующее устройство (шприц 60 см³ ГОСТ 24861 – 61) теплоносителем (дистиллированная вода, Н-пентан). Испарительная и конденсационная части соединялись с помощью фланцев и скреплялись восемью винтами (ГОСТ 17473 – 80) диаметром 6 мм. Объемы хладагента в начале эксперимента и после его завершения в большинстве случаев отличались не более чем на 3%. Объем хладагента варьировался в диапазоне от 7 до 28 мл, исходя из задач экспериментов. Коэффициент заполнения термосифона определялся по формуле:

$$\varepsilon = \frac{V_{жс}}{V_{ТС}} \quad (2.1.2)$$

где $V_{жс}$ – объем теплоносителя, м³;

$V_{ТС}$ – объем термосифона, м³;

Таблица 2.1.2 – Значения коэффициентов заполнения при различных объемах теплоносителя.

$V_{жс}, \text{см}^3$	$\varepsilon, \%$
7	4
14	8
21	12
28	16

В процессе исследования применялась классическая методология проведения экспериментов [128 – 130], в соответствии с которой определялись влияния каждого значимого фактора. Данный подход, несмотря на достаточно большие затраты времени, был наиболее приемлемым при исследовании теплопереноса в термосифоне. В качестве теплоносителей в термосифонах применяют и исследуют разные жидкости [22 – 24, 35]. Основными теплоносителями, с которыми проводились эксперименты, выбраны дистиллированная вода и Н-пентан. Выбор таких жидкостей обусловлен рядом факторов. Во-первых, они являются взрыво- и пожаробезопасными, а также легкодоступными веществами. При этом их температуры кипения 36,1°C (Н-

пентан) и 100°C (вода) существенно отличаются. Последний фактор представляет для практики большой интерес по следующей причине. Анализ литературы по проблемам, исследуемым в диссертации, показал, что пока нет конкретных выводов о связи температуры кипения теплоносителя и эффективности работы термосифона. С одной стороны, чем ниже эта температура, тем быстрее (во времени) начинается интенсивное поглощение теплоты в результате фазового перехода и, соответственно, охлаждение нагретой поверхности энергонасыщенного оборудования. Но, в то же время, низкая T кипения препятствует конденсации пара хладагента при интенсивном нагреве. Возможно такое состояние термосифона (если он разогрет до $T_{кип}$ полностью), при котором процессы фазовых превращений прекращаются, и термосифон по существу перестает работать, т.е. легкокипящие жидкости не являются однозначно предпочтительными при выборе хладагента термосифона. С другой стороны, $T_{кип}$ теплоносителя не должна быть высокой, потому что в этом случае термосифон также будет работать только при больших перегревах всей системы, что, как правило, нежелательно в большинстве практических приложений.

2.2. Оценка погрешностей измерений

Измерение температуры проводилось откалиброванными термопарами типа К (Omega 5ТС–ТТ–К–36–36) [135]. Калибровка выполнена с помощью эталонных термометров сопротивления ЭТС – 100, погрешность которых для исследуемых диапазонов температур составляет 1,1°C (по паспорту ЭТС – 100).

Сигнал с термопар поступал на аналоговый преобразователь National Instruments 9214 (NI 9214), паспортная точность которого составляла 0,01 °C для термопар типа К.

Измерение давления внутри термосифона осуществлялось датчиком давления MPX4250AP, погрешность которого составляет $\pm 2,5$ кПа. Заполнение

термосифона осуществлялось дозирующим устройством (шприц 60 см³ ГОСТ ISO 7886-1), погрешность ± 1 см³.

Алгоритм расчёта случайных погрешностей разработан в соответствии математическим аппаратом теории ошибок [136, 137]. Для оценки влияния случайных погрешностей на результаты экспериментов выполнялись неоднократные измерения температуры (эксперименты повторялись) в каждой регистрируемой точке термосифона. За наиболее вероятное значение величины x принималось среднее арифметическое значение результатов измерений:

$$\bar{x} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i$$

Среднеквадратическое отклонение (СКО) результатов измерения рассчитывалось по формуле [136]

$$S_x = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2}{(N-1)}}$$

где N – число экспериментов.

Так как случайные погрешности являются следствием неконтролируемых малозначимых процессов [136, 137], то точно определить интервал изменения измеряемой величины, как правило, затруднительно. Этот интервал можно установить лишь с некоторой доверительной вероятностью P_γ . Для оценки погрешностей результатов измерений в экспериментах принята доверительная вероятность $P_\gamma=0,95$. При такой вероятности можно считать, что истинное значение величины x не отличается от величины среднего арифметического значения больше, чем на $\pm \Delta x$. Значение коэффициента Стьюдента выбиралось из таблиц [136].

Доверительный интервал случайной погрешности измерений:

$$\Delta x_{cl} = \tau_\alpha(n) \cdot S_x.$$

Абсолютная погрешность измерений с учетом случайной и инструментальной погрешностей [136, 137]:

$$\Delta x = \sqrt{\left(\frac{2}{3} \Delta x_{\text{сист}}\right)^2 + \Delta x_{\text{сл}}^2}.$$

Множитель $2/3$ учитывает доверительные вероятности определения случайной и инструментальной погрешностей. Случайная погрешность рассчитывалась для доверительной вероятности $P_9=0,95$, а величина инструментальной погрешности прибора нормировалась для доверительной вероятности $P_9=1$.

Относительная погрешность измерений:

$$\varepsilon = \frac{\Delta x}{x} \cdot 100\%.$$

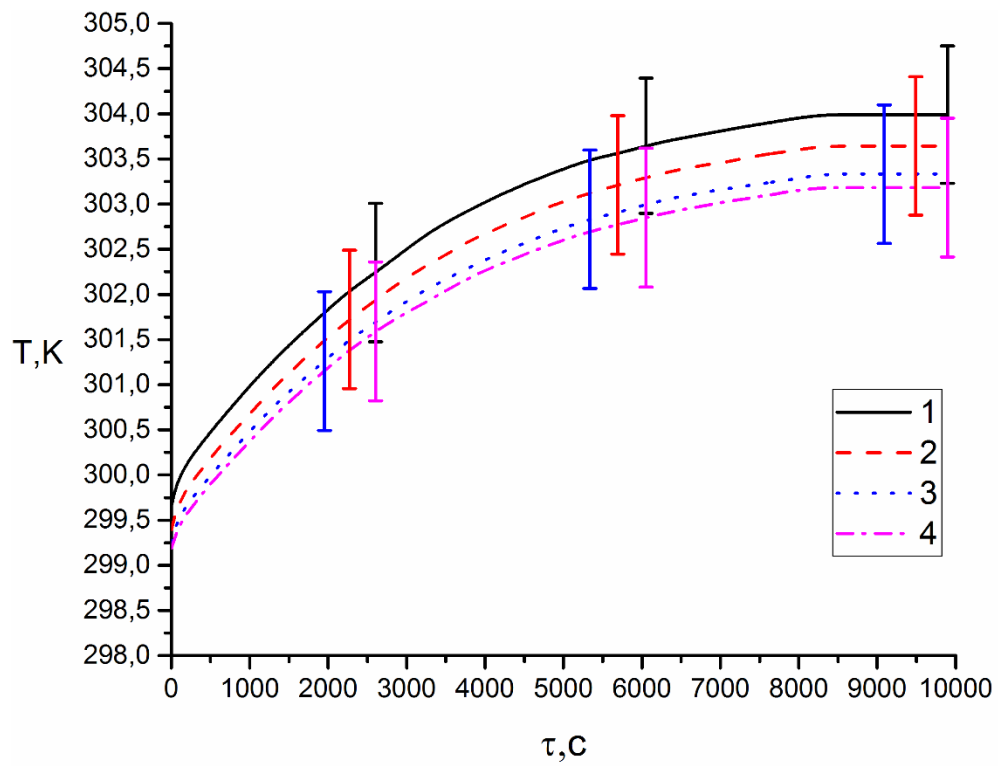
Конечный результат измерений:

$$x = \bar{x} \pm \Delta x.$$

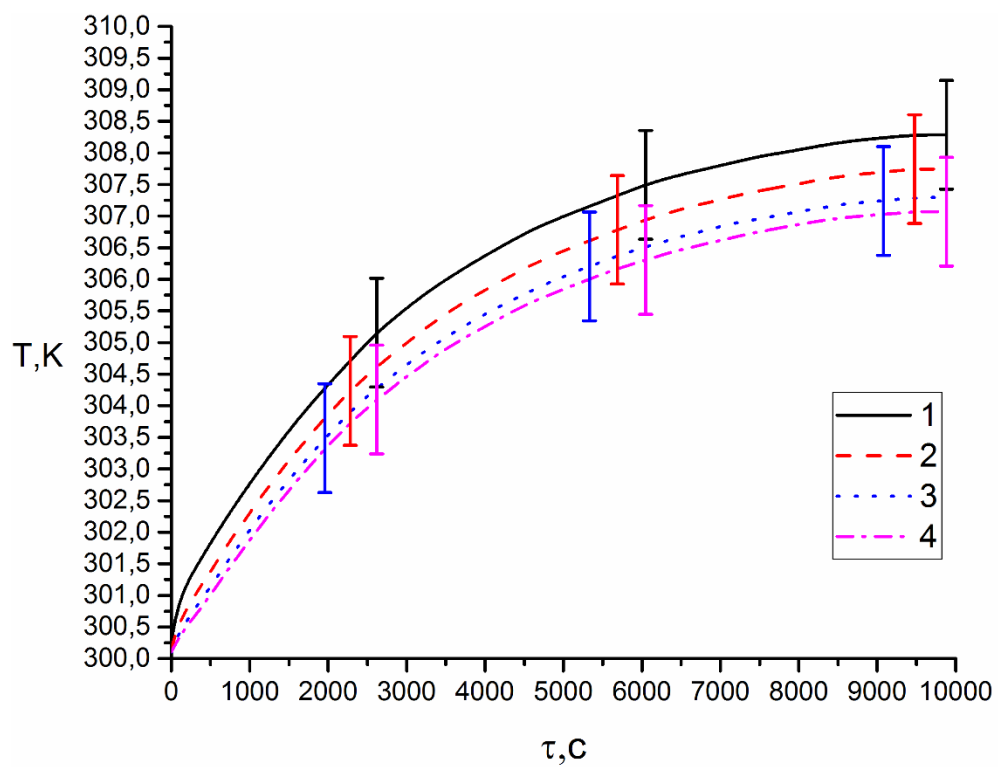
2.3. Результаты экспериментальных исследований

Как отмечено выше (раздел 2.1), наиболее важными характеристиками функционирования закрытого двухфазного термосифона являются удельные тепловые потоки и характерные температуры [85, 102, 138 – 140].

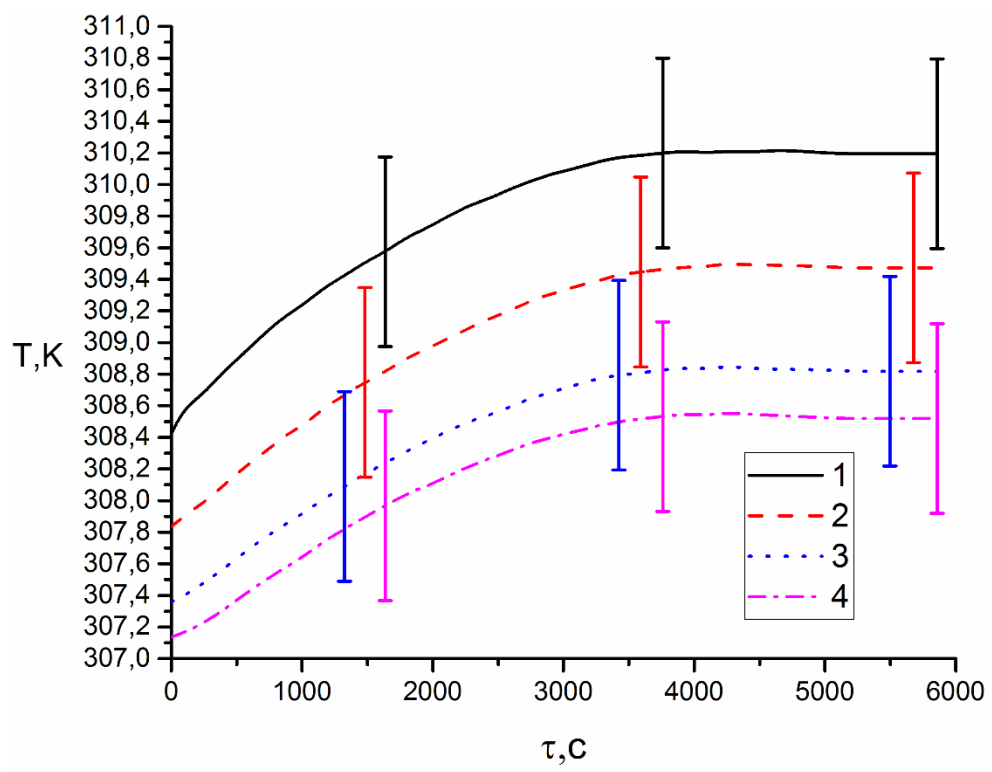
На рисунке 2.3.1 приведены типичные термограммы, полученные при проведении экспериментов в интервале тепловых нагрузок от 0,3 до 9,5 кВт/м² при заполнении водой полости термосифона ($\varepsilon=8\%$) [141 – 148].



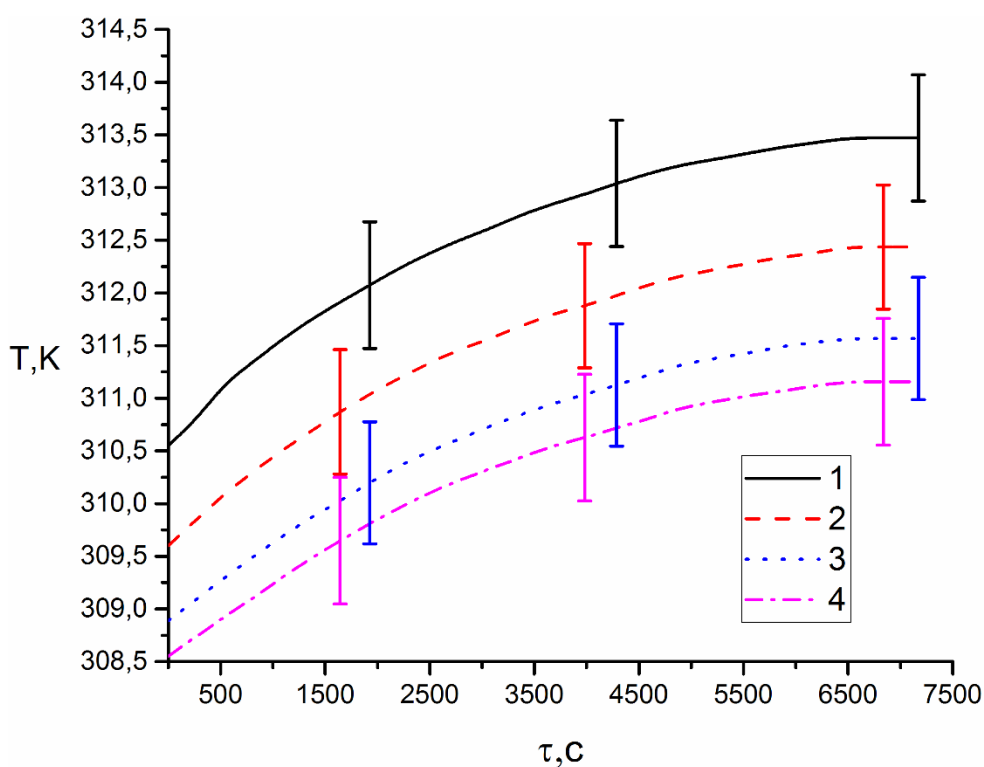
a)



b)



B)



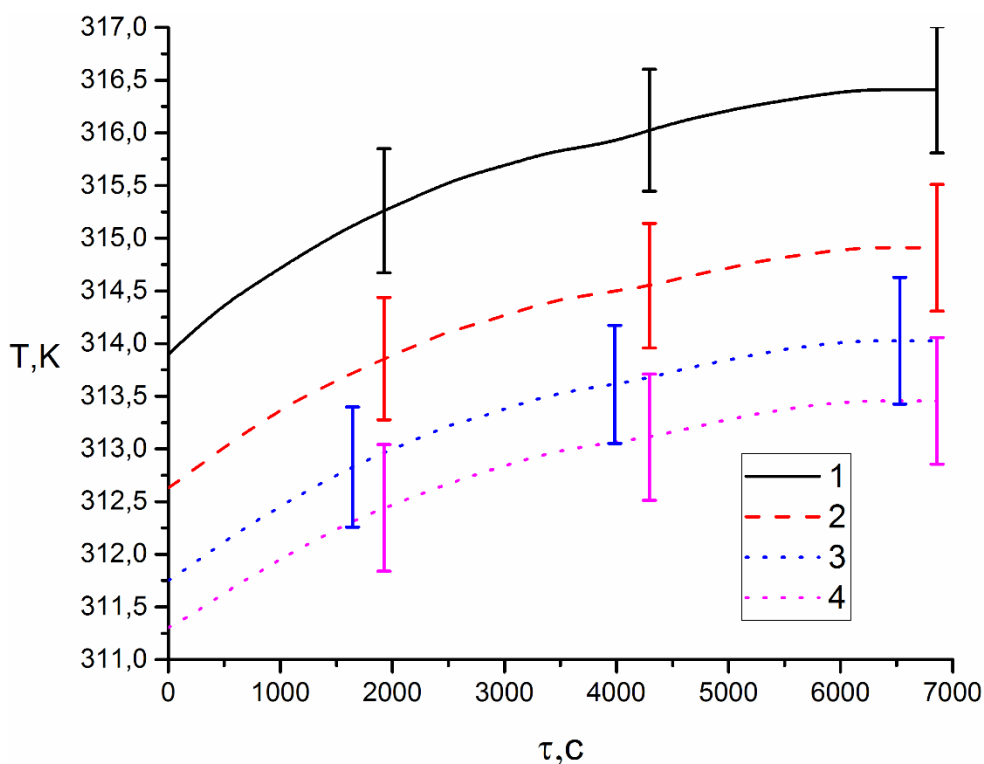
г)

Рисунок 2.3.1 – Зависимости температур в характерных точках от времени при коэффициенте заполнения термосифона 8% и тепловой нагрузке, а) $q=0,3$ кВт/м², б) $q=0,4$ кВт/м², в) $q=0,5$ кВт/м², г) $q=0,7$ кВт/м², (1 – слой теплоносителя; 2 – нижняя граница парового канала; 3 – центр парового канала; 4 – верхняя граница парового канала).

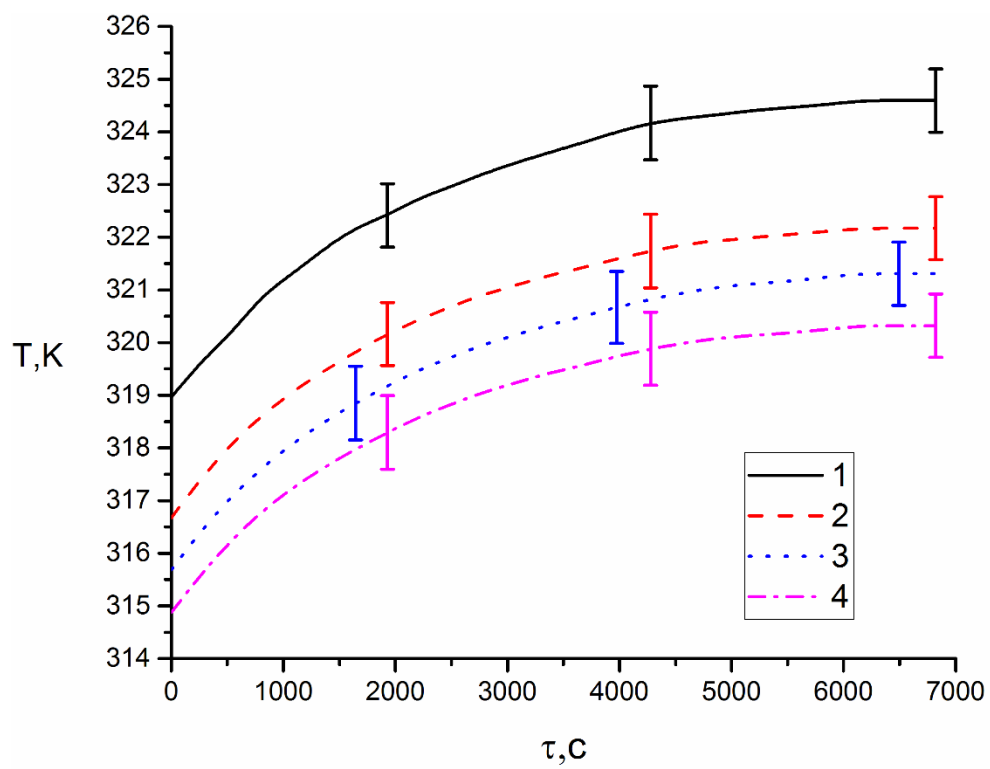
Анализ приведенных на рисунке 2.3.1 распределений во времени характерных температур в четырех точках установки термопар позволяет сделать несколько выводов. Первый – процесс выхода на стационарный режим температурных полей термосифона достаточно длительный во всем диапазоне изменения тепловых потоков на нагреваемой границе нижней крышки. Температуры во всех точках регистрации растут во времени в течение 3000 – 5000 секунд, но при этом подъем температур зависит от интенсивности нагрева. Так при $q = 0,3$ кВт/м² температуры за 5000 секунд поднимаются на 4 К, а при $q=0,7$ кВт/м² – на 2,5 К. Важным при этом является то, что практически неизменными остаются во всем временном интервале (до 5000 с) разности

показаний термопар, расположенных в характерных точках парового канала. То есть, например, разность температур между зонами испарения и конденсации (точнее между границами этих зон) составляет от 2 К до 2,3 К в интервале $0 < t < 7000$ секунд при $q = 0,7$ кВт/м². Можно отметить, что установленная в экспериментах нестационарность температурных полей внутренней полости термосифона не является значительной и при анализе основных закономерностей работы термосифонов ее можно в первом приближении не учитывать. В то же время необходимо уточнить, что изменение на 2–3 К температур пара и конденсата в паровом канале термосифона за 2,5 часа работы обусловлена постепенным прогревом стенок и крышки последнего. Кроме того, происходит подъем температуры воды в области нижней крышки, соответственно растут температуры поверхности испарения и пара.

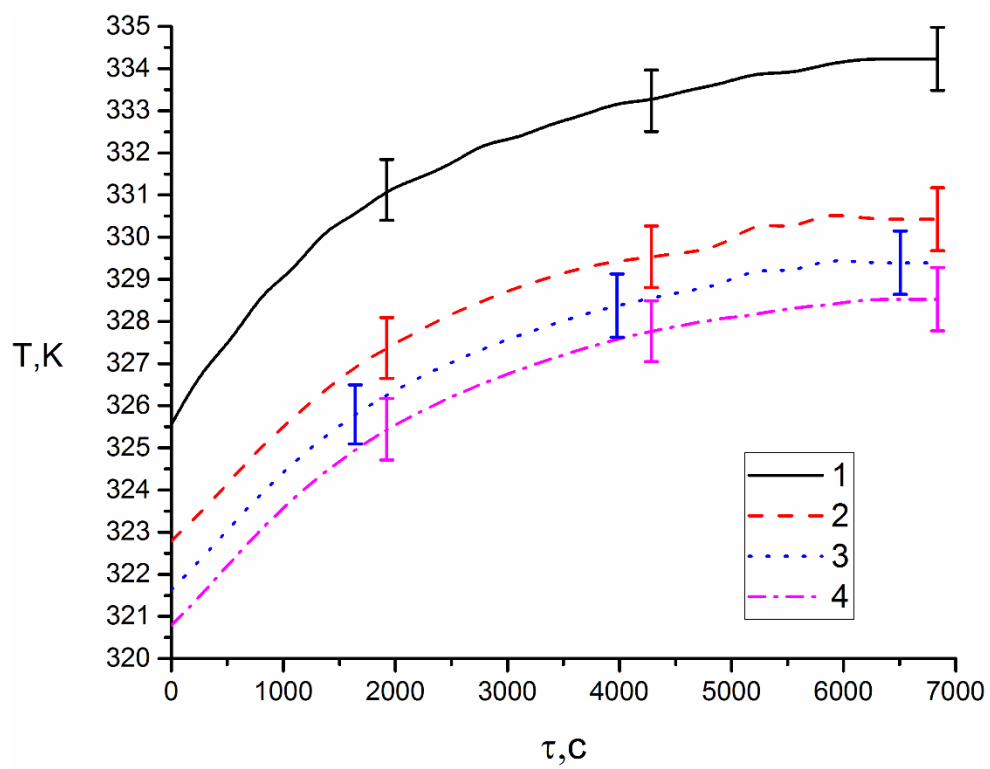
На рисунках 2.3.2 и 2.3.3 приведены тренды температур при более высоких, по сравнению с рисунком 2.3.1 тепловых потоках к нижней крышке термосифона.



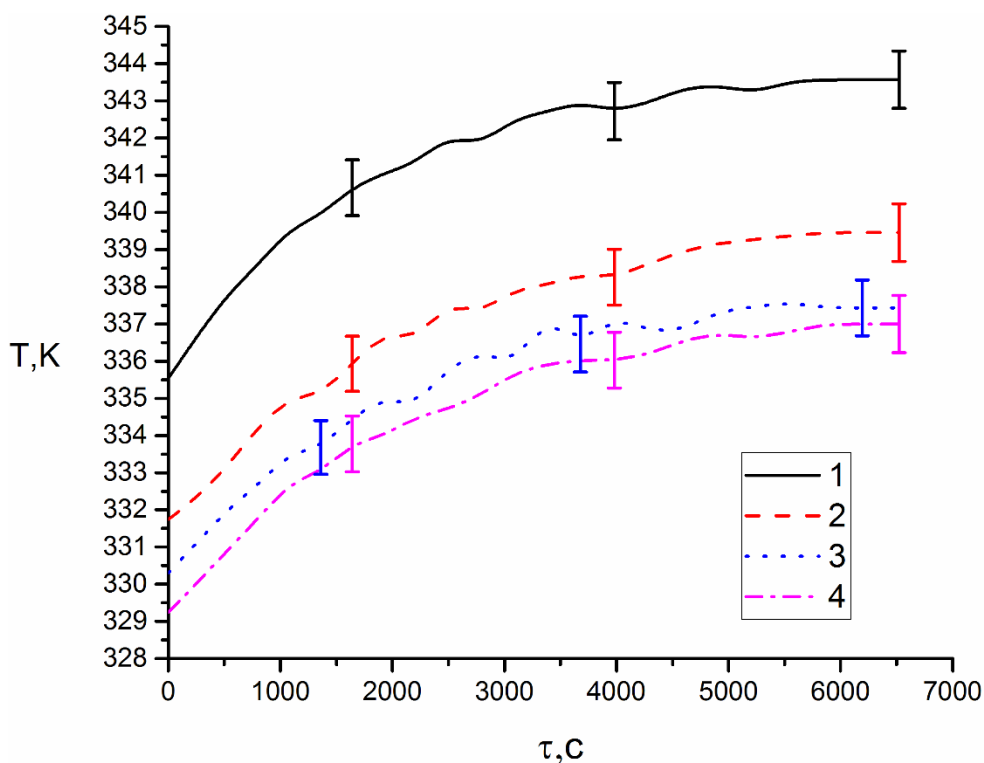
a)



б)



в)

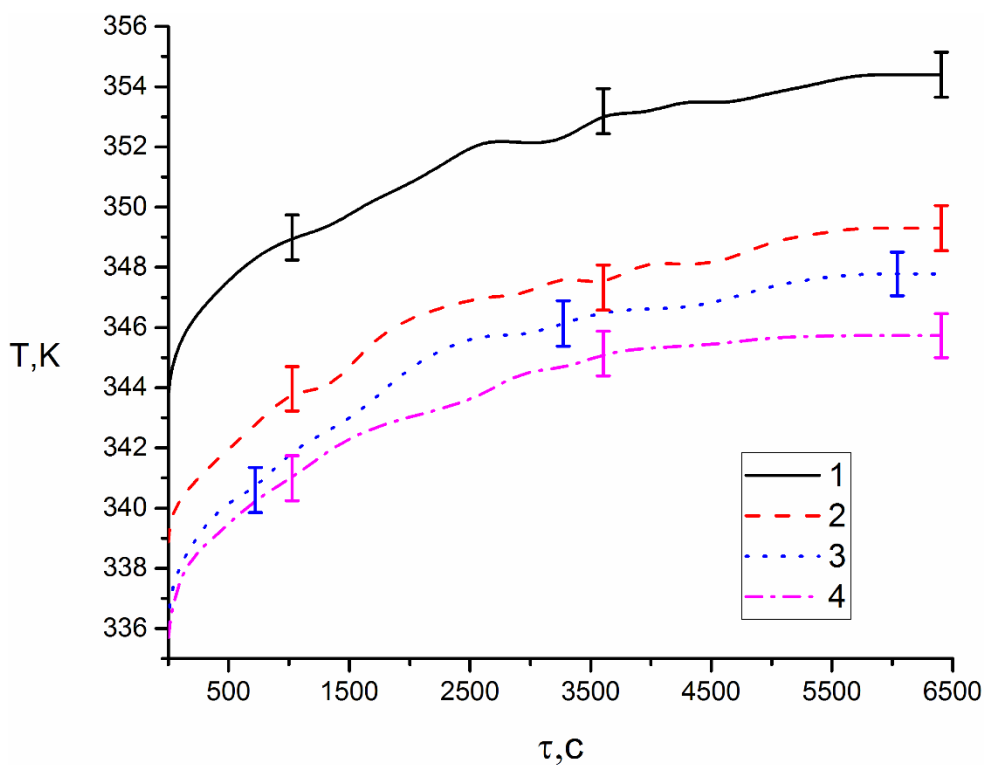


г)

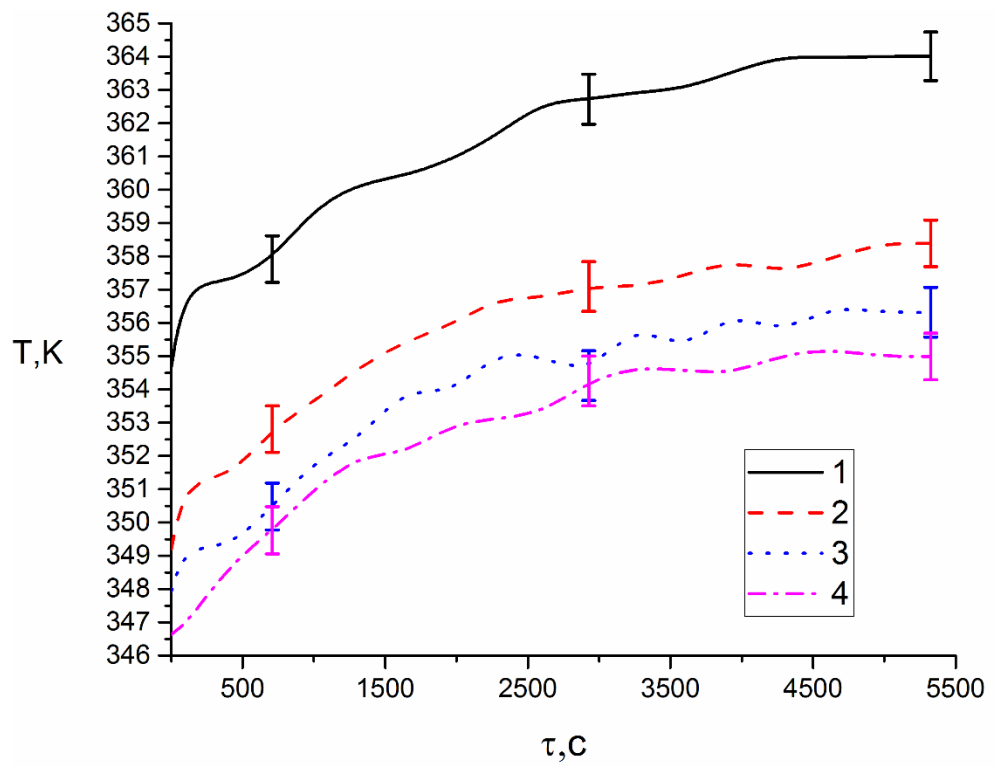
Рисунок 2.3.2 – Зависимости температур в характерных точках от времени при коэффициенте заполнения термосифона 8% и тепловой нагрузке, а) $q=0,9$ кВт/м², б) $q=1,8$ кВт/м², в) $q=2,5$ кВт/м², г) $q=3,4$ кВт/м², (1 – слой теплоносителя; 2 – нижняя граница парового канала; 3 – центр парового канала; 4 – верхняя граница парового канала).

Приведенные на рисунках 2.3.1 – 2.3.3 результаты выполненных в исследуемом диапазоне тепловых нагрузок измерений с наиболее приемлемыми интервалами изменения основного варьируемого в экспериментах фактора – q . В соответствии с общей теорией планирования эксперимента [128 – 130] интервалы между численными значениями фактора в диапазоне от минимального до максимального значений выбираются такими, чтобы обеспечить адекватность интерпретации по результатам измерений физических закономерностей исследуемого процесса. В рассматриваемом случае важным также является и то, что во всем диапазоне изменения q от 0,3 до 9,5 кВт/м² есть значения q , соответствующие тепловым нагрузкам конкретного оборудования разных отраслей техники. В то же время в литературе отсутствуют экспериментальные

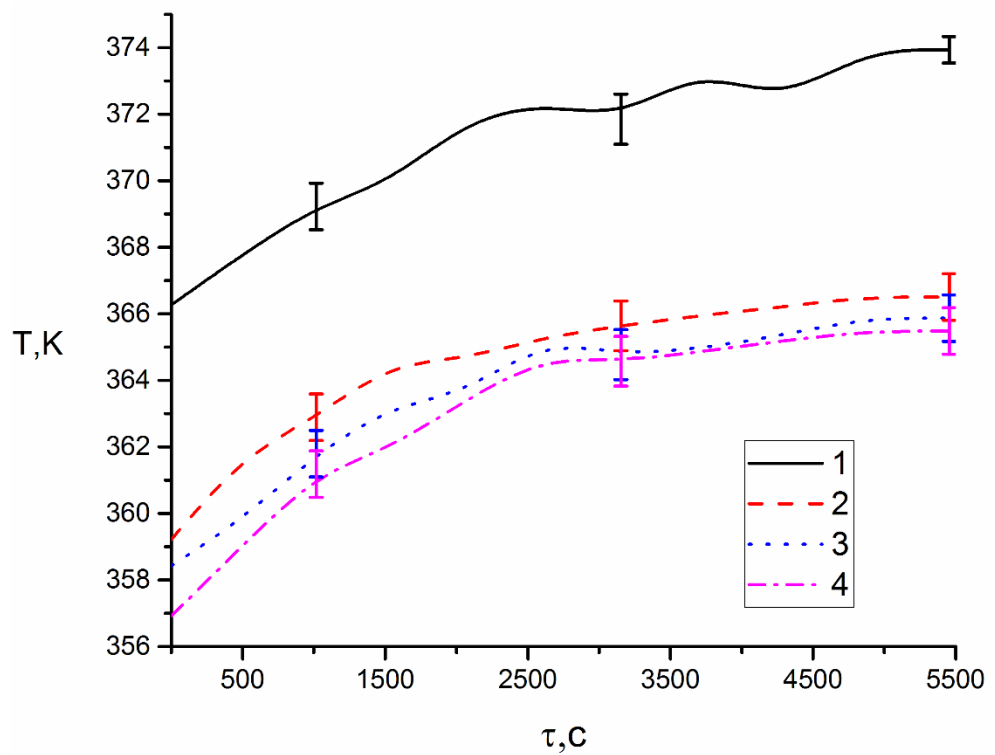
данные по распределениям T в термосифонах и, это главное, о максимальных перепадах температур по паровому каналу. Кроме того, известно, что для каждого термосифона есть предельные тепловые нагрузки, при которых не наступает осушение испарительной части, и эти предельные значения q до настоящего времени определяются только в экспериментах. К вышеизложенному следует добавить, что в настоящее время нет прямых теоретических или экспериментальных доказательств монотонности зависимостей температур в характерных точках зон испарения, транспорта и конденсации от величины теплового потока, поступающего к нижней крышке термосифона. Поэтому интервалы варьирования основного значимого фактора q были выбраны на уровне $0,3 - 0,9 \text{ кВт/м}^2$ во всем диапазоне изменения до предельных значений, соответствующих кипению хладагента.



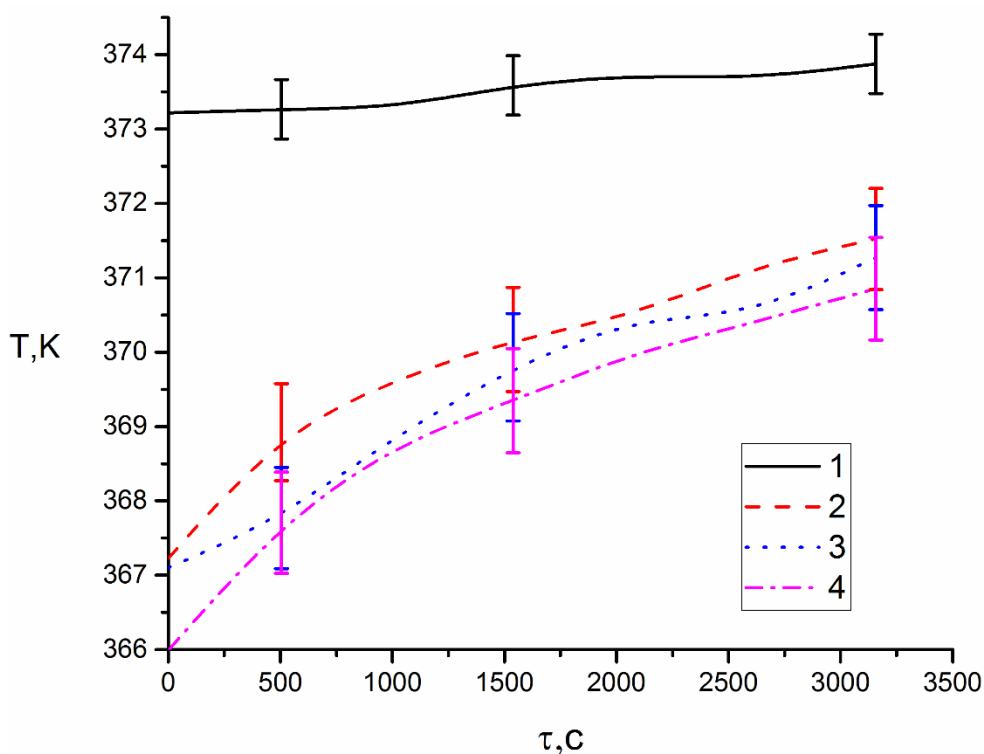
a)



б)



в)



г)

Рисунок 2.3.3 – Зависимости температур в характерных точках от времени при коэффициенте заполнения термосифона $\varepsilon=8\%$ и тепловой нагрузке, а) $q=5$ кВт/м², б) $q=6,4$ кВт/м², в) $q=7,9$ кВт/м², г) $q=9,5$ кВт/м² (1 – слой теплоносителя; 2 – нижняя граница парового канала; 3 – центр парового канала; 4 – верхняя граница парового канала).

Анализ рисунков 2.3.1 – 2.3.3 показывает, что с увеличением теплового потока изменение T внутри термосифона происходит до начала кипения равномерно во всех его точках по продольной координате, и время выхода на стационарный режим работы сокращается незначительно. Это связано тем, что с ростом тепловой нагрузки интенсифицируются как процессы испарения воды, так и конденсации водяного пара на верхней крышке (частично на боковых поверхностях термосифона).

Также можно отметить, что при относительно высоких тепловых потоках $q=2,5 - 9,5$ кВт/м² кривые $T(\tau)$ становятся немонотонными. Этот эффект обусловлен, скорее всего, возникающими в термосифоне флуктуациями за счет интенсификации процесса испарения (увеличения скорости притока пара из зоны

испарения и последующей турбулизации течения при больших значениях теплового потока). Эти результаты экспериментов дают основания для вывода о высокой вероятности перехода от ламинарного режима течения к турбулентному при движении пара в термосифоне с ростом интенсивности подвода теплоты в зону испарения и в предельном случае кипения.

Можно заметить, что отклонения температур от монотонной кривой $T(\tau)$, зарегистрированные термопарами, составляют не более 0,5 К, что по существу соответствует погрешностям термодинамических измерений. Но важным является то, что эти отклонения в отдельные интервалы времени проявляются отчетливо только при высоких q . На этом основании можно предположить, что отклонения температур от значений, соответствующих монотонной кривой $T(\tau)$ соответствуют периоду выхода процесса на стационарный режим при тепловых нагрузках, соответствующих интенсивному испарению воды. При температурах, близких к T кипения, кривые $T(\tau)$ являются по существу гладкими (в пределах инструментальных погрешностей). Соответственно, можно высказать гипотезу о том, что течение в паровом канале, скорее всего, происходит в турбулентном режиме, но после прогрева стенок термосифона флуктуации температур пара во всех характерных сечениях не регистрируются.

Ниже приведены зависимости перепада температур в термосифоне от теплового потока, установленные по результатам экспериментов. Такие зависимости необходимы для экспериментальной оценки условий выхода термосифона на аварийный режим, когда происходит осушение верхней поверхности нижней крышки термосифона, и перепад температур по паровому каналу падает до очень малых значений (десятых долей градуса).

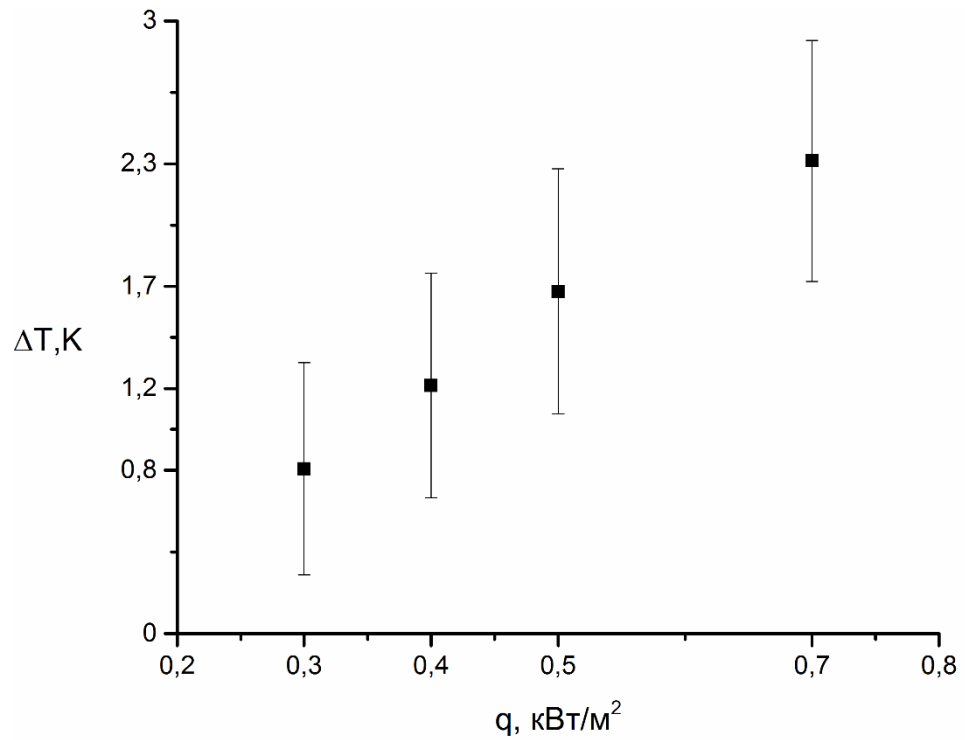


Рисунок 2.3.4 – Зависимости перепада температур в термосифоне от теплового потока при коэффициенте заполнения $\varepsilon=8\%$ в диапазоне изменения q от 0,3 до 0,7 кВт/м².

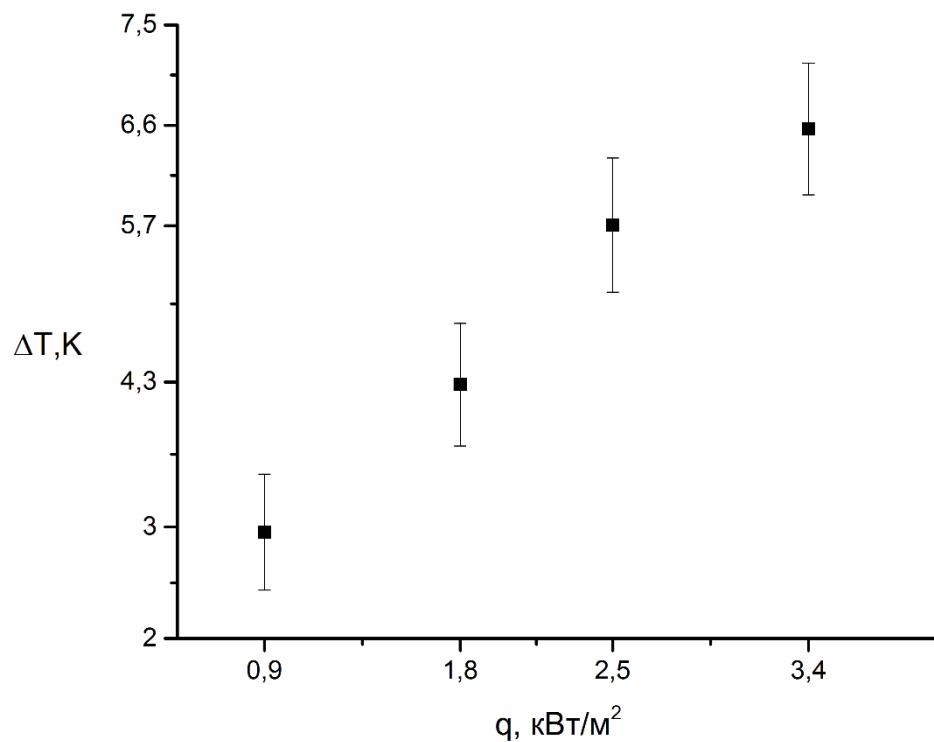


Рисунок 2.3.5 – Зависимости перепада температур в термосифоне от теплового потока при коэффициенте заполнения $\varepsilon=8\%$ в диапазоне изменения q от 0,9 до 3,4 кВт/м².

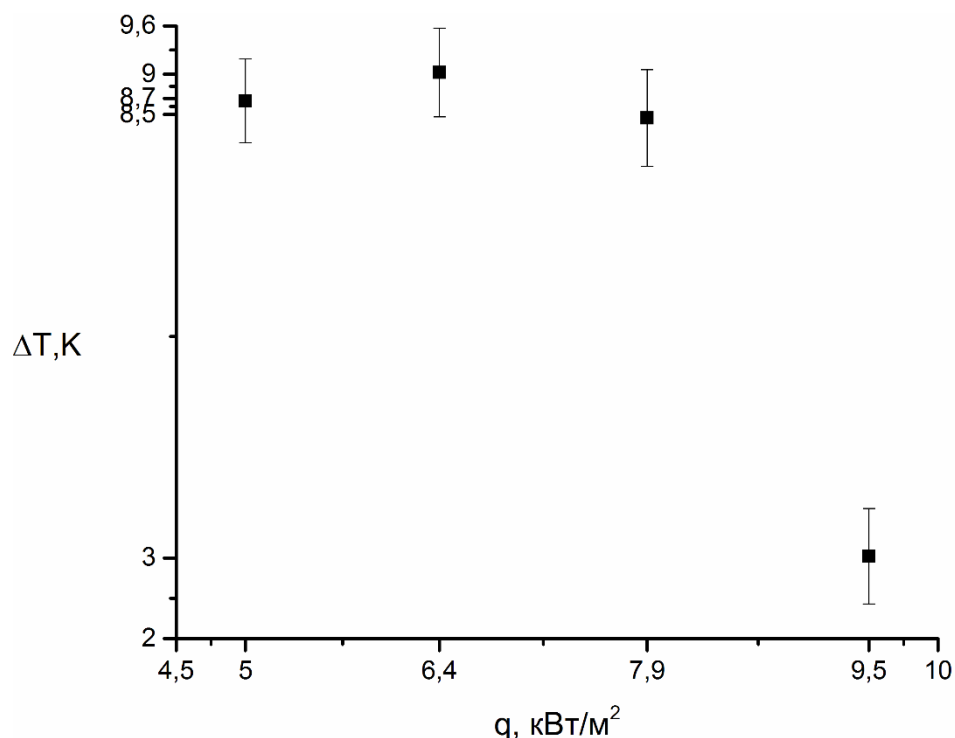


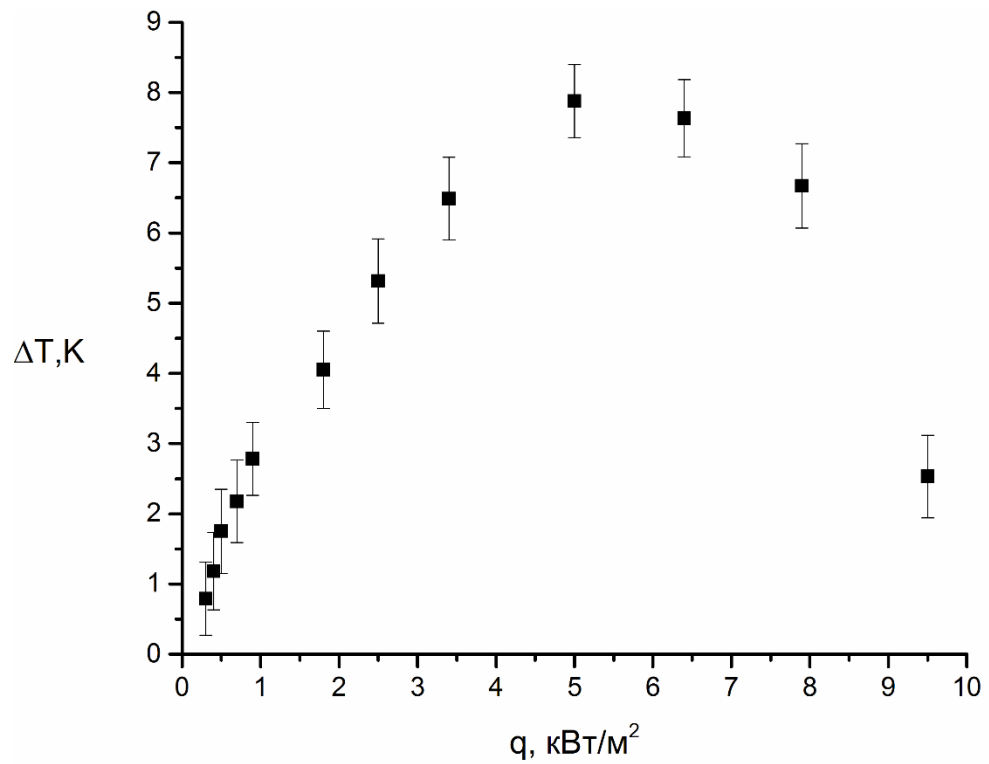
Рисунок 2.3.6 – Зависимости перепада температур в термосифоне от теплового потока при коэффициенте заполнения $\varepsilon=8\%$ в диапазоне изменения q от 5 до 9,5 кВт/м².

Анализируя зависимости перепада температур в термосифоне от теплового потока, представленные на рисунках 2.3.4 – 2.3.6, можно сделать вывод, что с ростом q до 6,4 кВт/м² перепад T между нижней границей термосифона и верхней границей парового канала увеличивается, а при $q > 6,4$ кВт/м² падает. Это обусловлено тем, что с ростом тепловых потоков до предельного значения $q=9,5$ кВт/м² последовательно растут температура воды в области нижней крышки, скорость испарения, скорость движения пара и его температура, а также скорость конденсации пара на верхней крышке. При умеренных температурах жидкой и паровой фаз скорость движения пара относительно невелика и перепады T по высоте канала составляют от 0,8 до 9 К. С ростом же q до значений, соответствующих кипению хладагента, скорость парообразования и, соответственно, оттока пара от поверхности раздела фаз максимальны. В результате более «горячий» пар быстрее перемещается от нижней крышки термосифона в зону конденсации, происходит более интенсивная конденсация и,

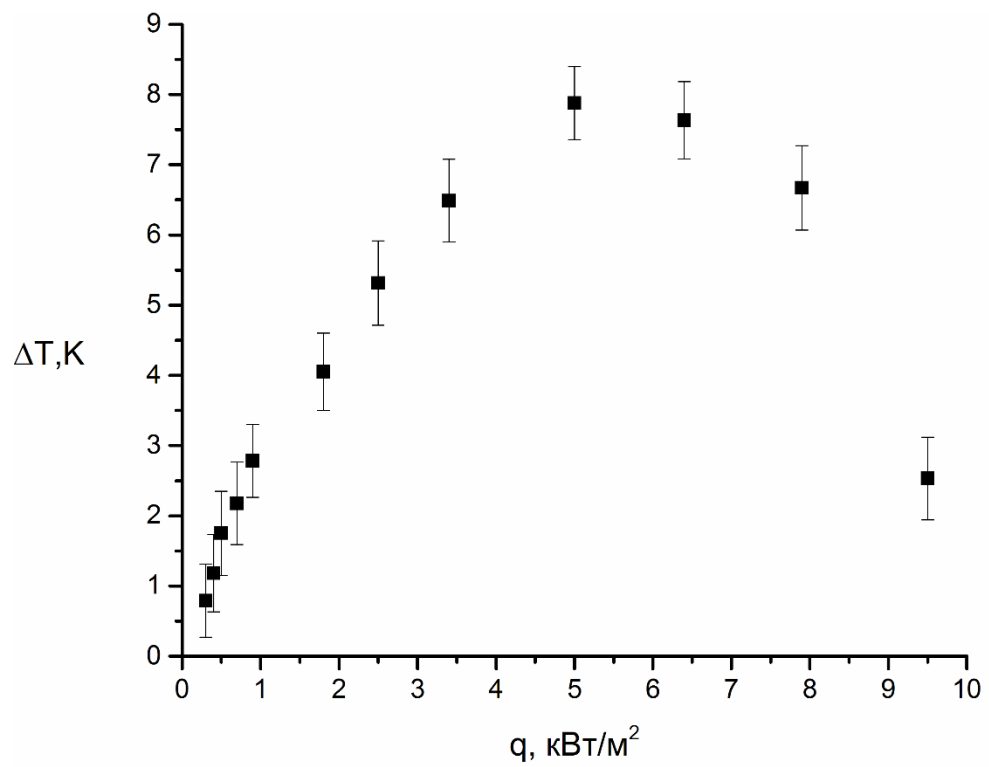
соответственно, более интенсивное тепловыделение с ростом (по сравнению с малыми q) температуры конденсата на верхней крышке. Дальнейший рост q приводит к еще большим скоростям парообразования при кипении и конденсации пара на верхней крышке. В результате перепад температур по высоте падает до 3,28 К при $q=9,5$ кВт/м². Полученные результаты дают основания для вывода о том, что в режиме кипения, предельном с одной стороны, и наиболее эффективном (с другой), гидродинамические процессы в паровом канале не играют большой роли в переносе теплоты по ТС. Другими словами, можно предположить, что расчет гидродинамики течения пара, скорее всего, нецелесообразен. Для обоснованного прогноза эффективности теплопереноса в термосифоне достаточно знать скорости испарения хладагента (и конденсации пара). В этом случае процедура расчета характеристик процесса теплопереноса в термосифоне может быть существенно упрощена, потому что будет необходимо математическое моделирование только процессов свободноконвективного теплопереноса в слое хладагента в нижней крышке и процессов кондукции на верхней крышке ТС, а также процессов испарения и конденсации на границах раздела фаз. Затраты времени на вычисление основных характеристик процесса при этом могут быть снижены во много раз. Анализ зависимостей рисунка 2.3.6 показал, что при относительно больших тепловых потоках ($q=9,5$ кВт/м²) перепад температуры в ТС снижается почти в 3 раза, по сравнению с тепловым потоком $q=5$ кВт/м², что обусловлено, скорее всего увеличением скорости перетока пара из зоны испарения в зону конденсации, что позволяет сделать вывод о практической значимости замкнутых двухфазных термосифонов, как саморегулируемого теплообменного аппарата. Чем больше выделяется теплоты от энергетического оборудования, тем интенсивнее работает термосифон.

Зависимости температур в характерных точках термосифона от теплового потока при коэффициентах заполнения 4%, 12% и 16% аналогичны установленным при коэффициенте заполнения 8%. На рисунке 2.3.7 приведены иллюстрирующие важное свойство термосифона – «саморегулирование»

зависимости перепадов температур в паровом канале от величины теплового потока к нижней крышке ТС при различных коэффициентах заполнения.



а)



б)

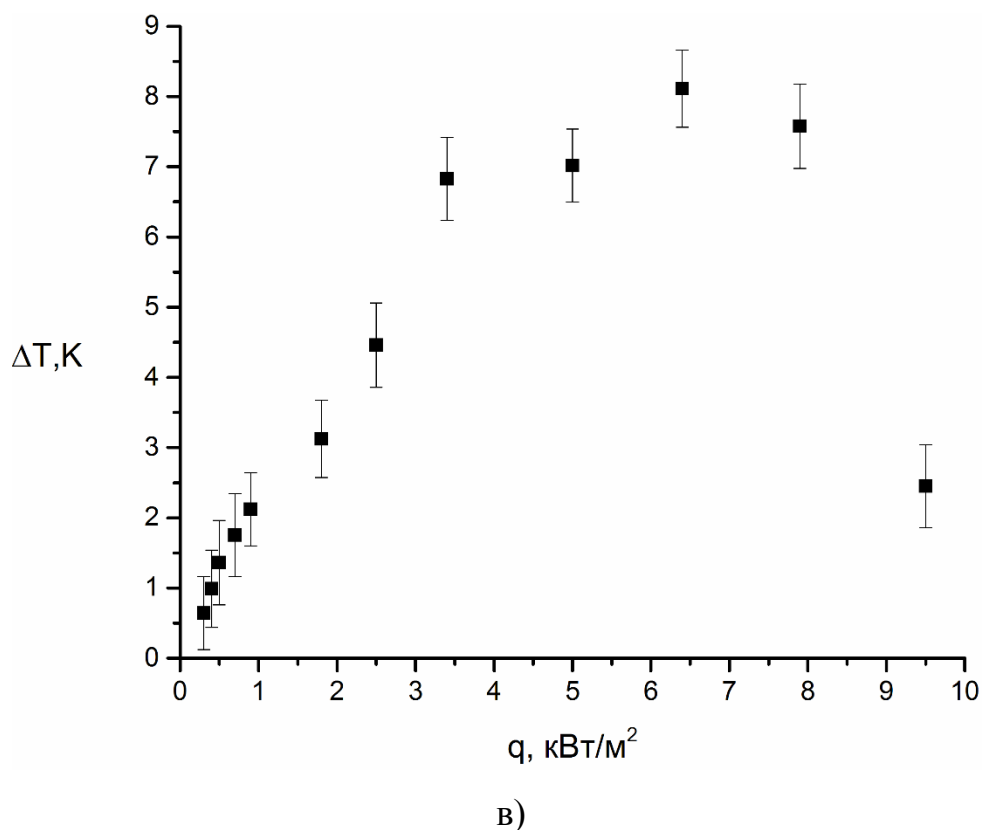
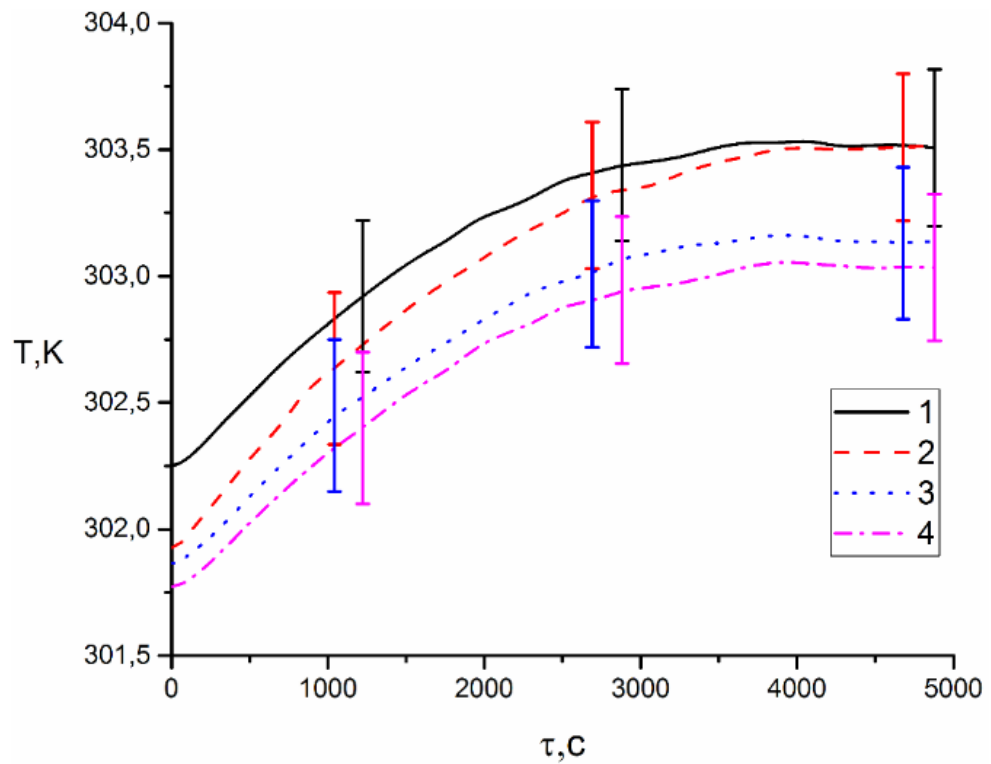


Рисунок 2.3.7 – Зависимости перепада температур в термосифоне от теплового потока при коэффициентах заполнения, а) 4%, б) 12%, в) 16% в диапазоне изменения q от 0,3 до 9,5 кВт/м².

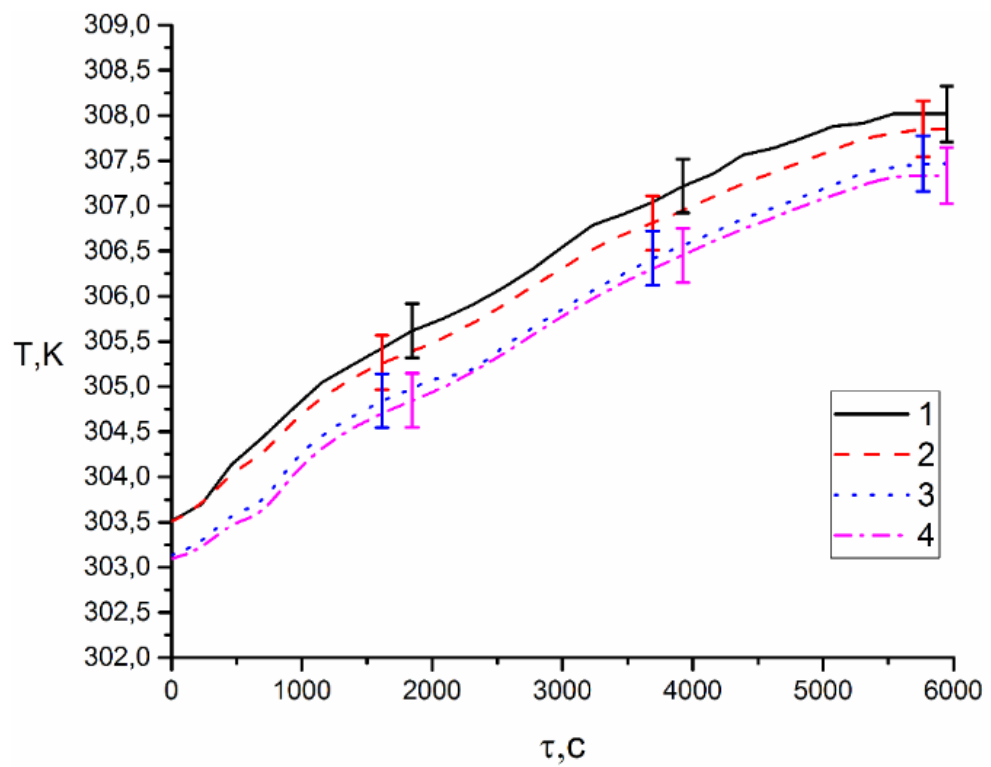
Сравнительный анализ рисунков 2.3.6 – 2.3.7 показывает, что при различных коэффициентах заполнения термосифона перепад температуры по высоте парового канала теплообменника при заданных тепловых потоках почти идентичен, отклонение не превышает 3%. При прогнозировании безаварийного режима работы термосифона предпочтительным является заполнение термосифона не менее 4%. Перепад температур при рабочих тепловых потоках, выделяемых энергонасыщенным оборудованием (например, силовым трансформатором ТЭС) составляют не более 7 К при рассматриваемых коэффициентах заполнения (4% – 6,49, 8% – 6,87, 12% – 6,23 К и 16% – 6,83 К).

На рисунках 2.3.8 – 2.3.9 приведены термограммы и перепады температур в термосифоне по высоте, полученные при проведении экспериментов в интервале тепловых нагрузок от 0,3 до 0,5 кВт/м² при объемах заполнения испарительной

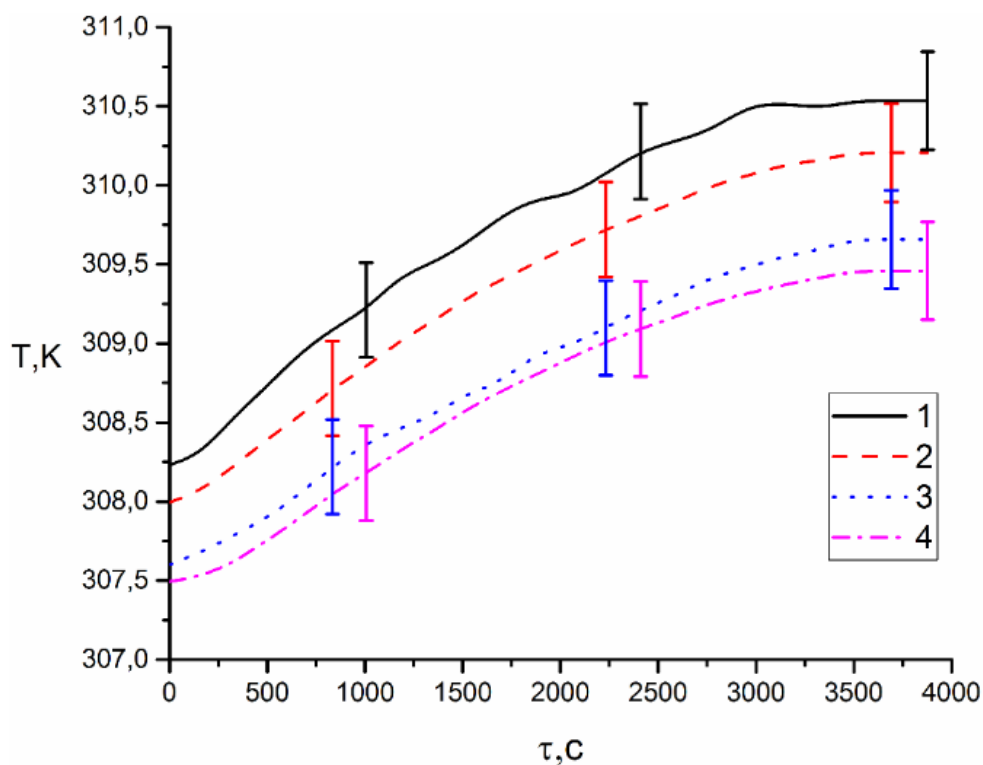
части на $\varepsilon=4$ % другим теплоносителем с существенно отличающимися свойствами – Н-пентаном (C_5H_{12}).



а)



б)

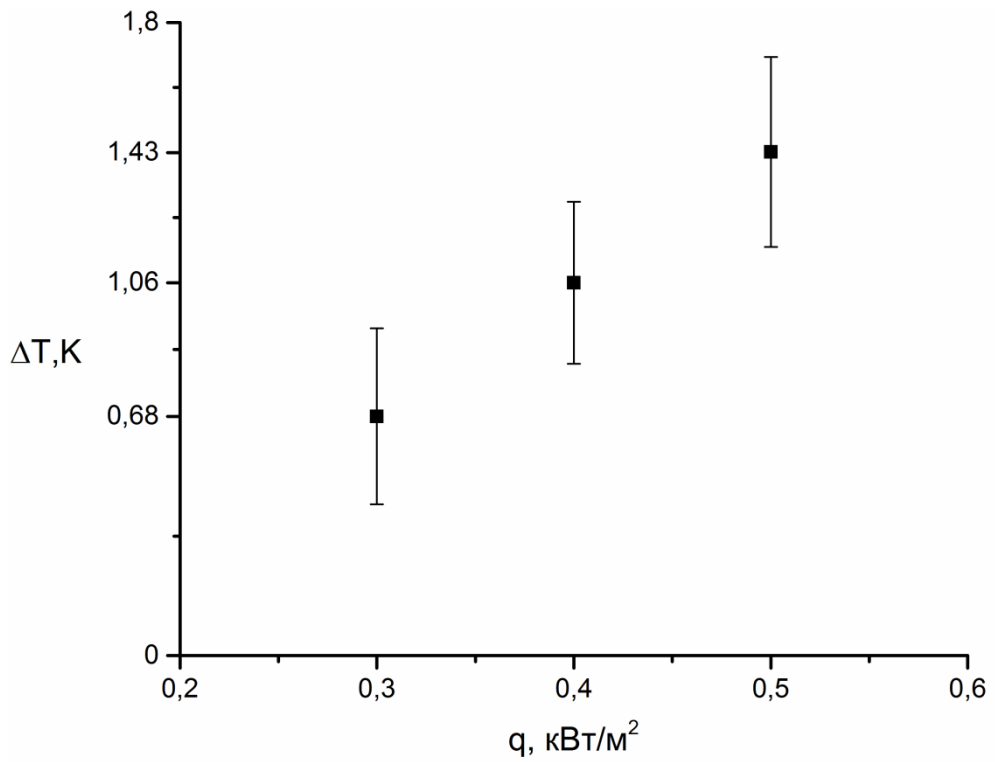


в)

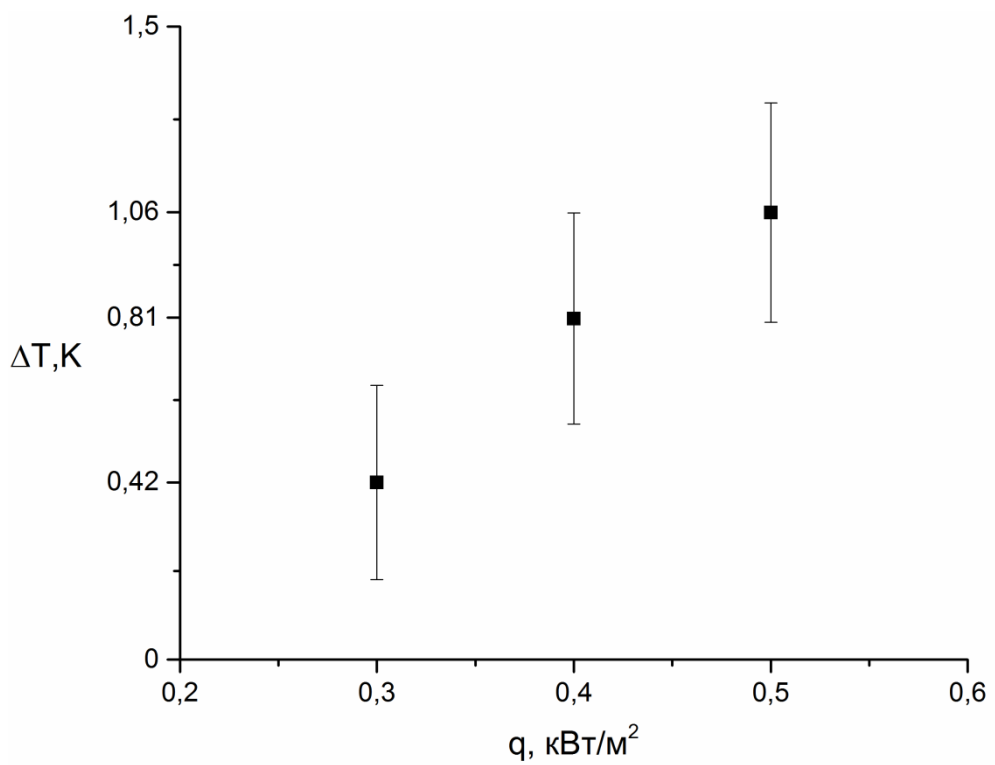
Рисунок 2.3.8 – Зависимости температур в характерных точках термосифона от времени при коэффициенте заполнения Н-пентаном термосифона 4% и тепловой нагрузке, а) $q=0,3$ кВт/м², б) $q=0,4$ кВт/м², в) $q=0,5$ кВт/м², (1 – слой теплоносителя; 2 – нижняя граница парового канала; 3 – центр парового канала; 4 – верхняя граница парового канала).

Анализ зависимостей, приведенных на рисунке 2.3.8 показал, что характер распределения температур в термосифоне аналогичен изменениям T при использовании дистиллированной воды, как теплоносителя. Также заметны небольшие флуктуации T для Н-пентана при тепловом потоке $q=0,4$ кВт/м² и выше. Это обусловлено тем, что рассматриваемая жидкость C_5H_{12} в отличие от дистиллированной воды имеет существенно более низкую температуру кипения (36,1°C). При подводе тепловой энергии, адекватной подводимой к дистиллированной воде, процесс испарения на границе раздела сред «жидкость – пар» протекает более интенсивно. В результате пар от нижней крышки к верхней движется существенно более быстро. Дальнейшее увеличение теплового потока

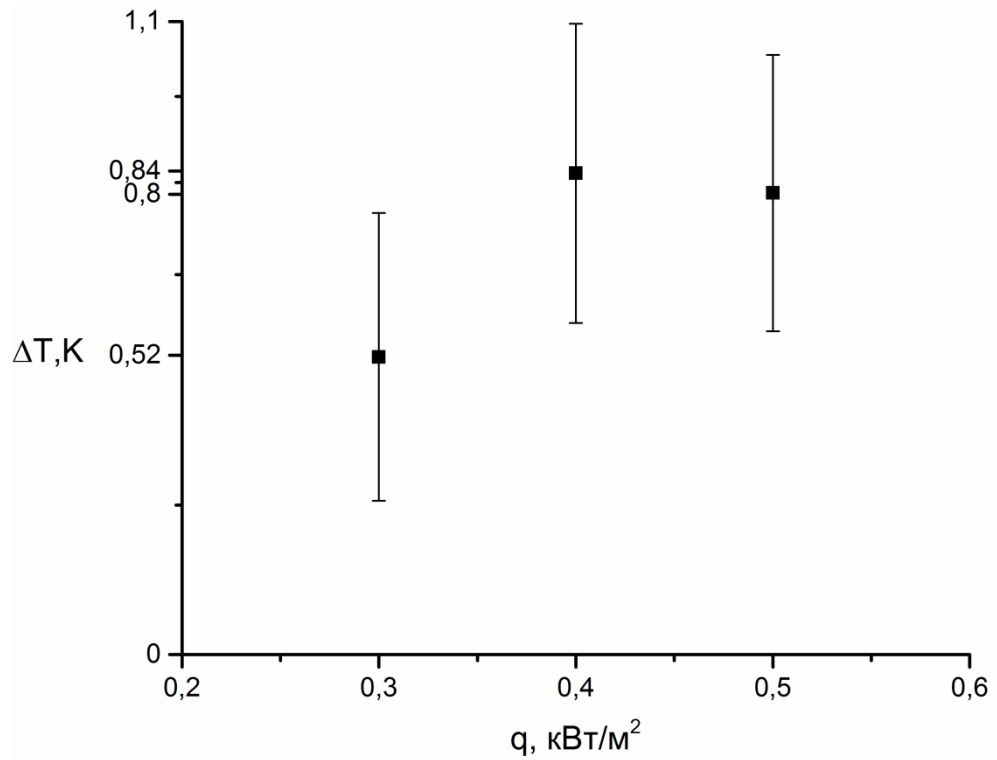
(после достижения условий кипения) не приводит к существенному изменению характера распределения температур в характерных точках.



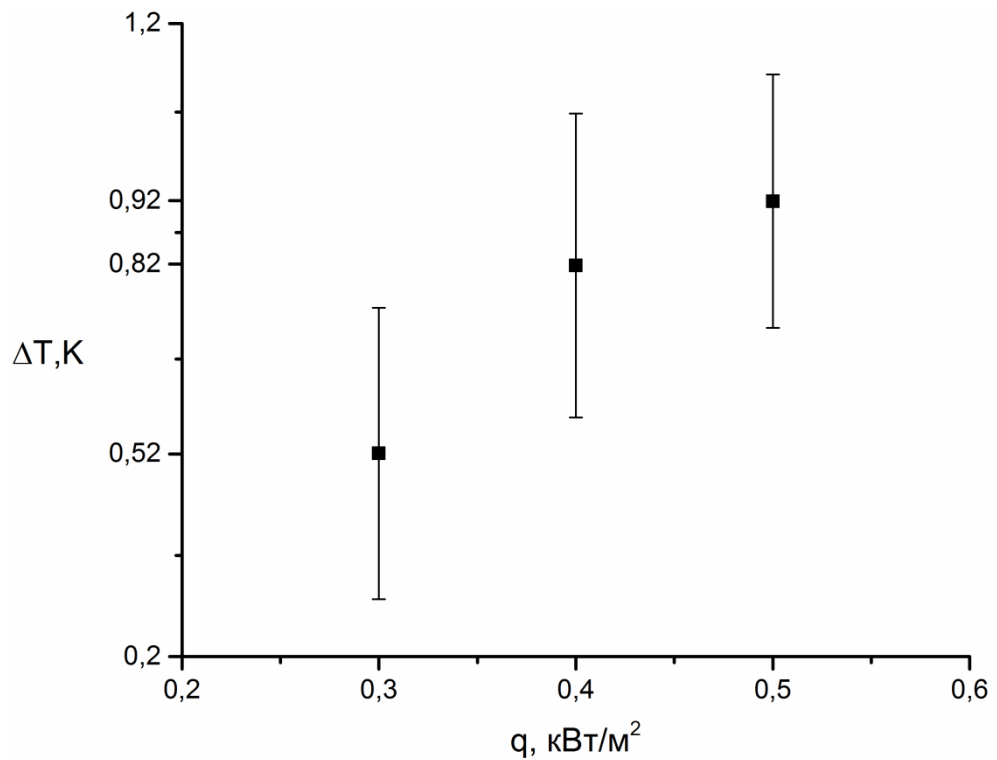
а)



б)



в)



г)

Рисунок 2.3.9 – Зависимости перепада температур в термосифоне от теплового потока ($q=0,3$ кВт/м², $q=0,4$ кВт/м², $q=0,5$ кВт/м²) при разных коэффициентах заполнения Н-пентаном, а) 4%, б) 8%, в) 12%, г) 16%.

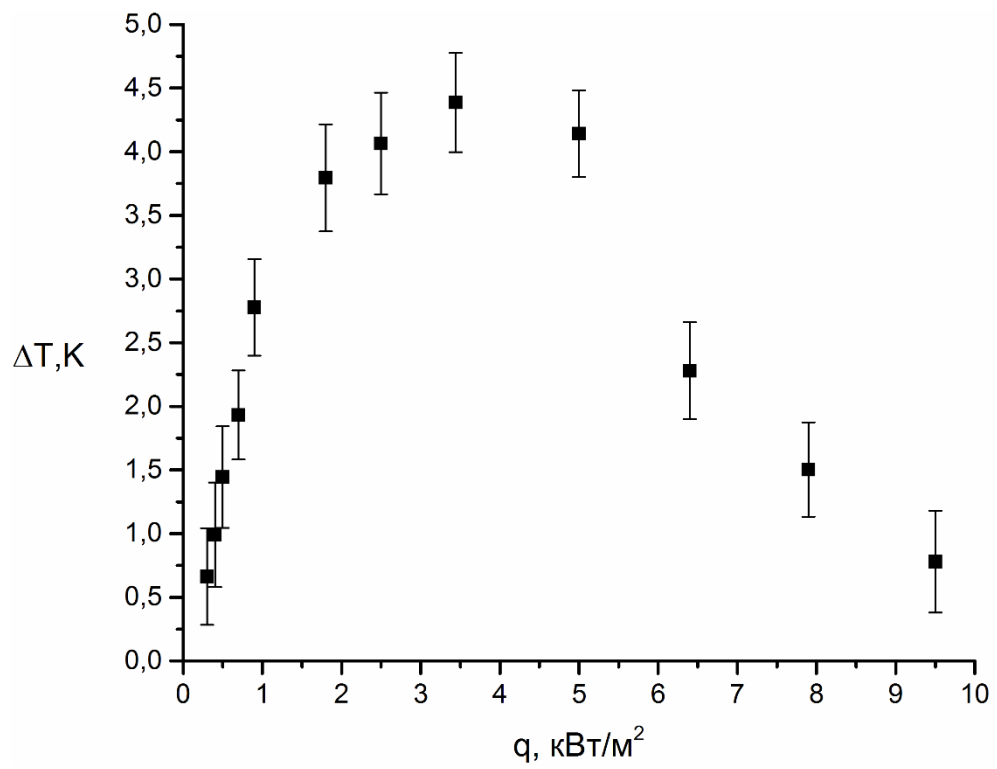
Анализ зависимостей рисунка 2.3.9 показывает, что перепад температур с увеличением коэффициента заполнения незначительно уменьшается. Так при $\varepsilon=4\%$ и $q=0,5$ кВт/м² величина ΔT составляет 1,43 К, а при $\varepsilon=12\%$ и $q=0,5$ кВт/м², $\Delta T=0,8$ К. Это свидетельствует о том, что при одних и тех же тепловых нагрузках, но при разных коэффициентах заполнения эффективность работы термосифона как теплопередающего устройства изменяется незначительно.

Сравнительный анализ рисунка 2.3.4 – 2.3.6 и 2.3.9 б) показал, что при использовании дистиллированной воды, как основного хладагента, перепад T по высоте ТС значительно выше, чем для низкокипящей жидкости (Н-пентан), если рассматривать аналогичные режимы работы. Например, при $q=0,3$ кВт/м² $\Delta T=0,8$ К, $q=0,4$ кВт/м² $\Delta T=1,2$ К, $q=0,5$ кВт/м² $\Delta T=1,7$ К при использовании дистиллированной воды. В то же время для Н-пентана при $q=0,3$ кВт/м² $\Delta T=0,42$ К, $q=0,4$ кВт/м² $\Delta T=0,81$ К, $q=0,5$ кВт/м² $\Delta T=1,06$ К. Этот результат позволяет сделать вывод, что при малых тепловых потоках ($q=0,3–0,5$ кВт/м²) на нижней крышке термосифона, интенсифицируется процесс переноса тепла из зоны испарения в зону конденсации низкокипящего хладагента, что приводит к более быстрому охлаждению нагретой поверхности энергонасыщенного оборудования, по сравнению с термосифоном с дистиллированной водой в качестве теплоносителя, кипящего при низких температурах. Но в то же время – это может препятствовать конденсации паров хладагента (при интенсивном нагреве). Можно предположить, что возможно такое состояние термосифона (если он разогрет до $T_{кин}$ полностью), при котором процессы фазовых превращений прекращаются, и термосифон по существу перестает работать, т.е. легкокипящие жидкости не являются однозначно предпочтительными при выборе хладагента термосифона. С другой стороны, $T_{кин}$ теплоносителя не должна быть высокой, потому что в этом случае ТС также будет работать только при больших перегревах всей системы, что, как правило, нежелательно в большинстве практических приложений.

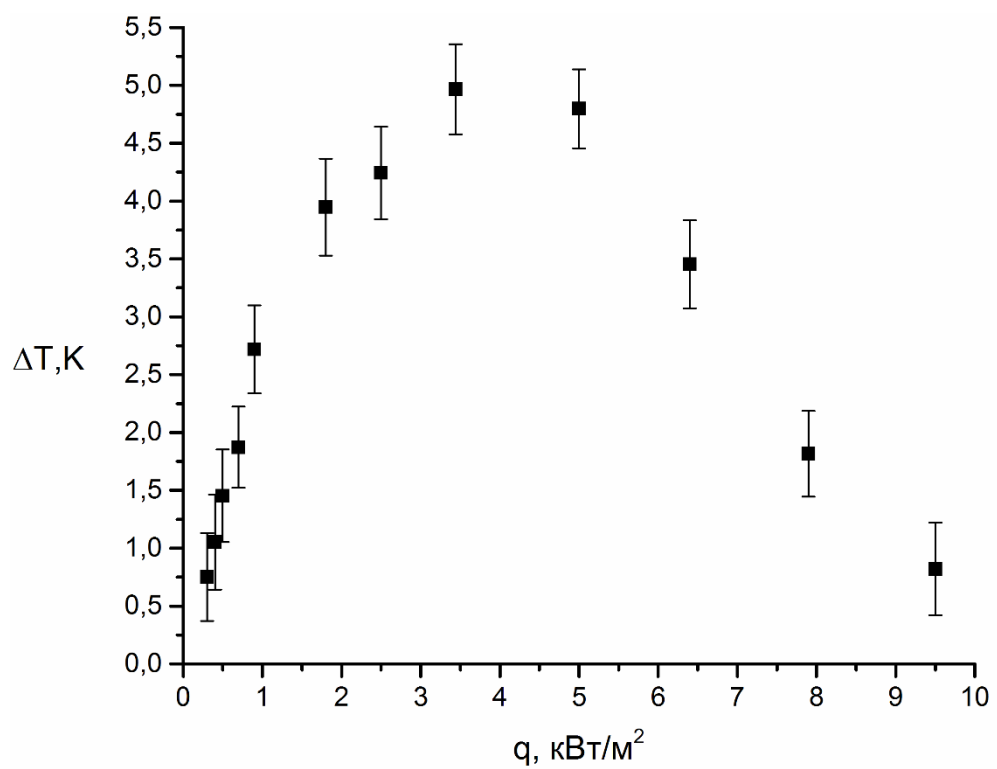
Также экспериментально установлено, что при коэффициенте заполнения меньше 4 % и высоких тепловых потоках ($q > 10 \cdot \text{кВт/м}^2$) происходит частичное осушение нижней крышки, что может на практике приводить к аварийному режиму (возникает кризис теплопереноса). Известно [20], что при высоких тепловых нагрузках конденсат стекает на нижнюю крышку отдельными ручейками. При разрыве пленки теплоотдача с поверхности этой крышки ухудшается, что приводит к соответственному повышению температуры [20]. Такой эффект в эксперименте был зарегистрирован в результате резкого роста температуры в месте установления термодары на нижней крышке термосифона и проявлялся в виде сухого пятна на внутренней поверхности испарителя.

2.4. Влияние изоляции боковых вертикальных стенок на распределение температур в термосифоне

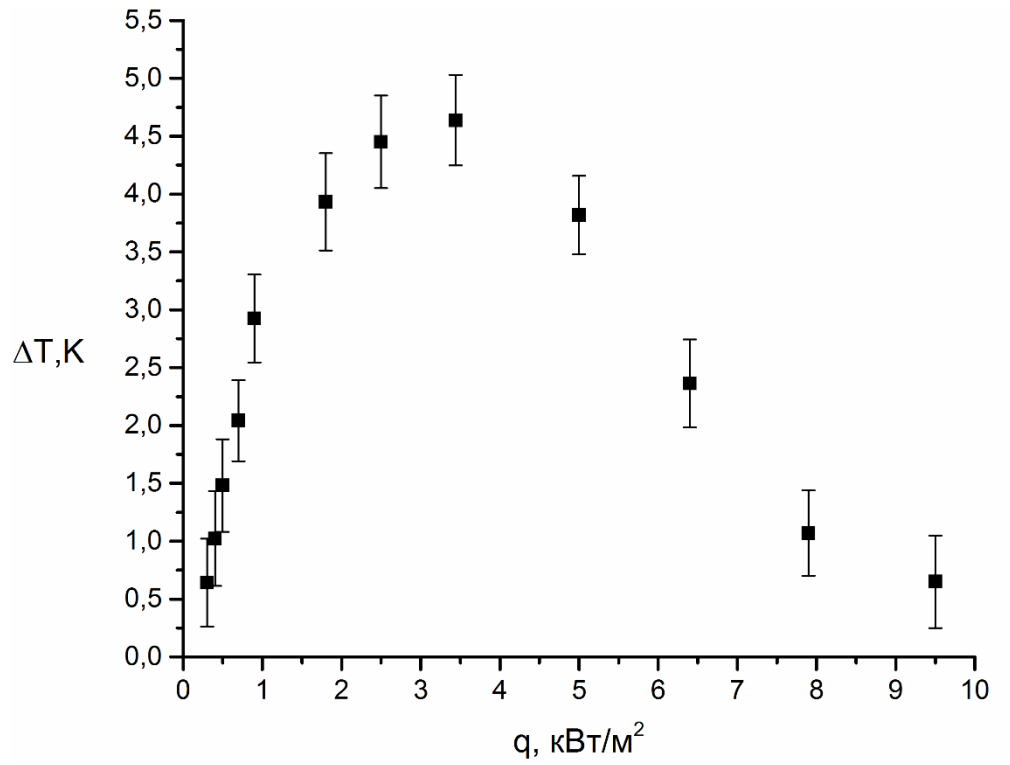
Одним из важных факторов, влияющих на условия теплопереноса в замкнутом двухфазном термосифоне, является теплоизоляция внешней боковой поверхности. На рисунке 2.4.1 представлены зависимости перепада температур в термосифоне от теплового потока при коэффициентах заполнения от 4% до 16% при использовании дистиллированной воды, как основного теплоносителя при исследовании теплопереноса в рассматриваемом двухфазном термосифоне с теплоизолированными вертикальными стенками.



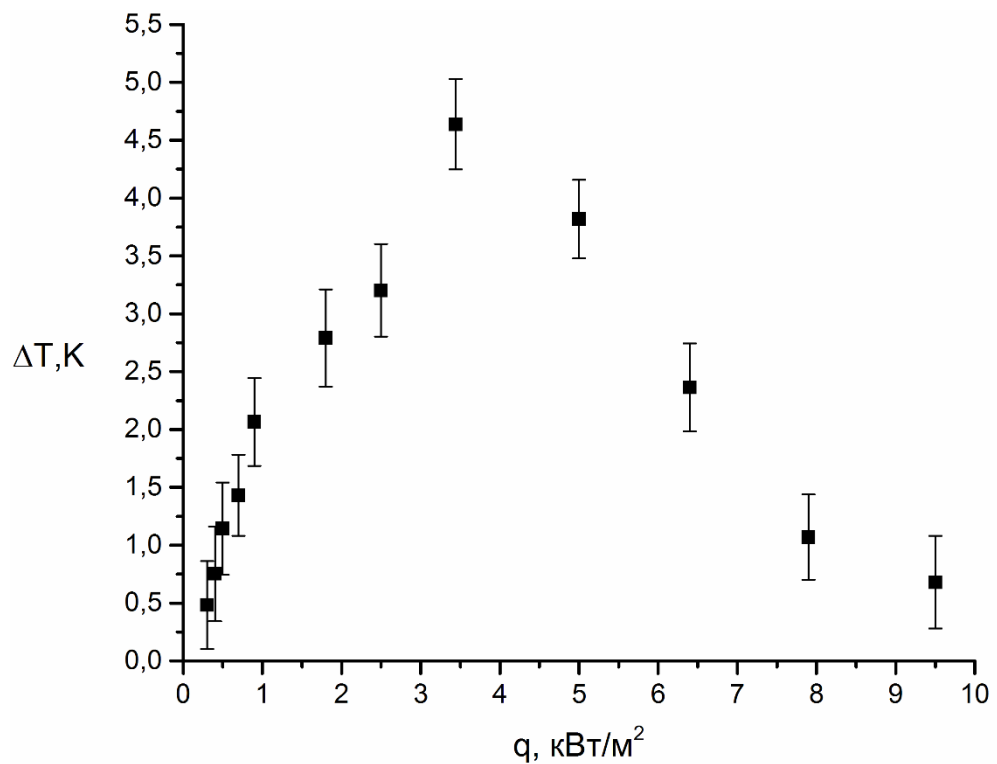
a)



б)



в)

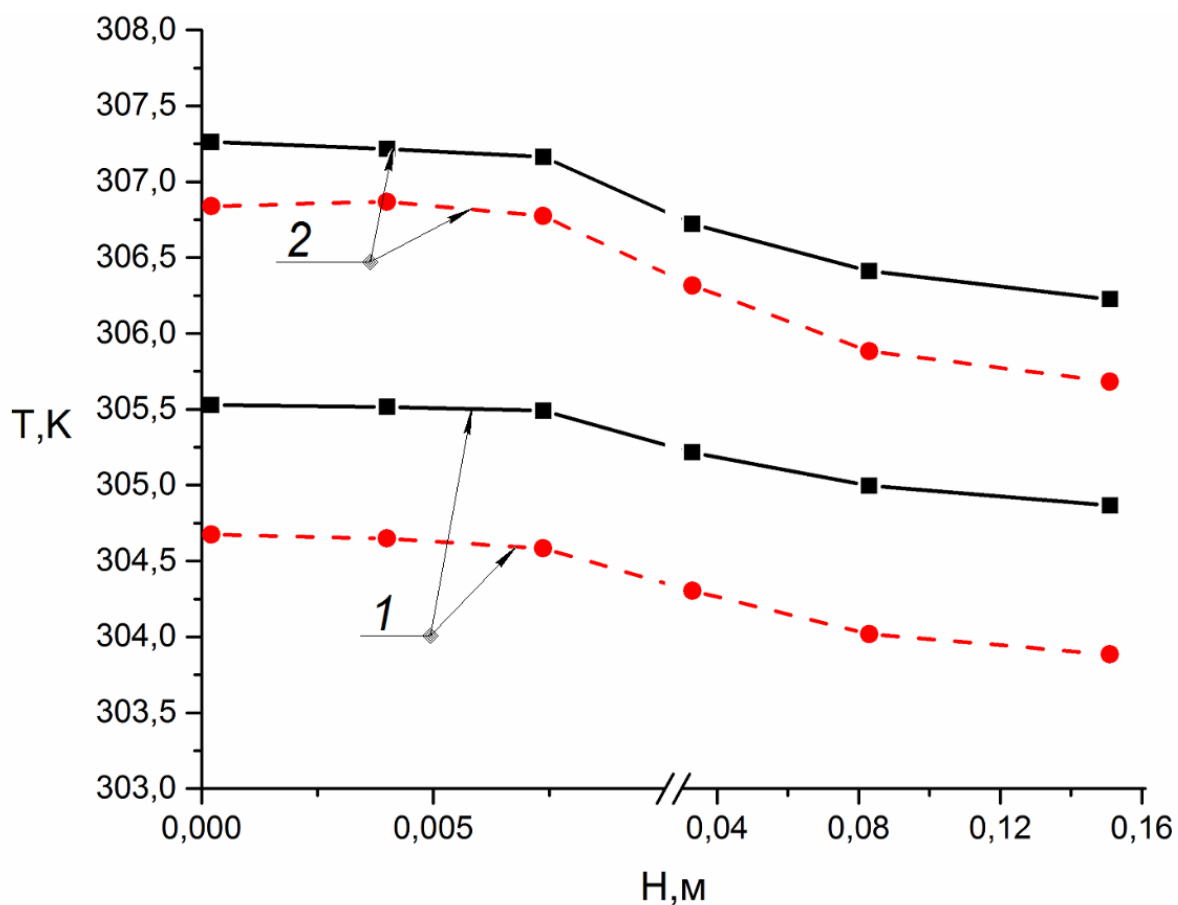


г)

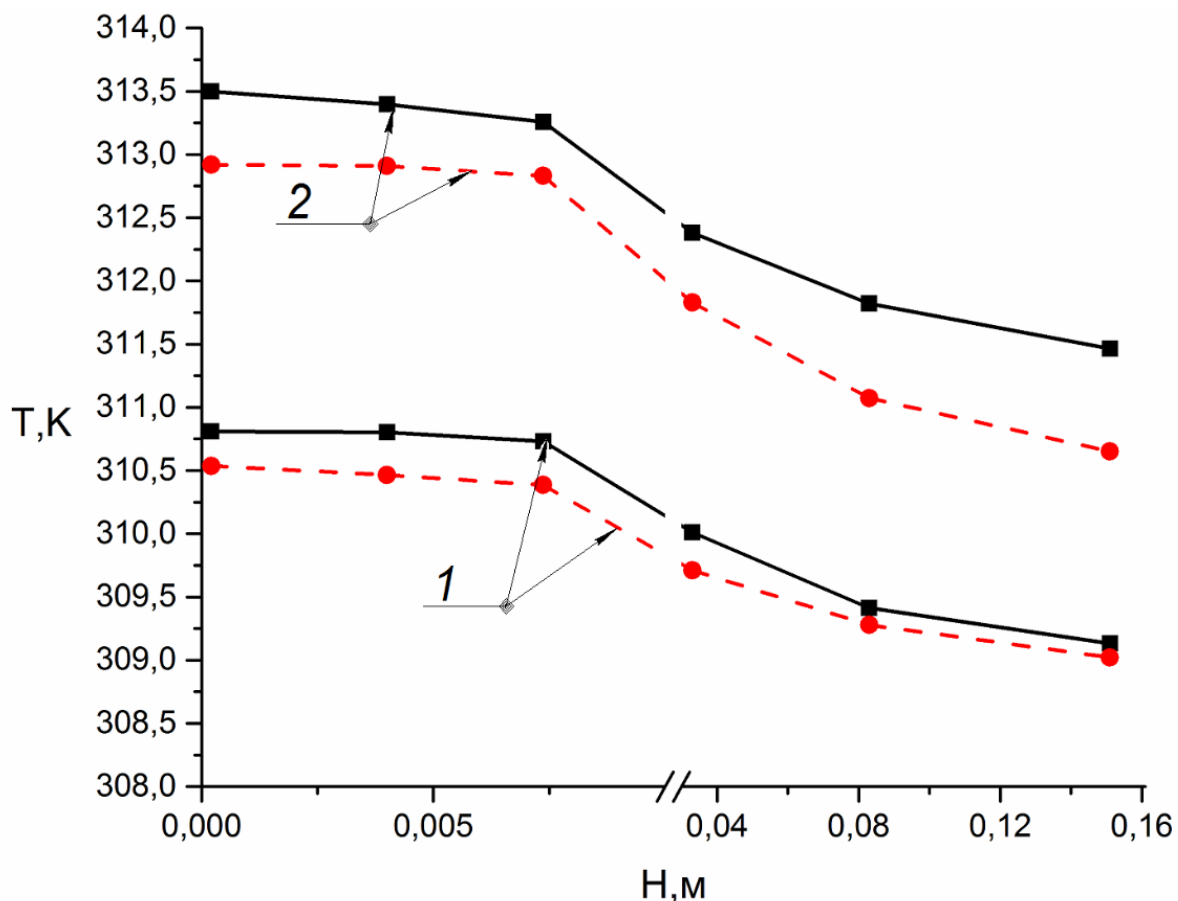
Рисунок 2.4.1 – Зависимости перепада температур в термосифоне от теплового потока при коэффициентах заполнения, а) 4%, б) 8%, в) 12%, г) 16% в диапазоне q от 0,3 до 9,5 кВт/м² при τ от 6000 до 10000 с.

Как отмечалось ранее, одной из основных характеристик процесса теплопереноса, влияющей на эффективную работу термосифона, является перепад температур между нижней и верхней крышками. Рисунок 2.4.1 показывает, что в диапазоне тепловых потоков от $q=0,3$ кВт/м² до $q=3,44$ кВт/м² перепад температуры по высоте ТС равномерно увеличивается, но не превышает 5 К. Дальнейшее увеличение теплового потока (в 2 раза) к нижней крышке приводит к равномерному уменьшению ΔT почти в 3 раза. Важно отметить, что при идентичных тепловых нагрузках без теплоизоляции стенки максимальный перепад температур в термосифоне составлял около 7 К (рисунок 2.3.4 – 2.3.7). Установленное отличие ΔT отражает влияние процесса оттока теплоты через боковые стенки ТС на основную характеристику его работы.

На рисунке 2.4.2 приведены распределения температур по высоте термосифона при теплоизолированной и неизолированной внешней поверхности боковой стенки.



а)



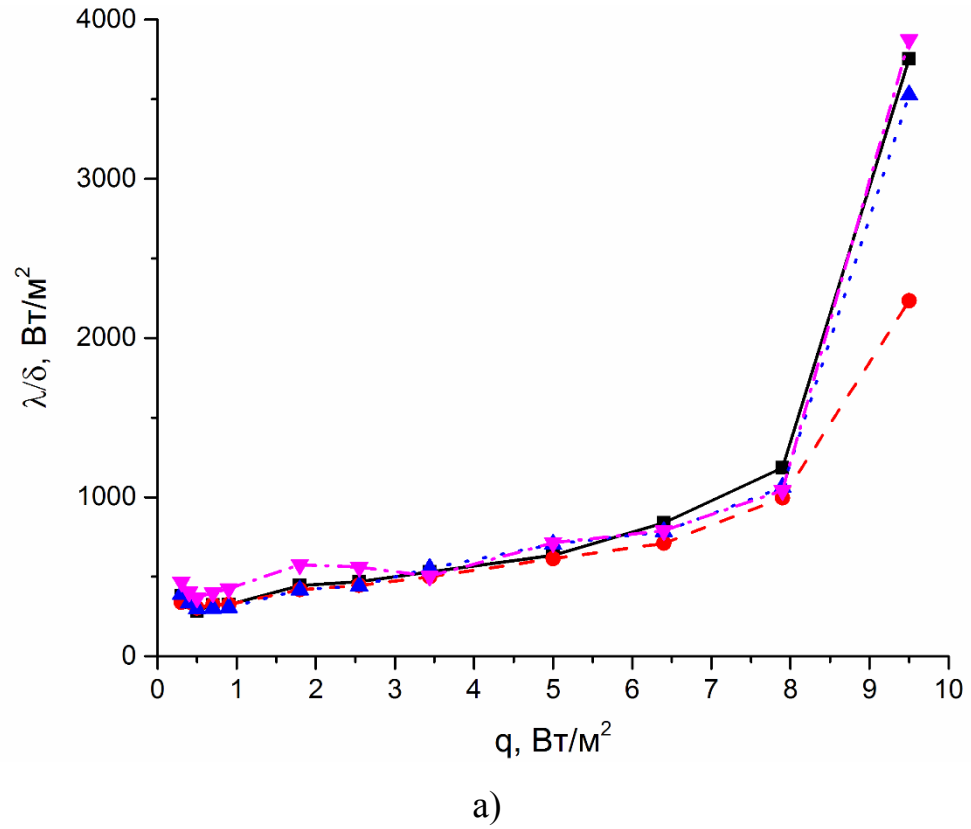
б)

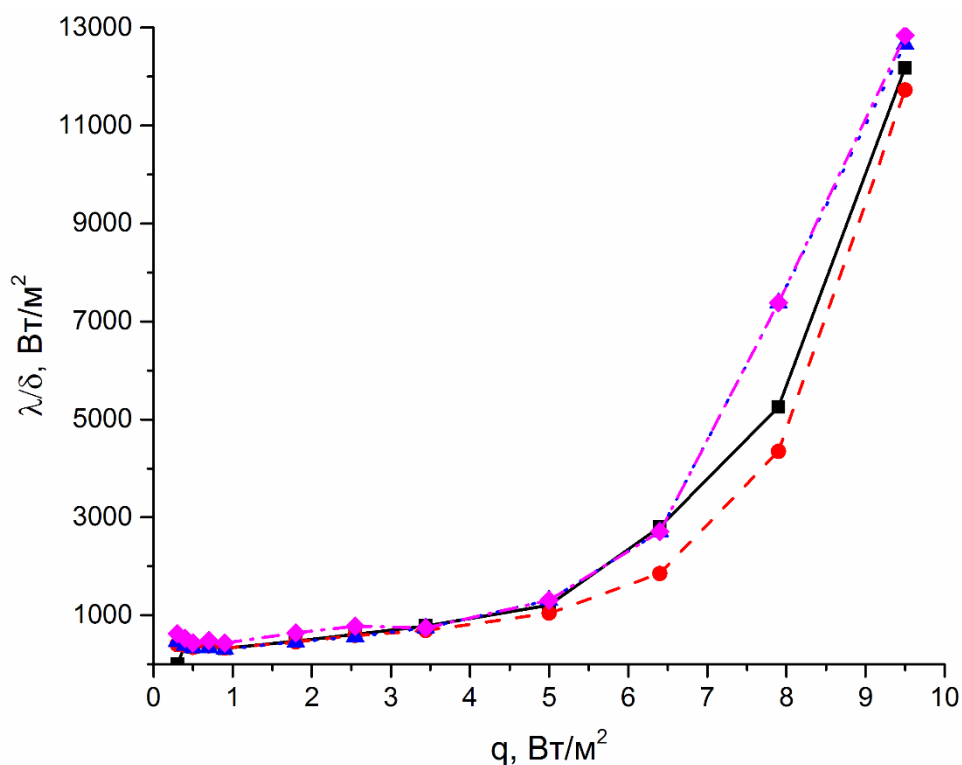
Рисунок 2.4.2 – Распределения температур по высоте термосифона в условиях нетеплоизолированной (●) и теплоизолированной (■) внешней поверхности боковой стенки: а) при 1 – $q=0,3$ кВт/м², 2 – $q=0,4$ кВт/м²; б) при 1 – $q=0,5$ кВт/м², 2 – $q=0,7$ кВт/м².

Анализ зависимостей рисунка 2.4.2 показывает, что при теплоизоляции стенок температура в местах установки термодпар увеличивается равномерно от 0,3 до 1 К. Увеличение температуры в термосифоне приводит к интенсификации процесса испарения и конденсации на границах раздела сред «жидкость – пар» и «пар – жидкость», что приводит к росту скорости отвода тепловой энергии от нижней крышки ТС.

При оценке эффективности замкнутых двухфазных термосифонов используется характеристика процесса – тепловая проводимость, которая определяется отношением $\frac{\lambda}{\delta}$. На рисунке 2.4.3 представлены зависимости этой

характеристики от подводимого теплового потока при коэффициентах заполнения от 4 до 16% при теплоизолированной (теплоноситель дистиллированная вода) и нетеплоизолированной боковой поверхности корпуса теплообменника.





б)

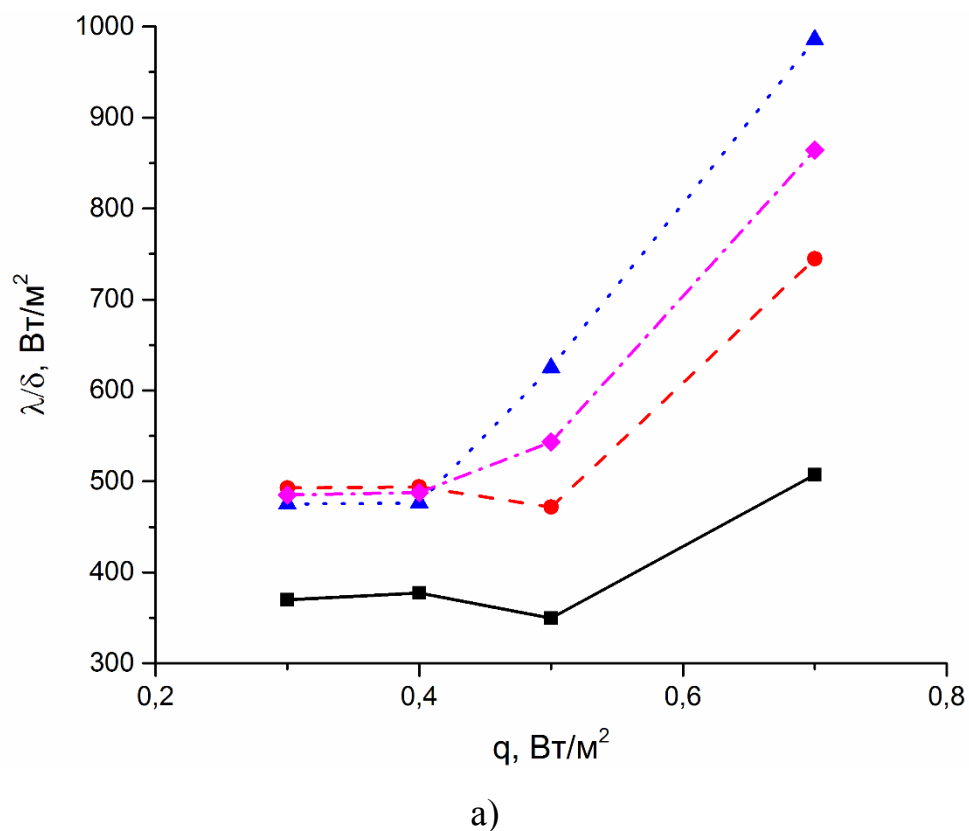
Рисунок 2.4.3 – Зависимости тепловой проводимости от подводимого теплового потока при коэффициентах заполнения: ■ – $\varepsilon=4\%$, ● – $\varepsilon=8\%$, ▲ – $\varepsilon=12\%$, ◆ – 16% в диапазоне q от 0,3 до 9,5 кВт/м²; а) при отсутствии теплоизоляции; б) при теплоизоляции.

Анализ приведенных на рисунке 2.4.3 зависимости тепловой проводимости от подводимого теплового потока при коэффициентах заполнения $\varepsilon=4\text{--}16\%$ позволяет сделать несколько выводов. Первый – при тепловых потоках до 6 кВт/м², соответствующих рабочим режимам энергонасыщенного оборудования, тепловая проводимость при рассматриваемых коэффициентах заполнения не отличается, что может свидетельствовать о том, что при любых объемах заполнения хладагентом нижней части термосифона эффективность его работы не будет меняться. Но в то же время при аварийных режимах наиболее интенсивно тепло будет отводиться при высоких коэффициентах заполнения теплоносителем.

Второй вывод – при высоких тепловых нагрузках значения $\frac{\lambda}{\delta}$ увеличиваются экспоненциально, что также характеризует свойство саморегулирования

термосифона. Третий вывод – как и следовало ожидать, при теплоизоляции внешней боковой поверхности термосифона его тепловая проводимость повышается.

На рисунке 2.4.4 представлены зависимости тепловой проводимости от теплового потока при рассматриваемых в диссертации коэффициентах заполнения для Н-пентана.



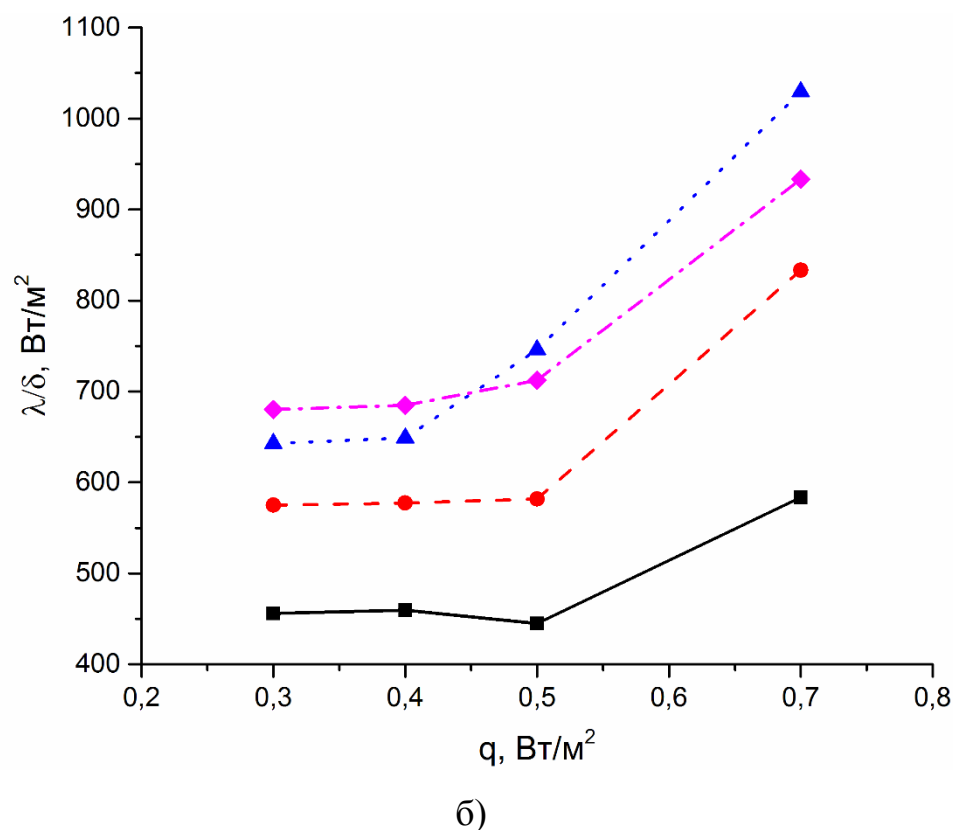


Рисунок 2.4.4 – Зависимости тепловой проводимости от подводимого теплового потока ($q=0,3$ кВт/м², $q=0,4$ кВт/м², $q=0,5$ кВт/м², $q=0,7$ кВт/м²) при коэффициентах заполнения: ■ – $\varepsilon=4\%$, ● – $\varepsilon=8\%$, ▲ – $\varepsilon=12\%$, ◆ – 16% , а) при отсутствии теплоизоляции; б) при теплоизоляции.

Анализ рисунка 2.4.4 позволяет сделать вывод, что при относительно малых значениях теплового потока (без кипения) тепловая проводимость меняется незначительно. При достижении режима кипения эффективность работы ТС резко возрастает, это обусловлено тем, что процесс переноса энергии от нижней крышки термосифона к верхней крышке интенсифицируется и увеличивается почти в 1,5 раза. Также можно заметить, что наиболее эффективным коэффициентом заполнения является $\varepsilon=8\%$ и более.

Выполненные эксперименты показали, что даже при использовании относительно простого хладагента – воды обеспечиваются условия интенсивного отвода теплоты из области тепловыделения (например, при тепловых нагрузках к нижней крышке, соответствующих масляному баку силового трансформатора). Также проведенные эксперименты показали, что при максимальных для

рассматриваемых условий тепловых нагрузках, перепады температур в паровом канале термосифона не превышают 7 К. Обобщение результатов выполненных экспериментальных исследований позволяют разработать новый подход к математическому моделированию процессов теплопереноса в двухфазных термосифонах и сформулировать гипотезу о том, что характерные времена теплопереноса в слое хладагента много больше характерных времен движения пара в паровом канале.

Основные результаты и выводы по второй главе:

1. Установлены значения температур в характерных сечениях парового канала достаточно типичного термосифона, на его верхней и нижней крышках при тепловых нагрузках, соответствующих типичным условиям работы энергонасыщенного оборудования.

2. Установлено, что увеличение теплового потока к нижней крышке термосифона приводит к снижению времени выхода на стационарный режим его работы.

3. При относительно небольших тепловых потоках $q=0,3\text{--}2,5$ кВт/м² перепад температуры в термосифоне составляет не более 5,5 К для дистиллированной воды. При тепловых потоках $q = 0,3 - 0,5$ кВт/м² перепад T в ТС не превышает 1,5 К для Н-пентана, что свидетельствует о достаточно хорошей теплопередающей способности рассматриваемого теплообменного устройства.

4. При увеличении теплового потока от q 0,3 до 2,5 кВт/м² (почти в 10 раз) перепад температур (по продольной координате) в термосифоне увеличивается всего на 4,5 К.

5. При относительно больших тепловых нагрузках ($3,44 < q < 9,5$ кВт/м²) перепады температур в термосифоне не превышают 8 К для воды.

6. Установлено, что тепловая проводимость в интервале подводимых тепловых потоков от $q = 0,3$ кВт/м² до $q = 5$ кВт/м² отличается незначительно.

7. Выявлено, что при относительно больших тепловых потоках, подводимых на нижнюю крышку ТС (аварийных режимах работы) интенсивный переброс тепла из зоны испарения в зону конденсации достигается при коэффициенте заполнения более 12 %.

8. Установлено, что результаты экспериментальных исследований дают основания для разработки нового подхода к математическому моделированию процессов теплопереноса в замкнутых двухфазных термосифонах.

ГЛАВА 3. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОПЕРЕНОСА В ЗАМКНУТЫХ ДВУХФАЗНЫХ ТЕРМОСИФОНАХ

3.1. Физическая и геометрическая модели

Анализ литературы по рассматриваемой проблеме показывает, что в настоящее время используются различные модели теплопереноса в термосифонах [51 – 60, 95 – 99, 108 – 114] – оригинальные коды исследователей [51 – 60] и коммерческие программные пакеты [51 – 57]. Модели и методы [9 – 11, 15, 21 – 23, 33, 48 – 52, 51 – 60] обладают определенными достоинствами: полнота описания гидродинамических и теплофизических процессов во всех зонах термосифона; возможность решения пространственных задач в сопряженной постановке, математической интерпретации различных вариантов конструктивных решений, учета зависимостей характеристик пара и конденсата от температуры и ряд других. Но использование коммерческих пакетов и оригинальных кодов при расчете процессов теплопереноса в термосифонах сопряжено с решением целого ряда сложных проблем. Так, например, работа с пакетами типа COMSOL и ANSYS FLUENT предполагает высокую квалификацию пользователя, что почти невозможно во многих случаях, когда такие пакеты используются инженерами-теплотехниками для решения конкретных задач. Главным же недостатком коммерческих пакетов является продолжительность решения нелинейных, нестационарных, плоских или пространственных задач, составляющих во многих случаях (например, при предельно допустимых нагрузках на термосифон и, соответственно, интенсивном испарении) десятки часов вычислений.

Хорошо известный метод расчета теплопереноса на основании балансной модели [9 – 11, 15, 21, 22, 33] не позволяет рассчитывать многие характеристики теплопереноса в термосифоне (например, температуры в характерных сечениях). В этой связи объективно необходимы модели и методы расчета теплопереноса в

термосифонах, существенно менее сложные по сравнению с используемыми в коммерческих пакетах, но, в то же время, обеспечивающие возможности расчета температурных полей нижней и верхней крышек термосифона и, что наиболее значимо, температуры границы раздела «термосифон – поверхность охлаждаемого технического устройства (или системы)».

Результаты проведенных автором диссертации экспериментальных исследований дают основания для вывода о том, что характерные времена теплопереноса за счет теплопроводности в жидкости, находящейся в зоне испарения t_T , много больше характерных времен движения пара t_{II} от поверхности парообразования до поверхности конденсации.

$$t_T = \frac{l_T^2}{a} \quad (3.1.1)$$

где l – характерный размер области занятой жидкостью, м;

a – коэффициент ее теплопроводности, $\text{м}^2/\text{с}$.

$$t_{II} = \frac{l_{II} \rho_{II}}{W_{II}} \quad (3.1.2)$$

здесь l_{II} – длина парового канала, м;

ρ_{II} – плотность пара, $\text{кг}/\text{м}^3$;

W_{II} – массовая скорость испарения, $\text{кг}/\text{м}^2 \cdot \text{с}$.

Таблица 3.1.1 – Характерные времена теплопереноса за счет теплопроводности в жидкости и движения пара в паровом канале.

$l_T \cdot 10^3, \text{ м}$	$t_T, \text{ с}$	$l_{II} \cdot 10^3, \text{ м}$	$T_{II}, \text{ с}$
6	219	151	1,57
12	876	145	1,51
18	1970	139	1,45
24	3502	133	1,39

Из сравнения времен t_T и t_{II} (таблица 3.1.1) можно сделать вывод, что характерное время теплопереноса за счет теплопроводности в слое жидкости

больше в несколько тысяч раз, чем характерное время теплопереноса за счет движения пара в паровом канале. Так, например, при толщине теплоносителя в 6 мм и высоты парового канала 133 мм характерное время теплопроводности в слое теплоносителя больше в $\gamma=2519$ раз характерного времени движения пара. Аналогично при $l_T=6$ мм и $l_{II}=151$ мм $\gamma=140$, $l_T=12$ мм и $l_{II}=145$ мм $\gamma=582$, $l_T=18$ мм и $l_n=139$ мм $\gamma=1359$. Важным является то, что даже при относительно малом значении коэффициента заполнения хладагентом (высота слоя жидкости 6 мм) испарительной части термосифона и достаточно быстрого прогрева этого слоя характерное время теплопереноса за счет теплопроводности составляет $t_T=219$ секунд, что в 140 раз больше характерного времени движения пара ($t_{II}=1,57$ секунд) в паровом канале. Следовательно, можно сделать вывод, что анализ температурных полей в слое теплоносителя и определение такой важной характеристики, как массовая скорость испарения на поверхности раздела жидкости и пара является первоочередным при исследовании процесса теплопереноса в замкнутом двухфазном термосифоне. Вследствие быстрого движения пара в паровом канале при математическом моделировании можно не учитывать все гидродинамические процессы, протекающие в области транспорта пара и тем самым существенно упростить непосредственно процесс расчета и определения основных закономерностей изменения температур в характерных сечениях рабочих зон термосифона, по сравнению с более сложными моделями, описанными выше.

Важным для возможного дальнейшего практического использования при постановке задачи настоящей диссертационной работы является описание основных теплофизических процессов, протекающих в крышках термосифона, слое теплоносителя (задача теплопроводности или термогравитационной конвекции), фазовые превращения в зонах испарения и конденсации, которые, по мнению автора, существенно влияют на теплоперенос в любом двухфазном термосифоне. Можно предположить, что температуры в характерных сечениях рабочих зон термосифона будут хорошо коррелировать с результатами

экспериментов, описанных выше, при описании термогравитационной конвекции в слое хладагента, нежели при решении задачи теплопроводности для последнего.

На основании анализа и обобщения результатов выполненных экспериментальных исследований сформулирована математическая модель, в которой учитываются только процессы теплопроводности и термогравитационной конвекции в слое теплоносителя на нижней крышке ТС. Движение пара в паровом канале при анализе процессов теплопереноса в двухфазном термосифоне не рассматривается. Ниже приведено описание этой новой для теории термосифонов постановки задачи.

На рисунке 3.1.1 приведена область решения задачи теплопереноса в термосифоне. Принято, что подвод энергии в ТС осуществляется через границу $y=0$, $0 < x < x_2$. Внешние поверхности вертикальных стенок принимались теплоизолированными. На границе $y=y_5$, $0 < x < x_2$ учитывался конвективный теплообмен с окружающей средой. На границах раздела «металл – теплоноситель» приняты условия равенства температур и тепловых потоков (граничное условие четвертого рода).

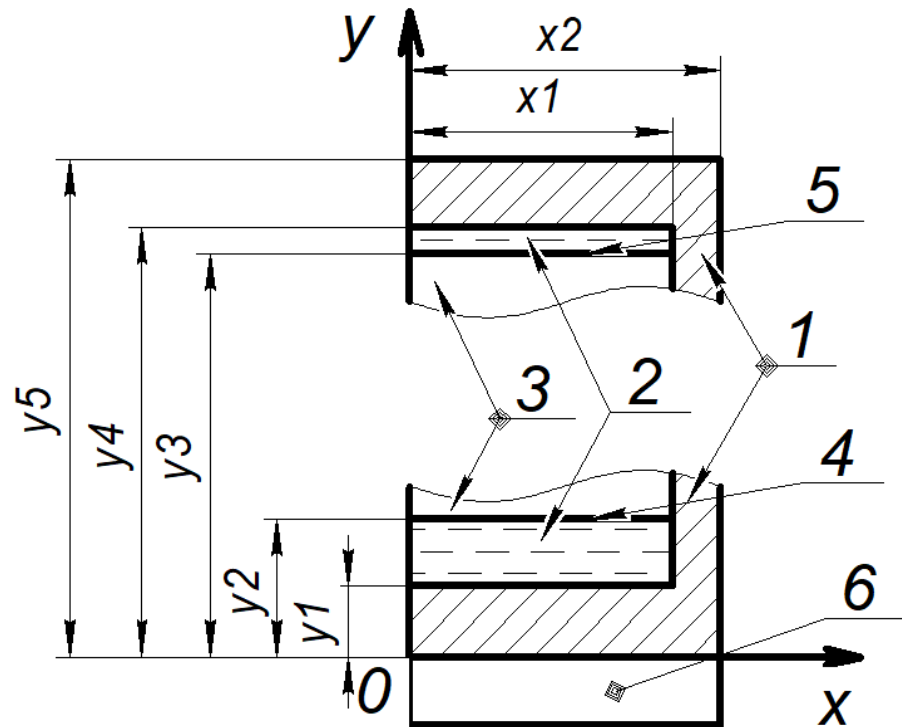


Рисунок 3.1.1 – Область решения: 1 – металлический корпус; 2 – слои конденсата; 3 – паровой канал; 4 – поверхность испарения; 5 – поверхность конденсации; 6 – тепловыделяющее оборудование.

В такой постановке из рассмотрения исключались процессы движения пара в паровом канале. Учитывались:

1. Теплопроводность в нижней и верхней крышках термосифона, в слое теплоносителя и в тонкой пленке конденсата на верхней крышке;
2. Термогравитационная конвекция и теплопроводность в слое теплоносителя на нижней крышке.

Решение задачи теплопереноса в термосифоне в такой постановке сводится к решению следующих задач:

1. Теплопроводности для слоя теплоносителя на нижней крышке и в самой крышке, а также теплопроводности для верхней крышки и слоя конденсата на ней (рисунок 3.1.1);
2. Теплопроводности для нижней крышки и термогравитационной конвекции для слоя теплоносителя на этой крышке (рисунок 3.1.1).

На верхней границе слоя хладагента на нижней крышке ТС ($y = y_2$) учитывается испарение жидкости, на верхней крышке в нижней части слоя конденсата ($y = y_3$) конденсация пара. Связь между этими двумя задачами осуществляется через важнейшую характеристику процесса – массовую скорость испарения жидкости, которая рассчитывалась после определения температуры поверхности, на которой происходит испарение.

С целью оценки степени влияния термогравитационной конвекции в слое хладагента на нижней крышке проведено решение задач в рамках двух существенно отличающихся постановок, которые будут описаны ниже.

3.2. Математическая модель

Постановка задач теплопроводности. Нестационарные дифференциальные уравнения теплопроводности в частных производных для двух рассматриваемых основных частей термосифона имеют вид (рисунок 3.1.1):

Уравнение теплопроводности для материала нижней крышки:

$$C_{p1}\rho_1 \frac{\partial T_1}{\partial t} = \lambda_1 \cdot \left(\frac{\partial^2 T_1}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_1}{\partial y^2} \right) \quad (3.2.1)$$

Уравнение теплопроводности для слоя теплоносителя на нижней крышке:

$$C_{p2}\rho_2 \frac{\partial T_2}{\partial t} = \lambda_2 \cdot \left(\frac{\partial^2 T_2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_2}{\partial y^2} \right) \quad (3.2.2)$$

Начальные условия для системы уравнений (3.2.1 – 3.2.2):

$$t = 0: T(x, y, 0) = T_0, \quad (3.2.3)$$

Граничные условия для системы уравнений (3.2.1 – 3.2.2) имеют вид:

$$x = 0, \quad 0 < y < y_1: \frac{\partial T_1}{\partial x} = 0, \quad (3.2.4)$$

$$x = 0, \quad y_1 < y < y_2: \frac{\partial T_2}{\partial x} = 0, \quad (3.2.5)$$

$$x = x_2, \quad 0 < y < y_2 : -\lambda \frac{\partial T_1}{\partial x} = 0, \quad (3.2.6)$$

$$y = 0, \quad 0 < x < x_2 : -\lambda \frac{\partial T_1}{\partial y} = q, \quad (3.2.7)$$

$$y = y_2, \quad 0 < x < x_1 : \lambda \frac{\partial T_2}{\partial y} = Q_u W_u + \nu_n \rho_n C_{pn} (T_2 - T_0), \quad (3.2.8)$$

$$y = y_2, \quad x_1 < x < x_2 : -\lambda \frac{\partial T_1}{\partial y} = 0, \quad (3.2.9)$$

$$W_u = \frac{A(P_n - P_n)}{\sqrt{\frac{2\pi RT}{M}}} \quad (3.2.10)$$

$$P_n = P_0 \exp\left(-\frac{Q_u M}{RT}\right), \quad P_n = P_0 \exp\left(\frac{Q_u M}{R} \left(\frac{1}{T_n} - \frac{1}{T_n}\right)\right), \quad (3.2.11)$$

$$x = x_1, \quad y_1 < y < y_2 : \begin{cases} T_1 = T_2, \\ \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial x} = \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial x}, \end{cases} \quad (3.2.12)$$

$$y = y_1, \quad 0 < x < x_1 : \begin{cases} T_1 = T_2, \\ \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial x} = \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial x}, \end{cases} \quad (3.2.13)$$

где x, y – координаты системы, м; t – время, с; T – температура, К; λ – теплопроводность, Вт/м·К; ρ – плотность, кг/м³; C_p – теплоемкость, Дж/кг·К; ν – линейная скорость, м/с; Q_u – теплота испарения, Дж/кг; W_u – скорость испарения, кг/м²·с; q – плотность теплового потока, Вт/м²; A – коэффициент аккомодации; P_n – давление насыщенного пара, Па, T_n – температура насыщения; P_0 – предэкспонент фазового перехода, P_n – давление пара над поверхностью жидкости, Па, $R=8314$ Дж/кмоль·К – универсальная газовая постоянная, M – молекулярный вес, кг/кмоль 1 – металл, 2 – жидкость, п – пар.

Уравнение теплопроводности для материала верхней крышки:

$$C_{p1}\rho_1 \frac{\partial T_1}{\partial t} = \lambda_1 \cdot \left(\frac{\partial^2 T_1}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_1}{\partial y^2} \right) \quad (3.2.14)$$

Уравнение теплопроводности для слоя конденсата:

$$C_{p2}\rho_2 \frac{\partial T_2}{\partial t} = \lambda_2 \cdot \left(\frac{\partial^2 T_2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_2}{\partial y^2} \right) \quad (3.2.15)$$

Начальные условия для системы уравнений (3.2.14 – 3.2.15):

$$t = 0: T(x, y, 0) = T_0, \quad (3.2.16)$$

Граничные условия для уравнений (3.2.14 – 3.2.15) имеют вид:

$$x = 0, \quad y_3 < y < y_4: \frac{\partial T_2}{\partial x} = 0, \quad (3.2.17)$$

$$x = 0, \quad y_4 < y < y_5: \frac{\partial T_1}{\partial x} = 0, \quad (3.2.18)$$

$$x = x_2, \quad y_3 < y < y_5: -\lambda \frac{\partial T_1}{\partial x} = 0, \quad (3.2.19)$$

$$y = y_3, \quad 0 < x < x_1: -\lambda \frac{\partial T_2}{\partial y} = Q_\kappa W_\kappa - \nu_n \rho_n C_{pn} (T_2 - T_0), \quad (3.2.20)$$

$$y = y_3, \quad x_1 < x < x_2: -\lambda \frac{\partial T_1}{\partial y} = 0, \quad (3.2.21)$$

$$y = y_5, \quad 0 < x < x_2: \lambda \frac{\partial T_1}{\partial y} = \alpha(T - T_e), \quad (3.2.22)$$

$$W_\kappa = \frac{A(P_\kappa - P_n)}{\sqrt{\frac{2\pi RT}{M}}} \quad (3.2.23)$$

$$P_\kappa = P_0 \exp\left(-\frac{Q_\kappa M}{RT}\right), P_n = P_0 \exp\left(\frac{Q_\kappa M}{R} \left(\frac{1}{T_\kappa} - \frac{1}{T_n}\right)\right), \quad (3.2.24)$$

$$x = x_1, \quad y_3 < y < y_4: \begin{cases} T_1 = T_2, \\ \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial x} = \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial x}, \end{cases} \quad (3.2.25)$$

$$y = y_4, \quad 0 < x < x_1 : \begin{cases} T_1 = T_2, \\ \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial x} = \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial x}, \end{cases} \quad (3.2.26)$$

Q_k – теплота конденсации, Дж/кг; W_k – скорость конденсации, кг/м²·с; α – коэффициент теплоотдачи, Вт/м²·К; 1 – металл, 2 – жидкость, п – пар.

Постановка задачи теплопроводности и конвекции в слое хладагента на нижней крышке. Нестационарные дифференциальные уравнения неразрывности, движения и энергии в слое теплоносителя на нижней крышке термосифона имеют вид [149]:

$$\frac{\partial u_2}{\partial x} + \frac{\partial v_2}{\partial y} = 0, \quad (3.2.27)$$

$$\frac{\partial u_2}{\partial t} + u_2 \frac{\partial u_2}{\partial x} + v_2 \frac{\partial u_2}{\partial y} = -\frac{1}{\rho_1} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu_1 \left(\frac{\partial^2 u_2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_2}{\partial y^2} \right), \quad (3.2.28)$$

$$\frac{\partial v_2}{\partial t} + u_2 \frac{\partial v_2}{\partial x} + v_2 \frac{\partial v_2}{\partial y} = -\frac{1}{\rho_1} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu_1 \left(\frac{\partial^2 v_2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_2}{\partial y^2} \right) + \beta \cdot g_y \cdot (T - T_0), \quad (3.2.29)$$

$$\frac{\partial T_2}{\partial t} + u_2 \frac{\partial T_2}{\partial x} + v_2 \frac{\partial T_2}{\partial y} = a_2 \cdot \left(\frac{\partial^2 T_2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_2}{\partial y^2} \right), \quad (3.2.30)$$

Уравнение теплопроводности для нижней крышки термосифона:

$$\frac{\partial T_1}{\partial t} = a_1 \cdot \left(\frac{\partial^2 T_1}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_1}{\partial y^2} \right). \quad (3.2.31)$$

где 1 – материал крышки, 2 – теплоноситель.

Начальные условия для системы уравнений (3.2.27 – 3.2.31) следующие:

$$u(x, y, 0) = v(x, y, 0) = 0, \quad T(x, y, 0) = T_0, \quad p(x, y, 0) = p_0, \quad (3.2.32)$$

Граничные условия для уравнений (3.2.27 – 3.2.31) имеют вид:

$$x = 0, \quad 0 < y < y_1 : \frac{\partial T_1}{\partial x} = 0, \quad (3.2.33)$$

$$x=0, \quad y_1 < y < y_2: \frac{\partial T_2}{\partial x} = 0, \begin{cases} u_2 = 0, \\ \frac{\partial v_2}{\partial x} = 0, \end{cases} \quad (3.2.34)$$

$$x=x_2, \quad 0 < y < y_2: -\lambda \frac{\partial T_1}{\partial x} = 0, \quad (3.2.35)$$

$$y=0, \quad 0 < x < x_2: -\lambda \frac{\partial T_1}{\partial y} = q, \quad (3.2.36)$$

$$y=y_2, \quad 0 < x < x_1: \lambda \frac{\partial T_2}{\partial y} = Q_u W_u, \begin{cases} \frac{\partial u_2}{\partial y} = 0, \\ v_2 = 0, \end{cases} \quad (3.2.37)$$

$$y=y_2, \quad x_1 < x < x_2: -\lambda \frac{\partial T_1}{\partial y} = 0, \quad (3.2.38)$$

$$W_u = \frac{A(P_u - P_n)}{\sqrt{\frac{2\pi RT}{M}}} \quad (3.2.39)$$

$$P_u = P_0 \exp\left(-\frac{Q_e M}{RT}\right), \quad P_n = P_0 \exp\left(\frac{Q_u M}{R} \left(\frac{1}{T_u} - \frac{1}{T_n}\right)\right), \quad (3.2.40)$$

$$x=x_1, \quad y_1 < y < y_2: \begin{cases} T_1 = T_2, \\ \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial x} = \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial x}, \end{cases} \begin{cases} u_2 = 0, \\ v_2 = 0, \end{cases} \quad (3.2.41)$$

$$y=y_1, \quad 0 < x < x_1: \begin{cases} T_1 = T_2, \\ \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial y} = \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial y}, \end{cases} \begin{cases} u_2 = 0, \\ v_2 = 0, \end{cases} \quad (3.2.42)$$

где u_1 и v_1 – скорости по осям x , y соответственно, м/с; p – давление, Па; ν – кинематическая вязкость, м²/с; g – ускорение свободного падения, м/с²; β – термический коэффициент объемного расширения, 1/К; a – температуропроводность, м²/с; 1 – материал крышки, 2 – жидкость.

Толщина слоя конденсата на верхней крышке по сравнению с общим объемом заливаемой жидкости в термосифоне незначительна, по этой причине процессы движения теплоносителя в области конденсации можно не

рассматривать, а решать только уравнение теплопроводности для слоя конденсата и материала верхней крышки аналогично 3.2.14 – 3.2.26.

Уравнения (3.2.27 – 3.2.31) могут быть записаны в форме, не содержащей давление и во многих случаях более удобной для численной реализации. В переменных «вихрь скорости ω функция тока ψ » они имеют вид [149]:

$$\rho_2 \left(\frac{\partial \omega}{\partial t} + u \frac{\partial \omega}{\partial x} + v \frac{\partial \omega}{\partial y} \right) = \mu_2 \left(\frac{\partial^2 \omega}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \omega}{\partial y^2} \right) + \rho_2 \cdot \beta \cdot g_y \frac{\partial T_2}{\partial x}, \quad (3.2.43)$$

$$\frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2} = -\omega. \quad (3.2.44)$$

Функция тока и вихрь скорости связаны следующими соотношениями:

$$u = \frac{\partial \psi}{\partial y}, v = -\frac{\partial \psi}{\partial x}, \omega = \frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial y}. \quad (3.2.45)$$

Уравнения (3.2.27 – 3.2.31) приведены к безразмерной форме записи. В качестве масштаба расстояния выбрана высота слоя теплоносителя. Для приведения системы уравнений к безразмерному виду использовались следующие соотношения [149]:

$$X = \frac{x}{H}; Y = \frac{y}{H}; \tau = \frac{t}{t_0}; U = \frac{u}{V_{in}}; V = \frac{v}{V_{in}}; \Theta = \frac{T - T_0}{T_h - T_0}; \Psi = \frac{\psi}{\psi_0}; \Omega = \frac{\omega}{\omega_0};$$

$$V_{in} = \sqrt{g \cdot \beta \cdot (T_h - T_0) \cdot H}; \psi_0 = V_{in} H; \omega_0 = \frac{V_{in}}{H}.$$

Безразмерные уравнения переноса вихря, Пуассона и энергии для газа в условиях естественной конвекции в слое теплоносителя и уравнения теплопроводности для стенок термосифона имеют вид [59–60, 150]:

$$\frac{\partial \Omega_2}{\partial \tau} + U_2 \frac{\partial \Omega_2}{\partial X} + V_2 \frac{\partial \Omega_2}{\partial Y} = \sqrt{\frac{\text{Pr}_2}{\text{Ra}_2}} \left(\frac{\partial^2 \Omega}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \Omega}{\partial Y^2} \right) + \frac{\partial \Theta_2}{\partial X}, \quad (3.2.46)$$

$$\frac{\partial^2 \Psi_2}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \Psi_2}{\partial Y^2} = -\Omega_2, \quad (3.2.47)$$

$$\frac{\partial \Theta_2}{\partial \tau} + U_2 \frac{\partial \Theta_2}{\partial X} + V_2 \frac{\partial \Theta_2}{\partial Y} = \frac{1}{\sqrt{Ra_2 Pr_2}} \cdot \left(\frac{\partial^2 \Theta_2}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \Theta_2}{\partial Y^2} \right), \quad (3.2.48)$$

$$\frac{1}{Fo_1} \frac{\partial \Theta_1}{\partial \tau} = \frac{\partial^2 \Theta_1}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \Theta_1}{\partial Y^2}. \quad (3.2.49)$$

где $Pr = \frac{\nu}{a}$ – число Прандтля; $Ra = \frac{g_y \beta (T_h - T_0) H^3}{\nu a}$ – число Рэлея; $Fo = \frac{a_1 t_0}{H^2}$ –

число Фурье; X, Y – безразмерные координаты системы, соответствующие x, y ; $H = y_2 - y_1$ – характерный размер, м; t_0 – масштаб времени, с; τ – безразмерное время; u, v – скорости движения, м/с; U, V – безразмерные скорости соответствующие u, v ; V_{in} – масштаб скорости, м/с; T_0 – температура термосифона в начальный момент времени, К; T_h – температура кипения хладагента, К; Θ – безразмерная температура; ψ – функция тока, м²/с; ψ_0 – масштаб функции тока, м²/с; Ψ – безразмерный аналог ψ ; ω – завихренность, 1/с; ω_0 – масштаб завихренности, 1/с; Ω – безразмерный аналог ω .

Начальные условия для уравнений (3.2.46 – 3.2.49):

$$\Psi(X, Y, 0) = \Omega(X, Y, 0) = 0, \quad \Theta_1(X, Y, 0) = \Theta_2(X, Y, 0) = 0, \quad (3.2.50)$$

Граничные условия для уравнений (3.2.46 – 3.2.49):

$$X = 0, \quad 0 < Y < Y_1: \frac{\partial \Theta_1}{\partial X} = 0, \quad (3.2.51)$$

$$X = 0, \quad Y_1 < Y < Y_2: \frac{\partial \Theta_2}{\partial X} = 0, \quad \begin{cases} \Psi_2 = 0, \\ \frac{\partial^2 \Psi_2}{\partial X^2} = 0, \end{cases} \quad (3.2.52)$$

$$X = X_2, \quad 0 < Y < Y_2: \frac{\partial \Theta_1}{\partial X} = 0, \quad (3.2.53)$$

$$Y = 0, \quad 0 < X < X_2: -\frac{\partial \Theta_1}{\partial Y} = Ki, \quad (3.2.54)$$

$$0 < X < X_1 : \frac{\partial \Theta_2}{\partial Y} = \frac{Q_u W_u H}{\lambda(T_h - T_0)}, \quad \begin{cases} \frac{\partial^2 \Psi_2}{\partial Y^2} = 0, \\ \Psi_2 = 0, \end{cases} \quad (3.2.55)$$

$$Y = Y_2, \quad X_1 < X < X_2 : \frac{\partial \Theta_1}{\partial Y} = 0, \quad (3.2.56)$$

$$X = X_1, \quad Y_1 < Y < Y_2 : \quad \begin{cases} \Theta_1 = \Theta_2, \\ \lambda_1 \frac{\partial \Theta_1}{\partial X} = \lambda_2 \frac{\partial \Theta_2}{\partial X}, \end{cases} \quad \begin{cases} \Psi_2 = 0, \\ \frac{\partial \Psi_2}{\partial X} = 0, \end{cases} \quad (3.2.57)$$

$$Y = Y_1, \quad 0 < X < X_1 : \quad \begin{cases} \Theta_1 = \Theta_2, \\ \lambda_1 \frac{\partial \Theta_1}{\partial Y} = \lambda_2 \frac{\partial \Theta_2}{\partial Y}, \end{cases} \quad \begin{cases} \Psi_2 = 0, \\ \frac{\partial \Psi_2}{\partial Y} = 0, \end{cases} \quad (3.2.58)$$

$$W_\kappa = \frac{A(P_u - P_n)}{\sqrt{\frac{2\pi RT}{M}}} \quad (3.2.59)$$

$$P_u = P_0 \exp\left(-\frac{Q_e M}{RT}\right), \quad P_n = P_0 \exp\left(\frac{Q_\kappa M}{R} \left(\frac{1}{T_u} - \frac{1}{T_n}\right)\right), \quad (3.2.60)$$

Уравнение теплопроводности для материала верхней крышки:

$$\frac{1}{Fo_1} \frac{\partial \Theta_1}{\partial \tau} = \frac{\partial^2 \Theta_1}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \Theta_1}{\partial Y^2}. \quad (3.2.61)$$

Уравнение теплопроводности для слоя конденсата:

$$\frac{1}{Fo_2} \frac{\partial \Theta_2}{\partial \tau} = \frac{\partial^2 \Theta_2}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \Theta_2}{\partial Y^2}. \quad (3.2.62)$$

Начальные условия для системы уравнений (3.2.61 – 3.2.62):

$$\Theta_1(X, Y, 0) = \Theta_2(X, Y, 0) = 0, \quad (3.2.63)$$

Граничные условия для уравнений (3.2.61 – 3.2.62) имеют вид:

$$X = 0, \quad Y_3 < Y < Y_4 - Y_3 : \frac{\partial \Theta_2}{\partial X} = 0, \quad (3.2.64)$$

$$X = 0, \quad Y_4 < Y < Y_5 - Y_4 : \frac{\partial \Theta_1}{\partial X} = 0, \quad (3.2.65)$$

$$X = X_2, Y_3 < Y < Y_5 - Y_3 : -\lambda \frac{\partial \Theta_1}{\partial X} = 0, \quad (3.2.66)$$

$$Y = Y_3, 0 < X < X_1 : -\frac{\partial \Theta_2}{\partial Y} = \frac{Q_\kappa W_\kappa H}{\lambda(T_h - T_0)}, \quad (3.2.67)$$

$$Y = Y_3, X_1 < X < X_2 - X_1 : \frac{\partial \Theta_1}{\partial Y} = 0, \quad (3.2.68)$$

$$Y = Y_5, 0 < X < X_2 : \frac{\partial \Theta_1}{\partial Y} = Bi(\Theta_1 - \Theta_e), \quad (3.2.69)$$

$$X = X_1, Y_3 < Y < Y_4 - Y_3 : \begin{cases} \Theta_1 = \Theta_2, \\ \lambda_1 \frac{\partial \Theta_1}{\partial X} = \lambda_2 \frac{\partial \Theta_2}{\partial X}, \end{cases} \quad (3.2.70)$$

$$Y = Y_4, 0 < X < X_1 : \begin{cases} \Theta_1 = \Theta_2, \\ \lambda_1 \frac{\partial \Theta_1}{\partial Y} = \lambda_2 \frac{\partial \Theta_2}{\partial Y}, \end{cases} \quad (3.2.71)$$

$$W_\kappa = \frac{A(P_n - P_h)}{\sqrt{\frac{2\pi RT}{M}}} \quad (3.2.72)$$

$$P_h = P_0 \exp\left(-\frac{Q_e M}{RT}\right), P_n = P_0 \exp\left(\frac{Q_\kappa M}{R} \left(\frac{1}{T_h} - \frac{1}{T_n}\right)\right), \quad (3.2.73)$$

где $Ki = \frac{qH}{\lambda_1(T_h - T_0)}$ – критерий Кирпичева; $Bi = \frac{\alpha \cdot H}{\lambda_1}$ – число Био; индексы:

1 – металл, 2 – теплоноситель.

При проведении численного анализа предполагалось, что теплофизические свойства крышек ТС и теплоносителя не зависят от температуры, режим течения ламинарный. Жидкость принималась ньютоновской, несжимаемой и удовлетворяющей приближению Буссинеска [149].

3.3. Метод численного решения

Дифференциальные уравнения в частных производных (3.2.46 – 3.2.49) и (3.2.61 – 3.2.62) с соответствующими начальными (3.2.50, 3.2.63) и граничными условиями (3.2.51 – 3.2.60, 3.2.64 – 3.2.73) заменялись их разностными аналогами [151 – 157]. Для перехода к разностной форме двумерных уравнений использовался локально-одномерный метод [158]. Одномерные разностные уравнения решались методом прогонки [153, 159 – 161] с использованием неявной четырехточечной схемы [152, 153], нелинейные алгебраические уравнения решались методом итерации [154, 155]. Сущность метода заключается в том, что шаг по времени реализуется в два этапа – дискретизация двумерного уравнения проводится по оси x , и решается одномерное уравнение, затем проводится дискретизация уравнения по направлению оси y , и решается одномерное уравнение с определением поля температуры на целом шаге по времени. Количество узлов по координатам x , y выбирались до 400, шаги по времени до 10^{-6} с. Малые значения шагов по времени выбирались в связи с тем, что в граничных условиях на поверхностях испарения и конденсации описываются процессы интенсивного поглощения (при испарении) и выделения теплоты (при конденсации) в одном узле разностной сетки по направлению y . Вычисления проводились сквозной прогонкой через всю область решения задачи. При решении уравнения Пуассона для функции тока использовался неявный метод переменных направлений, аналогично [150, 162 – 164]. При записи граничного условия для вектора завихренности скорости использовалась формула Вудса второго порядка [162].

Оценка достоверности численных результатов проводилась на основании проверки консервативности применяемой разностной схемы, аналогично [165 – 167].

3.4. Решение тестовых задач

С целью обоснования достоверности используемого алгоритма, метода решения и полученных численных результатов проведено решение менее сложных нестационарных задач теплопроводности [155].

3.4.1. Одномерная задача теплопроводности с фазовым переходом на границе (сублимация материала)

Физическая постановка.

Рассматривается процесс теплопроводности в пластине с сублимацией на двух границах трифторида алюминия AlF_3 [154] (рисунок 3.4.1.1) . Толщина образца $L = 0,3 м$. Начальная температура $T_0 = 1273 K$. Теплофизические характеристики трифторида алюминия $\lambda = 60 \frac{Вт}{м \cdot ^\circ C}$; $\rho = 3070 \frac{кг}{м^3}$; $C_p = 1260 \frac{Дж}{кг \cdot ^\circ C}$; $M = 0.084 \frac{кг}{моль}$; $A = 0,1$; $P_0 = 10^5$; $q = 10^6 \frac{Вт}{м^2}$; $Q_{исп} = 38000 \frac{Дж}{кг}$. Получены распределения температуры по толщине пластины в различные моменты времени (60, 120, 300 секунд).

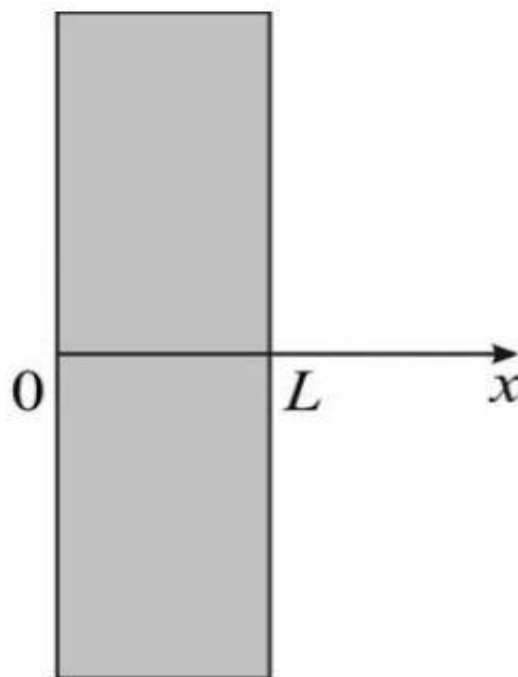


Рисунок 3.4.1.1 – Геометрия области решения задачи.

Математическая постановка задачи

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda \frac{\partial^2 T}{\partial x^2}, 0 < x < L \quad (3.4.1.1)$$

Начальные и граничные условия:

$$t = 0: T = T_0, 0 \leq x \leq L; \quad (3.4.1.2)$$

$$x = 0: -\lambda \frac{\partial T}{\partial x} = q - w_u Q_u, t > 0; \quad (3.4.1.3)$$

$$x = L: \lambda \frac{\partial T}{\partial x} = q - w_{ucn} Q_{ucn}, t > 0; \quad (3.4.1.4)$$

где $w_u = \frac{A(P'' - P^*)}{\sqrt{\frac{2\pi RT}{M}}}$ – скорость испарения, $P'' = P_0 \exp(-\frac{Q_u}{RT})$ – давление

насыщенного пара, A – коэффициент аккомодации, P_0 – предэкспонент фазового перехода, Q_u – энергия активации процесса испарения, $R = 8,314$ – универсальная газовая постоянная, M – молекулярный вес. В качестве P^* рассматривается атмосферное давление, т.е. $P^* = P_{атм}$.

Результаты решения.

На рисунке 3.4.1.2 представлены распределения температуры по направлению x в различные моменты времени (60, 120, 300 с), полученные в результате решения задачи с шагом по координате $h_x = 1 \cdot 10^{-4} \text{ м}$ и шагом по времени $\Delta t = 10^{-3} \text{ с}$. В таблице 3.4.1.1 представлены результаты, полученные в [155] и настоящей работе.

Таблица 3.4.1.1. Результаты сравнения распределений температуры $T, ^\circ\text{C}$ при $t=120$ с.

$x, \text{ м}$	0	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3
Настоящая работа	2130	1347	1088	1036	1114	1346	2130
Результаты [155]	2100	1350	1090	1038	1112	1350	2100
Отклонение, %	1,4	0,2	0,18	0,19	0,18	0,29	1,4

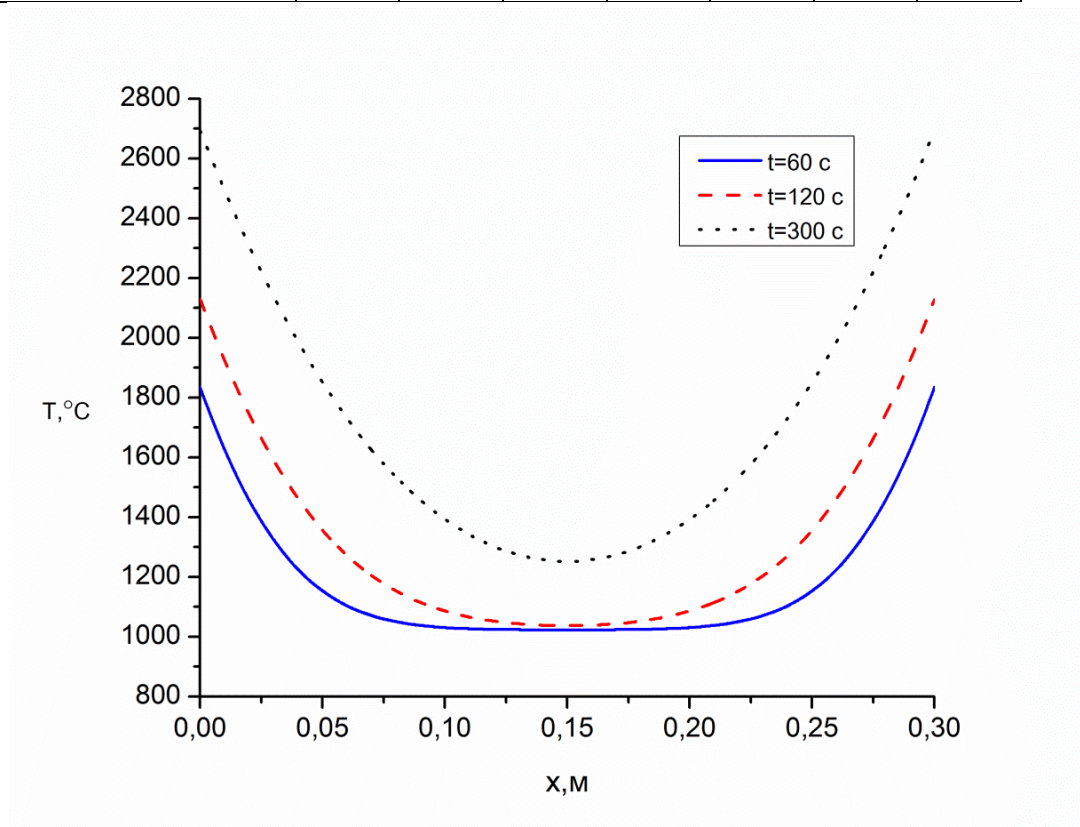


Рисунок 3.4.1.1 – Распределение температуры по толщине пластины в различные моменты времени.

3.4.2. Нестационарная задача теплопроводности в неоднородной пластине

Физическая постановка.

Рассматривается двумерная задача теплопроводности для неоднородной пластины [155] с размерами $L = 0,3 \text{ м}$, $H = 0,4 \text{ м}$. Начальная температура

$T_0 = 293K$. На границе $x = 0$ поддерживалась постоянная температура $T_c = 253K$, на границе $x = L$ – температура $T_k = 333K$, границы $y = 0$ и $y = H$ – теплоизолированы. Теплофизические характеристики пластины:

$$\lambda_1 = 0,6 \frac{Вт}{м^{\circ}C} ; \rho_1 = 3070 \frac{кг}{м^3} ; C_{p1} = 1260 \frac{Дж}{кг^{\circ}C} ;$$

$$\lambda_2 = 46 \frac{Вт}{м^{\circ}C} ; \rho_2 = 7800 \frac{кг}{м^3} ; C_{p2} = 460 \frac{Дж}{кг^{\circ}C} ;$$

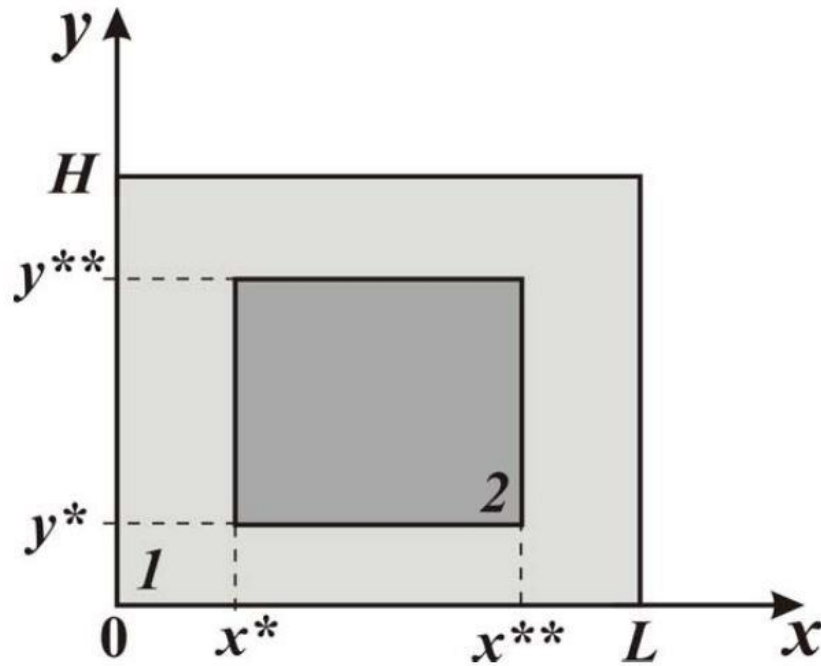


Рисунок 3.4.2.1 – Геометрия области решения задачи.

Математическая постановка задачи.

$$\rho_1 C_{p1} \frac{\partial T_1}{\partial t} = \lambda \left(\frac{\partial^2 T_1}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_1}{\partial y^2} \right), \begin{cases} 0 < x < x^*, 0 < y < H; \\ x^* < x < x^*, 0 < y < y^*, y^* < y < H; \\ x^{**} < x < L, 0 < y < H; \end{cases} \quad (3.4.2.1)$$

$$\rho_2 C_{p2} \frac{\partial T_2}{\partial t} = \lambda \left(\frac{\partial^2 T_2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_2}{\partial y^2} \right), x^* < x < x^*, y^* < y < y^*. \quad (3.4.2.2)$$

Начальные и граничные условия:

$$t = 0 : T = T_0, 0 \leq x \leq L, 0 \leq y \leq H \quad (3.4.2.3)$$

$$x = 0 : T = T_h, t > 0 \quad (3.4.2.4)$$

$$x=0: T=T_c, t>0 \quad (3.4.2.5)$$

$$y=0: \frac{\partial T}{\partial y}=0, t>0 \quad (3.4.2.6)$$

$$y=H: \frac{\partial T}{\partial y}=0, t>0 \quad (3.4.2.7)$$

$$\begin{cases} T_1(t, x^*, y) = T_2(t, x^*, y) \\ -\lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial x} \Big|_{x=x^*} = -\lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial x} \Big|_{x=x^*} \end{cases} \text{ при } y^* \leq y \leq y^{**} \quad (3.4.2.8)$$

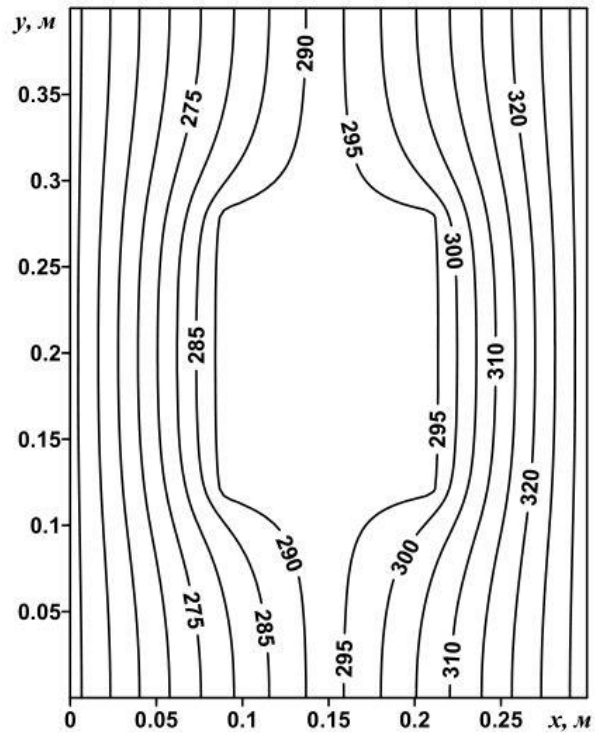
$$\begin{cases} T_1(t, x^{**}, y) = T_2(t, x^{**}, y) \\ -\lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial x} \Big|_{x=x^{**}} = -\lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial x} \Big|_{x=x^{**}} \end{cases} \text{ при } y^* \leq y \leq y^{**} \quad (3.4.2.9)$$

$$\begin{cases} T_1(t, x, y^*) = T_2(t, x, y^*) \\ -\lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial y} \Big|_{y=y^*} = -\lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial y} \Big|_{y=y^*} \end{cases} \text{ при } x^* \leq x \leq x^{**} \quad (3.4.2.10)$$

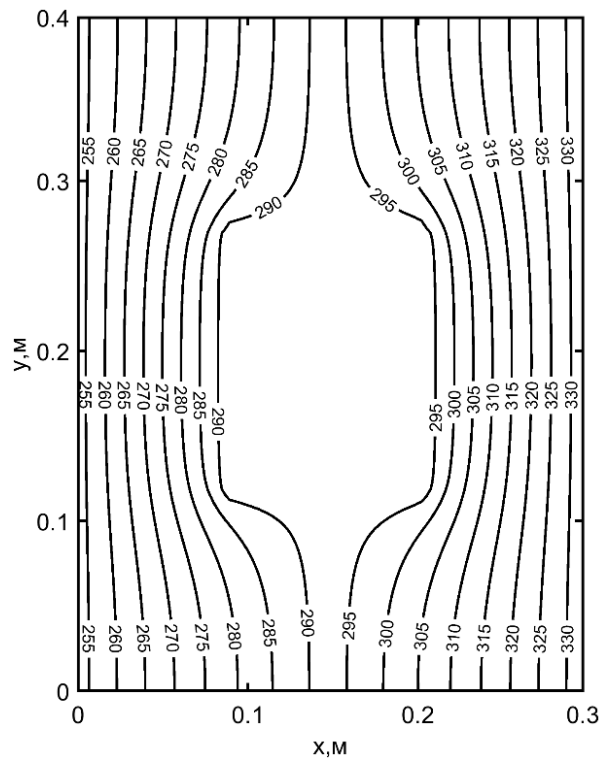
$$\begin{cases} T_1(t, x, y^{**}) = T_2(t, x, y^{**}) \\ -\lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial y} \Big|_{y=y^{**}} = -\lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial y} \Big|_{y=y^{**}} \end{cases} \text{ при } x^* \leq x \leq x^{**} \quad (3.4.2.11)$$

Результаты решения.

На рисунке 3.4.2.2 представлено температурное поле в неоднородной пластине через 36000 секунд с шагом по времени $\Delta t = 10$ с и с шагом по координате $h_x = h_y = 1 \cdot 10^{-4}$ м.



а)



б)

Рисунок 3.4.2.2. – Температурное поле в неоднородной пластине, а) полученные в [155] изотермы б) результаты данной работы.

Результаты решения тестовых задач показывают хорошее согласование с численными данными авторов [155].

3.4.3. Естественная конвекция в замкнутой прямоугольной области

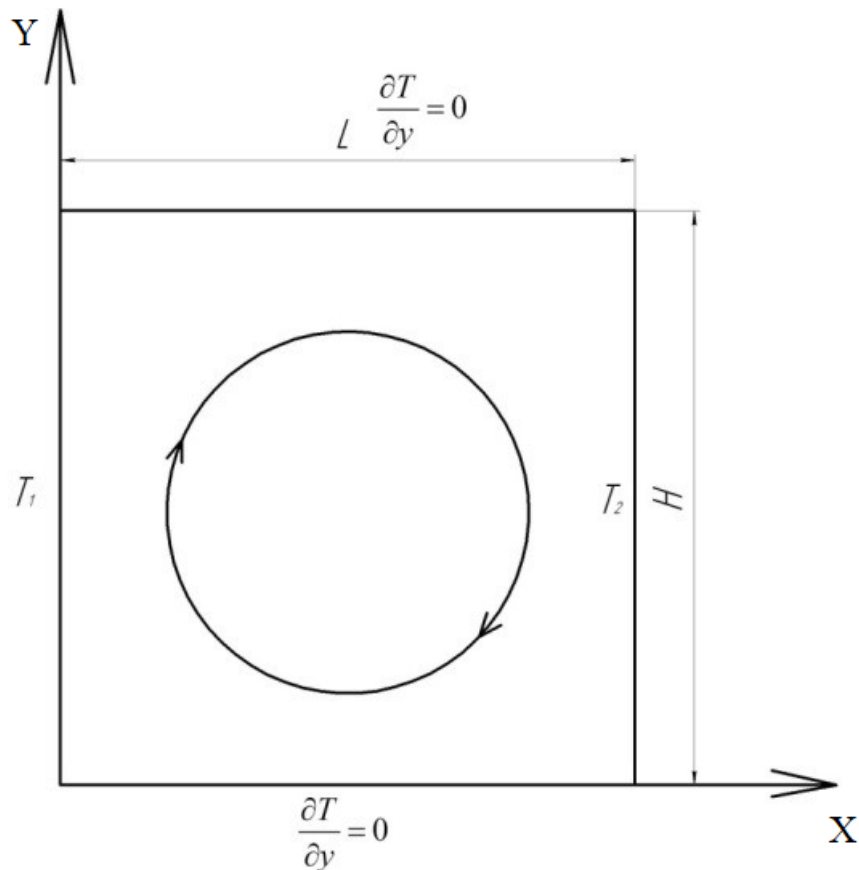


Рисунок 3.4.3.1 – Область решения задачи.

Жидкость находится в замкнутой области с высотой H и длиной L с твердыми стенками. На границе $X=0$ и $X=L$ поддерживаются постоянные температуры T_1 и T_2 ($T_1 > T_2$), на нижней и верхней границах предполагаются условия изоляции. Сила тяжести направлена вертикально вниз вдоль оси Y [168 – 169].

При численном моделировании будем рассматривать случай квадратной области $L=H$.

В качестве масштаба длины выберем L , а безразмерную температуру введем следующим образом: $\Theta = \frac{T - T^*}{T_1 - T_2}$, где $T^* = \frac{T_1 + T_2}{2}$. Тогда математическая постановка задачи тепловой гравитационной конвекции для рассматриваемой области в безразмерных переменных примет вид:

$$\frac{\partial \Omega}{\partial \tau} + U \frac{\partial \Omega}{\partial X} + V \frac{\partial \Omega}{\partial Y} = \sqrt{\frac{\text{Pr}}{\text{Ra}}} \cdot \left(\frac{\partial^2 \Omega}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \Omega}{\partial Y^2} \right) + \frac{\partial \Theta}{\partial X}, \quad (3.4.3.1)$$

$$\frac{\partial^2 \Psi}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \Psi}{\partial Y^2} = -\Omega, \quad (3.4.3.2)$$

$$\frac{\partial \Theta}{\partial \tau} + U \frac{\partial \Theta}{\partial X} + V \frac{\partial \Theta}{\partial Y} = \frac{1}{\sqrt{\text{Ra} \cdot \text{Pr}}} \cdot \left(\frac{\partial^2 \Theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \Theta}{\partial Y^2} \right), \quad (3.4.3.3)$$

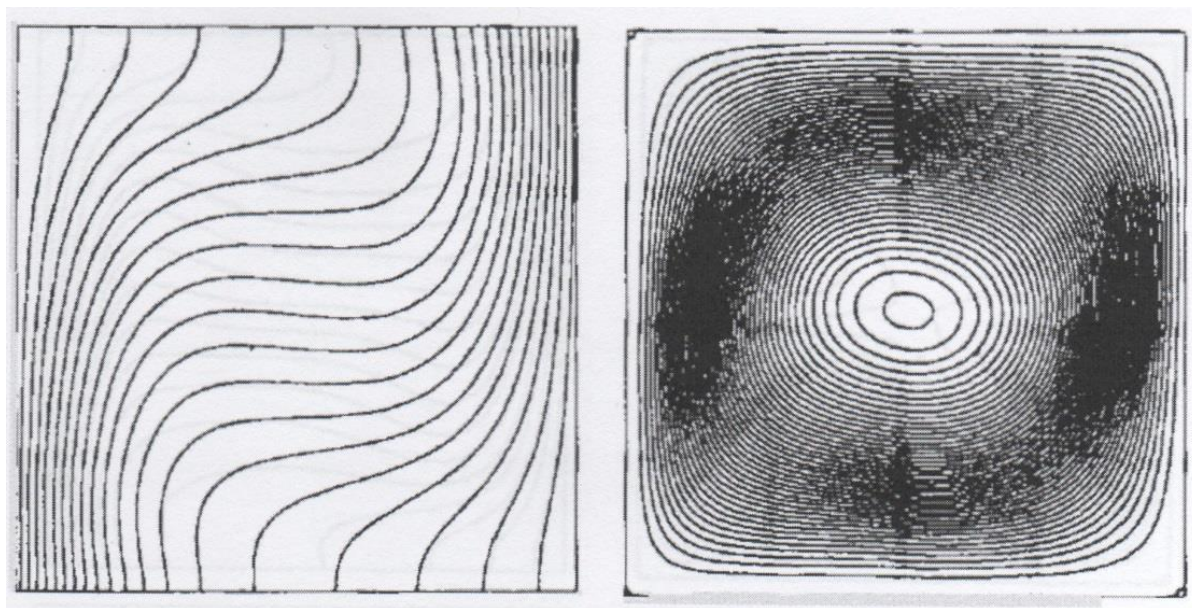
Безразмерные граничные условия имеют следующий вид:

$$X = 0, 0 \leq Y \leq 1, \Psi = 0, \frac{\partial \Psi}{\partial X} = 0, \Theta = 0,5; \quad (3.4.3.4)$$

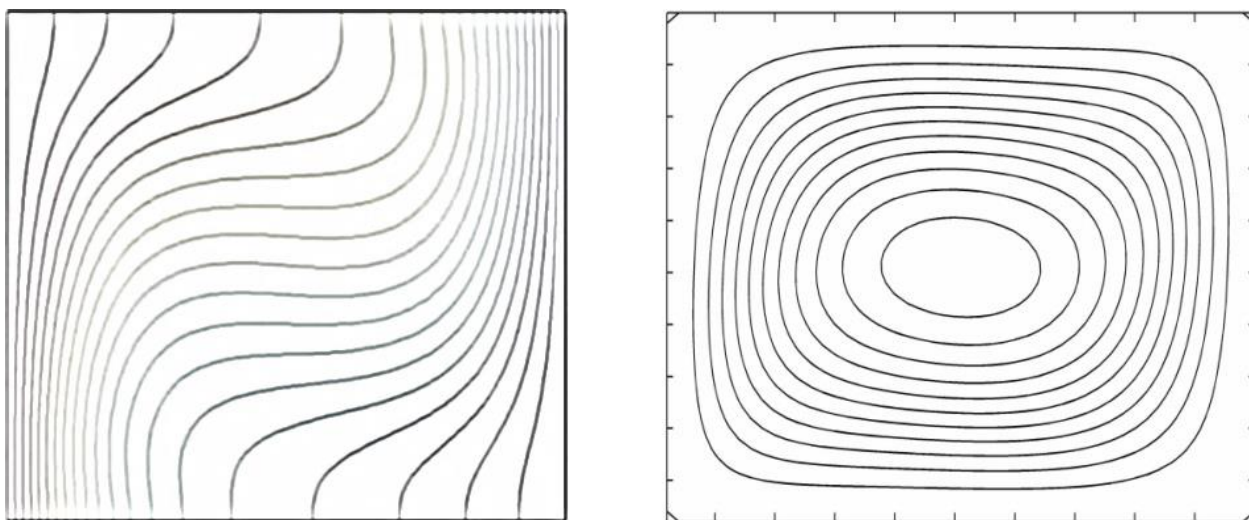
$$X = 1, 0 \leq Y \leq 1, \Psi = 0, \frac{\partial \Psi}{\partial X} = 0, \Theta = -0,5; \quad (3.4.3.5)$$

$$Y = 0, Y = 1, 0 \leq X \leq 1, \Psi = 0, \frac{\partial \Psi}{\partial Y} = 0, \frac{\partial \Theta}{\partial Y} = 0. \quad (3.4.3.6)$$

Результаты численного моделирования:

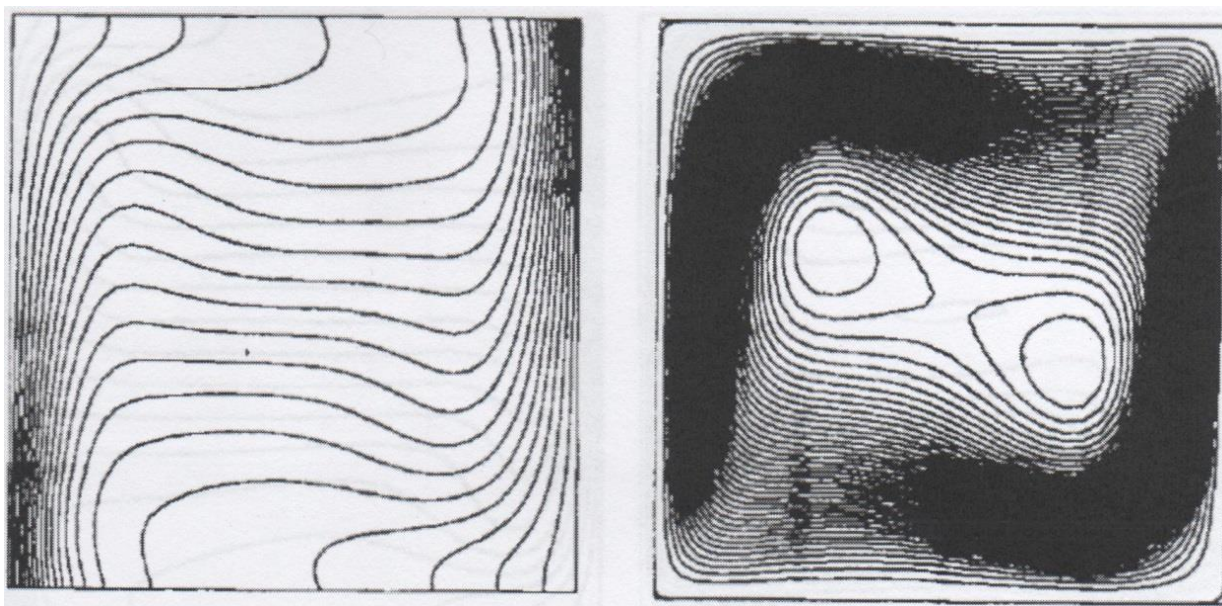


а)

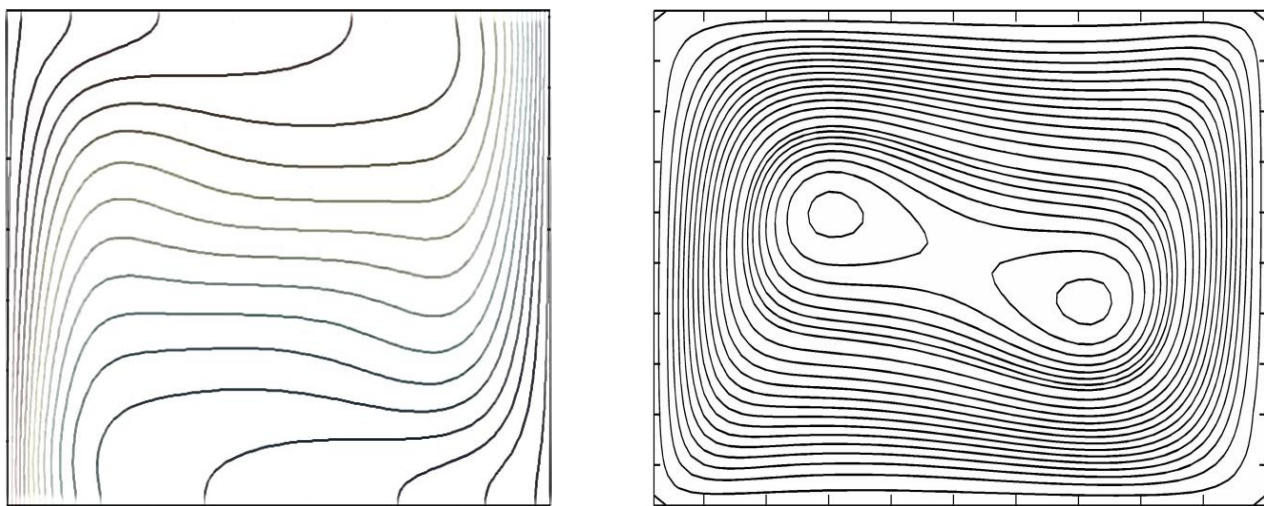


б)

Рисунок 3.4.3.2 – Поля температур и линии тока при $Ra = 10^4$, полученные
а) в [168], б) автором диссертации.

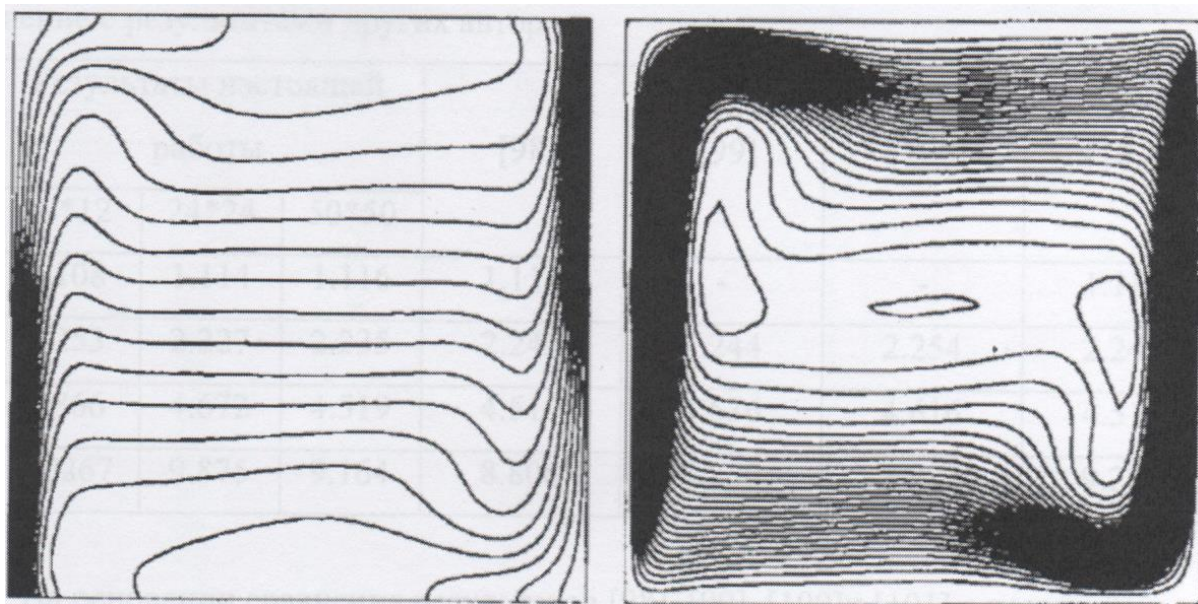


а)

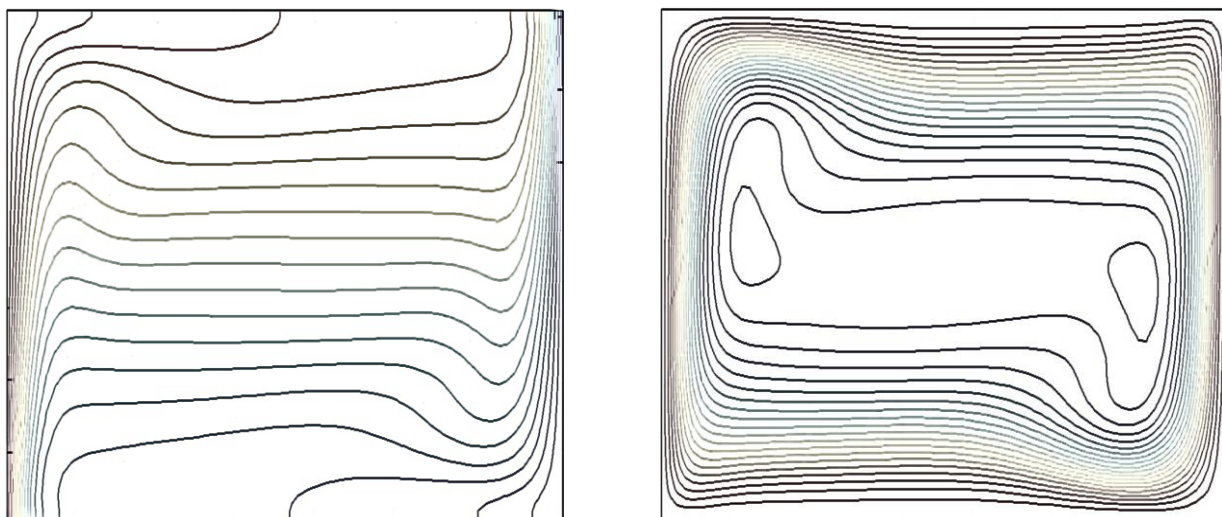


б)

Рисунок 3.4.3.3 – Поля температур и линии тока при $Ra = 10^5$, полученные
а) в [168], б) автором диссертации.



а)



б)

Рисунок 3.4.3.4 – Поля температур и линии тока при $Ra = 10^6$, полученные
а) в [168], б) автором диссертации.

Таблица 3.4.3.1 – Сравнение средних чисел Нуссельта

Ra	Полученные результаты (сетка 50×50)	Результаты авторов [168], [169]	
		[168]	[169]
10^3	1,117	1,114	1,118
10^4	2,239	2,245	2,243
10^5	4,517	4,510	4,519

На основании сравнения полей температур, линии тока и средних чисел Нуссельта, полученных в настоящей работе и в [168, 169], можно сделать вывод об их хорошем соответствии и, следовательно, о работоспособности используемых алгоритма и метода решения.

3.5. Анализ основных закономерностей кондуктивного теплопереноса в нижней крышке, слое теплоносителя, в слое конденсата на верхней крышке и в верхней крышке термосифона

Известно [170 – 172], что максимальные значения температур при номинальных и аварийных режимах работы достигаются, как правило, на верхних поверхностях корпусов энергонасыщенного оборудования (например, силовых трансформаторов). Рассматривался вариант, соответствующий расположению нижней части ТС на верхней поверхности корпуса ЭО (рисунок 3.5.1). Также возможен второй вариант – нижняя часть боковой поверхности термосифона соединена с частью верхней боковой поверхностью оборудования. Первый вариант является более предпочтительным, потому что теплоотвод осуществляется с поверхности максимальных температур, и эффективность работы системы будет максимальной. При постановке задач, решения которых приведены ниже, принималось, что основной поверхностью теплоотвода от ТС во внешнюю среду является поверхность его верхней крышки. Предполагалось, что

отвод теплоты во внешнюю среду осуществляется в основном за счет естественной конвекции. Коэффициенты теплоотдачи в этом случае могут быть рассчитаны по известным выражениям [173].

Численные исследования теплопереноса в закрытом двухфазном термосифоне в условиях отвода энергии от тепловыделяющей поверхности проводились в достаточно типичных диапазонах изменения тепловых потоков, соответствующих режимам работы энергетического оборудования [172]. Тепловые потоки к нижней крышке ТС составляют в зависимости от условий теплопередачи от $0,4 \text{ кВт/м}^2$ до 2 кВт/м^2 при номинальных режимах работы [170 – 172]. В качестве теплоносителя рассматривалась дистиллированная вода и Н-пентан. Коэффициенты заполнения и геометрические параметры термосифона выбирались такими же, как и в описанных выше (глава 2) экспериментах [141 – 148]. Основные результаты математического моделирования, представленные ниже, описаны в работах автора диссертации [174 – 182].

На рисунках 3.5.2 – 3.5.3 приведены распределения T по вертикальной координате в сечении, проходящем по оси симметрии рассматриваемых частей термосифона, при значениях теплового потока (q от $0,3$ до $1,8 \text{ кВт/м}^2$), подводимого к нижней крышке ТС, времени $\tau=9000 \text{ с}$ и коэффициента заполнения $\varepsilon=8\%$. При таком заполнении испарительной части высота слоя теплоносителя составляет 12 мм , толщина нижней крышки 2 мм .

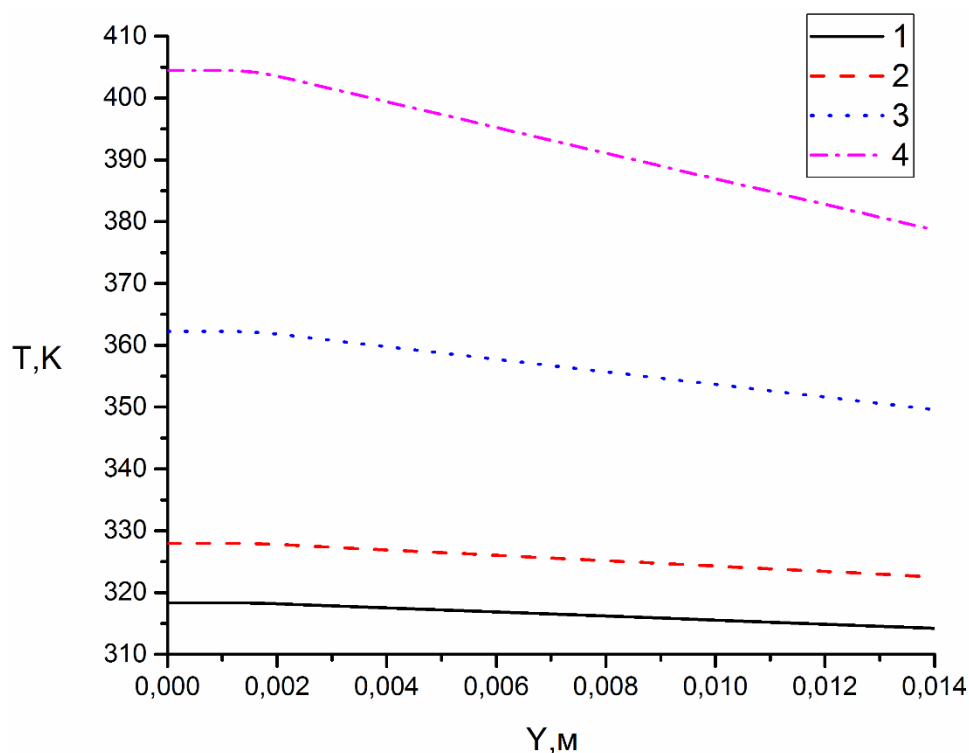


Рисунок 3.5.2 – Распределения температур по оси Y (высоте H , м) в сечении $X=0$ для нижней крышки термосифона и слоя хладагента при: 1 – $q=0,3$ кВт/м²; 2 – $q=0,4$ кВт/м²; 3 – $q=0,9$ кВт/м²; 4 – $q=1,8$ кВт/м², $\tau=9000$ с.

Анализ зависимостей $T=f(Y)$ (рисунок 3.5.2) показал, что с увеличением плотности теплового потока, подводимого к нижней горизонтальной границе термосифона, температура в корпусе термосифона и слое хладагента возрастает. Так, например, при $q=0,3$ кВт/м² перепад температуры (ΔT) составляет 4,1 К, $q=0,4$ кВт/м² $\Delta T=5,4$ К в то время как при $q=0,9$ кВт/м² $\Delta T=12,7$ К и при $q=1,8$ кВт/м² $\Delta T=25,8$ К. Из полученных значений перепадов температур по высоте слоя хладагента можно сделать несколько выводов. Первый, что с ростом значения теплового потока увеличивается перепад T по высоте хладагента. Это обусловлено тем, что большая часть теплоты аккумулируется непосредственно на нижней крышке и в самом теплоносителе, за счет высокого значения теплоемкости дистиллированной воды. Второй, что, прогрев слоя жидкого теплоносителя приводит к увеличению массовой скорости испарения, следовательно, и росту скорости образования и движения пара из зоны испарения в зону конденсации.

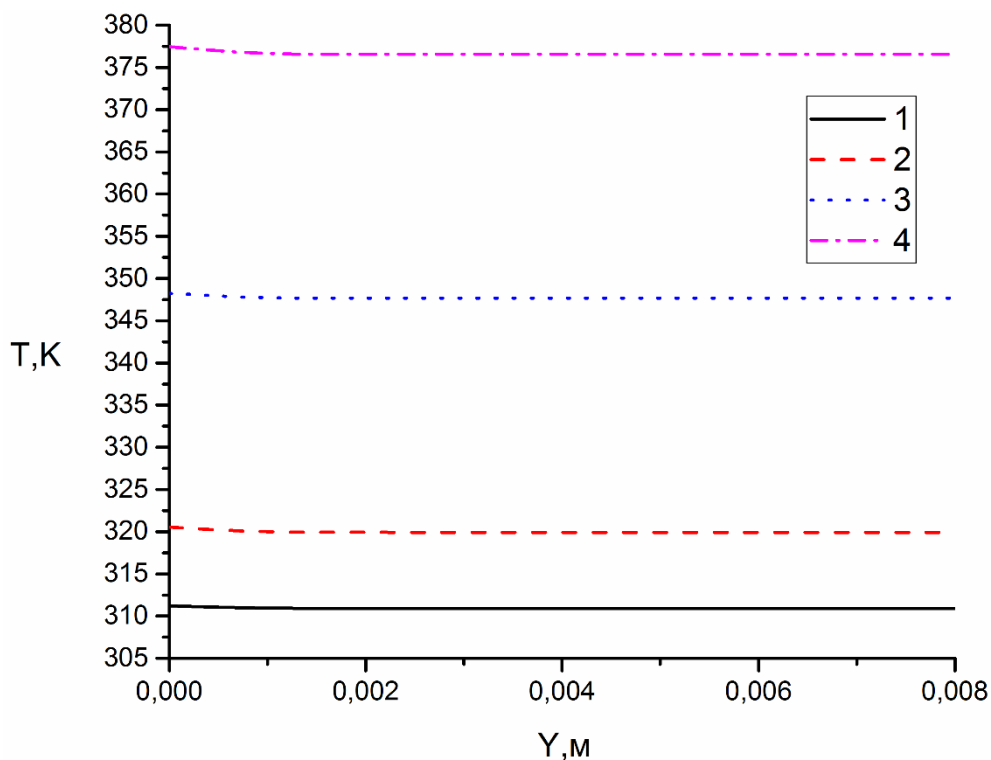
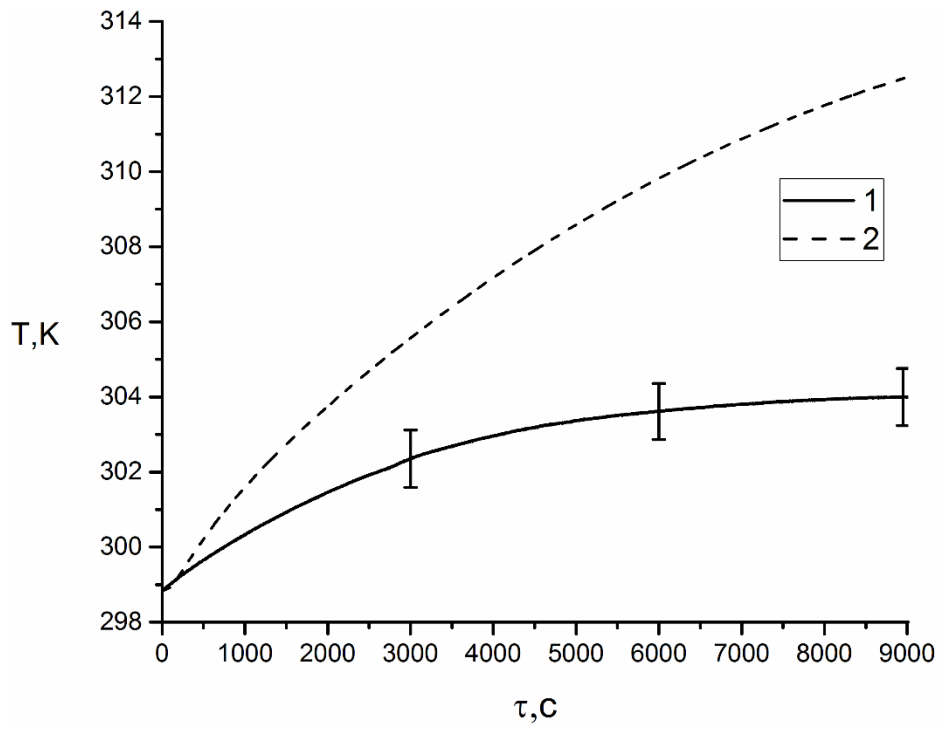


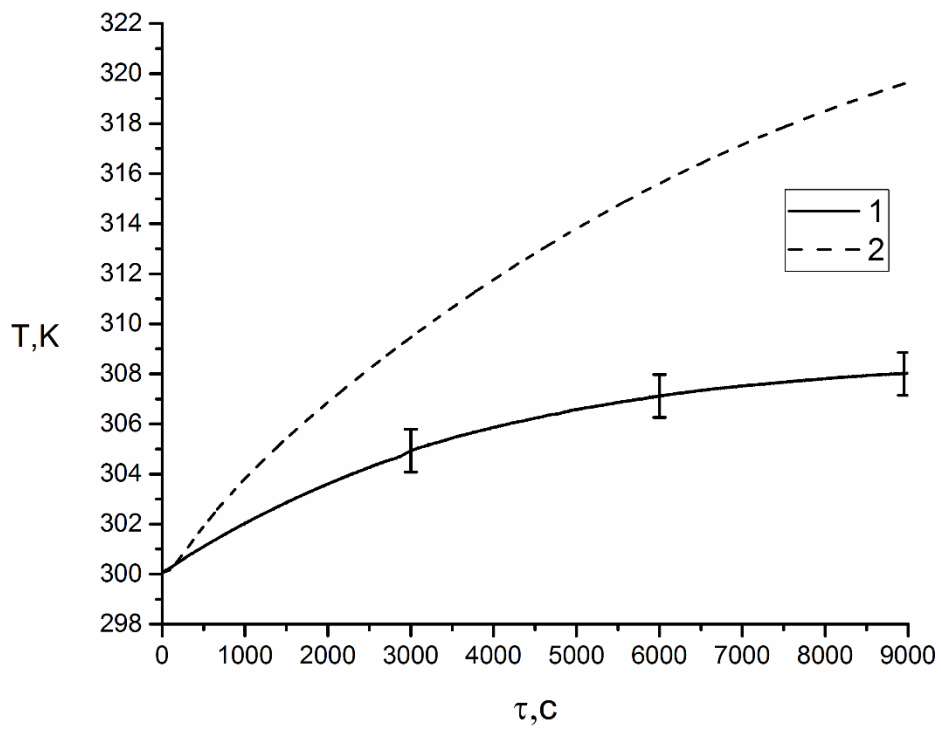
Рисунок 3.5.3 – Распределения температур по оси Y в сечении $X=0$ для слоя конденсата и верхней крышки термосифона при: 1 – $q=0,3$ кВт/м²; 2 – $q=0,4$ кВт/м²; 3 – $q=0,9$ кВт/м²; 4 – $q=1,8$ кВт/м², $\tau=9000$ с, $\alpha=5$ Вт/ м²·К.

Анализ рисунка 3.5.3 показал, что температура в слое конденсата и верхней крышки термосифона при оттоке паров из зоны испарения в зону конденсации отличается не более чем на 0,5–1 К на границах испарения и конденсации. Относительно небольшой перепад температуры на границе раздела «жидкость – металл» объясняется тем, что коэффициент теплопроводности материала стенки ТС достаточно велик, и перепад T по толщине крышки мал.

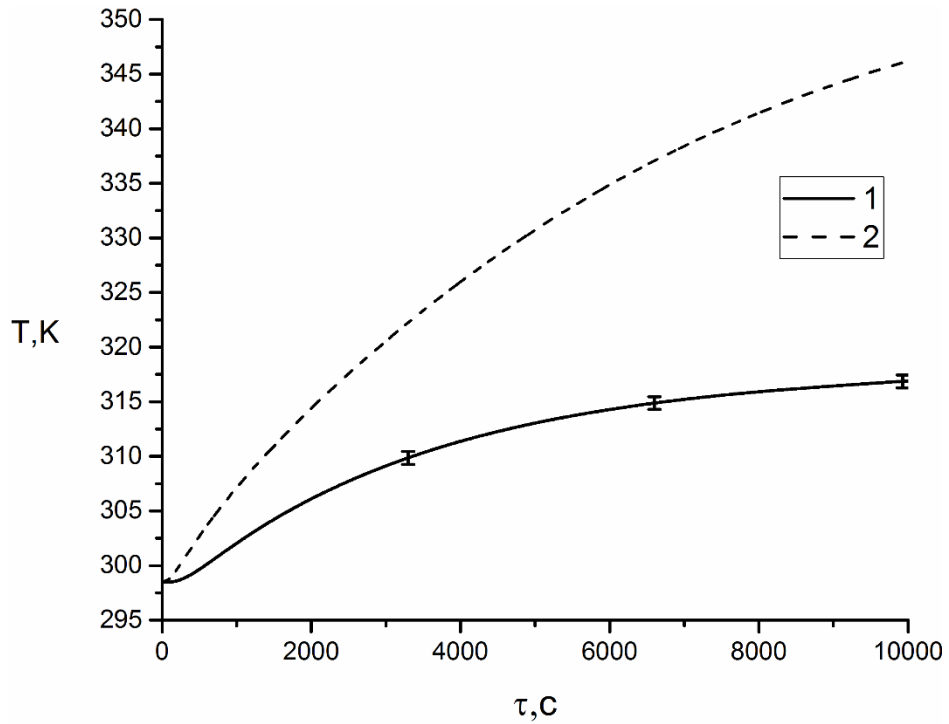
На рисунке 3.5.4. представлены зависимости температур в слое теплоносителя на нижней крышке термосифона (в сечении $x=0$ мм при $y=6$ мм) от времени при коэффициенте заполнения термосифона 8% и рассматриваемых значениях тепловых потоков $q=0,3 – 1,8$ кВт/м².



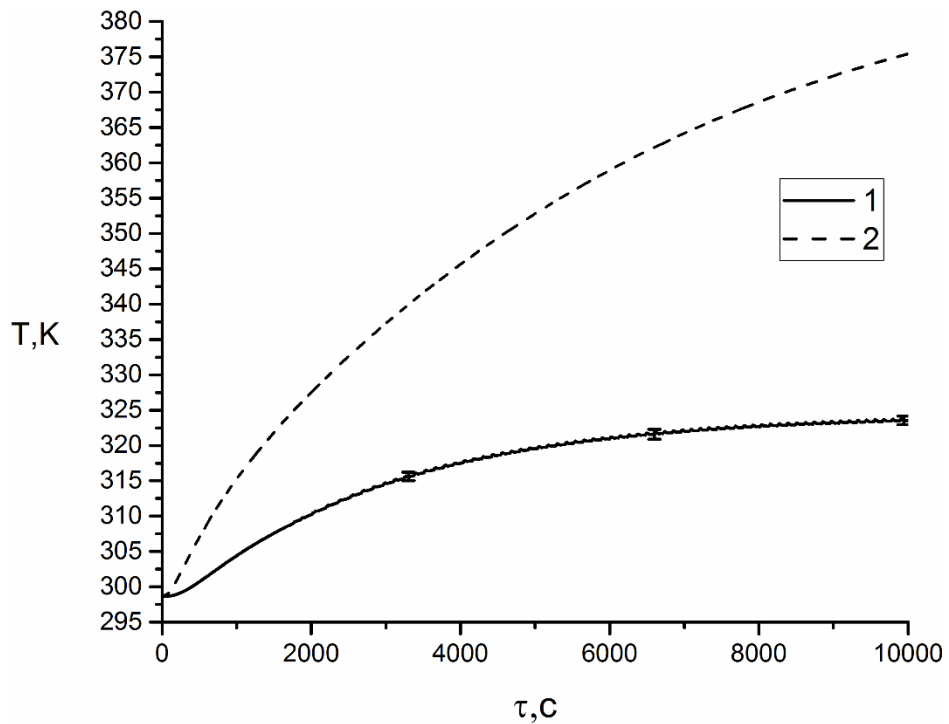
a)



б)



в)



г)

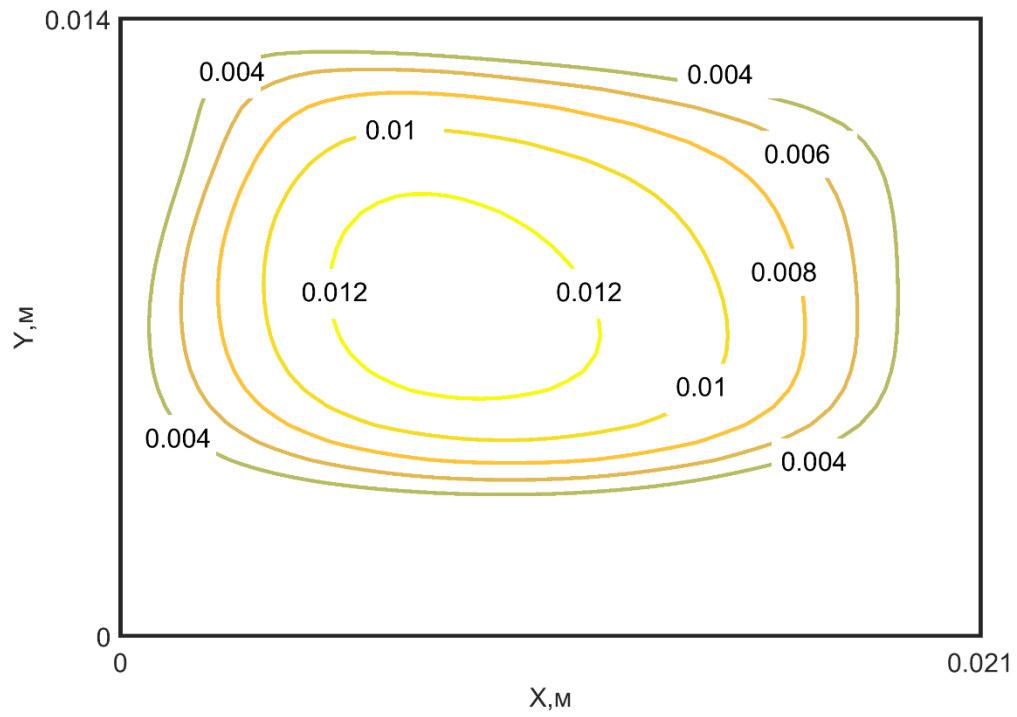
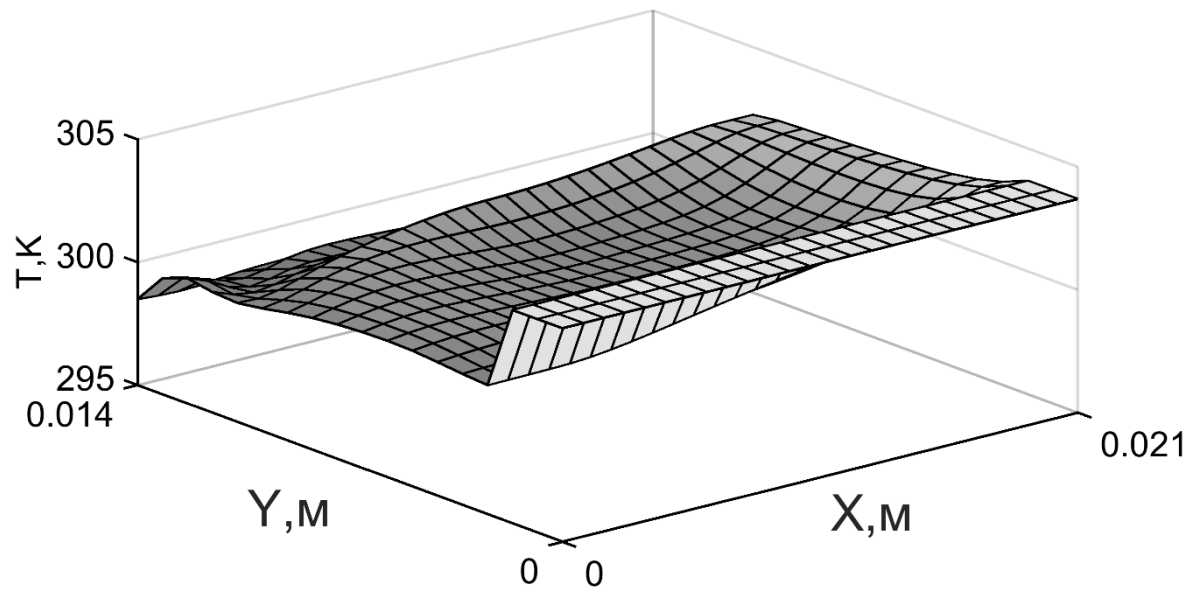
Рисунок 3.5.4 – Зависимости температур в слое теплоносителя на нижней крышке термосифона ($x=0 \text{ мм}$, $y=6 \text{ мм}$) от времени при коэффициенте заполнения термосифона 8% и тепловой нагрузке, а) $q=0,3 \text{ кВт/м}^2$, б) $q=0,4 \text{ кВт/м}^2$, в)

$q=0,9$ кВт/м², г) $q=1,8$ кВт/м², (1 – эксперимент [142] (-), 2 – численное моделирование).

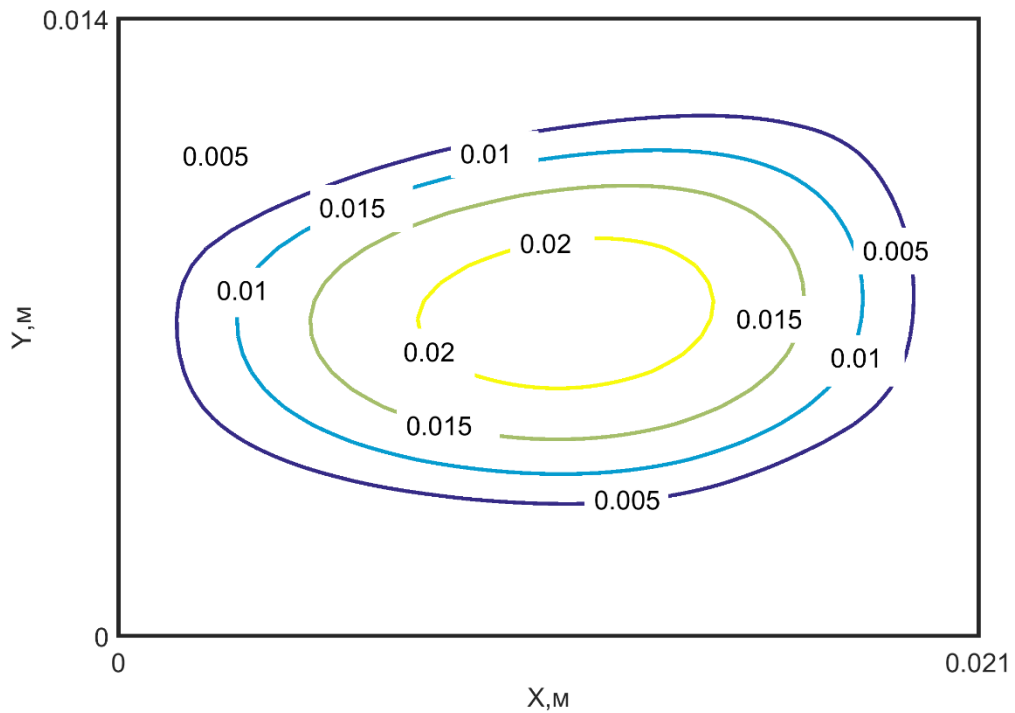
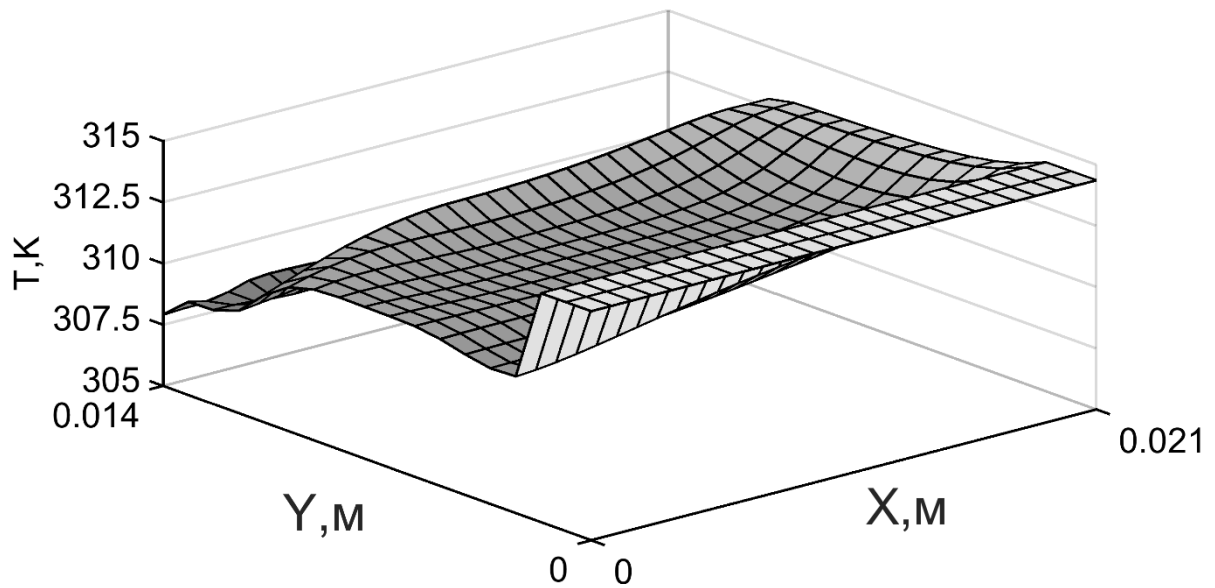
Анализ зависимостей (рисунок 3.5.4) показал большое несоответствие результатов, полученных при математическом моделировании процесса теплопереноса только за счет теплопроводности в слое теплоносителя (дистиллированная вода) и результатов эксперимента в точке расположения термопары ($x=0$ мм, $y=6$ мм). Это обусловлено тем, что при математическом моделировании процесса теплопереноса за счет теплопроводности не учитывается движение теплоносителя в испарительной части термосифона. По этой причине можно предположить, что термогравитационная конвекция в слое хладагента играет существенную роль в формировании поля температур и, соответственно, скорости испарения.

3.6. Анализ основных закономерностей термогравитационной конвекции и теплопроводности в слое жидкости на нижней крышке и кондуктивного теплопереноса в верхней крышке термосифона и слое конденсата

На рисунке 3.6.1 представлены поля температур и линии тока в слое хладагента при $q=0,9$ кВт/м² и времени $\tau=300$ и 3000 секунд, полученные в результате решения задачи (3.2.45) – (3.2.72).



a)



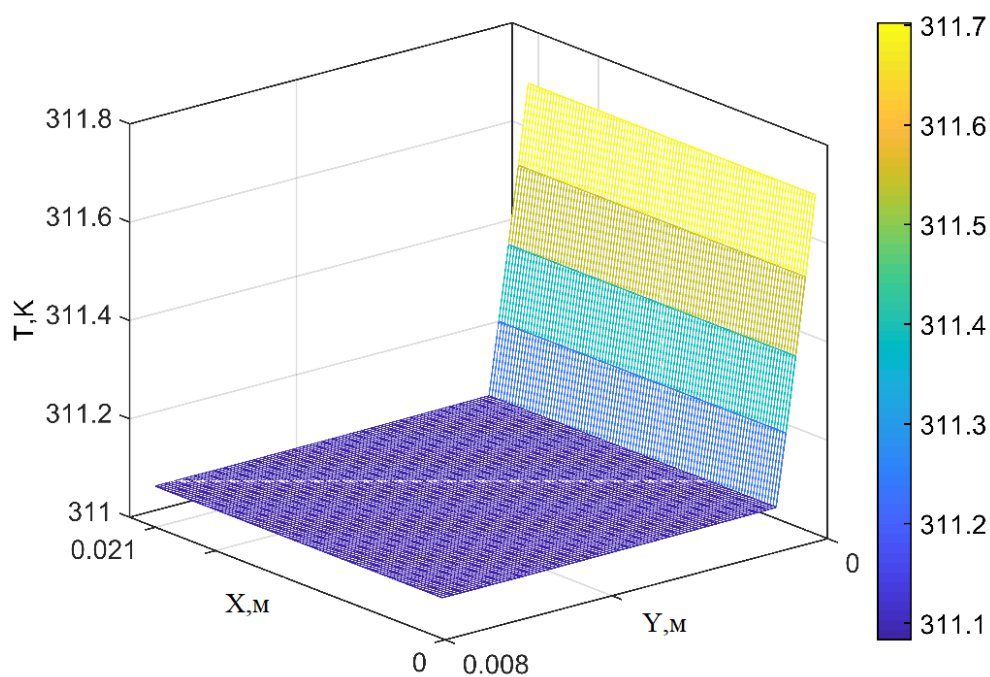
б)

Рисунок 3.6.1 – Поля температур и линии тока в слое теплоносителя на нижней крышке термосифона при $q=0,9$ кВт/м² и времени: а) – 300 сек, б) – 3000 сек. Температуры – в К.

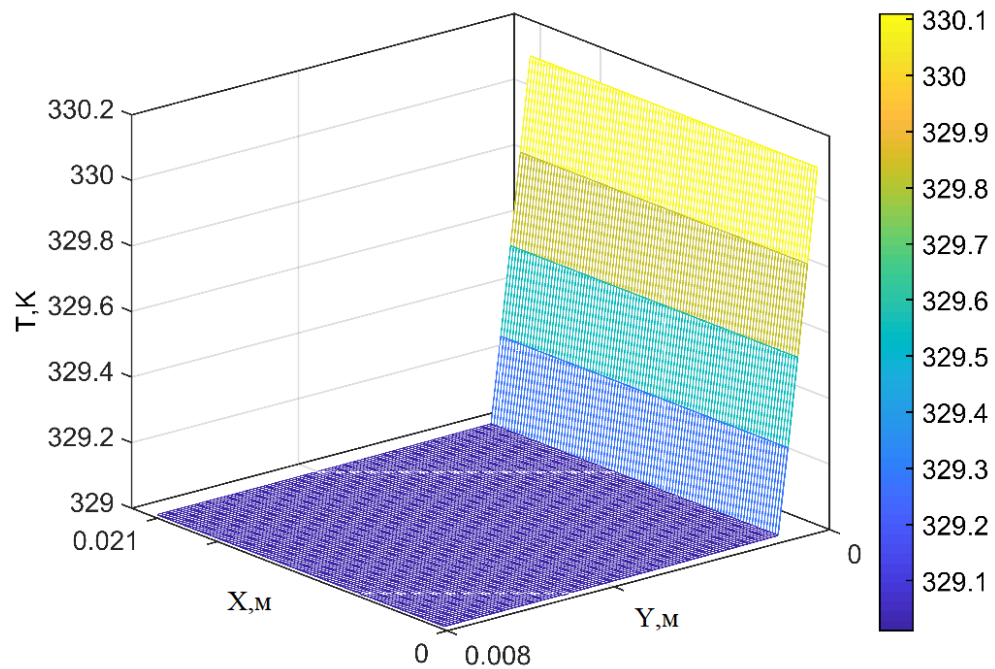
Из анализа рисунка 3.6.1 можно сделать вывод, что при тепловом потоке $q=0,9$ кВт/м² с течением времени за счет интенсификации подвода теплового

потока и, соответственно, равномерного прогрева нижней крышки значения температур в слое теплоносителя растут (рисунок 3.6.1 а), б)).

На рисунках 3.6.2 представлены основные результаты решения задачи для слоя конденсата и верхней крышки термосифона при тепловых потоках $q=0,9$ кВт/м² и $q=2,9$ кВт/м². Для верхней крышки и слоя конденсата решалась задача теплопроводности без учета термогравитационной конвекции, т.к. слой конденсата достаточно мал (менее 2 мм), по этой причине конвективные течения можно не учитывать.



а)



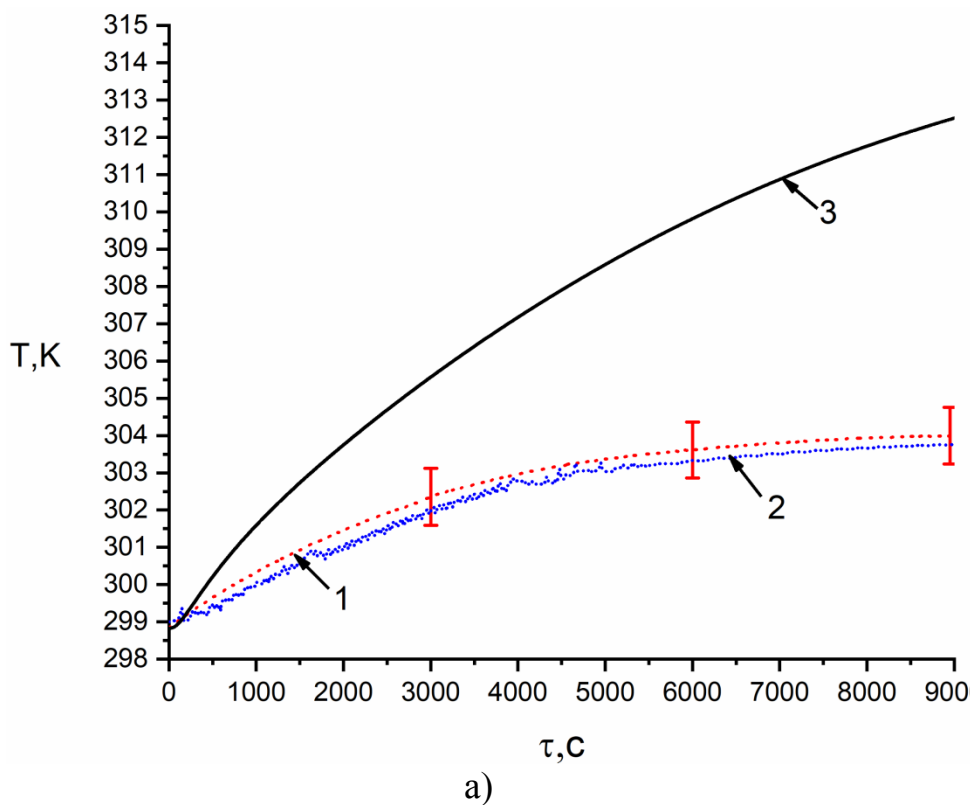
б)

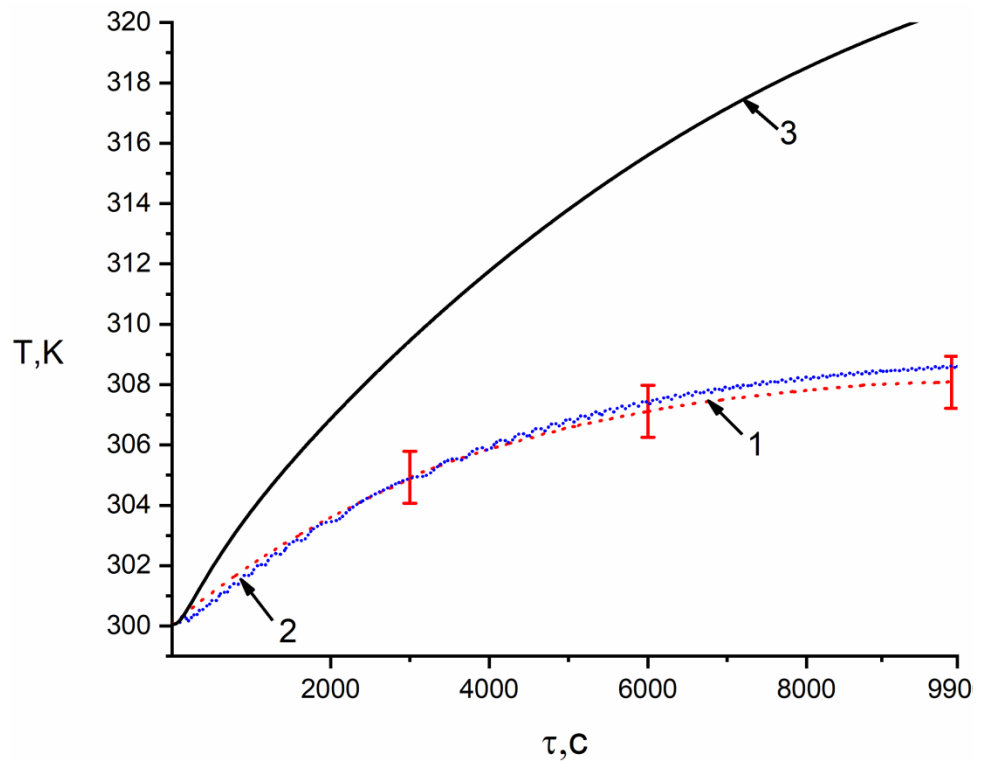
Рисунок 3.6.2 – Распределения температур по высоте слоя конденсата и верхней крышки термосифона при $\tau=6000$ с, $\alpha=5$ Вт/ м²·К: а) $q=0,9$ кВт/м²; б) $q=2,9$ кВт/м².

Анализ рисунка 3.5.3 показал, что перепад T по высоте конденсата и слоя металла относительно небольшой. Равномерный прогрев рассматриваемой зоны конденсации обусловлен тем, что решается задача теплопроводности с учетом фазового перехода на нижней границе рассматриваемой задачи. Можно сделать вывод, что интенсификация подвода теплоты на нижнюю крышку приводит к увеличению массовой скорости испарения, следовательно, к росту скорости образования и движения пара из зоны испарения в зону конденсации.

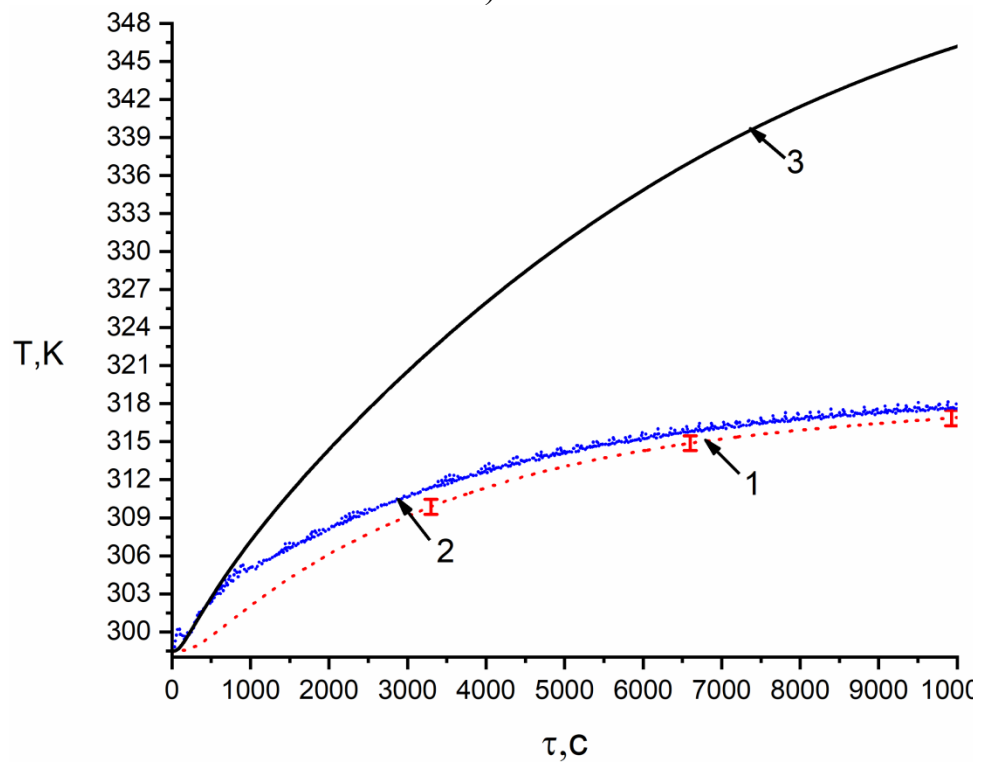
3.7. Сравнительный анализ полученных экспериментально температурных распределений с результатами математического моделирования

Основные результаты математического моделирования представлены в виде сравнения термограмм, полученных при численном моделировании процесса теплопереноса за счет кондукции и теплопереноса, учитывающей термогравитационную конвекцию с результатами проведенных экспериментов (глава 2) при аналогичных заполнениях полости термосифона (дистиллированной водой) в интервале тепловых потоков $q=0,3 - 1,8 \text{ кВт/м}^2$.





б)



в)

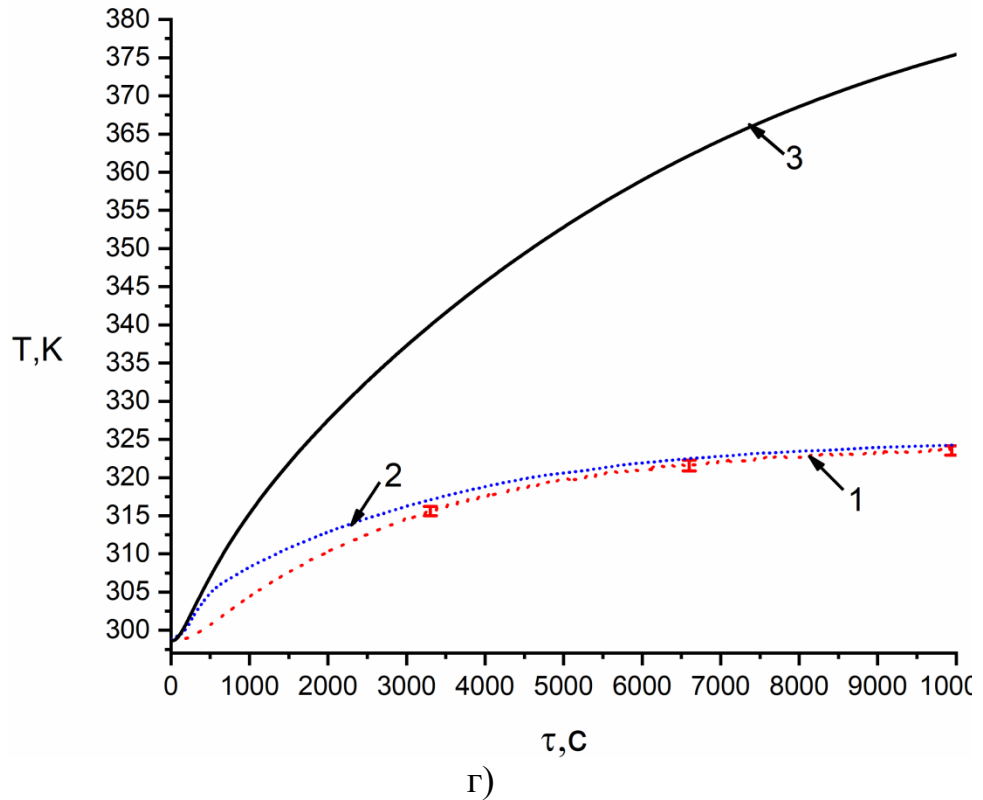
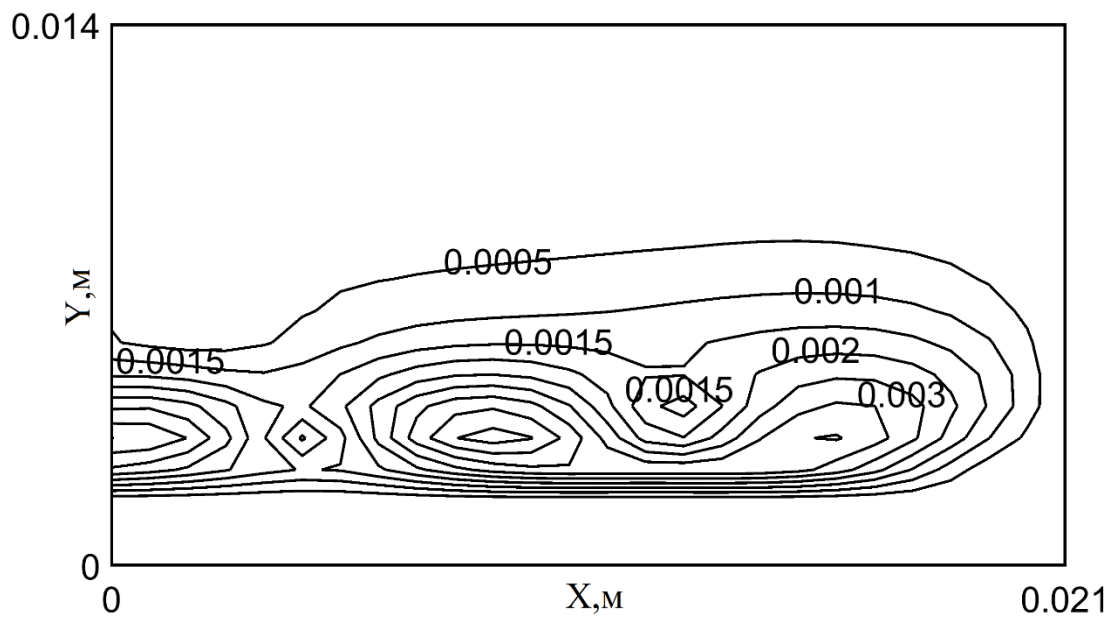


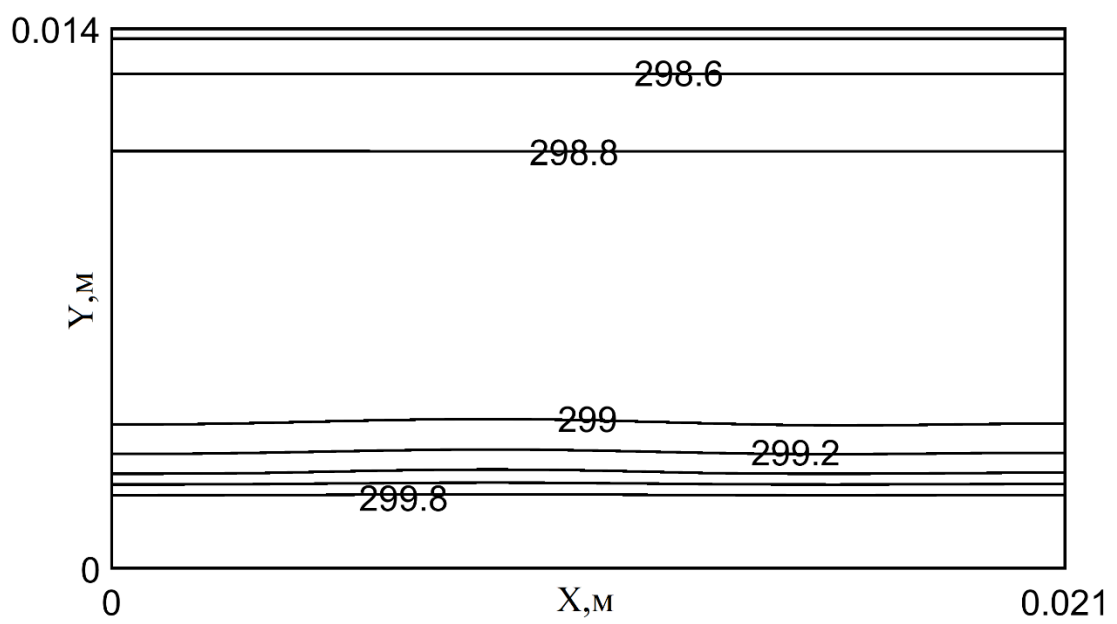
Рисунок 3.7.1 – Зависимости температуры в точке $x=0$ мм, $y=6$ мм слоя теплоносителя на нижней крышке термосифона от времени при коэффициенте заполнения термосифона 8% и тепловой нагрузке, а) $q=0,3$ кВт/м², б) $q=0,4$ кВт/м², в) $q=0,9$ кВт/м², г) $q=1,8$ кВт/м², (1 – эксперимент [142] (-), 2 – численное решение в рамках модели (3.2.45) – (3.2.59) (- - -); 3 – решение уравнения теплопроводности для слоя теплоносителя (-·-·-).

Из рисунка 3.7.1 видно, что разность температур (кривые 2 и 3, рисунок 3.7.1) со временем растёт вплоть до выхода на стационарный режим и значения температуры (кривая 2), полученные при численном моделировании (с использованием модели, учитывающей термогравитационную конвекцию), достаточно хорошо согласуются с экспериментальными данными (расхождение не более 5 %), в то время как значения температуры, полученные с учетом только кондукции в нижней крышке и слое теплоносителя, отличаются от экспериментальных существенно.

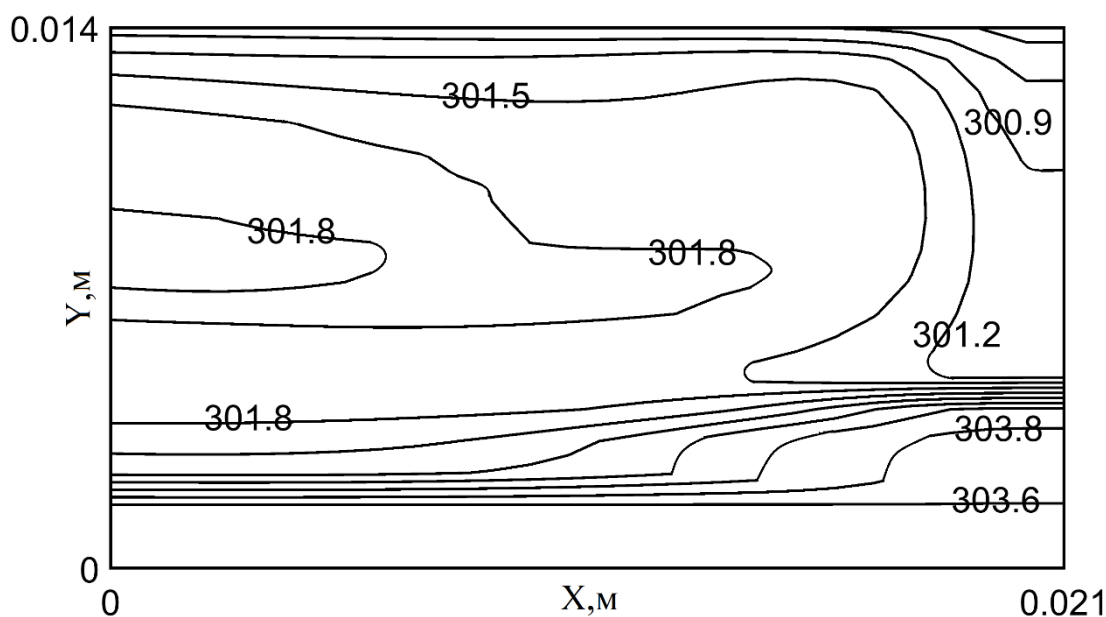
На рисунке 3.7.2 представлены изолинии скоростей (изотакхи) и поля температур в слое теплоносителя на нижней крышке термосифона при $q=300$ Вт/м² и времени 100 сек – 3000 сек.



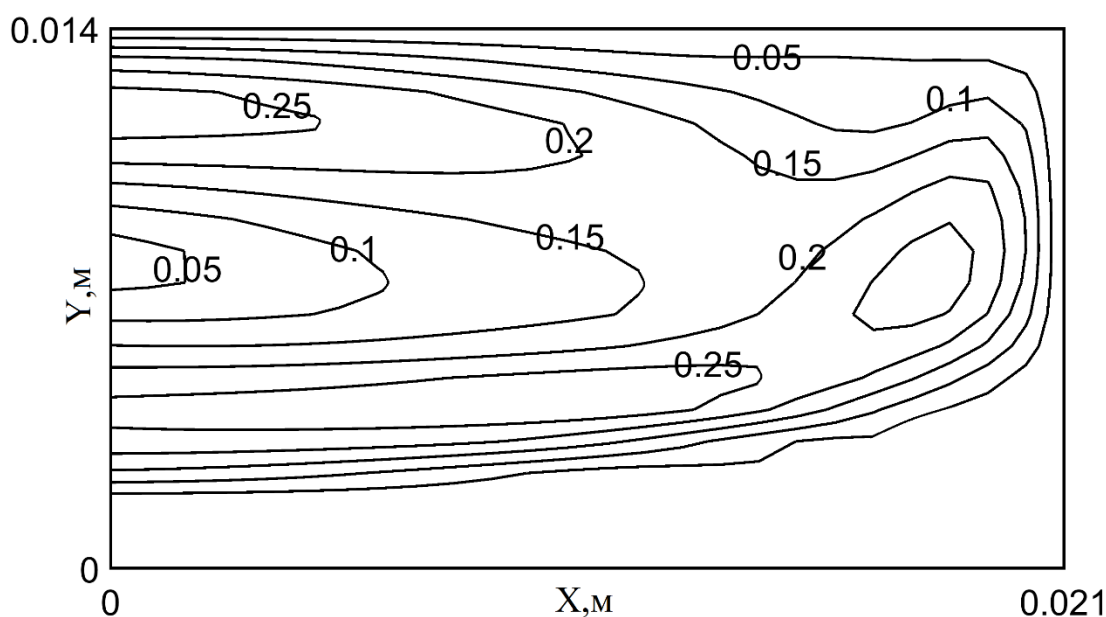
a)



б)



в)



г)

Рисунок 3.7.2 – Изолинии скоростей (изотакхи) (а,в) и поля температур (б,г) в слое теплоносителя на нижней крышке термосифона при $q=300 \text{ Вт/м}^2$ и времени: а, б) – 100 сек, в, г) – 3000 сек. Температуры – в К, скорости в м/с.

Анализ рисунка 3.7.2 а, б) показал, что при времени 100 секунд перенос энергии преимущественно кондуктивный. С течением времени силы термогравитационной конвекции увеличиваются, что приводит к формированию интенсивных циркуляционных течений в исследуемой области (рисунок 3.7.2 в)).

Нагретая жидкость поднимается вверх к свободной поверхности, где отводится тепло за счет испарения (рисунок 3.7.2 г)), холодная опускается вниз.

Сформулированная на основании анализа и обобщения результатов, выполненных автором диссертации экспериментальных исследований, математическая модель процессов свободноконвективного теплопереноса в термосифонах существенно отличается от известных (например, [58–60]).

Результаты выполненного математического моделирования достаточно наглядно иллюстрируют возможность применения модели, разработанной при выполнении диссертации, при проведении анализа работы термосифонов. Следует отметить, что автономность замкнутых двухфазных термосифонов позволяет применять их в критических условиях. При работе тепловыделяющих установок и оборудования в аварийном режиме, когда тепловые потоки превышают номинальные значения, температура поверхности, на которую закреплен термосифон, будет примерно равна температуре кипения хладагента в рассматриваемом теплообменнике. Соответственно, разрежение парового канала или использование легкокипящего хладагента позволит выдерживать тепловой режим энергетических оборудования в аварийных условиях работы.

3.8. Новый подход к моделированию процесса формирования теплового режима термосифонов больших размеров для использования геотермальной теплоты

Полученные результаты экспериментального исследования и математического моделирования в диссертации дают возможность решить актуальную задачу теплотехники по созданию систем теплоснабжения будущего на основании использования геотермальной и петротермальной энергии [183, 184]. Но ее эффективное использование возможно только при извлечении с больших глубин (до 1 км), где температура среды (грунта, скальных пород) превышает 100 °С. Одним из наиболее реальных способов такого использования

теплоты глубинных слоев земли является система из нескольких десятков замкнутых двухфазных термосифонов большой (10 – 15 м) высоты. При постановке задачи использовалась разработанная автором диссертации физическая модель (рисунок 3.1.1.), основой которой является положение о том, что тепловой режим термосифона в полной мере определяется основной характеристикой комплекса взаимосвязанных теплофизических и гидродинамических процессов, протекающих во всех характерных областях этого теплообменника (зоны испарения и конденсации, парового канала, пленки стекающего по вертикальным стенкам термосифона теплоносителя, верхней и нижней крышек, вертикальных стенок), – массовой скорости испарения теплоносителя с поверхности слоя последнего на нижней крышке. При таком подходе принимается, что величина $W_{исп}$ зависит только от интенсивности теплопереноса в нижней части парового канала.

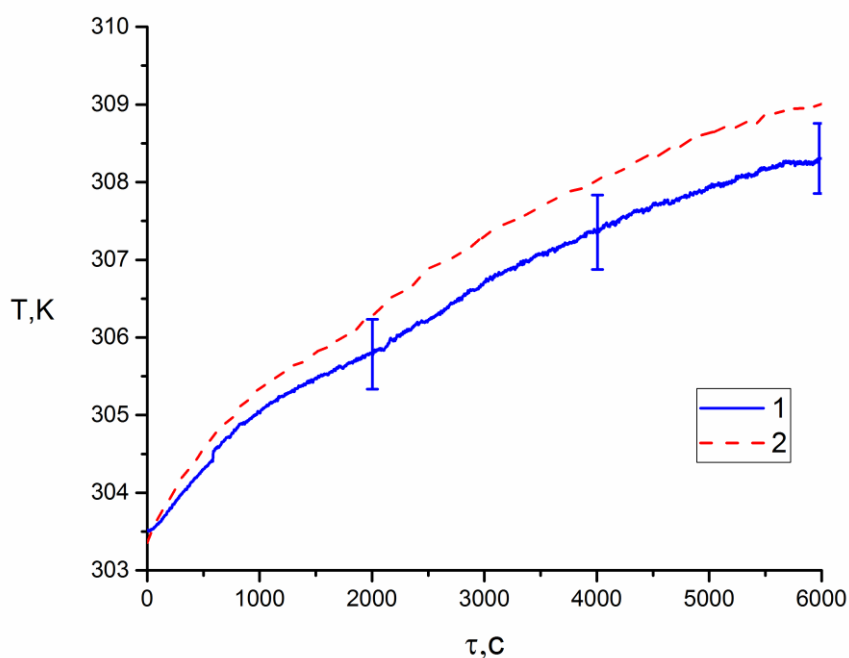
Задача теплопереноса в этом слое рассматривается в рамках модели, учитывающей механизмы теплопроводности и термогравитационной конвекции. Принято допущение (которое можно квалифицировать как основное), что граница раздела «теплоноситель - пар» не смещается в пространстве (т.е. предполагается, что весь конденсат, образующийся на верхней крышке, успевает возвратиться в зону испарения и компенсировать убыль массы теплоносителя в результате испарения). При этом на основании результатов экспериментальных исследований [141–147] предполагалось, что температура «оборотного» конденсата ниже температуры поверхности испарения. Последнее допущение не является вполне очевидным для условий стекания конденсата по вертикальным стенкам термосифона. Но классическая схема работы термосифонов малой высоты [55], в которой конденсат медленно стекает (в зону испарения) и достаточно интенсивно при этом нагревается потоком высокотемпературных паров, движущихся вверх (в зону конденсации), скорее всего не будет эффективна в термосифонах большой высоты. В последних целесообразно возврат конденсата в зону испарения проводить не в результате пленочного течения по стенкам

термосифона, а при падении капель относительно «холодного конденсата» с верхней крышки через паровой канал большой протяженности (до 15 м). В этом случае характерные времена движения капель будут много меньше (в десятки раз) характерного времени стекания пленки. Кроме того, в этом случае температуры капель конденсата будет незначительно отличаться от температуры, при которой происходит конденсация на верхней крышке. В результате конденсат возвращается в область испарения очень быстро и с достаточно низкой температурой.

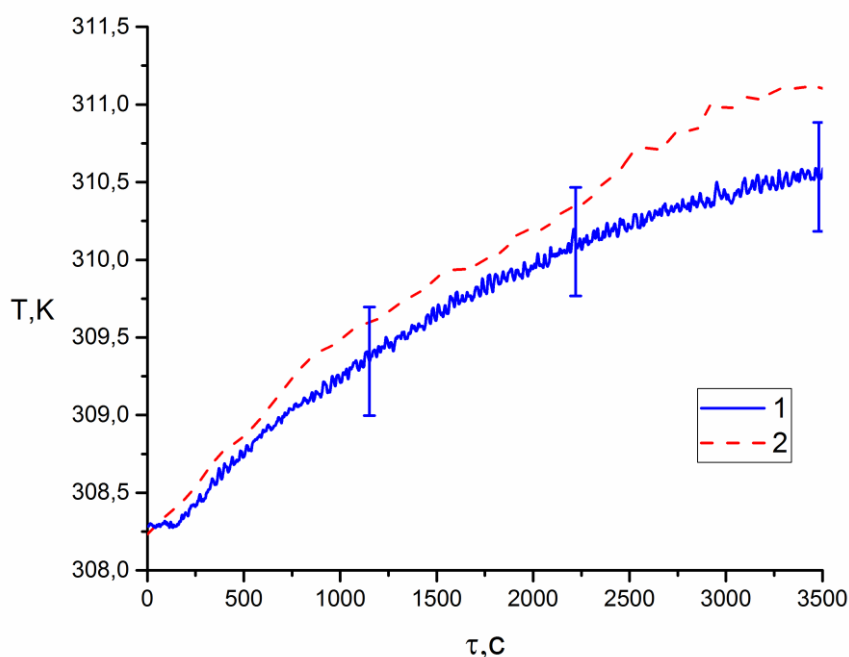
В дополнение обоснованию этого допущения можно отметить, что встречный поток пара будет препятствовать движению капель, но это торможение, как показали эксперименты [185], приведет к тому, что идущая за первой капля догонит ее и сольется с ней. В результате масса капли и, соответственно, действующая на нее сила тяжести увеличиваются. При этом увеличится и скорость падения капли. Процесс движения капель в этих условиях будет самоподдерживающим, как следует из выводов [185]. Кроме того, при падении с высоты несколько метров скорость капель будет достигать больших значений и следующие во втором, в третьем и других «эшелонах» по высоте парового канала капли будут поглощать идущие впереди. Увеличению размеров капель конденсата, движущихся через паровой канал, также будет способствовать установленный в экспериментах [186, 187] процесс непрерывной трансформации (изменения формы) капель в полет под действием силы тяжести. Установлено [186, 187], что капли четырех исследовавшихся типичных жидкостей (скорее всего, это закономерно для ньютоновских жидкостей) последовательно принимают форму сферы; эллипсоида, вытянутого по направлению движения; блина; эллипсоида, вытянутого в поперечном направлении, и ряд других промежуточных форм. В результате поперечные размеры каждой капли циклически увеличиваются почти в два раза [186, 187], и вероятность коагуляции (слияния) движущихся в непосредственной близости капель существенно растёт. Все эти процессы на практике приведут к тому, что капельный поток будет

быстро проходить по паровому каналу из зоны конденсации в зону испарения. В такой постановке математическая модель процессов теплопереноса в слое конденсата представляет собой систему нестационарных уравнений в частных производных (3.2.46 – 3.2.49) с соответствующими краевыми условиями (3.2.50 – 3.2.60).

На рисунке 3.8.1 приведены результаты сравнения температур в точке, расположенной на оси симметрии термосифона на расстоянии 6 мм от поверхности его нижней крышки, полученных при проведении численного анализа и установленных в экспериментах [141 – 147]. В качестве теплоносителя рассматривался Н-пентан – низкокипящая жидкость, которая может использоваться в термосифонах при относительно низкой (до 40 °С) температуре скальных пород или воды (такие температуры достигаются на относительно небольших глубинах). Вертикальными короткими линиями обозначены доверительные интервалы определения температур в экспериментах [141 – 147].



a)

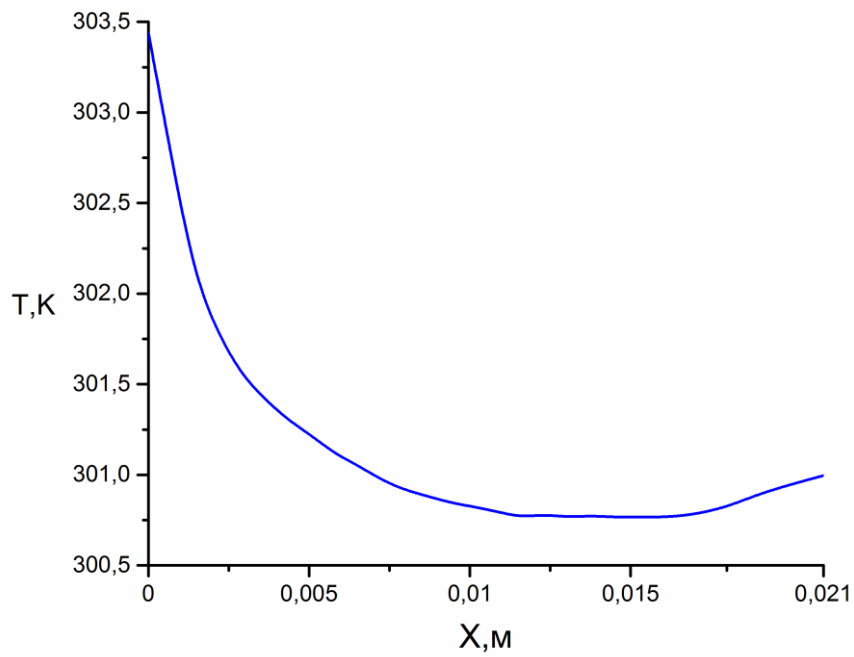


б)

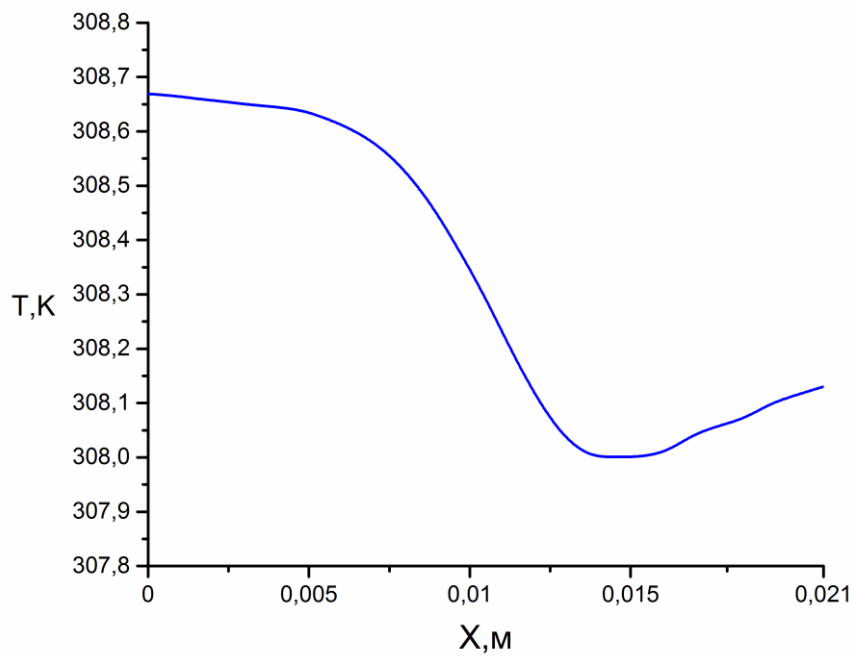
Рисунок 3.8.1 – Зависимости температуры в точке $x=0$ мм, $y=6$ мм от времени для слоя теплоносителя (Н-пентан), а) $q=0,4$ кВт/м², б) $q=0,5$ кВт/м², (1 – эксперимент, 2 – численное моделирование (- - -)).

Хорошо видно, что теоретический тренд $T(\tau)$ проходит несколько выше (на 0,5 K) экспериментального, но отклонения значений температур в каждый момент времени практически не выходят за границы доверительного интервала определения $T(\tau)$ при доверительной вероятности 0,95. Можно сделать вывод, что сформулированная в рамках разработанного авторами статьи нового подхода математическая модель теплопереноса в слое теплоносителя на нижней крышке термосифона хорошо соответствует реальному изучаемому процессу при достаточно типичных условия работы таких теплообменников. Можно также отметить, что в интервале τ от 0 до 3500 секунд температура в контролируемой точке растет, но это увеличение незначительно (менее 3 K).

На рисунках 3.8.2 и 3.8.3 приведены распределения температур по направлениям осей x и y при $q=0,4$ кВт/м² в точках $y=6$ мм и $x=0$ мм, соответственно.

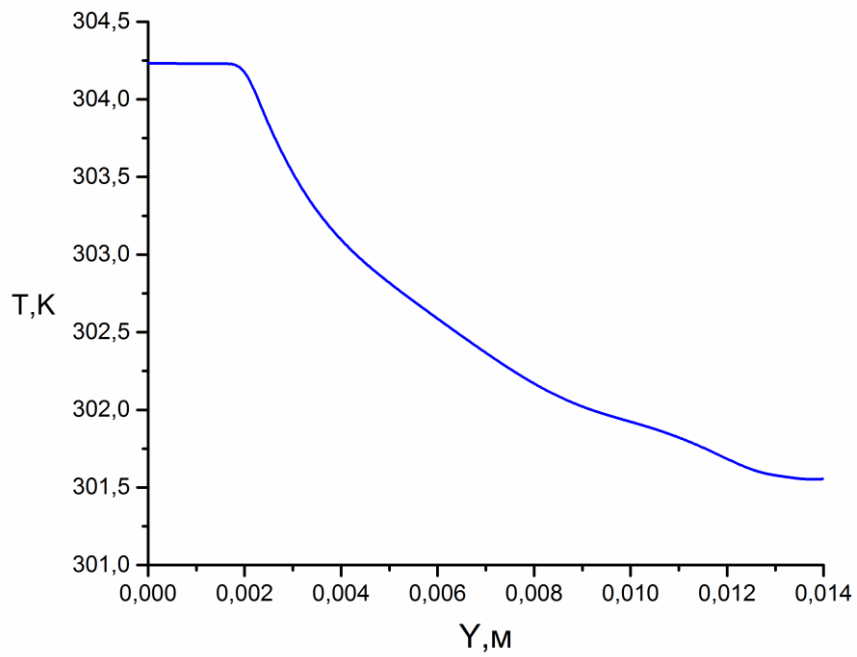


a)

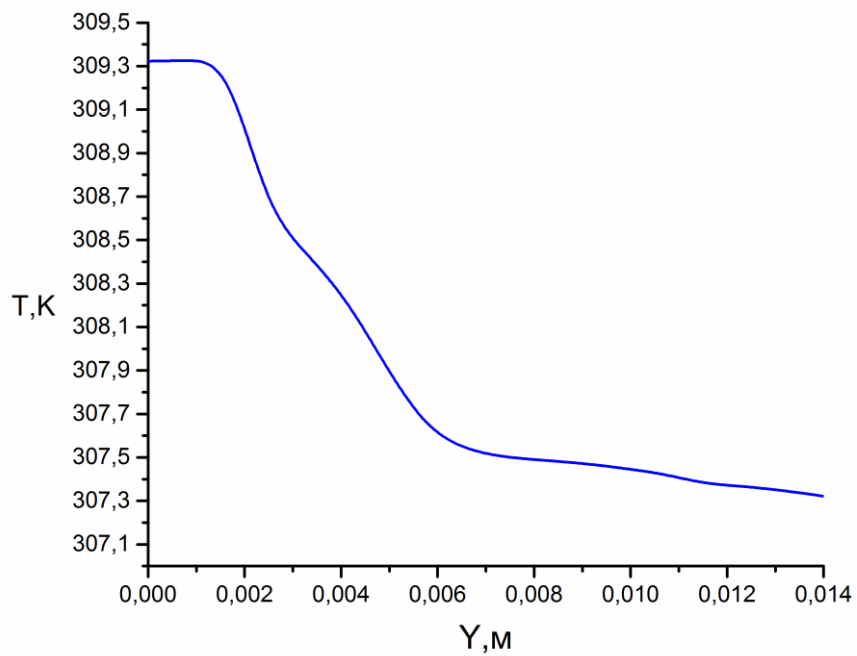


б)

Рисунок 3.8.2 – Распределения температур по оси x в сечении $y=6$ мм в слое теплоносителя на нижней крышке термосифона при $q=0,4$ кВт/м² и времени: а) – 300 с, б) – 6000 с.



a)

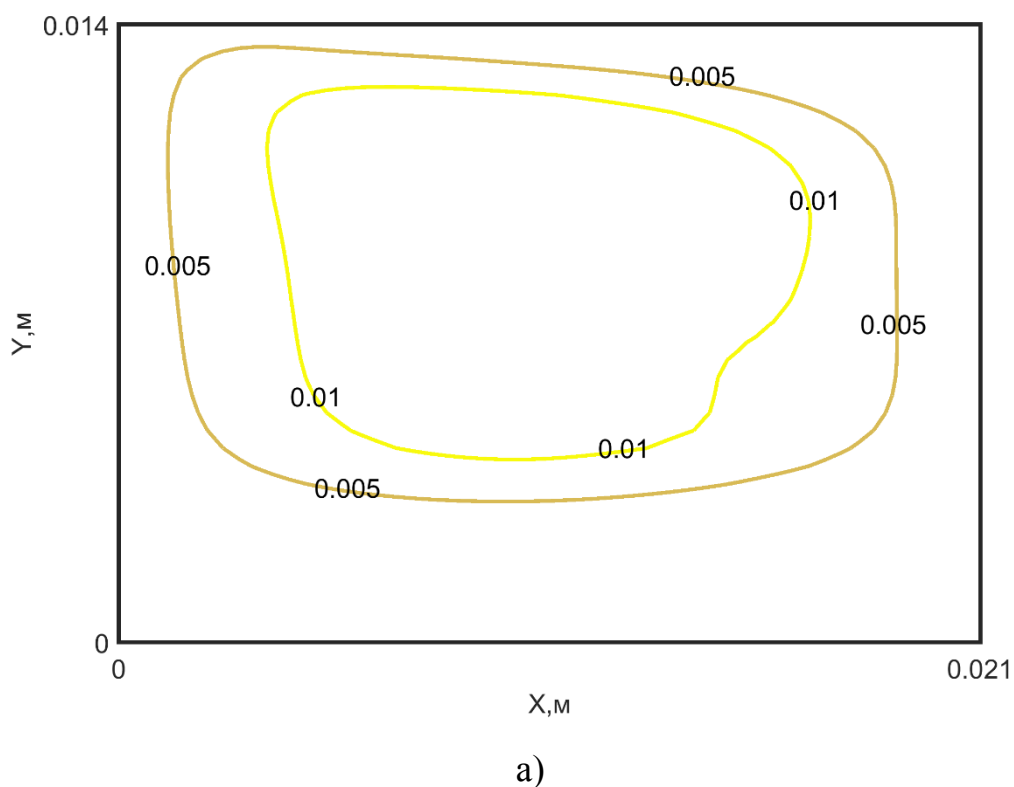


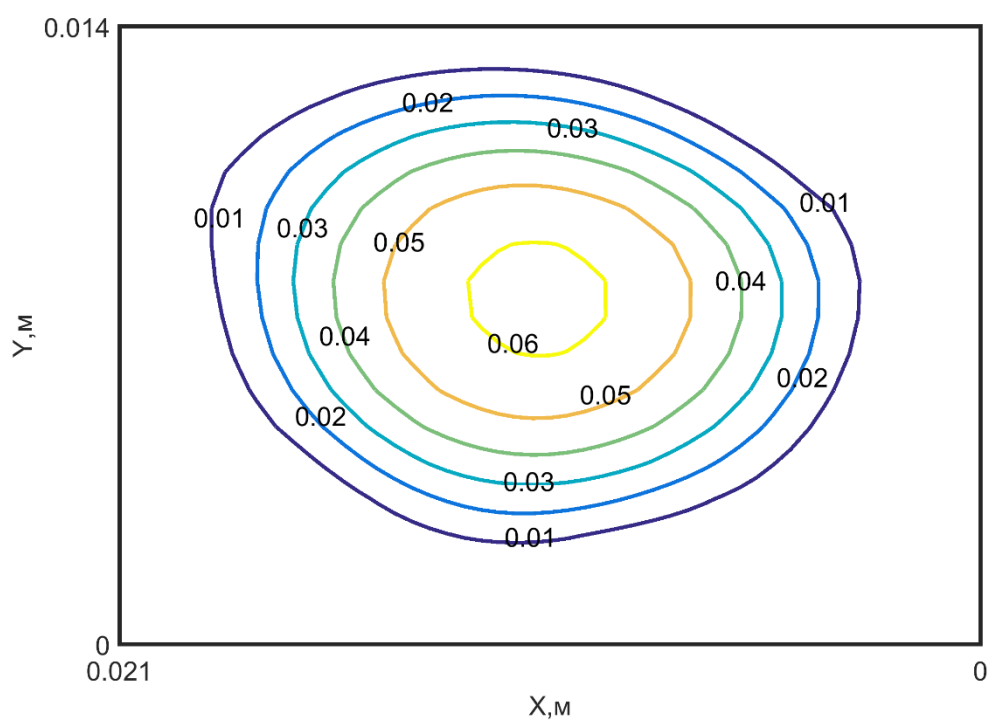
б)

Рисунок 3.8.3 – Распределения температур по оси y в сечении $x=0$ мм в слое теплоносителя на нижней крышке термосифона при $q=0,4$ кВт/м² и времени: а) – 300 с, б) – 6000 с.

Видно, что максимальный перепад температур по толщине слоя не превышает 3 К, т.е. процесс термогравитационной конвекции, инициированный подводом теплоты к нижней крышке, приводит к интенсивному перемешиванию жидкости. Перепад температур по поперечной координате также не превышает 3 К при времени 300 с (а-в) и 1 К при 6000с (г-е), что иллюстрирует интенсивный процесс выравнивания температур и по поперечной координате.

На рисунке 3.8.4 приведены линии тока в слое теплоносителя на нижней крышке термосифона при $q=0,4 \text{ кВт/м}^2$ ($\tau=300 \text{ с}$ и $\tau=6000 \text{ с}$).





б)

Рисунок 3.8.4 – Линии тока в слое теплоносителя на нижней крышке термосифона при $q=0,4 \text{ кВт/м}^2$ и времени: а) – 300 с, б) – 6000 с.

Видно, что в правой половине слоя теплоносителя формируется одна достаточно интенсивная вихревая структура (скорости в продольном и поперечном направлениях достигают 0,5 мм/с при максимальных температурах среды от 303 К до 309 К). С ростом времени скорости естественной конвекции растут вследствие подъема температуры нижней крышки термосифона и, соответственно, теплоносителя в нижней части слоя. Можно сделать вывод, что термогравитационная конвекция является основным механизмом формирования температурного поля слоя теплоносителя на нижней крышке термосифона и, соответственно, температуры свободной поверхности, величина которой в рассматриваемых условиях определяет скорость испарения теплоносителя.

3.9. Анализ возможного метода использования геотермальной энергии

В связи с тем, что ресурсы гидроэнергетики на планете по существу исчерпаны, тепловые электрические станции (даже самые современные) в процессе своей работы интенсивно загрязняют окружающую среду, а использование атомной энергетики встречает большое сопротивление со стороны граждан многих государств (особенно Европы и Америки), альтернативные (возобновляемые) источники энергии (ВИЭ) привлекают в последние годы все больше внимания [188 – 190]. Но за последние 20 лет интенсивной работы промышленности многих развитых государств (Германия, Дания, Нидерланды и др.) больших успехов в использовании ветроустановок и солнечных батарей достичь не удалось [190 – 193]. Вклад этих источников энергии по состоянию на 2015 год остается незначительным (менее 8% [190, 193]) как в большой (выработка электричества), так и малой (выработка в основном теплоты) энергетике [190 – 193]. Становится все более очевидным что эти два направления возобновляемой энергетики существенно ограничены по своему потенциалу в связи с объективными условиями (географическим положением, в основном). В этой связи наиболее привлекательными после двадцати лет интенсивных исследований и разработок в области ВИЭ становятся биомасса и геотермальная энергия. Ресурсы последних распределены по территориям многих государств более или менее равномерно и могут быть эффективно использованы независимо от времени года или дня.

Следует отметить, что биомасса как источник энергии исследуется многие десятилетия учеными почти всех государств мирового сообщества. Опубликовано большое количество статей по этой тематике (например [194 – 196]). Можно считать, что основные технологии использования биомассы в энергетике, в основном, проработаны в плане научно-исследовательских работ.

Много хуже положение дел в геотермальной энергетике. Пока предполагается [197, 198], что нагретая до высоких температур вода должна по

трубам подаваться с низких горизонтов (глубина до 1 км) в системы теплоснабжения и после оборота возвращаться в область высоких температур. При такой технологии извлечения геотермальной энергии возникают четыре проблемы, решить которые крайне сложно.

1. Потери энергии при транспорте за счет теплоотвода в окружающую среду (охлаждение нагретой до высоких температур воды). Для минимизации этих потерь необходима эффективная теплоизоляция всей внешней поверхности труб подачи наверх теплоносителя.

2. Большие затраты энергии на подъем теплоносителя на большие высоты при работе насосов. В большинстве реальных ситуаций горячая вода не может сама подняться на поверхность.

3. Установлено, что геотермальная вода содержит много кислотных соединений, которые очень быстро приводят к коррозии металлов и выходу из строя системы подъема такой воды с низких горизонтов (как трубопроводов, так и насосов).

4. При постоянной длительной эксплуатации таких геотермальных источников высока вероятность их истощения в сроки, недостаточные даже для их окупаемости.

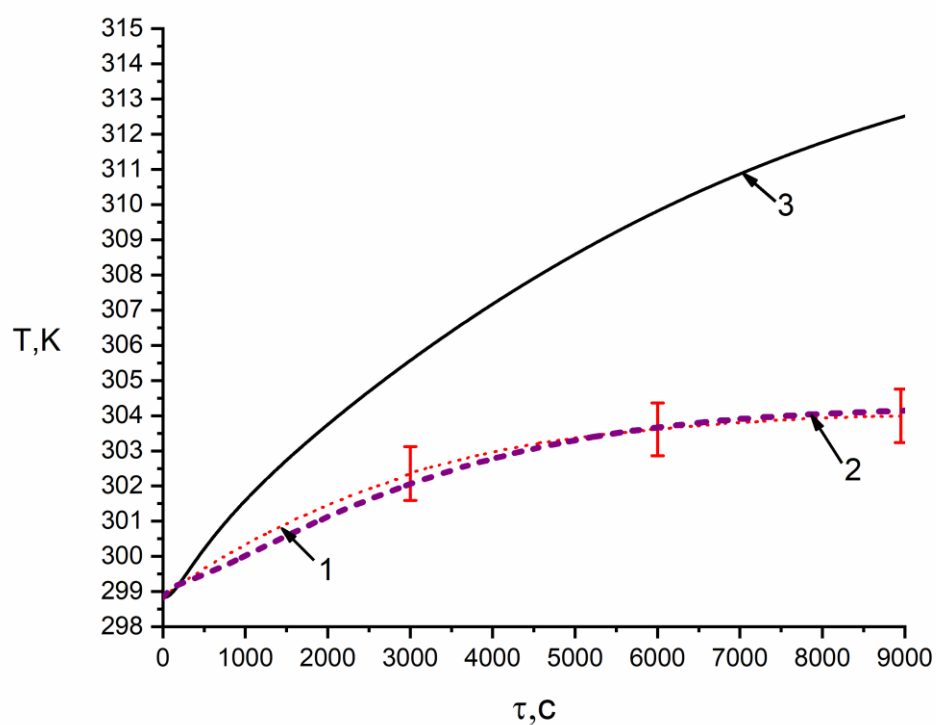
Альтернативой варианта прямого подъема геотермальной воды с больших глубин является, схема использования каскада большеразмерных термосифонов для передачи теплоты в систему теплоснабжения. В этом случае нет необходимости использовать насосы для извлечения нагретой до высоких температур воды и нет коррозии трубопроводов. Кроме того, при такой схеме теплопередачи источник энергии («горячая» вода) не уходит из своих горизонтов на поверхность. Соответственно, нет опасности «истощения» источника теплоснабжения. Охлаждение воды в области контакта с нижней крышкой первого в каскаде термосифона компенсируется притоком теплоты вследствие кондукции и конвекции из областей, в которых нет термосифонов.

При реализации предполагаемой схемы необходимо знать температуру на верхней крышке последнего термосифона с учетом термических сопротивлений каждого термосифона каскада (эффективных теплопроводностей парового потока и термических сопротивлений разделяющих термосифоны крышек). Для этого вычисления необходимо решать систему уравнений теплопереноса для каскада термосифонов. Использование моделей [55, 59, 155, 156, 178 – 180], описывающих полный комплекс теплофизических и гидродинамических процессов в паровом канале термосифона, в слое теплоносителя и пленке конденсата на вертикальных стенках, при решении задачи теплопереноса для каскада термосифонов крайне затруднительно. Поэтому целью исследования является разработка упрощенного метода расчета температурных полей в каскаде термосифонов, обеспечивающего возможность проведения опытно-конструкторских работ по созданию систем извлечения геотермальной энергии на основе каскада термосифонов.

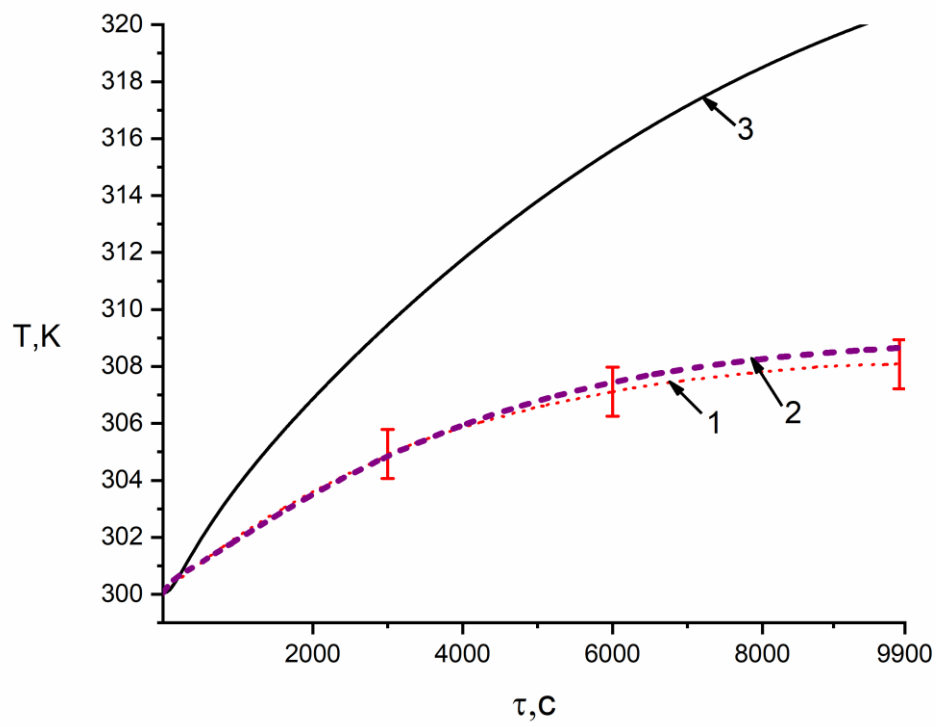
Установлено [176], что при моделировании теплофизических процессов в термосифонах для расчета основной характеристики процесса – скорости испарения достаточно решения задачи теплопереноса в слое теплоносителя на нижней крышке в рамках модели, учитывающей кроме теплопроводности, также и термогравитационную конвекцию. В [176] показано, что вклад конвективного механизма значителен даже при температурах конденсата меньше температуры кипения. Но решение задачи [176], существенно менее сложной по сравнению с постановками [55, 59, 178 – 180], также требует длительных вычислений при анализе характеристик процессов теплопереноса в каскаде термосифонов. Поэтому предлагается использовать для описания процессов переноса теплоты в слое теплоносителя на нижней крышке уравнение теплопроводности, в котором по аналогии с рядом других задач (например, [9, 22, 23]) используется «эффективный» коэффициент теплопроводности, учитывающий не только кондукцию, но и конвекцию в соответствии с результатами численного

моделирования представленными выше [176] (рисунок 3.1.1, параграф 3.2, 3.5–3.6).

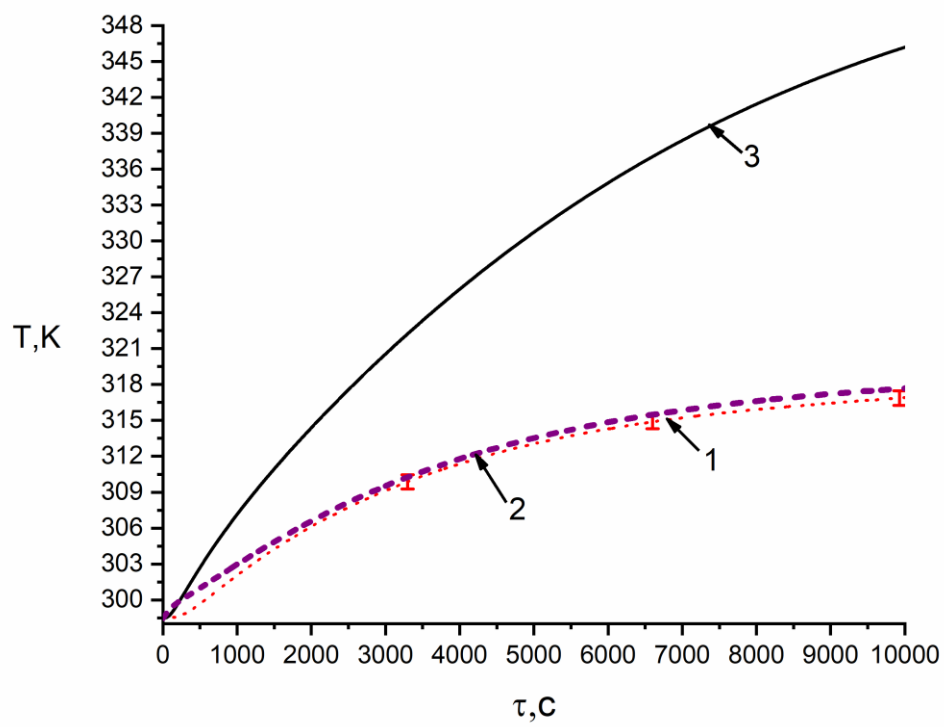
На рисунке 3.9.1 представлены зависимости температур от времени в точке $x=0$ мм, $y=6$ мм (рисунок 3.1.1) для слоя теплоносителя при тепловых потоках q от $0,4$ кВт/м² до $1,8$ кВт/м² (коэффициент эффективной теплопроводности ($\lambda_{эф}$) варьировался от $4,5$ до 28 Вт/(м·К).



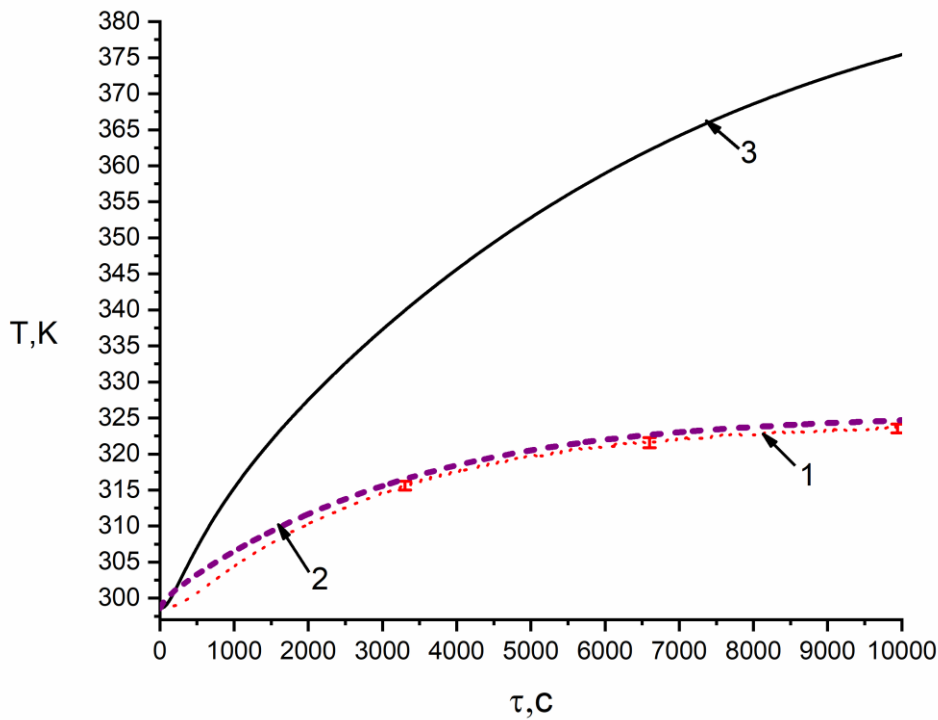
a)



б)



в)



г)

Рисунок 3.9.1 – Зависимости температур в точке $x=0$ мм, $y=6$ мм слоя теплоносителя от времени: а) $q=0,4$ кВт/м², б) $q=0,5$ кВт/м², в) $q=0,9$ кВт/м², г) $q=1,8$ кВт/м² (1 – эксперимент ($\cdots$), 2 – численное решение в рамках модели (3.2.46) – (3.2.60) ($- - -$), 3 – численное решение уравнения теплопроводности для слоя теплоносителя ($—$)).

Три кривые на рисунке 3.9.1 соответствуют результатам экспериментов [142], численному моделированию в рамках модели «эффективной» теплопроводности (кривая 2) и результатам вычислений при решении задачи теплопроводности без учета термогравитационной конвекции (кривая 3). Хорошо видна роль конвективного теплопереноса в формировании температурного поля теплоносителя. Результаты решения задачи (3.2.1) – (3.2.13) в рамках модели «эффективной» теплопроводности хорошо соответствует экспериментальным данным при значениях $\lambda_{эф}$. С ростом q растет $\lambda_{эф}$ (рисунок 3.9.2) вследствие интенсификации процесса термогравитационной конвекции. Чем больше q , тем быстрее нагретые до высоких температур нижние слои теплоносителя

поднимаются вверх, а относительно холодные верхние слои опускаются вниз – происходит интенсивное перемешивание жидкости при температурах меньших температуры кипения, такой механизм теплопереноса будет характерен для любого теплоносителя.

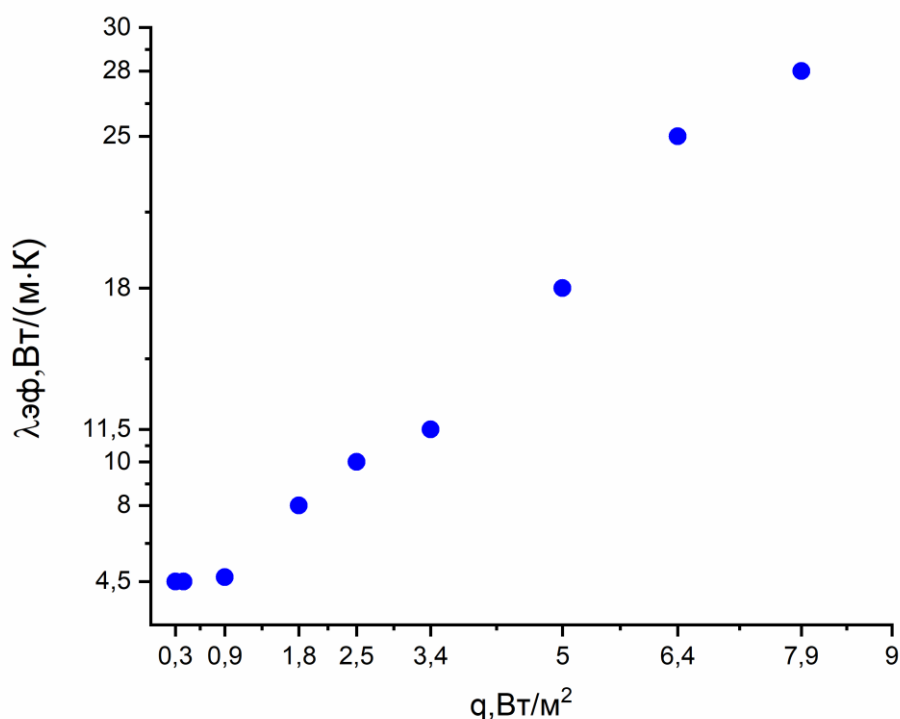


Рисунок 3.9.2 – Зависимость эффективной теплопроводности теплоносителя ($\lambda_{эф}$, Вт/(м·К)) от теплового потока (q , Вт/м²) к нижней крышке термосифона.

Результаты решения задачи (3.2.1) – (3.2.13) были использованы при математическом описании процесса переноса теплоты через каскад термосифонов. Область моделирования приведена на рисунке 3.9.3. При постановке этой задачи основным допущением было предположение об идеальном контакте нижних и верхних торцевых поверхностей всех термосифонов каскада (кроме нижней границы первого и верхней границы последнего). При решении задачи теплопроводности для системы четырехслойных пластин использовались результаты решения задачи (3.2.1) – (3.2.13), а также экспериментальные данные по $\lambda_{эф}$ паровых каналов термосифонов, полученные в [22, 141, 142]. Эти характеристики определяются с

достаточно высокой достоверностью экспериментально. Следует только отметить, что эффективные теплопроводности паровых каналов термосифонов (в некоторых случаях термические сопротивления) получены для относительно малых по высоте паровых каналов. При решении задач теплопереноса для каскада термосифонов целесообразно провести дополнительные экспериментальные исследования на термосифонах большой высоты для уточнения значений $\lambda_{эф}$.

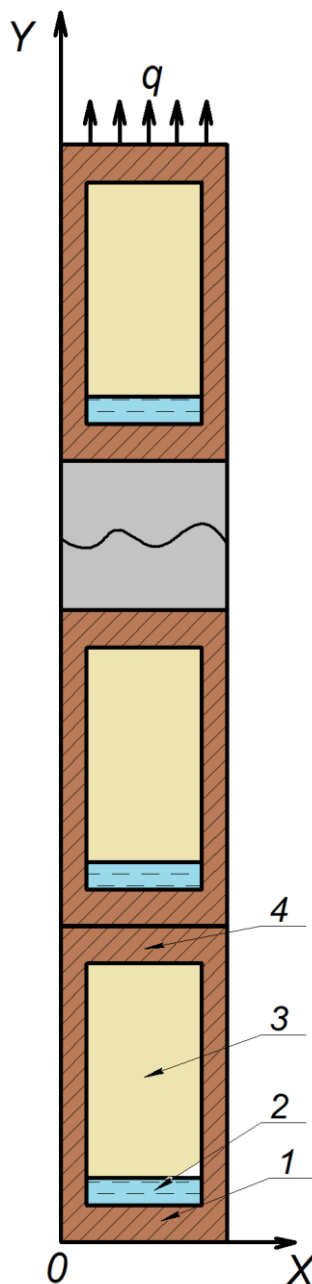


Рисунок 3.9.3 – Область решения: 1 – нижняя крышка; 2 – слой конденсата; 3 – паровой канал; 4 – верхняя крышка.

Рассматривалась представительная группа (до 40) термосифонов большой высоты (рисунок 3.9.3). В каждом выделялись четыре зоны существенно разной протяженности (толщины верхней и нижней крышек составляла 3 мм, толщина слоя теплоносителя на нижней крышке 20 мм, высота парового канала 10 м). В рамках принятой физической модели задача теплопереноса в каждом отдельном термосифоне сводится к решению системы четырех уравнений теплопроводности (каждое уравнение описывает теплоперенос в одной из вышеупомянутых зон). На границах между отдельными слоями использованы граничные условия четвертого рода (аналогично на границах между термосифонами). В такой постановке задача сводится к системе уравнений:

$$C_{pi}\rho_i \frac{\partial T_i}{\partial t} = \lambda_i \frac{\partial^2 T_i}{\partial y^2} \quad i = 1, \dots, 4 \text{ для каждого термосифона.}$$

На границе $x=0$ (нижняя граница нижней крышки первого термосифона каскада) могут быть заданы граничные условия первого рода:

$$T(0, t) = T_{уст}$$

где $T_{уст}$ – температура «горячей» воды на большой глубине залегания.

На границе между слоями термосифона:

$$\lambda_i \frac{\partial T_i}{\partial y} = \lambda_{i+1} \frac{\partial T_{i+1}}{\partial y}, \quad T_i = T_{i+1}$$

На верхней границе верхней крышки последнего термосифона задаются граничные условия третьего рода:

$$\lambda_n \frac{\partial T_n}{\partial y} = \alpha(T_n - T_e)$$

где α – коэффициент теплоотдачи; T_e – температура воды в системе отопления, работающей от геотермального источника.

Результаты решения задачи приведены на рисунке 3.9.4 в виде распределений температур по высоте каскада (h) термосифонов при варьировании количества от 10 до 100 шт.

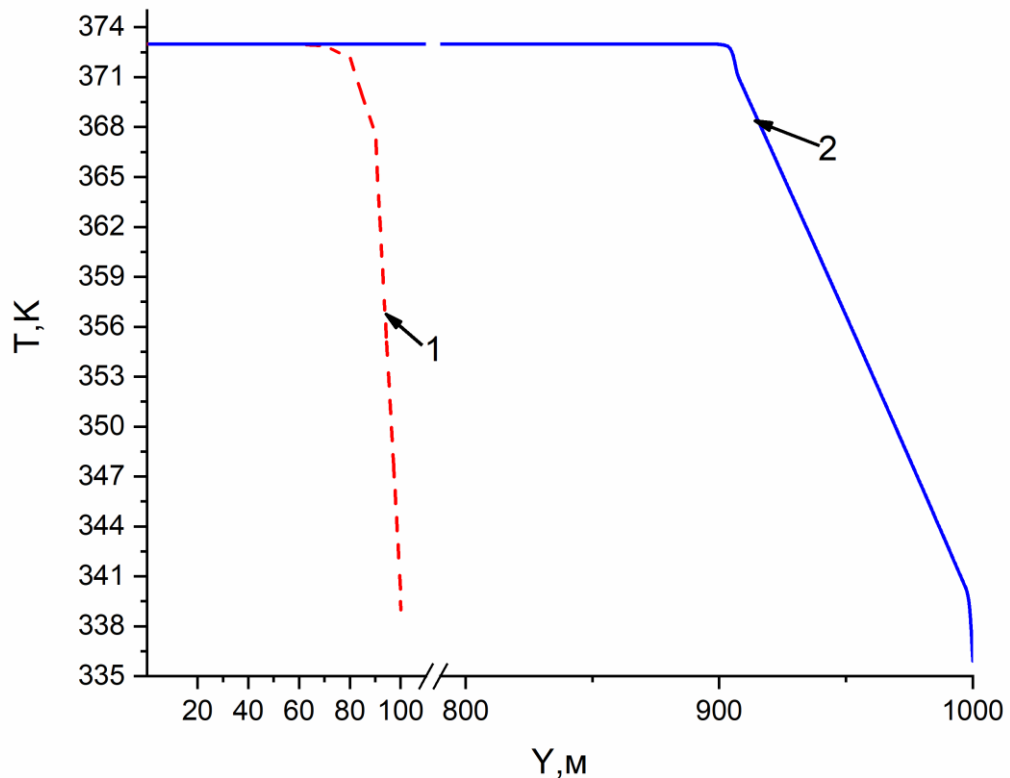


Рисунок 3.9.4 – Распределение температуры по высоте каскада термосифонов при $\tau=100000$ сек, $\lambda_{эф.в.}=28$ Вт/(м·К) для хладагента и $\lambda_{эф.п.к.}=600$ Вт/(м·К) для парового канала: 1 – $h=100$ м; 2 – $h=1000$ м.

Результаты численного моделирования (рисунок 3.9.4) показывают, что при температуре геотермальной воды 373 К может быть достигнута температура верхней крышки термосифона около 336 К. Такая температуры в системе отопления является приемлемой для достаточно большого числа регионов, например, средней полосы России. Необходимо отметить, что при постановке задачи было принято условие теплоизоляции внешней поверхности всех термосифонов (отсутствие потерь теплоты при ее подъеме с больших глубин). Кроме того, следует также отметить, что полученные результаты иллюстрируют принципиальную возможность использования геотермальной энергии с применением каскада термосифонов.

По результатам численного моделирования процессов теплопереноса в каскаде термосифонов обоснована возможность использования такой системы для извлечения геотермальной энергии с больших глубин при термосифонах большой высоты. Для разработки систем по извлечению геотермальной энергии с помощью каскада термосифонов необходимо проведение комплекса экспериментальных и теоретических исследований с целью обоснования возможности использования основных характеристик работы замкнутых двухфазных термосифонов (в первую очередь, эффективной теплопроводности), полученных при относительно малых высотах последних на ТС большой высоты. Сформулированы направления дальнейших исследований по выбору конструктивных и режимных параметров термосифонов.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Разработана методика проведения экспериментальных исследований по регистрации температурных полей в зонах испарения, транспорта и конденсации термосифона в условиях его работы в реальном для практики диапазоне изменения тепловых потоков от охлаждаемых технических устройств.

2. Экспериментально установлены значения температур в характерных сечениях парового канала достаточно типичного термосифона, на его верхней и нижней крышках при тепловых нагрузках, соответствующих условиям работы энергонасыщенного оборудования.

3. Установлено влияние основных факторов, таких как, величина теплового потока (до $q=1,8$ кВт/м²) от тепловыделяющего оборудования, коэффициента заполнения теплоносителя (4–16%), времени работы (до 5000–10000с) на формирование дифференциальных характеристик теплопереноса – температур нижней крышки и слоя теплоносителя.

4. Установлено, что при высоких тепловых потоках, подводимых к нижней крышке термосифона, характерные времена гидродинамических процессов в паровом канале термосифона много меньше характерных времен формирования температурного поля в слоях конденсата.

5. Разработана по итогам анализа и обобщения результатов экспериментального исследования физическая модель процесса.

6. Впервые на основании результатов выполненных экспериментов сформулирована математическая модель термогравитационного теплопереноса в термосифоне, отличающаяся от известных существенным упрощением основной системы уравнений в сочетании с адекватностью описания основных характеристик процесса – температур в характерных сечениях парового канала, зон испарения и конденсации.

7. По результатам численного моделирования установлено хорошее соответствие вычисленных температур и зарегистрированных при проведении

экспериментов. Обоснована возможность применения разработанной в диссертации математической модели для определения температурного поля в термосифонах.

8. Моделирование процессов теплопереноса в ТС возможно с достаточно высокой достоверностью без описания процессов движения пара в паровом канале, при решении задачи теплопереноса в слое теплоносителя на нижней крышке термосифона и теплопроводности в этой крышке.

9. Обоснована возможность применения закрытого двухфазного термосифона как основного теплообменного устройства в системе охлаждения энергонасыщенного оборудования и в извлечении геотермальной энергии с больших глубин для передачи теплоты в систему теплоснабжения.

Автор выражает искреннюю благодарность научному руководителю – доктору физико-математических наук, профессору Кузнецову Гению Владимировичу и кандидату технических наук, доценту Максиму Вячеславу Ивановичу за помощь в проведении представленных научных исследований и обсуждении полученных результатов, а также за всестороннюю поддержку в достижении поставленных целей.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Воронин В.И., Бышнович П.А. Особенности конструкций элементов систем охлаждения электронной аппаратуры // Электронная промышленность. 1985. – №9. – С. 50–52.
2. Garimella S.V, Singhal V, Liu D. On-chip thermal management with microchannel heat sinks and integrated micropumps // Proceedings of the IEEE. – 2006. – Vol. 94. № 8. P. 1534–1548.
3. Fu W., Li X., Wu X., Zhang Z. Investigation of a long term passive cooling system using two-phase thermosyphon loops for the nuclear reactor spent fuel pool // Annals of Nuclear Energy. – 2015. – Vol. 85. – P. 346-356.
4. Дульнев Г.Н., Беляков А.Н. Тепловые трубы в электронных системах стабилизации температуры. М.: Радио и связь, 1985. – 96 с.
5. Обеспечение тепловых режимов изделий электронной техники / А. А. Чернышев, В. И. Иванов, А. И. Аксенов и др. М.: Энергия, 1980. – 216 с.
6. Marcinichen J.B, Thome J.R, Michel B. Cooling of microprocessors with micro-evaporation: A novel two-phase cooling cycle // International Journal of Refrigeration. – 2010. – Vol. 33. – P. 1264–1276.
7. Tiwari M.K., Zimmermann S., Sharma C.S., Alfieri F., Renfer A., Brunschwiler T., Meijer I., Michel B., Poulikakos D. Waste heat recovery in supercomputers and 3D integrated liquid cooled electronics. // 13th IEEE ITHERM Conference, USA. – 2012. – P. 545–551.
8. Исакеев А.И., Киселев И.Г., Филатов В.В. Эффективные способы охлаждения силовых полупроводниковых приборов. – Л.: Энергоиздат, Ленинградское отделение, 1982. – 136 с.
9. Пиоро И.Л. Эффективные теплообменники с двухфазными термосифонами / Пиоро И.Л., Антоненко В.А., Пиоро Л.С. Киев: Наук. думка, 1991. – 248 с.
10. Васильев Л.Л. Тепловые трубы и теплообменники с использованием пористых материалов: Сб; науч. тр. Минск: ИТМО АН БССР, 1985. – 178 с.

11. Васильев Л.Л. Теплообменники на тепловых трубах. – Минск: Наука и техника, 1981 – 143 с.
12. Семена М. Г., Гершуни А. Н., Зарипов В. К. Тепловые трубы с металловолоконистыми капиллярными структурами. – Киев: Вища шк., 1985. – 215 с.
13. Коленко Е.А., Вердиев М.Г. Использование термосифонов в термоэлектрическом приборостроении // Гелиотехника. – 1973. – №1. – С. 10–12.
14. Examples of heat pipe application in chemical, electrical and other industries / A. Gerak, L. Horvath, F. Jelinek et al // Prep. 6th Int. Heat Pipe Conf. (Grenoble, France, May, 1987). – Grenoble. – 1987. – P. 522–530.
15. Носков А. В., Исакеев А. И., Буянов А. В. Влияние степени заполнения двухфазных термосифонов теплоносителем на эффективность охлаждения силовых полупроводниковых приборов // Изв. вузов. Энергетика. – 1984. – № 12. – С. 77–81.
16. Faghri, A., 1995, Heat Pipe Science and Technology, 1st ed., Taylor & Francis, Washington, D.C.
17. Безродный М.К., Файнзильберг С.Н., Белойван А.И. Исследование кризиса теплопереноса в замкнутых двухфазных термосифонах // Изв. Вузов. Черная Металлургия. – 1976. – №9. – С.161–165.
18. Безродный М.К., Белойван А.И. Исследование максимальной теплопередающей способности замкнутых двухфазных термосифонов // Инженерно-физический журнал. – 1976. – Т. 30. № 4. – С. 590–597.
19. Новохацкий Е.М., Горовой А.М. Внутреннее термическое сопротивление термосифона // Изв. Вузов. Энергетика. – 1978. – №5. – С. 87–92.
20. Безродный М.К., Волков С.С., Мокляк В.Ф. Двухфазные термосифоны в промышленной теплотехнике. – Киев: Вища школа, 1991. – 75 с.
21. Васильев Л.Л. Перспективы применения тепловых насосов в Республике Беларусь // ИФЖ. 2005. Т. 78, №1. С. 23–34.

22. Безродный М.К., Процессы переноса в двухфазных термосифонных системах / Безродный М.К., Пиоро И.Л., Костюк Т.О. Киев: Факт, 2005. 704 с.
23. Pioro I.L. Experimental evaluation of constants for the Rohsenow pool boiling correlation // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 1999. – Vol. 42. – P. 2003–2013.
24. Jouhara H., Robinson A.J. Experimental investigation of small diameter two phase closed thermosyphons charged with water, FC-84, FC-77 and FC-3283 // Applied Thermal Engineering. – 2010. – Vol. 30. – P. 201–211.
25. Hashimoto H., Kaminaga F. Heat transfer characteristics in a condenser of closed two-phase thermosyphon: effect of entrainment on heat transfer deterioration // Heat Transf – Asian Res. – 2002. – Vol. 31. – P. 212–225.
26. Noie S.H. Heat transfer characteristics of a two-phase closed thermosyphon // Appl Therm Eng. – 2005. – Vol. 25. – P. 495–506.
27. Кузнецов Г.В., Аль-Ани М.А., Шеремет М.А. Режимы смешанной конвекции в замкнутом двухфазном термосифоне цилиндрической формы // Известия ТПУ. – 2011. – Т.318, № 4. – С. 18–23.
28. Meyer A., Dobson R.T. A heat pipe heat recovery heat exchanger for a mini-drier // J Energy South Afr. – 2006. – Vol.17. – P. 50–57.
29. Niro A., Beretta G. P. Boiling regimes in a closed two-phase thermosyphon // Int. Journal of Heat and Mass Transfer. – 1990. – Vol. 33. –P. 2099–2110.
30. Sobhan C.B., Rag R.L., Peterson G.P. A review and comparative study of the investigations on micro heat pipes // Int J Energy Res. – 2007. – Vol. 31. – P. 664–688.
31. Lin T.F., Lin W.T., Tsay Y.L., Wu J.C. Experimental investigation of geyser boiling in an annular two phase closed thermosyphon // Int J Heat Mass Transf. – 1995. – Vol. 38. –P. 295–307.
32. Бейли Ф., Локк Г.С. Тепловые характеристики закрытого термосифона // Теплопередача. – 1965. – №1. – С. 36–48.

33. Стоянов Н.М. Исследование теплопередачи в закрытом испарительном термосифоне // Докл. АН УССР. – 1967. – Т. 7. – С. 652–656.
34. Lee J, Ko J, Kim Y, Jeong S, Sung T, Han Y, Lee J.-P, Jung S.. Experimental study on the double-evaporator thermosiphon for cooling HTS (high temperature super-conductor) system // Cryogenics. – 2009. – Vol. 49. – P. 390–397.
35. Безродный М.К., Сосновский В.И., Алексеенко Д.В. Исследование критических тепловых потоков при кипении фреона – R12 в кольцевых двухфазных термосифонах // Вопросы радиоэлектроники. Серия ТРТО. – 1977. – Вып. 1. – С. 112–120.
36. Тепловые трубы в электрических машинах / В. М. Петров, А. Н. Бурковский, Е. Б. Ковалев и др. / Под ред. В. М. Петрова. – М.: Энергоиздат. – 1987. – 152 с.
37. Trigeol J.F., Bertin Y., Lagonotte P. Thermal modeling of an induction machine through the association of two numerical approaches // IEEE Trans. Energy Convers. – 2006. – Vol.21. – P. 314–323.
38. Kim C., Lee K.-S., Yook S.-J. Effect of air-gap fans on cooling of windings in a large-capacity, high-speed induction motor // Applied Thermal Engineering. – 2016. – Vol. 100. – P. 658–667.
39. Jin X., Chow T.W.S. Anomaly detection of cooling fan and fault classification of induction motor using Mahalanobis – Taguchi system // Expert System with Applications. – 2013. – Vol. 40. – P. 5787–5795.
40. Тюрин М.П., Бородина Е.С., Кочетов Л.М., Бельданова О.Г. Экспериментальное исследование процессов переноса в термосифоне как элементе энергосберегающей технологии при производстве солей на основе фосфорной кислоты // Дизайн и технологии. – 2014. – № 39. – С. 28–33.
41. Бейнусов А.Г., Уткин В.Б. К расчету циркуляционных характеристик двухфазного термосифона // ИФЖ. – 1976. – Т. 37. – С. 424–428.

42. Галактионов В.В., Мироненко А.В., Портнов В.А. Исследование тепло– и массообмена в закрытом термосифоне // Труды МЭИ. – 1975. – Вып. 268. С. 91–97.
43. Безродный М.К., Бутузов А.М., Сосновский В.И. Влияние величины межреберных каналов оребренной трубы на теплообмен при кипении в большом объеме // Вопросы радиоэлектроники. Серия ТРТО. – 1975. – Вып. 2. – С. 19–27.
44. Кравец В.Ю., Чернобай В.А., Никитенко А.А., Голамреза Б. Температуры начала кипения в закрытом двухфазном термосифоне // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2011. – Т. 2/8, № 50. – С. 40–44.
45. Тюрин М.П., Бородина Е.С. Экспериментальное исследование процессов тепломассообмена в закрытом двухфазном термосифоне // МНТК Плановский. – 2016. – Т. 1. – С. 239–241.
46. Luo L., Wen F., Wang L., Sunden B., Wang S. Thermal enhancement by using grooves and ribs combined with delta–winglet vortex generator in a solar receiver heat exchanger // Applied Energy. – 2016. – Vol. 183. – P. 1317–1332.
47. Ibrahim E., Moawed M., Berbish N. S. Heat transfer characteristics of rotating triangular thermosyphon // Heat Mass Transfer. – 2012. – Vol. 48. – P. 1539 – 1548.
48. Noie S.H., Sarmasti Emami M.R., Khoshnoodi M. Effect of inclination angle and filling ratio on thermal performance of a two-phase closed thermosyphon under normal operating conditions // Heat Transf Eng. – 2007. – Vol. 28. – P. 365–371.
49. P. Zhang, B. Wang, W. Shi, X. Li, Experimental investigation on two-phase thermosyphon loop with partially liquid-filled downcomer // Applied Energy. – 2015. – Vol. 160. – P. 10–17.
50. R. Renjith Singh, V. Selladurai, P.K. Ponkarthik, A. Brusly Solomon. Effect of anodization on the heat transfer performance of flat thermosiphon // Experimental Thermal and Fluid Science. – 2015. – Vol. 68. – P. 574–581.

51. Park Y.J., Kang H.K., Kim C.J. Heat transfer characteristics of a two phase closed thermosyphon to fill charge ratio // *Int. J. Heat Mass Transf.* – 2002. – Vol. 45. – P. 4655–4661.
52. Jiao B., Qiu L.M., Gan Z.H., Zhang X.B. Determination of the operation range of a vertical two-phase closed thermosyphon // *Heat Mass Transf.* – 2012. – Vol. 48. – P. 1043–1055.
53. Monazami R., Haj-Harir H. A momentum integral model for prediction of steady operation and flooding in thermosyphons // *International Journal of Heat and Mass Transfer.* – 2012. – Vol. 55. – P. 5102–5110.
54. Leong K.Y., Saidur R., Mahlia T.M.I., Yau Y.H. Performance investigation of nanofluids as working fluid in a thermosyphon air preheater // *International Communications in Heat and Mass Transfer.* – 2012. – Vol. 39. – P. 523–529.
55. Fadhl B., Wrobel L.C., Jouhara H. Numerical modelling of the temperature distribution in a two-phase closed thermosyphon // *Applied Thermal Engineering.* – 2013. – Vol. 60. – P. 122–131.
56. Huminic G., Huminic A. Numerical study on heat transfer characteristics of thermosyphon heat pipes using nanofluids // *Energy Conversion and Management.* – 2013. – Vol. 76. – P. 393–399.
57. Jafari D., Franco A., Filippeschi S., Di Marco P. Two-phase closed thermosyphons: A review of studies and solar applications // *Renewable and Sustainable Energy Reviews.* – 2016. – Vol. 53. – P. 575–593.
58. Кузнецов Г.В., Ситников А.Е. Численный анализ основных закономерностей тепломассопереноса в высокотемпературной тепловой трубе // *Теплофизика высоких температур.* – 2002. – Т. 40, № 6. – С. 964–971.
59. Kuznetsov G.V., Al-Ani M.A., Sheremet M.A. Numerical analyses of convective heat transfer in a closed two-phase thermosyphon // *Journal of Engineering Thermophysics.* – 2011. – Vol. 20. – № 2. – P. 201–210.

60. Шеремет М. А., Шишкин Н. И. Математическое моделирование нестационарных режимов тепломассопереноса в элементе электронной техники // Вестник Томск. гос. ун-та. Матем. и мех. – 2011. – Т. 3, № 2. – С. 124–131.
61. Шумаев Ф.Г., Маклюков Н.И. Промышленные печи хлебопекарного и кондитерского производства. – М.: Пищепромиздат, 1957. – 354 с.
62. Экк. Теплопередача в лопатках газовых турбин, охлаждаемых водой // Газовые турбины. – М.: Иностранная литература, 1957. – С. 63–64.
63. Оносовский В.В., Соколов В.С. Экспериментальное исследование теплопередающего устройства, работающего за счет естественной разности температур. В кн.: Холодильная техника. - Л.: изд-во ЛТИХП, 1970, с. 241–248.
64. Гаврилов А.Ф., Лях В.Я. Воздухоподогреватели с промежуточным теплоносителем // Теплоэнергетика. – 1965. – № 3. – С. 11–17.
65. Худенко А. Д. Применение тепловых труб для систем отопления // Водоснабжение и санитарная техника. – 1975. – № 6. – С. 29–30.
66. Карпис Л.Е. Исследование и расчет теплообменников – утилизаторов из бесфитильных тепловых труб // Проблемы создания микроклимата в зданиях НИИ. – М., 1978. – С. 37–48.
67. Reay D.A., Kew P. Heat pipes. 5th ed. Butterworth-Heinemann, Oxford, UK, 2006.
68. Лабунцов Д.А. Обобщенные зависимости для критических тепловых нагрузок при кипении жидкостей в условиях свободного движения // Теплоэнергетика. – 1960. – №7. С. 76–80
69. Лабунцов Д.А. Физические основы энергетики. Избранные труды по теплообмену, гидродинамике, термодинамике. – М.: Издательство МЭИ, 2000. – 388 с.
70. Imura H., Sasaguchi K., Kosai H., Namata S. Critical heat flux in a closed two-phase themosyphon // Int. J. Heat Mass Transfer. – 1983. – Vol. 26. – № 8. – P. 1181–1188.

71. Shiraishi M., Yoneya M., Yabe A. Visual study of operating limit in the two-phase closed thermosyphon // Proc. 5th Int. Heat Pipe Conf. (Tsukuba, May 1984). – Tsukuba. – 1984. – Vol. 1. – P. 11–23.
72. Толубинский В. И., Пиоро И. Л. Результаты экспериментального определения предельных тепловых потоков закрытых двухфазных термосифонов // Пром. теплотехника. – 1983. – Т. 5, № 2. – С. 3–7.
73. Безродный М. К., Алексеенко Д. В. Исследование кризиса тепломассопереноса в низкотемпературных бесфитильных тепловых трубах // Теплофизика высоких температур. – 1977. – 15, № 2. – С. 370–376.
74. Faldman K. T., Srinivasan R. Investigation of heat transfer limit in two-phase closed thermosyphons // Proc. 5th Int. Heat Pipe Conf. (Tsukuba, May 1984). – Tsukuba. – 1984. – Vol. 1. – P. 30–35.
75. Безродный М. К., Мокляк В. Ф. Теплообмен при конденсации в вертикальных замкнутых термосифонах // ИФЖ. – 1986. – Т. 51, № 1. – С. 9–16.
76. Валунов Б. В., Смирнов Е. Д. Критические тепловые нагрузки в вертикальных трубах с заглушенным нижним торцом. // ИФЖ. – 1980. – Т. 39, № 5. – С. 838–841.
77. Безродный М. К., Сахацкий А. А. Закономерности предельного теплопереноса в наклонных испарительных термосифонах // Теплоэнергетика. – 1977. – № 3. – С. 75–78.
78. Terdtoon P., Shiraishi M., Murakami M. Investigation of effect inclination angle on heat transfer characteristics of closed two-phase thermosyphon // Proc. 7th Int. Heat Pipe Conf. (Minsk, May 1990). – Minsk, 1990. – Paper B9P.
79. Kays W.M., London A.L. Compact Heat Exchanger Design (third ed.) New York.: McGraw–Hill, 1984.
80. Zuo Z. J., Gunnerson F. S. Heat Transfer Analysis of an Inclined Two-Phase Closed Thermosyphon // J. Heat Transfer. – 1995. – Vol.117. – P. 1073–1075.
81. Liu S., Li J., Chen Q. Visualization of flow pattern in thermosyphon by ECT // Flow Measurement and Instrumentation. 2007. – Vol.18 (5 – 6). – P. 216–222.

82. Naphon P., Assadamongkol P., Borirak T. Experimental investigation of titanium nanofluids on the heat pipe thermal efficiency // *International Communications in Heat and Mass Transfer*. – 2008. – Vol. 35. – P. 1316–1319.
83. Farsi H., Joly J.-L., Miscevic M., Platel V., Mazet N. An experimental and theoretical investigation of the transient behavior of a two-phase closed thermosyphon // *Applied Thermal Engineering*. – 2003. – Vol. 23. – P. 1895–1912.
84. Khodabandeh R., Furberg R. Heat transfer, flow regime and instability of a nano- and micro-porous structure evaporator in a two-phase thermosyphon loop // *International Journal of Thermal Sciences*. – 2010. – Vol. 49. – P. 1183–1192.
85. Chehade A.A., Louahlia-Gualous H., Le Masson S., Victor I., Abouzahab-Damaj N. Experimental investigation of thermosyphon loop thermal performance // *Energy Conversion and Management*. – 2014. – V. 84. – P. 671–680.
86. Alanea A., Heggs P.J. Experimental study of complex two-phase instabilities during the start-up of a vertical thermosyphon reboiler operating under vacuum // *Chemical Engineering Research and Design*. – 2011. – Vol. 89. – P. 2012–2023.
87. Maydanik Yu., Pastukhov V. Copper water loop heat pipes: issues and achievements // 9th Minsk International Seminar «Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources». – 2015. – Vol. 1. – P. 89 – 102.
88. Noie S.H. Investigation of thermal performance of an air-to-air thermosyphon heat exchanger using e-NTU method // *Applied Thermal Engineering*. – 2006. – Vol. 26. – P. 559–567.
89. Vasiliev L.L., Grakovich L.P., Rabetsky M.I., Vasiliev L.L. Jr., Zhuravlyov A.S., Shapovalov A.V., Rodin A.V. Long thermosyphons for different applications // 9th Minsk International Seminar «Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources». – 2015. – Vol. 1. P. 110–122.
90. Khazaee I., Hosseini R., Noie S.H. Experimental investigation of effective parameters and correlation of geyser boiling in a two-phase closed thermosyphon // *Applied Thermal Engineering*. – 2010. – Vol. 30. – P. 406–412.

91. Ibrahim E., Moawed M., Berbish N. S. Heat transfer characteristics of rotating triangular thermosyphon // *Heat Mass Transfer*. – 2012. – Vol. 48. – P. 1539–548.
92. Noie S.H., Sarmasti Emami M.R., Khoshnoodi M. Effect of inclination angle and filling ratio on thermal performance of a two-phase closed thermosyphon under normal operating conditions // *Heat Transf Eng.* – 2007. – Vol. 28. – P. 365–371.
93. Karthikeyan, M., Vaidyanathan, S., Sivaraman, B. Thermal performance of a two phase closed thermosyphon using aqueous solution // *International Journal of Engineering Science and Technology*. – 2010. – Vol. 2. – P. 913–918.
94. Jouhara H., Robinson A.J. An experimental study of small-diameter wickless heat pipes operating in the temperature range 200°C to 450 °C // *Heat Transf Eng.* – 2009. – Vol. 30. – P. 1041–1048.
95. Mohamad A.A., Sezai I. Natural convection in C-shaped thermosyphon // *Numerical Heat Transfer, Part A Applications*, 32:3. – P. 311–323.
96. Harley C., Faghri A. Complete transient two-dimensional analysis of two-phase closed thermosyphons including the falling condensate film. // *Transactions of the ASME*. – 1994. – Vol. 116. – P. 418–426.
97. Reed J.G., Tien C.L. Modeling of the two-phase closed thermosyphon // *Transactions of the ASME*. – 1987. – Vol. 109. – P. 722–730.
98. Yuen W.W., Tien C.L. A simple calculation scheme for the luminous – flame emissivity // *Symposium (International) on Combustion*. – 1977. – Vol. 16. – P. 1481–1487.
99. Golobic I., Gaspersic B. Corresponding states correlation for maximum heat flux in a two-phase closed thermosyphon // *Int. J. Refrig.* – 1997. – Vol. 20. – P. 402–410.
100. Clarksean R. Experimental analysis of natural convection within a thermosyphon // *Experimental Thermal and Fluid Science*. – 1993. – Vol. 7, № 2. – P. 133.

101. Alizadehdakhela A., Rahimia M., Alsairafi A.A. CFD modeling of flow and heat transfer in a thermosyphon // *International Communications in Heat and Mass Transfer*. – 2010. – Vol. 37. – P. 312–318.
102. Danielewicz J., Sayegh M.A., Sniechowska B., Szulgowska-Zgrzywa M., Jouhara H. Experimental and analytical performance investigation of air to air two phase closed thermosyphon based heat exchangers // *Energy*. – 2014. – Vol. 77. – P. 82–87.
103. Harley C., Faghri A. Complete transient two-dimensional analysis of two-phase closed thermosyphons including the falling condensate film. // *Transactions of the ASME*. – 1994. – Vol. 116. – P. 418–426.
104. Datta A.K., Yanase S., Kouchi T., Shatat M.M.E. Laminar forced convective heat transfer in helical pipe flow // *International Journal of Thermal Sciences*. – 2017. – Vol. 120. – P. 41–49.
105. Ochrymiuk T. Numerical analysis of microholes film/effusion cooling effectiveness // *Journal of Thermal Science*. – 2017. – Vol. 26, № 5. – P. 459–464.
106. Craske J., Salizzoni P., Van Reeuwijk M. The turbulent Prandtl number in a pure plume is $3/5$ // *Journal of Fluid Mechanics*. – 2017. – Vol. 822. – P. 774–790.
107. Wissink J.G., Herlina H. Direct numerical simulation of gas transfer across the air–water interface driven by buoyant convection // *Journal of Fluid Mechanics*. – 2015. – Vol. 787. – P. 508–540.
108. Lyubimova T.P., Skuridin R.V. The effect of thermal boundary conditions on a stability of convective flow in a horizontal layer subjected to the longitudinal temperature gradient and acoustic wave // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2015. – Vol. 91. – P. 1046–1059.
109. Patel A., Boersma B.J., Pecnik R. The influence of near-wall density and viscosity gradients on turbulence in channel flows // *Journal of Fluid Mechanics*. – 2016. – Vol. 809. – P. 793–820.

110. Gao J., Zheng Q., Liu P., Wei M. Aerodynamic performance of a variable geometry turbine cascade using a vane-end winglet // *Hangkong Xuebao/Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*. – 2016. – Vol. 37, № 12. – P. 3615–3624.
111. Shokrpour Roudbari M., van Brummelen E. H., Verhoosel C. V. A multiscale diffuse-interface model for two-phase flow in porous media // *Computers and Fluids*. – 2016. – Vol. 141. – P. 212–222.
112. Castilla A., Rubio M., Ferrera C., Montanero J. M., Fernández J. Theoretical and Experimental Analysis of the Steady Flow Across the Cylinderhead of a Low-Capacity Engine // *Journal of Applied Mechanics, Transactions ASME*. – 2016. – Vol. 83, № 12. – 5 p.
113. Kumar A., Dhiman A., Baranyi L. Fluid flow and heat transfer around a confined semi-circular cylinder: Onset of vortex shedding and effects of Reynolds and Prandtl numbers // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2016. – Vol. 102. – P. 417–425.
114. Wang H., Zhou L., Liu D., Ma J., Xu C. CFD approach for column separation in water pipelines // *Journal of Hydraulic Engineering*. – 2016. – Vol. 142, № 10. – 11 p.
115. Naceur S., Kadid F.Z., Abdessemed R. The study of the electroconductive liquids flow in a conduction magnetohydrodynamic pump // *Transactions on Electrical and Electronic Materials*. – 2016. – Vol. 17, № 5. – P. 252–256.
116. Gautam P., Chandy A.J. Numerical investigation of the air pumping noise generation mechanism in tire grooves // *Journal of Vibration and Acoustics, Transactions of the ASME*. – 2016. – Vol. 138, № 5. – 14 p.
117. Yao Y., Chen Y., Zhou H., Yang H. Numerical modeling of current loads on a net cage considering fluid-structure interaction // *Journal of Fluids and Structures*. – 2016. – Vol. 62. – P. 350–366.
118. Gilani S., Montazeri H., Blocken B. CFD simulation of stratified indoor environment in displacement ventilation: Validation and sensitivity analysis // *Building and Environment*. – 2016. – Vol. 95. – P. 299–313.

119. Wang K., Zhu X., Zhou Z., Wang H. Distributed electric propulsion slipstream aerodynamic effects at low Reynolds number // *Hangkong Xuebao/Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*. – 2016. – Vol. 39, № 9. – P. 2669–2678.
120. Hozoorbakhsh A., Ismail M.I.S., Aziz N.B.A. A computational analysis of heat transfer and fluid flow in high-speed scanning of laser micro-welding // *International Communications in Heat and Mass Transfer*. – 2015. – Vol. 68. – P. 178–187.
121. A.A. Chehade, H. Louahlia–Gualous, S. Le Masson, I. Victor, N. Abouzahab–Damaj. Experimental investigation of thermosyphon loop thermal performance // *Energy Conversion and Management*. – 2014. – Vol. 84. – P. 671–680.
122. M.R.S. Emami, S.H. Noie, M. Khoshnoodi, M.T.H. Mosavian, A. Kianifar, Investigation of geyser boiling phenomenon in a two-phase closed thermosiphon // *Heat Transfer Engineering*. – 2009. – Vol. 30, № 5. – P. 408–415.
123. Wei GUO, B. Nutter Darin, Experimental study of axial conduction through a thermosyphon pipe wall // *Application of Thermal Engineering*. – 2009. – Vol. 29. – P. 3536–3541.
124. Engin Gedik, Experimental investigation of the thermal performance of a two-phase closed thermosyphon at different operating conditions // *Energy and Buildings*. – 2016. – Vol. 127. – P. 1096–1107.
125. M.H. Kusuma, N. Putra, A.R. Antariksawan, Susyadi, F.A. Imawan, Investigation of the Thermal Performance of a Vertical Two-Phase Closed Thermosyphon as a Passive Cooling System for a Nuclear Reactor Spent Fuel Storage Pool // *Nuclear Engineering and Technology*. – 2016. – Vol. 49, № 3. – P. 476–483.
126. S. Chen, J. Yang, Loop thermosyphon performance study for solar cells cooling // *Energy Conversion and Management*. – 2016. – Vol. 121. – P. 297–304.
127. Jirapol Klinbun, Pradit Terdtoon, Experimental Study of Copper Nano-fluid on Thermosyphons Thermal Performance // *Engineering journal*. – 2017. – Vol. 21, № 1. – P. 255–264.

128. Спирин Н.А., Лавров В.В. Методы планирования и обработки результатов инженерного эксперимента. – Под общ. ред. Екатеринбург: ГОУ ВПО УГТУ – УПИ, 2004. – 257 с.
129. Архипов В.А., Березиков А.П. Основы теории инженерно-физического эксперимента: учебное пособие. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2008. – 206 с.
130. Федоров В.В. Теория оптимального эксперимента. Планирование регрессионных экспериментов. – М.: Наука, 1971. – 312 с.
131. Тихомиров П.М. Расчет трансформаторов: уч. Пособие для вузов / Тихомиров П.М. Изд. дом. Альянс. 2009. – 528 с.
132. Акимов Е.Г., Манухин М.М. Трансформаторы силовые и измерительные / под.ред. Акимова Е.Г. – Москва: ООО «Ай-Би-Тех».2004. – 384с.
133. D.V. Feoktistov, E.A. Vympin, A.E. Nurpeiis. Experimental research of thermophysical processes in a closed two-phase thermosyphon / A.E. Nurpeiis, D.V. Feoktistov, E.A. Vympin, // MATEC Web of Conferences. 2016. V. 72. Heat and Mass Transfer in the System of Thermal Modes of Energy – Technical and Technological Equipment. Article Number 01081. – 5 p.
134. Термосифон с клапаном: пат. 123508 Рос. Федерация: МПК F28D13/00 / В.Л. Горелов; заявитель и патентообладатель В.Л. Горелов. – № 2012110478/28; заявл. 20.03. 2012, опубл. 27.12.2012, Бюл. № 36.
135. OMEGA [Электронный ресурс] <http://www.omega.com/pptst>.
136. Шенк, Х. Теория инженерного эксперимента / Х. Шенк. – Москва: Мир, 1972. – 381 с.
137. Зайдель, А.Н. Элементарные оценки ошибок измерений / А.Н. Зайдель. – Академия Наук СССР. Ленинград: – Наука, 1968. – 96 с.
138. Chen L. Deng B.–L., Zhang X.-R. Experimental investigation of CO₂ thermosyphon flow and heat transfer in the supercritical region // International journal of heat and mass transfer. – 2013. – Vol. 64. – P. 202–211.

139. Franco A., Filippeschi S. Experimental analysis of closed loop two - phase thermosyphon (CLTPT) for energy systems // *Experimental thermal and fluid science*. – 2013. – Vol. 51. – P. 302–311.

140. Sarafraz M.M., Hormozi F. Experimental study on the thermal performance and efficiency of a copper made thermosyphon heat pipe charged with alumina–glycol based nanofluids // *Powder Technology*. – 2014. – Vol. 266. – P. 378–387.

141. Кузнецов Г.В., Нурпейис А.Е. Экспериментальное определение температур в характерных сечениях рабочей зоны замкнутого двухфазного термосифона // *Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики*. – 2018. – 20 (3–4). С. 136–144.

142. Максимов В. И., Нурпейис А. Е. Оценка эффективности замкнутых двухфазных термосифонов по результатам экспериментального определения температур в характерных сечениях рабочей зоны / В. И. Максимов, А. Е. Нурпейис // *Вестник Тюменского государственного университета. Физико-математическое моделирование. Нефть, газ, энергетика*. – 2019. – Т. 5, № 1. – С. 41–54.

143. Ponomarev K. O., Orlova E. G., Nurpeiis A. E. Experimental study of thermosyphon operation when cooling the condensation part by drop irrigation // *MATEC Web of Conferences*. – 2017. – Vol. 92: Thermophysical Basis of Energy Technologies. Article Number 01006. – 4 p.

144. Nurpeiis A. E., Orlova E. G., Ponomarev K. O. An experimental study of the influence of a thermosyphon filling ratio on a temperature distribution in characteristic points along the vapor channel height // *MATEC Web of Conferences. Les Ulis: EDP Sciences*. – 2017. – Vol. 110: Heat and Mass Transfer in the Thermal Control System of Technical and Technological Energy Equipment. Article Number 01062. – 5 p.

145. Ponomarev K. O., Orlova E. G., Nurpeiis A. E. Critical heat flux density in diphasic thermosyphons // *MATEC Web of Conferences. Les Ulis: EDP Sciences*. –

2017. – Vol. 110: Heat and Mass Transfer in the Thermal Control System of Technical and Technological Energy Equipment. Article Number 01064. – 6 p.

146. Nurpeiis A.E., Orlova E. G., Mamontov G., Experimental study of temperatures in characteristic sections of the working zone of a closed two-phase thermosyphon under the condition of a heat removal by external periphery // MATEC Web of Conferences. – 2017. – Vol. 141. The Fifth International Youth Forum “Smart Grids 2017”. Article Number 01006. – 5 p.

147. Nurpeiis A.E., Nemova T.N., Ponomarev K. O. Peculiarities of temperature fields formation in vapor channels of thermosyphons with heat carriers boiling at low temperatures // MATEC Web of Conferences. – 2017. – Vol. 141. The Fifth International Youth Forum “Smart Grids 2017”. Article Number 01005. – 4 p.

148. Нурпейис А.Е. Тепломассоперенос при образовании парового сегмента в процессе кипения / А.Е. Нурпейис // Химическая физика и актуальные проблемы энергетики; сборник тезисов и докладов Всероссийской молодежной конференции / НИТПУ. – 2012. – С. 202–203.

149. Пасконов В. М., Полежаев В.И. Чудов Л.А. Численное моделирование процессов тепло- и массообмена. М.: Наука, 1984. – 288 с.

150. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. – М.: Наука, 1978. – 736 с.

151. Калиткин Н.Н. Численные методы. – М.: Наука, 1978. – 512 с.

152. Вержбицкий В.М. Основы численных методов. – М.: Высшая школа, 2002. – 840 с.

153. Самарский, А.А. Численные методы решения задач конвекции – диффузии / А.А. Самарский, П.Н. Вабищевич. – Москва: Эдиториал УРСС, 1999. – 248 с.

154. Кузнецов, Г.В. Разностные методы решения задач теплопроводности / Г.В. Кузнецов, М.А. Шеремет – Томск: ТПУ, 2007. –172 с.

155. Кузнецов Г.В., Шеремет М.А. Численный анализ пространственных нестационарных режимов тепломассопереноса в замкнутом объеме с

теплопроводными стенками конечной толщины // Труды 5 Российской национальной конференции по теплообмену. – Москва, 2010. – Т.3. – С. 94–97.

156. Kuznetsov G.V., Sheremet M.A. Two-dimensional problem of natural convection in a rectangular domain with local heating and heat-conducting boundaries of finite thickness// Fluid Dynamics. – November 2006. – Vol. 41, № 6. – P. 881–890.

157. Шеремет М.А. Сопряженный конвективно-кондуктивный теплоперенос в замкнутом объеме с локально сосредоточенными источниками тепловыделения: диссертация кандидата физико-математических наук / Шеремет Михаил Александрович. – Томск. – 2006. – 188 с.

158. Лыков А.В. Конвекция и тепловые волны / А.В. Лыков, Б.М. Берковский. – Москва: Энергия, 1974. – 335 с.

159. Самарский, А.А. Теория разностных схем / А.А. Самарский. – Москва: Наука, 1983. – 616 с.

160. Березин, И.С. Методы вычислений / И.С. Березин, Н.П. Жидков. – Москва: Физматгиз, 1962. – Т.2. – 620 с.

161. Glushkov, D.O., Kuznetsov, G.V., Strizhak, P.A. Research of macroscopic regularities of heat and mass transfer at the ignition condition of a liquid high-energy material by an immersed source with a limited energy capacity // Advances in Mechanical Engineering. – 2014. Article Number 764537. – 9 p.

162. Роуч П. Вычислительная гидродинамика. – М.: Мир, 1980. – 616 с.

163. Андерсон Д., Таннехилл Дж., Плетчер Р. Вычислительная гидромеханика и теплообмен. – М.: Мир, 1990. – Т. 2. – 392 с.

164. Kuznetsov G.V., Sheremet M. A. Conjugate natural convection in an enclosure with a heat source of constant heat transfer rate // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2011. – Vol. 54. – P. 260–268.

165. Джалурия Й. Естественная конвекция: Тепло- и массообмен. – М.: Мир, 1983. – 400 с.

166. Kuznetsov G.V., Sheremet M.A. New approach to the mathematical modeling of thermal regimes for electronic equipment // Russian Microelectronics. – 2008. – Vol.37, № 2. – P.131–138.
167. Ши Дяньмо. Численные методы в задачах теплообмена: пер. с англ. / Д. Ши. – Москва; Мир, 1988. – 544 с.
168. Barakos G., Mitsoulis E. Natural convection flow in a square cavity revisited laminar and turbulent models with wall functions // International journal for numerical methods in fluids. – 1994. – Vol. 18. – P. 695–719.
169. De Vahl Davis G. Natural convection of air in a square cavity: a bench numerical solution // International Journal for Numerical Methods of Fluids – 1983. – Vol. 3. – P. 249–264.
170. Больнов Л.А., Кондратенко П.С. Пограничные слои и особенности распределения теплоотдачи энерговыводяющей жидкости // Труды 2 Российской национальной конференции по теплообмену. – 1998. – Т.3. – С. 50 – 53.
171. Dolganov Yu. A., A. Epifanov A. Experimental Research of Internal Thermal Resistance in Two-phase Gravity Thermosyphons // European Researcher. – 2013. – Vol. 43. – P. 539 – 542.
172. Завидей В.И., Печенкин В.И., Каланчин С.В. Возможности применения тепловизионного контроля для диагностики технического состояния силовых трансформаторов // Энергоэксперт. – 2011. – №6 (29). – 4 с.
173. Жукаускас, А. Теплоотдача в ламинарном потоке жидкости / А. Жукаускас, И. Жюгжда. АН Литовской ССР; Институт физико-технических проблем энергетики. – Вильнюс: Минтис, 1969. – 266 с.
174. Кузнецов Г. В., Нурпейис А. Е. Математическое моделирование температурных полей в характерных сечениях рабочей зоны замкнутого двухфазного термосифона // Вестник Тюменского государственного университета. Физико-математическое моделирование. Нефть, газ, энергетика. – 2018. – Т. 4, № 1. – С. 8–22.

175. Нурпейис А.Е. Анализ возможного метода использования геотермальной энергии // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. – 2019. – Т. 330, № 7. – С. 17–24.

176. Максимов В.И., Нурпейис А.Е. Новый подход к моделированию процесса формирования теплового режима термосифонов больших размеров для использования геотермальной теплоты // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. – 2019. – Т. 330, № 8. – С. 78–86.

177. Nurpeiis A.E. Mathematical modeling of heat transfer in closed two-phase thermosyphon // EPJ Web of Conferences. – 2014. – Vol. 76. Thermophysical Basis of Energy Technologies. Article Number 01016. – 6 p.

178. Nurpeiis A.E., Mamontov G., Valieva L. Numerical analyses of the effect of a biphasic thermosyphon vapor channel sizes on the heat transfer intensity when heat removing from a power transformer of combined heat and power station // MATEC Web of Conferences Thermophysical Basis of Energy Technologies. – 2016. – Vol. 92. Article Number 01058. – 5 p.

179. Nurpeiis A.E., Nemova T.N. The opportunity analyses of using thermosyphons in cooling systems of power transformers on thermal stations. // MATEC Web of Conferences. Heat and mass transfer in the system of thermal modes of energy – Technical and technological equipment. – 2016. – Vol. 72. Article Number 01077. – 7 p.

180. Нурпейис А.Е., Валиева Л. Е. Математическое моделирование теплопереноса в двухфазном термосифоне в диапазоне типичных тепловых потоков от поверхности масляного бака трансформатора ТЭС // Интеллектуальные энергосистемы: труды IV Международного молодёжного форума. – 2016. – Т. 3. – С. 6–8.

181. Нурпейис А.Е. Математическое моделирование теплопереноса в двухфазном термосифоне / А.Е. Нурпейис, Г.В. Кузнецов; науч. рук. Г.В. Кузнецов // Интеллектуальные энергосистемы: труды III Международного молодежного форум / НИТПУ. – 2015. – Т.1. – С. 39–42.

182. Нурпейис А.Е. Математическое моделирование теплопереноса в замкнутом двухфазном термосифоне / А.Е. Нурпейис // Перспективы развития фундаментальных наук: сборник научных трудов XI Международной конференции студентов и молодых ученых, г.Томск, 22–25 апреля 2014г. / НИТПУ. – Томск: Изд-во ТПУ. – 2014. – С. 642–644.

183. Г.В. Томаров, А.А. Шипков. Современная геотермальная энергетика: геотермальные электростанции с бинарным циклом // Теплоэнергетика. – 2017. №4. – С. 3–12.

184. Н.А. Гнатусь, М.Д. Хуторской, В.К. Хмелевской. Петротермальная геоэнергетика и геофизика // Вест. Моск. Ун-та. Сер. 4. Геология. – 2011. – №3. – С. 3–9.

185. Volkov, R.S. Kuznetsov, G.V., Strizhak, P.A. Evaporation of two liquid droplets moving sequentially through high-temperature combustion products // Thermophysics and Aeromechanics. – April 2014. – Vol. 21, № 2. – P. 255–258.

186. Kuznetsov, G.V., Strizhak, P.A. The motion of a manifold of finely dispersed liquid droplets in the counterflow of high-temperature gases // Technical Physics Letters. – July 2014. – Vol. 40, № 6. – P. 499–502.

187. Volkov, R.S., Kuznetsov, G.V., Strizhak, P.A. Influence of the initial parameters of spray water on its motion through a counter flow of high-temperature gases // Technical Physics. July 2014. – Vol. 59, № 7. – P. 959–967.

188. Carapelucci R., Giordano L. Modeling and optimization of an energy generation island based on renewable technologies and hydrogen storage systems // International Journal of Hydrogen Energy. – 2012. – Vol. 37, № 3. – P. 2081–2093.

189. Akyuz E., Oktay Z., Dincer I. Performance investigation of hydrogen production from a hybrid wind-PV system // International Journal of Hydrogen Energy. – 2012. – Vol. 37, № 21. – P. 16623–16630.

190. Mak T.W.K., Van Hentenryck P., Zlotnik A., Bente R. Dynamic compressor optimization in natural gas pipeline systems // INFORMS Journal on Computing. – 2019. – Vol. 31, № 1. – P. 40–65.

191. Petersson A. Analysis, Modeling and Control of Doubly-Fed Induction Generators for Wind Turbines. Thesis for the degree of licentiate of engineering, Department of Electric Power Engineering, Chalmers University of Technology, Goteborg, Sweden, – 2003. - P. 122.
192. Pagliaro M., Ciriminna R., Palmisano G. Flexible Solar Cells // ChemSusChem. – 2008. – Vol. 1, № 11. – P. 880–891.
193. Мудрецов А.Ф., Тулупов А.С. Проблемы развития нетрадиционных и возобновляемых источников энергии // Сборник: Стратегическое планирование и развитие предприятий. -М.: ЦЭМИ РАН, – 2016. – С. 100–103.
194. Ke C., Zhang Y., Gao Y., Wang Y., Ruan R. Syngas production from microwave-assisted air gasification of biomass: Part 1 model development // Renewable Energy. – 2019. – Vol. 140. – P. 772–778.
195. Шалимов Ю.Н., Епифанов А.В., Кудряш В.И., Епифанов В.Д., Лутовац М.В., Федянин В.И., Евсеев Е.П., Соколов С.А., Макаров П.Н., Власов Г.Я., Веранян Г.С. Физико-химические основы процессов образования биомассы и перспективы ее использования в альтернативной энергетике // International Scientific Journal Life and Ecology. – 2015. – № 2. – С. 27–29.
196. Quirion-Blais O., Malladi K.T., Sowlati T., Gao E., Mui C. Analysis of feedstock requirement for the expansion of a biomass-fed district heating system considering daily variations in heat demand and biomass quality // Energy Conversion and Management. – 2019. – Vol. 187. – P. 554–564.
197. Lund J.W., Boyd T.L. Direct utilization of geothermal energy 2015 worldwide review // Geothermics. – 2016. – Vol. 60. – P. 66–93.
198. Bertani R. Geothermal power generation in the world 2010-2014: Update Report // Proc. WGC-2015. Melbourne, Australia, 19–25 April, – 2015. – 19 p.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1. Двухфазный термосифон.

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ПАТЕНТ

НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ

№ 173748

ДВУХФАЗНЫЙ ТЕРМОСИФОН

Патентообладатель: *Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования "Национальный исследовательский Томский политехнический университет" (RU)*

Авторы: *Кузнецов Гений Владимирович (RU), Орлова Евгения Георгиевна (RU), Пономарёв Константин Олегович (RU), Феоктистов Дмитрий Владимирович (RU), Нурпейис Атлант Едилулы (RU)*

Заявка № 2016142858

Приоритет полезной модели 20 декабря 2016 г.

Дата государственной регистрации в

Государственном реестре полезных

моделей Российской Федерации 07 сентября 2017 г.

Срок действия исключительного права

на полезную модель истекает 20 декабря 2026 г.

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Г.П. Ивлиев Г.П. Ивлиев



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ПАТЕНТ

НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ

№ 175850

ДВУХФАЗНЫЙ ТЕРМОСИФОН

Патентообладатель: *Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования "Национальный исследовательский Томский политехнический университет" (RU)*

Авторы: *Кузнецов Гений Владимирович (RU), Орлова Евгения Георгиевна (RU), Пономарёв Константин Олегович (RU), Феоктистов Дмитрий Владимирович (RU), Нурнейис Атлант Едилулы (RU)*

Заявка № 2016141020

Приоритет полезной модели 18 октября 2016 г.

Дата государственной регистрации в

Государственном реестре полезных

моделей Российской Федерации 21 декабря 2017 г.

Срок действия исключительного права

на полезную модель истекает 18 октября 2026 г.



Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Г.П. Ивлиев