

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение  
высшего образования  
«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ТОМСКИЙ  
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

На правах рукописи



Пономарев Константин Олегович

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

Специальность 05.14.04 – Промышленная теплоэнергетика

Специальность 01.04.14 – Теплофизика и теоретическая теплотехника

**ДИССЕРТАЦИЯ**

на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Научные руководители:  
доктор физико-математических наук, профессор  
Кузнецов Гений Владимирович  
кандидат технических наук  
Феоктистов Дмитрий Владимирович

Томск – 2021

## ОГЛАВЛЕНИЕ

|   |    |
|---|----|
| ВВЕДЕНИЕ .....  | 5  |
| ГЛАВА 1.  СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ТЕОРИИ И ПРАКТИКИ<br>ПРИМЕНЕНИЯ ТЕРМОСИФОНОВ В ПРОМЫШЛЕННОЙ<br>ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКЕ .....  | 19 |
| 1.1 Примеры использования термосифонов в промышленных<br>теплоэнергетических устройствах и использующих тепло системах и<br>установках .....                      | 19 |
| 1.2 Основные закономерности теплофизических и гидродинамических<br>процессов в термосифонах, установленные по результатам<br>экспериментальных исследований ..... | 24 |
| 1.3 Математические модели и результаты моделирования теплофизических и<br>гидродинамических процессов в термосифонах .....  | 43 |
| Выводы по главе 1 .....   | 55 |
| ГЛАВА 2.  МЕТОДИКИ ПРОВЕДЕНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ<br>ИССЛЕДОВАНИЙ ТЕПЛОПЕРЕНОСА И ГИДРОМЕХАНИКИ В ЗОНЕ<br>ИСПАРЕНИЯ ТЕРМОСИФОНОВ.....                               | 58 |
| 2.1 Экспериментальные установки .....   | 58 |
| 2.1.1  Установка, воспроизводящая условия работы теплонагруженного<br>оборудования.....   | 58 |
| 2.1.2  Методика определения плотности тепловых потоков в системе,<br>воспроизводящей условия работы теплонагруженного оборудования.....                           | 61 |
| 2.1.3  Выбор теплоносителей .....   | 63 |
| 2.1.4  Выбор конструкционного материала термосифона .....   | 65 |
| 2.1.5  Выбор конструкции экспериментальных установок.....   | 67 |
| 2.1.6  Система измерения температур и давлений.....   | 71 |
| 2.1.7  Определение минимальной степени заполнения термосифонов<br>круглого и прямоугольного сечения .....   | 72 |
| 2.2 Экспериментальная установка круглого поперечного сечения. Методика<br>определения распределения температуры по высоте термосифона .....                       | 76 |

|   |            |
|---|------------|
| 2.3 Экспериментальная установка прямоугольного поперечного сечения. Методика определения распределения температуры по высоте термосифона, работающего в условиях, характерных для Крайнего Севера ..... | 81         |
| 2.4 Экспериментальный стенд для определения скорости движения жидкости в режиме термогравитационной конвекции в слое теплоносителя на нижней крышке термосифона .....                                   | 89         |
| 2.5 Оценка погрешностей измерений .....   | 95         |
| Выводы по главе 2 .....   | 98         |
| <b>ГЛАВА 3. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ<br/>ОСНОВНЫХ ЗАКОНОМЕРНОСТЕЙ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОПЕРЕНОСА В<br/>ТЕРМОСИФОНЕ .....</b>  | <b>100</b> |
| 3.1 Основные характеристики процессов теплопереноса в цилиндрическом термосифоне .....  | 101        |
| 3.1.1 Распределение температуры по высоте термосифона в условиях интенсивного испарения теплоносителя (без кипения) на его нижней крышке .....  | 101        |
| 3.1.2 Влияние теплоизоляции боковых поверхностей термосифона на распределение температуры по его высоте .....   | 105        |
| 3.1.3 Анализ критериев эффективности работы термосифона .....   | 106        |
| 3.1.4 Влияние вида теплоносителя на температуры в теплоизолированном термосифоне и в зоне охлаждения .....  | 113        |
| 3.2 Основные характеристики процессов теплопереноса в термосифоне прямоугольного поперечного сечения при температурах, характерных для условий Крайнего Севера .....                                    | 118        |
| 3.2.1 Распределение температуры по высоте термосифона в условиях отвода тепловой энергии от грунта .....  | 118        |
| 3.2.2 Распределение температуры по высоте термосифона в условиях отвода тепловой энергии от технологического оборудования .....   | 122        |
| 3.3 Термогравитационная конвекция в слое жидкости на нижней крышке термосифона .....  | 129        |

|  |  |            |
|--|--|------------|
| 3.3.1  | Анализ распределения частиц (трассеров) в слое жидкости после агломерации.....   | 129        |
| 3.3.2  | Распределение температуры по толщине слоя жидкости.....  | 132        |
| 3.3.3  | Влияние плотности теплового потока, вида теплоносителя и толщины слоя последнего на скорость движения жидкости в режиме термогравитационной конвекции..... | 136        |
| 3.3.4  | Влияние параметров пара над свободной поверхностью жидкости на скорость движения жидкости в режиме термогравитационной конвекции.....                      | 139        |
|  | Выводы по главе 3.....   | 141        |
| <b>ГЛАВА 4. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОПЕРЕНОСА В ЗОНЕ ИСПАРЕНИЯ ТЕРМОСИФОНА.....</b> |  | <b>143</b> |
| 4.1  | Физическая и математическая модели процесса теплопереноса в слое жидкости на нижней крышке термосифона.....  | 143        |
| 4.2  | Метод численного решения.....  | 150        |
| 4.3  | Тестовые задачи.....   | 151        |
| 4.4  | Численное решение задачи теплопереноса в слое теплоносителя на нижней крышке термосифона с учетом процессов кондукции и термогравитационной конвекции..... | 158        |
| 4.4.1  | Анализ основных закономерностей кондуктивного теплопереноса в слое жидкости на нижней крышке термосифона.....  | 158        |
| 4.4.2  | Анализ основных закономерностей конвективно-кондуктивного теплопереноса в слое жидкости на нижней крышке термосифона.....                                  | 160        |
|  | Выводы по главе 4.....   | 163        |
| <b>ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ.....</b>   |  | <b>165</b> |
| <b>СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....</b>  |  | <b>167</b> |
| <b>ПРИЛОЖЕНИЕ А Патент на изобретение «Двухфазный термосифон».....</b>                                 |  | <b>204</b> |
| <b>ПРИЛОЖЕНИЕ Б Акт об использовании научных результатов диссертационной работы.....</b>               |  | <b>205</b> |

## ВВЕДЕНИЕ

**Актуальность.** Современное состояние и тенденции развития технологического оборудования и энергоиспользующих аппаратов требуют разработки новых технологий, установок для производства, преобразования и хранения энергии [1]. Успешно решить такие сложные задачи можно только при решении фундаментальной проблемы отвода тепловых потоков высокой плотности от элементов современных и перспективных систем и установок, использующих тепло, и обеспечения регламентных температурных режимов их работы [2].

В разных отраслях промышленности и в социальной сфере достаточно часто возникают аварийные ситуации, вызванные интенсивным перегревом теплонагруженного оборудования передовых промышленных, цифровых и интеллектуальных технологий. Например, в последние годы происходили возгорания трансформаторов на ТЭЦ и АЭС [3,4], рабочая часть которых охлаждалась маслом с температурой воспламенения 418 К. Зимой 2019 года произошел перегрев магистрального шинопровода в Петербургском дата-центре Xelent [5], что привело к обесточиванию клиентского оборудования и к сбоям соцсети «ВКонтакте» во многих городах России.

Аккумуляторные батареи различного назначения становятся всё более энергоёмкими, а длительность их полной зарядки к настоящему времени сократилась от нескольких часов до 10 минут [6]. Быстрая зарядка сопровождается быстрым разогревом и, как следствие, тепловым разгоном (перегрев электролита, вызывающий неуправляемую реакцию, которая может привести к возгоранию). За последние десять лет происходили возгорания аккумуляторных батарей авиалайнеров Boeing 787 Dreamliner [7], парома MF Ytterøyningen [8], научно-исследовательской глубоководной станции AC-31 [9], современных электромобилей (например, Hyundai [10], Mitsubishi [11], Porsche [12], Volkswagen [13], Tesla [14]). В результате взрыва аккумуляторных батарей погибли люди [9].

Несмотря на невысокие температуры аппаратуры (до 423 К), поверхностей пластинчатых твэлов и замедлителя системы охлаждения (воды) не всегда

возможен контроль температуры химических реакций реакторов периодического действия [15]. Нарушение теплового режима низкоэнергетических реакторов типа МТР привело к взрыву с разрушением активной зоны реактора [16,17] (взрывом отбросило механизмы управления регулирующего стержня весом одну тонну в воздух на десять метров [16]).

С целью сбережения материальных и экономии энергетических ресурсов необходим выбор параметров конструкции систем обеспечения теплового режима (СОТР), обеспечивающих эффективную работу технических систем или технологического оборудования. В настоящее время отвод теплоты от тепловыделяющих частей технических устройств и агрегатов, как правило, реализуется «традиционными» методами с использованием относительно больших объемов и расходов теплоносителя. Но применение таких способов охлаждения теплонапряженного оборудования с использованием значительных объемов жидкого или газообразного теплоносителя не всегда реализуемо, так как для отвода тепловых потоков высокой плотности необходимы развитые теплообменные поверхности, нередко превосходящие площадь источника тепловыделения. В таких случаях эффективное охлаждение поверхностей теплообмена энергонасыщенного оборудования может быть обеспечено системами на базе тепловых труб (ТТ) и термосифонов (ТС) [18]. Высокая интенсивность теплопереноса в таких устройствах связана с фазовыми превращениями (испарение, кипение и конденсация) в их внутренней полости. В типичных тепловых трубках жидкость движется за счет капиллярных сил, поэтому они могут работать в условиях невесомости (например, при отводе теплоты от электронной аппаратуры в космических аппаратах [19]), в горизонтальном положении (например, при охлаждении компьютерных компонентов [20]). При работе ТС в условиях высоких температур возникает эффект осушения зоны испарения «dry out» [21] – конденсат, стекающий в испарительную часть, испаряется раньше, чем достигает нижней крышки. Такой режим снижает эффективную теплопроводность ТС и эффективность всей СОТР. В термосифонах отсутствует «фитильная» структура (теплоноситель движется за счет гравитационных сил), поэтому они не только

отличаются простотой и надежностью, но и обладают высокими теплопередающими характеристиками по сравнению с тепловыми трубами, так как лишены дополнительного сопротивления движению конденсата. Благодаря таким преимуществам ТС над ТТ компания IceGiant из Техаса (США) выпустила в январе 2021 года [22] в продажу СОТР компьютерных процессоров на базе термосифона (IceGiant ProSiphon Elite), которая эффективнее традиционных кулеров башенной компоновки с тепловыми трубками (например, Noctua NH-U14 или Arctic Freezer 50).

Эффективное охлаждение поверхностей теплообмена энергонасыщенного оборудования может быть обеспечено системами на базе термосифонов, но прогнозирование характеристик процессов теплопереноса (в результате теплопроводности и конвекции) в таких устройствах возможно пока лишь с использованием данных, полученных в технически сложно реализуемых экспериментальных исследованиях теплопередающих свойств ТС. Хотя термосифоны и являются перспективными техническими устройствами для передачи теплоты, их широкое использование сдерживается из-за отсутствия инженерной теории процессов работы термосифонов, обеспечивающей решение задач конструирования СОТР технических систем и технологических процессов на базе термосифонов. Отсутствие же такой теории обусловлено в том числе недостаточными знаниями о физике происходящих при работе термосифонов гидродинамических и тепловых процессов.

**Степень разработанности темы исследования.** На сегодняшний день исследованию процессов тепломассопереноса в термосифонах посвящено значительное число работ [23–90]. Существенный вклад в развитие теории теплофизических и гидродинамических процессов в термосифонах внесли такие исследователи, как М. К. Безродный, И. Л. Пиоро, М. Groll, Л. Л. Васильев, Ю. Ф. Майданик, Г. В. Кузнецов, Н. Jouhara, С. С. Wang, S. Lips, С. L. Tien, A. Faghri. Получены [23–26] выражения по прогнозированию критической плотности теплового потока для разных конструкций термосифонов и теплоносителей. Экспериментально и численно определены [27–32] температуры в характерных точках по высоте ТС. Сформулированы гипотезы [33,34] о механизме

возникновения флуктуаций температур теплоносителя в жидком и газообразном состоянии в термосифоне. Установлены [35–38] факторы, приводящие к аварийному режиму работы ТС (соответствующему полному испарению теплоносителя в испарительной части). Выделены [39–42] режимы (кольцевой, пузырьковый, снарядный и др.) движения двухфазного теплоносителя в вертикальных каналах. Установлено [43–46] влияние ряда факторов (подводимый тепловой поток, угол наклона, степень заполнения) на характеристики (термическое сопротивление, коэффициент теплоотдачи в испарительной и конденсационной частях ТС) процессов тепломассопереноса в термосифонах. Исследования, направленные на анализ процессов, происходящих в термосифонах, условно можно разделить на две основные группы по подходам: выбор теплоносителя с лучшими теплофизическими свойствами [47–51] и модификация конструкции термосифона [52–55]. Установлено, что использование в термосифоне бинарных смесей и наножидкостей, которым уделено большое внимание в последние годы [56–60], позволяет достичь низкого термического сопротивления (эффективность работы устройств повышается). Также установлено, что увеличить интенсивность теплообмена в зонах теплоподвода и теплоотвода можно, в первую очередь, за счет оребрения их внешней вертикальной поверхности [61–65] или путем модификации поверхностей парового канала, зон испарения и конденсации [66,67,76,68–75].

Физика совместно протекающих процессов теплопроводности, конвекции и фазовых превращений в экспериментальных исследованиях процессов теплопереноса в термосифонах недостаточно изучена в связи с проблемами регистрации температур, давлений, скоростей движения паров и конденсата во внутренней полости ТС. Из-за сложности герметизации паровых каналов при установке датчиков такие работы проводились редко [31,32,38,46,51].

Результаты численных исследований закономерностей теплопереноса в термосифонах получены с использованием сложных математических моделей [28,77–79] и в среде специализированных пакетов программ типа Ansys Fluent [63,80–84]. Очень высокая трудоемкость решения задач такого типа вызвана, в

первую очередь, сложным комплексом процессов, протекающих в замкнутом полом цилиндре со стенками конечной толщины, паровом канале, теплоносителе на нижней крышке термосифона, пленках жидкости на боковых поверхностях и на нижней поверхности верхней крышки ТС [81].

Известны [28,63,85,86,77–84] математические модели и методы расчета характеристик теплопереноса в закрытых двухфазных термосифонах. Одним из существенных недостатков основных используемых пока моделей, например [77], является допущение об отсутствии влияния теплоотвода в стенки термосифона. Но высокая интенсивность теплопереноса в условиях фазовых переходов в термосифоне приводит к существенному повышению роли теплоотвода в стенки ТС [82,87]. Известны теоретические исследования [85,86,88], в которых допускалось, что теплоперенос в слое теплоносителя на нижней крышке термосифона протяженностью несколько десятков метров реализуется только за счет теплопроводности в условиях тепловых потоков высокой плотности, характерных для ядерных реакторов. Однако экспериментально [89,90] зарегистрированная высокая степень однородности температурных полей в слое теплоносителя на нижней крышке термосифона не может быть следствием переноса теплоты только за счет теплопроводности. Высока вероятность интенсификации теплопереноса в результате термогравитационной конвекции в этом слое.

Конвективные течения в горизонтальном слое жидкости при интенсивном нагреве его нижней поверхности и испарении со свободной поверхности являются примером сложных задач теплофизики [91–94]. Экспериментально такие процессы изучаются преимущественно с помощью PIV-метода [91] или трехмерных томографических измерений [92]. Известны результаты экспериментальных [92,93] и численных [92,94] исследований, в которых испарение с поверхности горизонтального слоя жидкости происходило при комнатной температуре без нагрева, но в условиях движения инертного газа над слоем жидкости. Движение инертного газа не только способствовало возмущениям поверхности жидкости (возникла термокапиллярная конвекция из-за градиента температуры вдоль

поверхности раздела «жидкость-газ»), но и не позволяло применить результаты к термосифонным системам. В термосифонах в отличие от условий, которые рассматривались в [92–94], к нижней поверхности слоя жидкости подводится тепловой поток, а на верхней поверхности реализуется процесс испарения.

Известны [95] результаты экспериментальных исследований температурных полей в тонком слое воды и пара над ним в условиях локального нагрева жидкости со стороны поверхности раздела «нагреватель-вода». Разработана [95] методика измерения температуры по толщине слоя жидкости. Зарегистрирован [95] «скачок температуры» на межфазной поверхности раздела «жидкость-пар». Но не определены скорости движения жидкости.

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

**Для достижения поставленной цели решались следующие задачи:**

1. Разработка методики определения закономерностей процессов теплопереноса в термосифоне (влияние плотности теплового потока; температуры поверхности нагрева; вида теплоносителя; степени заполнения испарителя на распределение температуры по высоте устройства) в условиях подвода теплоты к нижней крышке при интенсивном испарении (без кипения) слоя жидкости в испарителе и охлаждения конденсатора воздухом.

2. Анализ влияния плотности теплового потока, температуры поверхности нагрева, вида теплоносителя, степени заполнения испарителя на распределение температуры по высоте термосифона.

3. Установление механизма переноса теплоты в слое теплоносителя на нижней крышке термосифона и оценка скорости движения жидкости.

4. Разработка математической модели процессов теплопереноса (кондукции и конвекции) в термосифоне, существенно менее сложной по сравнению с известными и позволяющей вычислять с высокой степенью достоверности характеристики (температура, массовая скорость испарения) слоя теплоносителя на нижней крышке.

**Методы исследования.** При выполнении диссертационной работы использованы методы экспериментального исследования процессов теплопереноса. Численное исследование этих процессов выполнено при решении задачи теплопереноса с использованием программного комплекса Matlab. Подробное описание методики экспериментальных исследований, методов, используемых в экспериментах, а также методов решения уравнений краевой задачи теплопереноса представлено в главах 2 и 4.

### **Научная новизна работы.**

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

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

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

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

**Практическая значимость работы.** Разработанная оригинальная математическая модель позволяет проводить прогностическую оценку скорости испарения теплоносителя на нижней крышке термосифона в условиях подвода

теплоты к его нижней крышке и охлаждения конденсатора воздухом за счет естественной конвекции. Результаты диссертационной работы могут быть использованы при разработке СОТР энергонасыщенного оборудования на базе двухфазных термосифонов. Регулирование интенсивности теплопереноса в термосифоне позволит обеспечить регламентные температурные режимы работы устройств и приборов энергетической, газовой, нефтяной, химической, металлургической и ядерной промышленности. Разработано техническое решение по конструктивно-компоновочной схеме термосифонов, направленной на повышение интенсивности процессов теплопереноса в конденсационной части ТС. Получены акт об использовании результатов диссертационной работы и патент на устройство «двухфазный термосифон».

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

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

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

теплонагруженных элементов на базе термосифонов в условиях, характерных для Арктики и Антарктики».

### **Основные положения и результаты, выносимые на защиту:**

1. Результаты экспериментальных исследований закономерностей процессов теплопереноса в термосифоне (влияние плотности теплового потока, подведенного к нижней крышке; температуры поверхности нагрева; вида теплоносителя; степени заполнения испарителя на распределения температуры по высоте устройства), механизма образования конденсата на верхней крышке термосифона в условиях подвода теплоты к его нижней крышке и охлаждения конденсатора воздухом за счет естественной конвекции.

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

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

**Личный вклад автора** состоит в разработке экспериментальных установок, методики экспериментальных исследований процессов теплопереноса в термосифоне; проведении экспериментальных и численных исследований; выборе методов измерений в экспериментах, а также методов решения задачи теплопереноса; обработке, анализе и обобщении полученных результатов; оценке систематических и случайных погрешностей; в совместной с научными

руководителями формулировке выводов и основных защищаемых положений диссертационной работы.

**Апробация работы.** Основные положения и результаты диссертационного исследования докладывались и обсуждались на следующих научных мероприятиях:

- II Международный молодежный форум «Интеллектуальные энергосистемы», г. Томск (06-10 октября 2014 г.);
- III Международный молодежный форум «Интеллектуальные энергосистемы», г. Томск (28 сентября – 02 октября 2015 г.);
- XXI международная научная конференция студентов, аспирантов и молодых ученых «Современные техника и технологии», г. Томск (05-09 октября 2015 г.);
- Научный Форум с международным участием XLIV «Неделя науки СПбПУ», г. Санкт-Петербург (30 ноября – 05 декабря 2015 г.);
- IV Международный молодежный форум «Интеллектуальные энергосистемы», г. Томск (10-14 октября 2016 г.);
- Научная конференция с международным участием XLV «Неделя науки СПбПУ», г. Санкт-Петербург (14-19 ноября 2016 г.);
- XIV Всероссийская школа-конференция молодых ученых с международным участием «Актуальные вопросы теплофизики и физической гидрогазодинамики», г. Новосибирск (22-25 ноября 2016 г.);
- X Всероссийская научная конференция молодых ученых «Наука. Технологии. Инновации», г. Новосибирск (05-09 декабря 2016 г.);
- Международная молодежная научная конференция «Тепломассоперенос в системах обеспечения тепловых режимов энергонасыщенного технического и технологического оборудования», г. Томск (26-28 апреля 2017 г.);
- V Международный молодежный форум «Интеллектуальные энергосистемы», г. Томск (09-13 октября 2017 г.);

- Международная молодежная научная конференция «Тепломассоперенос в системах обеспечения тепловых режимов энергонасыщенного технического и технологического оборудования», г. Томск (24-26 апреля 2018 г.);
- VII Всероссийская национальная конференция по теплообмену, г. Москва (22-26 октября 2018 г.);
- XV Всероссийская школа-конференция молодых ученых с международным участием «Актуальные вопросы теплофизики и физической гидрогазодинамики», г. Новосибирск (20-23 ноября 2018 г.);
- XII Всероссийская научная конференция молодых ученых «Наука. Технологии. Инновации», г. Новосибирск (03-07 декабря 2018 г.);
- Международная молодежная научная конференция «Тепломассоперенос в системах обеспечения тепловых режимов энергонасыщенного технического и технологического оборудования», г. Томск (23-25 апреля 2019 г.);
- XIV Международная молодежная научная конференция «Тинчуринские чтения», г. Казань (23-26 апреля 2019 г.);
- XXII Школа-семинар молодых ученых и специалистов под руководством академика А.И. Леонтьева «Проблемы газодинамики и теплообмена в энергетических установках», г. Москва (20-24 мая 2019 г.);
- Всероссийская конференция с элементами научной школы для молодых ученых «XXXV Сибирский теплофизический семинар», г. Новосибирск (27-29 августа 2019 г.);
- VIII Всероссийская научная конференция с международным участием «Теплофизические основы энергетических технологий», г. Томск (09-11 октября 2019 г.);
- Всероссийская научная конференция с международным участием XI Семинар ВУЗов по теплофизике и энергетике, г. Санкт-Петербург (21-23 октября 2019 г.);

- Национальная научно-практическая конференция с международным участием XLVIII «Неделя науки СПбПУ», г. Санкт-Петербург (18-23 ноября 2019 г.);
- Всероссийская конференция с элементами научной школы для молодых учёных «XXXVI Сибирский теплофизический семинар», г. Новосибирск (05-07 октября 2020 г.);
- IX Всероссийская научная конференция с международным участием «Теплофизические основы энергетических технологий», г. Томск (28-30 октября 2020 г.).

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

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

#### **Краткое содержание работы.**

**Во введении** обоснована актуальность темы диссертации, проведен анализ степени ее разработанности, сформулированы цель и задачи исследования, отражена научная новизна работы и ее практическая значимость, обоснована

достоверность полученных результатов, приведены положения, выносимые на защиту, и сведения об их апробации.

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

На основании обобщения результатов достаточно многочисленных исследований теплофизических и гидродинамических процессов в термосифонах сделан вывод о том, что большинство исследований направлено на анализ процессов, происходящих в термосифонах конкретного назначения, с целью повышения их эффективности (например, выбор теплоносителя с лучшими теплофизическими свойствами или модификация конструкции термосифона).

До настоящего времени не выполнены оценки влияния механизмов переноса теплоты (теплопроводности и термогравитационной конвекции) на температурные поля термосифонов. Известные математические модели и методы расчета характеристик теплопереноса в закрытых двухфазных термосифонах или слишком сложны в реализации (необходимы большие затраты времени на вычисления и высокая квалификация исполнителей), или слишком просты (не дают возможности получить распределения параметров (температур, скоростей) в пространстве и времени). Скорости движения пара и жидкости являются основными факторами, от которых зависит интенсивность процесса теплопереноса в типичных термосифонах. Однако пока отсутствуют экспериментальные или теоретические данные о скоростях движения жидкости в процессе термогравитационной конвекции в условиях, характерных для нижней крышки типичного термосифона: при нагреве нижней поверхности слоя и испарении с его верхней поверхности.

**Во второй главе** приведено описание разработанных экспериментальных стендов для изучения процессов теплопереноса в условиях, соответствующих условиям работы наиболее типичных термосифонов круглого и прямоугольного поперечного сечения, и методов исследования. Обоснован выбор конструктивного исполнения моделей термосифонов, теплоносителя и его объема в испарителе.

**В третьей главе** представлены результаты экспериментальных исследований распределения температуры в паровом канале и в слоях

теплоносителя по высоте цилиндрического термосифона. На нижней поверхности нижней крышки последнего задавались плотности теплового потока (от 0,04 до 2,60 кВт/м<sup>2</sup>) и температуры (от 313 до 393 К), характерные для группы типичных тепловыделяющих устройств и блоков теплонагруженного оборудования. Также проведены экспериментальные исследования процессов теплопереноса в термосифоне прямоугольного поперечного сечения при охлаждении конденсатора воздухом с температурой (275-283 К). Установлена скорость движения жидкости в условиях, характерных для нижней крышки типичного термосифона: при нагреве нижней поверхности слоя и испарении с его верхней поверхности.

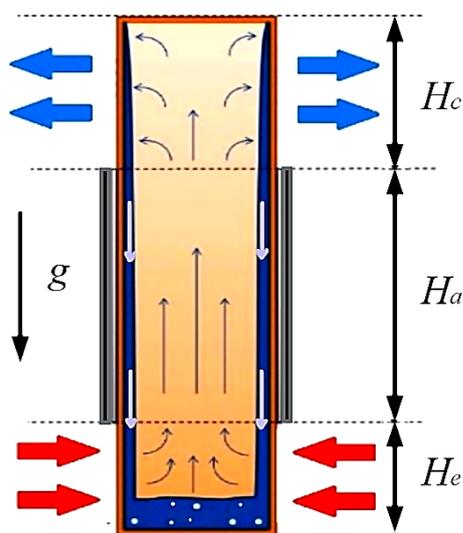
**В четвертой главе** представлены результаты теоретических исследований теплопереноса в термосифоне. Задача решена численно в среде программирования Matlab.

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

# **ГЛАВА 1. СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ТЕОРИИ И ПРАКТИКИ ПРИМЕНЕНИЯ ТЕРМОСИФОНОВ В ПРОМЫШЛЕННОЙ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКЕ**

## **1.1 Примеры использования термосифонов в промышленных теплоэнергетических устройствах и использующих тепло системах и установках**

Создание эффективных систем охлаждения теплонагруженного оборудования, обеспечение регламентных температурных режимов работы устройств и приборов являются актуальными проблемами в области промышленной теплоэнергетики, теплофизики и теоретической теплотехники [2,36,96–98]. Охлаждение энергонасыщенного оборудования возможно как системами, работающими с использованием больших объемов жидкого или газообразного теплоносителя, так и аппаратами, работающими по замкнутому испарительно-конденсационному циклу, – тепловыми трубами и термосифонами [99,100]. Последние характеризуются автономностью, отсутствием перекачивающих средств, высокой интенсивностью процессов тепломассопереноса. Внутренняя полость тепловых труб заполнена капиллярной структурой, которая создает значительное сопротивление движению теплоносителя, но при этом обеспечивает замкнутый испарительно-конденсационный цикл теплоносителя при нормальной гравитации и в условиях невесомости. В термосифонах, в отличие от тепловых труб, отсутствует капиллярная структура, они просты в изготовлении, надежны в эксплуатации и характеризуются высокой теплопередающей способностью. На рисунке 1.1 приведена схема типичного закрытого двухфазного термосифона.



$H_e$  – протяженность испарительной части, м;  $H_a$  – протяженность адиабатной части (транспортной зоны), м;  $H_c$  – протяженность конденсационной части, м;  
 $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>

Рисунок 1.1 – Принципиальная схема типичного закрытого двухфазного термосифона

Конструкцию закрытого двухфазного термосифона условно можно разделить на три части (испарительную, адиабатную (может отсутствовать [101,102]) и конденсационную) (рисунок 1.1) [103]. Внутренняя полость ТС заполняется теплоносителем, который испаряется за счет теплоты, подведенной к испарительной части. Образующийся пар поднимается вверх и конденсируется на верхней крышке термосифона. Конденсат под действием силы тяжести стекает в испарительную часть. При подводе теплоты к нижней крышке, а не боковой поверхности ТС, длина испарительной части при проектировании выбирается по результатам экспериментов [76,104].

Известно [18] большое число конструктивных решений термосифонов для обеспечения теплового режима технологического оборудования. Первый патент системы герметично закрытых, заполненных водой труб, предназначенных для отвода теплоты от печи, зарегистрирован 190 лет назад (в 1831 году) [105]. Патент на двухфазный термосифон зарегистрирован в 1836 году [106]. Во время Второй мировой войны интерес к термосифонам возник в связи с применением их для

охлаждения лопаток газовых турбин [107,108] и в термосваях Лонга [109]. В первом случае такие СОТР не вышли из стадии опытных конструкций из-за технологических трудностей (применение сплава натрия и калия в качестве теплоносителя для эффективного отвода теплоты с периферии лопаток; отвод теплоты от радиаторов турбин (зон вблизи оси вращения, где располагался конденсатор термосифона)). Во втором случае решалась проблема термостабилизации грунта при строительстве зданий, резервуаров, скважин, трубопроводов, линий электропередач, железных и автомобильных дорог. Использование термосифонов обеспечивало повышение несущей способности оснований и фундаментов в 3-6 раз [110,111].

Применение термосифонов в качестве СОТР теплонапряженных элементов металлургических печей [112] позволило значительно снизить расход воды, которая является широко распространенным теплоносителем в традиционно применяемых системах охлаждения. Например, на охлаждение доменной печи рабочим объемом 1700 м<sup>3</sup> подается до 1500 м<sup>3</sup>/ч охлаждающей воды [113]. Применение термосифонов позволило усовершенствовать технологические режимы нагрева в агрегатах для термической обработки термолабильных продуктов в газовой промышленности [114]. Созданы «мягкие» условия [114] подвода теплоты при регенерации абсорбента (диэтиленгликоль, моноэтанолламин) в огневых подогревателях установок осушки и очистки природного газа.

Термосифоны широко используются для отвода тепловых потоков от поверхностей хлебопекарного оборудования [115], в системах отопления, вентиляции и кондиционирования («HVAC» системы) [116–120]; в автомобильном [121] и воздушном [122,123] транспорте; центрах регистрации и обработки данных [124,125]; солнечных батареях [126] и водонагревателях [127]. Известны [82,128] промышленные теплоэнергетические системы, в которых задействовано от нескольких десятков до нескольких тысяч термосифонов (например, в газоходах котлов-утилизаторов расположены блоки термосифонов от 40 до 3400 штук [128]). В районах вечной мерзлоты для термостабилизации грунта одного трубопровода или железной дороги используют от 18 до 120 тысяч термосифонов [129].

Развитие фундаментальных знаний и разработка на их основе технических решений, расширяющих область применения термосифонов в диапазоне низких и средних температур теплонагруженных поверхностей, является весьма актуальной задачей. Например, известны [130] конструкции термосифонов, использующих низкопотенциальную энергию геотермальных источников с температурой 323-423 К (регионы Центральной и Южной Италии) для выработки электроэнергии за счет установки турбины в верхней части ТС. Предложены [126] способы увеличения теплопередающих свойств двухфазных закрытых термосифонов для охлаждения солнечных батарей и кондиционирования воздуха за счет использования наножидкостей или нанесения текстуры/покрытий на поверхностях стенок и крышек ТС. По результатам теоретических исследований разработан [82] способ пассивного охлаждения резервуара для хранения отработанного ядерного топлива под слоем воды, температура которой не должна превышать 373 К, с помощью контурных двухфазных термосифонов. Обоснована [131,132] возможность замены теплообменника с водяным или воздушным охлаждением на аналогичный, оборудованный термосифонами, без потери теплопроизводительности. Такие термосифонные системы в воздухонагревательных теплообменниках способны снизить [131] температуру газового потока от 343 до 313 К, нагрев при этом другой газовой поток от 293 до 323 К, или обеспечить [132,133] терморегулирование оборудования систем связи (поддержание температуры поверхности корпуса электронных устройств в телекоммуникационном блок-контейнере в диапазоне от 303 до 313 К). По результатам численного моделирования [134,135] разработаны конструкции СОТР на базе термосифонов для частичного восстановления воды (около 10%), потерянной в окружающей среде в градирнях [134], а также для поддержания температуры от 297 до 300 К [135] в бункерах для сыпучих материалов. Теоретически обоснована [136] возможность охлаждения силовых трансформаторов, температура поверхности которых достигает 403 К, на теплоэлектростанциях с помощью термосифонов. В реакторах химической промышленности технологические процессы происходят с выделением энергии

[137]. При определенных условиях возникает тепловой разгон, сопровождающийся повышением температуры и скорости реакции. Известны [137] исследования по оценке возможности использования систем охлаждения на базе термосифонов для предотвращения теплового разгона в химических реакторах в условиях аварийного режима работы охлаждающей рубашки реактора.

Приведенные выше примеры [130–137] доказывают перспективность применения термосифонов в промышленной теплоэнергетике, в том числе при низких и средних температурах (293–473 К) теплонагруженных поверхностей технологического оборудования. Но стоит отметить, что для новых областей практического использования термосифонов необходимо проводить научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы (например, для определения геометрических характеристик, вида теплоносителя, условий охлаждения конденсационной части и др.). Правильный выбор параметров, соответствующих наиболее эффективному режиму работы термосифона, обеспечивает регламентный тепловой режим энергонасыщенного оборудования, повышает надежность работы отдельных элементов и всей системы. Недостаточная изученность процессов, проходящих даже в относительно простых термосифонах (в частности в испарительной части) [104], многообразие вариантов конструктивного оформления циркуляционного контура ТС (например, [82]) и особенностей режимов работы таких устройств [18] требуют специальной постановки и проведения систематических экспериментальных и теоретических исследований теплопередающих свойств ТС. Такие исследования направлены на изучение физики процессов, проходящих в термосифонах, и разработку моделей, позволяющих рассчитывать теплофизические и гидродинамические характеристики процессов теплопереноса в ТС при проведении опытно-конструкторских работ.

Исследованиям теплофизических и гидродинамических процессов в термосифонах посвящено большое число экспериментальных и теоретических работ. Значительный вклад в развитие этого научного направления внесли: М. К. Безродный (Киевский политехнический институт, Украина); И. Л. Пиоро

(Университет Онтарио – институт технологий, Канада); M. Groll (Штутгартский университет, Германия); Л. Л. Васильев (Институт тепло- и массообмена им. А. В. Лыкова НАН Беларуси в Минске, Россия); Ю. Ф. Майданик (Институт теплофизики УрО РАН в Екатеринбурге, Россия); Г. В. Кузнецов (Томский политехнический университет, Россия); H. Jouhara (Лондонский университет Брунеля, Англия); C. C. Wang (Национальный университет Цзяотун, Тайвань); S. Lips (Национальный институт прикладных наук Лиона, Франция); C. L. Tien (Калифорнийский университет в Беркли, США), A. Faghri (Коннектикутский университет в Storrs, США) и др. Анализ современного состояния исследований процессов теплопереноса в термосифонах выполнен по известным экспериментальным и теоретическим работам.

## **1.2 Основные закономерности теплофизических и гидродинамических процессов в термосифонах, установленные по результатам экспериментальных исследований**

По результатам экспериментальных исследований [73,138–142], как правило, определяются характеристики процессов теплопереноса: критическая плотность теплового потока (предельная теплопередающая способность) ( $q_{cr}$ ) [138], «к.п.д. термосифона» ( $\eta$ ) [139,143], эффективная теплопроводность ( $\lambda_{eff}$ ) [140], термическое сопротивление ( $R$ ) [141], коэффициент теплоотдачи в испарителе и конденсаторе ( $\alpha_e$  и  $\alpha_c$ ) [142], температурные поля ( $T = f(y)$ ) [73].

Критическая плотность теплового потока  $q_{cr}$  является характеристикой термосифона, по которой определяется его надежность, металлоемкость и эффективность.

Известно [144], что в потоке пара возникает ударная волна, когда пар в термосифоне достигает скорости звука (чаще всего при использовании жидких металлов в качестве теплоносителей). Установлено [144], что поток пара в термосифоне не формируется при низких температурах, если силы вязкости будут больше сил, вызванных малым градиентом давления в паровом канале.

Установлены [144] выражения для максимальных тепловых потоков, соответствующих этим пределам (звуковой «Sonic limit» и вязкостный «Viscous limit or Vapor pressure»):

$$q_{cr,sonic\ limit} = 0,474 \cdot Q_e \cdot \sqrt{\rho_v \cdot p_v}, \quad (1.1)$$

$$q_{cr,viscous\ limit} = \frac{d_{hyd}^2 \cdot Q_e \cdot \rho_v \cdot p_v}{64 \cdot \mu_v \cdot (0,5 \cdot H_e + H_a + 0,5 \cdot H_c)}, \quad (1.2)$$

где  $Q_e$  – скрытая теплота парообразования, Дж/кг;  $\rho_v$  – плотность пара, кг/м<sup>3</sup>;  $p_v$  – давление пара, Па;  $d_{hyd}$  – гидравлический диаметр термосифона, м;  $\mu_v$  – динамическая вязкость пара, Па·с;  $H_e$ ,  $H_a$  и  $H_c$  – протяженности испарительной, адиабатной и конденсационной частей, м. За  $q$  в выражениях (1.1) и (1.2) и далее по тексту принята плотность теплового потока по направлению оси симметрии термосифона (отнесенная к площади поперечного сечения парового канала ( $F_{v,ch}$ )).

По результатам исследований режимов работы относительно высоких ( $H = 1-3$  м при  $H_e/d_{hyd} = 60,5-181,5$  [145,146]) термосифонов и термосифонов относительно малого диаметра ( $d_{hyd} = 1-3$  мм при  $H_e/d_{hyd} = 22,7-178$  [147,148]) установлено [145–148], что определенные экспериментально характеристики процессов теплопереноса могут значительно отличаться от рассчитанных с использованием теоретических моделей. Экспериментально установлено [146,148], что уменьшение внутреннего диаметра закрытого двухфазного термосифона приводит к возникновению негативных эффектов, связанных с высокими скоростями пара, которые ограничивают работу теплообменного устройства в режиме номинальных нагрузок. Кризисом тепломассопереноса в термосифонах является потеря контакта жидкости с поверхностью нагрева, сопровождающаяся уменьшением скорости рассеивания теплоты при охлаждении оборудования [128]. Такие условия приводят к разрушению, как правило, теплонагруженного элемента и самого термосифона [128]. Расчет критической плотности теплового потока, при которой наступает кризис тепломассопереноса, необходим при определении минимальной степени заполнения испарителя термосифона теплоносителем [149,150]. Известные выражения для критической

плотности теплового потока [150,151,160–167,152–159] можно разделить на две основные группы.

Выражения типа [151–156] основаны на оценке предельной скорости движения пара, при которой возникает гидродинамическая неустойчивость поверхности раздела «жидкость-пар» и унос части нисходящей жидкости восходящим потоком пара (режим «захлебывания» («Flooding limit»)). В часть выражений [151–154] входят числа Wallis (предполагается баланс инерционных и гидростатических сил) и Kutateladze (предполагается баланс динамических сил, сил поверхностного натяжения и тяжести):

Число Wallis:  $W = 0,725$  [151],  $W = 0,6 \cdot \sqrt{\left(H_e / d_{hyd}\right)^{0,1}}$  [152],

$$q_{cr,W} = W^2 \cdot \frac{Q_e \cdot \sqrt{\rho_v} \cdot \sqrt{d_{hyd} \cdot g \cdot (\rho_l - \rho_v)}}{\left(1 + \sqrt[4]{\frac{\rho_v}{\rho_l}}\right)^2}, \quad (1.3)$$

Число Kutateladze:  $Ku = 1,79$  [153],  $Ku = \sqrt{3,2} \cdot \tanh \left( \frac{\sqrt[4]{\left( d_{hyd} \cdot \sqrt{\frac{g \cdot (\rho_l - \rho_v)}{\sigma}} \right)}}{2} \right)$  [154],

$$q_{cr,Ku} = Ku^2 \cdot \frac{Q_e \cdot \sqrt{\rho_v} \cdot \sqrt[4]{\sigma \cdot g \cdot (\rho_l - \rho_v)}}{\left(1 + \sqrt[4]{\frac{\rho_v}{\rho_l}}\right)^2}, \quad (1.4)$$

где  $\rho_l$  – плотности жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  $\sigma$  – коэффициент поверхностного натяжения теплоносителя, Н/м.

Известно выражение по определению критической плотности теплового потока [155], которое хорошо согласуется с экспериментальными данными и учитывает теплофизические свойства теплоносителя в жидком и газообразном состоянии, давление пара, угол наклона термосифона:

$$q_{cr,Terdtoon} = Q_e \cdot f_{Bo} \cdot f_{Kp} \cdot f_{\phi} \cdot \sqrt{\rho_v} \cdot \sqrt[4]{g \cdot \sigma \cdot (\rho_l - \rho_v)}, \quad (1.5)$$

где  $f_{Bo}$ ,  $f_{Kp}$ ,  $f_\phi$  – функции числа Бонда ( $Bo$ ), безразмерного параметра  $Kp$ , угла наклона термосифона, соответственно.

Число Бонда определяется из выражения [155]:

$$Bo = d_{hyd} \cdot \sqrt{\frac{g \cdot (\rho_l - \rho_v)}{\sigma}}. \quad (1.6)$$

Вид зависимости  $f_{Bo}$  от числа Бонда приведен на рисунке 1.2 [155].

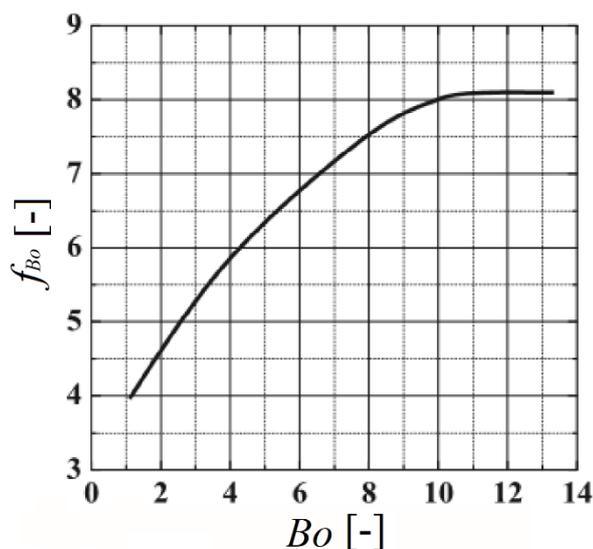


Рисунок 1.2 – Зависимость функции  $f_l$  от числа Бонда [155]

Функцию  $f_{Bo}$  можно представить в виде аппроксимационного выражения [155]:

$$f_{Bo} = -0,0331 \cdot Bo^2 + 0,8161 \cdot Bo + 3,2134. \quad (1.7)$$

Безразмерный параметр  $Kp$  определяется из выражения [155]:

$$Kp = \frac{P_v}{\sqrt{g \cdot \sigma \cdot (\rho_l - \rho_v)}}. \quad (1.8)$$

При  $Kp \leq 4 \cdot 10^4$ :  $f_{Kp} = Kp^{-0,17}$  [155]; при  $Kp > 4 \cdot 10^4$ :  $f_{Kp} = 0,165$  [155].

Зависимость функции  $f_\phi$  от угла наклона термосифона при различных числах Бонда [155] приведена на рисунке 1.3 (при вертикальном расположении термосифона  $f_\phi = 1$ ).

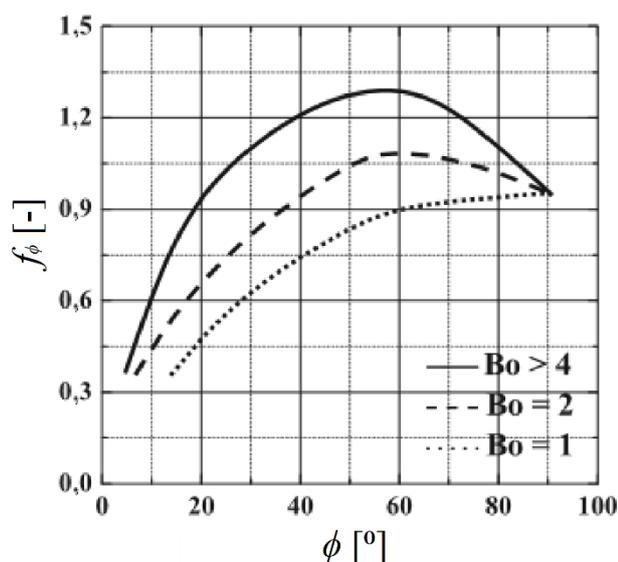


Рисунок 1.3 – Зависимость функции  $f_\phi$  от угла наклона [155]

Известно [156] выражение по определению критической плотности теплового потока, применимое как для обычного, так и для концентрического термосифона кольцевого сечения:

$$q_{cr, Faghri} = \frac{\left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0.14} \cdot \tanh^2 Bo^{0.25} \cdot Q_e \cdot \sqrt[4]{g \cdot \sigma \cdot (\rho_l - \rho_v)}}{\left(\sqrt[4]{\frac{1}{\rho_v}} - \sqrt[4]{\frac{1}{\rho_l}}\right)^2}. \quad (1.9)$$

В [156] показано, что отклонения величин  $q_{cr}$ , определенных экспериментально и рассчитанных с использованием выражения (1.9), находятся в пределах 15% при использовании воды в качестве рабочей жидкости. Вид выражения (1.9) аналогичен виду выражения по определению критической плотности теплового потока в условиях вращения тепловых труб [154].

Обоснована [168] применимость выражения Terdtoon P. (1.5) [155] для бинарных смесей в условиях работы медного термосифона протяженностью  $H = 1$  м, на поверхности испарителя которого задавалась температура в диапазоне 363–473 К, а на поверхности конденсатора 303 К. Установлено [168], что величина  $q_{cr}$ , рассчитанная по выражению Faghri A. (1.9) [156], завышена примерно на 20% по сравнению с экспериментальными данными. Предполагается [168], что для

чистых рабочих жидкостей результаты расчетов  $q_{cr}$  по выражениям Terdtoon P. [155] и Faghri A. [156] будут идентичны.

Выражения другой группы [150,157,166,167,158–165] получены для условий кризиса теплоотдачи от поверхности нагрева к жидкости при пузырьковом кипении (возникновение парового пространства между поверхностью стенки и теплоносителем («Boiling limit»)).

В часть выражений [150,157,166,158–165] входит критерий устойчивости двухфазного пристенного слоя  $K$  [169], который находится в диапазоне  $K = 0,1-0,2$  [157–166]:

$$q_{cr,boiling\ limit} = K \cdot Q_e \cdot \sqrt{\rho_v} \cdot \sqrt[4]{g \cdot \sigma \cdot (\rho_l - \rho_v)}. \quad (1.10)$$

По результатам обработки опытных данных методом наименьших квадратов [167] получено выражение:

$$\ln\left(\frac{q_{cr} \cdot d_{hyd}}{4 \cdot H_e}\right) = -0,08 \cdot \ln^2(d_{hyd} / H_e) + 0,3 \cdot \ln(d_{hyd} / H_e) + 13,9. \quad (1.11)$$

В [167] показано, что выражение (1.11) описывает зависимость критической плотности теплового потока от степени стесненности объема, определяемой отношением диаметра термосифона к длине испарительной части, в диапазоне  $0,004 \leq d_{hyd}/H_e \leq 1$  с погрешностью не более  $\pm 15\%$ . В результате анализа опытных данных по  $q_{cr}$  двухфазных термосифонов с углом наклона в диапазоне  $3 \leq \phi \leq 90^\circ$  получено [167] выражение, справедливое в диапазоне  $0,004 \leq d_{hyd}/H_e \leq 2$  для многих теплоносителей, погрешность которого составляет не более  $\pm 25\%$ :

$$q_{cr} = 7 \cdot Q_e \cdot \sqrt{a_l \cdot f_{bub} \cdot \rho_l \cdot \rho_v} \cdot e^{0,076 \cdot \ln^2(d_{hyd}/H_e) - 0,0433 \cdot \ln(d_{hyd}/H_e) - 0,15} \times \\ \times (d_{hyd} / H_e)^{-0,16 \cdot \ln(d_{hyd}/H_e) + 0,3} \cdot (\sin \phi)^{0,3} \cdot 4 \cdot (d_{hyd} / H_e), \quad (1.12)$$

где  $a_l$  – коэффициент температуропроводности жидкости,  $m^2/c$ ;  $f_{bub}$  – частота отрыва пузырьков [170], Гц;  $\phi$  – угол наклона термосифона относительно горизонтальной поверхности.

Основываясь на экспериментальных данных и визуальных наблюдениях, в [167] сделали вывод о том, что при  $d_{hyd}/H_e > 2$  критическая плотность теплового потока определяется выражением:

$$q_{cr} = 7 \cdot Q_e \cdot \sqrt{a_l \cdot f_{bub} \cdot \rho_l \cdot \rho_v} \cdot \quad (1.13)$$

Помимо предельной теплопередающей способности эффективность работы термосифона оценивают и по другим характеристикам. Показано [171], что одной из таких характеристик является электроэнергия, которая генерируется турбиной, расположенной во внутренней полости ТС. Преобразование тепловой энергии в кинетическую достигается при движении пара через форсунки. Механическая энергия, вырабатываемая турбиной, преобразуется в электрическую энергию путем прямого соединения с электрическим генератором. Важно отметить, что ожидаемая производительность таких систем очень низкая (ниже 10%). Повысить производительность таких СОТР на базе термосифона можно при установлении во внутренней полости дополнительный устройств (например, небольшого термосифона в адиабатной части ТС) [172].

Производительность или эффективность работы термосифона можно оценить и по коэффициенту, рассчитанному как отношение теплового потока, отводимого от конденсационной части, к тепловому потоку, подводимому к испарительной части ТС [71,139,172,173] («к.п.д. термосифона» [143]):

$$\eta = \frac{Q_{out}}{Q_{in}} \cdot 100\%, \quad (1.14)$$

где  $Q_{in}$  – тепловой поток, подводимый к испарительной части ТС, Вт;  $Q_{out}$  – тепловой поток, отводимый от конденсационной части ТС, Вт.

Еще одним из используемых показателей эффективности работы ТС является эффективная теплопроводность ( $\lambda_{eff}$ ) термосифона [140,174,175]:

$$\lambda_{eff} = \frac{H \cdot q_{in}}{\Delta T}, \quad (1.15)$$

где  $H$  – протяженность термосифона (от нижней до верхней крышки [140,174] или сумма протяженностей адиабатной и половин испарительной и конденсационной частей [175]), м;  $q_{in}$  – плотность теплового потока, подведенного к испарительной части ТС, Вт/м<sup>2</sup>;  $\Delta T$  – перепад температуры по высоте термосифона, К.

За перепад температуры  $\Delta T$  (1.15) в термосифонах, отводящих теплоту от поверхности нагрева или теплоносителя, принимают разницу между средними

температурами поверхностей испарительной и конденсационной частей [140,174,175]. В термосифонах, отводящих теплоту от грунта, за  $\Delta T$  принимается разница между температурами внешней поверхности испарителя и окружающего воздуха [176,177]. По результатам экспериментов [174,175] установлено, что с ростом теплового потока, подводимого к испарительной части ТС, эффективная теплопроводность увеличивается. Влияние степени заполнения испарителя на эту характеристику не установлено, но предполагается [140], что максимальная эффективная теплопроводность достигается при степени заполнения испарителя  $\varepsilon_e$  в диапазоне от 20 до 40%.

В экспериментах [176,177] с изогнутыми термосифонами (конденсатор расположен вертикально, а испаритель под углом к горизонту) в условиях низких температур ( $T_{air} = 255$  К) эффективная теплопроводность представлена как функция скорости окружающего воздуха и угла наклона секции испарителя, но в отличие от [140,174,175] характеристика  $\lambda_{eff}$  не умножалась на высоту термосифона и не относилась к площади поперечного сечения. Установлено [176,177], что эффективная теплопроводность увеличивается с ростом скорости воздуха и угла наклона испарителя. Эффективная теплопроводность так же, как и «к.п.д. термосифона» [143], неявно описывает все режимы теплопередачи, происходящие в термосифоне, поэтому используется редко.

Оценку производительности работы ТС проводят также и по термическому (или тепловому) сопротивлению ( $R$ ) (величина, обратная эффективной теплопроводности, которая рассчитывается по перепаду температуры по высоте термосифона [54,75,103,139,141,172,178,179]) или через коэффициенты теплоотдачи испарительной и конденсационной частей [180]:

$$R = \frac{\Delta T}{Q_{in}}, \quad (1.16)$$

$$R = R_e + R_c = \frac{1}{\alpha_e \cdot F_e} + \frac{1}{\alpha_c \cdot F_c}, \quad (1.17)$$

где  $\alpha_e$ ,  $\alpha_c$  – коэффициенты теплоотдачи испарительной и конденсационной частей, соответственно, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $F_e$ ,  $F_c$  – внутренняя площадь испарительной и конденсационной частей, соответственно, м<sup>2</sup>.

Установлено [179], что термическое сопротивление с ростом теплового потока уменьшается. Показано [142], что при высоких температурах ( $T > 1023$  К) могут возникнуть колебания термического сопротивления из-за возникновения пульсационного «гейзерного» кипения [141] или локального осушения поверхности испарителя «dry out» [21]. Большой вклад в общее сопротивление термосифона вносит термическое сопротивление конденсатора [180].

Коэффициент теплоотдачи при кипении теплоносителя в термосифоне рассчитывают [142] по выражению, аналогичному закону Ньютона-Рихмана:

$$\alpha_e = \frac{q_{in}}{T_{w,e} - T_{sat}}, \quad (1.18)$$

где  $T_{w,e}$  – средняя температура поверхности испарительной части ТС, К;  $T_{sat}$  – температура насыщения в термосифоне, которую в расчетах принимают равной температуре адиабатной части ТС [181], жидкости в испарителе [180] или пара в конденсаторе (вдали от теплоносителя в испарительной части) [54], К.

Установлено [142,182], что коэффициент теплоотдачи в испарительной части ТС ( $\alpha_e$ ) увеличивается с ростом теплового потока, но при высоких тепловых нагрузках он начинает уменьшаться [180], что является показателем осушения поверхности испарителя, приводящего к полному выходу из строя устройства. Установлено [183], что при использовании бинарной смеси («вода-ацетон» в соотношении от 30 до 85%) коэффициент теплоотдачи в испарителе меньше, чем при использовании чистой воды.

Известно [18,184] большое число аналитических выражений для коэффициентов теплоотдачи при кипении в большом объеме и испарителе ТС. Показано [18,184], что эти выражения применимы для конкретных жидкостей в диапазоне проведенных исследований в зависимости от режимных и геометрических параметров. Установлено [184], что наиболее широко

используются два выражения: Rohsenow [185] (в двух формах: через температурный напор и тепловой поток) и Imura [186]:

$$\alpha_{e,Rohsenow} = \mu_l \cdot Q_e \cdot \sqrt{\frac{g \cdot (\rho_l - \rho_v)}{\sigma}} \cdot \left( \frac{\mu_l \cdot c_{p,l}}{\lambda_l} \right)^{\frac{s^*}{r^*}} \cdot \left( \frac{c_{p,l}}{C_{sf} \cdot Q_e} \right)^{\frac{1}{r^*}} \cdot (T_e - T_{sat})^{\frac{1-r^*}{r^*}}, \quad (1.19)$$

$$\alpha_{e,Rohsenow} = \left( \frac{q_{in}}{Q_e} \right)^{1-r^*} \cdot \left( \frac{\mu}{\sqrt{\frac{\sigma}{g \cdot (\rho_l - \rho_v)}}} \cdot \frac{c_{p,l}}{C_{sf}} \cdot \left( \frac{\mu_l \cdot c_{p,l}}{\lambda_l} \right)^{-s} \right)^{r^*}, \quad (1.20)$$

$$\alpha_{e,Imura} = \frac{0,32 \cdot \rho_l^{0,65} \cdot \lambda_l^{0,3} \cdot c_{p,l}^{0,7} \cdot g^{0,2} \cdot q_{in}^{0,4}}{\rho_v^{0,25} \cdot Q_e^{0,4} \cdot \mu_l^{0,1}} \cdot \left( \frac{p_v}{p_{atm}} \right)^{0,3}, \quad (1.21)$$

где  $\mu_l$  – динамическая вязкость жидкости, Па·с;  $c_{p,l}$  – удельная теплоемкость жидкости, Дж/(кг·К);  $\lambda_l$  – теплопроводность жидкости, Вт/(м·К);  $C_{sf}$  – эмпирический коэффициент, зависящий от материала и вида теплоносителя, который с ним контактирует;  $r^*$  – эмпирический коэффициент ( $r^* = 0,33$ );  $s^*$  – эмпирический коэффициент ( $s^* = 1$  для воды;  $s^* = 1,7$  для других жидкостей);  $p_{atm}$  – атмосферное давление, Па.

Установлено [184], что выражения Rohsenow (1.19)-(1.20) [185] применимы при интенсивном кипении, но обладают высокой погрешностью при малой степени заполнения испарителя. Недостатком этих выражений является эмпирический коэффициент пары «поверхность-жидкость»  $C_{sf}$ , который необходимо уточнять для конкретных условий проводимых экспериментов. Например, для пар: «шлифованная (гладкая) медь-вода» ( $C_{sf} = 0,0147$ ); «полированная медь-вода» ( $C_{sf} = 0,0128$ ), «шероховатая медь-вода» ( $C_{sf} = 0,0068$ ), «медь-этанол» ( $C_{sf} = 0,00079$ ), «хром-этанол» ( $C_{sf} = 0,0027$ ) и т. д. [187]. Если такой коэффициент для исследуемой пары «поверхность-жидкость» не известен, то рекомендуется принимать  $C_{sf} = 0,013$  (такое приближение даст хороший результат с погрешностью не более  $\pm 20\%$ ). Выражение Imura [186] охватывает все режимы (от естественной конвекции до развитого кипения), но не рекомендуется [184] для ТС малого диаметра ( $d_{hyd} \leq 37$  мм). Установлено [179,188], что это выражение не

позволяет прогнозировать коэффициент теплоотдачи для всех жидкостей (например, хладагента SES36). Но несмотря на это, значительное число авторов используют его в своих исследованиях [179,182] для оценки полученных результатов. Известно [179], что погрешность расчетов  $\alpha_e$  по выражению Imura (1.21) [186] для наиболее распространенных жидкостей, таких как вода и этанол, составляет около  $\pm 30\%$ .

Малое внимание пока уделялось режиму, предшествующему кипению, – интенсивному испарению с поверхности раздела фаз теплоносителя на нижней крышке ТС (но без кипения). По результатам экспериментов в диапазоне тепловых потоков 0,16-15 кВт/м<sup>2</sup> установлены [189,190] выражения для коэффициентов теплоотдачи в вертикальном термосифоне при испарении и кипении теплоносителя (погрешность расчетов  $\alpha_e$  не более  $\pm 20\%$ ):

– режим интенсивного испарения дистиллированной воды [189]:

$$\alpha_e = 270 \cdot \frac{\lambda_l}{H_e} \cdot \left( \frac{q_{in} \cdot d_{hyd}}{Q_e \cdot \rho_v} \right)^{-0,33} \cdot \left( \frac{\nu_l}{a_l} \right)^{-0,9} \cdot \left( \frac{H_e}{d_{hyd}} \right)^{0,75}, \quad (1.22)$$

– режим интенсивного испарения фреонов-11, 113, 142, этанола и ацетона [190]:

$$\alpha_e = 3050 \cdot \frac{\lambda_l}{H_e} \cdot \left( \frac{q_{in} \cdot d_{hyd}}{Q_e \cdot \mu_l} \right)^{-0,33} \cdot \left( \frac{\nu_l}{a_l} \right)^{-0,9} \cdot \left( \frac{H_e}{d_{hyd}} \right)^{0,75}, \quad (1.23)$$

– режим кипения дистиллированной воды [189]:

$$\alpha_e = 2,8 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{\lambda_l}{H_e} \cdot \left( \frac{q_{in}}{Q_e \cdot \rho_v} \right)^{1,52} \cdot \left( \frac{p_v}{\sqrt{\sigma \cdot g \cdot (\rho_l - \rho_v)}} \right)^{0,52}, \quad (1.24)$$

– режим кипения фреонов-11, 113, 142, этанола и ацетона [190]:

$$\alpha_e = 0,0096 \cdot \lambda_l \cdot \sqrt{\frac{g \cdot (\rho_l - \rho_v)}{\sigma}} \cdot \left( \frac{q_{in} \cdot d_{hyd}}{4 \cdot H_e \cdot Q_e \cdot \rho_v \cdot a_l} \cdot \sqrt{\frac{g \cdot (\rho_l - \rho_v)}{\sigma}} \right)^{0,7} \times \left( \frac{\nu_l}{a_l} \right)^{-1} \cdot \left( \frac{p_v}{\sqrt{\sigma \cdot g \cdot (\rho_l - \rho_v)}} \right)^{0,6}, \quad (1.25)$$

где  $\nu_l$  – кинематическая вязкость жидкости, м<sup>2</sup>/с.

В [189,190] отмечалось, что интенсивность теплообмена в термосифоне зависит от диаметра канала. Соответственно, выражения (1.22)-(1.25), полученные для термосифонов с диаметром 0,6-2,4 см, не могут быть обоснованно применены к ТС с диаметром более 2,5 см.

Известны выражения (например, [191]) для чисел Нуссельта, применимые к условиям естественной (термогравитационной) конвекции. Но обобщенные авторами [191] выражения для различных форм теплоотдающей поверхности (сферы, вертикальные/горизонтальные/наклонные пластины/цилиндры в неограниченном пространстве и вертикальные/горизонтальные щели/прослойки/ и сферические/кольцевые контуры в ограниченном пространстве) для газов и жидкостей не описывают относительно простой вариант – горизонтальный слой жидкости ограниченной протяженности. Оценка величины  $Nu$  в таком случае, для слоя теплоносителя на нижней крышке термосифона, затруднена из-за влияния боковых поверхностей. Последние, скорее всего, приводят к увеличению  $Ra_{cr}$  (критическое число Рэлея), определяющего условия возникновения конвекции (например, для горизонтального протяженного слоя жидкости, подогреваемого снизу с двумя жесткими поверхностями  $Ra_{cr} = 1707,76$ , если нижняя поверхность жесткая, а верхняя свободная, то  $Ra_{cr} = 1100,65$  [192]).

В конденсационной части ТС коэффициент теплоотдачи определяется следующим образом [142,183]:

$$\alpha_c = \frac{q_{out}}{T_{sat} - T_{w,c}}, \quad (1.26)$$

где  $q_{out}$  – плотность теплового потока, отведенного от конденсационной части, Вт/м<sup>2</sup>;  $T_{w,c}$  – средняя температура поверхности конденсационной части ТС, К.

Установлено [181], что с ростом теплового потока и степени заполнения испарителя коэффициент теплоотдачи в конденсационной части ТС ( $\alpha_c$ ) увеличивается. При оценке коэффициента теплоотдачи в конденсационной части используют аналитическое выражение, применимое к конденсации ламинарной пленки на вертикальной пластине [182,193,194]:

$$\alpha_c = 0,943 \sqrt[4]{\frac{g \cdot \rho_l \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot \lambda_l^3 \cdot Q_e \cdot (1 + 0,68 \cdot c_{p,l} \cdot (T_{sat} - T_{w,c}))}{\mu_l \cdot (T_{sat} - T_{w,c}) \cdot H_c}}. \quad (1.27)$$

Установлено [46], что это выражение может использоваться для наклонных поверхностей, если ускорение свободного падения в выражении (1.27) умножить на величину угла между вертикалью и наклонной поверхностью (неприменимо для горизонтальной поверхности).

Сравнение аналитических выражений для коэффициентов теплоотдачи с экспериментальными данными показало [54] необходимость учета многих факторов (особое значение имеет степень заполнения ТС).

По результатам экспериментов [46,195] установлено, что степень заполнения термосифона ( $\varepsilon_e$ ), определяемая как отношение объема теплоносителя к объему испарителя, влияет на эффективность его работы. Если термосифон заполнен объемом меньше минимально необходимого [21], то возникает вероятность осушения поверхности испарителя. При степени заполнения испарителя, значительно превышающей минимальную, возможна реализация условий, при которых происходит «захлебывание» конденсационной части [138].

Установлено [181], что работа термосифона эффективнее при  $\varepsilon_e = 30\%$ , чем при 15 или 22%. При  $\varepsilon_e = 30\%$  можно избежать осушения поверхности испарителя и гейзерного кипения, сопровождающегося резкими изменениями температуры и вибрацией термосифона [141]. Установлено [180], что при степени заполнения испарителя 25% эффективность работы больше, чем при  $\varepsilon_e = 100\%$ . В [140] сделан вывод о том, что при степени заполнения  $\varepsilon_e = 20-40\%$  работа термосифона эффективнее, чем при  $\varepsilon_e = 60-80\%$ . В наклонном ( $\phi = 10-80^\circ$ ) ТС эффективность работы устройства выше при степени заполнения  $\varepsilon_e = 50\%$ , чем при  $\varepsilon_e = 80-100\%$  [196].

В термосифоне могут применяться различные теплоносители, выбор которых зависит от температурного режима ТС [173,197]. В настоящее время растет интерес к использованию в термосифоне в качестве теплоносителей наножидкостей, которые повышают эффективность работы ТС [198]. Результаты

экспериментальных исследований [199] показали, что наножидкости либо обладают хорошими теплопередающими свойствами, но нестабильны (например, Al, Ag, Au обладают высокой теплопроводностью, но химически нестабильны), либо имеют хорошие реологические свойства, но не обеспечивают необходимых для эффективной работы термосифонов свойств (например,  $Al_2O_3$  химически стабильный оксид, но обладает низкой теплопроводностью). Развитие этого направления продолжается в исследованиях [200], направленных на получение относительно простыми методами синтеза [201] стабильных гибридных наножидкостей с хорошими теплопередающими свойствами (даже при низких концентрациях). Установлено [48], что применение наножидкостей в качестве теплоносителей в термосифонах увеличивает коэффициент теплопередачи на 20-25%. При этом процесс теплопереноса протекает интенсивнее, если используются наночастицы оксидов металлов.

Термосифоны, как пассивные устройства СОТР теплонагруженных элементов оборудования, обычно располагаются в вертикальном положении (без наклона) [18], что объясняется простотой и удобством их размещения в конкретных условиях работы. Но известны работы [146,173,181,196,202] по установлению влияния угла наклона устройства на его теплопередающие характеристики. Мнения авторов расходятся: одни считают [146,202], что угол наклона ( $\phi$ ) не влияет на термическое сопротивление ТС, другие [181,196] утверждают, что двухфазный замкнутый термосифон имеет самые высокие тепловые характеристики в диапазоне углов наклона  $15-60^\circ$ . Например, при заполнении ТС дистиллированной водой ( $\varepsilon_e = 15-30\%$ ) максимальные коэффициенты теплоотдачи в конденсаторе установлены при  $30^\circ$  ( $\varepsilon_e = 15\%$ ;  $\varepsilon_e = 22\%$ ) и при  $45^\circ$  ( $\varepsilon_e = 30\%$ ) [181]. Установлено [196], что эффективность работы наклонного (от  $40$  до  $60^\circ$ ) медного термосифона ( $d_{hyd} = 7,5$  мм;  $d_{hyd}/H_e = 0,2$ ;  $\varepsilon_e = 50\%$ ) по сравнению с вертикальным термосифоном выше примерно на 20% для воды, на 30% для этанола и на 40% для R-123, что противоречит данным [173], в которых эффективность медного термосифона ( $d_{hyd} = 19$  мм;  $d_{hyd}/H_e = 0,4$ ;  $\varepsilon_e = 35\%$ ), заполненного водой, этанолом и этиленгликолем, выше при угле наклона  $90^\circ$ .

Эффективность работы термосифонов повышается при понижении давления в их внутренней полости, но стоит отметить, что термосифоны эффективно работают и при наличии в полости некоторого объема воздуха [18,96]. При работе промышленных установок, в которых установлены термосифоны, из последних не всегда удаляют воздух [128]. Поэтому анализ тепломассопереноса в условиях малого объема неконденсирующихся газов (воздуха) имеет большое значение при разработке эффективных конструкций испарительных охлаждающих устройств. Разряжение в термосифоне необходимо при изучении процесса конденсации, так как даже небольшой объем воздуха может снизить коэффициент теплоотдачи от пара к поверхности ТС [128]. Но при низких давлениях диаметры пузырьков могут быть достаточно большими [203], сопоставимыми с размерами поперечного сечения термосифона. Последнее может привести к снижению интенсивности теплопереноса при кипении.

Многие эксперименты проведены [42,147,148,180,203–206] со стеклянными (частично или полностью) термосифонами с целью исследования режимов течения в них двухфазной среды (пузырьковый, снарядный, кольцевой, эмульсионный режимы [207]) и измерения толщины стекающей пленки жидкости. Режимы течения, зарегистрированные в подобных экспериментах [42,147,148,180,203–206], связывают с безразмерным числом ограничения ( $Co$ ) «Confinement number» [146]. Последнее равно отношению капиллярной длины ( $l$ ), которая пропорциональна диаметру вылета пузырька и характеризует отношение сил поверхностного натяжения к выталкивающим силам, к характерному размеру замкнутого пространства (диаметру канала  $d_{hyd}$ ):

$$Co = \frac{1}{\sqrt{Bo}} = \frac{l}{d_{hyd}} = \frac{\sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}}}{d_{hyd}} = \frac{j_v^* \cdot \sqrt{\frac{\sigma \cdot \rho_v}{d_{hyd}}}}{W}, \quad (1.28)$$

где  $l$  – капиллярная длина, м;  $W$  – массовая скорость испарения, кг/(м<sup>2</sup>·с);  $j_v^*$  – безразмерная скорость испарения ( $j_v^* = G / \sqrt{g \cdot d_{hyd} \cdot \rho_v \cdot (\rho_l - \rho_v)}$ );  $G$  – массовый расход теплоносителя, кг/с.

Установлено [147], что размер канала значительно влияет на режим работы термосифона: при  $Co > 0,5$  пузырьковый режим течения сменяется снарядно-кольцевым (приближенное равенство  $Co \approx 0,5$  означает, что длина капилляра воды в термосифоне составляет половину от внутреннего диаметра [208]); при  $Co \approx 1$  силы тяжести полностью подавляются и преодолеваются выталкивающими силами и силами поверхностного натяжения.

Разработана [42,203] карта режимов течения для прогнозирования режима потока теплоносителя в термосифоне с учетом числа ограничения ( $Co$ ) и безразмерной скорости испарения ( $j_v^*$ ). Установлено [42,203], что в термосифоне, заполненном HFE-7000, не регистрируются снарядный (также называемый пробковым или поршневым) и гейзерный режимы течения. Для воды и этанола при низких числах ограничения ( $Co < 0,14$ ) и безразмерной скорости испарения ( $j_v^* < 0,14$ ) режимы течения аналогичны режимам, регистрируемым при кипении в большом объеме. Установлено [42,203], что при  $Co > 0,2$  наступает нестационарный режим, когда относительно большие пузыри приводят к пульсирующему режиму потока типа гейзера.

Проанализированы [205] примеры карт потоков, разработанных для каналов с характерными размерами, не превышающими миллиметры и микрометры. Установлено [205], что инструменты прогнозирования режимов потока, разработанные в [42,203], не позволяют точно установить режим потока в двухфазных пассивных теплообменных устройствах, в которых движение потока вызвано тепловым воздействием. Последнее связано с тем, что не разработана универсальная карта структуры потока, которая была бы применима к ТС различной геометрии и теплоносителям.

По результатам экспериментов с использованием высокоскоростной визуализации установлено [180], что толщина пленки жидкости при движении к испарителю уменьшается, в результате чего образуются прерывистые локальные сухие пятна. При малых степенях заполнения ( $\varepsilon_e \approx 25\%$ ) и высоких тепловых нагрузках ( $Q_{in} > 250$  Вт) конденсат перестает стекать по поверхности канала (жидкость задерживается в конденсаторе из-за высокой скорости движения пара).

Последнее приводит к осушению испарителя и выходу из строя термосифонного устройства. Рекомендовано [203] поддерживать работу термосифона в пузырьковом или эмульсионном режимах (т. е. при  $Co < 0,14$ ), что обеспечивает более стабильную и надежную работу ТС.

Известно [181,203], что режим гейзерного кипения не ограничивает тепловые характеристики термосифона, но его следует избегать, поскольку из-за удара паровой (или паровоздушной) пробки и больших колебаний давления может произойти разрушение конденсатора. Показано [181,209], что такой режим возникает при коэффициентах заполнения, равных или превышающих 30%. Экспериментально установлено [209], что в режиме гейзерного кипения период колебания температуры поверхности термосифона уменьшается при увеличении тепловой нагрузки, отношения  $H_e/d_{hyd}$ , массового расхода охлаждающей жидкости в кожухе конденсатора и уменьшении степени заполнения.

В [167] выделены режимы кипения теплоносителя в термосифоне прямоугольного поперечного сечения. Установлено [167], что после зарождения паровой фазы в объеме перегретой жидкости паровые скопления приобретают форму снарядов, которые увеличиваются в размерах по мере продвижения вверх. Далее происходит постепенный переход от снарядного режима к кольцевому. При этом часть теплоносителя находится в конденсаторе в виде «пробки» жидкости, которая практически не принимает участия в тепломассопереносе. Установлено [167], что режимы движения двухфазного потока в стеклянных термосифонах подобны режимам движения теплоносителя в вертикальных трубах и будут иметь место в вакуумированных, невакуумированных и взрывобезопасных термосифонах. При равенстве давлений и в определенном диапазоне изменения степени заполнения испарителя будут идентичны и их критические плотности теплового потока.

В отличие от кипения жидкости в большом объеме (в условиях свободного движения жидкости), когда среднее паросодержание не зависит от размеров поверхности, в термосифонах паросодержание увеличивается по высоте канала. При малых значениях степени стесненности объема ( $d_{hyd}/H_e \approx 0,02$ )

зарегистрировано [167] несколько режимов течения: от нижней поверхности испарителя термосифона к верхней происходит плавный переход от пузырькового режима к эмульсионному, затем снарядному и на выходе к дисперсно-кольцевому. При  $d_{hyd}/H_e < 0,02$  скорость пара достигает своего предельного значения, поэтому скорость движения конденсата будет уменьшаться, что затруднит смачивание жидкостью сухих пятен в месте отрыва паровых пузырей.

В результате нестационарной работы термосифона, вызванной кипением теплоносителя, зарегистрированы [33,180,203,206,209–214] пульсации («флуктуации» [206]) температур поверхностей испарительной и конденсационной частей ТС. Однозначные условия, при которых они возникают, не установлены. Известны предположения [33,209–214], что они вызваны пузырями пара большого размера, сопоставимого с диаметром испарителя термосифона, и зависят от объема рабочей жидкости в испарительной части, подводимого теплового потока, скорости движения пара в транспортной зоне ТС, условий охлаждения конденсационной части и отношения протяженности испарителя к гидродинамическому диаметру ( $H_e/d_{hyd}$ ). Установлено [206,209], что при увеличении  $\varepsilon_e$  и уменьшении  $q_{in}$  период и амплитуда колебаний температуры увеличиваются. Показано [209], что период флуктуаций температуры увеличивается при уменьшении  $H_e/d_{hyd}$  и массового расхода охлаждающей жидкости в кожухе конденсатора.

Видеорегистрация движения конденсата во внутренней полости термосифона затруднена тем, что его внутренние поверхности становятся влажными от паров [215]. Регистрация стекающих по поверхностям ТС пленок теплоносителя проводилась [205,216–218] с помощью теневого и PIV методов. В [205] показано, что конденсат этанола и FC-72 движется по внутренним поверхностям контурного «loop» термосифона со скоростью от 0,004 до 0,6 м/с при плотностях тепловых потоков от 6,5 до 13,6 Вт/см<sup>2</sup>. Новизной экспериментов [205] являлось то, что вместо регистрации изменения геометрического положения частиц-трассеров использовались поверхности раздела «жидкость-пар».

Толщина пленки конденсата является важным параметром при определении сопротивления теплопередаче [216], но ее трудно измерить из-за ряда причин (малая толщина пленки; кривизна канала, по которому она стекает; скорость потока, которая может не только влиять на толщину пленки конденсата, но и вызывать волны на ней). Установлено [216], что толщина пленки жидкости, измеренная методом томографии, удовлетворительно согласуется с теорией Нуссельта (в экспериментах зарегистрированы более толстые пленки жидкости). Сделан вывод [216] о том, что необходимо разрабатывать новые алгоритмы обработки изображений и проводить дальнейшие исследования в этой области.

С помощью лазерной системы визуализации измерены толщины пленок жидкости (вода, этанол), стекающих по внутренней поверхности трубы ( $d_{hyd} = 22,2$  мм) [217] и трубки ( $d_{hyd} = 1$  мм) [218]. Показано [217,218], что режим с импульсной подачей пленки жидкости (например, 20% рабочего цикла) и минимальным расходом позволял сохранять непрерывную пленку тоньше (примерно в три раза), чем минимально достижимая для непрерывного потока пленка.

Развитие фундаментальных основ процесса теплопереноса в термосифонах сдерживается отсутствием знаний о закономерностях, позволяющих проводить прогностическую оценку изменения температурного и скоростного полей в термосифоне в зависимости от степени заполнения, теплового потока, используемого теплоносителя. Экспериментально зарегистрировать изменение температуры во внутренней полости термосифона по высоте в различных сечениях технически сложно (такие работы проводилось редко [31,32,38,46,51]). Во-первых, это связано с необходимостью герметизации ТС при установке термопар. Во-вторых, использование малоинерционных термопар с диаметром спая порядка 100-150 мкм позволяет исключить их влияние на процесс тепломассопереноса внутри ТС, но возникает проблема точного позиционирования термопар. Из-за таких трудностей в большинстве случаев (например, [141]) термопары устанавливались на определенных участках внешних поверхностей термосифона. Но из-за интенсивного теплообмена в ТС распределений температуры на внешних

поверхностях недостаточно для анализа процессов, происходящих в зонах испарения, конденсации и парового канала. Для объективного анализа механизмов теплопереноса в таких устройствах необходимы данные о температурных полях или, по крайней мере, градиентах  $T$  на отдельных участках внутренней полости ТС (зон испарения, транспорта пара и конденсации).

### **1.3 Математические модели и результаты моделирования теплофизических и гидродинамических процессов в термосифонах**

Несмотря на широкое применение термосифонов в промышленности, до сих пор отсутствует общепринятая теория, которая позволяла бы проводить прогностический анализ характеристик ТС. Известные математические модели [101,219] для определения эксплуатационных пределов и ограничений работы термосифонов (вязкостный и звуковой пределы, ограничения вследствие уноса жидкости потоком пара и кризиса теплоотдачи) применимы для одних теплоносителей (например, вода [101,219]), но не применимы для других (например, метанол, R134a [219]).

Теоретические исследования гидрогазодинамики в термосифоне проведены [81,178] на моделях, разработанных в среде специализированных пакетов программ типа ANSYS Fluent. Результаты моделирования хорошо согласуются с экспериментальными данными (относительные отклонения экспериментальных и теоретических значений средних температур испарительной, адиабатной и конденсационной частей обычно не превышают 10% [81,178]).

С помощью программного обеспечения ANSYS Fluent при использовании кода RELAP5 разработана [82] модель, позволяющая установить распределения температур и скоростей в термосифоне, расположенном в резервуаре для хранения отработанного ядерного топлива под слоем воды. Модель описывала следующие процессы: тепловая конвекция горячей воды (источник теплоты) в резервуаре с отработавшим ядерным топливом, кондукция в материале термосифона, испарение и конденсация аммиака (теплоноситель термосифона), конвекция воздуха

(теплоноситель, принимающий отведенное тепло) в градирне. В результате численного моделирования показано [82], что такая пассивная СОТР может отводить до 16 МВт теплоты из резервуара отработавшего топлива.

В программном пакете COMSOL Multiphysics разработан [220] модельный аналог системы пассивного отвода теплоты от защитной оболочки АЭС. Уравнения сохранения количества движения, массы и энергии решены методом конечных элементов. По результатам вычислительного эксперимента установлено, что в аварийной ситуации, когда температура под куполом составляет примерно 375 К, плотность теплового потока составляет от 2 до 5 кВт/м<sup>2</sup> на одну секцию системы отвода теплоты от защитной оболочки АЭС. Также численно показано [221–223], что пассивные СОТР могут применяться для отвода теплоты от контейнеров и хранилищ с отработавшим ядерным топливом, обеспечивая температуру легкодоступной наружной поверхности контейнера ниже 358 К и температуру поверхности отработавших тепловыделяющих сборок ниже 473 К.

Разработана [79] модель теплопереноса в системе «грунт из щебня и песка вблизи железной дороги в зоне вечной мерзлоты, термосифон и воздух». Численные исследования дали возможность сделать вывод [79] о том, что в условиях изменения климата (потепления) термосифоны, установленные в насыпи из песка, способны термостабилизировать температуру грунта. Выявлено, что через 5 лет после установки термосифонов в грунт температура последнего снизится более чем на 1 К. С помощью коммерческого пакета SINDA/FLUINT и программы на языке Фортран разработана [78] одномерная модель переноса геотермальной энергии с помощью термосифона, испаритель которого заполнен R245fa на 25%. Показано, что для термосифона протяженностью 3 м и диаметром 40 мм требуется до 800 с, чтобы достичь квазистационарного состояния в диапазоне температур испарительной части от 308 до 368 К.

Разработаны [63,224] численные модели CFD в закрытом двухфазном термосифоне, описывающие кипение в испарителе и конденсацию жидкой пленки в конденсаторе в условиях оребрения конденсатора [63] или испарителя [224]. Установлено [63], что наклонные ребра на термосифоне увеличивают

эффективность его работы на 16%. Однако решение задач типа [224] занимает более суток.

Проведено [74] моделирование работы термосифона с оребрением внутренней поверхности конденсатора с использованием программ ANSYS Fluent и Matlab. Задача решена с помощью модели с сосредоточенными параметрами (твердая, жидкая и газовая компоненты делятся на узлы, описываемые обычными дифференциальными уравнениями, между узлами рассматриваются термические сопротивления). В такой модели слой жидкости в испарителе принимается узлом с температурой  $T_l$  (не рассматривается распределение температуры по толщине слоя теплоносителя). По результатам моделирования установлено [74], что квазистационарное состояние достигается через 60 с и результаты расчетов в рамках модели с сосредоточенными параметрами лучше согласуются с экспериментальными данными, чем результаты моделирования методом VOF. Также установлено [74], что присутствие ребер на внутренней поверхности конденсатора приводит к снижению термического сопротивления (например, присутствие 8 ребер снизило общее тепловое сопротивление на 43,6%).

Известно [35], что оптимальный коэффициент заполнения обеспечивает самое низкое тепловое сопротивление и малое время выхода на стационарный режим. В результате математического моделирования показано [80], что при значительной степени заполнения теплоносителем ( $\varepsilon_e \approx 80\%$ ) испарительной части термосифона образуются большие пузыри или пленки жидкости в нижней части испарителя. Это оказывает отрицательное влияние на скорость теплопередачи в испарительной части и может снизить производительность термосифона. Сделан вывод [80] о том, что степень заполнения испарителя ТС должна иметь значение менее 80%. Установлено [102], что при  $\varepsilon_e = 65\%$  достигаются самые низкие значения термического сопротивления и температуры поверхности испарителя.

Численные исследования [225] дали возможность сделать вывод о том, что тепловое сопротивление ТС уменьшается с уменьшением степени заполнения. Установлено [35], что оптимальный коэффициент заполнения является достаточно низким ( $\varepsilon_e < 35\%$ ). Но результаты моделирования [35] дали возможность сделать

вывод о том, что при низких коэффициентах заполнения ( $\varepsilon_e < 16\%$ ) высока вероятность осушения испарителя даже при малых подводимых тепловых потоках. В результате моделирования показано [78], что оптимальное значение  $\varepsilon_e$  для термосифона внутренним диаметром 30, 40 и 50 мм составляет 15, 15 и 25%, соответственно. Установлено [78], что при заполнении испарителя на 5% возникает его осушение. Сделан вывод о том, что оптимальная степень заполнения испарителя теплоносителем изменяется от одной конструкции термосифона к другой, поэтому всегда необходимо проводить исследования для определения коэффициента заполнения.

Известно [81,178,226], что в программе Fluent сложно моделировать условия фазового перехода теплоносителя (испарение и конденсация). Для решения этой проблемы используют [81,104,178,226] функцию UDF («User-defined functions») применительно к существующему коду Fluent. Эта функция требуется для расчета слагаемых в основных уравнениях переноса массы и теплоты между жидкой и паровой фазами во время процессов испарения и конденсации, в частности в уравнениях неразрывности и энергии. Показано [63,81,102,104,178,226,227], что пакет Fluent с помощью метода VOF («Volume of fluid»), основанного на модели объема жидкости, может успешно моделировать сложные явления внутри термосифона (нагрев слоя жидкости, испарение, кипение, транспортировка пара, пленочная конденсация) для различных теплоносителей (вода, хладагенты). Хорошая визуализация модели CFD («Computational fluid dynamics») позволяет наглядно представлять процессы, которые происходят в термосифоне, с определением их характеристик (распределения температуры во времени, объемные доли жидкости и пара). Эти исследования (например, [178]) предполагают постоянную температуру насыщения и плотность паровой фазы, но температура насыщения является функцией внутреннего давления пара, и, следовательно, эти допущения могут привести к значительным погрешностям в результатах моделирования.

Известно [228], что термосифоны обычно герметично закрыты, при этом слой жидкости контактирует со слоем газовой смеси, содержащей пары

теплоносителя и неконденсирующиеся газы (чаще всего воздух). Хорошее согласование экспериментальных данных и профилей температуры поверхностей испарителя и конденсатора получено [80] при двумерном моделировании тепломассопереноса (с учетом кипения и конденсации) в термосифоне в условиях присутствия неконденсирующихся газов в водяном паре методом VOF модели CFD коммерческого программного обеспечения Fluent. Но установлено различие в температурах на адиабатном участке, что связано с потерей энергии на этом участке термосифона в экспериментах, которая не учитывалась при моделировании. Разработана [229] модель испарения и кипения воды в термосифоне, который состоял из 3 частей (испаритель, адиабатная часть и конденсатор), содержал воду, пар и неконденсирующийся газ (воздух). Моделирование массообмена с фазовым переходом – сложная процедура. По этой причине в работе [229], как и в других аналогичных численных исследованиях [80,102,178,224], сетку вблизи поверхности стекающего конденсата и поверхности раздела фаз в испарителе сгущали.

В последнее время увеличилось число теоретических исследований течения в паровых каналах термосифонов, но до сих пор сложно прогнозировать течение конденсата по внутренним поверхностям ТС. Последнее связано в основном с использованием схемы дискретизации низкого порядка, которая влияет на расчет тепломассопереноса и потери давления на трение при прогнозе характеристик потока вблизи поверхности ТС [230]. Известные выражения (например, [231]) по прогнозированию толщины пленки жидкости применимы только для ограниченного числа жидкостей и только в определенных диапазонах изменения параметров ( $Re$ ,  $Ca$ ,  $Bo$ ). Поэтому средняя толщина стекающей по поверхности парового канала термосифона пленки конденсата определяется согласно рекомендациям [232]. Известна модель [84] образования пузырьков в условиях гейзерного кипения теплоносителя в испарителе. Модель хорошо воспроизводит размеры и формы пузырей, но скорость их образования отличается от экспериментальных данных. Отличия обусловлены тем, что на практике пузырь растет с ускорением, а в моделях коэффициент испарения, от которого зависит

скорость парообразования, остается неизменным на протяжении всего процесса моделирования.

Результаты численных расчетов температур в характерных сечениях термосифонов [102,225] хорошо согласуются с экспериментальными данными, но имеют место отклонения, связанные с отсутствием учета тех или иных факторов. Например, потеря теплоты от нижней крышки испарителя (в экспериментах часто реализуется подвод теплоты только к боковым поверхностям испарителя, в результате чего часть теплоты рассеивается через нижнюю крышку ТС) [102], движение жидкости за счет образования пузырьков [225]. Сравнение [104] установленных теоретически и экспериментально распределений температур по поверхности термосифона показало, что вычисленные температуры лучше согласуются с определенными экспериментально при учете свойств смачиваемости внутренней поверхности (введением функции, учитывающей контактный угол, в программном обеспечении ANSYS Fluent).

Известна [86] математическая модель процесса тепломассопереноса в термосифоне, заполненном парами теплоносителя, с учетом фазовых превращений на нижней поверхности верхней крышки и верхней поверхности нижней крышки ТС (слой теплоносителя на нижней крышке ТС и слой конденсата на верхней крышке и поверхности парового канала не рассматривались). Предполагалось, что теплота в такой системе передавалась только за счет теплопроводности. Нестационарная задача решена методом конечных разностей. Приведены температурные поля в термосифоне, иллюстрирующие уменьшение перепада температур между нижней и верхней крышками с течением времени.

Особый интерес исследователей вызывает процесс естественной (термогравитационной) конвекции в закрытой системе с различными тепловыми граничными условиями [233]. Известна [77] модель ламинарной, двумерной естественной конвекции в специфичной конструкции термосифона в форме кольца круглого сечения, у которого одна половина нагревается, а вторая охлаждается. Отмечается [77], что экспериментальные данные для проверки моделей,

применимых к термосифонам в форме кольца круглого поперечного сечения, пока отсутствуют.

Проведено [234] численное исследование естественной конвекции в вертикальном прямоугольном корпусе, имитирующем закрытый однофазный термосифон. Основные уравнения решены численно методом конечного объема с использованием Fluent-кода. Установлено [234], что с ростом протяженности адиабатной части термосифона число циркуляционных течений в термосифоне уменьшается. Показано [234], что свойства теплоносителя влияют на движение жидкости в термосифоне. Например, при использовании ртути в качестве теплоносителя в термосифоне возникает восходящее течение у одной поверхности и нисходящее у другой. При использовании воды [234] восходящее течение теплоносителя возникает в центре, а нисходящие течения – вдоль вертикальных поверхностей.

Известны [235] результаты численного исследования термогравитационной конвекции в цилиндрической области, боковые и верхняя поверхности которой теплоизолированы. В этой области жидкость расположена на поверхности с постоянной температурой. Показано [235], что кольцевые полосы из разных материалов в приповерхностном слое влияют на температурные и скоростные поля в объеме жидкости. Установлено [235], что даже в упрощенной постановке задачи есть много факторов, которые влияют на интенсивность и структуру потоков.

Известны результаты [236] численных исследований процесса теплообмена в условия естественной конвекции в двумерных прямоугольных постановках. Но, в отличие от термосифонов, в таких задачах [236] рассматривается однофазная среда (чаще всего газ) без фазовых превращений, нагрев/остывание которой реализуется обычно на вертикальных поверхностях: либо по всей поверхности, либо локально, либо несколькими локальными источниками. Поэтому решения типичных задач естественной конвекции в прямоугольных полостях [236,237] не применимы формально к условиям закрытого двухфазного термосифона.

Большой интерес представляют исследования процессов теплопереноса в двухфазных средах в условиях фазовых переходов. При математическом

моделировании [238] теплопереноса в прямоугольной полости со слоем жидкости на нижней крышке предполагалось, что левая поверхность полости имеет постоянную температуру, которая ниже температуры правой поверхности. Поток теплоты через верхнюю, нижнюю, переднюю и заднюю поверхности не учитывался (адиабатные граничные условия). Задача решена численно методом адаптации универсального CFD-пакета с открытым исходным кодом OpenFOAM для решения основных уравнений как в 2D-, так и в 3D-геометрии. Установлено, что если жидкость находится под слоем воздуха, то скорость пара у поверхности раздела фаз будет больше, чем если над слоем жидкости будет только пар этого теплоносителя. Но при сравнении с экспериментальными данными [239] авторы заметили, что в экспериментах зарегистрирован совсем другой эффект (скорости испарения с поверхности раздела фаз сопоставимы и даже немного выше, чем в воздухе).

Проведены теоретические исследования [240–242] теплопереноса в слое жидкости со свободной поверхностью, отличительной особенностью которых являлись условия на боковых поверхностях (нагрев одной из вертикальных поверхностей и охлаждение противоположной поверхности). Сделан вывод [240,241] о том, что для проверки достоверности результатов решения таких задач недостаточно экспериментальных данных. Показано [242], что размер ячеек сетки должен быть достаточно мал, чтобы описать тонкую структуру конвективного потока, особенно в слое жидкости (например, для правильного отображения конвекции в жидкости малой толщины ( $h = 0,75-2,5$  мм) разрешение сетки должно быть 0,125 мм). Получены [242] температурные поля в слое жидкости (неполярная жидкость – силиконовое масло) и газе (смесь воздуха и пара масла) над ним в условиях нагрева одной боковой поверхности и охлаждения другой (горизонтальный градиент температуры). Показано [242], что при 2D- и 3D-моделировании поля течений и температуры в жидкости и вертикальная составляющая скорости в одном и том же горизонтальном сечении практически идентичны. При этом моделирование трехмерного потока оказалось значительно более трудоемким процессом. Двумерное моделирование обеспечивает достаточно

достоверное описание (как качественное, так и количественное) двухфазного потока в широком диапазоне горизонтальных температурных градиентов. Также установлено [242], что искривление свободной поверхности из-за смачивания жидкостью поверхностей полости не влияет на процесс конвекции в слое жидкости. Авторы [242] утверждают, что все теоретические результаты, опубликованные до настоящего времени, не являются количественно точными.

Решена [243] задача теплопереноса в слое жидкости в условиях облучения постоянным во времени тепловым потоком свободной поверхности жидкой мишени. Задача разбивалась на две стадии: стадия теплопроводности и стадия испарения. На первой стадии перепад температур вблизи свободной поверхности жидкости, недогретой до температуры насыщения, растет во времени по закону:

$$\Delta T = T_{fs} - T_{sat} = q_{in} \sqrt{\frac{3}{2} \frac{\tau}{\lambda_l c_{p,l} \rho_l}}, \quad (1.29)$$

где  $T_{fs}$  – температура свободной поверхности слоя жидкости, К,  $\tau$  – время, с.

Если температура поверхности  $T_{fs}$  становилась равной температуре насыщения  $T_{fs} = T_{sat}$ , начиналась вторая стадия – процесс испарения. Вычисления проводились с помощью системы компьютерной алгебры Maple. Показано [243], что снижение коэффициента испарения-конденсации приводит к существенному «затягиванию» [243] по времени стадии испарения (одновременно происходит нагрев тела и испарение с его свободной поверхности). При этом считалось, что теплота в слое жидкости передавалась только вследствие теплопроводности.

Значительный вклад в развитие экспериментальных исследований термогравитационной и тепловой гравитационно-капиллярной конвекции в горизонтальном слое при подогреве снизу внесли работы, проводимые в Институте теплофизики СО РАН (например, [244]). Установлены [244] поля и градиенты температуры на свободной поверхности жидкости в стационарных и нестационарных режимах течения.

В известных постановках задач [240–243] не учитывался возврат жидкости после испарения, как это происходит в термосифоне. Более реальны постановки сопряженных задач [245,246] о естественной конвекции пара и стекании пленки

конденсата по поверхности парового канала двухфазного термосифона. Задачи [245,246] решены методом конечных разностей, который имеет ряд преимуществ по сравнению с методом контрольного объема [247] при решении нестационарных задач конвективно-радиационного теплопереноса. В результате моделирования получены линии тока, поля температур и скоростей в термосифоне.

Конечно-разностным методом решена [30] подобная задача, отличием которой являлось присутствие слоя жидкости на нижней крышке ТС. При постановке задачи предполагалось, что теплоперенос в твердой и жидкой фазах реализуется за счет теплопроводности, а в паровой – конвекции. Показано [30], что с ростом коэффициента заполнения уменьшается интенсивность теплопередачи от нижней крышки к верхней и повышается температура испарительной части термосифона. Решены [88,136,248] аналогичные задачи, отличием которых являлось описание теплопереноса в слое конденсата на верхней крышке и слое теплоносителя на нижней крышке ТС (передача теплоты в слое теплоносителя происходила так же, как и в [30], только за счет теплопроводности). Установлены [248] температурные поля во внутренней полости термосифона и распределения температур в нижней и верхней крышках. Такая же задача решена [249] с помощью ANSYS Fluent. Получены [249] линии тока, поля температур и скоростей в термосифоне. В работе [249] предполагалось, что толщина стекающей пленки жидкости не изменяется по высоте, как и в [30,88,136,245,246,248], но, в отличие от работ [30,88,248], в ANSYS Fluent уравнение энергии описывает конвекцию в слое жидкости. По результатам численного моделирования установлено [249], что максимальная скорость пара достигается вдоль оси симметрии (в центре термосифона) и постепенно уменьшается к поверхностям ТС (вблизи поверхности стекающей пленки скорость примерно в два раза меньше, чем на оси симметрии). Эти результаты качественно согласуются с результатами, полученными в [63,88,136,250]. Установлено [249], что с ростом плотности теплового потока перепад температуры между испарительной и конденсационной частями уменьшается. Сформулирована гипотеза [249] о том, что это связано с

интенсификацией теплопереноса и увеличением скорости пара в исследуемом устройстве.

Проведено [28] численное моделирование трехмерного теплообмена в замкнутом двухфазном термосифоне с учетом фазовых переходов (испарение, конденсация). При решении задачи методом конечных разностей задавалось условие передачи теплоты в испарительной и паровой секциях за счет теплопроводности (не учитывалась конвекция). Установлено [28], что увеличение протяженности термосифона в диапазоне от 15 до 100 см не приводит к значительному увеличению разницы температур между нижней и верхней крышками ТС, но обуславливает значительное увеличение вычислительных затрат. Показано [28], что устойчивое состояние (стационарный режим) для термосифона протяженностью 15 см и 100 см достигается в течение 500 и 1500 с, соответственно. Но прогнозы характеристик закрытого двухфазного термосифона в [28] не подтверждались экспериментальными данными.

Сравнение результатов, полученных при 2D/3D-моделировании и экспериментально, показало [229], что результаты применения 2D-модели значительно отличаются от результатов, полученных в рамках 3D-модели, которые ближе к экспериментально измеренным. Сделан вывод [229] о том, что 2D-модель не подходит для моделирования процессов в CFD. Как показали вычисления, в ANSYS Fluent время, необходимое для расчетов, составило в 2D-модели двухфазного термосифона 3 дня, в 3D-модели – 9 дней. Сделан вывод о том, что расчет теплопередающих характеристик термосифона с использованием 2D- и 3D-моделей – процедура, требующая значительных (почти нереальных на практике) затрат времени.

Предложен [251,252] новый подход к описанию процессов теплопереноса в закрытом двухфазном термосифоне. Двумерная задача описывала процессы термогравитационной конвекции в слое теплоносителя на нижней крышке, фазовые превращения в зоне испарения и теплопереноса в результате кондукции в нижней крышке. Процессы в пленке конденсата на верхней крышке и паровом канале не рассматривались ввиду положения о том, что характерное время

движения паров по каналу ТС много меньше характерного времени теплопроводности и свободной конвекции в слое теплоносителя на нижней крышке. Решены [251,252] безразмерные уравнения переноса вихря, Пуассона и энергии для жидкого теплоносителя, уравнения теплопроводности для нижней крышки методом конечных разностей. По результатам численного моделирования установлено [251], что в начальный период времени (500 с) передача энергии реализуется преимущественно теплопроводностью, а конвекция не оказывает существенного влияния на температуры в слое жидкости. Со временем силы термогравитационной конвекции возрастают, что приводит к формированию интенсивных циркуляционных потоков в исследуемой области. Показано [251] хорошее согласование с экспериментальными данными.

Проводя анализ современного состояния рассматриваемой проблемы, следует отметить активные исследования в последние годы процессов гидромеханики и теплообмена, происходящих в термосифонах, в рамках довольно сложных математических моделей [28,136,245,246,248,253]. Использование модели CFD позволяет визуально представить динамику процессов испарения, кипения и конденсации в термосифонах. Но изменение фазы в таких моделях происходит в объеме, а не на свободной поверхности. Результаты прогнозов моделей CFD [227,229] дали возможность сделать вывод о том, что термосифон достигает стационарного состояния, как правило, через несколько секунд, но в экспериментах [251] квазистационарное состояние наступает через десятки минут. Затраты времени на вычисление основных характеристик процессов теплопереноса в термосифоне в 2D- и 3D-моделях могут быть большими (например, на 3D-моделирование динамики физических процессов (испарение, кипение, конденсация) в термосифоне в течение 30 с можно затратить месяц [63]). При этом результаты математического моделирования, полученные даже в последние годы с использованием широко распространенных пакетов программ ANSYS Fluent [50], во многих случаях не подтверждаются результатами экспериментального исследования основных характеристик теплофизических процессов, прежде всего температурных полей. Основное внимание в ряде работ [83,104,232,254] уделено

процессам образования пузырей в слое жидкости, конвекции пара и стекания пленки конденсата по поверхности парового канала, а гидродинамические и теплофизические процессы в слое жидкости на нижней крышке термосифона в условиях относительно низких (277-375 К) температур изучены мало. В связи с этим теоретическое исследование динамики температурных полей испарительной части термосифонов является актуальной задачей.

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

### **Выводы по главе 1**

1. В настоящее время изучено влияние угла наклона ТС относительно горизонтальной поверхности и теплового потока, подведенного к испарителю, на характеристики процессов теплопереноса (критическая плотность теплового потока; термическое сопротивление; эффективная теплопроводность; «к.п.д. термосифона» [143]; коэффициент теплоотдачи в испарителе и конденсаторе, температурные поля) термосифонов. Мало изучены процессы теплопереноса в слое жидкости на нижней крышке термосифона (даже при использовании воды в качестве рабочей жидкости) при подводе тепловых потоков умеренной (до 2,5 кВт/м<sup>2</sup>) плотности. Отсутствуют экспериментальные данные о скоростях движения теплоносителя на нижней крышке ТС. Отсутствует анализ влияния теплопроводности и термогравитационной конвекции на процесс теплопереноса. Оценки влияния этих механизмов переноса теплоты на температурные поля ТС не выполнены.

2. Актуальной задачей является установление влияния степени заполнения испарителя термосифона на характеристики работы последнего. Чем меньше рабочей жидкости в термосифоне, тем больше вероятность, что она вся испарится, и термосифон перестанет нормально функционировать (отводить теплоту от теплонагруженного оборудования). При высоких степенях заполнения (более 80%) испарителя термосифон работает неэффективно.

3. Известные эмпирические выражения, зависимости влияния параметров на производительность работы термосифона получены, в основном, при боковом подводе теплоты к испарительной части последнего. Аналогичные исследования при подводе теплоты к нижней крышке ТС практически не проводились (за исключением нескольких работ, например, [76,104]).

4. При математическом моделировании основное внимание уделялось процессам свободной, вынужденной и смешанной конвекции в паровом канале и теплообмену при конденсации, которую теоретически описывают, используя пленочную модель Нуссельта (конденсация неподвижного пара на поверхности парового канала). В современных численных моделях и инструментах используются, как правило, очень мелкие сетки по пространству и времени. В связи с этим необходимы трудоемкие вычисления, особенно если требуется длительное динамическое моделирование.

5. Известные результаты численных исследований закономерностей процессов теплопереноса в термосифонах получены, в основном, с помощью специализированных пакетов моделирования типа Ansys Fluent и с использованием сложных математических моделей (системы уравнений Навье-Стокса). Трудоемкость решения задач такого типа вызвана, в первую очередь, их областью решения (это замкнутый полый цилиндр со стенками конечной толщины, теплоноситель на нижней крышке, паровой канал, а также пленка жидкости на боковой поверхности и на нижней поверхности верхней крышки). Решение таких задач в рамках общей постановки для всей системы термосифона является очень сложным, даже для квалифицированных исполнителей.

6. Теоретически обоснована гипотеза о том, что процессами гидродинамики в паровом канале можно пренебречь, но отсутствуют экспериментальные данные, подтверждающие эту гипотезу.

7. Геометрия конструкции термосифона, процессы фазового перехода (испарение, кипение, конденсация), очень тонкий пограничный слой, из-за которого процесс решения задачи становится трудно сходящимся при двумерном и трехмерном моделировании, требуют длительного расчетного времени и больших вычислительных мощностей. Актуальна разработка одномерной модели, учитывающей влияние нескольких (двух-четырех) факторов на производительность работы термосифона или основную характеристику процесса теплопереноса – массовую скорость испарения.

## **ГЛАВА 2. МЕТОДИКИ ПРОВЕДЕНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ТЕПЛОПЕРЕНОСА И ГИДРОМЕХАНИКИ В ЗОНЕ ИСПАРЕНИЯ ТЕРМОСИФОНОВ**

В главе приведено описание разработанных экспериментальных стендов для изучения процессов теплопереноса в условиях, соответствующих условиям работы наиболее типичных термосифонов круглого и прямоугольного поперечного сечения, и представлены методы исследования. Обоснован выбор конструктивного исполнения моделей термосифонов, теплоносителя и его объема в испарителе. Приведены описания методик определения температуры в паровом канале, зонах испарения и конденсации термосифона; оценки эффективности работы термосифона круглого поперечного сечения в условиях аварийной ситуации (разгерметизации); визуализации конденсата на нижней поверхности верхней крышки термосифона прямоугольного поперечного сечения. Также приведено описание разработанного экспериментального стенда для исследования распределения скоростей и температур в слое жидкости на нижней крышке типичного термосифона в режиме термогравитационной конвекции: при нагреве нижней поверхности слоя и испарении с его верхней поверхности.

### **2.1 Экспериментальные установки**

#### **2.1.1 Установка, воспроизводящая условия работы теплонагруженного оборудования**

В таблицах 2.1-2.2 приведены значения средних и максимально допустимых температур [15,255–262] поверхностей и плотностей тепловых потоков [263–265] при номинальном режиме работы типичного энергонасыщенного технического и технологического оборудования.

Таблица 2.1 – Средние и максимально допустимые температуры поверхностей при номинальном режиме работы энергонасыщенного технического и технологического оборудования

| Отрасль промышленности | Температуры поверхностей при номинальных и аварийных режимах работы энергонасыщенного технического и технологического оборудования  |
|------------------------|---|
| Ядерная                | Максимально допустимые температуры поверхностей систем: <ul style="list-style-type: none"> <li>▪ Шкафы электронного оборудования (<math>T_h = 333</math> К) [262]</li> <li>▪ Пластинчатые твэлы низкоэнергетических реакторов (<math>T_h = 373</math> К) [255]</li> </ul>   |
| Металлургическая       | Средние температуры поверхностей систем: <ul style="list-style-type: none"> <li>▪ Элементы машин непрерывного литья заготовок (<math>T_h = 358</math> К) [256]</li> </ul>   |
| Энергетическая         | Максимально допустимые температуры поверхностей систем: <ul style="list-style-type: none"> <li>▪ Аккумуляторные батареи (<math>T_h = 318</math> К) [257]</li> <li>▪ Корпуса электронной аппаратуры (<math>T_h = 323</math> К) [258]</li> <li>▪ Электронные компоненты серверов и компьютеров (<math>T_h = 343</math> К) [258]</li> <li>▪ Силовые трансформаторы (<math>T_h = 348</math> К) [259]</li> <li>▪ Твердополимерные топливные элементы (<math>T_h = 373</math> К) [260]</li> </ul> |
| Химическая             | Средние температуры поверхностей систем: <ul style="list-style-type: none"> <li>▪ Химические реакторы периодического действия (<math>T_h = 373</math> К) [15]</li> </ul>  |
| Газовая и нефтяная     | Максимально допустимые температуры поверхностей систем: <ul style="list-style-type: none"> <li>▪ Подогреватели природного газа (<math>T_h = 318</math> К) [261]</li> </ul>  |

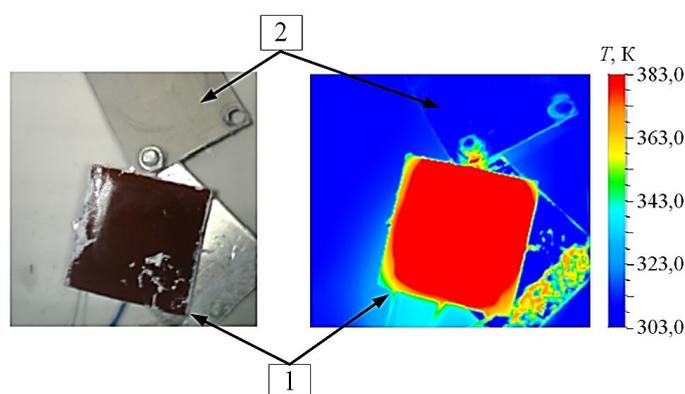
Таблица 2.2 – Средние и максимально допустимые плотности тепловых потоков к поверхностям при номинальном режиме работы энергонасыщенного технического и технологического оборудования

| Энергонасыщенное техническое и технологическое оборудование  |   |
|--|---|
| Диапазоны плотностей тепловых потоков, выделяемых: <ul style="list-style-type: none"> <li>▪ интегральными схемами электронного оборудования (<math>1,5-2,5</math> кВт/м<sup>2</sup>) [263]</li> <li>▪ элементами газоохлаждаемых реакторов (<math>0,86-2,29</math> кВт/м<sup>2</sup>) [264]</li> </ul> | Максимально допустимые плотности тепловых потоков поверхности обмоток трансформаторов: <ul style="list-style-type: none"> <li>▪ при естественном масляном охлаждении (<math>1,20-1,40</math> кВт/м<sup>2</sup>) [265]</li> <li>▪ при искусственной циркуляции масла (<math>2,00-2,20</math> кВт/м<sup>2</sup>) [265]</li> </ul> |

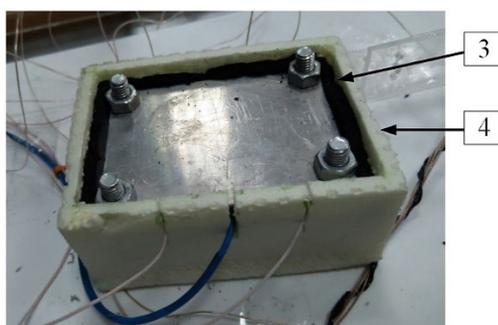
Регламентированная температура поверхностей типичного энергонасыщенного технического и технологического оборудования в условиях его номинального режима работы не должна, как правило, превышать 373 К

(таблица 2.1). Отводимая плотность теплового потока, при работе энергонасыщенного оборудования, составляет обычно до  $2,5 \text{ кВт/м}^2$  (таблица 2.2).

Условие установки термосифона непосредственно на теплонагруженную поверхность энергонасыщенного технического и технологического оборудования соответствует задаче прикладного характера. В проведенных автором диссертации экспериментальных исследованиях работу теплонагруженного оборудования воспроизводил нагревательный элемент – плоский силиконовый нагреватель 1 (рисунок 2.1) («Марион», Россия) размерами  $75 \text{ мм} \times 75 \text{ мм}$ , расположенный между алюминиевыми пластинами 2 [266].



*a*



*б*

*a* – фотография нагревательного элемента и распределения температуры по поверхности силиконового нагревателя, *б* – фотоизображение теплоизолированного нагревательного элемента, 1 – силиконовый нагреватель, 2 – алюминиевые пластины, 3 – тепловая изоляция, 4 – короб  
Рисунок 2.1 – Установка, воспроизводящая условия работы теплонагруженного оборудования

Нижняя и боковые стороны пластин были теплоизолированы вспененным каучуком 3 (теплопроводность 0,04 Вт/(м·К), «Rockwool», Дания). Нагревательный элемент помещался в короб 4 из пенополистирола (теплопроводность 0,03 Вт/(м·К), «POLPAN», Казахстан).

Распределения температуры по поверхности силиконового нагревателя регистрировались (рисунок 2.1) с помощью тепловизора Testo 876 («Testo AG», Германия) [266]. Погрешность измерения не превышала 2% [266]. Из рисунка 2.1 а видно, что нагревательный элемент прогревается равномерно. Исключением являлись области вблизи границ нагревателя. Температура поверхности нагревательного элемента в диапазоне от 293 до 523 К (при нагреве с помощью лабораторного автотрансформатора, «Ресанта ЛАТР TDGC2-0,5К», Китай) измерялась термопарой, установленной внутри силиконового нагревателя. Температурный диапазон системы, воспроизводящей условия работы теплонагруженного оборудования, соответствовал средним и максимально допустимым температурам поверхностей типичного энергонасыщенного технического и технологического оборудования (таблица 2.1).

### **2.1.2 Методика определения плотности тепловых потоков в системе, воспроизводящей условия работы теплонагруженного оборудования**

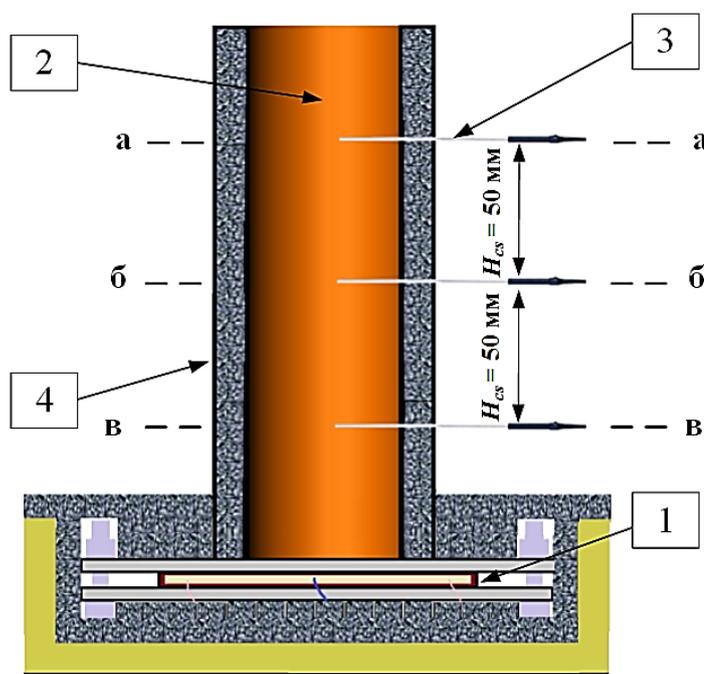
На поверхность системы 1 (рисунок 2.2), воспроизводящей условия работы теплонагруженного оборудования, устанавливался цилиндр 2, изготовленный из меди, диаметром 50 мм и высотой 130 мм. Между цилиндром и поверхностью нагрева наносился слой кремнийорганической терморасты КРТ-8 ( $\lambda = 1$  Вт/(м·К)) толщиной до 1 мм.

Плотность теплового потока определялась по формуле [191]:

$$q = \frac{\lambda_{cop} \cdot \Delta T_{cs}}{H_{cs}}, \quad (2.1)$$

где  $\lambda_{cop}$  – теплопроводность меди, Вт/(м·К);  $\Delta T_{cs}$  – перепад температуры между сечениями цилиндра а–а и в–в (рисунок 2.2), К;  $H_{cs}$  – расстояние между сечениями а–а и в–в (100 мм) (рисунок 2.2), м.

Температура измерялась термопарами 3 (рисунок 2.2) типа К («OMEGA 5ТС–ТТ–К–36–36», США), установленными через отверстия в трех сечениях на оси симметрии цилиндра. Отверстия заполнялись термопастой КПТ-8. Боковые поверхности цилиндра теплоизолированы вспененным каучуком 4 ( $\lambda = 0,04$  Вт/(м·К)). Регистрация температур проводилась в условиях достижения квазистационарного режима (при изменениях температуры не более 0,2 К в течение 20 минут).



1 – нагревательный элемент, 2 – цилиндр, 3 – термопары, 4 – тепловая изоляция

Рисунок 2.2 – Схема расположения термопар

В таблице 2.3 приведены зависимости плотности теплового потока от входного напряжения, контролируемого лабораторным автотрансформатором, при температуре окружающего воздуха, соответствующей лабораторным условиям  $T_{air} = 299 \pm 1$  К [267].

Таблица 2.3 – Плотность теплового потока от системы, воспроизводящей условия работы теплонагруженного оборудования

|   |      |      |      |      |      |      |      |
|---|------|------|------|------|------|------|------|
| Напряжение $U$ , В                                  | 10   | 20   | 30   | 40   | 50   | 60   | 70   |
| Плотность теплового потока $q$ , кВт/м <sup>2</sup> | 0,04 | 0,18 | 0,43 | 0,79 | 1,30 | 1,87 | 2,60 |

Из таблицы 2.3 видно, что плотность теплового потока на поверхности системы, воспроизводящей условия работы теплонагруженного оборудования, соответствовала средним и максимально допустимым плотностям тепловых потоков, характерным для энергонасыщенного технического и технологического оборудования (таблица 2.2).

### 2.1.3 Выбор теплоносителей

Известно [18,128], что неправильный выбор теплоносителя может привести к аварийному режиму работы термосифона (перегреву) и, соответственно, к возгоранию термостабилизируемого оборудования.

В таблице 2.4 приведены теплофизические свойства [268] и рекомендованный [197] диапазон рабочих температур теплоносителей, наиболее широко используемых в СОТР на базе термосифонов.

Экспериментальные исследования проводились в условиях нагрева от 277 до 375 К. Из таблицы 2.4 видно, что при этих температурах рекомендуется [197] использовать в качестве теплоносителей аммиак, фреон-11, фреон-113, ацетон, этанол, метанол и воду.

Таблица 2.4 – Теплофизические свойства (при 300 К) и диапазон рабочих температур теплоносителей, используемых в системах обеспечения теплового режима на базе термосифонов [197,268]

| Теплоноситель | Диапазон допустимых температур ( $T_l$ ), К | Теплопроводность ( $\lambda_l$ ), Вт/(м·К) | Удельная теплоемкость ( $c_{p,l}$ ), Дж/(кг·К) | Скрытая теплота парообразования $Q_e$ , Дж/кг | Динамическая вязкость ( $\mu_l$ ), Па·с | Коэффициент поверхностного натяжения $\sigma$ , Н/м |
|---------------|---|--|--|---|---|---|
| Азот          | 70 – 103                                    | -  | 1040   | $199 \cdot 10^3$                              | $18 \cdot 10^{-6}$                      | $8,5 \cdot 10^{-3}$                                 |
| Аммиак        | 213 – 373                                   | $477 \cdot 10^{-3}$                        | 4750   | $1370 \cdot 10^3$                             | $141 \cdot 10^{-6}$                     | $23 \cdot 10^{-3}$                                  |
| Фреон-11      | 233 – 393                                   | $87 \cdot 10^{-3}$                         | 890  | $179 \cdot 10^3$                              | $406 \cdot 10^{-6}$                     | $17 \cdot 10^{-3}$                                  |
| Фреон-113     | 263 – 373                                   | $70 \cdot 10^{-3}$                         | 963  | $152 \cdot 10^3$                              | $616 \cdot 10^{-6}$                     | $18 \cdot 10^{-3}$                                  |
| Ацетон        | 273 – 393                                   | $160 \cdot 10^{-3}$                        | 2190   | $538 \cdot 10^3$                              | $293 \cdot 10^{-6}$                     | $23 \cdot 10^{-3}$                                  |
| Этанол        | 273 – 403                                   | $168 \cdot 10^{-3}$                        | 2439   | $837 \cdot 10^3$                              | $1077 \cdot 10^{-6}$                    | $22 \cdot 10^{-3}$                                  |
| Метанол       | 283 – 403                                   | $199 \cdot 10^{-3}$                        | 2560   | $1100 \cdot 10^3$                             | $504 \cdot 10^{-6}$                     | $22 \cdot 10^{-3}$                                  |
| Вода          | 303 – 550                                   | $606 \cdot 10^{-3}$                        | 4184   | $2260 \cdot 10^3$                             | $1077 \cdot 10^{-6}$                    | $72 \cdot 10^{-3}$                                  |
| Даутерм       | 423 – 668                                   | $138 \cdot 10^{-3}$                        | 1633   | $375 \cdot 10^3$                              | $333 \cdot 10^{-6}$                     | $39 \cdot 10^{-3}$                                  |
| Ртуть         | 523 – 923                                   | 8,3  | 140  | $292 \cdot 10^3$                              | $1,53 \cdot 10^{-3}$                    | $498 \cdot 10^{-3}$                                 |
| Сера          | 530 – 923                                   | 0,27                                       | 705  | $297 \cdot 10^3$                              | -                                       | -   |
| Цезий         | 723 – 1173                                  | 35,9                                       | 234  | $503 \cdot 10^3$                              | -                                       | -   |
| Калий         | 773 – 1273                                  | 79   | 757  | $1967 \cdot 10^3$                             | -                                       | -   |
| Натрий        | 873 – 1473                                  | 142  | 1228   | $4258 \cdot 10^3$                             | -                                       | -   |
| Литий         | 1273 – 2073                                 | 84,8                                       | 3582   | $21325 \cdot 10^3$                            | -                                       | -   |

Теплопередающая способность термосифона зависит от теплопроводности, теплоемкости, скрытой теплоты парообразования, вязкости, поверхностного натяжения теплоносителя. Известно [131], что чем больше теплопроводность и скрытая теплота парообразования жидкости, тем интенсивнее теплопередача. Чем больше теплоемкость теплоносителя, тем выше скорость роста пузырей в слое жидкости на нижней крышке ТС и эффективнее процесс охлаждения (поглощение и отвод теплоты) [108]. Из таблицы 2.4 видно, что ацетон, фреон-11, фреон-113 характеризуются меньшими значениями теплопроводности, теплоемкости, скрытой теплоты парообразования, чем аммиак, этанол, метанол и вода. Следовательно, теплопередающая способность термосифона при использовании в качестве теплоносителей аммиака, этанола, метанола и воды будет выше.

Известно [211], что чем выше поверхностное натяжение теплоносителя, тем больше вероятность возникновения капельной конденсации на поверхности конденсатора. Коэффициент поверхностного натяжения воды больше, чем  $\sigma$  аммиака, метанола, этанола (таблица 2.4). Аммиак и метанол характеризуются вязкостью ниже, чем этанол и вода (таблица 2.4). Следовательно, гидравлическое сопротивление при стекании по вертикально ориентированной поверхности конденсата аммиака и метанола меньше, чем этанола и воды. Но аммиак и метанол являются токсичными [269], а аммиак к тому же и огне- и взрывоопасен [269]. Поэтому в качестве теплоносителей выбраны вода и этанол.

#### **2.1.4 Выбор конструкционного материала термосифона**

В качестве конструкционного материала термосифона выбрана медь марки М1, ее теплофизические и физико-механические свойства приведены в таблице 2.5. Известно [128], что корпус термосифона должен выдерживать давление паров в его внутренней полости. Из таблицы 2.5 видно, что медь характеризуется высокой твердостью по Бринеллю НВ и пределом кратковременной прочности. Толщина стенок термосифона не менее 1,5 мм позволяет выдержать давление  $3 \cdot 10^6$  Па. [128].

Последнее значительно превышает типичные рабочие давления в термосифонах [18].

Таблица 2.5 – Теплофизические и физико-механические свойства меди марки М1 [270]

| Свойства   | Значение             |
|--|----------------------|
| Теплопроводность ( $\lambda_{cop}$ ), Вт/(м·К)         | 387                  |
| Удельная теплоемкость ( $c_{p,cop}$ ), Дж/(кг·К)       | 390                  |
| Температура плавления, К                               | 1356                 |
| Коэффициент температурного (линейного) расширения, 1/К | $16,7 \cdot 10^{-6}$ |
| Твердость по Бринеллю НВ, Па                           | $95 \cdot 10^6$      |
| Предел кратковременной прочности, Па                   | $290 \cdot 10^6$     |

Известно [18], что при контакте материала, из которого изготовлен термосифон, с теплоносителем могут образовываться неконденсирующиеся газы. Накопление последних в термосифоне повышает давление и уменьшает теплоотдачу в конденсаторе [128]. При контакте же меди марки М1 с водой и этанолом неконденсирующиеся газы не выделяются [18,197]. Медь марки М1 характеризуется высокой стойкостью к коррозии при контакте с водой, этанолом и воздушной средой.

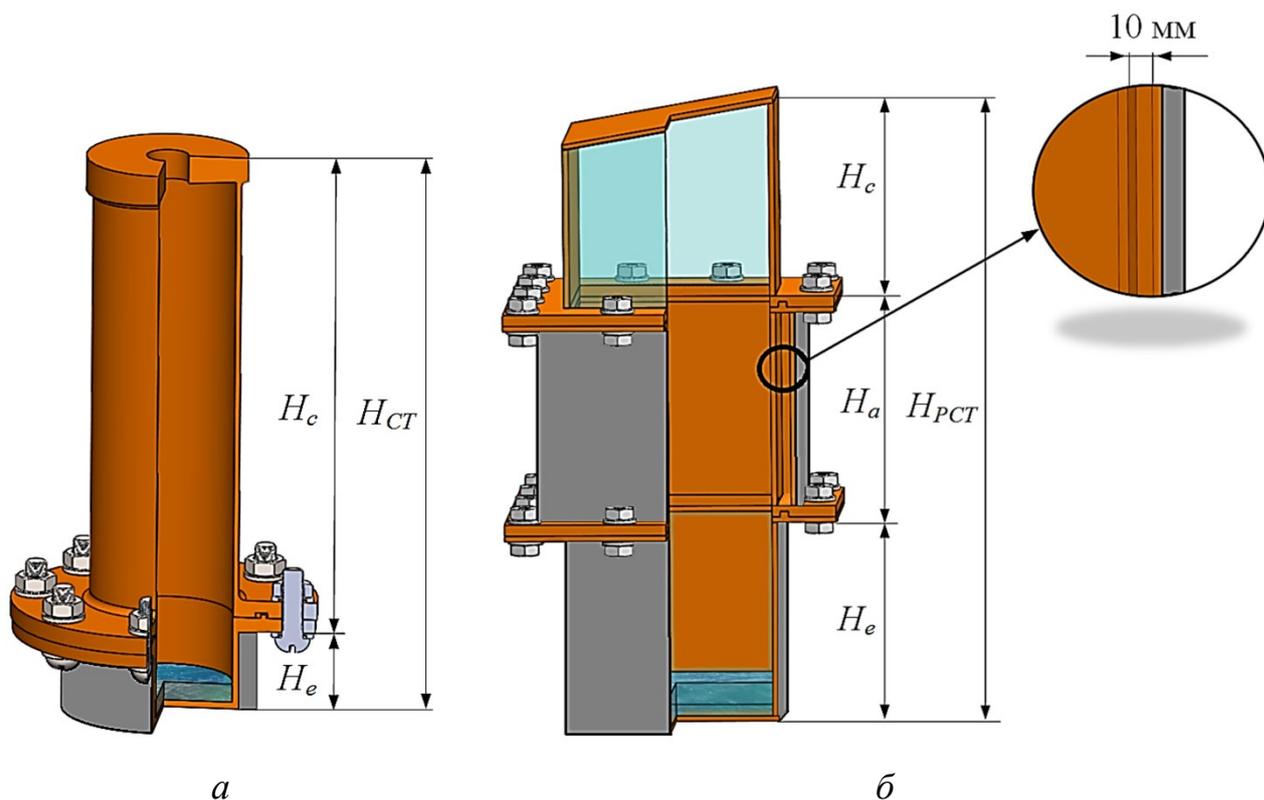
Коэффициент температурного (линейного) расширения меди марки М1 незначителен (таблица 2.5). По этой причине при работе термосифона в условиях максимально допустимых температур энергонасыщенного технического и технологического оборудования (до 373 К) деформация его корпуса за счет линейного расширения меди практически исключена.

Температура плавления меди (таблица 2.5) значительно превосходит регламентированную температуру поверхностей типичного энергонасыщенного технического и технологического оборудования в условиях его номинального режима работы (таблица 2.1). Высокая теплопроводность и удельная теплоемкость меди (таблица 2.5) обуславливают малую инерционность, высокую теплопередающую способность при изменении температуры поверхности теплонагруженного оборудования.

### 2.1.5 Выбор конструкции экспериментальных установок

Экспериментальные исследования проведены с использованием термосифонов круглого и прямоугольного сечения. Такие термосифоны являются наиболее простыми в изготовлении и широко распространенными [18].

Известно [28], что в идентичных условиях эксплуатации термосифонов изменение их протяженности от 150 до 1000 мм не приводит к существенному увеличению перепада температур между нижней и верхней крышками. Поэтому протяженность термосифона круглого поперечного сечения принята равной  $H_{СТ} = 161$  мм, прямоугольного  $H_{РСТ} = 226$  мм (рисунок 2.3).



*а* – термосифон круглого поперечного сечения, *б* – термосифон прямоугольного поперечного сечения

Рисунок 2.3 – Конструкции экспериментальных установок

Типичный термосифон состоит из двух частей – испарительной и конденсационной [18]. Адиабатную часть термосифона между испарительной и

конденсационной выделяют, как правило, при условии ее теплоизоляции [18]. Теоретические положения и рекомендации по определению размеров испарительной, адиабатной и конденсационной частей отсутствуют. В известных (например, [76,104]) исследованиях эти размеры часто принимаются без детального обоснования.

Известно [190], что чем меньше протяженность испарителя, тем выше интенсивность теплообмена в нем. Последнее обусловлено увеличением доли поверхности, омываемой пленкой и ручейками конденсата, по сравнению с долей осушенной поверхности [190].

В экспериментальных исследованиях, результаты которых приведены ниже, размеры испарительной, адиабатной и конденсационной частей определялись по результатам сравнения температур поверхностей термосифона ( $T_w$ ) и теплоносителя (в жидком и паровом состоянии) ( $T_{l,v}$ ) в квазиравновесном режиме работы. За испарительную часть термосифона принималась зона, в которой  $T_w > T_{l,v}$ , за адиабатную –  $T_w = T_{l,v}$ , за конденсационную –  $T_w < T_{l,v}$ .

Согласно вышеприведенным условиям за испарительную часть термосифона круглого сечения принята теплоизолированная вспененным каучуком часть протяженностью  $H_e = 21$  мм от нижней крышки (рисунок 2.3 а). Адиабатная часть в такой конструкции термосифона отсутствует. За конденсационную часть принята нетеплоизолированная часть термосифона на высоте  $y = 21$  мм и выше (протяженностью  $H_c = 140$  мм) (рисунок 2.3 а).

За испарительную часть термосифона прямоугольного сечения принята теплоизолированная часть протяженностью  $H_e = 72$  мм от нижней крышки (рисунок 2.3 б). Корпус термосифона протяженностью  $H_a = 82$  мм с двойным исполнением боковых стенок принят за адиабатную часть (рисунок 2.3 б). Перед экспериментами в полости шириной 10 мм между поверхностями этих стенок (рисунок 2.3 б) с помощью вакуумного насоса создавалось разрежение воздушной среды до давления  $2 \cdot 10^4$  Па. Внешняя поверхность этой части ТС теплоизолировалась вспененным каучуком. Нетеплоизолированная часть протяженностью  $H_c = 72$  мм принята за конденсационную (рисунок 2.3 б).

Паровой канал – внутренняя область ТС от свободной поверхности слоя теплоносителя на нижней крышке до нижней поверхности верхней крышки (рисунок 2.3). Нижняя поверхность верхней крышки термосифонов выполнена под углом  $4,4^\circ$  и  $10^\circ$  к горизонту в термосифонах круглого и прямоугольного сечения, соответственно. Такое положение верхней крышки термосифонов обеспечивало условие стекания конденсата преимущественно по одной стороне парового канала.

Термосифон является компактным устройством [18], и отличие процессов испарения и кипения в нем от условий в большом объеме определяется отношением гидравлического диаметра  $d_{hyd}$  к протяженности испарителя  $H_e$  [18]. В таблице 2.6 приведены известные [18] режимы испарения и кипения в термосифонах в зависимости от значения  $d_{hyd}/H_e$ .

Таблица 2.6 – Режимы испарения и кипения в термосифонах в зависимости от отношения гидравлического диаметра к протяженности испарителя

| Численные значения<br>$d_{hyd}/H_e$ | Описание режимов испарения, кипения и стекания конденсата   |
|-------------------------------------|---|
| $d_{hyd}/H_e < 0,004$               | В термосифоне возникает пульсационное («гейзерное») кипение [141]. Паровой «снаряд» выталкивает большую часть теплоносителя в конденсатор, где он переохлаждается. Из конденсатора жидкость попадает в перегретый испаритель, и цикл повторяется. Такое кипение приводит к значительным колебаниям температуры поверхности испарителя и возможным гидравлическим ударам [18]. |
| $d_{hyd}/H_e = 0,004-0,02$          | Стекание конденсата за счет сил тяжести в испаритель затруднено из-за высокой скорости пара (конденсат стекает по боковой поверхности парового канала медленно и не обеспечивает смачивание локальных областей осушенной поверхности) [18].   |
| $d_{hyd}/H_e = 0,02-0,2$            | Реализуются условия, при которых происходит разрыв кипящей пленки (достигается предельное паросодержание пристенного слоя) [18].  |
| $d_{hyd}/H_e = 0,2-1$               | Кипение теплоносителя происходит в стесненных условиях, движение паровой фазы затруднено, паросодержание двухфазной смеси у поверхности нагрева велико, что приводит к уменьшению критической плотности теплового потока [18].  |

|                     |   |
|---------------------|---|
| $d_{hyd}/H_e = 1-2$ | Реализуются условия перехода от кипения в стесненных условиях к кипению в условиях свободного движения (в большом объеме) [18]. |
| $d_{hyd}/H_e > 2$   | Реализуются условия кипения в большом объеме (встречные потоки пара и конденсата не взаимодействуют друг с другом) [18].        |

Гидравлический диаметр термосифона круглого сечения равен его внутреннему диаметру ( $d_{in}$ ), а прямоугольного сечения определяется как [191]:

$$d_{hyd} = \frac{4 \cdot F_{v,ch}}{P_{v,ch}}, \quad (2.2)$$

где  $F_{v,ch}$  – площадь поперечного сечения парового канала, м<sup>2</sup>;  $P_{v,ch}$  – периметр поперечного сечения парового канала, м.

Гидравлические диаметры термосифонов круглого сечения  $d_{in} = 39$  мм, прямоугольного  $d_{hyd} = 74$  мм (рисунок 2.3) выбраны из условия [18,202] свободного выхода паровой фазы из испарителя. При  $d_{in}/H_e = 39/21 = 1,86$  и  $d_{hyd}/H_e = 74/72 = 1,03$  кипение в выбранных конструкциях термосифонов реализуется в стесненных условиях, но максимально приближенных к условиям свободного движения жидкости (см. таблицу 2.6). Для термосифонов такого конструктивного исполнения справедливы выражения, полученные в условиях кипения в большом объеме. Образующиеся пузырьки теплоносителей (воды и этанола) не влияют на режим работы термосифонов ( $Co = \sqrt{\sigma / ((\rho_l - \rho_v) \cdot g)} / d_{hyd} < 0,14$  [42,203]).

В соответствии с рекомендациями [18] использовавшиеся в экспериментах термосифоны изготовлены разборными с фланцевым соединением и резиновыми уплотнителями между их частями. Согласно условиям взрывобезопасности [128] толщина стенок составляла 2 мм (меньшая толщина снижает прочностные характеристики, большая увеличивает материальные и финансовые затраты при изготовлении устройства).

### 2.1.6 Система измерения температур и давлений

При работе термосифонов характерное время изменения температур теплоносителя и его поверхностей составляет несколько секунд [224]. Регистрация температур в таких условиях выполняется с помощью малоинерционных, высокоточных термопар с диаметром спая, не превышающим 0,3 мм [95,271]. В экспериментальных исследованиях использовались откалиброванные термопары типа К («OMEGA», США) с диаметром спая 0,13 мм.

Давление регистрировалось датчиком MPX5700GP («Freescale Semiconductor», США), установленным в конденсационной части термосифонов. В закрытом термосифоне давление зависит от величины подводимой теплоты, площади конденсационной части и условий ее охлаждения [18]. Регулирование давления в термосифоне возможно изменением условий охлаждения конденсационной части [18]. Но такое регулирование не позволяет поддерживать давление постоянным [18].

Экспериментальные исследования, в которых конденсационная часть термосифона охлаждалась в результате естественной конвекции воздушной среды, проводились редко [174,272]. В разработанных конструкциях термосифонов давление во внутренней полости не регулировалось. Такие условия соответствуют применению термосифонов в помещениях с естественной циркуляцией воздуха, а также на открытой безветренной местности. В районах с порывами ветра эффективность работы термосифона будет выше при прочих одинаковых условиях за счет интенсификации теплообмена в конденсационной части ТС [176,177].

Известно [18], что термосифон эффективно работает при малом объеме воздуха в его полости. Но воздух в термосифоне препятствует движению пара к поверхности верхней крышки, что снижает коэффициент теплоотдачи [128]. Экспериментальные исследования по моделированию аварийных условий работы термосифона (разгерметизации) проводились с использованием установки круглого поперечного сечения. С помощью регулирующего клапана в ТС поддерживалось атмосферное давление при незначительной утечке теплоносителя.

В графической среде LabView разработана программа Virtual Instrument (VI) для регистрации данных с термопар и датчика давления, а также определения теплоты, выделяемой системой, воспроизводящей условия работы теплонагруженного оборудования, и плотности теплового потока, подведенного к нижней поверхности нижней крышки ТС [267]. Тарировка термопар проведена по температурам фазового перехода воды при атмосферном давлении с эталонным термометром сопротивления (ЭТС-100). Установленные поправки использовались при разработке программного обеспечения.

### **2.1.7 Определение минимальной степени заполнения термосифонов круглого и прямоугольного сечения**

Реализация условий испарения или кипения теплоносителя в испарительной части зависит от подводимого теплового потока, давления в термосифоне и геометрических размеров испарителя [18]. С ростом теплового потока, подведенного к испарительной части, режим естественного испарения изменяется на режим пузырькового кипения. Толщина слоя теплоносителя на нижней крышке уменьшается, а площадь поверхности термосифона, по которой стекает пленка конденсата, увеличивается. При подводе теплового потока высокой плотности и при малой степени заполнения испарителя реализуются условия полного испарения теплоносителя (кризиса теплопереноса) [174,232]. В таких условиях нижняя крышка ТС перегрета, что приводит к пережогу металла и разрушению термосифона. В проведенных экспериментальных исследованиях создавались условия испарения теплоносителя, которые предшествуют режиму пузырькового кипения.

Минимальная степень заполнения испарителя термосифона определялась по формулам (2.3) [150] и (2.4) [149]:

$$\varepsilon_e = C_1 + \frac{0,8 \cdot H_c + H_a}{H_e} \cdot \frac{4}{d_{hyd}} \cdot \left( \frac{3 \cdot \mu_l \cdot H_e \cdot \left( \frac{q_{cr} \cdot d_{hyd}}{4 \cdot H_e} \right)}{\rho_l^2 \cdot g \cdot Q_e} \right)^{\frac{1}{3}} +$$

$$+ \frac{\rho_v}{\rho_l} \cdot \left( \frac{H_c + H_a}{H_e} - \frac{0,8 \cdot H_c + H_a}{H_e} \cdot \frac{4}{d_{hyd}} \cdot \left( \frac{3 \cdot \mu_l \cdot H_e \cdot \left( \frac{q_{cr} \cdot d_{hyd}}{4 \cdot H_e} \right)}{\rho_l^2 \cdot g \cdot Q_e} \right)^{\frac{1}{3}} \right), \quad (2.3)$$

где  $H_e$  – протяженность испарительной части, м;  $H_a$  – протяженность адиабатной части (транспортной зоны), м;  $H_c$  – протяженность конденсационной части, м;  $d_{hyd}$  – гидравлический диаметр термосифона, м;  $\mu_l$  – динамическая вязкость жидкости, Па·с;  $q_{cr}$  – плотность теплового потока по направлению оси симметрии, отнесенная к площади поперечного сечения парового канала ( $F_{v,ch}$ ), Вт/м<sup>2</sup>;  $\rho_l$  – плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  $\rho_v$  – плотность пара, кг/м<sup>3</sup>;  $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;  $Q_e$  – скрытая теплота парообразования, Дж/кг;  $C_1$  – поправочный коэффициент, который принимается от 0,20 до 0,33.

$$\varepsilon_e = 1 - \frac{1}{1 + C_2 \cdot \left[ \frac{\left( \frac{q_{cr} \cdot d_{hyd}}{4 \cdot H_e} \right)^2}{2 \cdot \sigma \cdot \rho_v \cdot Q_e^2} \cdot \left( \frac{3 \cdot \left( \frac{q_{cr} \cdot d_{hyd}}{4 \cdot H_e} \right) \cdot \mu_l \cdot H_e}{\rho_l \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot g \cdot Q_e} \right)^{\frac{1}{3}} \right]^{\frac{3}{4}}}, \quad (2.4)$$

где  $\sigma$  – коэффициент поверхностного натяжения, Н/м;  $C_2$  – коэффициент, зависящий от условий нагрева и теплофизических свойств жидкости (таблица 2.9).

Критическая плотность теплового потока ( $q_{cr}$ ) при кипении воды и этанола в термосифоне определялась по выражению, установленному при исследовании кризиса теплоотдачи (стабильного пленочного кипения теплоносителя в стесненных условиях) [157–166]:

$$q_{cr} = K \cdot Q_e \cdot \sqrt{\rho_v} \cdot \sqrt[4]{g \cdot \sigma \cdot (\rho_l - \rho_v)}, \quad (2.5)$$

где  $K$  – критерий устойчивости, принимается от 0,1 до 0,2 [157–166].

Плотность теплоносителя в жидком ( $\rho_l$ ) и газообразном ( $\rho_v$ ) состоянии, коэффициенты поверхностного натяжения ( $\sigma$ ) и кинематической вязкости ( $\mu_l$ ) принимались при температурах кипения (таблица 2.7) [273].

Таблица 2.7 – Физические свойства воды и этанола [273]

| Теплоноситель | $\rho_l$ , кг/м <sup>3</sup> | $\rho_v$ , кг/м <sup>3</sup> | $\sigma \cdot 10^3$ , Н/м | $\mu_l \cdot 10^6$ , Па·с |
|---------------|------------------------------|------------------------------|---------------------------|---------------------------|
| Вода          | 973,46                       | 0,59                         | 59,91                     | 279,50                    |
| Этанол        | 735,14                       | 2,08                         | 17,43                     | 440,88                    |

В таблице 2.8 приведены результаты расчётов критической плотности теплового потока по выражению (2.5) при кипении воды и этанола в термосифоне.

Таблица 2.8 – Критерий устойчивости и критическая плотность теплового потока при кипении воды и этанола в термосифоне

| Критерий устойчивости $K$   | Литературный источник | $q_{cr}$ , кВт/м <sup>2</sup> |        |
|---|-----------------------|-------------------------------|--------|
|   |                       | Вода                          | Этанол |
| $K = 0,12$  | [157]                 | 1012,89                       | 485,23 |
| $K = 0,16$  | [158]                 | 1350,52                       | 646,97 |
| $K = \frac{0,01211 \cdot \sqrt{\rho_v} \cdot \left(\frac{\rho_l - \rho_v}{\rho_v}\right)^{0,6}}{\sqrt[4]{g \cdot \sigma \cdot (\rho_l - \rho_v)}}$  | [159]                 | 1373,80                       | 712,16 |
| $K = 0,13 + 4 \cdot \left(\frac{\mu_l^2 \cdot \sqrt{g \cdot (\rho_l - \rho_v)}}{\rho_l \cdot \sqrt{\sigma^3}}\right)^{0,4}$   | [160]                 | 1202,99                       | 685,75 |
| $K = \frac{\pi}{24} \cdot \sqrt{\frac{\rho_l}{\rho_l + \rho_v}}$  | [161]                 | 1104,56                       | 528,55 |
| $K = \frac{\pi}{16 \cdot \sqrt[4]{3}}$  | [162]                 | 1259,30                       | 603,27 |
| $K = 0,14$  | [163]                 | 1181,70                       | 566,10 |
| $K = \left(\frac{\pi^4}{2^{11} \cdot 3^2}\right)^{\frac{1}{16}} \cdot \left(0,0584 \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0,2}\right)^{\frac{5}{8}} \times$<br>$\times \left(1 - 0,0584 \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0,2}\right)^{\frac{5}{16}} \cdot \left(\frac{\rho_l + 1}{\rho_v}\right)^{\frac{5}{16}} \cdot \left(\frac{11}{16} \cdot \frac{\rho_l}{\rho_v} + 1\right)^{\frac{3}{5}}$ | [164]                 | 1101,00                       | 526,68 |
| $K = 2^{\frac{113}{24}} \cdot 3^{\frac{5}{6}} \cdot \left(\frac{\pi}{0,5}\right)^{\frac{1}{4}}$   | [165]                 | 1276,96                       | 611,73 |
| $K = 0,2445 \cdot \left(1 + \frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{\frac{1}{4}} \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{\frac{1}{10}}$   | [166]                 | 983,68                        | 550,32 |

По результатам анализа таблицы 2.8 за величину критической плотности теплового потока при кипении воды в термосифоне принята  $\overline{q_{cr}} = 1184,74 \text{ кВт/м}^2$ , этанола  $\overline{q_{cr}} = 591,68 \text{ кВт/м}^2$  [274].

Результаты расчетов минимальной степени заполнения водой и этанолом испарительной части термосифонов круглого и прямоугольного поперечного сечения по выражениям (2.3) – (2.4) приведены в таблице 2.9.

Таблица 2.9 – Результаты расчетов минимальной степени заполнения

| Форма поперечного сечения термосифона | Теплоноситель | Экспериментальная константа в выражениях (2.3) – (2.4) | Литературный источник | $\varepsilon_e$ , % |
|---------------------------------------|---------------|--|-----------------------|---------------------|
| Круглая                               | Вода          | $C_1 = 0,20$   | [150]                 | 24,6                |
|                                       |               | $C_1 = 0,33$   | [150]                 | 37,9                |
|                                       |               | $C_2 = 447$  | [149]                 | 24,7                |
|                                       | Этанол        | $C_1 = 0,20$   | [150]                 | 28,4                |
|                                       |               | $C_1 = 0,33$   | [150]                 | 41,8                |
| Прямоугольная                         | Вода          | $C_1 = 0,20$   | [150]                 | 21,1                |
|                                       |               | $C_1 = 0,33$   | [150]                 | 34,5                |
|                                       |               | $C_2 = 447$  | [149]                 | 12,6                |
|                                       | Этанол        | $C_1 = 0,20$   | [150]                 | 22,2                |
|                                       |               | $C_1 = 0,33$   | [150]                 | 35,6                |

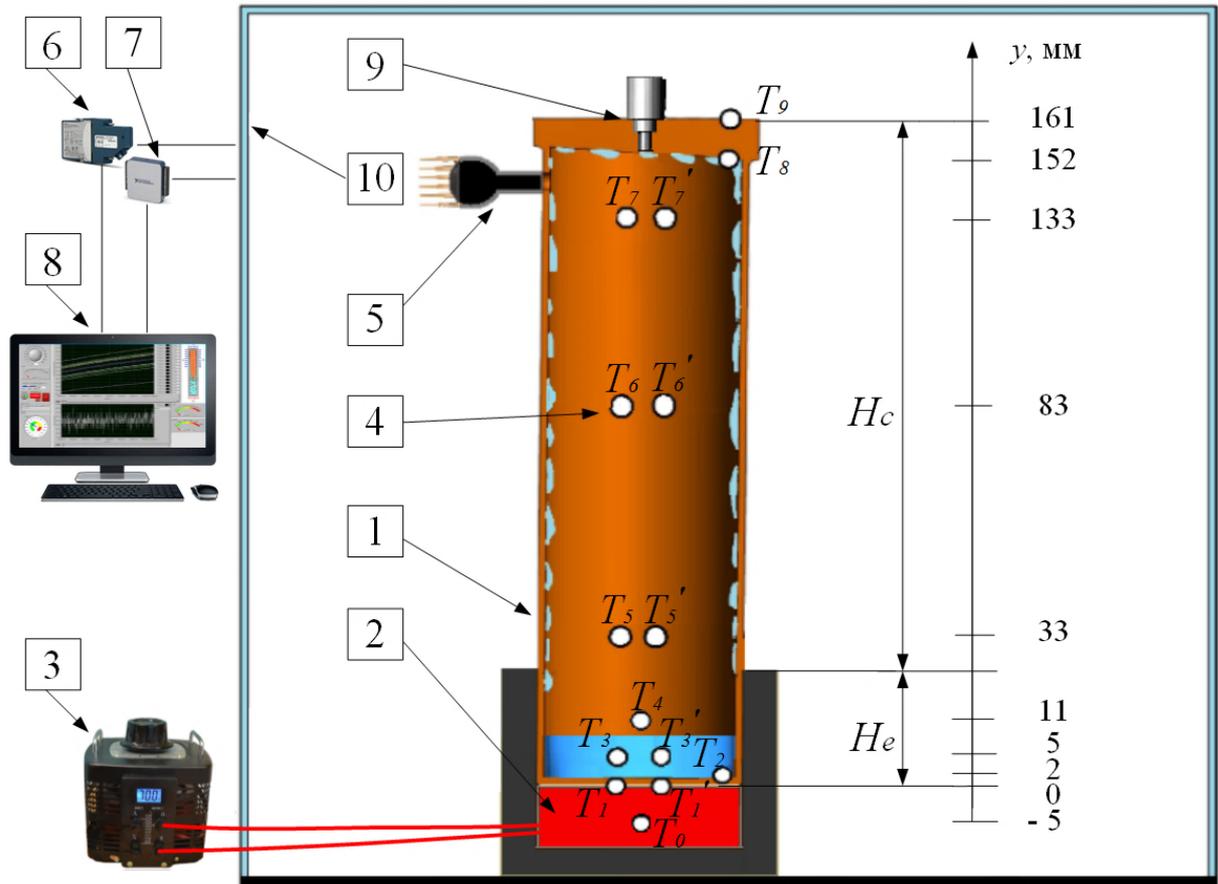
Видно (таблица 2.9), что минимальная степень заполнения термосифона круглого сечения находится в диапазоне от 24,6 до 41,8%, прямоугольного – от 12,6 до 35,6%. За минимальную степень заполнения термосифона круглого сечения принята  $\varepsilon_e = 25\%$ , прямоугольного сечения  $\varepsilon_e = 15\%$ .

## 2.2 Экспериментальная установка круглого поперечного сечения.

### Методика определения распределения температуры по высоте термосифона

На рисунке 2.4 [267] приведена схема экспериментального стенда, воспроизводящего условия работы СОТР на базе термосифона круглого поперечного сечения. Также на рисунке 2.4 показано геометрическое

расположение (по высоте термосифона) термопар типа К («OMEGA 5ТС–ТТ–К–36–36», США) ( $T_0$ – $T_9$ ) относительно нижней поверхности нижней крышки термосифона.



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

Рисунок 2.4 – Схема экспериментального стенда

Перед экспериментами внутренняя поверхность термосифона промывалась дистиллированной водой и просушивалась. Поверхность не обезжиривалась каустической содой, так как в качестве рабочих жидкостей не использовались масла и фреоны [190]. Эксперименты проводились при заполнении испарительной части ТС ( $V = 25,1$  мл) на 25% (6,3 мл) и в условиях заполнения термосифона

объемом меньше  $\varepsilon_e = 15\%$  (3,8 мл) и больше минимально необходимого:  $\varepsilon_e = 35\%$  (8,8 мл). В условиях заполнения при  $\varepsilon_e = 15\%$ ,  $\varepsilon_e = 25\%$  и  $\varepsilon_e = 35\%$  толщина слоя теплоносителя на нижней крышке составляла  $h = 3,2$  мм,  $h = 5,3$  мм и  $h = 7,4$  мм, соответственно.

Термосифон 1 (рисунок 2.4) устанавливался на нагревателе 2, воспроизводящем условия работы теплонагруженного оборудования [15,255–265,275]. Испарительная часть термосифона заполнялась теплоносителем (дистиллированной водой или этанолом). Последний испарялся при подводе теплоты от нагревателя, подключенного к источнику нагрева 3, к нижней крышке ТС. Пары теплоносителя поднимались вверх и конденсировались на верхней крышке термосифона. Конденсат под действием силы тяжести стекал в испарительную часть. Температуры поверхности установки, воспроизводящей условия работы теплонагруженного оборудования, и в сечениях термосифона регистрировались термопарами 4 (хромель-алюмель) типа К. Давление в термосифоне регистрировалось датчиком MPX5700GP 5 («Freescale Semiconductor», США), установленным в верхней части термосифона. С помощью аналого-цифровых модульных преобразователей NI 9214 6 и NI USB-6001 7 («National Instruments Corporation», Венгрия) данные с термопар и датчика давления передавались на компьютер 8. Заполнение термосифона теплоносителем осуществлялось с помощью шприца через регулирующий клапан 9 на верхней крышке ТС. Также с помощью этого регулирующего клапана поддерживалось атмосферное давление в термосифоне. По условиям эксперимента теплоотвод с поверхности верхней крышки термосифона должен реализовываться только за счет естественной конвекции воздуха. С целью обеспечения постоянства коэффициента теплоотдачи с верхней крышки термосифона и температуры воздуха вблизи верхней поверхности верхней крышки ТС экспериментальный стенд размещался в стеклянном боксе 10.

Эксперименты проводились в ступенчатом режиме увеличения напряжения на источнике нагрева с выдержкой между двумя квазистационарными режимами работы ТС (условием являлось изменение температур в сечении  $(T_3 - T_3')$ ), не более

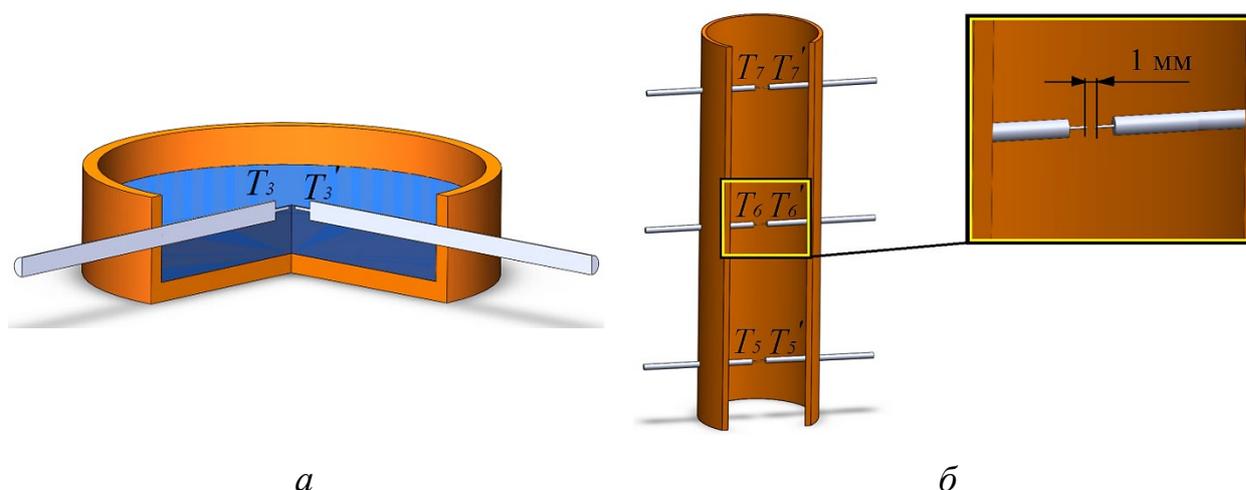
0,2 К в течение 20 минут). После регистрации температур и давления напряжение повышалось на 10 В.

Температура измерялась в девяти поперечных сечениях термосифона (рисунок 2.4) [266]:

– во внутренней полости термосифона: верхней поверхности нижней крышки ( $T_2$ ); слоя теплоносителя в испарителе ( $T_3-T_3'$ ); пара в испарителе ( $T_4$ ) и конденсаторе ( $T_5-T_5'$ ,  $T_6-T_6'$ ,  $T_7-T_7'$ ); нижней поверхности верхней крышки ( $T_8$ );

– вне термосифона: нижней поверхности нижней крышки ( $T_1-T_1'$ ), верхней поверхности верхней крышки ( $T_9$ ).

На рисунке 2.5 представлены схемы, иллюстрирующие положения термопар, которые регистрируют температуру слоя жидкости на нижней крышке ТС (рисунок 2.5 а) и пара в конденсаторе (рисунок 2.5 б) (номера термопар на рисунке 2.5 и в выражениях (2.6-2.9) соответствуют рисунку 2.4) [275].



*a* – расположение термопар, регистрирующих температуру слоя жидкости в испарителе, *б* – расположение термопар, регистрирующих температуру пара в конденсаторе

Рисунок 2.5 – Расположение термопар в термосифоне

Термопары ( $T_1-T_1'$ ,  $T_3-T_3'$ ,  $T_5-T_5'$ ,  $T_6-T_6'$ ,  $T_7-T_7'$ ), установленные соответственно в сечениях (0, 5, 33, 83, 133 мм, рисунок 2.4), располагались на расстоянии не более 1 мм от оси симметрии термосифона (рисунок 2.5 б). Отклонения показаний

термопар, расположенных на одном расстоянии от нижней крышки термосифона (в одном сечении), не превышали 0,1 К. Температура в сечениях 0, 5, 33, 83, 133 мм (рисунок 2.4) определялась как среднее арифметическое значение показаний термопар  $T_1-T_1'$ ,  $T_3-T_3'$ ,  $T_5-T_5'$ ,  $T_6-T_6'$ ,  $T_7-T_7'$ . Эксперименты проведены в условиях малых толщин (от 3,2 до 7,4 мм) слоя жидкости с двумя термопарами в третьем сечении (на высоте 5 мм) термосифона (рисунок 2.5 а).

Средняя температура жидкости ( $T_l$ ) в испарителе (рисунок 2.5 а) определялась как:

$$T_l = \frac{T_3 + T_3'}{2}. \quad (2.6)$$

Перепад температуры по высоте испарителя  $\Delta T_e$  определялся как разница между температурами в сечениях  $y = 0$  и  $y = 21$  мм (рисунок 2.4). Температура в сечении  $y = 21$  мм установлена методом интерполяции по распределениям температур в термосифоне:

$$\Delta T_e = T_{y=0 \text{ мм}} - T_{y=21 \text{ мм}} = \frac{T_1 + T_1'}{2} - T_{y=21 \text{ мм}}, \quad (2.7)$$

где  $T_{y=0 \text{ мм}}$  и  $T_{y=21 \text{ мм}}$  – средние температуры в сечениях  $y = 0$  и  $y = 21$  мм, соответственно, К.

Перепад температуры по высоте конденсатора  $\Delta T_c$  определялся как разница температур в сечениях  $y = 21$  и  $y = 161$  мм (рисунок 2.4):

$$\Delta T_c = T_{y=21 \text{ мм}} - T_{y=161 \text{ мм}} = T_{y=21 \text{ мм}} - T_9, \quad (2.8)$$

где  $T_{y=161 \text{ мм}}$  – температура в сечении  $y = 161$  мм, К.

Перепад температуры по высоте термосифона  $\Delta T_{CT}$  определялся как разница температур в сечениях  $y = 0$  и  $y = 161$  мм (рисунок 2.4):

$$\Delta T_{CT} = T_{y=0 \text{ мм}} - T_{y=161 \text{ мм}} = T_0 - T_9. \quad (2.9)$$

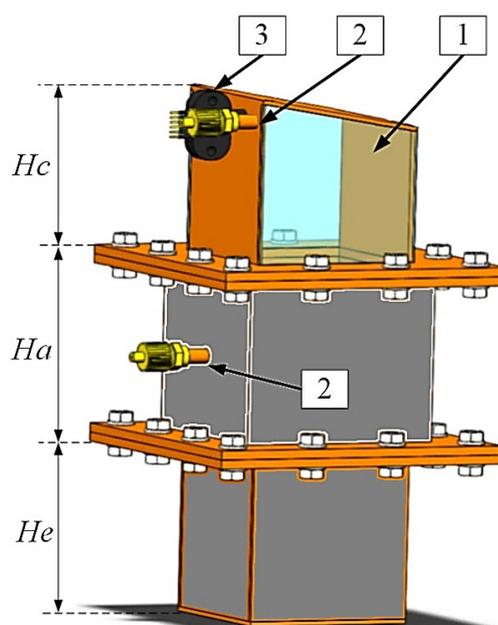
Термическое сопротивление термосифона:

$$R = \frac{\Delta T_{CT}}{q}. \quad (2.10)$$

Проведена оценка эффективности работы термосифона в условиях присутствия и отсутствия теплоизоляционного слоя на внешней боковой поверхности термосифона [276]. В условиях присутствия теплоизоляционного слоя теплота подводилась к нижней крышке, отводилась от верхней. Так как показания термопар, расположенных в одном сечении ТС, не отличались друг от друга более чем на 0,1 К, в теплоизолированном термосифоне установлены четыре термопары (две в слое жидкости и две в паровом канале).

### 2.3 Экспериментальная установка прямоугольного поперечного сечения. Методика определения распределения температуры по высоте термосифона, работающего в условиях, характерных для Крайнего Севера

Разработана экспериментальная установка – модель закрытого двухфазного термосифона с поперечным сечением в форме квадрата со стороной 70 мм, возможностью регистрации конденсата на верхней крышке, давления и температур в характерных сечениях устройства (рисунок 2.6) [277].



1 – смотровое окно, 2 – регулирующий клапан, 3 – датчик давления

Рисунок 2.6 – Внешний вид термосифона прямоугольного поперечного сечения

В специальные пазы конденсационного участка установлены кварцевые стекла – смотровые окна 1 (рисунок 2.6). Через регулирующие клапаны 2 из термосифона и кожуха адиабатной части откачивались неконденсирующиеся газы (воздух). Относительное давление в паровом канале термосифона регистрировалось датчиком MPX5700GP 3.

На рисунке 2.7 приведена схема, иллюстрирующая расположение термопар в термосифоне (координаты) [277].

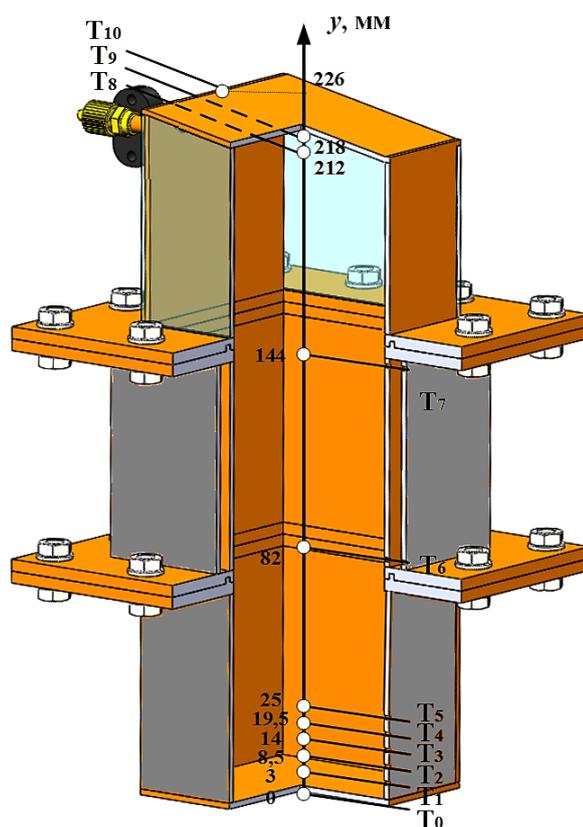
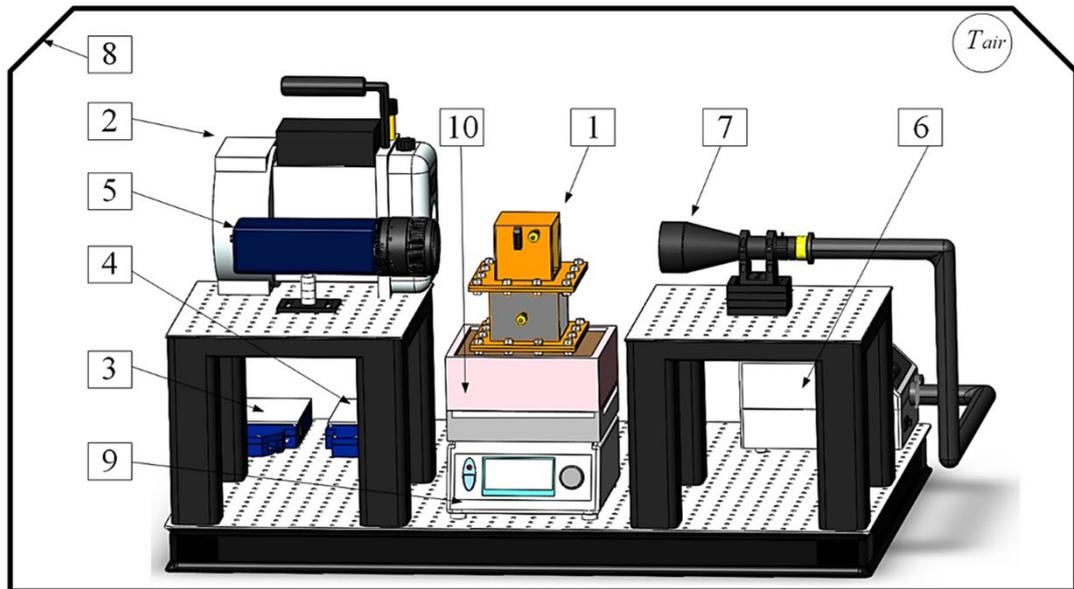
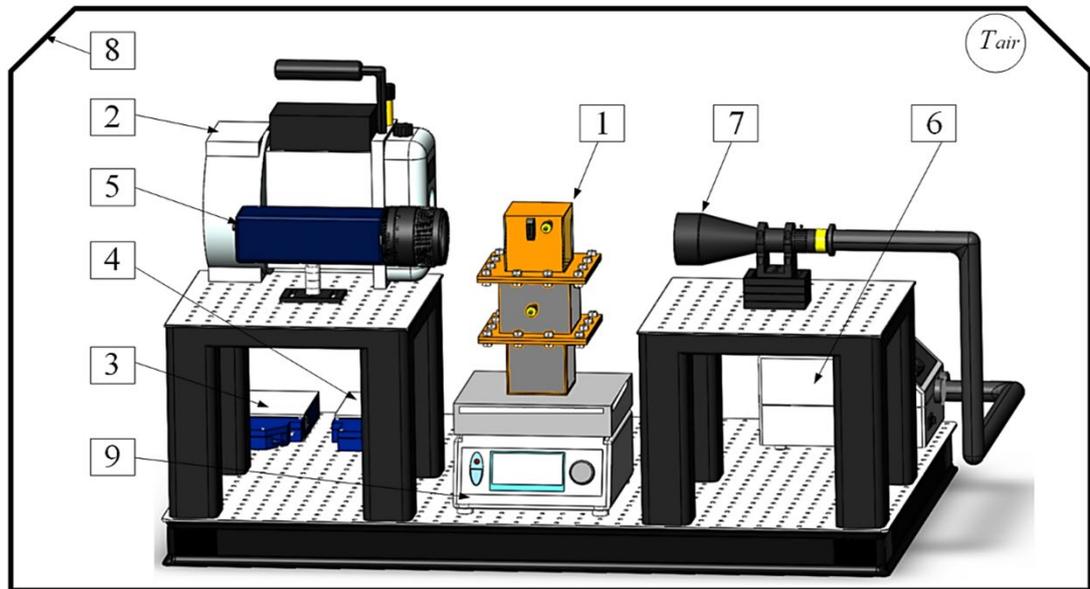


Рисунок 2.7 – Расположение термопар в термосифоне

На рисунке 2.8 приведены схемы двух экспериментальных стендов [277]. Первый стенд (рисунок 2.8 а) воспроизводит условия системы отвода теплоты от грунта, второй (рисунок 2.8 б) – систему обеспечения теплового режима теплонагруженных элементов современных технических систем на базе термосифонов в условиях, характерных для Крайнего Севера.

*a**б*

*a* – отвод теплоты от грунта, *б* – обеспечение теплового режима теплонагруженных элементов современных технических систем,  
 1 – термосифон, 2 – вакуумный насос, 3 – аналого-цифровой модульный преобразователь NI 9214, 4 – аналого-цифровой модульный преобразователь NI USB-6000, 5 – видеокамера, 6 – источник света, 7 – телецентрический объектив,  
 8 – холодильная камера, 9 – нагревательная плита, 10 – корпус с грунтом

Рисунок 2.8 – Схемы экспериментальных стендов

Известно [278], что при работе термосифона в режиме естественного испарения уменьшение степени заполнения ( $\varepsilon_e$ ) приводит к росту температуры теплоносителя на его нижней крышке. В таких условиях процессы переноса теплоты реализуются интенсивнее и тепловой поток, отводимый термосифоном, будет выше [78]. При  $\varepsilon_e < 15\%$  зарегистрирован экспоненциальный рост температуры поверхности испарителя термосифона [195], уменьшение теплового потока, отводимого термосифоном [78], и локальное осушение испарителя (эффект «dry out») [174,232]. Поэтому в проведенных сериях экспериментальных исследований степень заполнения испарителя составляла не менее 15%.

Заполнение термосифона 1 (рисунок 2.8) ( $\varepsilon_e = 15\%$ ) теплоносителем (этанолом) осуществлялось с помощью шприца через специальный клапан в конденсаторе ТС. С помощью этого регулирующего клапана подсоединялся вакуумный насос ВС VP 215 2, и из полости термосифона откачивались неконденсирующиеся газы (воздух). Начальное давление в термосифоне составляло  $p_{init} \approx -19,5 \pm 0,5$  кПа.

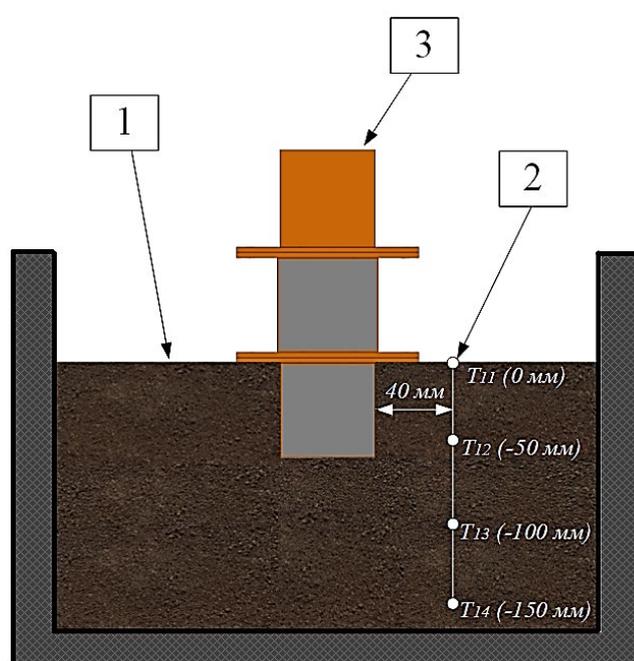
С помощью аналого-цифровых модульных преобразователей NI 9214 3 и NI USB-6001 4 показания термопар и датчика давления передавались на компьютер. Температуры теплоносителя в жидком и парообразном состоянии, а также давления его паров определялись с помощью программного обеспечения, разработанного в среде LabView.

Процесс конденсации визуализировался с помощью оборудования теневого оптического метода (видеокамеры 5, источника света 6 и телецентрического объектива 7) [279,280]. Используемое оборудование позволяло установить вид конденсации (капельная, пленочная) на нижней поверхности верхней крышки ТС.

Экспериментальные установки располагались в холодильной камере 8 высотой 4,7 м, шириной 3,5 м и глубиной 2,3 м, с возможностью регулирования температуры воздуха с использованием циркуляционного термостата Unistat 530w с модулем управления Pilot One. Отвод теплоты от конденсатора реализовывался за счет теплообмена с окружающей средой (воздухом с температурой от 275 до 283 К) в условиях естественной конвекции.

Испарительная часть термосифона (рисунок 2.8 а) углублялась в грунт. Нагревательной плитой ПЛК-1818 9 контролировалась температура грунта в корпусе 10. Контроль проводился по оценке температуры поверхности плиты.

На рисунке 2.9 приведена схема расположения термосифона и термопар в грунте [277]. Регистрация температур в слое грунта 1 (рисунок 2.9) реализовывалась четырьмя термопарами 2 ( $T_{11}$ - $T_{14}$ ), расположенными на оси, параллельной оси симметрии парового канала термосифона 3, на расстоянии 40 мм от внешней поверхности испарительной части ТС. Расстояние между термопарами составляло 50 мм.



1 – грунт, 2 – термопары, 3 – термосифон

Рисунок 2.9 – Расположение термосифона и термопар в грунте

Отличием серии экспериментов, проводимых на стенде (рисунок 2.8 б), являлось то, что термосифон располагался на поверхности нагревателя. Теплоноситель – этанол, степень заполнения  $\varepsilon_e = 15\%$ , начальное давление  $p_{init} \approx -19,5 \pm 0,5$  кПа соответствовали серии экспериментов, проводимых на установке (рисунок 2.8 а). Плотность теплового потока от поверхности нагревателя к нижней крышке термосифона регистрировалась измерителем плотности

теплового потока ИПП-2 («ЭКСИС», Россия). Варьировалась температура окружающего воздуха, и регистрировались температуры в термосифоне и на поверхности нагревателя под термосифоном.

Анализ работы двух средств регистрации температуры воздуха в холодильной камере (по показаниям циркуляционного термостата Unistat 530w с модулем управления Pilot One и термопар с использованием программного обеспечения LabView) показал хорошее соответствие результатов регистрации (отклонения не превышали  $\pm 0,2$  К).

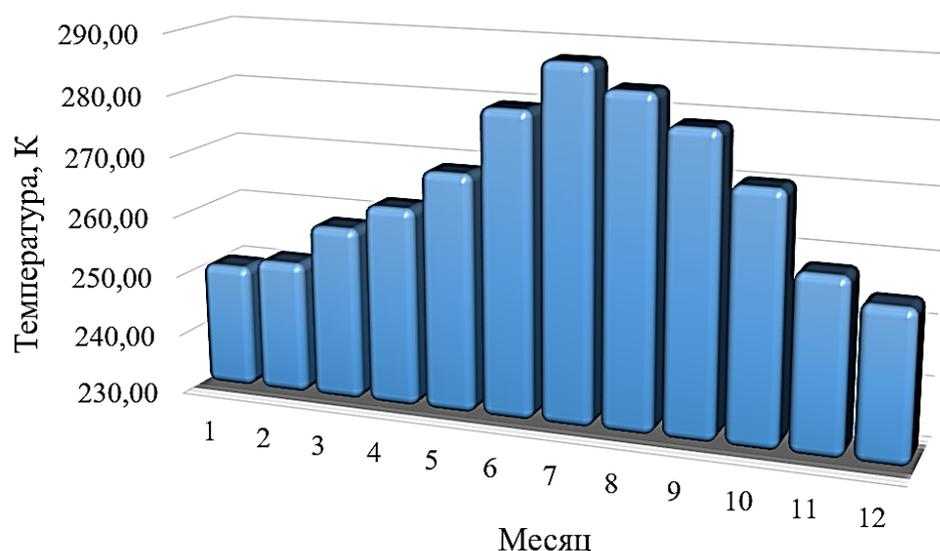
В качестве грунта использовался почвенно-растительный слой земли. Согласно литологии грунта [281] такой слой находится на глубине земли до 0,3 м в районах многолетней мерзлоты. Определить свойства почвы сложно [282]. Исследовался морозный, а не мерзлый грунт (в слое земли отсутствовал лед) [283]. В исследуемом грунте также отсутствовал гравий, так как его присутствие влияет на гидрологические процессы, термические свойства и эрозию почвы [284].

В 1995 г. на полуострове Ямал, расположенном в районе Крайнего Севера, зарегистрировано увеличение среднегодовой температуры грунта на глубине 10 м на 1,0 К с 1978 г [285]. За последнее десятилетие на территории криолитозоны зарегистрированы [285–291] положительные тренды температуры воздуха и почвы. Известны [292] среднемесячные температуры грунта на глубине 0,4 м в г. Игарка, расположенном в районе Крайнего Севера (в 2015 г. – в июне (281,3 К), июле (285,8 К), августе (285,6 К) и сентябре (280,7 К)). Результаты численного моделирования [293] показывают, что к 2025 г. среднегодовая температура грунта районов Крайнего Севера на глубине 1 м составит не менее 278 К, а на глубине 0,5 м не менее 281 К. В экспериментальных исследованиях температура грунта ( $T_g$ ) изменялась от 278 до 289 К, что соответствует современным, прогнозируемым среднегодовым и среднемесячным (с июня по сентябрь) температурам грунта районов Крайнего Севера на глубине менее 1 м.

Согласно долговременному (1972-2007 гг.) мониторингу криолитозоны [285] на территории России (например, на мысе Болванском и в 30 км от Надыма) средняя годовая температура воздуха не опускается ниже 267 К.

Метеорологические наблюдения [285,294] свидетельствуют об изменении климата (потеплении), которое началось в 1960-1970 гг. Известно [285,294–296], что средняя годовая температура воздуха во многих крупных физико-географических регионах повышается (например, в России, Китае). В июле 2019 г. в Арктике зарегистрирована [297] температура воздуха 307 К. В феврале 2020 г. на Антарктическом острове Симор зарегистрирована [298] температура воздуха 293 К. По этим причинам известные данные и прогнозы температур грунта и окружающего воздуха создают предпосылки к проведению экспериментов в условиях температур, близких к 273 К, но выше нее. Низкая температура окружающего воздуха (ниже 273 К) может привести к замерзанию водной доли в грунте, что изменит ее теплофизические свойства и повлияет на достоверность полученных экспериментальных результатов.

По данным метеостанций [292], установленных в городах, которые располагаются на Крайнем Севере, среднемесячная температура воздуха в июле в г. Игарка составляет 285 К, в пос. Тазовский 283 К. Во Всероссийском научно-исследовательском институте гидрометеорологической информации [292] хранятся массивы данных по средним диапазонам температур воздуха исследуемой географической зоны (Ямало-Ненецкого автономного округа России). На рисунке 2.10 представлено изменение среднемесячных температур воздуха в с. Новый Порт, расположенном в центре Ямало-Ненецкого автономного округа России, за 2015-2019 гг.



На оси абсцисс цифрами с 1 по 12 обозначены месяцы с января по декабрь  
 Рисунок 2.10 – Среднемесячные температуры воздуха в с. Новый Порт за 2015-2019 гг. [292]

Температура окружающей среды ( $T_{air}$ ) в экспериментах варьировалась от 275 до 283 К, что соответствует диапазону температур воздуха в Ямало-Ненецком автономном округе России с июня по октябрь (рисунок 2.10) и прогнозируемым [129] на 2050-2059 гг. температурам воздуха на Аляске (США).

При температурах, близких к 273 К, вода превращается в лед, поэтому теплоносителем в экспериментах выбран этанол. Свойства теплоносителя (этанола) при температуре 278 К приведены в таблице 2.10 [273].

Таблица 2.10 – Свойства этанола при температуре 278 К [273]

| Свойства   | Значение                                   |
|--|--|
| Теплопроводность пара ( $\lambda_v$ ) / жидкости ( $\lambda_l$ ), Вт/(м·К)   | $16 \cdot 10^{-3}$ / $173 \cdot 10^{-3}$   |
| Удельная теплоемкость пара ( $c_{p,v}$ ) / жидкости ( $c_{p,l}$ ), Дж/(кг·К) | 1344 / 2286                                |
| Плотность пара ( $\rho_v$ ) / жидкости ( $\rho_l$ ), кг/м <sup>3</sup>       | $2020 \cdot 10^{-3}$ / 803                 |
| Динамическая вязкость пара ( $\mu_v$ ) / жидкости ( $\mu_l$ ), Па·с          | $8,4 \cdot 10^{-6}$ / $1607 \cdot 10^{-6}$ |
| Молярная масса $M$ , кг/моль   | $46 \cdot 10^{-3}$                         |
| Коэффициент поверхностного натяжения $\sigma$ , Н/м                          | $24 \cdot 10^{-3}$                         |
| Скрытая теплота парообразования $Q_e$ , Дж/кг                                | $1,0 \cdot 10^6$                           |

Перепады температур в слое жидкости ( $\Delta T_l$ ) и паровом канале ( $\Delta T_{v, ch}$ ) определялись по выражениям:

$$\Delta T_l = T_1 - T_2, \quad (2.11)$$

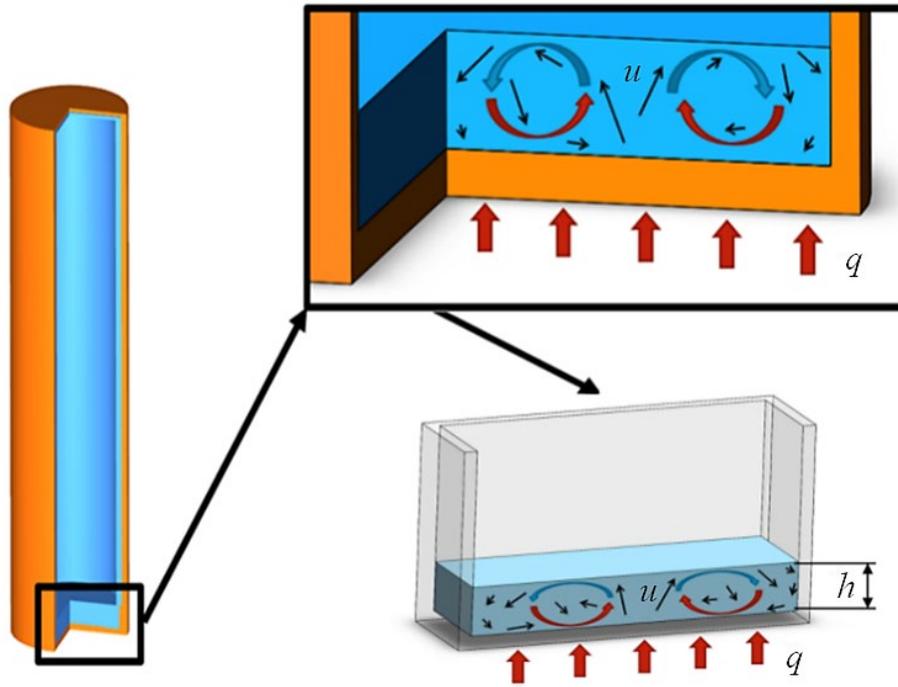
$$\Delta T_{v, ch} = T_6 - T_7, \quad (2.12)$$

где  $T_1, T_2, T_6, T_7$  – температуры, зарегистрированные термопарами в термосифоне (рисунок 2.7), К.

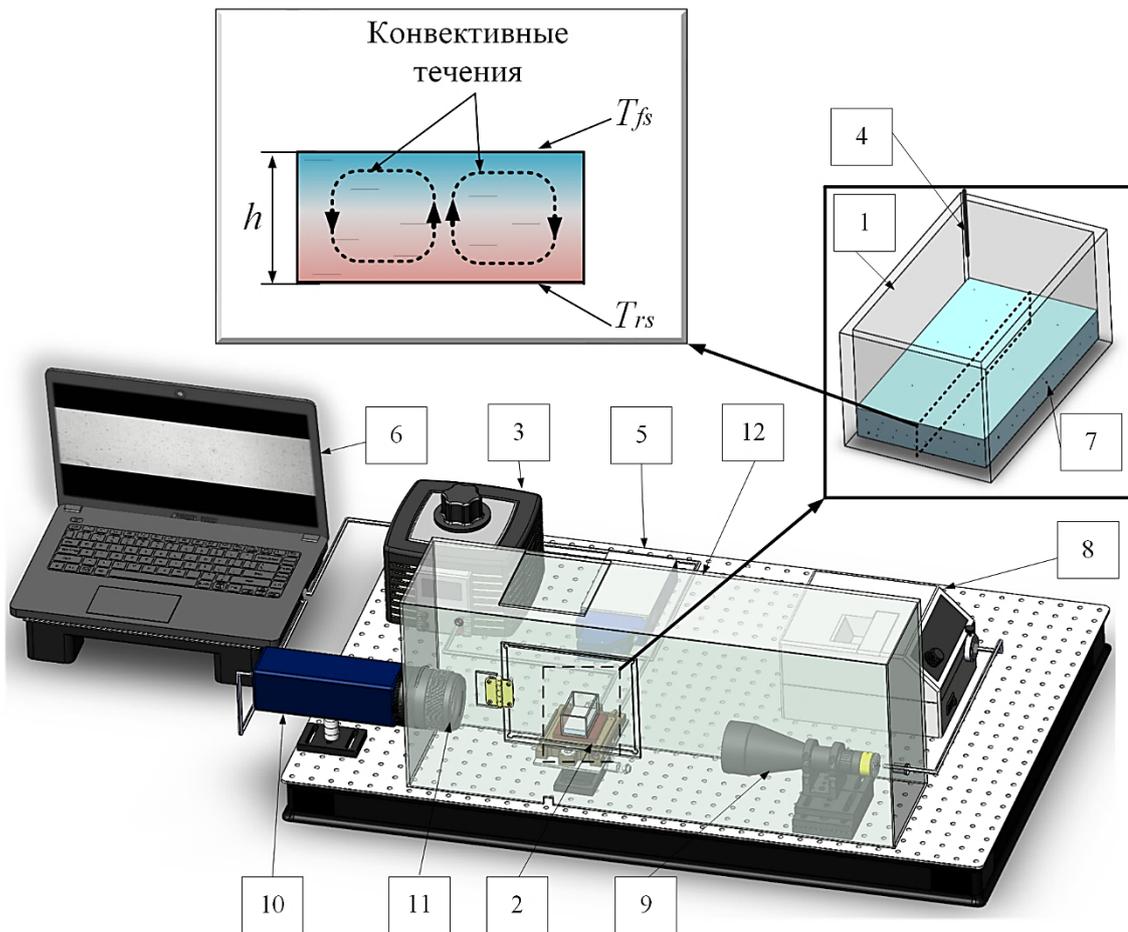
Температура поверхности нагревательного элемента ( $T_h$ ) в экспериментах изменялась от 313 до 373 К, что соответствует номинальному и аварийному режиму работы автоматических подогревателей природного, попутного и нефтяного газа ПТПГ-30 и ПГА-100 в условиях Крайнего Севера [261].

#### **2.4 Экспериментальный стенд для определения скорости движения жидкости в режиме термогравитационной конвекции в слое теплоносителя на нижней крышке термосифона**

Экспериментальная установка (рисунок 2.4) не позволяла визуализировать процесс испарения слоя жидкости на нижней крышке ТС. Для полного физического описания процесса переноса теплоты в этом слое жидкости в условиях интенсивного испарения необходимо знать скорость движения жидкости в режиме термогравитационной конвекции ( $u$ ) (рисунок 2.11 а). Для определения этой характеристики проведены специальные эксперименты на стенде, принципиальная схема которого приведена на рисунке 2.11 [299].



a



б

a – схема движения жидкости в слое на нижней крышке термосифона,  
 б – экспериментальный стенд:  $h$  – толщина слоя теплоносителя,  $q$  – плотность

теплового потока,  $u$  – скорость движения жидкости,  $T_{rs}$  и  $T_{fs}$  – температуры нижней и верхней поверхностей слоя жидкости, соответственно,  
 1 – кювета с теплоносителем, 2 – нагреватель, 3 – лабораторный автотрансформатор, 4 – цилиндр с термопарами, 5 – аналого-цифровой преобразователь National Instruments 9214, 6 – персональный компьютер, 7 – трассеры, 8 – источник света, 9 – телецентрический объектив, 10 – видеокамера, 11 – оптический полосовой фильтр, 12 – стеклянный бокс

Рисунок 2.11 – Экспериментальный стенд для определения скорости движения жидкости в условиях термогравитационной конвекции в ее слое на нижней крышке термосифона

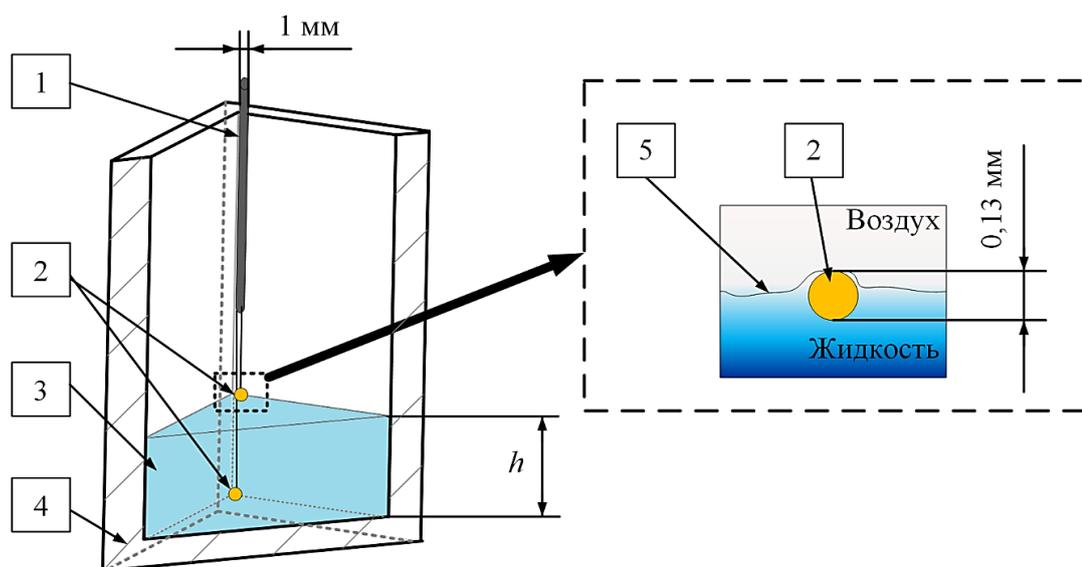
В кювету 1 (рисунок 2.11 б), изготовленную в форме параллелепипеда (длиной 55 мм, шириной 30 мм и высотой 30 мм) из кварцевого стекла толщиной 2,5 мм, дозировалась жидкость (дистиллированная вода или этанол) объемом 4,0 мл, 6,6 мл и 9,2 мл, что соответствовало толщинам слоя жидкости 3,2 мм, 5,3 мм и 7,4 мм, соответственно. Нижняя крышка кюветы нагревалась нагревательным элементом 2, подключенным к лабораторному автотрансформатору SUNTEK 5000 ВА 3 («SUNTEK», Россия). В условиях нагрева время выхода на квазистационарный режим составляло от 30 минут (при  $q \approx 1,3$  кВт/м<sup>2</sup>) до 80 минут (при  $q \approx 0,04$  кВт/м<sup>2</sup>). За это время в результате испарения толщина слоя жидкости уменьшалась не более чем на 25%. Поэтому кювета в начале эксперимента заполнялась жидкостью объемом на 30% больше необходимого. Температура слоя жидкости регистрировалась термопарами, зафиксированными на специальном цилиндре 4 у ребра кюветы. Данные с термопар передавались через аналого-цифровой преобразователь NI 9214 5 на компьютер 6.

В жидкость вводились трассеры 7 – частицы оксида железа III ( $Fe_2O_3$ ) размером от 10 до 100 нм, концентрацией не более 2% (об.). Теплоноситель интенсивно перемешивался в течение 10 минут с помощью бормашины («Proxxon IBS/E 28 481», Германия) с фрезовой насадкой (NO 28 725) при

15 000 об/с. После перемешивания жидкость выдерживалась в течение одного часа для стабилизации структуры. Трассеры частично агломерировали. Распределение частиц (трассеров) в слое жидкости после агломерации регистрировалось теневым методом с использованием источника света MI-150 8 («Edmund Optics», США), телецентрического объектива 9 («Edmund Optics», США), видеокамеры FastVideo 500M 10 («FastVideo», Россия) и оптического полосового фильтра 11 («Alluxa», США). Видеосъемка проводилась с частотой 30 кадров в секунду и разрешением  $1280 \times 1024$  пикселя. Область видеорегистрации движения трассеров – вертикальное сечение, проходящее через центр симметрии кюветы. В этом сечении при нагреве нижней крышки кюветы регистрировалась конвективная структура, образующая по центру восходящее и по краям нисходящие течения (рисунок 2.11 б). С целью исключения влияния вынужденной конвекции на условия проведения эксперимента кювета размещалась в стеклянном боксе 12.

Локальная скорость движения трассера ( $u_t$ ) определялась как расстояние, пройденное им за единицу времени. Расстояние измерялось в пикселях. С использованием масштабного коэффициента ( $S \approx 0,015$  мм/пиксель) выполнялся пересчет расстояния в миллиметры [275]. Скорость движения трассера усреднялась по локальным скоростям ( $u_t$ ), зарегистрированным в горизонтальных сечениях слоя жидкости с шагом между сечениями 1 мм. Скорость движения жидкости ( $u$ ) определялась как среднее арифметическое значение локальных скоростей движения не менее пяти трассеров.

Схема расположения термопар в слое жидкости приведена на рисунке 2.12 [299].



1 – цилиндр (держатель термопар), 2 – спаи термопар, 3 – слой жидкости, 4 – кювета, 5 – свободная поверхность теплоносителя

Рисунок 2.12 – Схема расположения термопар в слое жидкости у ребра кюветы

На специальном вертикальном цилиндре 1 из оргстекла ( $d \approx 1$  мм) (рисунок 2.12) крепились две термопары таким образом, чтобы их спаи 2 находились ниже цилиндра. Расстояние между спаями равнялось толщине слоя жидкости 3 ( $h$ ). С помощью подвижного механизма цилиндр опускался, и термопары погружались в слой жидкости у ребра кюветы 4 на глубину, при которой спай одной термопары регистрировал температуру нижней поверхности слоя жидкости, а спай второй термопары – температуру верхней поверхности этого слоя. Цилиндр (держатель термопар) находился выше свободной поверхности теплоносителя 5. При таком положении термопар их влияние на движение жидкости в кювете мало. Температуры нижней поверхности слоя жидкости и вблизи его поверхности испарения регистрировались с помощью термопар в квазистационарном режиме (температура жидкости изменялась не более чем на 0,2 К за 20 минут). Размер спаев откалиброванных термопар (хромель-алюмель) типа К фирмы OMEGA не превышал 0,13 мм. Такие размеры спаев применяются при высокоточной регистрации температур жидкостей и газов [95,271]. Систематическая погрешность измерения температур с помощью термопар составляла  $\pm 0,1$  К. Показания термопар через аналого-цифровой преобразователь

(NI 9214) передавались на компьютер. Температура окружающей среды (воздуха) поддерживалась постоянной и соответствовала начальной температуре исследуемой жидкости  $T_{air} = T_{l,init} = 299$  К.

Безразмерным параметром, характеризующим режим течения, является число Рэлея, которое определялось по выражению [19]:

$$Ra_h = \frac{\beta_l \cdot \Delta T_l \cdot g \cdot h^3}{\nu_l \cdot a_l}, \quad (2.13)$$

где  $\beta_l$  – коэффициент температурного расширения теплоносителя, 1/К;  $\Delta T_l = T_{fs} - T_{rs}$  – перепад температур между нижней и верхней поверхностями слоя теплоносителя (рисунок 2.11 б), К;  $\nu_l$  – коэффициент кинематической вязкости жидкости, м<sup>2</sup>/с;  $a_l$  – коэффициент температуропроводности жидкости, м<sup>2</sup>/с.

По результатам предварительной серии измерений температур нижней поверхности слоя теплоносителя и его свободной поверхности установлено, что перепад температур у ребра кюветы не отличается от перепада среднего по слою в пределах случайной погрешности измерения температур. В экспериментах по определению скорости движения жидкости в режиме термогравитационной конвекции использовалась одна термопара вблизи поверхности раздела фаз «жидкость-пар» у ребра кюветы. Режимы течения (числа Рэлея) определены по результатам измерений двух термопар, регистрирующих температуры нижней поверхности слоя жидкости и вблизи его поверхности испарения (рисунок 2.12) [299]. Распределение температуры по толщине слоя жидкости регистрировалось по четырем термопарам, спай которых располагались в центре слоя равноудаленно друг от друга.

При плотности теплового потока  $q > 1,3$  кВт/м<sup>2</sup> возникала сильная турбулизация конвективных течений. Движение трассеров становилось хаотичным (в каждый момент времени трассер менял свое направление движения в сторону под некоторым углом или на противоположное, увеличивая или снижая свою скорость). По результатам анализа видеок кадров установлено, что при плотности теплового потока выше 1,3 кВт/м<sup>2</sup> происходит интенсивная циркуляция жидкости в слое воды и образование пузырьков пара в слое этанола. Процесс визуализации

движения трассеров затруднялся, поэтому параметры теплоносителя в кювете регистрировались при плотности теплового потока не выше  $1,3 \text{ кВт/м}^2$ .

Прямоугольная форма кюветы выбрана с целью исключения искажения теневых фотоизображений. Искажения не позволили бы с достаточной погрешностью определить размеры трассеров, их направление и длину пройденного ими пути за единицу времени между кадрами. Следует отметить, что термосифоны бывают не только круглого поперечного сечения. Известны как теоретические [21,136,254,300–303], так и экспериментальные [54,254,303,304] исследования с термосифонами, имеющими прямоугольную форму поперечного сечения. По результатам анализа влияния геометрии емкости на испарение воды при низких давлениях показано [305], что скорости движения жидкости на оси симметрии цилиндрической трубы незначительно отличаются от скоростей в тех же горизонтальных сечениях полости в форме параллелепипеда. Поэтому выдвинута гипотеза, что в рассматриваемом в экспериментах сечении вертикальная составляющая скорости движения жидкости сопоставима со скоростью в слое жидкости в полости круглого поперечного сечения. Соответственно, полученные результаты могут быть применимы для термосифонов как с круглым, так и с прямоугольным поперечным сечением.

## 2.5 Оценка погрешностей измерений

Оценка достоверности полученных экспериментальных данных проводилась по результатам расчетов погрешностей измерений регистрируемых физических величин. Основной измеряемой характеристикой являлась температура теплоносителя в термосифоне. Измерения температуры проводились откалиброванными термопарами типа К (OMEGA 5TC-TT-K-36-36), погрешность которых не превышала  $0,1 \text{ К}$ . Сигнал с термопар поступал через аналого-цифровой преобразователь National Instruments 9214 (NI 9214) на компьютер. Наименьшее изменение температуры, регистрируемое прибором

NI 9214 для термопар типа К, составляло 0,01 К, опрос датчика – 0,96 секунд. В таблице 2.11 приведены систематические погрешности измерений.

Таблица 2.11 – Систематические погрешности измерений

| Средство измерения<br>(инструмент, прибор)                           | Параметр               | Диапазон<br>измерения | Погрешность |
|--|------------------------|-----------------------|-------------|
| Термоэлектрический преобразователь (термопара) OMEGA, 5ТС-ТТ-К-36-36 | Температура            | 273-533 К             | ± 0,1 К     |
| Тепловизор TESTO 876   | Температура            | 253-553 К             | ± 2%        |
| Датчик давления MPX5700GP  | Давление               | - 20-690 кПа          | ± 2,5%      |
| Штангенциркуль электронный GMC-210                                   | Толщина, протяженность | 0-150 мм              | ± 0,01%     |
| Мультиметр MASTECH MY-67   | Переменное напряжение  | 0-400 В               | ± 0,8%      |
|  | Переменный ток         | 0-400 мА              | ± 1,2%      |
| Шприц U-100  | Объем                  | 0-1 мл                | ± 1%        |

В экспериментальных исследованиях проводились серии от трех до пяти экспериментов при идентичных условиях. За оценку истинного значения (наиболее вероятное значение) регистрируемой величины  $x$  принималось среднее арифметическое значение результатов  $n$  измерений [306]:

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i. \quad (2.14)$$

Среднеквадратичное отклонение среднего арифметического результата измерений [306]:

$$S_{\bar{x}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n \cdot (n-1)}}. \quad (2.15)$$

Абсолютная случайная погрешность прямых измерений [306]:

$$\Delta \bar{x}_{ran} = \sqrt{(t_{n, \alpha_{cc}} \cdot S_{\bar{x}})^2 + \Delta x_{instr}^2}, \quad (2.16)$$

где  $t_{n, \alpha_{cc}}$  – коэффициент Стьюдента;  $\Delta x_{instr}$  – систематическая (инструментальная) погрешность измерений.

При оценке погрешностей измерений коэффициент Стьюдента выбирался при доверительной вероятности  $\alpha_{cc} = 0,95$  [306].

Относительная случайная погрешность прямых измерений [306]:

$$\varepsilon_{\bar{x}} = \frac{\Delta \bar{x}_{ran}}{\bar{x}} \cdot 100\%. \quad (2.17)$$

Температура, толщина слоя жидкости, напряжение и ток установлены по результатам прямых измерений. Плотность теплового потока, площадь поперечного сечения термосифона, термическое сопротивление ТС и скорость движения жидкости в режиме термогравитационной конвекции измерены косвенным путем (рассчитаны при измерении других величин  $y = f(x_1, x_2, \dots, x_m)$ ). Абсолютная случайная погрешность косвенных измерений величины  $y$ , в которую входит  $m$  независимых величин, рассчитывалась по выражению [306]:

$$\Delta \bar{y}_{ran} = \sqrt{\sum_{i=1}^m \left( \frac{\partial y}{\partial x_i} \Delta \bar{x}_{ran, i} \right)^2}. \quad (2.18)$$

Относительная случайная погрешность косвенных измерений [306]:

$$\varepsilon_{\bar{y}} = \frac{\Delta \bar{y}_{ran}}{\bar{y}} \cdot 100\%. \quad (2.19)$$

В таблице 2.12 представлены случайные погрешности выполненных прямых и косвенных измерений.

Таблица 2.12 – Относительные случайные погрешности прямых и косвенных измерений

| Параметр  | Погрешность  |
|---|--------------|
| Температура ( $T$ ), К  | $\pm 6\%$    |
| Давление ( $p$ ), Па  | $\pm 8\%$    |
| Напряжение ( $U$ ), В   | $\pm 1\%$    |
| Ток ( $I$ ), А  | $\pm 1,5\%$  |
| Площадь поперечного сечения ( $F$ ), м <sup>2</sup>           | $\pm 1\%$    |
| Плотность теплового потока ( $q$ ), Вт/м <sup>2</sup>         | $\pm 2,5\%$  |
| Термическое сопротивление ( $R$ ), (К·м <sup>2</sup> )/Вт     | $\pm 11,5\%$ |
| Толщина слоя жидкости ( $h$ ), м                              | $\pm 3\%$    |
| Скорость движения жидкости ( $u$ ), м/с                       | $\pm 16\%$   |
| Массовая скорость испарения ( $W_e$ ), кг/(м <sup>2</sup> ·с) | $\pm 3\%$    |

Полученные относительные случайные погрешности прямых и косвенных измерений (таблица 2.12) можно считать приемлемыми, а результаты экспериментальных исследований в полной мере достоверными и обоснованными.

## Выводы по главе 2

1. Обоснован выбор конструктивного исполнения моделей термосифонов, диапазона основных варьируемых факторов: плотность теплового потока (от 0,04 до 2,60 кВт/м<sup>2</sup>), температура поверхности нагрева (от 313 до 493 К), вид теплоносителя (вода и этанол), степень заполнения испарителя (от 15 до 35%).

2. Разработаны новые методики проведения экспериментальных исследований теплопереноса и гидромеханики в термосифоне, отличающиеся от известных [254,304] возможностью регистрации давления и температур в характерных сечениях устройства, фото- и видеорегистрации процесса образования конденсата на нижней поверхности верхней крышки ТС, регистрации скорости движения жидкости в слое теплоносителя на нижней крышке ТС.

3. Разработаны экспериментальные установки для исследования процессов теплопереноса и гидромеханики в термосифонах цилиндрического и прямоугольного поперечного сечения в условиях подвода теплоты к нижней крышке при интенсивном испарении (без кипения) слоя жидкости в испарителе и охлаждения конденсатора воздухом.

4. В графической среде LabView разработана программа Virtual Instrument (VI), позволяющая регистрировать температуры и давление в термосифоне; рассчитывать количество выделенной нагревателем теплоты и плотность теплового потока, подведенного к нижней крышке ТС; записывать данные (температуры, давление, время) в таблицу программы Microsoft Excel.

5. Проведена оценка погрешностей измерений в экспериментальных исследованиях теплопереноса и гидромеханики в зоне испарения термосифонов при охлаждении конденсационной части в условиях естественной конвекции при комнатной температуре и при температурах, характерных для Крайнего Севера.

### ГЛАВА 3. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ОСНОВНЫХ ЗАКОНОМЕРНОСТЕЙ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОПЕРЕНОСА В ТЕРМОСИФОНЕ

Установить режим работы термосифона можно по его температурному полю, вычисленному либо с помощью сложных математических моделей, которые основаны на системе уравнений Навье-Стокса и энергии [77,251,252], либо в среде специализированных пакетов программ типа Ansys Fluent [63,80–84]. Целью диссертационного исследования является разработка более простой модели, не предполагающей использование пакетов программ типа Ansys Fluent и не требующей решения системы уравнений Навье-Стокса. Для полного физического описания процесса переноса теплоты и верификации такой модели необходимы экспериментальные данные по скоростям движения теплоносителя и распределениям температур в термосифоне. Также эти данные необходимы при определении массовых скоростей испарения/конденсации, коэффициентов теплоотдачи в испарителе/конденсаторе [191,307,308].

Известны (например, [27]) распределения температур по высоте термосифона на внешней поверхности корпуса. Вследствие высокой теплопроводности материала корпуса (интенсивного перетока теплоты по корпусу за счет кондукции) этих результатов недостаточно для полного анализа процессов (фазовые переходы в зонах испарения и конденсации, теплопроводность и конвекция в паровом канале) теплопереноса в термосифоне. Из-за сложности герметизации корпуса ТС измерения распределения температур в его внутренней полости проводились редко [31,32,38,46,51]. Зарегистрированные в [31,32,38,46,51] температуры в испарителе превышали  $T$  кипения теплоносителя. Поэтому основной задачей экспериментов, проведенных автором диссертации, являлось установление распределения температуры по высоте (на оси симметрии) термосифона при интенсивном испарении теплоносителя (без кипения) на его нижней крышке и охлаждении конденсатора в условиях естественной конвекции.

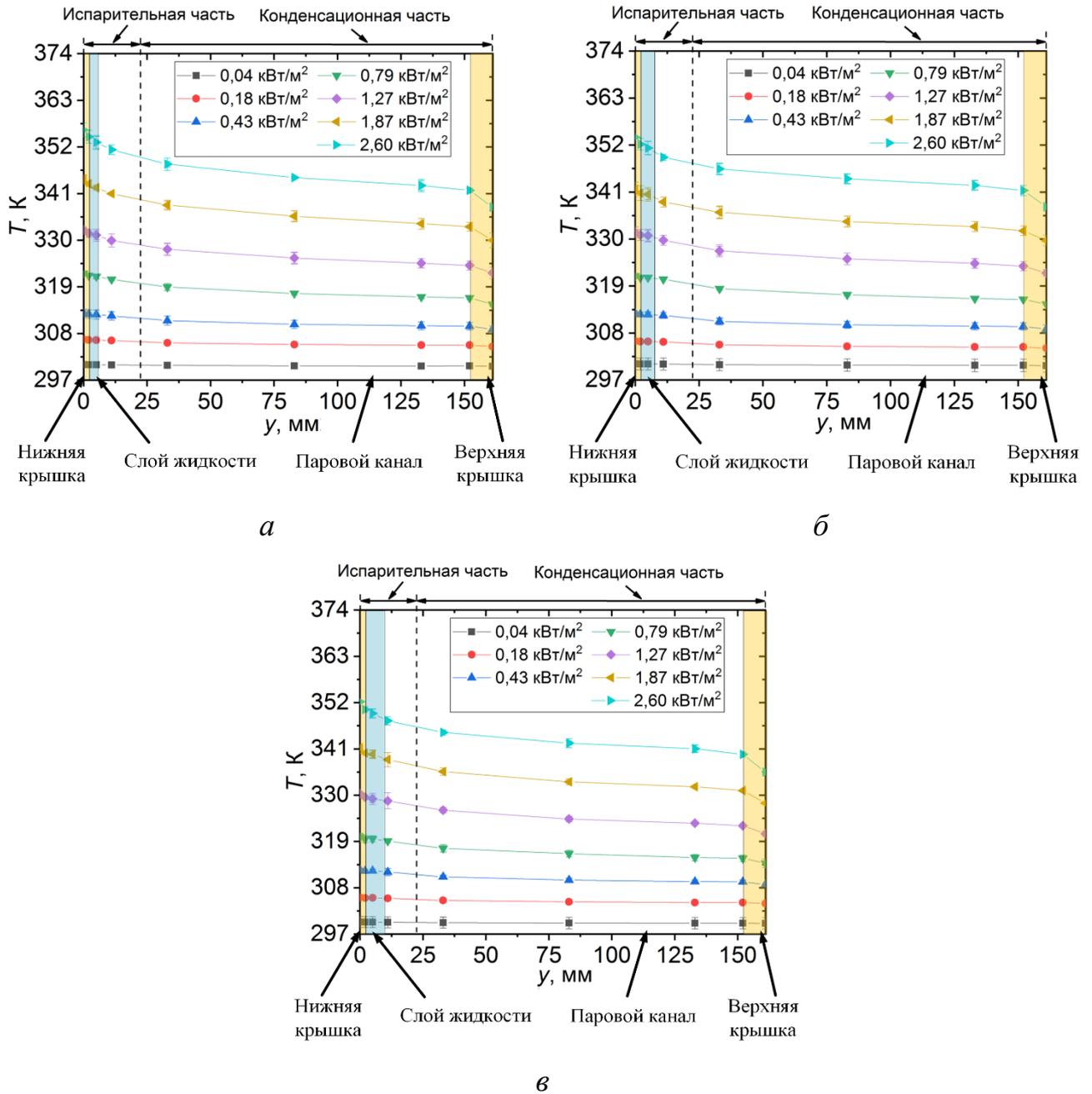
В третьей главе представлены результаты экспериментальных исследований [278] распределения температуры в паровом канале и в слоях теплоносителя по высоте цилиндрического термосифона (раздел 3.1). На нижней поверхности нижней крышки последнего задавались плотности теплового потока (от 0,04 до 2,60 кВт/м<sup>2</sup>) и температуры (от 313 до 393 К), характерные для группы типичных тепловыделяющих устройств и блоков теплонагруженного оборудования [15,255–265,275]. Проведены экспериментальные исследования [277] процессов теплопереноса в термосифоне прямоугольного поперечного сечения при охлаждении конденсатора воздухом с температурой (275-283 К), характерной для районов Крайнего Севера (раздел 3.2). Установлена [299] скорость движения жидкости в условиях, характерных для нижней крышки типичного термосифона: при нагреве нижней поверхности слоя и испарении с его верхней поверхности (раздел 3.3).

Целью экспериментов являлось обоснование сформулированной гипотезы о том, что интенсивность процессов теплопереноса в термосифоне зависит в основном от интенсивности процессов теплопереноса в испарителе.

### **3.1 Основные характеристики процессов теплопереноса в цилиндрическом термосифоне**

#### **3.1.1 Распределение температуры по высоте термосифона в условиях интенсивного испарения теплоносителя (без кипения) на его нижней крышке**

На рисунке 3.1 показаны экспериментально зарегистрированные распределения температур по высоте термосифона в условиях заполнения испарителя на 15, 25, 35% и нагрева нижней крышки термосифона (плотность теплового потока от 0,18 до 2,60 кВт/м<sup>2</sup>) [278].



Степень заполнения  $\varepsilon_e$ , %: а – 15, б – 25, в – 35

Рисунок 3.1 – Распределения температур по высоте ТС

Установлено (рисунок 3.1), что в квазистационарном режиме работы термосифона круглого поперечного сечения в условиях роста степени заполнения испарителя от 15 до 35% происходит уменьшение температур (на 1-4 К), регистрируемых в характерных сечениях (11, 33, 83, 133, 152, 161 мм, рисунок 2.4). Это можно объяснить тем, что с уменьшением степени заполнения испарителя «квазидинамическое» равновесие [309] между жидкостью и паром достигается

быстрее по причине более интенсивного прогрева жидкости в испарителе. Под квазидинамическим равновесием в ТС [309] следует понимать условия, при которых масса жидкости, испаряющейся с поверхности раздела фаз «жидкость-пар», равна массе жидкости, возвращающейся в виде конденсата, стекающего по внутренней боковой поверхности корпуса термосифона.

Стоит отметить, что меньшим температурам теплоносителя в испарителе соответствовали и более низкие температуры пара в конденсаторе (рисунок 3.1). Из рисунка 3.1 видно, что в условиях квазидинамического равновесия в диапазоне плотности тепловых потоков от 0,04 до 2,60 кВт/м<sup>2</sup> перепады температур в испарительной и конденсационной частях не превышали 6,5 К и 12 К, соответственно. Перепад температуры по зоне транспорта пара не превышал 13 К.

Анализ результатов (рисунок 3.2) дает основания для вывода о том, что с ростом степени заполнения (толщины слоя жидкости в испарителе) температуры нижней крышки (сечения 0 и 2 мм), а также жидкости в сечении  $y = 5,3$  мм уменьшаются [278]. Снижение температуры обусловлено тем, что конвекция в слое воды интенсифицируется. Рост  $h$  приводит к большему перепаду температуры по толщине слоя жидкости, что интенсифицирует движение охлажденных верхних слоев вниз, а нижних (более нагретых) вверх.

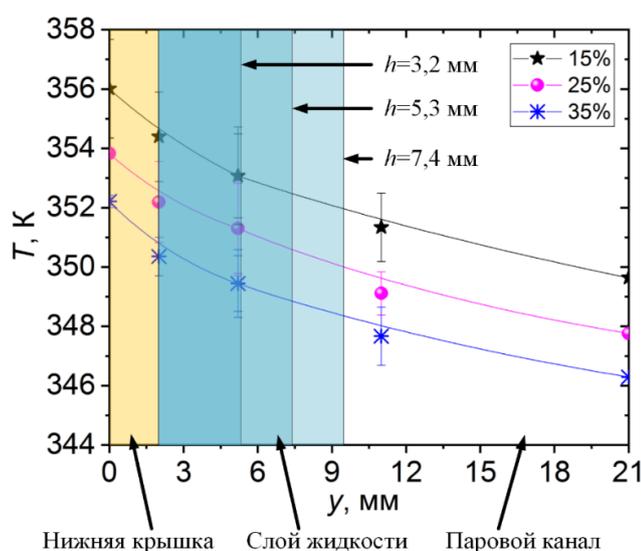


Рисунок 3.2 – Распределения температур в термосифоне по координате, совпадающей с его осью симметрии при  $q = 2,60$  кВт/м<sup>2</sup>

На основании результатов (рисунки 3.1–3.2) экспериментов сформулирована гипотеза о том, что интенсивность процессов (фазовые переходы в зонах испарения и конденсации, теплопроводность и конвекция в паровом канале) теплопереноса в термосифоне зависит, в первую очередь, от интенсивности теплопереноса в слое теплоносителя на нижней крышке и на свободной поверхности этого слоя.

На рисунке 3.3 приведены зависимости термического сопротивления ТС от плотности теплового потока.

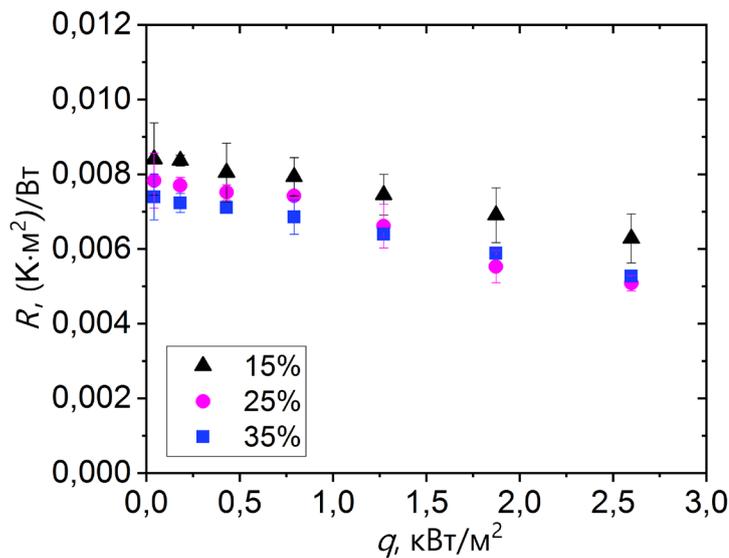


Рисунок 3.3 – Зависимости термического сопротивления ТС от плотности теплового потока

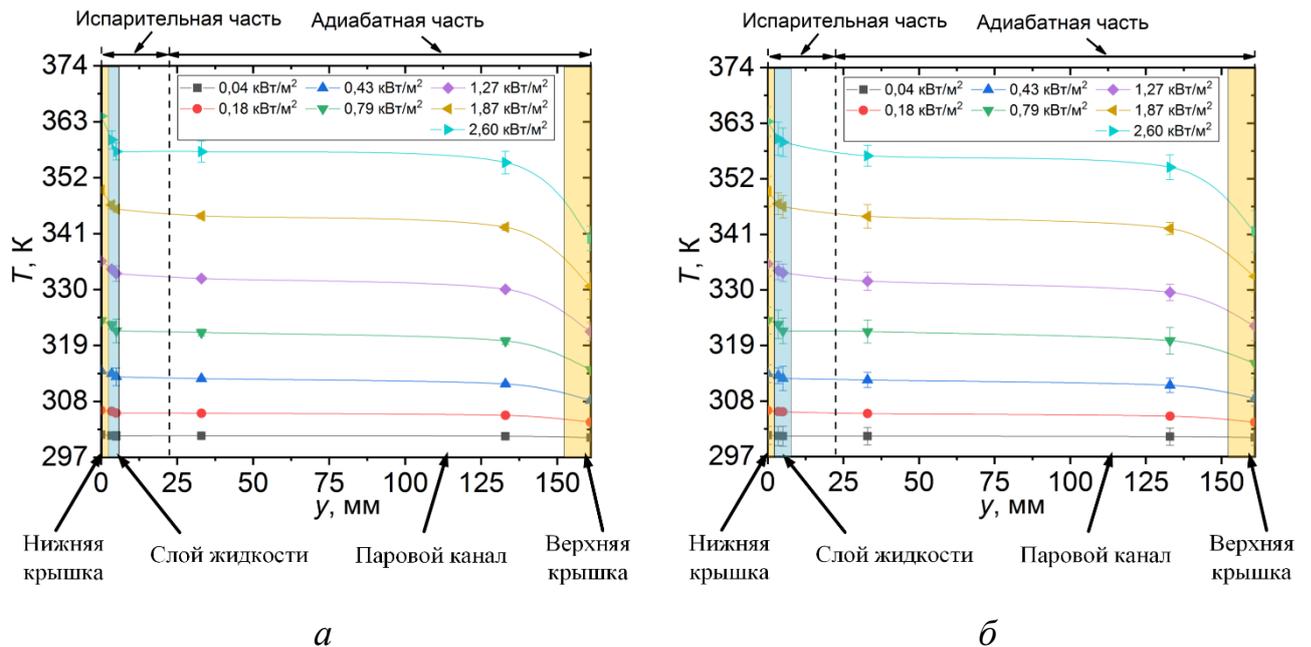
Установлено (рисунок 3.3), что с ростом плотности теплового потока от 0,04 до 2,60 Вт/м<sup>2</sup> термические сопротивления уменьшились от  $(7,4-8,4) \cdot 10^{-3}$  до  $(5,1-6,3) \cdot 10^{-3}$  (К·м<sup>2</sup>)/Вт (на 25-35%). С ростом плотности теплового потока слой жидкости на нижней крышке ТС испарялся интенсивнее, и скорость оттока пара с межфазной поверхности увеличилась. Последнее привело к уменьшению перепада температуры по высоте термосифона и уменьшению термического сопротивления ТС, соответственно.

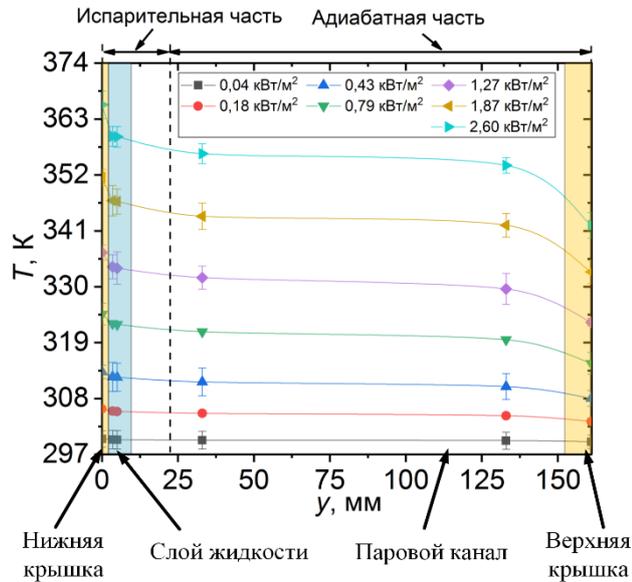
В диапазоне плотностей теплового потока от 0,04 до 2,60 кВт/м<sup>2</sup> при  $\varepsilon_e = 15\%$  термическое сопротивление на 7-20% выше, чем при заполнения испарителя на 25 и 35%. При  $\varepsilon_e = 25\%$  и  $\varepsilon_e = 35\%$  термические сопротивления ТС не отличались

друг от друга в пределах погрешности проведенных экспериментов. Сделан вывод о том, что при степени заполнения испарительной части ТС равной или выше минимально необходимой ( $\varepsilon_e \geq 25\%$ ) термосифон работает эффективнее, чем при  $\varepsilon_e < 25\%$ .

### 3.1.2 Влияние теплоизоляции боковых поверхностей термосифона на распределение температуры по его высоте

На рисунке 3.4 приведены типичные, установленные в экспериментах, распределения температур по высоте теплоизолированного ТС (теплота подводилась к нижней крышке, а отводилась только с верхней крышки).





в

Степень заполнения водой  $\varepsilon_e$ , %: а – 15, б – 25, в – 35

Рисунок 3.4 – Распределения температур по высоте термосифона с теплоизолированными боковыми поверхностями

Установлено (рисунок 3.4), что при теплоизоляции боковых поверхностей термосифона уменьшились перепады температуры по паровому каналу (в термосифоне с теплоизолированными боковыми поверхностями перепад температуры между сечениями  $y = 33$  мм и  $y = 133$  мм не превышал 2,3 К, а при отсутствии слоя теплоизоляции  $\Delta T$  составлял 5,1 К). Температуры по высоте термосифона увеличились (не более чем на 14 К), соответственно, процессы теплопереноса во внутренней полости теплоизолированного термосифона реализовывались интенсивнее.

### 3.1.3 Анализ критериев эффективности работы термосифона

Характеристиками процессов теплопереноса в термосифоне являются критическая плотность теплового потока (предельная теплопередающая способность) ( $q_{cr}$ ) [138], «к.п.д. термосифона» ( $\eta$ ) [139,143], эффективная теплопроводность ( $\lambda_{eff}$ ) [140], термическое сопротивление ( $R$ ) [141], коэффициент

теплоотдачи в испарителе ( $\alpha_e$ ) и конденсаторе ( $\alpha_c$ ) [142], температурные поля ( $T = f(y)$ ) [73].

При тепловых потоках высокой плотности, превышающих предельную теплопередающую способность  $q_{cr}$  термосифона, испаритель осушается, что приводит к аварийному режиму и разрушению ТС. Для безаварийного режима работы ТС плотность теплового потока должна быть меньше критической величины ( $q < q_{cr}$ ). Величина критической плотности теплового потока ТС используется при определении минимальной степени заполнения испарителя или в тепловых расчетах при выборе отношения площадей участков подвода и отвода теплоты. Термическое сопротивление термосифона является обратной величиной эффективной теплопроводности и зависит от теплообмена в испарительной и конденсационной частях ( $R = R_e + R_c = 1/(\alpha_e \cdot F_e) + 1/(\alpha_c \cdot F_c)$ ). Поэтому в качестве критериев эффективности работы термосифона приняты термическое сопротивление и «к.п.д. термосифона» [143]. По зарегистрированным распределениям температур по высоте ТС (рисунки 3.1 и 3.4) выполнен анализ закономерностей процессов теплопереноса.

На рисунке 3.5 приведено сравнение термических сопротивлений термосифона в условиях присутствия теплоизоляционного слоя на внешней боковой поверхности и его отсутствия.

При  $\varepsilon_e = 25\%$  термическое сопротивление теплоизолированного термосифона в диапазоне плотностей теплового потока от 0,04 до 2,60 кВт/м<sup>2</sup> меньше (не более чем на 13%), чем при  $\varepsilon_e = 15\%$  и  $\varepsilon_e = 35\%$ . Различия в  $R$  при трех степенях заполнения незначительны (отклонения в пределах погрешности измерений).

Термическое сопротивление теплоизолированного термосифона (рисунок 3.5) в диапазоне плотностей теплового потока от 0,04 до 2,60 кВт/м<sup>2</sup> на 46-88% выше, чем  $R$  нетеплоизолированного термосифона. Сформулирован вывод о том, что отводимая теплоизолированным термосифоном теплота меньше, чем теплота, отводимая термосифоном без слоя теплоизоляции на его боковой поверхности.

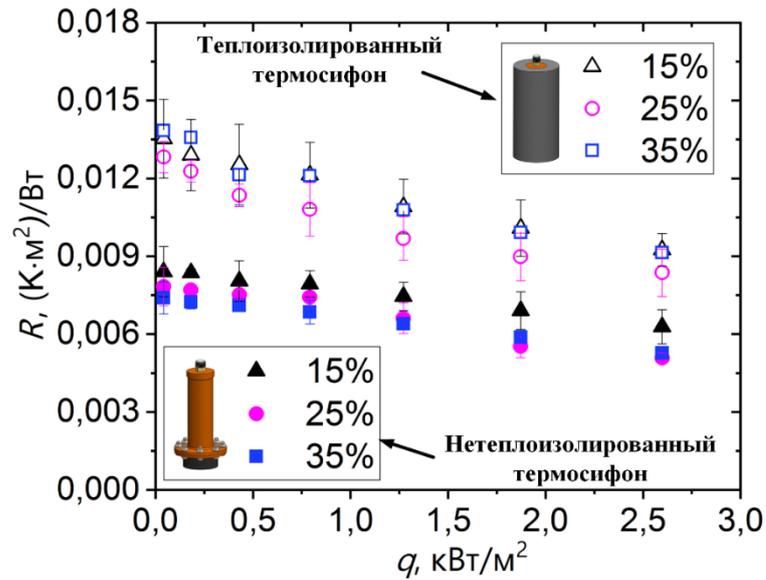


Рисунок 3.5 – Зависимости термического сопротивления ТС от плотности теплового потока

Известно [71,139,172,173], что эффективность работы термоцифона оценивается по коэффициенту, рассчитанному как отношение теплового потока, отводимого от конденсационной части, к тепловому потоку, подводимому к испарительной части ТС («к.п.д. термоцифона» [143]):

$$\eta = \frac{Q_{out}}{Q_{in}} \cdot 100\%, \quad (3.1)$$

где  $Q_{in}$  – тепловой поток, подводимый к испарительной части ТС, Вт;  $Q_{out}$  – тепловой поток, отводимый от конденсационной части ТС, Вт.

Тепловой поток, подведенный к нижней крышке термоцифона ( $Q_{in} = q_{in} \cdot F_{cov}$ ), изменялся в диапазоне от 0,050 до 3,103 Вт. Отведенный тепловой поток в термоцифоне без теплоизоляции парового канала определен по выражению:

$$Q_{out} = Q_{out,cov} + Q_{out,wall} + Q_{out,f,cov} + Q_{out,f,wall}, \quad (3.2)$$

где  $Q_{out,cov}$  – тепловой поток, отведенный от верхней крышки ТС, Вт;  $Q_{out,wall}$  – тепловой поток, отведенный от вертикальной поверхности конденсатора без фланцевого соединения, Вт;  $Q_{out,f,cov}$  – тепловой поток, отведенный от горизонтальной поверхности фланцевого соединения, Вт;

$Q_{out,f,wall}$  – тепловой поток, отведенный от вертикальной поверхности фланцевого соединения, Вт.

Тепловые потоки в выражении (3.2) определены по выражениям:

$$Q_{out,cov} = \alpha_{out,cov} \cdot (T_{out,cov} - T_{air}) \cdot F_{out,cov}, \quad (3.3)$$

$$Q_{out,wall} = \alpha_{out,wall} \cdot (T_{out,wall} - T_{air}) \cdot F_{out,wall}, \quad (3.4)$$

$$Q_{out,f,cov} = \alpha_{out,f,cov} \cdot (T_{out,f,cov} - T_{air}) \cdot F_{out,f,cov}, \quad (3.5)$$

$$Q_{out,f,wall} = \alpha_{out,f,wall} \cdot (T_{out,f,wall} - T_{air}) \cdot F_{out,f,wall}, \quad (3.6)$$

где  $\alpha_{out,cov}$  – коэффициент теплоотдачи с верхней крышки ТС, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $T_{out,cov}$  – температура верхней крышки ТС, К;  $F_{out,cov}$  – площадь верхней крышки ТС, м<sup>2</sup>;  $\alpha_{out,wall}$  – коэффициент теплоотдачи от вертикальной поверхности конденсатора без фланцевого соединения, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $T_{out,wall}$  – температура вертикальной поверхности конденсатора без фланцевого соединения, К;  $F_{out,wall}$  – площадь вертикальной поверхности конденсатора без фланцевого соединения, м<sup>2</sup>;  $\alpha_{out,f,cov}$  – коэффициент теплоотдачи с горизонтальной поверхности фланцевого соединения, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $T_{out,f,cov}$  – температура горизонтальной поверхности фланцевого соединения, К;  $F_{out,f,cov}$  – площадь горизонтальной поверхности фланцевого соединения, м<sup>2</sup>;  $\alpha_{out,f,wall}$  – коэффициент теплоотдачи от вертикальной поверхности фланцевого соединения, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $T_{out,f,wall}$  – температура вертикальной поверхности фланцевого соединения, К;  $F_{out,f,wall}$  – площадь вертикальной поверхности фланцевого соединения, м<sup>2</sup>;  $T_{air}$  – температура окружающего воздуха в стеклянном боксе, К.

Коэффициенты теплоотдачи в выражениях (3.3)-(3.6) определялись по числу Нуссельта [191]:

$$\alpha = \frac{\lambda_{air} \cdot \overline{Nu}_L}{L^*}, \quad (3.7)$$

где  $\lambda_{air}$  – коэффициент теплопроводности воздуха при температуре  $T_{air}$ , Вт/(м·К);  $\overline{Nu}_L$  – число Нуссельта;  $L^*$  – характерный размер, м.

Характерные размеры ( $L^*$ ) принимались следующими:

– для верхней крышки:  $L^* = d_{out}/4$  ( $d_{out}$  – внешний диаметр верхней крышки ТС);

– для вертикальной поверхности конденсатора без фланца:  $L^* = H_c^*$  ( $H_c^*$  – протяженность боковой поверхности конденсатора без фланцевого соединения);

– для горизонтальной поверхности фланцевого соединения:  $L^* = (d_{f,out}/4) - (d_{f,in}/4)$  ( $d_{f,out}$  и  $d_{f,in}$  – внешний и внутренний диаметры фланца);

– для вертикальной поверхности фланцевого соединения:  $L^* = H_f^*$  ( $H_f^*$  – протяженность фланцевого соединения).

Числа Рэлея определялись по выражениям [191]:

$$Ra_{out,cov} = \frac{\beta_{air} \cdot (T_{out,cov} - T_{air}) \cdot g \cdot L^{*3}}{\nu_{air} \cdot a_{air}}, \quad (3.8)$$

$$Ra_{out,wall} = \frac{\beta_{air} \cdot (T_{out,wall} - T_{air}) \cdot g \cdot L^{*3}}{\nu_{air} \cdot a_{air}}, \quad (3.9)$$

$$Ra_{out,f,cov} = \frac{\beta_{air} \cdot (T_{out,f,cov} - T_{air}) \cdot g \cdot L^{*3}}{\nu_{air} \cdot a_{air}}, \quad (3.10)$$

$$Ra_{out,f,wall} = \frac{\beta_{air} \cdot (T_{out,f,wall} - T_{air}) \cdot g \cdot L^{*3}}{\nu_{air} \cdot a_{air}}, \quad (3.11)$$

где  $\beta_{air}$  – коэффициент температурного расширения воздуха, 1/К;  $\nu_{air}$  – кинематическая вязкость воздуха, м<sup>2</sup>/с;  $a_{air}$  – коэффициент температуропроводности воздуха, м<sup>2</sup>/с.

По результатам анализа чисел Рэлея, определенных по выражениям (3.8)-(3.11), установлено, что режим течения окружающего воздуха у внешней поверхности корпуса термосифона – ламинарный ( $Ra_{out,cov} < 0,82 \cdot 10^3$ ;  $Ra_{out,wall} < 3,10 \cdot 10^6$ ;  $Ra_{out,f,cov} < 1,00 \cdot 10^3$ ;  $Ra_{out,f,wall} < 1,38 \cdot 10^3$ ).

Числа Нуссельта для ламинарного режима течения воздуха в зависимости от ориентации поверхности теплообмена определялись по выражениям:

– для горизонтальной поверхности [191]:

$$\overline{Nu}_L = 0,54 \cdot Ra^{1/4}, \quad (3.12)$$

– для вертикальной поверхности [310]:

$$\overline{Nu}_L = \left( 0,825 + \frac{0,387 \cdot Ra^{1/6}}{\left( 1 + \left( \frac{0,492}{Pr} \right)^{9/16} \right)^{8/27}} \right)^2, \quad (3.13)$$

где  $Pr$  – число Прандтля.

Результаты расчетов отведенной от термосифона теплоты приведены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Тепловые потоки, подведенные к нижней крышке термосифона и отведенные от внешней поверхности корпуса ТС

| $Q_{out,cov}$ , Вт | $Q_{out,wall}$ , Вт | $Q_{out,f,cov}$ , Вт | $Q_{out,f,wall}$ , Вт | $Q_{out}$ , Вт | $Q_{in}$ , Вт |
|--------------------|---------------------|----------------------|-----------------------|----------------|---------------|
| 0,002              | 0,024               | 0,018                | 0,004                 | 0,048          | 0,050         |
| 0,008              | 0,110               | 0,074                | 0,017                 | 0,209          | 0,217         |
| 0,019              | 0,270               | 0,169                | 0,037                 | 0,495          | 0,513         |
| 0,030              | 0,503               | 0,302                | 0,058                 | 0,893          | 0,946         |
| 0,050              | 0,812               | 0,475                | 0,097                 | 1,434          | 1,519         |
| 0,082              | 1,202               | 0,687                | 0,158                 | 2,129          | 2,237         |
| 0,110              | 1,653               | 0,931                | 0,214                 | 2,908          | 3,103         |

Отношение теплового потока, отводимого от конденсационной части, ( $Q_{out}$ ) к тепловому потоку, подводимому к испарительной части ТС, ( $Q_{in}$ ) составляло от 93 до 97% (таблица 3.1).

В условиях присутствия слоя теплоизоляции на внешней боковой поверхности корпуса термосифона теплота отводилась только с верхней крышки ( $Q_{out} = Q_{out,cov}$ ). Расчет отведенной теплоизолированным термосифоном теплоты выполнялся по выражению (3.3) в трех условиях:

- при  $T_{air}$ , измеренной термопарой в стеклянном боксе,  $Q_{out,cov}^*$ ;
- при  $T_{air} = 299 \pm 1$  К (в условиях отсутствия бокса),  $Q_{out,cov}^{**}$ ;

– при  $T_{air} = 299 \pm 1$  К и коэффициенте теплоотдачи от поверхности верхней крышки ТС, который рассчитывался в соответствии с условием полного отвода теплового потока, подведенного к нижней крышке ТС,  $Q^{***}_{out,cov}$ .

Результаты расчетов теплового потока, отведенного с верхней крышки теплоизолированного термосифона, приведены в таблице 3.2.

Таблица 3.2 – Тепловые потоки, подведенные к нижней крышке теплоизолированного термосифона и отведенные с верхней крышки

| $Q^*_{out,cov}$ , Вт | $Q^{**}_{out,cov}$ , Вт (при $T_{air} = 299 \pm 1$ К) | $Q^{***}_{out,cov}$ , Вт (при $T_{air} = 299 \pm 1$ К;<br>$\alpha = 22-53$ Вт/(м <sup>2</sup> ·К)) | $Q_{in}$ , Вт |
|----------------------|---|--|---------------|
| 0,001                | 0,011   | 0,050  | 0,050         |
| 0,003                | 0,041   | 0,217  | 0,217         |
| 0,015                | 0,100   | 0,513  | 0,513         |
| 0,035                | 0,198   | 0,946  | 0,946         |
| 0,059                | 0,316   | 1,519  | 1,519         |
| 0,134                | 0,487   | 2,237  | 2,237         |
| 0,150                | 0,653   | 3,103  | 3,103         |

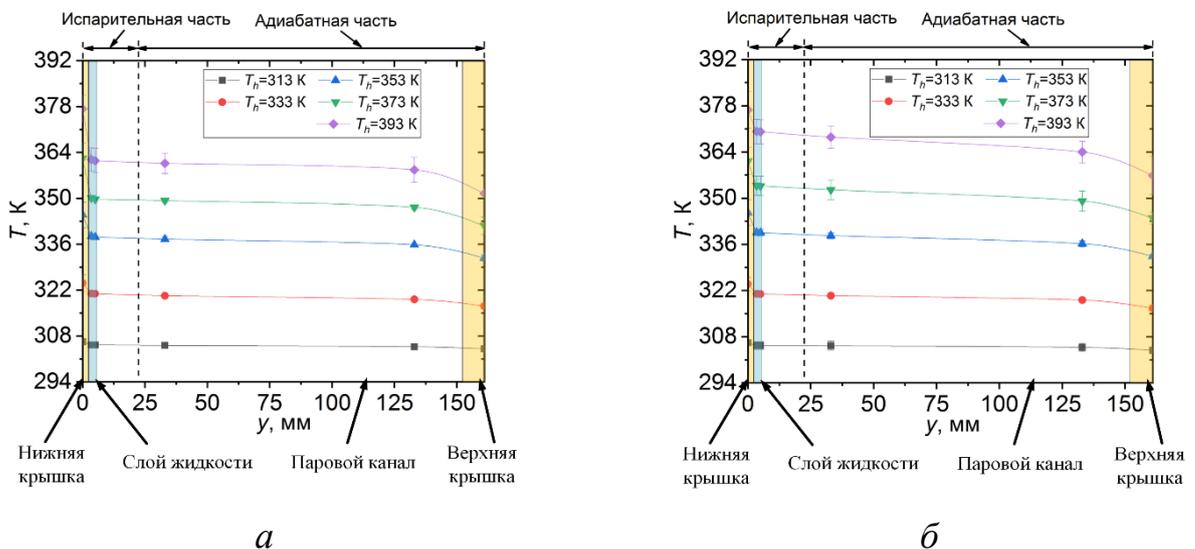
В первом случае (определение  $Q_{out,cov}$  по выражению (3.3) при  $T_{air}$ , измеренной термопарой в стеклянном боксе) отношение теплового потока, отводимого от конденсационной части, к тепловому потоку, подводимому к испарительной части ТС, не превышало 6%. Во втором случае (при  $T_{air} = 299 \pm 1$  К) «к.п.д. термосифона» [143] составлял от 19 до 23%. Третий случай соответствовал условиям отвода всей теплоты, подведенной к термосифону. Отвод подведенной к нижней крышке теплоизолированного термосифона теплоты в диапазоне от 0,050 до 0,217 Вт возможен при снижении температуры окружающего воздуха до 286 К. При тепловых потоках от 0,217 до 3,103 Вт целесообразно создать условия смешанной или вынужденной конвекции над верхней крышкой с коэффициентом теплоотдачи от 22 до 53 Вт/(м<sup>2</sup>·К) [311–316].

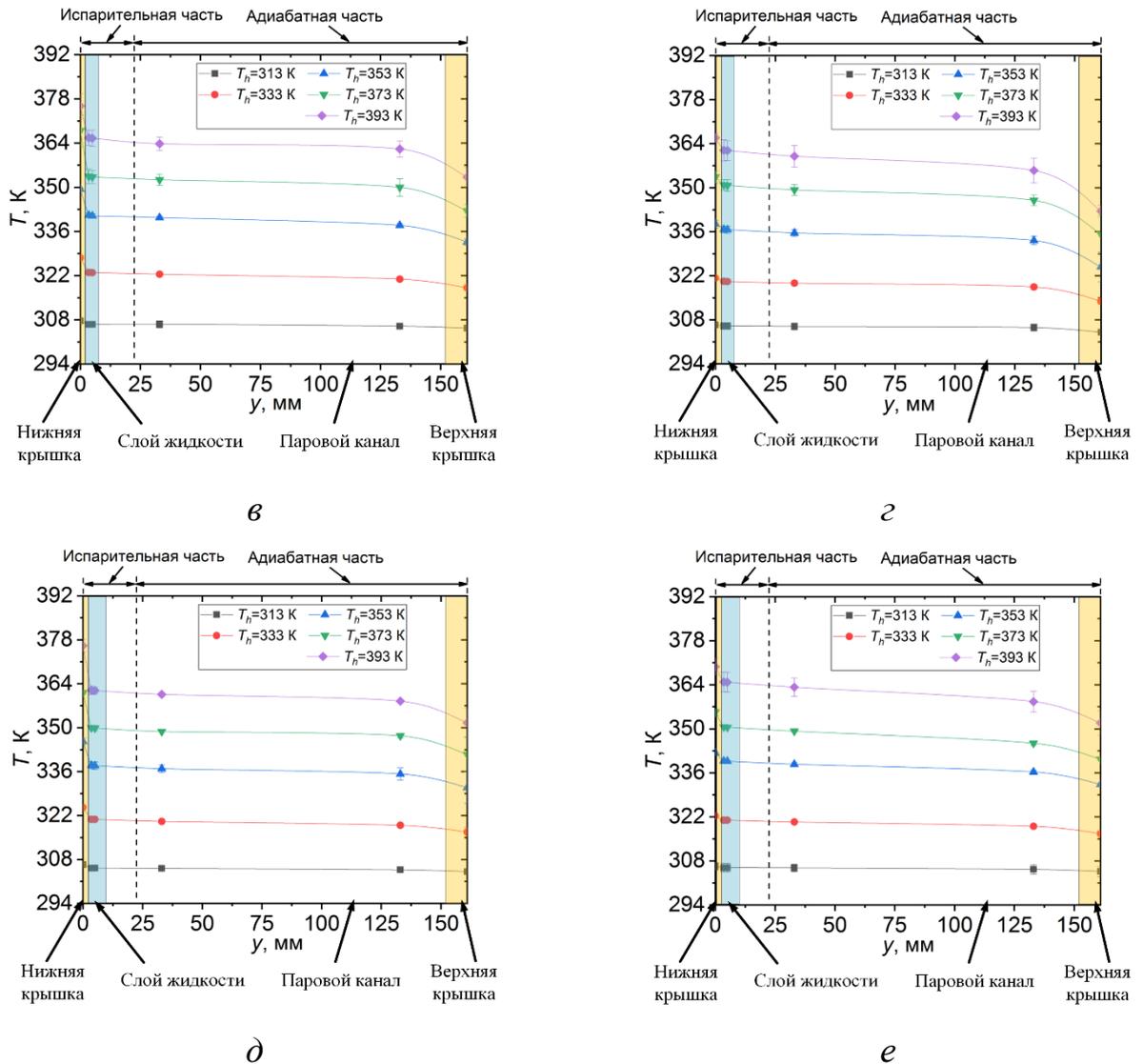
Установлено, что термосифон способен отводить теплоту с плотностью теплового потока, характерной для интегральных схем электронного оборудования (1,5-2,5 кВт/м<sup>2</sup>) [263], элементов газоохлаждаемых реакторов

(0,86-2,29 кВт/м<sup>2</sup>) [264], оборудования котельно-турбинного цеха ТЭЦ (0,21-2,5 кВт/м<sup>2</sup>) [317] в условиях интенсивного испарения теплоносителя на нижней крышке ТС. Также в этот диапазон входят максимально допустимые плотности теплового потока внешней поверхности обмоток трансформаторов – при естественном масляном охлаждении (1,20-1,40 кВт/м<sup>2</sup>) и при искусственной циркуляции масла (2,00-2,20 кВт/м<sup>2</sup>) [265]. Обоснована возможность практического применения термосифонов без кипящего теплоносителя на его нижней крышке в качестве саморегулируемого теплообменного аппарата (чем больше теплоты подводится к термосифону, тем более эффективно он работает).

### 3.1.4 Влияние вида теплоносителя на температуры в теплоизолированном термосифоне и в зоне охлаждения

На практике важно не только отвести теплоту от энергонасыщенного оборудования, но и обеспечить допустимые температуры поверхностей теплонагруженных устройств и приборов. На рисунке 3.6 приведены распределения температур по высоте теплоизолированного ТС, заполненного водой и этанолом, в условиях постоянной температуры поверхности нагревательного элемента.





Степень заполнения  $\varepsilon_e$ , %: *a*, *б* – 15, *в*, *г* – 25, *д*, *е* – 35

Рисунок 3.6 – Распределения температур по высоте теплоизолированного термосифона, заполненного водой (слева) и этанолом (справа)

Установлено (рисунок 3.6), что при  $\varepsilon_e = 25\%$  температуры в ТС, заполненном этанолом, ниже, чем температуры в ТС, заполненном водой. Последнее объясняется более интенсивной циркуляцией слоя этанола на нижней крышке ТС по сравнению с водой. При меньшей степени заполнения ( $\varepsilon_e = 15\%$ ) температуры этанола выше по сравнению с температурами воды. Сформулирована гипотеза о том, что из-за большой массы испарившегося этанола и, соответственно, высокой концентрации его паров у поверхности раздела «жидкость-пар» скорость оттока паров этанола с межфазной поверхности «жидкость-пар» значительно ниже, чем

скорость оттока паров воды. Последнее приводит к росту температур жидкости, пара и верхней крышки ТС, заполненного этанолом. При большей степени заполнения ( $\varepsilon_e = 35\%$ ) вид теплоносителя не влияет на распределения температуры по высоте ТС. Но температура нижней поверхности нижней крышки термосифона ниже при заполнении испарителя этанолом.

На рисунке 3.7 приведены зависимости давления в термосифоне ( $\varepsilon_e = 25\%$ ) от температуры поверхности нагрева.

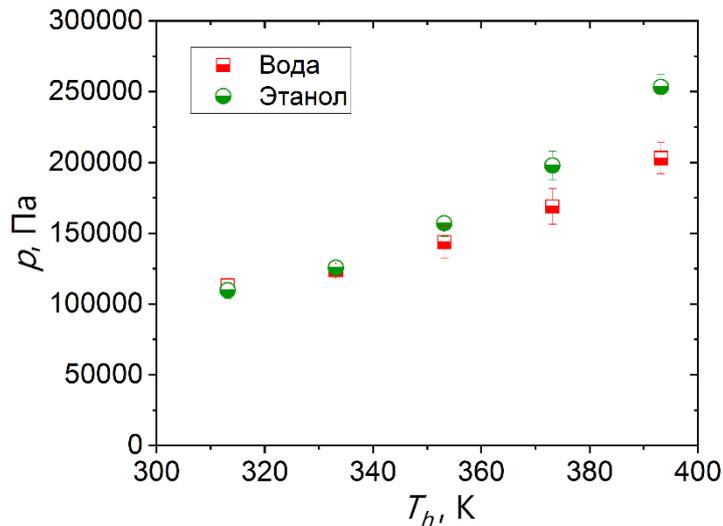
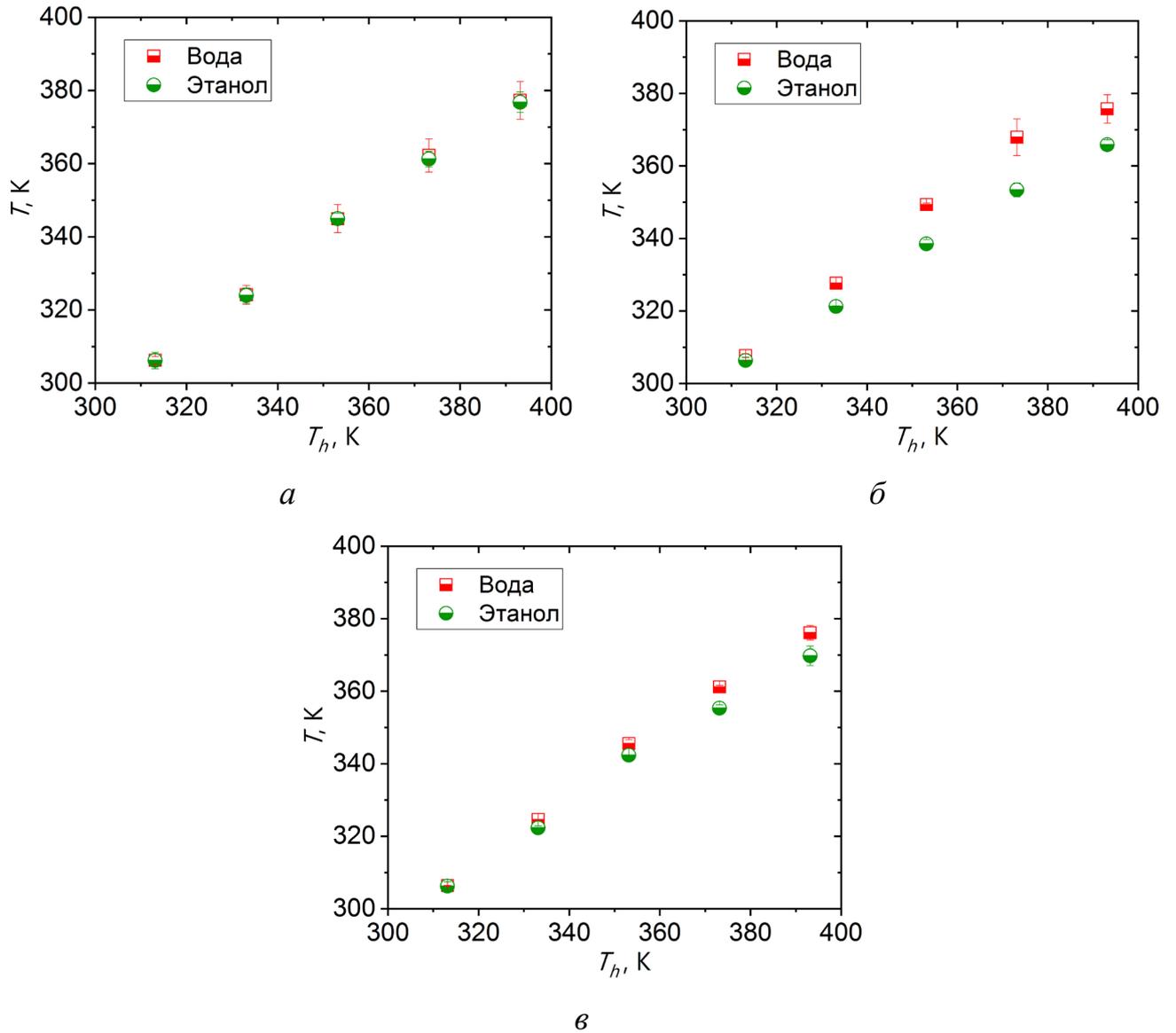


Рисунок 3.7 – Зависимости давления в термосифоне от температуры поверхности нагрева в условиях степени заполнения испарителя 25%

Анализ результатов (типичные приведены на рисунке 3.7) дает основания для вывода о том, что в экспериментах теплоноситель (вода, этанол) в термосифоне интенсивно испарялся без кипения.

Чтобы оценить возможность обеспечения допустимых температур поверхности типичного энергонасыщенного технического и технологического оборудования термосифоном, ниже представлены зависимости температур нижней поверхности нижней крышки ТС от заданных  $T_h$  поверхности нагрева (рисунок 3.8).



Степень заполнения  $\epsilon_e$ , %: *a* – 15, *б* – 25, *в* – 35

Рисунок 3.8 – Зависимости температур нижней поверхности нижней крышки ТС от заданных  $T_h$  поверхности нагрева

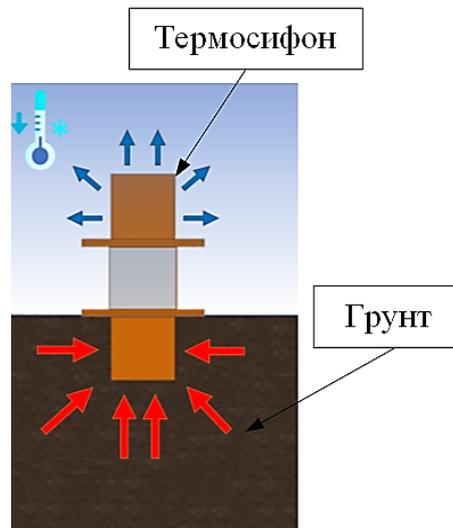
Установлено (рисунок 3.8), что при  $\epsilon_e = 15\%$  термосифон может снизить температуру поверхности теплонагруженного устройства на 7-17 К при заполнении как водой, так и этанолом. В условиях заполнения испарительной части этанолом на 25-35% термосифон работает эффективнее, чем с при заполнении водой. Температуру поверхности нагрева можно уменьшить от 393,2 до 375,7 К при заполнении испарителя на 25% водой или до 365,9 К при использовании этанола в качестве теплоносителя ( $\epsilon_e = 25\%$ ).

Выполненные эксперименты показали, что отвод удельных тепловых потоков в диапазоне от 0,18 до 2,60 кВт/м<sup>2</sup> от поверхностей тепловыделяющих устройств и блоков теплонагруженного оборудования возможен термосифоном при интенсивном испарении теплоносителя (без кипения) на его нижней крышке и охлаждении конденсатора в условиях естественной конвекции. Но для повышения эффективности работы теплоизолированного по боковой поверхности термосифона целесообразно создать условия смешанной или вынужденной конвекции над верхней крышкой с коэффициентом теплоотдачи от 22 до 53 Вт/(м<sup>2</sup>·К). Установлено, что вероятность перегрева или возгорания теплообменного оборудования вследствие высоких температур его поверхности зависит от вида теплоносителя и степени заполнения им испарителя ТС. Так, например, в диапазоне температур поверхности теплонагруженного оборудования от 313 до 393 К работа термосифона эффективнее при заполнении испарителя на 25% этанолом по сравнению с другими степенями заполнения ( $\varepsilon_e = 15\%$  и  $\varepsilon_e = 35\%$ ) или водой ( $\varepsilon_e = 15-35\%$ ). Сделан вывод о том, что от интенсивности теплопереноса в слое теплоносителя на нижней крышке и на свободной поверхности этого слоя зависит скорость испарения ( $W_e$ ), от которой, в свою очередь, зависит интенсивность теплофизических и гидродинамических процессов в паровом канале и на верхней крышке ТС. Сформулирована гипотеза о том, что интенсивность теплопереноса в термосифоне, характеризующаяся распределениями температур и скоростей испарения, зависит от процессов теплопроводности и конвекции в слое жидкости на нижней крышке ТС.

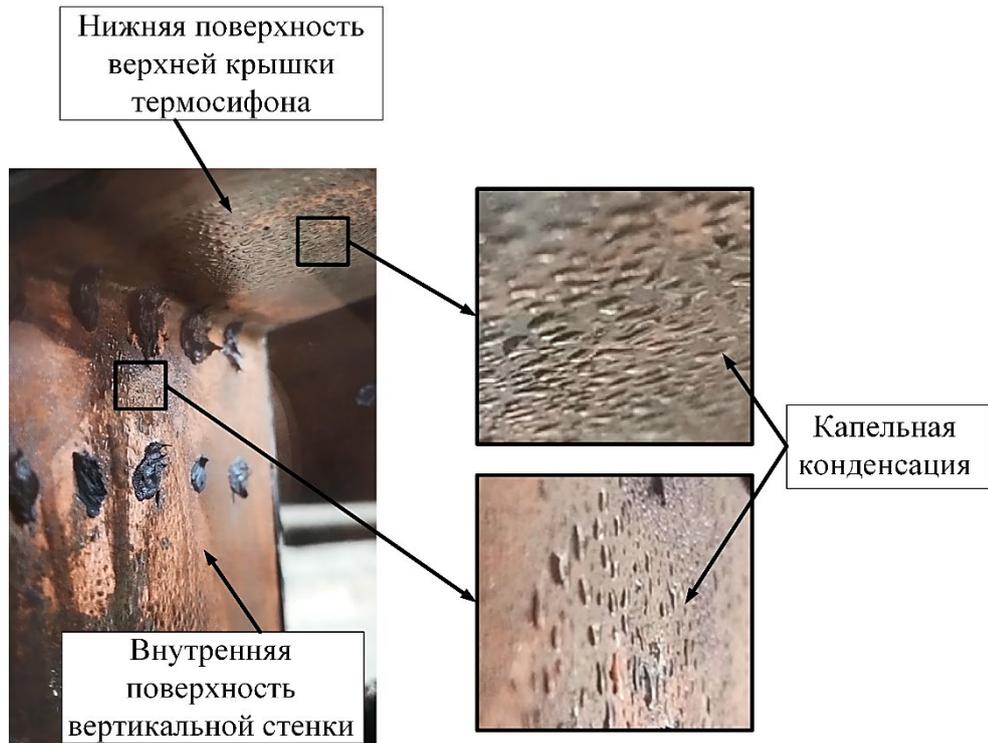
### 3.2 Основные характеристики процессов теплопереноса в термосифоне прямоугольного поперечного сечения при температурах, характерных для условий Крайнего Севера

#### 3.2.1 Распределение температуры по высоте термосифона в условиях отвода тепловой энергии от грунта

Первая серия экспериментов проводилась в условиях  $T_g > T_{air}$  (рисунок 3.9 *a*). Испарительная часть термосифона размещалась в грунте с температурой ( $T_g$ ), конденсационная часть в воздушной среде, скорость движения которой не превышала 1 м/с, а температура ( $T_{air}$ ) изменялась от 275 до 283 К. В таких условиях на верхней крышке и боковой поверхности конденсатора происходила капельная конденсация (рисунок 3.9) [277].



*a*



б

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

Рисунок 3.9 – Схема отвода теплоты от грунта и фотоизображения конденсата на поверхностях верхней крышки и парового канала

При  $T_g > T_{air}$  на участках парового канала в испарительной и транспортной части ТС конденсата образовывалось больше, чем на нижней поверхности верхней крышки.

По результатам выполненных серий экспериментов зарегистрированы распределения температур по высоте термосифона (рисунок 3.10) [277]. В таблице 3.3 приведена информация о температурах испарительной ( $T_{w,e}$ ), адиабатной ( $T_{w,a}$ ) и конденсационной ( $T_{w,c}$ ) секций, слоя жидкости на высоте 3 ( $T_1$ ) и 8,5 мм ( $T_2$ ) от нижней поверхности нижней крышки ТС, пара у поверхности слоя жидкости в испарителе ( $T_3$ ), пара вблизи поверхности раздела фаз в конденсаторе ( $T_8$ ), конденсата ( $T_9$ ).

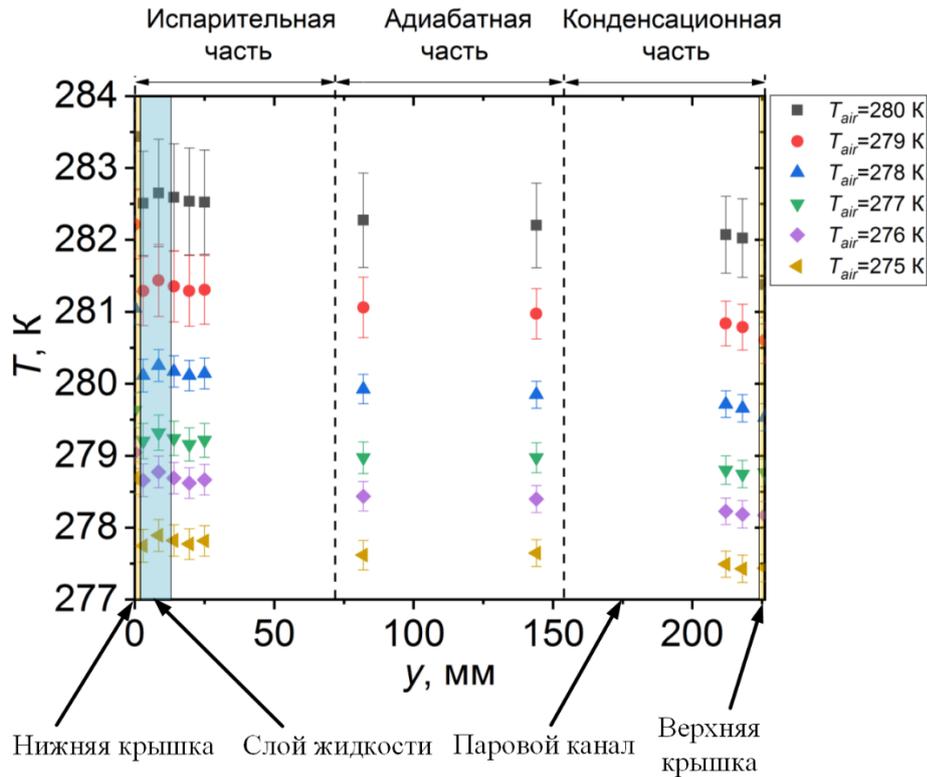


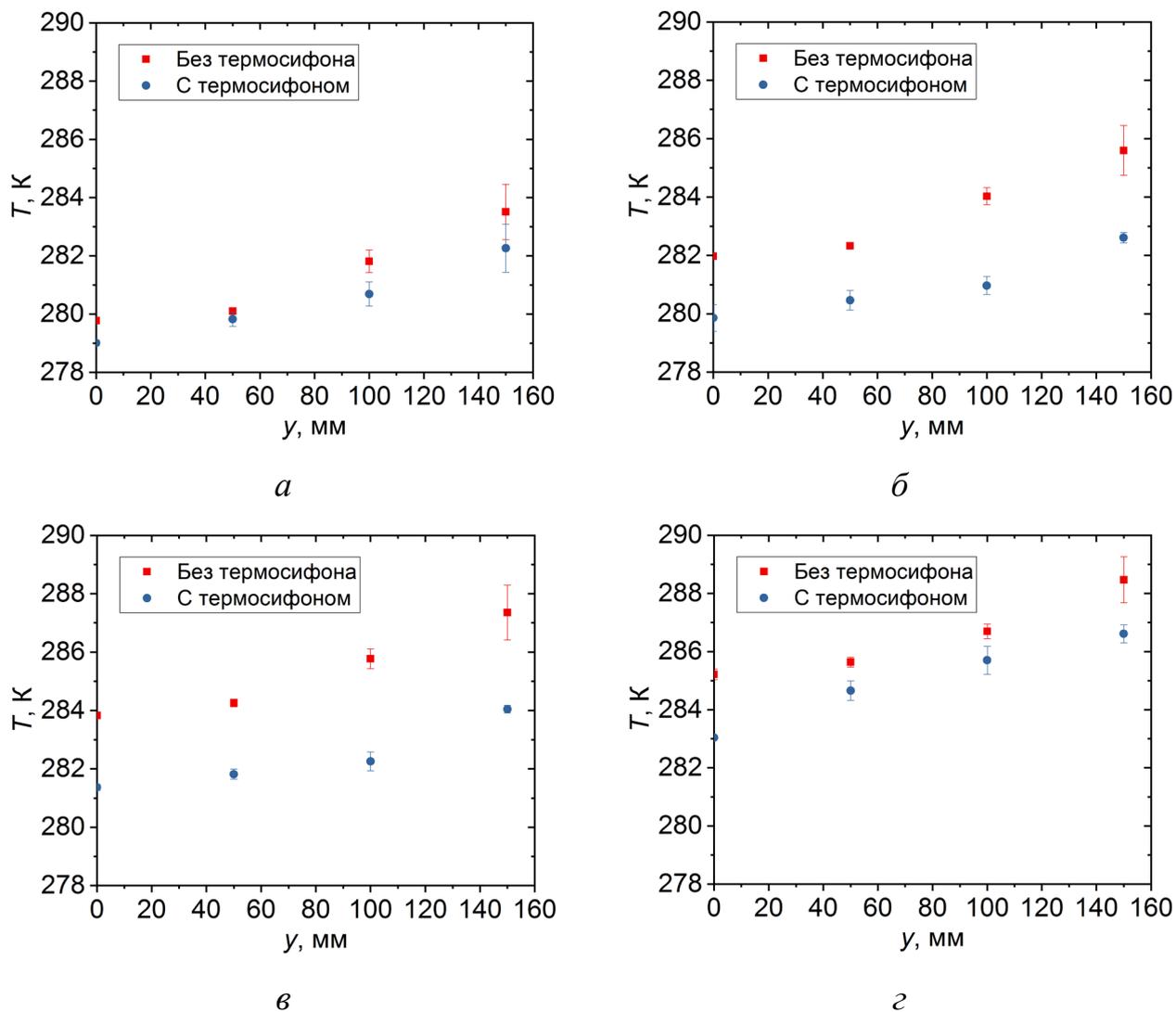
Рисунок 3.10 – Распределения температур по высоте термосифона при температуре поверхности нагрева  $T_h = 313$  К и температурах окружающей среды (воздуха) от 275 до 280 К

Таблица 3.3 – Характеристики процессов теплопереноса в ТС при разных температурах окружающей среды

|                   | $T_{w,e}$ , К | $T_{w,a}$ , К | $T_{w,c}$ , К | $T_1$ , К | $T_2$ , К | $T_3$ , К | $T_8$ , К | $T_9$ , К |
|-------------------|---------------|---------------|---------------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| $T_{air} = 275$ К | 278,7         | 277,6         | 276,8         | 277,8     | 277,9     | 277,9     | 277,5     | 277,5     |
| $T_{air} = 276$ К | 279,1         | 278,4         | 277,2         | 278,7     | 278,8     | 278,7     | 278,3     | 278,2     |
| $T_{air} = 277$ К | 279,7         | 278,9         | 278,0         | 279,3     | 279,4     | 279,3     | 278,9     | 278,8     |
| $T_{air} = 278$ К | 281,1         | 279,8         | 279,0         | 280,2     | 280,3     | 280,2     | 279,8     | 279,7     |
| $T_{air} = 279$ К | 282,3         | 281,0         | 280,0         | 281,3     | 281,5     | 281,4     | 280,9     | 280,8     |
| $T_{air} = 280$ К | 283,5         | 282,2         | 281,2         | 282,6     | 282,7     | 282,6     | 282,1     | 282,1     |

Анализ полученных результатов (рисунок 3.10 и таблица 3.3) показывает, что с ростом температуры воздуха, охлаждающего конденсационную часть термосифона, температура внутри термосифона увеличивается, но перепады температур по слою жидкости, транспортному участку, между конденсатом на верхней крышке и паром вблизи него практически не изменяются.

По результатам экспериментов также установлено (рисунок 3.11), что с ростом температуры окружающего воздуха от 277 до 283 К температура грунта увеличивалась на 5-5,5 К (без термосифона) и на 3,1-4 К (с термосифоном) [277].



Температура окружающего воздуха, К: *a* – 277, *б* – 279, *в* – 281, *г* – 283

Рисунок 3.11 – Распределения температур по слою грунта с термосифоном и без него

Рост температуры воздуха от 277 до 281 К приводит к росту температуры грунта. Поверхность испарителя термосифона нагревается до больших температур, интенсифицируются процессы теплопереноса в ТС. В таких условиях от грунта отводится больше теплоты, разница температур грунта для двух вариантов (с/без ТС) (рисунок 3.11 *a-в*) увеличивается. С ростом температуры воздуха

до 283 К скорость процесса конденсации паров теплоносителя на верхней крышке термосифона снижается (по сравнению с более низкими температурами воздуха). В таких условиях разница между температурами грунта с термосифоном и без него (рисунок 3.11 з) уменьшается. При увеличении температуры воздуха до условия  $T_g < T_{air}$  пар в конденсаторе перестает конденсироваться, прекращается циркуляция теплоносителя во внутренней полости ТС. В таких условиях разница между температурами грунта с термосифоном и без него минимальна.

Эксперименты показали, что работа термосифона обеспечивает охлаждение грунта на глубину, значительно превышающую глубину размещения термосифона в грунте. Так, например, при  $T_{air} = 277$  К температура на поверхности раздела «грунт-окружающая среда» уменьшилась на 0,8 К, а на глубине  $h = 150$  мм температура грунта уменьшалась на 1,2 К. При  $T_{air} = 283$  К температура на поверхности раздела «грунт-окружающая среда» уменьшилась на 2,2 К, а на глубине  $h = 150$  мм температура грунта уменьшалась на 3,1 К. Сделан вывод о том, что присутствие термосифона в слое грунта позволяет снизить его температуру не только в малой окрестности испарительной части, но и значительно глубже. Снижение температуры грунта и соответствующее увеличение его несущей способности, по данным [295], обеспечивают устойчивость инженерных сооружений, расположенных в условиях Крайнего Севера. По результатам проведенных серий экспериментов показана возможность работы СОТР на базе термосифона для термостабилизации грунта в полярных регионах при характерных для Крайнего Севера температурах грунта и окружающего воздуха с июня по сентябрь.

### **3.2.2 Распределение температуры по высоте термосифона в условиях отвода тепловой энергии от технологического оборудования**

При подводе теплоты от нагревательного элемента к нижней крышке термосифона и охлаждении в условиях свободной конвекции его конденсационной части воздухом с температурой от 275 до 283 К (рисунок 3.12) на нижней

поверхности верхней крышки зарегистрированы разные механизмы конденсации (рисунок 3.13 *а-г*) [277].

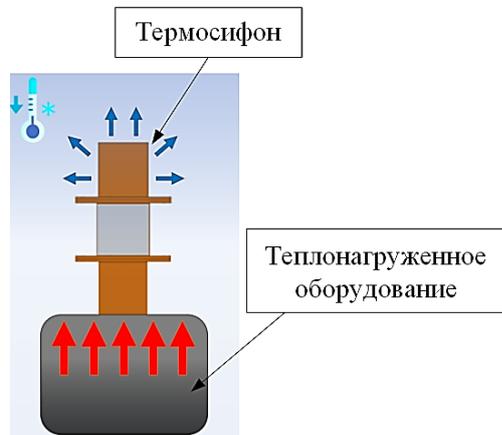
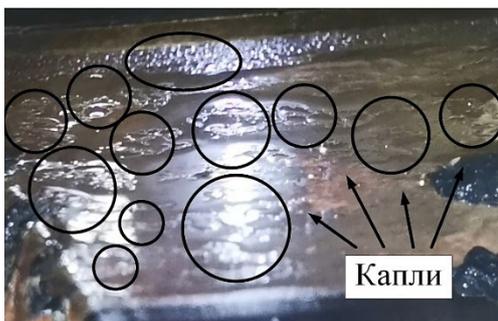
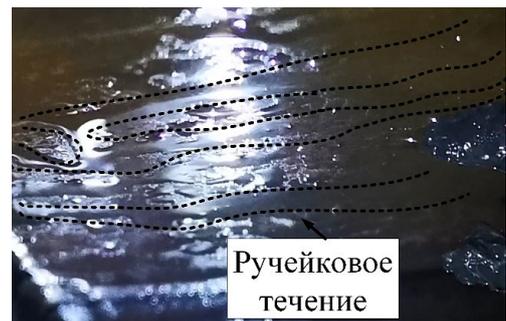


Рисунок 3.12 – Схематичное изображение условий подвода и отвода теплоты в термосифоне



*а*



*б*



*в*



*г*

Температура нагревательного элемента, К: *а* – 313, *б* – 333, *в* – 353, *г* – 373

Рисунок 3.13 – Фотоизображения нижней поверхности верхней крышки конденсатора при  $T_{air} = 278$  К в условиях подвода теплоты к испарителю от нагревательного элемента

Установлено (рисунок 3.13 *a*), что при температуре поверхности нагрева 313 К на нижней поверхности верхней крышки термосифона конденсат образуется в виде капель и ручейков. Толщина капель не превышает 1 мм, контактный угол меньше  $10^\circ$ . В отличие от результатов авторов [318,319], которые регистрировали капли сферической формы на нижней поверхности горизонтальной пластины, в проведенных экспериментах зарегистрированы капли полуэллипсоидной формы. Процесс конденсации паров этанола на верхней крышке термосифона аналогичен смачиванию и растеканию капель воды по гидрофильным поверхностям [320].

С ростом температуры поверхности нагрева от 313 до 353 К капли сливаются. Площадь смачивания увеличивается, толщина пленки конденсата уменьшается. Под действием силы тяжести конденсат этанола двигается в ручейковом режиме по верхней крышке и стекает по боковой поверхности конденсатора в транспортную, а затем в испарительную часть ТС. На рисунке 3.13 *б-в* видно, что в местах большого скопления капель ручейки сливаются в жидкие мостики, образуются локальные области сухой поверхности. В таких условиях эффективность работы термосифона увеличивается. Сухие пятна являются центрами образования капель конденсата, что ускоряет фазовый переход паров теплоносителя в жидкость на верхней крышке термосифона. При температуре поверхности нагрева  $T_h = 373$  К капли и ручейки конденсата сливаются в пленки (рисунок 3.13 *г*). Интенсивность теплообмена в конденсаторе уменьшается, так как пленка конденсата является дополнительным термическим сопротивлением.

По результатам экспериментов в диапазоне температур поверхности нагрева от 313 до 373 К выделены два режима конденсации: капельно-ручейковый и пленочно-ручейковый. Аналогичные результаты получены авторами [321] при проведении исследований тепло- и массообмена при конденсации бинарных паровых смесей. Отличительной особенностью результатов выполненных экспериментальных исследований от [232,273,322,323] являлось то, что конденсация реализовывалась на наклонной плоской поверхности верхней крышки, обращенной вниз. В [232,273,322,323] конденсация, в основном, изучалась на вертикально ориентированных поверхностях пластин и труб.

Перед экспериментом из термосифона откачивались неконденсирующиеся газы, в термосифоне присутствовали только пары этанола. Капельно-ручейковая и пленочно-ручейковая конденсации иллюстрируют абсолютное смачивание в этом случае поверхности верхней крышки ТС.

По результатам выполненных экспериментов установлены распределения температур по высоте термосифона (рисунок 3.14) [277].

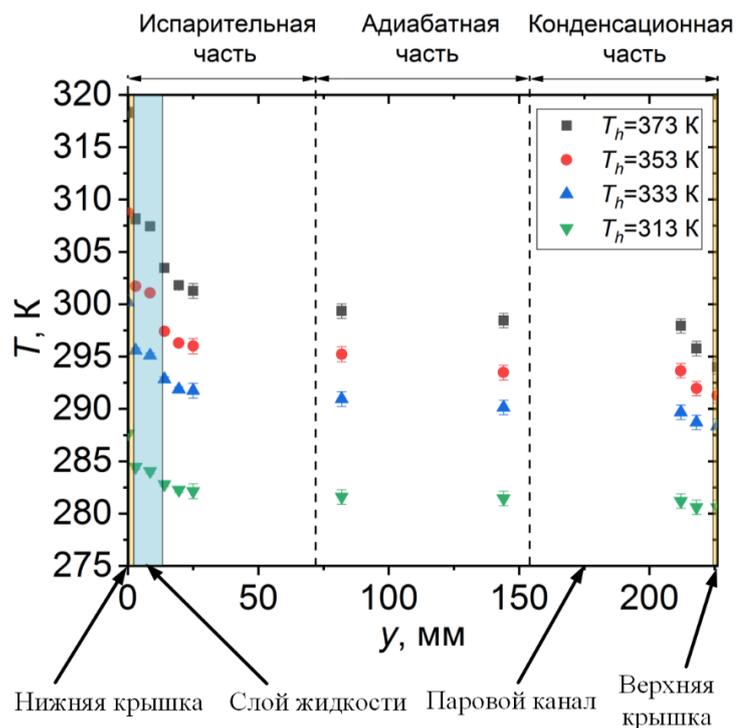


Рисунок 3.14 – Распределения температур по высоте термосифона при температуре окружающего воздуха  $T_{air} = 278$  К и температурах поверхности нагревательного элемента от 313 до 373 К

Значительный перепад температур в испарителе вызван условиями подвода теплоты к нижней крышке ТС (рисунок 3.14). В транспортной части перепад температуры парового канала незначителен (до 2 К). Так как температура верхней крышки ТС ниже температуры пара в конденсаторе, то на ней образовывался конденсат. При охлаждении конденсатора в условиях естественной конвекции вблизи верхней поверхности этой крышки зарегистрировано снижение температуры в паровом канале (у поверхности конденсации).

В таблице 3.4 приведены температуры испарительной ( $T_{w,e}$ ), адиабатной ( $T_{w,a}$ ) и конденсационной ( $T_{w,c}$ ) секций, слоя жидкости на высоте 3 ( $T_1$ ) и 8,5 мм ( $T_2$ ) от нижней поверхности нижней крышки ТС, пара у поверхности слоя жидкости в испарителе ( $T_3$ ), пара вблизи поверхности раздела фаз в конденсаторе ( $T_8$ ), конденсата ( $T_9$ ).

Таблица 3.4 – Характеристики процессов теплопереноса в ТС при  $T_{air} = 278$  К

|               | $T_{w,e}$ , К | $T_{w,a}$ , К | $T_{w,c}$ , К | $T_1$ , К | $T_2$ , К | $T_3$ , К | $T_8$ , К | $T_9$ , К |
|---------------|---------------|---------------|---------------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| $T_h = 313$ К | 287,7         | 281,6         | 280,6         | 284,5     | 284,1     | 282,9     | 281,2     | 280,6     |
| $T_h = 333$ К | 300,2         | 290,0         | 288,4         | 295,6     | 295,2     | 292,9     | 289,7     | 288,8     |
| $T_h = 353$ К | 308,8         | 293,3         | 291,3         | 301,8     | 301,2     | 297,5     | 293,7     | 292,0     |
| $T_h = 373$ К | 318,4         | 297,9         | 294,1         | 308,2     | 307,5     | 303,5     | 298,0     | 295,8     |

Анализ таблицы 3.4 показал, что значительный рост температуры поверхности нагревательного элемента приводит к небольшому повышению перепада температуры в слое жидкости ( $\Delta T_1$ ) на нижней крышке ТС. Последнее вызвано интенсификацией процесса теплопереноса в слое теплоносителя за счет термогравитационной конвекции с ростом  $T_h$ . Циркуляция теплоносителя обеспечивала перемешивание жидкости и снижение перепада температур по толщине слоя.

С ростом  $T_h$  от 313 до 353 К увеличивается перепад температур в паровом канале ТС от 0,1 до 1,7 К. При дальнейшем росте  $T_h$  от 353 до 373 К  $\Delta T_{v,ch}$  уменьшается до 0,9 К. Последнее вызвано интенсивным оттоком паров со свободной поверхности слоя жидкости на нижней крышке ТС. Теплота передавалась по транспортному участку ТРСТ с меньшим термическим сопротивлением за счет высокой скорости движения пара.

Термопарами зарегистрированы температуры конденсата ( $T_{cond,c}$ ) и пара ( $T_{v,c}$ ) вблизи поверхности раздела фаз. Разница этих температур также увеличивается с ростом  $T_h$ . Величины  $T_{cond,c}$  и  $T_{v,c}$  являются важными характеристиками при численном моделировании процесса конденсации в термосифоне, например, при расчете скорости конденсации по выражению Герца-Кнудсена [308].

Влияние температуры окружающего воздуха на распределение температур в термосифоне показано на рисунке 3.15 [277].

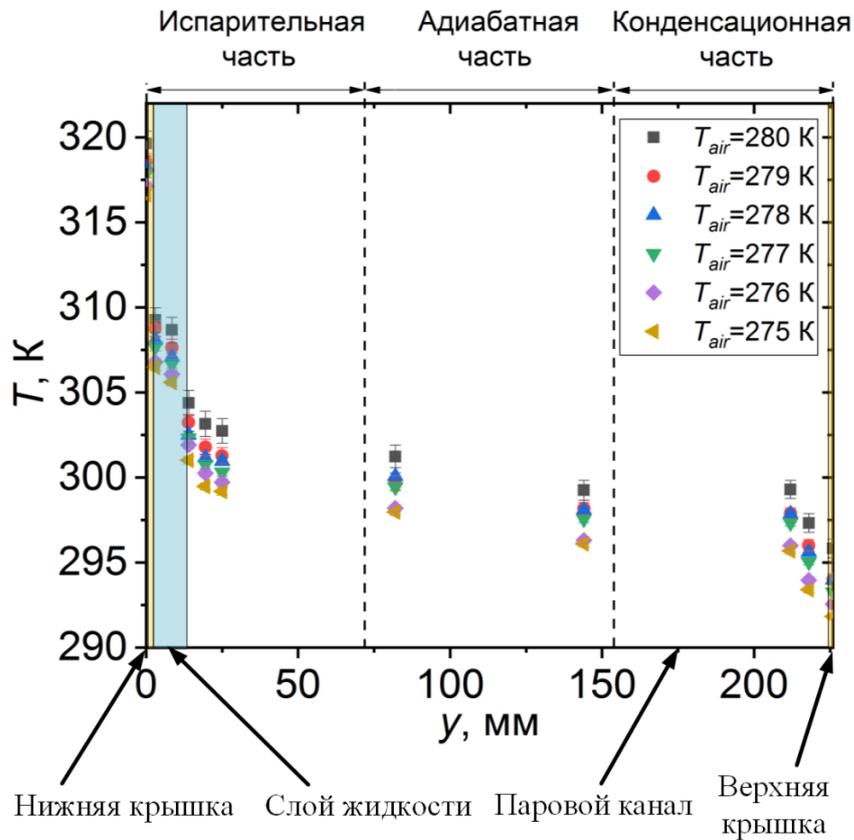


Рисунок 3.15 – Распределения температур по высоте термосифона при температурах окружающего воздуха от 275 до 280 К при  $T_h = 373$  К

Видно (рисунок 3.15), что с ростом температуры воздуха, охлаждающего конденсационную часть термосифона, от 275 до 280 К температура внутри термосифона увеличивается, но перепады температур по слою жидкости, транспортному участку, между конденсатом на верхней крышке и паром вблизи него не изменяются.

На рисунке 3.16 приведена типичная зависимость температуры поверхности нагревательного элемента, воспроизводящего условия работы теплонагруженного оборудования, от температуры окружающего воздуха при  $T_h = 373$  К [277].

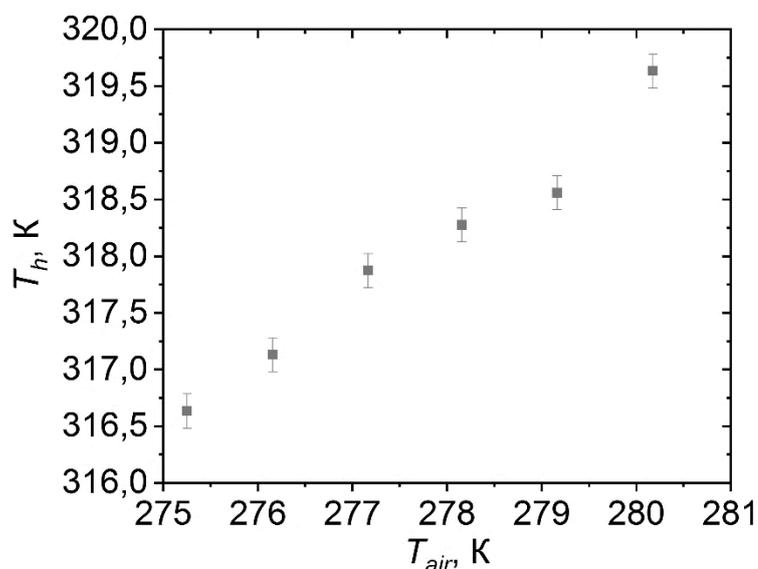


Рисунок 3.16 – Зависимость температуры поверхности нагревательного элемента, воспроизводящего условия работы теплонагруженного оборудования, от температуры окружающего воздуха при  $T_{h,init} = 373$  К

Установлено (рисунок 3.16), что термосифон прямоугольного поперечного сечения позволяет поддерживать регламентную температуру (318 К) поверхностей автоматических подогревателей природного, попутного и нефтяного газа ПТПГ-30 и ПГА-100, работающих в условиях Крайнего Севера при температуре наружного воздуха до 277,6 К. При  $T_{air} \geq 277,6$  К (например, в летнее время) целесообразно изменить условия работы термосифона: больший теплоотвод от конденсатора ТС (например, с помощью оребрения); другой теплоноситель с более низкой по сравнению с этанолом температурой кипения (например, хладагент-22). В общем случае применение термосифона (или СОТР на базе термосифона) позволяет значительно снизить температуру теплонагруженной поверхности оборудования до регламентных значений в аварийной ситуации.

Одной из основных задач диссертационного исследования являлось определение температур и перепадов  $T$  по высоте парового канала, так как экспериментальных данных по температурам внутри термосифонов мало [31,32,38,46,51]. Установлено, что перепад температуры в транспортном участке термосифонов круглого и прямоугольного поперечного сечения не превышает 5 К [275,324]. Это говорит о том, что в паровом канале характерное

время процессов теплопереноса намного меньше характерного времени процессов переноса теплоты в слое теплоносителя на нижней крышке. Представляется целесообразным более глубокое изучение процессов переноса теплоты именно в слое жидкости на нижней крышке термосифона.

### **3.3 Термогравитационная конвекция в слое жидкости на нижней крышке термосифона**

Оценка скорости движения жидкости в режиме термогравитационной конвекции в слое теплоносителя в условиях нагрева нижней поверхности и испарения со свободной поверхности этого слоя возможна с использованием объемных и планарных (плоскостных) оптических методов [325]. Объемные методы являются более трудоемкими, так как используют сложные алгоритмы обработки изображений, требующие значительных вычислительных мощностей и затрат, и дорогую систему регистрации трассеров. Планарными методами («Particle Image Velocimetry» (PIV) и «Particle Tracking Velocimetry» (PTV)) определяются продольная и поперечная компоненты скорости с использованием высокоскоростной кросскорреляционной камеры и лазера с высокой частотой повторения импульсов. Скорость движения жидкости в режиме термогравитационной конвекции в слое теплоносителя определялась методом, аналогичным методу PTV [326], с использованием относительно недорогого оборудования (источника света и видеокамеры, регистрирующей видеосигнал с частотой 30 кадров в секунду).

#### **3.3.1 Анализ распределения частиц (трассеров) в слое жидкости после агломерации**

В проведенных экспериментах трассеры – частицы оксида железа III ( $\text{Fe}_2\text{O}_3$ ) размером от 10 до 100 нм, объемной концентрацией не более 2% (об.) – при введении в жидкость частично агломерировали. Распределение частиц (трассеров)

в слое жидкости после агломерации (рисунок 3.17) зарегистрировано теньвым методом с использованием источника плоскопараллельного света, оптического полосового фильтра и видеокамеры [278]. С помощью программного обеспечения Wolfram Mathematica установлено (рисунок 3.17), что частицы  $\text{Fe}_2\text{O}_3$  агломерируют преимущественно до размеров от 30 до 90 мкм. Меньшие размеры трассеров ( $d_t < 30$  мкм) не зарегистрированы пакетом компьютерной алгебры из-за малого разрешения видеокадров (разрешающая способность видеокамеры составляла 1280 x 1024 пикселей).

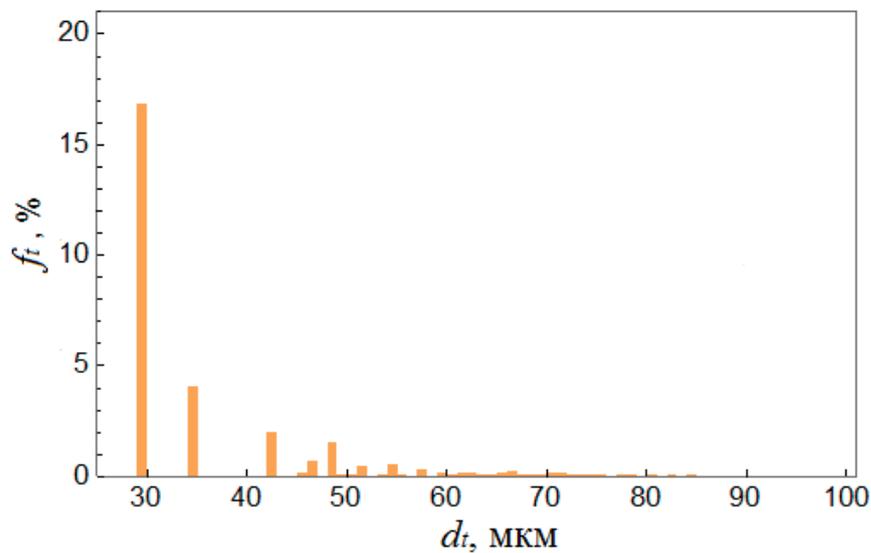


Рисунок 3.17 – Распределение объемной доли частиц-трассеров в слое жидкости по размерам

Известно [327], что частицы в слое жидкости под действием сил гравитации оседают при седиментационном числе меньше критического  $R_{s,cr} = 157,1$ . Седиментационное число определено как [327]:

$$Rs = \left( (\rho_t - \rho_l) \cdot C_0 \cdot g \cdot h^2 \right) / (S_0 \cdot \mu_l), \quad (3.14)$$

где  $\rho_t, \rho_l$  – плотность трассеров и жидкости, соответственно,  $\text{кг/м}^3$ ;  $C_0$  – объемное содержание частиц (в долях);  $g$  – ускорение свободного падения,  $\text{м/с}^2$ ;  $h$  – толщина слоя жидкости, м;  $S_0$  – скорость осаждения трассера (скорость падения частиц по Стоксу),  $\text{м/с}$ ;  $\mu_l$  – динамическая вязкость жидкости,  $\text{Па}\cdot\text{с}$ .

Скорость падения частиц по Стоксу [327]:

$$S_0 = (2 \cdot g \cdot (\rho_t - \rho_l) \cdot (d_t / 2)^2) / (9 \cdot \mu_l), \quad (3.15)$$

где  $d_t$  – размер трассера, м.

Результаты расчетов седиментационных чисел при нескольких толщинах слоев теплоносителя приведены в таблице 3.5 [299].

Таблица 3.5 – Седиментационные числа

| $h$ , мм | $R_s$          |                |
|----------|----------------|----------------|
|          | $d_t = 30$ мкм | $d_t = 90$ мкм |
| 3,2      | 4096           | 455            |
| 5,3      | 11236          | 1248           |
| 7,4      | 21904          | 2434           |

Величина  $(d_t/2)^2$  для трассеров с размерами от 30 до 90 мкм имеет значение  $10^{-9}$ - $10^{-10}$ , а  $(\rho_t - \rho_l)$  для воды и этанола –  $10^3$ . Поэтому скорости падения частиц по Стоксу в слое воды и этанола отличались не более чем на 5%, а седиментационные числа были одинаковы.

Из таблицы 3.5 видно, что седиментационные числа для рассматриваемых условий эксперимента существенно больше критического ( $R_{s,cr} = 157,1$ ). Следовательно, трассеры оксида железа III ( $Fe_2O_3$ ) размером до 90 мкм не оседают в слое дистиллированной воды или этанола толщиной до 7,4 мм. Трассеры таких размеров следуют линиям тока жидкости [328,329], которая по существу является гомогенной смесью (частицы оксида железа и воды находятся в тепловом равновесии, так как теплопроводность  $Fe_2O_3$  много больше теплопроводности воды). Термогравитационная конвекция, возникающая при нагреве нижней поверхности кюветы, также препятствует процессу седиментации частиц.

Выводы, сделанные на основании анализа седиментационных чисел, подтверждались визуальными наблюдениями. По результатам анализа теневых изображений (типичный видеокادر приведен на рисунке 3.18) установлено, что трассеры в течение всего эксперимента находились во взвешенном состоянии в рабочей жидкости и не оседали на верхней поверхности нижней крышки кюветы.

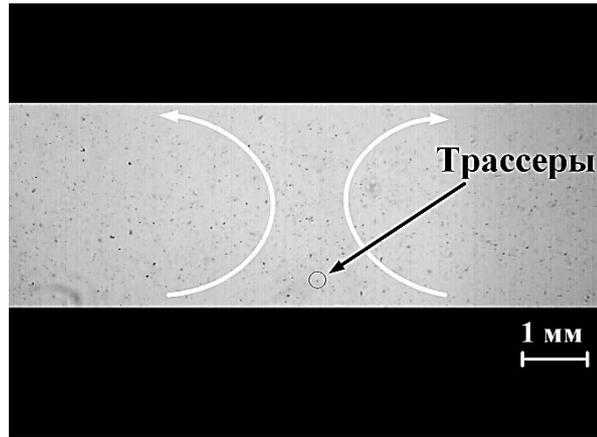


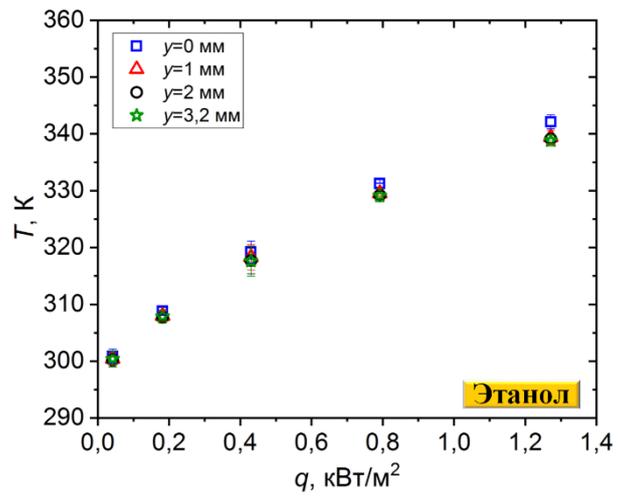
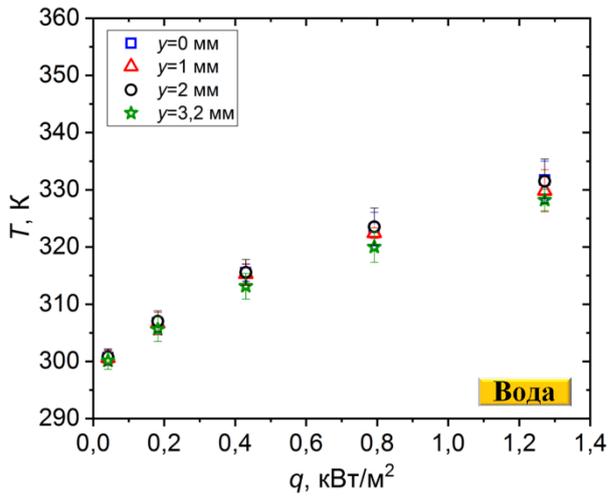
Рисунок 3.18 – Теневое изображение слоя жидкости ( $h = 7,4$  мм) с трассерами

С целью исключения влияния размера трассеров на их скорость регистрировались трассеры одного размера  $d_i \approx 30$  мкм.

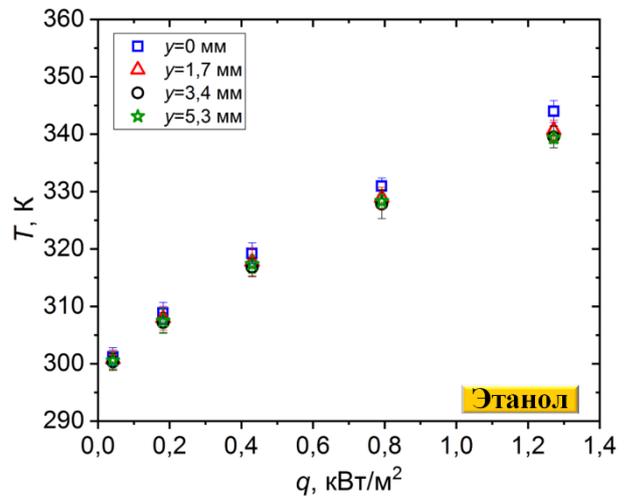
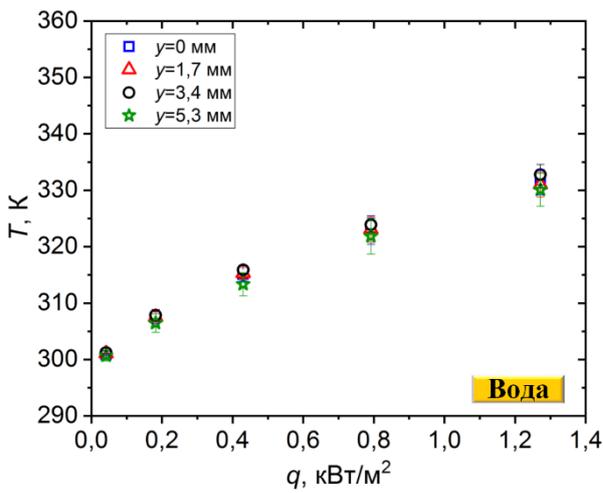
### 3.3.2 Распределение температуры по толщине слоя жидкости

При нагревании нижней поверхности слоя жидкости в нем развиваются свободно-конвективные течения. Скорость движения жидкости в режиме термогравитационной конвекции зависит от температуры. Базой для верификации относительно простых моделей и определения режима конвективного течения является распределение температуры по толщине слоя жидкости.

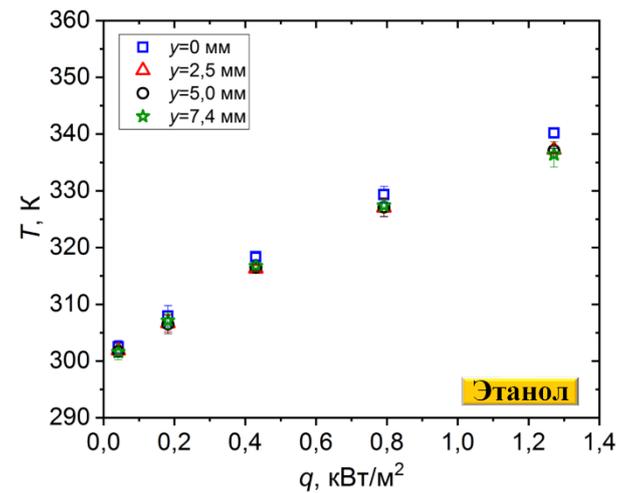
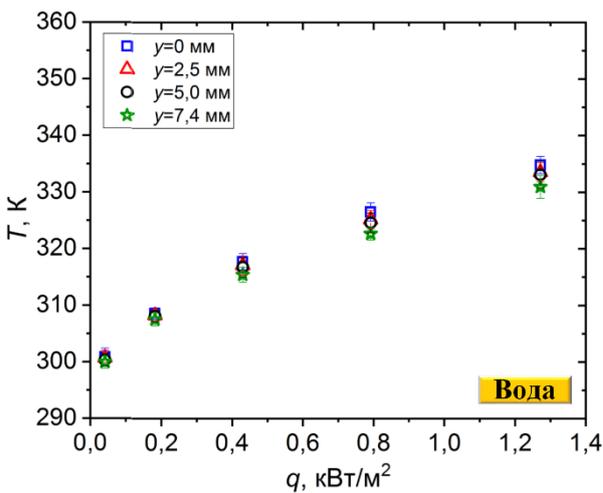
Распределения температуры по толщине слоя теплоносителя в кювете измерены четырьмя равноудаленными друг от друга термопарами (рисунок 3.19). Две термопары на вертикальной оси, проходящей через центр горизонтального сечения слоя жидкости, регистрировали температуры нижней и верхней (свободной) поверхностей жидкости.



*a*



*б*



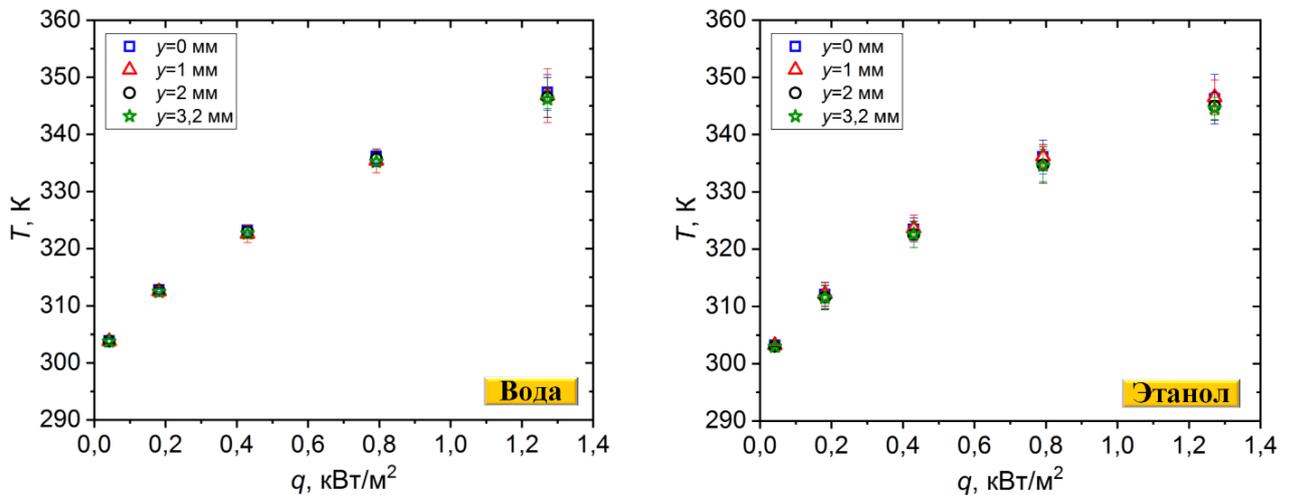
*в*

Толщины слоя жидкости  $h$ , мм: *a* – 3,2, *б* – 5,3, *в* – 7,4

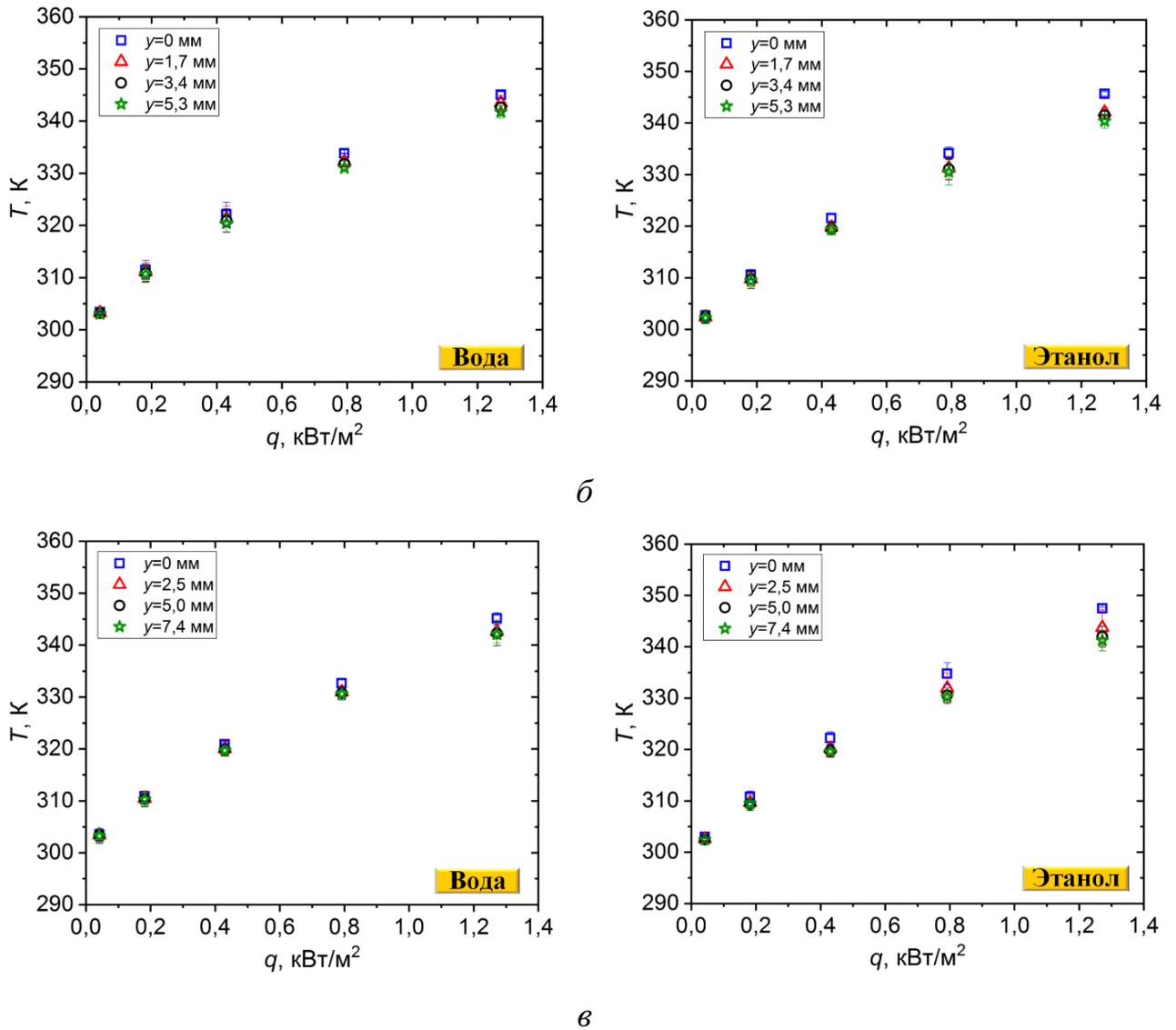
Рисунок 3.19 – Зависимости температуры жидкости в кювете от плотности теплового потока

В проведенных экспериментах с ростом плотности теплового потока от 0,04 до 1,3 кВт/м<sup>2</sup> температура воды увеличивалась на 30-33 К, этанола на 35-40 К (рисунок 3.19), перепад температуры по толщине слоя двух жидкостей увеличивался, но не превышал 5 К при  $q = 1,3$  кВт/м<sup>2</sup>. Последнее свидетельствует о повышении роли термогравитационной конвекции в формировании температурного поля в слое жидкости при увеличении теплового потока, подведенного к нижней крышке кюветы.

Термосифон является закрытой системой, поэтому целесообразно оценить изменение распределения температуры по толщине слоя жидкости в условиях закрытой кюветы. В этом случае спайи термопар через отверстие в крышке устанавливались в точках вертикальной оси слоя жидкости, идентичных в описанном выше эксперименте. Зависимости температуры воды и этанола в закрытой кювете от величины  $q$  приведены на рисунке 3.20.



*a*



Толщины слоя жидкости  $h$ , мм:  $a - 3,2$ ,  $б - 5,3$ ,  $в - 7,4$

Рисунок 3.20 – Зависимости температуры жидкости в закрытой кювете от плотности теплового потока

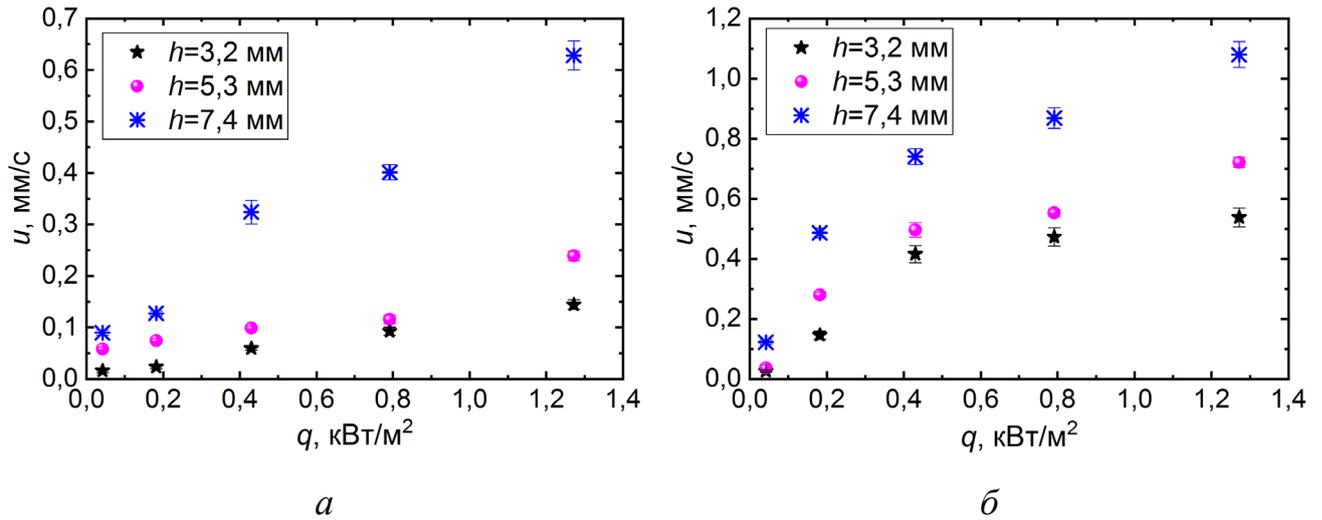
Видно (рисунок 3.20), что средние по толщине слоя жидкости температуры в закрытой кювете выше (до 16 К для воды и 7 К для этанола), чем температуры теплоносителя в открытой кювете. Известно [330], что в условиях интенсивного парообразования чем выше концентрация паров у поверхности испарения, тем ниже скорость испарения жидкости. В закрытой системе концентрация паров у поверхности испарения выше, чем в открытой, в которой пар поступает в неограниченную окружающую среду. Скорость испарения слоя жидкости в

накрытой крышкой кювете была ниже. Поэтому температура теплоносителя в закрытой системе (рисунок 3.20) выше по сравнению с открытой (рисунок 3.19).

С ростом толщины слоя жидкости (воды и этанола) от 3,2 до 7,4 мм перепад по толщине слоя увеличивается менее чем на 1 К в открытой системе, на 2 К для воды и на 5 К для этанола в закрытой системе. Средняя температура с ростом  $h$  при идентичных тепловых нагрузках уменьшается. Последнее может являться следствием двух факторов. Первый, достаточно очевидный: чем меньше толщина слоя теплоносителя, тем быстрее он прогревается. А второй связан с тем, что при больших толщинах слоя теплоносителя скорости движения жидкости в режиме термогравитационной конвекции выше. Соответственно, теплота с нижней поверхности в таком случае переносится быстрее, и слой не успевает нагреться до тех же температур, как в случае малой толщины слоя теплоносителя. Сформулирован вывод, что с ростом толщины слоя теплоносителя скорость движения жидкости в режиме термогравитационной конвекции увеличивается.

### **3.3.3 Влияние плотности теплового потока, вида теплоносителя и толщины слоя последнего на скорость движения жидкости в режиме термогравитационной конвекции**

На рисунке 3.21 приведены результаты экспериментального определения средних по толщине слоя теплоносителя скоростей движения жидкости в режиме термогравитационной конвекции на установке, описание которой приведено выше (в разделе 2.4) [278]. Толщины слоя жидкости (3,2, 5,3, 7,4 мм) в кювете (рисунок 2.11) соответствовали толщинам слоя теплоносителя на нижней крышке термосифона (рисунок 2.4).



Теплоноситель:  $a$  – вода,  $b$  – этанол

Рисунок 3.21 – Зависимости средних по толщине слоя теплоносителя скоростей движения жидкости в режиме термогравитационной конвекции от плотности теплового потока

Установлено (рисунок 3.21), что в диапазоне тепловых потоков (от 0,18 до 1,3 кВт/м<sup>2</sup>) с ростом толщины слоя воды от 3,2 до 7,4 мм средняя по его толщине скорость движения жидкости в режиме термогравитационной конвекции ( $u$ ) увеличивается в 4-5 раз (например, при  $q = 1,3$  кВт/м<sup>2</sup> от 0,14 до 0,63 мм/с). Стоит отметить, что при  $h = 7,4$  мм  $u$  росла интенсивнее, чем при толщинах 3,2 и 5,3 мм. Известно [331], что рост толщины слоя воды увеличивает естественное циркуляционное (гравитационное) давление между нижней нагреваемой и верхней охлаждаемой поверхностями этого слоя. Последнее интенсифицирует скорость движения более нагретых нижних слоев вверх, а охлажденных верхних вниз. Поэтому трассеры в слоях толщиной 3,2 и 5,3 мм не развивали скорость, сопоставимую с  $u$  при  $h = 7,4$  мм.

Скорость движения жидкости в режиме термогравитационной конвекции в слое этанола при идентичных тепловых потоках выше по сравнению водой. Это объясняется тем, что плотность этанола на 25-30% меньше, чем у воды. Происходило более интенсивное перемешивание жидкости и более интенсивное испарение со свободной поверхности. Соответственно, процессы теплопереноса в

слое этанола реализовывались интенсивнее. В диапазоне тепловых потоков от 0,04 до 1,3 кВт/м<sup>2</sup> и толщин слоя этанола от 3,2 до 7,4 мм средняя по толщине скорость движения жидкости в режиме термогравитационной конвекции составляла до 1,1 мм/с.

Механизмы термогравитационной и термокапиллярной конвекции действуют одновременно в подогреваемом снизу слое жидкости с верхней поверхностью раздела фаз «жидкость-пар» и зависят от толщины ( $h$ ) этого слоя [192]. При толщине слоя жидкости много больше критической величины ( $h \gg h_{cr}$ ) определяющую роль в возникновении конвекции играет подъемная сила. Критическая толщина слоя ( $h_{cr}$ ) определяется выражением [192]:

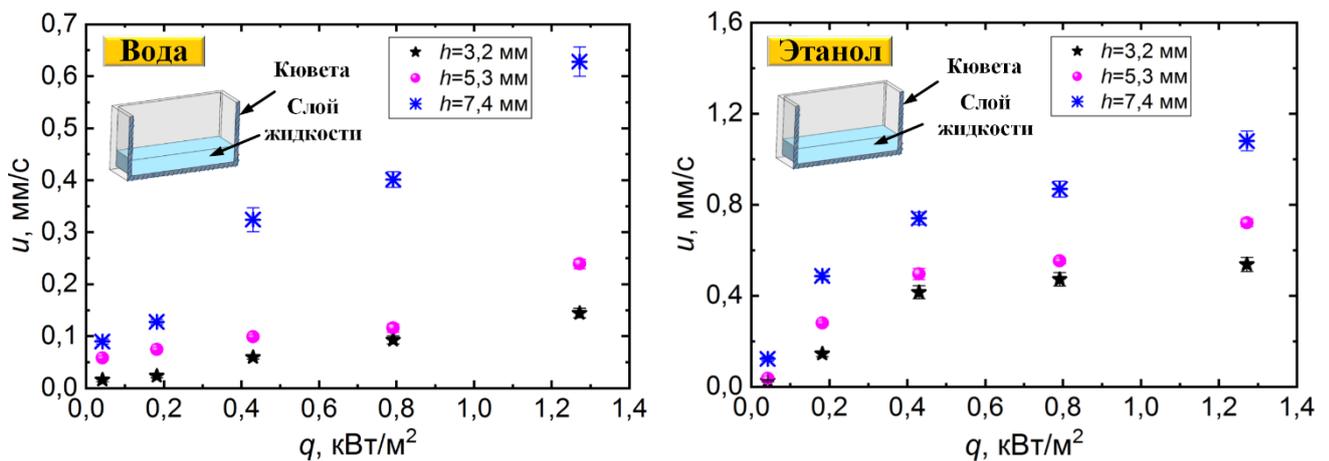
$$h_{cr} = \sqrt{\frac{\sigma_T}{\rho_l \cdot g \cdot \Delta T_l}}, \quad (3.16)$$

где  $\sigma_T = -\partial\sigma/\partial T$  – температурный коэффициент поверхностного натяжения, Н/(м·К);  $\rho_l$  – плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;  $\Delta T_l$  – вертикальный градиент температуры в слое жидкости, К.

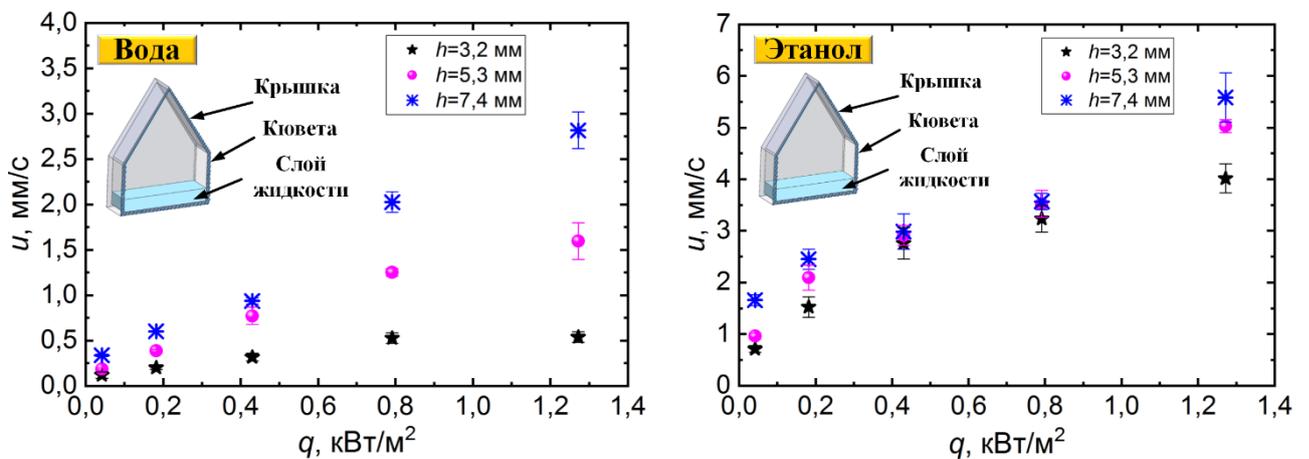
В экспериментальных исследованиях отношение толщины слоя жидкости к ее критической величине ( $h/h_{cr}$ ) изменялось в диапазоне от 19 до 108 для воды и от 22 до 158 для этанола [299]. Гравитационный параметр ( $\mu_T = \nu_l \cdot a_l / (g \cdot h^3)$ ) [332] в экспериментах не превышал  $4,2 \times 10^{-7}$  для воды и  $3,7 \times 10^{-7}$  для этанола (т.е.  $\mu_T \rightarrow 0$ ). На основании полученных результатов ( $h/h_{cr}$  и  $\mu_T$ ) можно сделать вывод о том, что влияние капиллярных сил на деформацию свободной поверхности мало [332]. Определяющую роль в возникновении конвекции играет термогравитационный механизм. Известно [333], что механизм, основанный на термокапиллярном эффекте, преобладает при толщинах слоя жидкости менее 2 мм. Поэтому справедливо допущение [299] о несущественном влиянии термокапиллярной конвекции, связанной с неоднородностью поверхностного натяжения на свободной поверхности слоя жидкости ( $h = 3,2-7,4$  мм), на процесс теплопереноса.

### 3.3.4 Влияние параметров пара над свободной поверхностью жидкости на скорость движения жидкости в режиме термогравитационной конвекции

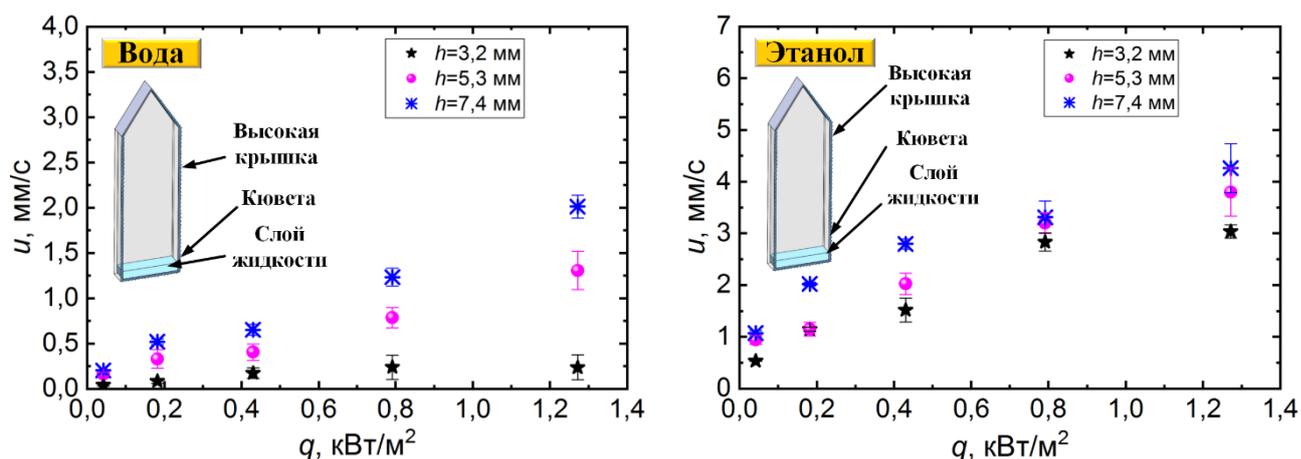
Термосифон является закрытой системой, в которой происходит не только процесс испарения, но и процесс конденсации теплоносителя. Результаты анализа влияния параметров пара над свободной поверхностью жидкости на ее скорость при термогравитационной конвекции приведены на рисунке 3.22. Зарегистрированные в конвективном течении слоя теплоносителя скорости движения жидкости (рисунок 3.22) хорошо согласуются со скоростями движения воды, свободная поверхность которой покрыта поверхностно-активным веществом, не препятствующим процессу испарения [334].



а



б



в

*a* – открытая система (бесконечно большой паровой канал), *б* – закрытая система (малый по объему паровой канал), *в* – закрытая система (большой по объему паровой канал)

Рисунок 3.22 – Зависимости средних по толщине слоя теплоносителя скоростей движения жидкости в условиях термогравитационной конвекции от плотности теплового потока

Хорошо видно (рисунок 3.22), что скорость движения жидкости в условиях термогравитационной конвекции выше в закрытой системе по сравнению с открытой. Это связано с увеличением концентрации пара над свободной поверхностью слоя жидкости в кювете, закрытой сверху крышкой. С ростом концентрации пара массовая скорость испарения уменьшается и, как следствие, увеличивается температура слоя жидкости [335]. Последнее подтверждается зарегистрированными распределениями температуры по толщине слоя жидкости (рисунки 3.19-3.20). Скорости же движения жидкости выше в слое жидкости с большей температурой. При этом чем больше объем, занимаемый паром над слоем жидкости, тем меньше концентрация пара над свободной поверхностью. Сделан вывод о том, что с увеличением протяженности парового канала температура слоя жидкости, расположенного на нижней крышке кюветы, уменьшается. Поэтому скорость движения жидкости в условиях термогравитационной конвекции на рисунке 3.22 *в* ниже, чем на рисунке 3.22 *б*.

### Выводы по главе 3

1. По результатам многофакторных экспериментов, выполненных на разработанных экспериментальных установках и стендах, зарегистрированы распределения температуры на оси симметрии термосифонов круглого и прямоугольного поперечного сечения при плотностях тепловых потоков и температурах, характерных для группы типичных тепловыделяющих устройств и блоков теплонагруженного оборудования [15,255–265,275], при интенсивном испарении теплоносителя (без кипения) на его нижней крышке и охлаждении конденсатора в условиях естественной конвекции. Экспериментально установлены температуры в паровом канале, зонах испарения и конденсации теплоносителя в термосифоне. Установлено влияние плотности теплового потока ( $q_{in}$ ), подведенного к нижней крышке ТС, температуры поверхности нагрева ( $T_h$ ), вида теплоносителя и степени заполнения испарителя ( $\varepsilon_e$ ) на распределение температуры по высоте термосифона.

2. При плотности теплового потока в диапазоне от 0,18 до 2,60 кВт/м<sup>2</sup> отвод теплоты от поверхности типичного энергонасыщенного технического и технологического оборудования возможен цилиндрическим термосифоном без тепловой изоляции внешней боковой поверхности или теплоизолированным термосифоном, но в условиях смешанной или вынужденной конвекции над верхней крышкой с коэффициентом теплоотдачи от 22 до 53 Вт/(м<sup>2</sup>·К).

3. Показано, что вероятность перегрева теплообменного оборудования вследствие высоких температур его поверхности зависит от вида теплоносителя и степени заполнения им испарителя ТС. В диапазоне температур поверхности теплонагруженного оборудования от 313 до 393 К работа термосифона эффективнее при заполнении испарителя на 25% этанолом по сравнению с другими степенями заполнения ( $\varepsilon_e = 15\%$  и  $\varepsilon_e = 35\%$ ) или водой ( $\varepsilon_e = 15-35\%$ ).

4. В условиях свободной конвекции при охлаждении конденсационной части термосифона воздухом с температурой от 275 до 283 К установлено влияние температуры поверхности нагревательного элемента, воспроизводящего условия

работы теплонагруженного оборудования, на вид конденсации. При температуре поверхности технологического оборудования до 313 К реализуется капельный режим конденсации. При 313-353 К конденсат образуется в виде капель и ручейков, которые сливаются в жидкие мостики, что приводит к образованию локальных областей сухой поверхности (капельно-ручейковый режим). При 353-373 К капли и ручейки конденсата сливаются в локальные пленки, и практически отсутствуют участки поверхности, не покрытые конденсатом (пленочно-капельный режим).

5. Зарегистрированы поля температур и скоростей в слое жидкости в условиях, характерных для нижней крышки типичного термосифона. Впервые экспериментально обосновано, что основной механизм переноса теплоты в слое теплоносителя на нижней крышке термосифона, к которой подведен типичный для многих приложений тепловой поток в диапазоне от 0,04 до 1,27 кВт/м<sup>2</sup>, – термогравитационная конвекция. Скорость движения жидкости с ростом толщины ее слоя от 3,2 до 7,4 мм увеличивается от 0,02 до 0,7 мм/с для воды и от 0,03 до 1,1 мм/с для этанола при атмосферном давлении над поверхностью раздела фаз. Показано, что чем выше концентрация паров над слоем жидкости, тем выше скорость движения жидкости в режиме термогравитационной конвекции.

6. Результаты проведенных экспериментов обосновывают гипотезу о том, что интенсивность процессов теплопереноса в термосифонах зависит в первую очередь от интенсивности процессов теплопереноса в слое жидкости испарителя.

## **ГЛАВА 4. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОПЕРЕНОСА В ЗОНЕ ИСПАРЕНИЯ ТЕРМОСИФОНА**

Параметры термосифона (температура теплоносителя, скорость испарения), по которым можно провести анализ эффективности его работы, можно прогнозировать в результате математического моделирования. Но из-за больших вычислительных ресурсов, необходимых для трехмерного моделирования, большинство используемых в настоящее время моделей являются двумерными [77,251,252]. Персональные компьютеры, находящиеся на промышленных объектах, часто не обладают достаточной вычислительной мощностью, при этом инженеры не имеют возможности выделить большое количество времени для расчета параметров (температуры, давления, скорости и др.) [336]. В связи с этим наиболее перспективными являются одномерные модели. Результаты их использования по достоверности уступают более сложным моделям незначительно.

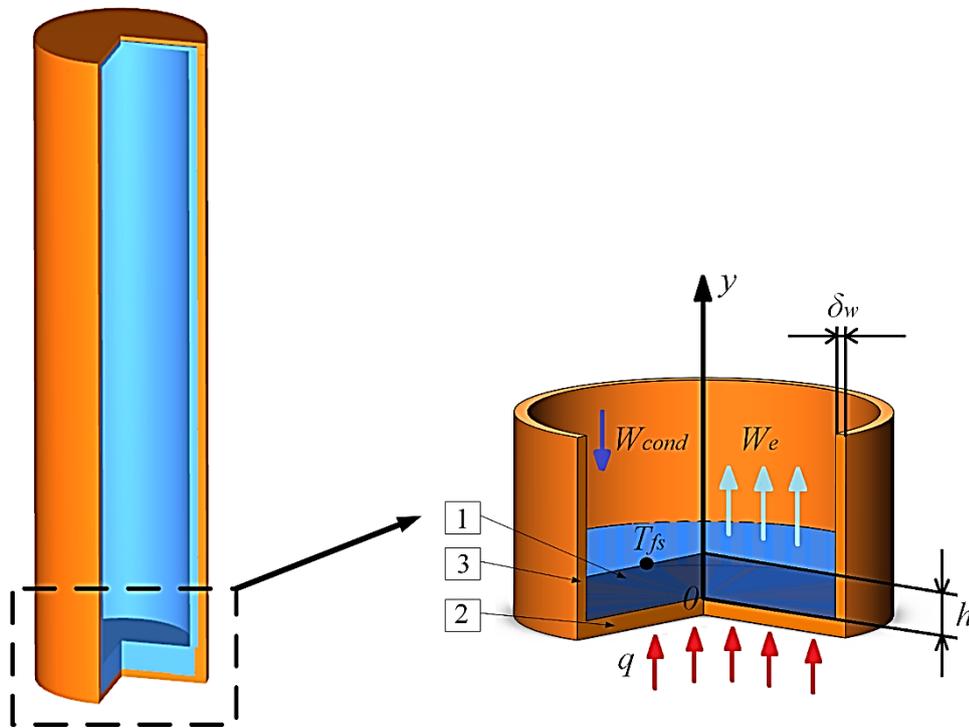
Совершенствование методов расчета процессов теплопереноса и гидромеханики в термосифонах необходимо с целью снижения затрат временных и вычислительных ресурсов. До последнего времени не предпринимались попытки разработки математических моделей существенно менее сложных по сравнению с моделями на базе уравнений Навье-Стокса. В этой главе представлены результаты теоретических исследований [278] теплопереноса в термосифоне в одномерной постановке. Задача решена численно в среде программирования Matlab.

### **4.1 Физическая и математическая модели процесса теплопереноса в слое жидкости на нижней крышке термосифона**

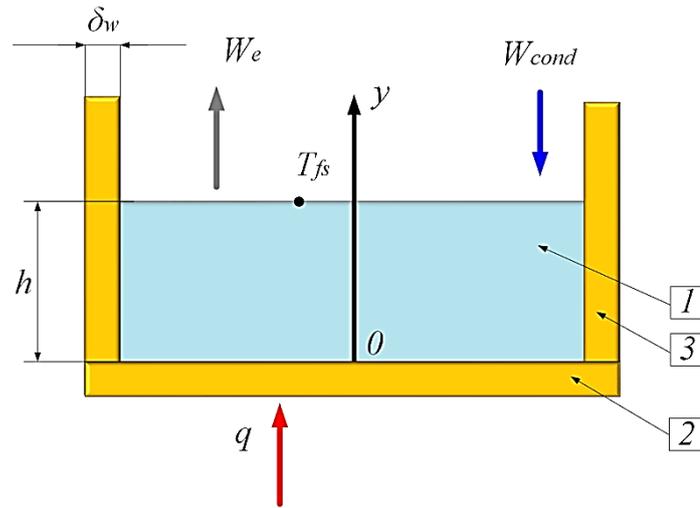
Базовой гипотезой, на основании которой сформулирована используемая в дальнейшем математическая модель, является положение о том, что доминирующее влияние на характеристики термосифона оказывают процессы, происходящие в слое теплоносителя на нижней крышке термосифона.

Интенсивность этих теплофизических и гидродинамических процессов определяется скоростью испарения ( $W_e$ ) (рисунок 4.1 *a*) теплоносителя с поверхности слоя жидкости 1 на нижней крышке ТС 2. Величина  $W_e$  в условиях интенсивного фазового перехода определяется, в первую очередь, температурой свободной поверхности ( $T_{fs}$ ) слоя теплоносителя и концентрацией паров у верхней поверхности слоя жидкости [335]. Также целесообразно учитывать теплоотвод в стенки 3 испарительной части термосифона.

За начало системы координат принята точка пересечения оси симметрии термосифона с верхней поверхностью нижней крышки (рисунок 4.1 *a*) [278].



*a*



б

$a$  – 3D-модель термосифона,  $b$  – схема испарительной части термосифона,  
 1 – слой теплоносителя, 2 – нижняя крышка ТС, 3 – боковая стенка термосифона

Рисунок 4.1 – Испарительная часть термосифона

Согласно классификации теплопередающих устройств [18], разработанная автором диссертации экспериментальная установка – модель цилиндрического термосифона (рисунок 2.4) – относится к закрытым гравитационным невакуумированным (с неконденсирующимися газами) термосифонам с неорганизованной циркуляцией теплоносителя (противоточным движением фаз) и подводом теплоты к нижней крышке. В термосифонах подобного типа в процессе испарения с поверхности слоя жидкости на нижней крышке ТС неконденсирующиеся газы собираются в верхней части конденсатора за счет оттока паров с верхней поверхности слоя теплоносителя. В этом случае концентрация паров над свободной поверхностью слоя жидкости в испарителе не зависит от доли неконденсирующихся газов в термосифоне. Сформулированная далее математическая модель не описывает теплофизические процессы в паровом канале и в конденсаторе. Возможное влияние неконденсирующихся газов на процессы теплопереноса, протекающие в слое теплоносителя на нижней крышке термосифона, не рассматривалось.

При постановке задачи принято, что скорость испарения ( $W_e$ ) зависит от интенсивности теплопереноса в слое теплоносителя на нижней крышке и на

свободной поверхности этого слоя (рисунок 4.1). Анализ зарегистрированных в проведенных экспериментах температур теплоносителя в испарителе ТС показал, что такой интенсивный режим его работы, как в проведенных экспериментах, невозможно обеспечить только за счет теплопроводности. Предполагается, что доминирующим в рассматриваемом случае является перенос теплоты в результате термогравитационной конвекции в слое теплоносителя на нижней крышке.

Важным при постановке задачи является определение положения верхней поверхности слоя жидкости. Процесс испарения теплоносителя сопровождается притоком конденсата в зону испарения в квазистационарном режиме работы термосифона. Нестационарные режимы, как правило, заканчиваются осушением поверхности нижней крышки и последующим разрушением термосифона. Поэтому при проектировании последних выбор конструктивных и режимных параметров проводится таким образом, чтобы обеспечить стационарный режим работы термосифона. Процесс испарения слоя жидкости на нижней крышке термосифона отличается от процесса испарения жидкости в большом объеме тем, что масса испарившейся жидкости компенсируется возвратом (стеканием) конденсата по боковым поверхностям. То есть в условиях регламентной работы термосифона поток массы паров с поверхности слоя теплоносителя равен потоку массы конденсата, возвращающегося в зону испарения. В этом случае регрессии (смещения) поверхности раздела «жидкость-пары» на нижней крышке термосифона не должно быть. Поэтому при постановке задачи толщина слоя жидкости  $h$  была принята постоянной.

По результатам анализа и обобщения выполненных экспериментов сформулирована математическая модель процессов теплопереноса, протекающих в слое теплоносителя на нижней крышке ТС (рисунок 4.1). Принято, что температурное поле в этой области формируется за счет теплопроводности и термогравитационной конвекции. Рассматриваемые условия: постоянный тепловой поток на нижней поверхности ( $y = 0$ ) слоя теплоносителя, испарение на его верхней поверхности ( $y = h$ ) и теплоотвод в стенки испарительной части термосифона (рисунок 4.1).

Анализ результатов выполненных экспериментов позволяет принять ряд допущений при постановке задачи [275]:

1) теплофизические свойства теплоносителя в жидком и газообразном состоянии не зависят от температуры;

2) движение поверхности раздела фаз в результате испарения не рассматривалось, так как считалось, что испарившаяся жидкость компенсируется возвратом конденсата по боковым поверхностям;

3) кипение теплоносителя не рассматривалось (исследовался только режим интенсивного испарения слоя жидкости). Допущение обусловлено тем, что максимальная температура теплоносителя в экспериментах при тепловом потоке  $q = 2,60 \text{ кВт/м}^2$  не превышала  $T_l = 373 \text{ К}$  при атмосферном давлении;

4) процессы теплопереноса одномерны (процесс переноса теплоты рассматривался только по вертикальной координате  $y$  (рисунок 4.1)).

Моделирование термогравитационной конвекции в слое жидкости на нижней крышке ТС в общем случае возможно с использованием математических моделей типа [77,251,252], основанных на системе уравнений Навье-Стокса и энергии. Но такой подход существенно усложняет процесс решения задачи. Представляется целесообразным упрощение постановки в части описания процессов естественной конвекции путем введения в уравнение энергии для слоя теплоносителя на нижней крышке конвективного слагаемого (по аналогии с задачами тепловой защиты [337]). При такой постановке важнейшей характеристикой процесса является скорость движения жидкости в режиме термогравитационной конвекции ( $u$ ) в слое теплоносителя в диапазоне температур до  $T_l = 373 \text{ К}$ . Ее величина в таких условиях может быть определена экспериментально (раздел 3.3).

Кроме термогравитационной конвекции важный вклад в формирование температурного поля слоя теплоносителя на нижней крышке вносит процесс испарения со свободной поверхности слоя жидкости [275]. Для описания этого процесса использовался достаточно широко применяющийся в последнее время [338,339] подход – моделирование процесса испарения с использованием математического выражения закона Герца-Кнудсена-Ленгмюра [340].

В такой постановке температурное поле в слое теплоносителя на нижней крышке термосифона описывается уравнением энергии вида [275,278]:

$$c_{p,l} \cdot \rho_l \cdot \frac{\partial T}{\partial \tau} = \lambda_l \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} - K_u \cdot c_{p,l} \cdot \rho_l \cdot u \cdot \frac{\partial T}{\partial y} - \frac{\lambda_{cop}}{\delta_w^2} \cdot \Delta T_w, 0 \leq y \leq h, \quad (4.1)$$

где  $c_{p,l}$  – удельная теплоемкость жидкости, Дж/(кг·К);  $\rho_l$  – плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  $\lambda_l$  – коэффициент теплопроводности жидкости, Вт/(м·К);  $T$  – температура, К;  $\tau$  – время, с;  $y$  – координата, м;  $K_u$  – коэффициент, характеризующий долю теплоты, которая передается вследствие конвекции к внешней поверхности слоя и отводится от нее за счет испарения, теплопроводности и оттока паров;  $u$  – скорость движения жидкости в режиме термогравитационной конвекции, м/с;  $\lambda_{cop}$  – коэффициент теплопроводности меди, Вт/(м·К);  $\Delta T_w$  – разность температур по толщине боковой стенки, К;  $\delta_w$  – толщина боковой стенки, м.

Коэффициент  $K_u = 1 - u_{down}/u$ , характеризующий долю участков поперечного сечения слоя жидкости, на которых происходит подъем нагретых молей жидкости, вводился на основании анализа и обобщения результатов экспериментов и составлял от 0,08 до 0,20 [275].

Начальное условие:

$$T_i = T_{init}, \tau = 0, 0 < y < h. \quad (4.2)$$

Граничные условия:

$$-\lambda_l \cdot \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0} = q, \tau > 0, \quad (4.3)$$

$$-\lambda_l \cdot \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=h} = Q_e \cdot W_e + c_{p,v} \cdot W_e \cdot (T_{fs} - T_v) + \frac{\lambda_v \cdot (T_{fs} - T_v)}{H_v} - c_{p,cond} \cdot W_{cond} \cdot (T_{cond} - T_{fs}), \quad (4.4)$$

$$\tau > 0,$$

где  $q$  – плотность теплового потока на нижней поверхности теплоносителя, Вт/м<sup>2</sup>;  $Q_e$  – теплота фазового перехода (испарения), Дж/кг;  $c_{p,v}$  и  $c_{p,cond}$  – удельная теплоемкость пара и конденсата, соответственно, Дж/(кг·К);  $\lambda_v$  – коэффициент теплопроводности пара, Вт/(м·К);  $W_e$  и  $W_{cond}$  – массовая скорость испарения и конденсации, соответственно, кг/(м<sup>2</sup>·с);  $T_{fs}$ ,  $T_v$  и  $T_{cond}$  – температуры свободной

поверхности, пара и конденсата, соответственно,  $K$ ;  $H_v$  – расстояние, которое проходит пар при изменении своей температуры от  $T_{fs}$  до  $T_v$ , м.

Для расчета массовой скорости испарения использовалось выражение Герца-Кнудсена-Ленгмюра [340]:

$$W_e = \frac{A \cdot (p_v - p_v^*)}{\sqrt{\frac{2 \cdot \pi \cdot R^* \cdot T_{fs}}{M}}}, \quad (4.5)$$

где  $A$  – коэффициент аккомодации;  $p_v$  и  $p_v^*$  – равновесное и эквивалентное давление пара при температуре поверхности слоя теплоносителя ( $T_{fs}$ ) [340], Па;  $R^*$  – газовая постоянная, Дж/(моль·К);  $M$  – молярная масса жидкости, кг/моль.

Давление пара  $p_v$  при температуре  $T_{fs}$  выражалось уравнением Клаузиуса-Клапейрона [341] в экспоненциальной форме:

$$p_v = p_{atm} \cdot \exp\left(\frac{Q_e \cdot M}{R^*} \cdot \left(\frac{1}{T_b} - \frac{1}{T_{fs}}\right)\right), \quad (4.6)$$

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

Известно [342], что при невысоких температурах жидкости от 275 до 360 К эквивалентное давление пара  $p_v^*$  вблизи поверхности испарения не может быть измерено экспериментально с достаточной достоверностью. Поэтому принято считать [342], что прогнозируемое значение  $p_v^*$  очень близко к значению давления насыщения при температуре жидкой фазы  $p_v = f(T_{fs})$ . По аналогии с [342] при решении задачи теплопереноса принималось, что в диапазоне тепловых потоков от 0,05 до 1,3 кВт/м<sup>2</sup> разность  $p_v - p_v^* < 10$  Па. При высоких коэффициентах аккомодации (не менее 0,05)  $p_v - p_v^* < 1$  Па [343]. При высоких температурах (температуры пламени и продуктов сгорания)  $p_v^*$  вычисляют по уравнениям Клайперона-Менделеева [344] и Вукаловича-Новикова [330].

## 4.2 Метод численного решения

Уравнение энергии (4.1) с соответствующими начальным (4.2) и граничными (4.3) – (4.4) условиями решено методом конечных разностей, аналогично [345,346]. Дискретизация граничных условий проводилась согласно схеме второго порядка. Одномерные разностные уравнения решены методом прогонки с использованием неявной четырехточечной схемы [347]. Нелинейные алгебраические уравнения решены методом итераций [345]. При решении системы (4.1) – (4.6) основным параметром, описывающим процесс термогравитационной конвекции в слое теплоносителя на нижней крышке термосифона, является скорость  $u$ . Ее значения определялись экспериментально (раздел 3.3).

Тестирование метода решения проведено на последовательности сгущающихся сеток. Расчетная область толщиной от 3,2 до 7,4 мм включала 1024 шагов (узлов). Шаг по координате изменялся в диапазоне от 3,1 до 7,2 мкм. Результаты параметрического исследования влияния числа шагов на результаты вычислений приведены в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Верификация алгоритма вычислений ( $h = 7,4$  мм;  $q = 1,3$  кВт/м<sup>2</sup>)

| Число шагов | Температура воды в точке ( $y = 3$ мм) |
|-------------|--|
| 4           | 327,0383                               |
| 16          | 331,7519                               |
| 256         | 332,0396                               |
| 1024        | 332,0399                               |
| 2500        | 332,0514                               |

Явная схема проста, но величина шага по времени ограничена условием Куранта-Фридрихса-Леви [100], обеспечивающим устойчивость схемы. Неявная схема сложнее, но позволяет обойти это ограничение (счет можно проводить с достаточно большим шагом интегрирования по времени) [348]. Шаг по времени ( $\Delta\tau = 0,1$  с) выбирался в соответствии с рекомендациями [349].

Оценка достоверности численных результатов проводилась также на основании проверки консервативности применяемой разностной схемы по балансу энергии. Принято, что к нижней поверхности слоя жидкости подведена теплота. С верхней поверхности теплота отводится за счет испарения, теплопроводности и оттока паров. Также к верхней поверхности подводится теплота за счет возврата конденсата по боковой поверхности парового канала.

$$q = Q_e \cdot W_e + c_{p,v} \cdot W_e \cdot (T_{fs} - T_v) + \frac{\lambda_v \cdot (T_{fs} - T_v)}{H_v} - c_{p,cond} \cdot W_{cond} \cdot (T_{cond} - T_{fs}). \quad (4.7)$$

Установлена относительно невысокая погрешность выполнения баланса энергии (не более 5%). Скорость  $W_{cond}$  принята равной  $W_e$ , поэтому на верхней поверхности слоя жидкости выполнялся закон сохранения массы.

### 4.3 Тестовые задачи

С целью обоснования достоверности используемого алгоритма и полученных численных результатов проведено решение менее сложных нестационарных задач теплопроводности [307] с использованием разработанной автором диссертации программы расчетов.

#### 1) Одномерная задача теплопроводности.

Физическая постановка задачи. Анализировался процесс теплопроводности через плоскую бесконечную стальную пластину толщиной 0,1 м (рисунок 4.2) [307]. Свойства стали:  $\lambda = 46$  Вт/(м·К);  $\rho = 7800$  кг/м<sup>3</sup>;  $c_p = 460$  Дж/(кг К). На поверхностях пластин поддерживались постоянные температуры  $T_{left} = 573$  К и  $T_{right} = 373$  К. Начальная температура  $T_{init} = 293$  К, источники тепловыделения внутри пластины отсутствовали.

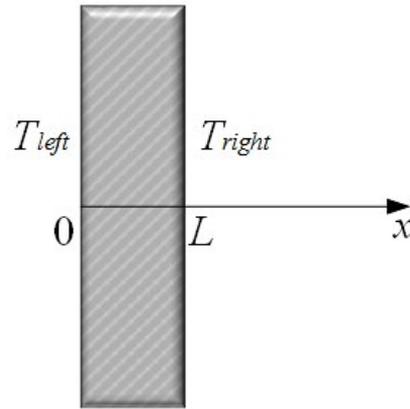


Рисунок 4.2 – Геометрия области решения задачи

Математическая постановка задачи:

$$c_p \cdot \rho \cdot \frac{\partial T}{\partial \tau} = \lambda \frac{\partial^2 T}{\partial x^2}, \quad 0 < x < L. \quad (4.8)$$

Начальное условие:

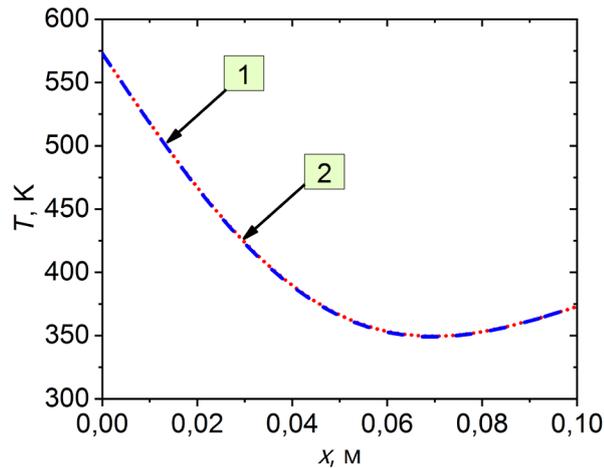
$$T_i = T_{init}, \quad \tau = 0, \quad 0 < x < L. \quad (4.9)$$

Граничные условия:

$$T = T_{left}, \quad \tau > 0, \quad x = 0, \quad (4.10)$$

$$T = T_{right}, \quad \tau > 0, \quad x = L. \quad (4.11)$$

На рисунке 4.3 представлены распределения температуры по толщине пластины в момент времени  $\tau = 60$  с, установленные в результате решения задачи с шагом по координате  $x$   $\Delta h = 2 \cdot 10^{-3}$  м и шагом по времени  $\Delta \tau = 1 \cdot 10^{-2}$  с. В таблице 4.2 приведены результаты, полученные в [307] и в данном исследовании.



1 – численное решение, полученное в [307], 2 – численное решение автора диссертации

Рисунок 4.3 – Распределения температуры по толщине пластины в момент времени  $\tau = 60$  с

Таблица 4.2 – Результаты сравнения распределений температуры по толщине пластины

| $x$ , м                       | 0   | 0,02  | 0,04  | 0,06  | 0,08  | 0,1 |
|-------------------------------|-----|-------|-------|-------|-------|-----|
| Результаты [307]              | 573 | 467,2 | 389,7 | 353,4 | 353,1 | 373 |
| Результаты автора диссертации | 573 | 466,6 | 388,9 | 352,6 | 352,7 | 373 |
| Отклонения, %                 | 0   | 0,3   | 0,7   | 0,9   | 0,5   | 0   |

Сделан вывод о хорошем соответствии результатов, полученных в [307], и результатов, полученных автором диссертации (отклонения не превышали 0,9%).

2) Одномерная задача теплопроводности с подводом теплоты к одной из поверхностей и воздействием внешней среды на вторую поверхность.

Физическая постановка задачи. Анализировался процесс теплопроводности через плоскую бесконечную медную пластину толщиной 0,3 м (рисунок 4.4) [307]. Свойства меди:  $\lambda = 384$  Вт/(м·К);  $\rho = 8800$  кг/м<sup>3</sup>;  $c_p = 381$  Дж/(кг·К). На одной поверхности пластины приложен тепловой поток  $q = 10^7$  Вт/м<sup>2</sup>, вторая поверхность подвержена воздействию внешней среды ( $\alpha = 100$  Вт/(Вт·К);  $T_{en} = 573$  К), начальная температура  $T_{init} = 293$  К, источники тепловыделения внутри пластины отсутствовали.

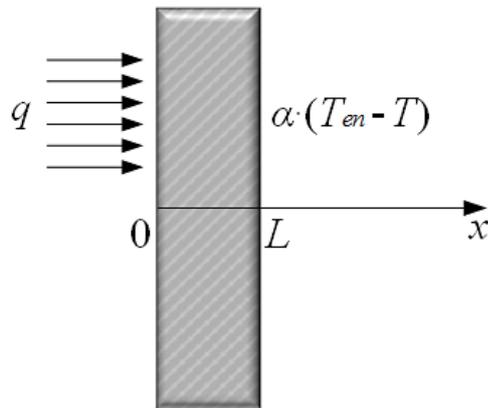


Рисунок 4.4 – Геометрия области решения задачи

Математическая постановка задачи:

$$c_p \cdot \rho \cdot \frac{\partial T}{\partial \tau} = \lambda \frac{\partial^2 T}{\partial x^2}, 0 < x < L. \quad (4.12)$$

Начальное условие:

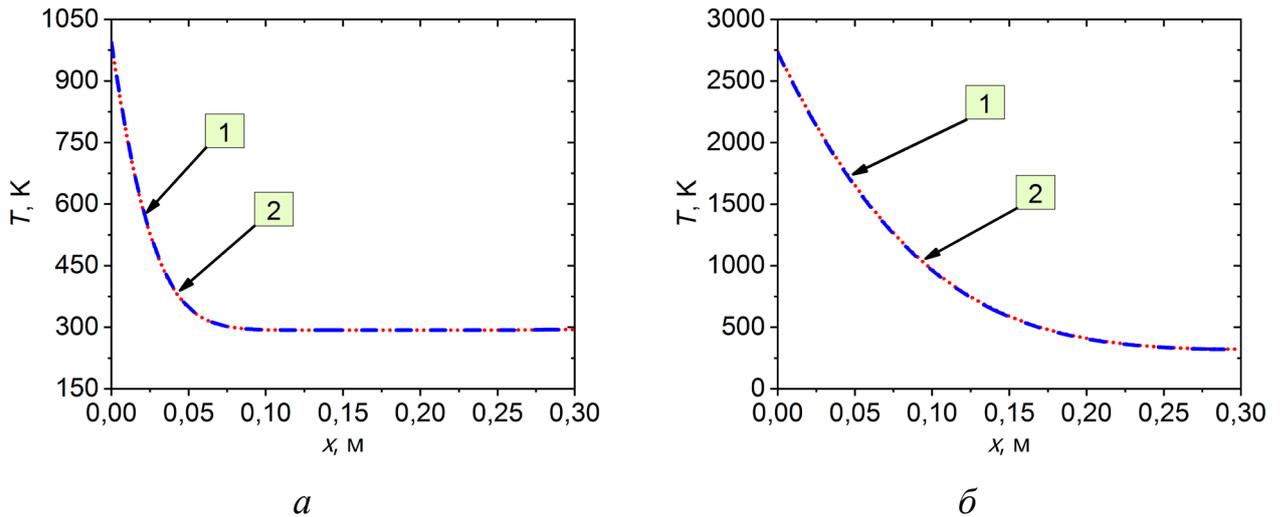
$$T_i = T_{init}, \tau = 0, 0 < x < L. \quad (4.13)$$

Граничные условия:

$$-\lambda \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=0} = q, \tau > 0, \quad (4.14)$$

$$-\lambda \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=L} = -\alpha \cdot (T_{en} - T), \tau > 0. \quad (4.15)$$

На рисунке 4.5 представлены распределения температуры по толщине пластины в момент времени  $\tau = 5$  с (рисунок 4.5 а) и  $\tau = 60$  с (рисунок 4.5 б), установленные в результате решения задачи с шагом по координате  $x \Delta h = 6 \cdot 10^{-3}$  м и шагом по времени  $\Delta \tau = 1 \cdot 10^{-2}$  с. В таблице 4.3 приведены результаты, полученные авторами [307] и автором диссертации.



Момент времени  $\tau$ , с: а – 5, б – 60, 1 – численное решение, полученное в [307],  
2 – численное решение автора диссертации

Рисунок 4.5 – Распределения температуры по толщине пластины

Таблица 4.3 – Результаты сравнения распределений температуры по толщине пластины в момент времени  $\tau = 60$  с (рисунок 4.5 б)

| $x$ , м                       | 0      | 0,06   | 0,12  | 0,18  | 0,24  | 0,3   |
|-------------------------------|--------|--------|-------|-------|-------|-------|
| Результаты [307]              | 2737,3 | 1486,9 | 786,8 | 464,7 | 346,8 | 322,2 |
| Результаты автора диссертации | 2728,3 | 1478,3 | 779,6 | 459,6 | 343,8 | 320,0 |
| Отклонения, %                 | 0,4    | 0,7    | 1,4   | 2,6   | 4,1   | 4,4   |

Сделан вывод о хорошем соответствии результатов полученных в [307], и результатов, полученных автором диссертации (отклонения не превышали 4,4%).

3. Одномерная задача теплопроводности с фазовыми переходами на поверхностях.

Физическая постановка задачи. Анализировался процесс теплопроводности через плоскую бесконечную трифторид алюминиевую ( $\text{AlF}_3$ ) пластину толщиной 0,3 м (рисунок 4.6) [307]. Параметры системы:  $\lambda = 60$  Вт/(м·К);  $\rho = 3070$  кг/м<sup>3</sup>;  $c_p = 1260$  Дж/(кг К);  $M = 0,084$  кг/моль;  $A = 0,1$ ;  $p_0 = 10^5$  Па;  $q = 10^6$  Вт/м<sup>2</sup>;  $Q_s = 3,8 \cdot 10^4$  Дж/кг. На каждой из поверхностей пластины задан тепловой поток. В результате нагрева происходила сублимация материала с начальной

температурой  $T_{init} = 1273$  К, источники тепловыделения внутри пластины отсутствовали.

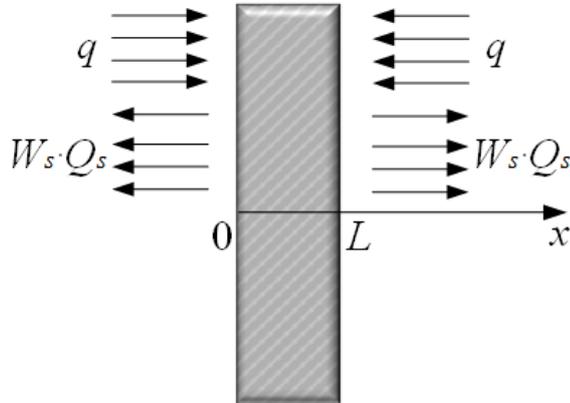


Рисунок 4.6 – Геометрия области решения задачи

Математическая постановка задачи:

$$c_p \cdot \rho \cdot \frac{\partial T}{\partial \tau} = \lambda \frac{\partial^2 T}{\partial x^2}, \quad 0 < x < L. \quad (4.16)$$

Начальное условие:

$$T_i = T_{init}, \quad \tau = 0, \quad 0 < x < L. \quad (4.17)$$

Граничные условия:

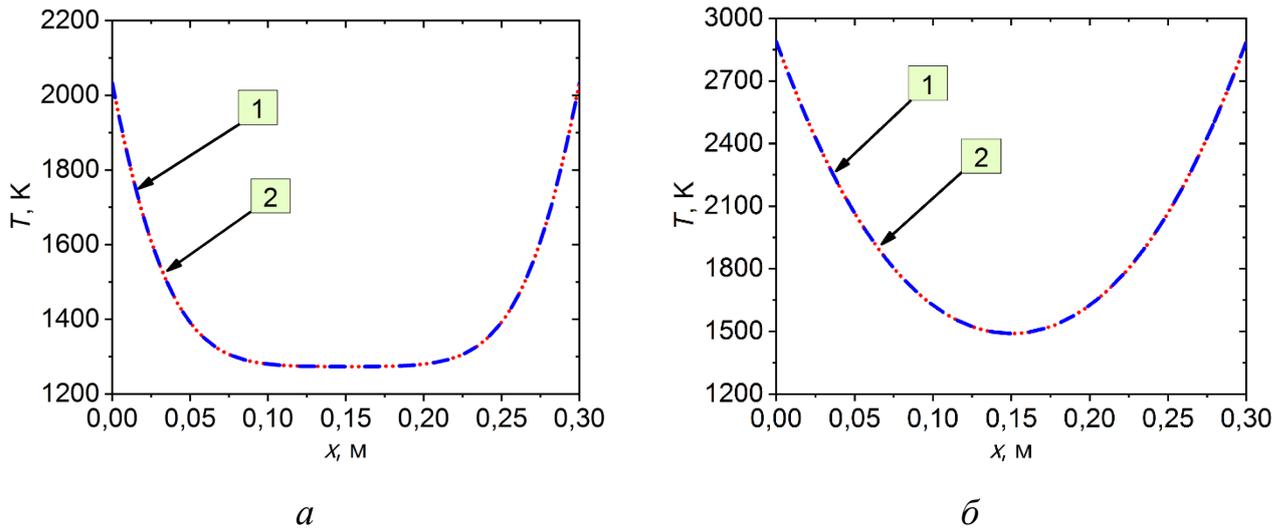
$$-\lambda \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=0} = q - W_s \cdot Q_s, \quad \tau > 0, \quad (4.18)$$

$$-\lambda \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=L} = -q + W_s \cdot Q_s, \quad \tau > 0, \quad (4.19)$$

где  $W_s = \frac{A \cdot (p_{sat} - p^*)}{\sqrt{\frac{2 \cdot \pi \cdot R^* \cdot T}{M}}}$  – скорость сублимации, кг/(м<sup>2</sup>·с);  $p_{sat} = p_0 \cdot \exp\left(-\frac{Q_s}{R^* \cdot T}\right)$  –

давление насыщенного пара, Па;  $A$  – коэффициент аккомодации;  $p_0$  – предэкспонент фазового перехода, Па;  $Q_s$  – энергия активации процесса сублимации, Дж/кг;  $R^*$  – газовая постоянная, Дж/(моль·К);  $M$  – молекулярный вес, кг/моль. В качестве эквивалентного давления  $p^*$  рассматривалось атмосферное ( $p^* = p_{atm}$ ).

На рисунке 4.7 представлены распределения температуры по толщине пластины в момент времени  $\tau = 60$  с (рисунок 4.7 а) и  $\tau = 300$  с (рисунок 4.7 б), установленные в результате решения задачи с шагом по координате  $x \Delta h = 6 \cdot 10^{-3}$  м и шагом по времени  $\Delta \tau = 1 \cdot 10^{-3}$  с. В таблице 4.4 приведены результаты, полученные в [307] и в данной диссертации.



Момент времени  $\tau$ , с: а – 5, б – 60, 1 – численное решение, полученное в [307],  
2 – численное решение автора диссертации

Рисунок 4.7 – Распределения температуры по толщине пластины

Таблица 4.4 – Результаты сравнения распределений температуры по толщине пластины в момент времени  $\tau = 60$  с (рисунок 4.7 а)

| $x$ , м                       | 0      | 0,06   | 0,12   | 0,18   | 0,24   | 0,3    |
|-------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| Результаты [307]              | 2033,2 | 1346,1 | 1274,8 | 1274,8 | 1346,1 | 2033,2 |
| Результаты автора диссертации | 2032,7 | 1345,8 | 1274,7 | 1274,7 | 1345,8 | 2032,7 |
| Отклонения, %                 | 0,03   | 0,03   | 0,02   | 0,02   | 0,03   | 0,03   |

Результаты решения тестовых задач хорошо согласуются с численными данными авторов [307].

#### 4.4 Численное решение задачи теплопереноса в слое теплоносителя на нижней крышке термосифона с учетом процессов кондукции и термогравитационной конвекции

##### 4.4.1 Анализ основных закономерностей кондуктивного теплопереноса в слое жидкости на нижней крышке термосифона

Физическая постановка задачи. В слое жидкости теплота, подведенная к нижней поверхности этого слоя, передавалась только за счет теплопроводности к верхней поверхности слоя, которая охлаждалась в условиях ( $\alpha = 20 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;  $T_{en} = 299 \text{ К}$ ).

Математическая постановка задачи:

$$c_{p,l} \cdot \rho_l \cdot \frac{\partial T}{\partial \tau} = \lambda_l \frac{\partial^2 T}{\partial y^2}, 0 \leq y \leq h. \quad (4.20)$$

Начальное условие:

$$T_i = T_{init}, \tau = 0, 0 < y < h. \quad (4.21)$$

Граничные условия:

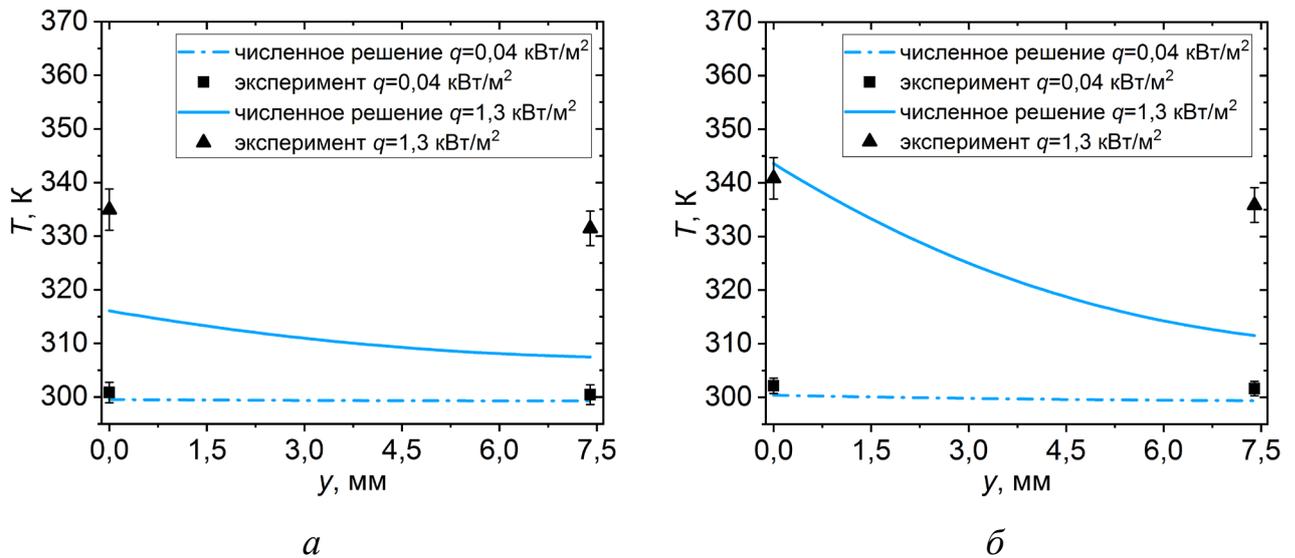
$$-\lambda_l \cdot \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0} = q, \tau > 0, \quad (4.22)$$

$$-\lambda_l \cdot \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=h} = \alpha \cdot (T_{fs} - T_{en}), \tau > 0. \quad (4.23)$$

Сформулированная задача (4.20) – (4.23) теплопроводности в слое жидкости решена методом конечных разностей [345,346]. Численный анализ проведен в диапазоне плотностей тепловых потоков ( $q$ ) от 0,04 до 1,3 кВт/м<sup>2</sup>, толщин ( $h$ ) слоя жидкости (воды, этанола) от 3,2 до 7,4 мм. Теплофизические свойства теплоносителя принимались при  $T_{init} = 299 \text{ К}$  [273]. Для воды: плотность  $\rho_l = 995 \text{ кг}/\text{м}^3$ ; теплопроводность  $\lambda_l = 608 \times 10^{-3} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ ; молярная масса  $M = 18 \times 10^{-3} \text{ кг}/\text{моль}$ ; удельная теплоемкость  $c_{p,l} = 4,184 \times 10^{-3} \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ . Для этанола: плотность  $\rho_l = 785 \text{ кг}/\text{м}^3$ ; теплопроводность  $\lambda_l = 168 \times 10^{-3} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ ;

молярная масса  $M = 46 \times 10^{-3}$  кг/моль; удельная теплоемкость  $c_{p,l} = 2,447 \times 10^3$  Дж/(кг·К).

На рисунке 4.8 приведены типичные распределения температуры по толщине слоя жидкости при времени 300 с, рассчитанные по результатам решения задачи (4.20) – (4.23) и определенные экспериментально [299].



Теплоноситель: *a* – вода, *б* – этанол

Рисунок 4.8 – Распределения температуры по толщине слоя теплоносителя при  $\tau = 300$  с

Видно (рисунок 4.8), что при  $q = 0,04$  кВт/м<sup>2</sup> результаты численного моделирования хорошо согласуются с зарегистрированными термопарами температурами нижней и верхней поверхностей слоя жидкости в кювете (раздел 3.3.2, рисунок 3.19). Но чем выше тепловой поток, тем больше отличие между температурами, установленными численно и экспериментально. Это объясняется тем, что при малых  $q$  теплоперенос в слое жидкости происходит только за счет теплопроводности. В реальной же практике чем выше  $q$ , тем интенсивнее циркуляционное движение жидкости – перемещение нижних нагретых слоев вверх и верхних, охлажденных за счет фазового перехода (испарения) и теплоотвода во внешнюю среду, вниз. В результате растет температура прилегающих к свободной поверхности слоев жидкости и, соответственно, скорость испарения.

В соответствии с приведенными на рисунке 4.8 результатами сделан вывод [299] о том, что важный вклад в формирование температурного поля в слое жидкости в условиях, характерных для типичного термосифона, вносит термогравитационная конвекция, и ее необходимо учитывать при постановке задачи теплопереноса даже в простых математических моделях.

#### 4.4.2 Анализ основных закономерностей конвективно-кондуктивного теплопереноса в слое жидкости на нижней крышке термосифона

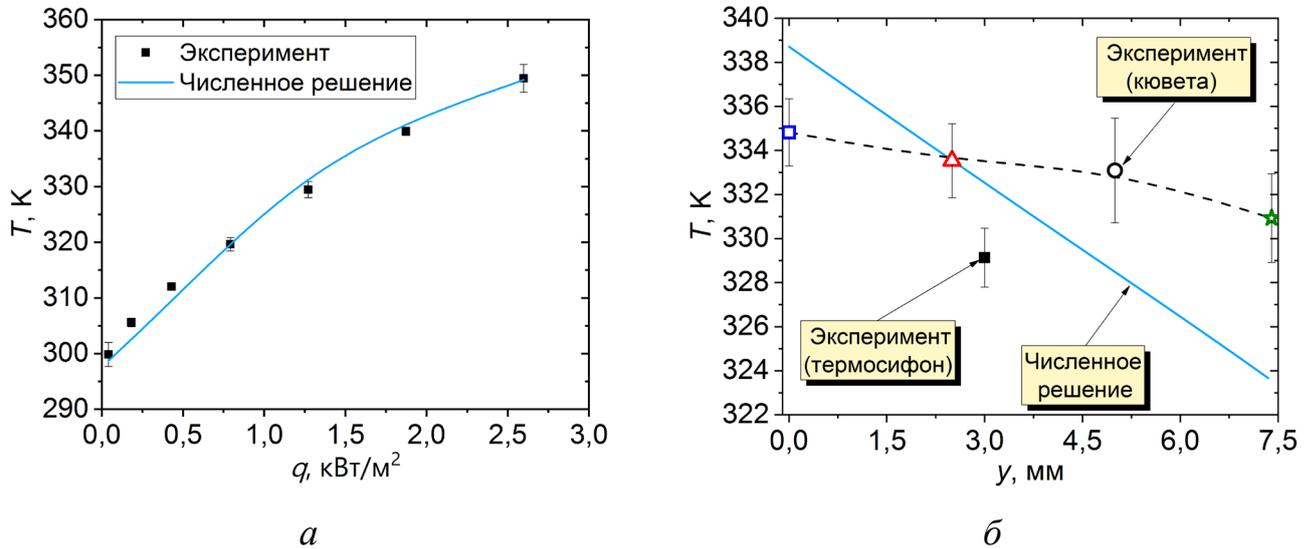
При проведении численного моделирования принято, что тепловой поток изменялся в диапазоне от 0,18 до 2,60 кВт/м<sup>2</sup> при атмосферном давлении ( $p_{atm} = 101325$  Па) и начальной температуре жидкости (воды)  $T_{l,init} = 298$  К. Для остальных параметров, характеризующих систему, приняты следующие значения (таблица 4.5).

Таблица 4.5 – Параметры, характеризующие систему

| Параметры  | Значение                               |
|--|--|
| Теплопроводность пара ( $\lambda_v$ ) / жидкости ( $\lambda_l$ ), Вт/(м·К)   | $19 \cdot 10^{-3} / 606 \cdot 10^{-3}$ |
| Удельная теплоемкость пара ( $c_{p,v}$ ) / жидкости ( $c_{p,l}$ ), Дж/(кг·К) | 1864 / 4184                            |
| Плотность пара ( $\rho_v$ ) / жидкости ( $\rho_l$ ), кг/м <sup>3</sup>       | $737 \cdot 10^{-3} / 995$              |
| Молярная масса $M$ , кг/моль   | $18 \cdot 10^{-3}$                     |
| Скрытая теплота парообразования $Q_e$ , Дж/кг                                | $2,4 \cdot 10^6$                       |
| Коэффициент аккомодации $A$  | $36 \cdot 10^{-3}$                     |
| Газовая постоянная $R^*$ , Дж/(моль·К)                                       | 8,31                                   |
| Теплопроводность меди $\lambda_{cop}$ , Вт/(м·К)                             | 390                                    |
| Толщина боковых стенок $\delta_w$ , м  | $1,5 \cdot 10^{-3}$                    |

На рисунке 4.9 приведены типичные результаты решения задачи конвективно-кондуктивного теплопереноса в слое жидкости (воды) на нижней крышке термосифона [275]. На рисунке 4.9 а представлены зависимости температур  $T_i$ , установленных в экспериментах по показаниям термопар  $T_3-T_3'$

(раздел 3.1.1, рисунок 3.1) и рассчитанных в идентичной точке ( $y = 3$  мм), от плотности теплового потока. На рисунке 4.9 б приведено распределение температуры в слое теплоносителя ( $\varepsilon_e = 35\%$ ;  $\tau = 600$  с).



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

Рисунок 4.9 – Результаты математического моделирования

Зависимости  $T = f(q)$  (рисунок 4.9 а) иллюстрируют хорошее соответствие результатов математического моделирования и экспериментальных данных, если учитывать движение теплоносителя в слое жидкости. При плотности теплового потока  $q \approx 1,3$  кВт/м<sup>2</sup> (рисунок 4.9 б) расхождение между результатами (температурами поверхности раздела фаз «жидкость-пар»), полученными численно и экспериментально (раздел 3.3.2, рисунок 3.19), не превышало 13%. При этом температуры  $T_l$  в слое воды на высоте  $y = 3$  мм в эксперименте (раздел 3.1.1, рисунок 3.1) хорошо согласуются с температурами теплоносителя, установленными в результате численного решения задачи в этой точке (рисунок 4.9 б) (отличие составляло не более 6%). Сделан вывод о том, что термогравитационная конвекция вносит значительный вклад в процесс переноса

теплоты и играет доминирующую роль в управлении интенсивностью теплообмена в термосифоне (в формировании распределения температур и скоростей испарения). Чем интенсивнее нагрев, тем значительнее ее (термогравитационной конвекции) роль.

На рисунке 4.10 представлены зависимости скорости испарения теплоносителя (воды) от плотности теплового потока ( $\varepsilon_e = 15\%$ ;  $\tau = 600$  с) [275,278].

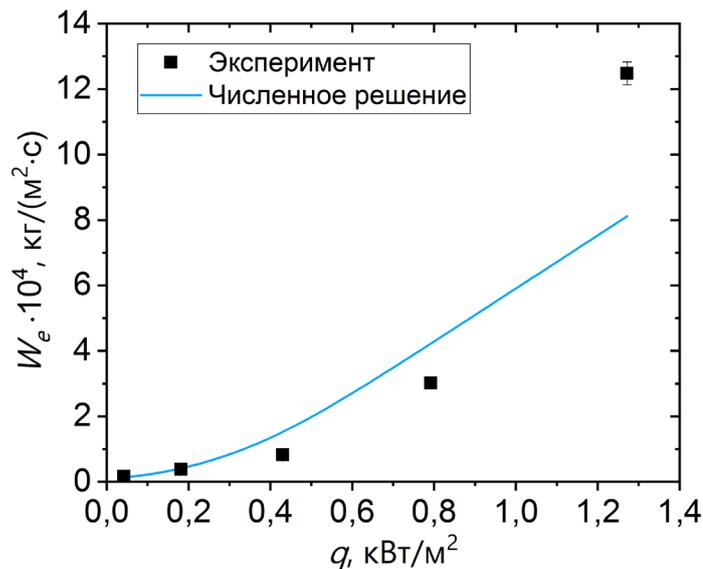


Рисунок 4.10 – Зависимости скорости испарения теплоносителя ( $\varepsilon_e = 15\%$ ) от плотности теплового потока

В экспериментальных исследованиях в условиях заполнения испарительной части ТС на 15% термопары  $T_3-T_3'$  регистрировали температуру теплоносителя вблизи его поверхности испарения. Глубина расположения спаев термопар при  $\varepsilon_e = 15\%$  не превышала  $0,2 \pm 0,1$  мм от поверхности раздела фаз (раздел 2.2, рисунок 2.5 а). Поэтому экспериментальная величина скорости испарения ( $W_e$ ) определялась по выражению (4.5) при допущении, что температура свободной поверхности слоя жидкости на нижней крышке термосифона регистрируется термопарами  $T_{fs} = T_l = (T_3 - T_3')/2$ . Остальные параметры в выражении (4.5) при определении  $W_e$  принимались такими же, как и в модели (таблица 4.5). Сравнение результатов численного моделирования с экспериментальными данными показало

(рисунки 4.10), что результаты численного моделирования удовлетворительно согласуются с экспериментальными величинами скоростей испарения.

Сделан вывод (рисунки 4.9 – 4.10), что разработанная математическая модель (4.1) – (4.6) теплопереноса в слое жидкости применима к термосифонному режиму охлаждения при тепловых потоках до  $2,6 \text{ кВт/м}^2$  к нижней крышке термосифона в условиях интенсивного испарения с поверхности раздела фаз «жидкость-пар» без кипения. Следует отметить, что сформулированная гипотеза и модель применимы как к термосифонам, работающим при атмосферном давлении, так и к ТС при давлении ниже атмосферного. Уменьшение давления в термосифоне приведет к увеличению массовой скорости испарения с поверхности жидкости и росту скорости пара при прочих адекватных условиях. Известно [350], что изменение давления над относительно тонким слоем теплоносителя не влияет на закономерности движения жидкости в этом слое. Поэтому структура конвективных течений в слое теплоносителя на нижней крышке типичных термосифонов, работающих при низком давлении, будет аналогична по структуре конвективным течениям в слое жидкости при атмосферном давлении.

#### **Выводы по главе 4**

1. По итогам анализа и обобщения результатов экспериментов разработана физическая модель процессов теплопереноса в слое жидкости на нижней крышке термосифона.

2. Сформулирована математическая модель процессов теплопереноса в термосифоне, более простая по сравнению с моделями на базе системы уравнений Навье-Стокса [77,251,252]. Разработанная автором диссертации модель процессов теплопереноса в термосифоне может использоваться без применения пакетов программ типа Ansys Fluent для прогнозирования параметров ТС (температура теплоносителя, скорость испарения), по которым можно анализировать режим его работы.

3. По результатам математического моделирования установлено, что с ростом интенсивности нагрева увеличивается роль термогравитационной конвекции в слое теплоносителя. Результаты вычисления температур в сечении  $y = 3$  мм теплоносителя с учетом теплопроводности, и термогравитационной конвекции в процессе теплопереноса хорошо согласуются с показаниями термопар в экспериментах (отличие составляло не более 6%).

4. Результаты выполненных исследований теплопереноса в слое жидкости иллюстрируют возможность применения разработанной математической модели к СОТР на базе термосифонов при тепловых потоках до  $2,6 \text{ кВт/м}^2$  от испарителя к конденсатору в условиях интенсивного испарения с поверхности раздела фаз «жидкость-пар» без кипения. Также модель может использоваться для усовершенствования и развития технологий с применением испаряющихся жидкостей в качестве теплоносителей (например, в тепловых трубах, системах обеспечения теплового режима и термостабилизации электронных устройств).

## ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Разработана методика экспериментальных исследований основных закономерностей процессов теплопереноса в термосифоне (влияние плотности теплового потока, подведенного к нижней крышке; температуры поверхности нагрева; вида теплоносителя; степени заполнения испарителя на распределения температуры по высоте устройства) в условиях подвода теплоты к нижней крышке при интенсивном испарении (при тепловых потоках до  $2,6 \text{ кВт/м}^2$ ) слоя жидкости в испарителе и охлаждения конденсатора воздухом за счет естественной конвекции с регистрацией параметров теплоносителя (температуры, давление) в его внутренней полости, толщины слоя теплоносителя на нижней крышке, скорости движения жидкости в этом слое, положения конденсата на верхней крышке.

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

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

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

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

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

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

**СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Engineering the thermal conductivity of functional phase-change materials for heat energy conversion, storage, and utilization / K. Yuan, J. Shi, W. Aftab [et al.] // *Advanced Functional Materials*. – 2020. – Vol. 30, N 8. Art. 1904228. – P. 1–31.
2. Role of passive safety systems in chinese nuclear power development / X. Cheng, Y. H. Yang, Y. Ouyang, H. X. Miao // *Science and Technology of Nuclear Installations*. – 2009. – Vol. 2009, Art. 573026. – P. 1–7.
3. На Курганской ТЭЦ произошло возгорание трансформатора / А. Игнатьева. – [Москва, 2019]. – Текст : электронный // *Neftegaz.ru* : [официальный сайт]. – URL: <https://neftegaz.ru/news/incidental/496982-na-kurganskoj-tets-proizoshlo-vozhgoranie-transformatora/> (дата обращения: 15.03.2020).
4. На украинской Ровенской АЭС произошел пожар. – [Москва, 2019]. – Текст : электронный // *Интерфакс* : [официальный сайт]. – URL: <https://www.interfax.ru/world/659779> (дата обращения: 15.03.2020).
5. Аварийное отключение магистрального шинопровода. – [Санкт-Петербург, 2019]. – Текст : электронный // *Xelent* : [официальный сайт]. – URL: <https://www.xelent.ru/news/avariynoe-otklyuchenie-magistralnogo-shinoprovoda/> (дата обращения: 15.03.2020).
6. Asymmetric temperature modulation for extreme fast charging of lithium-ion batteries / X. G. Yang, T. Liu, Y. Gao [et al.] // *Joule*. – 2019. – Vol. 3, N 12. – P. 3002–3019.
7. Report on Boeing 787 Dreamliner battery flaws finds lapses at multiple points / J. Mouawad. – [New York, 2014]. – Текст : электронный // *The New York Times* : [официальный сайт]. – URL: <https://www.nytimes.com/2014/12/02/business/report-on-boeing-787-dreamliner-batteries-assigns-some-blame-for-flaws.html> (дата обращения: 15.03.20).
8. Har funne årsaka til brannen og eksplosjonen på MF «Ytterøyningen» / C. Lura, M. Anthun. – [Oslo, 2019]. – Текст : электронный // *NRK* : [официальный сайт]. – URL: <https://www.nrk.no/vestland/har-funne-arsaka-til-brannen-pa-ferja-mf-ytteroyningen-i-kvinnherad-1.14817180> (дата обращения: 15.03.20).

9. Машкин, С. Скорбная живучесть / С. Машкин // Газета Коммерсантъ. – 2019. – № 128. – С. 1.

10. All fires in electric vehicles in S. Korea this year involved Hyundai's Kona Electric / H. Dae-sun. – [Seoul, 2019]. – Текст : электронный // The Hankyoreh : [официальный сайт]. – URL: [http://www.hani.co.kr/arti/english\\_edition/e\\_business/912588.html](http://www.hani.co.kr/arti/english_edition/e_business/912588.html) (дата обращения: 15.03.20).

11. Mitsubishi extends production halt on outlander phev as perplexing battery investigation continues. – [Miami, 2013]. – Текст : электронный // INSIDEEVs : [официальный сайт]. – URL: <https://insideevs.com/news/317625/mitsubishi-extends-production-halt-on-outlander-phev-as-perplexing-battery-investigation-continues/> (дата обращения: 15.03.20).

12. Porsche catches fire while charging. – [Bangkok, 2018]. – Текст : электронный // Bangkok Post : [официальный сайт]. – URL: <https://www.bangkokpost.com/thailand/general/1429518/porsche-catches-fire-while-charging> (дата обращения: 15.03.20).

13. Feuerwehr löscht brennenden E-Golf. – [Wolfsburg, 2017]. – Текст : электронный // Aller-Zeitung Wolfsburger Allgemeine : [официальный сайт]. – URL: <https://www.waz-online.de/Gifhorn/Sassenburg/Feuerwehr-loescht-brennenden-E-Golf> (дата обращения: 15.03.20).

14. Shocking moment a Tesla bursts into flames while charging. – [London, 2019]. – Текст : электронный // Daily Mail newspaper : [официальный сайт]. – URL: <https://www.dailymail.co.uk/news/article-7678941/Shocking-moment-Tesla-bursts-flames-charging.html> (дата обращения: 15.03.20).

15. Тюрин, Ю. Н. Особенности расчета поверхности теплопередачи реактора периодического действия / Ю. Н. Тюрин // Вестник Кузбасского государственного технического университета. – 2008. – № 3. – С. 98–101.

16. Обзор ядерных аварий с возникновением СЦР : отчет Лос-Аламосской национальной лаборатории LA-13638-TR / Т. Маклафлин, Ш. Монахан, Н. Прувост [ и др.]. – Лос-Аламос : Лос-Аламосская национальная лаборатория, 2003. – 210 с.

17. Thermal process safety based on reaction kinetics and reactor dynamics / C. Guinand, M. Dabros, B. Roduit [et al.] // *Chemical Engineering Transactions*. – 2016. – Vol. 48. – P. 19–24.
18. Безродный, М. К. Процессы переноса в двухфазных термосифонных системах. Теория и практика / М. К. Безродный, И. Л. Пиоро, Т. О. Костюк. – 2-е изд., доп. и перераб. – Киев : Факт, 2005. – 700 с.
19. Плоские тепловые трубы для отвода тепла от электронной аппаратуры в космических аппаратах / В. А. Деревянко, Д. А. Нестеров, В. Е. Косенко [и др.] // *Сибирский журнал науки и технологий*. – 2013. – № 6/52. – С. 111–116.
20. Zhou, G. Power-saving exploration for high-end ultra-slim laptop computers with miniature loop heat pipe cooling module / G. Zhou, J. Li, Z. Jia // *Applied Energy*. – 2019. – Vol. 239. – P. 859–875.
21. Suman, B. A model of the capillary limit of a micro heat pipe and prediction of the dry-out length / B. Suman, S. De, S. DasGupta // *International Journal of Heat and Fluid Flow*. – 2005. – Vol. 26, N 3. – P. 495–505.
22. Innovative IceGiant ProSiphon Elite Elite Cooler Now Available from Casing / L. Porter. – [Ottawa, 2021]. – Текст : электронный // *CA News Ottawa* : [официальный сайт]. – URL: <https://www.canewsottawa.ca/innovative-icegiant-prosiphon-elite-elite-cooler-now-available-from-casing/> (дата обращения: 23.01.21).
23. Cheng, L. Two phase flow and thermal physics of nanofluids: understanding the fundamentals, mechanisms and challenges / L. Cheng, G. Xia // *Proceedings of the 3rd World Congress on Momentum, Heat and Mass Transfer*. – Budapest, 2018. – P. 1–16.
24. Khandekar, S. Thermal performance of closed two-phase thermosyphon using nanofluids / S. Khandekar, Y. M. Joshi, B. Mehta // *International Journal of Thermal Sciences*. – 2008. – Vol. 47, N 6. – P. 659–667.
25. Kharangate, C. R. Effects of two-phase inlet quality, mass velocity, flow orientation, and heating perimeter on flow boiling in a rectangular channel: Part 2 – CHF experimental results and model / C. R. Kharangate, L. E. O'Neill, I. Mudawar // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2016. – Vol. 103. – P. 1280–1296.
26. Pinate, W. Critical heat flux of a two-phase closed thermosyphon with fins /

W. Pinate, S. Rittidech // *Journal of Mechanical Science and Technology*. – 2018. – Vol. 32, N 5. – P. 2357–2364.

27. The investigation of the two-phase thermosyphon performance limit / C. C. Chang, Z. L. Huang, Y. C. Chiang, S. L. Chen // *Journal of Marine Science and Technology*. – 2018. – Vol. 26, N 2. – P. 217–227.

28. Arkhipov, V. Numerical simulation of heat transfer in a closed two-phase thermosiphon / V. Arkhipov, A. Nee, L. Valieva // *Key Engineering Materials*. – 2017. – Vol. 743. – P. 449–453.

29. Nurpeiis, A. 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 / A. E. Nurpeiis, E. G. Orlova, G. Y. Mamontov // *MATEC Web of Conferences*. – 2017. – Vol. 141, Art. 01006. – P. 1–5.

30. Вергун, А. П. Численный анализ влияния коэффициента заполнения на интенсивность теплопереноса в закрытом двухфазном термосифоне / А. П. Вергун, А. Э. Ни, А. Е. Нурпейис // *Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики*. – 2016. – № 1/2. – С. 114–121.

31. Ibrahim, E. Heat transfer characteristics of rotating triangular thermosyphon / E. Ibrahim, M. Moawed, N. S. Berbish // *Heat and Mass Transfer*. – 2012. – Vol. 48, N 9. – P. 1539–1548.

32. An experimental and theoretical investigation of the transient behavior of a two-phase closed thermosyphon / H. Farsi, J. L. Joly, M. Miscevic [et al.] // *Applied Thermal Engineering*. – 2003. – Vol. 23, N 15. – P. 1895–1912.

33. Charge and discharge characteristics of a thermal energy storage device / J. C. Wang, S. J. Lin, S. L. Chen, W. S. Lee // *Experimental Heat Transfer*. – 2005. – Vol. 18, N 1. – P. 45–60.

34. Chieh, J. J. Thermal performance of cold storage in thermal battery for air conditioning / J. J. Chieh, S. J. Lin, S. L. Chen // *International Journal of Refrigeration*. – 2004. – Vol. 27, N 2. – P. 120–128.

35. Unsteady experimental and numerical analysis of a two-phase closed thermosyphon at different filling ratios / D. Jafari, S. Filippeschi, A. Franco, P. Di.

- Marco // *Experimental Thermal and Fluid Science*. – 2017. – Vol. 81. – P. 164–174.
36. An experimental investigation on the evaporation and condensation heat transfer of two-phase closed thermosyphons / D. Jafari, P. Di Marco, S. Filippeschi, A. Franco // *Experimental Thermal and Fluid Science*. – 2018. – Vol. 116. – P. 675–684.
37. Coupled effects of hydrophobic layer and vibration on thermal efficiency of two-phase closed thermosyphons / W. L. Tong, M. K. Tan, J. K. Chin [et al.] // *RSC Advances*. – 2015. – Vol. 5. – P. 10332–10340.
38. The effects of bend angle and fill ratio on the performance of a naturally aspirated thermosyphon / K. Smith, S. Siedel, A. J. Robinson, R. Kempers // *Applied Thermal Engineering*. – 2016. – Vol. 101. – P. 455–467.
39. Гидродинамика проточного барботажного слоя в вертикальном канале / М. К. Безродный, П. А. Барабаш, И. А. Назарова, А. П. Костюк // *Промышленная теплотехника*. – 2009. – Т. 31, № 4. – С. 27–33.
40. Костюк, О. П. Режимы течії двофазових сумішей у проточному барботажному шарі утилізатора теплоти відхідних газів / О. П. Костюк // *Вісник Національного технічного університету ХПІ. Сер.: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. – 2014. – № 12/1055. – С. 163–170.
41. Guo, T. Experimental study on flooding and flow reversal in small diameter tubes with various inclinations and horizontal lengths / T. Guo, J. H. Jeong // *International Journal of Refrigeration*. – 2014. – Vol. 38. – P. 290–298.
42. Smith, K. Confinement and vapour production rate influences in closed two-phase reflux thermosyphons Part A: Flow regimes / K. Smith, R. Kempers, A. J. Robinson // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2018. – Vol. 119. – P. 907–921.
43. Alammar, A. A. Effect of inclination angle and fill ratio on geyser boiling phenomena in a two-phase closed thermosiphon – Experimental investigation / A. A. Alammar, R. K. Al-Dadah, S. M. Mahmoud // *Energy Conversion and Management*. – 2018. – Vol. 156. – P. 150–166.
44. Numerical analysis of a closed loop two-phase thermosyphon under states of single-phase, two-phase and supercritical / Y. Bai, L. Wang, S. Zhang [et al.] // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2019. – Vol. 135. – P. 354–367.

45. Investigation of separated two-phase thermosiphon loop for relieving the air-conditioning loading in datacenter / H. Daraghmeh, M. Sulaiman, K. S. Yang, C. C. Wang // *Energies*. – 2019. – Vol. 12, Art. 105. – P. 1–18.
46. Boiling and condensation heat transfer of inclined two-phase closed thermosyphon with various filling ratios / Y. Kim, D. H. Shin, J. S. Kim [et al.] // *Applied Thermal Engineering*. – 2018. – Vol. 145. – P. 328–342.
47. Corumlu, V. Evaluation of heat transfer mechanisms in heat pipe charged with nanofluid / V. Corumlu, A. Ozsoy, M. Ozturk // *Arabian Journal for Science and Engineering*. – 2019. – Vol. 44, N 6. – P. 5195–5213.
48. Kiseev, V. Heat transfer enhancement in a loop thermosyphon using nanoparticles/water nanofluid / V. Kiseev, O. Sazhin // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2019. – Vol. 132. – P. 557–564.
49. Experimental and numerical analysis of a nanofluidic thermosyphon heat exchanger / M. Ramezanizadeh, M. A. Nazari, M. H. Ahmadi, K. W. Chau // *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*. – 2019. – Vol. 13, N 1. – P. 40–47.
50. Красношлыков, А. С. Исследование влияния свойств теплоносителей на интенсивность теплопереноса в замкнутых двухфазных термосифонах / А. С. Красношлыков // *труды IV Международного молодёжного форума “Интеллектуальные энергосистемы”*: в 3 томах. – Томск, 2016. – Т. 1. – С. 13–16.
51. Asirvatham, L. G. Heat transfer performance of a glass thermosyphon using graphene–acetone nanofluid / L. G. Asirvatham, S. Wongwises, J. Babu // *Journal of Heat Transfer*. – 2015. – Vol. 137, Art. 111502. – P. 1–9.
52. Meena, P. Effect of evaporator section lengths and working fluids on operational limit of closed loop oscillating heat pipes with check valves (CLOHP/CV) / P. Meena, S. Rittidech, P. Tammaaeng // *American Journal of Applied Sciences*. – 2009. – Vol. 6, N 1. – P. 133–136.
53. Wang, J. Experimental investigation of the transient thermal performance of a bent heat pipe with grooved surface / J. Wang // *Applied Energy*. – 2009. – Vol. 86, N 10. – P. 2030–2037.
54. Narcy, M. Experimental investigation of a confined flat two-phase

thermosyphon for electronics cooling / M. Narcy, S. Lips, V. Sartre // *Experimental Thermal and Fluid Science*. – 2018. – Vol. 96. – P. 516–529.

55. Two-phase closed-loop thermosyphon for electronic cooling / C. C. Chang, S. C. Kuo, M. T. Ke, S. L. Chen // *Experimental Heat Transfer*. – 2010. – Vol. 21, N 2. – P. 144–156.

56. Application of nanofluids in thermosyphons: A review / M. Ramezanizadeh, M. A. Nazari, M. H. Ahmadi, E. Açıkkalp // *Journal of Molecular Liquids*. – 2018. – Vol. 272. – P. 395–402.

57. Geysier boiling in a thermosyphon with nanofluids and surfactant solution / A. Kujawska, B. Zajackowski, L. M. Wilde, M. H. Buschmann // *International Journal of Thermal Sciences*. – 2019. – Vol. 139. – P. 195–216.

58. Sajid, M. U. Recent advances in application of nanofluids in heat transfer devices: A critical review / M. U. Sajid, H. M. Ali // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. – 2019. – Vol. 103. – P. 556–592.

59. A novel method to measure thermal conductivity of nanofluids / G. Xu, J. Fu, B. Dong [et al.] // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2019. – Vol. 130. – P. 978–988.

60. Klinbun, J. Experimental study of copper nano-fluid on thermosyphons thermal performance / J. Klinbun, P. Terdtoon // *Engineering Journal*. – 2017. – Vol. 21, N 1. – P. 255–264.

61. Thermosyphons with innovative technologies / L. L. Vasiliev, L. P. Grakovich, M. I. Rabetsky [et al.] // *Applied Thermal Engineering*. – 2017. – Vol. 111. – P. 1647–1654.

62. A novel energy pile: The thermo-syphon helical pile / J. Huang, J. S. McCartney, H. Perko [et al.] // *Applied Thermal Engineering*. – 2019. – Vol. 159, Art. 113882. – P. 1–10.

63. Performance optimization of a two-phase closed thermosyphon through CFD numerical simulations / S. ed-D. Fertahi, T. Bouhal, Y. Agrouaz [et al.] // *Applied Thermal Engineering*. – 2018. – Vol. 128. – P. 551–563.

64. Numerical evaluation of the cooling performance of a composite L-shaped two-phase closed thermosyphon (LTPCT) technique in permafrost regions / W. Pei, M. Zhang, Z. Yan [et al.] // *Solar Energy*. – 2019. – Vol. 177. – P. 22–31.

65. Fadhil, O. T. Experimental study of the thermal characteristics for a thermosyphon pipe with finned condenser / O. T. Fadhil, M. B. Al Hadithi, H. M. Al Hiti // *Alnahrain Journal for Engineering Sciences*. – 2016. – Vol. 19, N 2. – P. 301–309.
66. Naresh, Y. Thermal performance of an internally finned two phase closed thermosyphon with refrigerant R134a: A combined experimental and numerical study / Y. Naresh, C. Balaji // *International Journal of Thermal Sciences*. – 2018. – Vol. 126. – P. 281–293.
67. Coaxial anodic oxidation under dynamic electrolyte conditions for inner surface patterning of high–aspect–ratio and slim Ti tubes / Y. Wang, L. Sun, C. Xiang [et al.] // *Corrosion Science*. – 2017. – Vol. 124. – P. 193–197.
68. Qu, J. Effects of functional surface on performance of a micro heat pipe / J. Qu, H. Wu, P. Cheng // *International Communications in Heat and Mass Transfer*. – 2008. – Vol. 35, N 5. – P. 523–528.
69. Two–phase closed thermosyphon vapor–chamber system for electronic cooling / T. E. Tsai, H. H. Wu, C. C. Chang, S. L. Chen // *International Communications in Heat and Mass Transfer*. – 2010. – Vol. 37, N 5. – P. 484–489.
70. Khodabandeh, R. Heat transfer, flow regime and instability of a nano– and micro–porous structure evaporator in a two–phase thermosyphon loop / R. Khodabandeh, R. Furberg // *International Journal of Thermal Sciences*. – 2010. – Vol. 49, N 7. – P. 1183–1192.
71. Rahimi, M. Thermal characteristics of a resurfaced condenser and evaporator closed two–phase thermosyphon / M. Rahimi, K. Asgary, S. Jesri // *International Communications in Heat and Mass Transfer*. – 2010. – Vol. 37. – P. 703–710.
72. Performance enhancement of a two–phase closed thermosiphon with a thin porous copper coating / A. B. Solomon, V. A. Daniel, K. Ramachandran [et al.] // *International Communications in Heat and Mass Transfer*. – 2017. – Vol. 82. – P. 9–19.
73. Thermal performance of anodized two phase closed thermosyphon (TPCT) / A. B. Solomon, A. Mathew, K. Ramachandran [et al.] // *Experimental Thermal and Fluid Science*. – 2013. – Vol. 48. – P. 49–57.
74. Nair, R. Synergistic analysis of heat transfer characteristics of an internally finned two phase closed thermosyphon / R. S. Nair, C. Balaji // *Applied Thermal*

Engineering. – 2016. – Vol. 101. – P. 720–729.

75. Naresh, Y. Experimental investigations of heat transfer from an internally finned two phase closed thermosyphon / Y. Naresh, C. Balaji // Applied Thermal Engineering. – 2017. – Vol. 112. – P. 1658–1666.

76. Wits, W. W. Experimental performance of a 3D-Printed hybrid heat pipe-thermosyphon for cooling of power electronics / W. W. Wits, D. Jafari // 24rd International Workshop on Thermal Investigations of ICs and Systems (THERMINIC). – 2018. – P. 1–6.

77. Desrayaud, G. Numerical investigation of natural circulation in a 2D-annular closed-loop thermosyphon / G. Desrayaud, A. Fichera, M. Marcoux // International Journal of Heat and Fluid Flow. – 2006. – Vol. 27, N 1. – P. 154–166.

78. Modelling of two-phase closed thermosyphon based on SINDA/FLUINT / L. Ma, X. Yin, L. Shang, Z. Ji // Applied Thermal Engineering. – 2018. – Vol. 130. – P. 375–383.

79. Numerical simulation on the performance of thermosyphon adopted to mitigate thaw settlement of embankment in sandy permafrost zone / L. Chen, W. Yu, Y. Lu, W. Liu // Applied Thermal Engineering. – 2018. – Vol. 128. – P. 1624–1633.

80. Alizadehdakhel, A. CFD modeling of flow and heat transfer in a thermosyphon / A. Alizadehdakhel, M. Rahimi, A. A. Alsairafi // International Communications in Heat and Mass Transfer. – 2010. – Vol. 37, N 3. – P. 312–318.

81. Fadhl, B. CFD modelling of a two-phase closed thermosyphon charged with R134a and R404a / B. Fadhl, L. C. Wrobel, H. Jouhara // Applied Thermal Engineering. – 2015. – Vol. 78. – P. 482–490.

82. Investigation of a long term passive cooling system using two-phase thermosyphon loops for the nuclear reactor spent fuel pool / W. Fu, X. Li, X. Wu, Z. Zhang // Annals of Nuclear Energy. – 2015. – Vol. 85. – P. 346–356.

83. Wang, X. CFD simulation of dynamic heat transfer behaviors in super-long thermosyphons for shallow geothermal application / X. Wang, H. Liu, Y. Wang, Y. Zhu // Applied Thermal Engineering. – 2020. – Vol. 174, Art. 115295. – P. 1–11.

84. A combined CFD/visualization investigation of heat transfer behaviors during geyser boiling in two-phase closed thermosyphon / X. Wang, Y. Wang, H. Chen, Y. Zhu //

International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2018. – Vol. 121. – P. 703–714.

85. Kuznetsov, G. V. Numerical analysis of basic regularities of heat and mass transfer in a high-temperature heat pipe / G. V. Kuznetsov, A. E. Sitnikov // High temperature. – 2002. – Vol. 40, N 6. – P. 964–970.

86. Valieva, L. Numerical simulation of heat and mass transfer in a closed two – phase geothermal thermosyphon / L. Valieva, A. Nee // MATEC Web of Conferences. – 2017. – Vol. 141, Art. 01003. – P. 1–5.

87. Sheremet, M. A. The influence of cross effects on the characteristics of heat and mass transfer in the conditions of conjugate natural convection / M. A. Sheremet // Journal of Engineering Thermophysics. – 2010. – Vol. 19, N 3. – P. 119–127.

88. Nurpeiis, A. 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 / A. Nurpeiis, G. Mamontov, L. Valieva // MATEC Web of Conferences. – 2017. – Vol. 92, Art. 01058. – P. 1–5.

89. Nurpeiis, A. An experimental study of the influence of a thermosyphon filling ratio on a temperature distribution in characteristic points along the vapor channel height / A. Nurpeiis, E. Orlova, K. Ponomarev // MATEC Web of Conferences. – 2017. – Vol. 110, Art. 01062. – P. 1–5.

90. Nurpeiis, A. Peculiarities of temperature fields formation in vapor channels of thermosyphons with heat carriers boiling at low temperatures / A. Nurpeiis, K. Ponomarev, T. Nemova // MATEC Web of Conferences. – 2017. – Vol. 141. – P. 01005.

91. Experimental study of the convective motions by the PIV technique within an evaporating liquid layer into the gas flow / Y. Lyulin, A. Kreta, H. Ouerdane, O. Kabov // Microgravity Science and Technology. – 2020. – Vol. 32, N 2. – P. 203–216.

92. Onset of thermal ripples at the interface of an evaporating liquid under a flow of inert gas / B. Scheid, J. Margerit, C. S. Iorio [et al.] // Experiments in fluids. – 2012. – Vol. 52, N 5. – P. 1107–1119.

93. Machrafi, H. Numerical parametric study of the evaporation rate of a liquid under a shear gas flow: Experimental validation and the importance of confinement on the convection cells and the evaporation rate / H. Machrafi, Y. Lyulin, C. S. Iorio [et al.] //

International Journal of Heat and Fluid Flow. – 2018. – Vol. 72. – P. 8–19.

94. Analysis of a convective fluid flow with a concurrent gas flow with allowance for evaporation / O. N. Goncharova, E. V. Rezanova, Y. V. Lyulin, O. A. Kabov // High Temperature. – 2017. – Vol. 55, N 6. – P. 887–897.

95. Experimental investigation of the temperature field in the gas–liquid two–layer system / E. Y. Gatapova, R. A. Filipenko, Y. V. Lyulin [et al.] // Thermophysics and Aeromechanics. – 2015. – Vol. 22, N 6. – P. 701–706.

96. Kabov, O. A. Vapor–gas mixture condensation in a two–chamber vertical thermosyphon / O. A. Kabov, E. A. Chinnov // Journal of Enhanced Heat Transfer. – 2002. – Vol. 9, N 2. – P. 57–67.

97. Puchor, T. Numerical simulation of airflow around the evaporator in the closed space / T. Puchor, R. Banovčan, R. Lenhard // EPJ Web of Conferences. – 2018. – Vol. 180, Art. 02088. – P. 1–4.

98. Громов, В. С. Моделирование термогазодинамических процессов в подогревателе природного газа и разработка подогревателей / В. С. Громов, В. Б. Явкин, В. Г. Тонконог [и др.] // Тезисы докладов и сообщений XV Минского международного форума по тепло– и массообмену : в 3 томах. – Минск, 2016. – Т. 3. – С. 232–235.

99. Jadhav, A. S. Two phase thermosyphon – a review of studies / Akash S. Jadhav, S. A. Patil // International Journal of Engineering Sciences & Research Technology. – 2016. – Vol. 5, N 1. – P. 180–192.

100. The influences of the inclination angle and evaporator wettability on the heat performance of a thermosyphon by simulation and experiment / Z. Xu, Y. Zhang, B. Li [et al.] // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2018. – Vol. 116. – P. 675–684.

101. Modeling and experimental tests of a copper thermosyphon / P. H. D. dos Santos, K. A. T. Vicente, L. dos Santos Reis [et al.] // Acta Scientiarum. Technology. – 2017. – Vol. 39, N 1. – P. 59–68.

102. Alammam, A. A. Numerical investigation of effect of fill ratio and inclination angle on a thermosiphon heat pipe thermal performance / A. A. Alammam, R. K. Al–Dadah, S. M. Mahmoud // Applied Thermal Engineering. – 2016. – Vol. 108, P. 1055–1065.

103. Thermal resistance of a thermosyphon filled with R410A operating at low evaporator temperature / K. S. Ong, G. Goh, K. H. Tshai, W. M. Chin // *Applied Thermal Engineering*. – 2016. – Vol. 106. – P. 1345–1351.

104. Heat performances of a thermosyphon as affected by evaporator wettability and filling ratio / Z. Xu, Y. Zhang, B. Li [et al.] // *Applied Thermal Engineering*. – 2018. – Vol. 129. – P. 665–673.

105. Patent N 6146. Hermetic Heating Tubes (“Perkins System”): 1831 / A. M. Perkins.

106. Patent N 7059. Steam engines, furnaces and boilers, partly applicable to other purposes : 1836 / J. Perkins.

107. Жирицкий, Г. С. Конструкция и расчет на прочность деталей паровых и газовых турбин / Г. С. Жирицкий, В. А. Стрункин. – 3-е изд., доп. и перераб. – Москва : Машиностроение, 1968. – 523 с.

108. Cohen, H. Heat-transfer problems of liquid-cooled gas-turbine blades / H. Cohen, F. J. Bayley // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*. – 1955. – Vol. 169, N 1. – P. 1063–1080.

109. Исследование термосвай, заполненных легкокипящей жидкостью / В. В. Оносовский, С. В Соколов, Н. А. Бучко, Ю. Н. Образцов // *Холодильная техника*. – 1971. – № 12. – С. 21–26.

110. Ибрагимов, Э. Экспериментальные исследования инновационных конструкций пологонаклонных термостабилизаторов грунта / Э. В. Ибрагимов, Я. А. Кроник, Е. В. Куплинова // *Вестник Томского государственного архитектурно-строительного университета*. – 2014. – № 4. – С. 208–220.

111. Applications of heat pipes in energy conservation and renewable energy based systems / R. Singh, M. Mochizuki, T. Nguyen, A. Akbarzadeh // *Frontiers in Heat Pipes*. – 2011. – Vol. 2, Art. 033003. – P. 1–13.

112. Исследование теплопередающей способности двухфазных термосифонов применительно к условиям работы холодильных плит доменных печей / С. Н. Файнзильберг, М .К. Безродный, А. И. Белойван [и др.] // *Использование вторичных энергоресурсов и охлаждение агрегатов черной*

металлургии. – 1976. – № 5. – С. 66–72.

113. Безродный, М. К. Двухфазные термосифоны в промышленной теплотехнике / М. К. Безродный, С. С. Волков, В. Ф. Мокляк. – Киев : Выща школа, 1991. – 75 с.

114. Седелкин, В. М. Исследование и методика расчета двухфазных термосифонов для огневых подогревателей абсорбента / В. М. Седелкин, М. К. Безродный // Техника и технология добычи газа и эксплуатации подземных газовых хранилищ. – 1979. – № 1/7. – С. 14–25.

115. Akbarzadeh, A. Industrial waste heat recovery, using a loop thermosyphon heat exchanger proofng oven baking oven / A. Akbarzadeh, V. Dube // Solar World Congress. – Adeleide, 2001. – P. 851–858.

116. Jouhara, H. Experimental investigation of a thermosyphon based heat exchanger used in energy efficient air handling units / H. Jouhara, H. Merchant // Energy. – 2012. – Vol. 39, N 1. – P. 82–89.

117. Noie, S. H. Energy conservation by waste heat recovery in industry using thermosyphon heat exchangers / S. H. Noie, M. Lotfi, N. Saghatoleslami // Iranian Journal of Science & Technology, Transaction B. – 2004. – Vol. 28, N B6. – P. 707–712.

118. Firouzfard, E. A review of heat pipe heat exchangers activity in Asia / E. Firouzfard, M. Attaran // International Journal of Chemical, Molecular, Nuclear, Materials and Metallurgical Engineering. – 2008. – Vol. 2, N 11. – P. 266–271.

119. Heat pipe-based radiator for low grade geothermal energy conversion in domestic space heating / K. Kerrigan, H. Jouhara, G. E. O’Donnell, A. J. Robinson // Simulation Modelling Practice and Theory. – 2011. – Vol. 19, N 4. – P. 1154–1163.

120. Byrne, P. Experimental study of an air–source heat pump for simultaneous heating and cooling – Part 2: Dynamic behaviour and two–phase thermosiphon defrosting technique / P. Byrne, J. Miriel, Y. Lenat // Applied Energy. – 2011. – Vol. 88, N 9. – P. 3072–3078.

121. PCM Evaporator with Thermosiphon / C. Kowsky, E. Wolfe, S. Chowdhury // SAE Technical Paper. – 2014. – Art. 0634. – P. 1–11.

122. In–flight testing of loop thermosyphons for aircraft cooling / J. L. G. Oliveira, C. Tecchio, K. V. Paiva [et al.] // Applied Thermal Engineering. – 2016. – Vol. 98. – P. 144–156.

123. Active and passive cooling technologies for thermal management of avionics in helicopters: Loop heat pipes and mini-Vapor Cycle System / C. Zilio, G. Righetti, S. Mancin [et al.] // *Thermal Science and Engineering Progress*. – 2018. – Vol. 5. – P. 107–116.

124. Energy-saving analysis of telecommunication base station with thermosyphon heat exchanger / F. Zhou, J. Chen, G. Ma, Z. Liu // *Energy and Buildings*. – 2013. – Vol. 66. – P. 537–544.

125. Simulation on vertical microchannel evaporator for rack-backdoor cooling of data center / B. Zhan, S. Shao, H. Zhang, C. Tian // *Applied Thermal Engineering*. – 2020. – Vol. 164, Art. 114550. – P. 1–10.

126. Vasiliev, L. Innovative heat pipes and thermosyphons for renewable sources of energy application / L. Vasiliev, A. Zhuravlyov // *E3S Web of Conferences*. – 2018. – Vol. 70, Art. 01018. – P. 1–6.

127. Chougule, S. S. Thermal performance of two phase thermosyphon flat-plate solar collectors using nanofluid / S. S. Chougule, S. K. Sahu, A. T. Pise // *Journal of Solar Energy Engineering*. – 2014. – Vol. 136, Art. 014503. – P. 1–5.

128. Папченков, А. И. Экспериментальные исследования теплотехнических характеристик термосифонов котлов-утилизаторов: дис. ... канд. техн. наук: 05.14.04 / Папченков Анатолий Игоревич; Урал. фед. ун-т им. первого Президента России Б. Н. Ельцина. – Екатеринбург, 2018. – 178 с.

129. Yarmak Jr, E. Thermosyphon design for a changing Arctic / E. Yarmak Jr, J. T. Zottola // *Congress on Technical Advancement 2017*. – 2017. – P. 151–160.

130. Franco, A. On the use of heat pipe principle for the exploitation of medium-low temperature geothermal resources / A. Franco, M. Vaccaro // *Applied Thermal Engineering*. – 2013. – Vol. 59, N 1/2. – P. 189–199.

131. Generator cooling using heat pipes / B. De Leeuw, H. Hagens, S. Brand [et al.] // *Heat Transfer*. – 2006. – Vol 1, Art. 2. – P. 1–8.

132. Sundaram, A. An experimental investigation on passive cooling system comprising phase change material and two-phase closed thermosyphon for telecom shelters in tropical and desert regions / A. S. Sundaram, R. V. Seeniraj, R. Velraj // *Energy and Buildings*. – 2010. – Vol. 42, N 10. – P. 1726–1735.

133. Two-phase thermosyphon loop for cooling outdoor telecommunication equipments / A. Samba, H. Louahlia-Gualous, S. Le Masson, D. Nörterhäuser // *Applied Thermal Engineering*. – 2013. – Vol. 50, N 1. – P. 1351–1360.

134. Mantelli, M. H. B. Development of porous media thermosyphon technology for vapor recovering in cross-current cooling towers/ M. H. B. Mantelli // *Applied Thermal Engineering*. – 2016. – Vol. 108. – P. 398–413.

135. Dussadee, N. Temperature control of paddy bulk storage with aeration-thermosyphon heat pipe / N. Dussadee, T. Punsasri, T. Kiatsiriroat // *Energy Conversion and Management*. – 2007. – Vol. 48, N 1. – P. 138–318.

136. Nurpeiis, A. The opportunity analyses of using thermosyphons in cooling systems of power transformers on thermal stations / A. Nurpeiis, T. Nemova // *MATEC Web of Conferences*. – 2016. – Vol. 72, Art 01077. – P. 1–7.

137. Hother, M. Modeling and simulation of chemical reactors cooled by thermosyphons : master thesis, Department of Chemical Engineering / M. Hothar; Lund University. – 2017, Sweden. – 53 p.

138. Two-phase closed thermosyphons: A review of studies and solar applications / D. Jafari, A. Franco, S. Filippeschi, P. Di Marco // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. – 2016. – Vol. 53. – P. 575–593.

139. Experimental investigation of heat transfer on vertical two – phased closed thermosyphon / M. H. Kusuma, N. Putra, A. R. Antariksawan, F. A. Imawan [et al.] // *International Journal of Mechanical and Mechatronics Engineering*. – 2015. – Vol. 9, N 10. – P. 1873–1878.

140. Heat transfer characteristics of a two-phase closed thermosyphon considering the working fluid filling ratio / S. H. Oh, S. I. Kim, J. W. Choi [et al.] // *WIT Transactions on Engineering Sciences*. – 2016. – Vol. 106. – P. 87–93.

141. Alammar, A. A. Experimental investigation of the influence of the geyser boiling phenomenon on the thermal performance of a two-phase closed thermosyphon / A. A. Alammar, R. K. Al-Dadah, S. M. Mahmoud // *Journal of Cleaner Production*. – 2018. – Vol. 172. – P. 2531–2543.

142. Operation regimes and heat transfer coefficients in sodium two-phase

thermosyphons / L. H. R. Cisterna, M. C. K. Cardoso, E. L. Fronza [et al.] // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2020. – Vol. 152. – P. 119555.

143. Елисеев, В. Б. Что такое тепловая труба? / В. Б. Елисеев, Д. И. Сергеев. – Москва : Энергия, 1971. – 136 с.

144. Busse, C. A. Theory of the ultimate heat transfer limit of cylindrical heat pipes / C. A. Busse // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 1973. – Vol. 16, N 1. – P. 169–186.

145. Seo, J. Length effect on entrainment limit of large-L/D vertical heat pipe / J. Seo, I. C. Bang, J. Y. Lee // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2016. – Vol. 97. – P. 751–759.

146. Vaporization heat transfer in a small diameter closed two-phase thermosyphon / A. Padovan, S. Bortolin, M. Rossato [et al.] // *Journal of Heat Transfer*. – 2019. – Vol. 141, Art. HT-18-1648. – P. 1–47.

147. Ong, C. L. Macro-to-microchannel transition in two-phase flow : Part 1 – Two-phase flow patterns and film thickness measurements / C. L. Ong, J. R. Thome // *Experimental Thermal and Fluid Science*. – 2011. – Vol. 35, N 1. – P. 37–47.

148. Ong, C. L. Macro-to-microchannel transition in two-phase flow : Part 2 – Flow boiling heat transfer and critical heat flux / C. L. Ong, J. R. Thome // *Experimental Thermal and Fluid Science*. – 2011. – Vol. 35, N 1. – P. 873–886.

149. Heat transfer limitation in a vertical annular closed two-phase thermosyphon with small fill rates // S. Rösler, M. Takuma, M. Groll, S. Maezawa // *Heat Recovery Systems and CHP*. – 1987. – Vol. 7, N 4. – P. 319–327.

150. Critical heat flux in a closed two-phase thermosyphon // H. Imura, K. Sasaguchi, H. Kosai, S. Namata // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 1983. – Vol. 26, N 8. – P. 1181–1983.

151. Wallis, G. B. Flooding velocities for air and water in vertical tubes / G. B. Wallis // *United Kingdom Atomic Energy Authority*. – 1961. – N AEEW-R-123. – P. 1–24.

152. Nejat, Z. Effect of density ratio on critical heat flux in closed end vertical tubes / Z. Nejat // *International Journal of Multiphase Flow*. – 1981. – Vol. 7, N 3. – P. 321–327.

153. Pushkina, O. L. Breakdown of liquid film motion in vertical tubes / O. L. Pushkina,

Yu. L. Sorokin // Heat Transfer–Soviet Research. – 1969. – Vol. 1, N 5. – P. 56–64.

154. Tien, C. L. Entrainment Limits in Heat Pipes / C. L. Tien, K. S. Chung // Aiaa Journal. – 1979. – Vol. 17, N 6. – P. 643–646.

155. Terdtoon, P. Investigation of effect inclination angle on heat transfer characteristics of closed two–phase thermosyphon / P. Terdtoon, M. Shiraishi, M. Murakami // Proceedings of the 7th International Heat Pipe Conference. – Minsk, 1990. – Paper B9P.

156. Faghri, A. Heat transfer characteristics in two–phase closed conventional and concentric annular thermosyphons / A. Faghri, M. M. Chen, M. Morgan // Journal of Heat Transfer. – 1989. – Vol. 111. – P. 611–618.

157. Казакова, Е. А. Влияние давления на максимальный тепловой поток при кипении воды в большом объеме / Е. А. Казакова // Известия АН СССР. – 1949. – № 1. – С. 64–69.

158. Кутателадзе, С. С. Гидродинамическая теория изменения режима кипения жидкости при свободной конвекции / С. С. Кутателадзе // Известия АН СССР. – 1951. – № 4. – С. 529–536.

159. Rohsenow, W. M. Correlation of maximum heat flux data for boiling of saturated liquids / W. M. Rohsenow, P. Griffith // Chemical engineering progress symposium series. – 1956. – Vol 52, N 18. – P. 47–49.

160. Боришанский, В. М. О критериальной формуле для обобщения опытных данных по прекращению пузырькового кипения в большом объеме жидкости / В. М. Боришанский // Журнал Технической Физики. – 1956. – Т. 26, № 2. – С. 452–456.

161. Zuber, N. Hydrodynamic aspects of boiling heat transfer : dis. ... Ph. D. in Engineering / Zuber Novak; Univ. of California. – Los Angeles, 1959. – 196 p.

162. Lienhard, J. H. Hydrodynamic prediction of peak pool–boiling heat fluxes from finite bodies / J. H. Lienhard, V. K. Dhir // Journal of Heat Transfer. – 1973. – Vol. 95, N 2. – P. 152–158.

163. Авксентюк, Б. П. Неустойчивость режима теплообмена на поверхностях, обедненных центрами парообразования / Б. П. Авксентюк, С. С. Кутателадзе // Теплофизика высоких температур. – 1977. – Т. 15, № 1. – С. 115–120.

164. Haramura, Y. A new hydrodynamic model of critical heat flux, applicable

widely to both pool and forced convection boiling on submerged bodies in saturated liquids / Y. Haramura, Y. Katto // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 1983. – Vol. 26, N 3. – P. 389–399.

165. Mudawar, I. An analytical model for near-saturated pool boiling critical heat flux on vertical surfaces / I. Mudawar, A. H. Howard, C. O. Gersey // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 1997. – Vol. 40, N 10. – P. 2327–2339.

166. Guan, C. K. A new mechanistic model for pool boiling CHF on horizontal surfaces / C. K. Guan, J. F. Klausner, R. Mei // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2011. – Vol. 54, N 17/18. – P. 3960–3969.

167. Пиоро, И. Л. Обобщение опытных данных по предельному тепломассопереносу в двухфазных термосифонах / И. Л. Пиоро // *Промышленная теплотехника*. – 1985. – Т. 7, № 3. – С. 24–29.

168. Nuntaphan, A. Enhancement of heat transport in thermosyphon air preheater at high temperature with binary working fluid: A case study of TEG–water / A. Nuntaphan, J. Tiansuwan, T. Kiatsiriroat // *Applied Thermal Engineering*. – 2002. – Vol. 22. – P. 251–266.

169. Кутателадзе, С. С. Основы теории теплообмена / С.С. Кутателадзе. – 5–е изд., доп. и перераб. – Москва : Атомиздат, 1979. – 416 с.

170. Толубинский, В. И. Результаты экспериментального определения предельных тепловых потоков закрытых двухфазных термосифонов / В. И. Толубинский, И. Л. Пиоро // *Промышленная теплотехника*. – 1983. – Т. 5, № 2. – С. 3–7.

171. Design, manufacture and testing of a closed cycle thermosyphon rankine engine / T. Nguyen, P. Johnson, A. Akbarzadeh [et al.] // *Heat Recovery Systems and CHP*. – 1995. – Vol. 15, N 4. – P. 333–346.

172. Aghel, B. Experimental study on heat transfer characteristics of a modified two-phase closed thermosyphon / B. Aghel, M. Rahimi, S. Almasi // *Thermal Science*. – 2017. – Vol. 21, N 6A. – P. 2481–2489.

173. Gedik, E. Experimental investigation of the thermal performance of a two-phase closed thermosyphon at different operating conditions / E. Gedik // *Energy &*

Buildings. – 2016. – Vol. 127. – P. 1096–1107.

174. Xu, C. Thermosyphon bushing : design , simulation and implementation / C. Xu, L. Graber // *Applied Thermal Engineering*. – 2019. – Vol. 161. – P. 114180.

175. Hahne, E. The influence of the inclination angle on the performance of a closed two–phase thermosyphon / E. Hahne, U. Gross // *Journal of Heat Recovery Systems*. – 1981. – Vol. 1, N 4. – P. 267–274.

176. Zarling, J. P. Design and performance experience of foundations stabilized with thermosyphons / J. P. Zarling, P. Hansen, L. Kozisekl // *Canadian Permafrost Conference 5*. – 1990. – P. 365–370.

177. Haynes, F. D. Thermosyphons and foundation design in cold regions / F. D. Haynes, J. P. Zarling // *Cold Regions Science and Technology*. – 1988. – Vol. 15, N 3. – P. 251–259.

178. Fadhl, B. Numerical modelling of the temperature distribution in a two– phase closed thermosyphon / B. Fadhl, L. C. Wrobel, H. Jouhara // *Applied Thermal Engineering*. – 2013. – Vol. 60, N 1–2. – P. 122–131.

179. Andrzejczyk, R. Experimental investigation of the thermal performance of a wickless heat pipe operating with different fluids: Water, ethanol, and SES36. Analysis of influences of instability processes at working operation parameters / R. Andrzejczyk // *Energies*. – 2019. – Vol. 12, N 1. – P. 80.

180. Heat and mass transfer for a small diameter thermosyphon with low fill ratio / A. J. Robinson, K. Smith, T. Hughes, S. Filippeschi // *International Journal of Thermofluids*. – 2020. – Vol. 1/2, Art. 100010. – P. 1–9.

181. Noie, S. H. Effect of inclination angle and filling ratio on thermal performance of a two–phase closed thermosyphon under normal operating conditions effect of inclination angle and filling ratio on thermal performance of a two–phase closed thermosyphon / S. H. No. Khoshnoodi // *Heat Transfer Engineering*. – 2007. – Vol. 28, N 4. – P. 365–371.

182. Khazaei, I. Experimental investigation and comparison of heat transfer coefficient of a two phase closed thermosyphon / I. Khazaei // *International Journal of Energy and Environment*. – 2014. – Vol. 5, N 4. – P. 495–504.

183. hmad, H. H. Heat transfer characteristics in a heat pipe using water–hydrocarbon mixture as a working fluid. (an experimental study) / H. H. Ahmad // Iraqi Academic Scientific Journal. – 2012. – Vol. 20, N 3. – P. 128–137.

184. Guichet, V. Nucleate pool boiling heat transfer in wickless heat pipes ( two–phase closed thermosyphons ): A critical review of correlations / V. Guichet, S. Almahmoud, H. Jouhara // Thermal Science and Engineering Progress. – 2019. – Vol. 13. – P. 100384.

185. Rohsenow, W. M. A method of correlating heat–transfer data for surface boiling of liquids / W. M. isher Cambridge, Mass, M.I.T. Division of Industrial Cooperation, 1951. – 31 p.

186. Heat transfer in two–phase closed–type thermosyphons / H. Imura, H. Kusuda, J.–I. Ogata [et. al.] // Heat Transfer – Japanese Research. – 1979. – Vol. 8. – P. 41–53.

187. Piore, I. L. Experimental evaluation of constants for the Rohsenow pool boiling correlation / I. L. Piore // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 1999. – Vol. 42, N 11. – P. 2003–2013.

188. Comparison work about different empirical formulas for the boiling heat transfer coefficient in separated heat pipe system / T. Ding, J. M. Wang, C. O. Yang [et al.] // International Journal of Low–Carbon Technologies. – 2019. – Vol. 14, N 2. – P. 103–107.

189. Семена, М. Г. Исследование теплоотдачи при кипении в двухфазных термосифонах при пониженных давлениях насыщения и малых степенях заполнения зоны нагрева теплоносителем / М. Г. Семена, Ю. Ф. Киселев // Промышленная энергетика. – 1985. – № 8. – P. 50–52.

190. Семена, М. Г. Исследование теплообмена в зоне теплоподвода двухфазных термосифонов при малых степенях заполнения / М. Г. Семена, Ю. Ф. Киселев // Инженерно–физический журнла. – 1978. – Т. 35, № 4. – P. 600–605.

191. Тепло– и массообмен. В 2 ч. Ч. 1 / Б. М. Хрусталеv, А. П. Несенчук, В. И. Тимошпольский [и др.]. – под общ. ред. А. П. Несенчука. – Минск : БНТУ, 2007. – 607 с.

192. Гарифуллин, Ф. А. Возникновение конвекции в горизонтальных слоях жидкости / Ф. А. Гарифуллин // Соросовский образовательный журнал. – 2000. – Т. 6, № 8. – С. 108–114.

193. Ziapour, B. M. Heat transfer characteristics of a two-phase closed thermosyphon using different working fluids / B. M. Ziapour, H. Shaker // *Heat and Mass Transfer*. – 2010. – Vol. 46, N 3. – P. 307–314.

194. Yu, H. Flow boiling heat transfer of water and sugar solutions in an annulus / H. Yu, R. Sheikholeslami, W. O. S. Doherty // *AIChE Journal*. – 2004. – Vol. 50, N 6. – P. 1119–1128.

195. Investigation on the effect of filling ratio on the steady-state heat transfer performance of a vertical two-phase closed thermosyphon / B. Jiao, L. M. Qiu, X. B. Zhang, Y. Zhang [et al.] // *Applied Thermal Engineering*. – 2008. – Vol. 28, N 11–12. – P. 1417–1426.

196. Payakaruk, T. Correlations to predict heat transfer characteristics of an inclined closed two-phase thermosyphon at normal operating conditions / T. Payakaruk, P. Terdtoon, S. Ritthidech // *Applied Thermal Engineering*. – 2000. – Vol. 20, N 9. – P. 781–790.

197. Faghri, A. Heat pipes: review, opportunities and challenges / A. Faghri // *Frontiers in Heat Pipes*. – 2014. – Vol. 5, N 1. – P. 1–48.

198. A two-phase closed thermosyphon operated with nanofluids for solar energy collectors: Thermodynamic modeling and entropy generation analysis / W. W. Wang, Y. Cai, L. Wang [et al.] // *Solar Energy*. – 2020. – Vol. 211. – P. 192–209.

199. Saad, I. Electrohydrodynamic effects on a nanofluid-filled flat heat pipe / I. Saad, S. Maalej, M. C. Zaghdoudi // *Thermal Science and Engineering Progress*. – 2020. – Vol. 16. – P. 100426.

200. A comparative investigation on the effect of different nanofluids on the thermal performance of two-phase closed thermosyphon / Q. Xu, L. Liu, J. Feng [et al.] // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2020. – Vol. 149. – P. 119189.

201. Synthesis and thermal conductivity characteristic of hybrid nanofluids – A review / K. Y. Leong, K. Z. Ku Ahmad, H. C. Ong [et al.] // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. – 2017. – Vol. 75. – P. 868–878.

202. Семена, М. Г. Исследование процессов теплообмена в зоне теплоподвода двухфазных термосифонов на фреонах–11, 113, 142, воде и этаноле / М. Г. Семена, Ю. Ф. Киселев // *Инженерно-физический журнала*. – 1973. – Т. 35, № 2. – P. 211–217.

203. Smith, K. Confinement and vapour production rate influences in closed two-phase reflux thermosyphons Part B: Heat transfer / K. Smith, A. J. Robinson, R. Kempers // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2018. – Vol. 120. – P. 1241–1254.
204. Franco, A. Closed loop two-phase thermosyphon of small dimensions: A review of the experimental results / A. Franco, S. Filippeschi // *Microgravity Science and Technology*. – 2012. – Vol. 24, N 3. – P. 165–179.
205. Developing flow pattern maps for accelerated two-phase capillary flows / L. Pietrasanta, M. Mamei, D. Mangini [et al.] // *Experimental Thermal and Fluid Science*. – 2020. – Vol. 112. – P. 109981.
206. Experimental study on the effect of fill ratio on an R744 two-phase thermosyphon loop / Z. Tong, X. H. Liu, Z. Li, Y. Jiang [et al.] // *Applied Thermal Engineering*. – 2016. – Vol. 99. – P. 302–312.
207. Baldassari, C. Flow boiling in microchannels and microgravity / C. Baldassari, M. Marengo // *Progress in Energy and Combustion Science*. – 2013. – Vol. 39, N 1. – P. 1–36.
208. Cornwell, K. Boiling in small parallel channels / K. Cornwell, P. A. Kew // *Energy Efficiency in Process Technology*. – 1993. – P. 624–638.
209. Khazaei, I. Experimental investigation of effective parameters and correlation of geyser boiling in a two-phase closed thermosyphon / I. Khazaei, R. Hosseini, S. H. Noie // *Applied Thermal Engineering*. – 2010. – Vol. 30, N 5. – P. 406–412.
210. Experimental investigation of geyser boiling in an annular two-phase closed thermosyphon / T. F. Lin, W. T. Lin, Y. L. Tsay [et al.] // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 1995. – Vol. 38, N 2. – P. 295–307.
211. Kuncoro, H. An experimental study on the mechanism of geysering in a closed two-phase thermosyphon / H. Kuncoro, Y. F. Rao, K. Fukuda // *International Journal of Multiphase Flow*. – 1995. – Vol. 21, N 6. – P. 1243–1252.
212. Кравец, В. Ю. Теплопередающие характеристики двухфазных термосифонов / В. Ю. Кравец, В. А. Чернобай, А. К. Готовцева // *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. – 2012. – Т. 2, № 8. – С. 61–64.
213. Effects of measurement conditions on operating limits of solar horizontal heat

pipes / K. Morawietz, T. Röschl, I. A. B. A. Halim [et al.] // Energy Procedia. – 2016. – Vol. 91. – P. 366–375.

214. Negishi, K. A blowup phenomenon of the working fluid in a two-phase closed thermosyphon / K. Negishi // ISAS Report S.P. 2. – 1984. – P. 69–74., 1984.

215. Wetting and film behavior of Propane inside geothermal heat pipes / Th. Storch, Th. Grab, T. Weickert [et al.] // 16th International Heat Pipe Conference. – Lyon, 2012. – P. 1–3.

216. Liu, S. Visualization of flow pattern in thermosyphon by ECT / S. Liu, J. Li, Q. Chen // Flow Measurement and Instrumentation. – 2007. – Vol. 18, N 5/6. – P. 216–222.

217. Zhong, W. Pulsed laminar falling films in vertical tubes: Maintaining a continuous liquid film with reduced film thickness / W. Zhong, T. He, J. Longtin // Experimental Thermal and Fluid Science. – 2020. – Vol. 113, Art. 110011. – P. 1–11.

218. Youn, Y. J. Liquid film thicknesses of oscillating slug flows in a capillary tube / Y. J. Youn, Y. Han, N. Shikazono // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2018. – Vol. 124. – P. 543–551.

219. MacGregor, R. W. Investigation of low Global Warming Potential working fluids for a closed two-phase thermosyphon / R. W. MacGregor, P. A. Kew, D. A. Reay // Applied Thermal Engineering. – 2013. – Vol. 51, N 1–2. – P. 917–925.

220. Андрижиевский, А. А. Моделирование пассивной системы отвода тепла от защитной оболочки АЭС в режиме термоконвекции / А. А. Андрижиевский, А. Г. Трифонов, Л. С. Кулик // Труды БГТУ. № 3. Химия и технология неорганических веществ. – 2015. – № 3/176. – С. 132–137.

221. Simulation of thermal state of containers with spent nuclear fuel: multistage approach / S. Alyokhina, V. Goloshchapov, A. Kostikov, Y. Matsevity // International Journal of Energy Research. – 2015. – Vol. 39, N 14. – P. 1917–1924.

222. Карякин, Ю. Е. Численное моделирование процессов тепломассообмена при аварийной ситуации в хранилище отработавшего ядерного топлива / Ю. Е. Карякин, А. А. Плетнев, Е. Д. Федорович // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. – 2013. – № 3/178. – С. 62–70.

223. Наумов, В. А. Изучение закономерностей образования источников тепла

в хранилищах контейнерного типа для отработавшего ядерного топлива реакторов малой мощности / В. А. Наумов, С. А. Гусак // Вестник Кольского научного центра РАН. – 2019. – № 2. – С. 105–115.

224. Numerical modelling of the operation of a two–phase thermosyphon / V. Kamburova, A. Ahmedov, I. k. Iliev [et al.] // Thermal Science. – 2018. – Vol. 22, N Suppl. 5. – P. 1311–1321.

225. Thermal characteristics of a closed thermosyphon under various filling conditions / H. Shabgard, B. Xiao, A. Faghri [et al.] // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2014. – Vol. 70. – P. 91–102.

226. Simulation of a miniature oscillating heat pipe in bottom heating mode using CFD with unsteady modeling / Z. Lin, S. Wang, R. Shirakashi, L. Winston Zhang [et al.] // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2013. – Vol. 57, N 2. – P. 642–656.

227. Numerical study on the transient thermal performance of a two–phase closed thermosyphon / Z. Zhao, Y. Zhang, Y. Zhang [et al.] // Energies. – 2018. – Vol. 11, N 6. – P. 1433.

228. Qin, T. Free–surface flow of confined volatile simple fluids driven by a horizontal temperature gradient : From a comprehensive numerical model to a simplified analytical description / T. Qin, R. O. Grigoriev // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2020. – Vol. 147. – P. 118934.

229. Lenhard, R. Modelling of heat transfer in the evaporator and condenser of the working fluid in the heat pipe / R. Lenhard, M. Malcho, J. Jandačka // Heat Transfer Engineering. – 2019. – Vol. 40, N 3/4. – P. 215–226.

230. Gupta, R. Taylor flow in microchannels: A review of experimental and computational work / A. Gupta, D. F. Fletcher, B. S. Haynes // Journal of Computational Multiphase Flows. – 2010. – Vol. 2, N 1. – P. 1–31.

231. Numerical study on the effect of initial flow velocity on liquid film thickness of accelerated slug flow in a micro tube / K. Muramatsu, Y. Youn, Y. Han [et al.] // International Journal of Heat and Fluid Flow. – 2015. – Vol. 54. – P. 77–86.

232. Guichet, V. Condensation, evaporation and boiling of falling films in wickless heat pipes (two–phase closed thermosyphons): A critical review of correlations / V. Guichet, H.

Jouhara // *International Journal of Thermofluid*. – 2020. – Vol. 1. – P. 100001.

233. Das, D. Studies on natural convection within enclosures of various (non-square) shapes – A review / D. Das, M. Roy, T. Basak // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2017. – Vol. 106. – P. 356–406.

234. Etude numérique de la convection naturelle dans une enceinte rectangulaire verticale simulant un thermosiphon / A. Bennia, S. Rahal, L. Loukarfi [et al.] // *Nature & Technology*. – 2015. – N 13. – P. 47–53.

235. Novev, J. K. Thermal convection in electrochemical cells. Boundaries with heterogeneous thermal conductivity and implications for scanning electrochemical microscopy / J. K. Novev, R. G Compton. Compton // *Physical Chemistry Chemical Physics*. – 2017. – Vol. 19, N 20. – P. 12759–12775.

236. Deng, Q. H. Fluid flow and heat transfer characteristics of natural convection in square cavities due to discrete source–sink pairs / Q. H. Deng // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2008. – Vol. 51, N 25/26. – P. 5949–5957.

237. Kuznetsov, G. V. Mathematical modelling of complex heat transfer in a rectangular enclosure / G. V. Kuznetsov, M. A. Sheremet // *Thermophysics and Aeromechanics*. – 2009. – Vol. 16, N 1. – P. 119–128.

238. Qin, T. Buoyancy–thermocapillary convection of volatile fluids under their vapors / T. Qin, Z. Tukovic', R. O. Grigoriev // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2015. – Vol. 80. – P. 38–49.

239. Li, Y. Experimental study of the effect of noncondensables on buoyancy–thermocapillary convection in a volatile low–viscosity silicone oil / Y. Li, R. Grigoriev, M. Yoda // *Physics of Fluids*. – 2014. – Vol. 26, N 12. – P. 122112.

240. Shevtsova, V. M. Thermocapillary–buoyancy convection in a shallow cavity heated from the side / V. M. Shevtsova, A. A. Nepomnyashchy, J. C. Legros // *Physical Review E*. – 2003. – Vol. 67, N 6. – P. 066308.

241. Yan, J. Coupling of evaporation and thermocapillary convection in a liquid layer with mass and heat exchanging interface / J. Yan, L. Qiu–Sheng, L. Rong // *Chinese Physics Letters*. – 2008. – Vol. 25, N 2. – P. 608–611.

242. Qin, T. Buoyancy–thermocapillary convection of volatile fluids under

atmospheric conditions / T. Qin, Z. Tukovic, R. O. Grigoriev // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2014. – Vol. 75. – P. 284–301.

243. Зудин, Ю. Б. Анализ сопряженной задачи “испарение–теплопроводность” / Ю. Б. Зудин, Д. С. Уртенев, В. С. Устинов // *Известия Российской академии наук. Энергетика*. – 2020. – № 1. – С. 138–158.

244. Бердников, В. С. Тепловизионные исследования ламинарно–турбулентного перехода в рэлей–бенаровской конвекции / В. С. Бердников, В. А. Гришков, К. Ю. Ковалевский, В. А. Марков // *Автометрия*. – 2012. – Т. 48, № 3. – С. 111–120.

245. Kuznetsov, G. V. Numerical analysis of convective heat transfer in a closed two–phase thermosyphon / G. V. Kuznetsov, M. A. Al–Ani, M. A. Sheremet // *Journal of Engineering Thermophysics*. – 2011. – Vol. 20, N 2. – P. 201–210.

246. Кузнецов, Г. В. Математическое моделирование нестационарных режимов теплопереноса в замкнутом двухфазном цилиндрическом термосифоне в условиях конвективного теплообмена с внешней средой / Г. В. Кузнецов, М. А. Аль–Ани, М. А. Шеремет // *Вестник Томского государственного университета. Математика и механика*. – 2011. – № 1/13. – С. 93–104.

247. Сравнительный анализ методов конечных разностей и контрольного объема на примере решения нестационарной задачи естественной конвекции и теплового излучения в замкнутом кубе, заполненном диатермичной средой / Н. С. Бондарева, Н. С. Гибанов, С. Г. Мартюшев [и др.] // *Компьютерные исследования и моделирование*. – 2017. – Т. 9, № 4. – С. 567–578.

248. Nurpeiis, A. Mathematical modeling of heat transfer in closed two–phase thermosyphon / A. Nurpeiis // *EPJ Web of Conferences*. – 2014. – Vol. 76, Art. 01016. – P. 1–6.

249. Krasnoshlykov, A. Numerical investigation of heat transfer in thermosyphon under the emergency mode of operation of lithium–ion batteries of aircraft / A. Krasnoshlykov // *MATEC Web of Conferences*. – 2017. – Vol. 141. – P. 01007.

250. Kafeel, K. Axi–symmetric simulation of a two phase vertical thermosyphon using Eulerian two–fluid methodology / K. Kafeel, A. Turan // *Heat and Mass Transfer*. – 2013. – Vol. 49, N 8. – P. 1089–1099.

251. Максимов, В. И. Математическое моделирование теплопереноса в замкнутом двухфазном термосифоне / В. И. Максимов, А. Е. Нурпейис // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. – 2019. – Т. 21, № 3. – С. 3–13.

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

253. Determination of the operation range of a vertical two-phase closed thermosyphon / B. Jiao, L. M. Qiu, Z. H. Gan, X. B. Zhang [et al.] // Heat Mass Transfer. – 2012. – Vol. 48, N 6. – P. 1043–1055.

254. Panda, K. K. Numerical simulation of high temperature sodium heat pipe for passive heat removal in nuclear reactors / K. K. Panda, I. V. Dulera, A. Basak // Nuclear Engineering and Design. – 2017. – Vol. 323. – P. 376–385.

255. Самойлов, А. Г. Тепловыделяющие элементы ядерных реакторов / А. Г. Самойлов, В. С. Волков // Атомная энергия. – 1959. – Т. 6, № 3. – С. 261–276.

256. Белянский, Д. А. Разработка энергосберегающей системы контроля и оценки теплосодержания футеровки промежуточного ковша на участке разогрева стали / Д. А. Белянский, В. И. Игонин, А. А. Сеницын // Тезисы докладов и сообщений XV Минского международного форума по тепло- и массообмену : в 3 томах. – Минск, 2016. – Т. 3. – С. 109–111.

257. Multi-objective optimization design of double-layered reverting cooling plate for lithium-ion batteries / T. Deng, Y. Ran, Y. Yin [et al.] // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2019. – Vol. 143. – P. 118580.

258. Хайрнасов, С. М. Применение тепловых труб в системах обеспечения тепловых режимов РЭА: современное состояние и перспективы / С. М. Хайрнасов // Технология и конструирование в электронной аппаратуре. – 2015. – № 2/3. – С. 19–33.

259. Завидей, В. И. Возможности применения тепловизионного контроля для диагностики технического состояния силовых трансформаторов / В. И. Завидей, В. И. Печенкин, С. В. Каланчин // Энергоэксперт. – 2011. – № 6. – С. 64–67.

260. Kim, Y. S. Polymer electrolyte membranes for direct methanol fuel cells / Y. S. Kim, B. S. Pivovarov // *Advances in Fuel Cell*. – 2007. – P. 187–234.

261. Современное оборудование для газораспределительных станций. Подогреватель газа с промежуточным теплоносителем ПГПТ–3 : всерос. отрасл. рекламн.–информ. изд. / ООО Фирма “СГПА” // *Сфера нефтегаз*. – 2010. – № 3. – С. 48–49.

262. Устройство электротехническое модульное УТМ–02. – [Обнинск, 2021]. – Текст : электронный // Акционерное общество “Научно–технический центр Диапром” : [официальный сайт]. – URL: <http://www.diaprom.com/products/?p=2> (дата обращения: 23.01.21).

263. Durgam, S. Experimental and numerical investigations on optimal distribution of heat source array under natural and forced convection in a horizontal channel / S. Durgam, S. P. Venkateshan, T. Sundararajan // *International Journal of Thermal Sciences*. – 2017. – Vol. 115. – P. 125–138.

264. Experimental investigation of the helium natural circulation heat transfer in two channels facility using varying riser channel heat fluxes / I. A. Said, M. M. Taha, S. Usman, M. H. Al–Dahhan // *Experimental Thermal and Fluid Science*. – 2018. – Vol. 93. – P. 195–209.

265. Тихомиров, П. М. Расчет трансформаторов / П. М. Тихомиров. – 5–е изд., перераб. и доп. – Москва : Энергоатомиздат, 1986. – 528 с.

266. Experimental modelling of evaporation and boiling processes in a two–phase thermosyphon / K. Ponomarev, S. R. Gupta, E. Orlova, D. Feoktistov // *MATEC Web of Conferences*. – 2017. – Vol. 141, Art. 01011. – P. 1–6.

267. Ponomarev, K. Aspects of the research methodology of convection, conduction, evaporation and condensation jointly occurring in the thermosyphon / K. Ponomarev, D. Feoktistov, A. Abedtazehabadi // *AIP Conference Proceedings* – 2019. – Vol. 2135, Art. 020047. – P. 1–6.

268. Варгафтик, Н. Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей / Н. Б. Варгафтик. Москва : Наука, 1972. – 720 с.

269. Tuma, P. E. Condenser design for thermosyphons utilizing segregated

hydrofluoroether working fluids / P. E. Tuma, B. O. Fayemi, L. J. Stang // Annual IEEE Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium. – 2007. – P. 162–167.

270. Характеристика материала М1. – [Харьков, 2003]. – Текст : электронный // Марочник стали и сплавов: [официальный сайт]. – URL: [http://www.splav-kharkov.com/mat\\_start.php?name\\_id=1117](http://www.splav-kharkov.com/mat_start.php?name_id=1117) (дата обращения: 23.09.16).

271. Hisatake, K. Evaporation rate of water in a vessel / K. Hisatake, S. Tanaka, Y. Aizawa // Journal of Applied Physics. – 1993. – Vol. 73, N 11. – P. 7395–7401.

272. Geysier boiling phenomenon in two-phase closed loop-thermosyphons / C. Tecchio, J. L. G. Oliveira, K. V. Paiva [et al.] // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2017. – Vol. 111. – P. 29–40.

273. New cooling approach using successive evaporation and condensation of a liquid film inside a vertical mini-channel / M. Najim, M. Feddaoui, A. Nait [et al.] // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2018. – Vol. 122. – P. 895–912.

274. Ponomarev, K. O. Critical heat flux density in diphasic thermosyphons / K. O. Ponomarev, E. G. Orlova, A. E. Nurpeiis // MATEC Web of Conferences – 2017. – Vol. 110, Art. 01064. – P. 1–6.

275. О механизме теплопереноса в слое теплоносителя на нижней крышке закрытого двухфазного термосифона / К. О. Пономарев, Г. В. Кузнецов, Д. В. Феоктистов [и др.] // Вестник Тюменского государственного университета. Физико-математическое моделирование. Нефть, газ, энергетика. – Т. 6, № 1/21. – С. 65–86.

276. Ponomarev, K. Experimental investigation of the heat transfer intensity in thermosyphon / K. Ponomarev, D. Feoktistov, A. Abedtazehabadi // AIP Conference Proceedings – 2019. – Vol. 2135, Art. 020048. – P. 1–6.

277. Heat transfer in a two-phase closed thermosyphon working in Polar Regions / G. V. Kuznetsov, K. O. Ponomarev, D. V. Feoktistov [et al.] // Thermal Science and Engineering Progress. – 2021. – Vol. 22. – P. 100846.

278. New approach to the heat transfer modeling in the coolant layer on the lower cover of a thermosyphon / G. V. Kuznetsov, K. O. Ponomarev, D. V. Feoktistov [et al.] // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2020. – Vol. 163. – P. 120555.

279. Feoktistov, D. V. Experimental investigation of the contact angle at wetting the

non-ferrous metals / D. V. Feoktistov, E. G. Orlova, K. O. Ponomarev // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2015. – Vol. 93. – P. 12011.

280. Ponomarev, K. Forced wetting of stainless steel by distilled water drop / K. Ponomarev, Y. Popov, E. Orlova, D. Kirichenko // EPJ Web of Conferences. – 2017. – Vol. 159. – P. 00037.

281. Пермяков, П. П. Воздействие вертикального сезонно охлаждающего устройства на тепловлажностный режим грунта / П. П. Пермяков, С. П. Варламов, М. Н. Железняк // Криосфера Земли. – 2017. – Т. 21, № 1. – С. 66–72.

282. Development of an enthalpy-based frozen soil model and its validation in a cold region in China / H. Bao, T. Koike, K. Yang [et al.] // Journal of Geophysical Research: Atmospheres. – 2016. – Vol. 121, N 10. – P. 5259–5280.

283. Руководство по проектированию оснований и фундаментов на вечномёрзлых грунтах / НИИОСП им. Н. М. Герсевича Госстроя СССР. – Москва : Стройиздат, 1980. – 303 с.

284. Spatial variation of topsoil features in soil wind erosion areas of northern China / X. Zou, J. Li, H. Cheng [et al.] // Catena. – 2018. – Vol. 167, N 19. – P. 429–439.

285. Павлов, А. В. Тренды современных изменений температуры почвы на севере России / А. В. Павлов // Криосфера Земли. – 2008. – Т. 12, № 3. – С. 22–27.

286. Evaluation of the ground heat control capacity of a novel air-L-shaped TPCT-ground (ALTG) cooling system in cold regions / W. Pei, M. Zhang, Y. Lai [et al.] // Energy. – 2019. – Vol. 179. – P. 655–668.

287. Impacts of supra-permafrost water ponding and drainage on a railway embankment in continuous permafrost zone, the interior of the Qinghai-Tibet Plateau / Y. Mu, W. Ma, G. Li [et al.] // Cold Regions Science and Technology. – 2018. – Vol. 154. – P. 23–31.

288. Experimental study on the cooling performance of shading boards with different emissivities at the underside / F. Li, Y. Qin, B. Wu, T. Wang // Cold Regions Science and Technology. – 2020. – Vol. 169. – P. 102902.

289. Investigation on the heat extraction capacity of the heat drain for thermal stabilization of embankments on thaw sensitive permafrost / X. Kong, G. Doré, F. Calmels,

C. Lemieux // *Cold Regions Science and Technology*. – 2020. – Vol. 177. – P. 103075.

290. The cold accumulative effect of expressway embankment with a combined cooling measure in permafrost zones / Q. Yu, Y. Mu, C. Yuan [et al.] // *Cold Regions Science and Technology*. – 2019. – Vol. 163. – P. 59–67.

291. Field experimental study on long-term cooling performance of sun-shaded embankments at the Qinghai-Tibet Railway / J. Luo, F. Niu, L. Wu [et al.] // *Cold Regions Science and Technology*. – 2018. – Vol. 145. – P. 14–20.

292. Национальный центр океанографических данных (НЦОД). – [Обнинск, 2020]. – Текст : электронный // Всероссийский научно исследовательский институт гидрометеорологической информации – Мировой центр данных (ВНИИГМИ-МЦД): [официальный сайт]. – URL: <http://meteo.ru/data/> (дата обращения: 03.01.20).

293. Юров, Ф. Д. Несущая способность вечномёрзлых грунтов оснований объектов в нефтегазоносном Таз-Хетско-Енисейском регионе при потеплении климата / Ф. Д. Юров, В. И. Гребенец // *Научный вестник Ямало-Ненецкого автономного округа*. – 2019. – № 1. – С. 74–80.

294. Crack damage investigation of paved highway embankment in the Tibetan Plateau permafrost environments / W. Liu, W. Yu, D. Hu [et al.] // *Cold Regions Science and Technology*. – 2019. – Vol. 163. – P. 78–86.

295. Engineering risk analysis in cold regions: State of the art and perspectives / W. Yu, T. Zhang, Y. Lu [et al.] // *Cold Regions Science and Technology*. – 2020. – Vol. 171. – P. 102963.

296. Evaluating the cooling performance of crushed-rock interlayer embankments with unperforated and perforated ventilation ducts in permafrost regions / M. Zhang, X. Zhang, S. Li [et al.] // *Energy*. – 2015. – Vol. 93. – P. 874–881.

297. State of the Climate: Global Climate Report for Annual 2019. – [Asheville, 2020]. – Текст : электронный // NOAA National Centers for Environmental Information : [официальный сайт]. – URL: <https://www.ncdc.noaa.gov/sotc/global/201913> (дата обращения: 15.03.2020).

298. Antarctic Temperature Rises Above 20C for First Time on Record / J. Watts. – [London, 2020]. – Текст : электронный // *The Guardian* : [официальный сайт]. – URL:

<https://www.theguardian.com/world/2020/feb/13/antarctic-temperature-rises-above-20c-first-time-record> (дата обращения: 15.03.2020).

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

300. Krasnoshlykov, A. S. Mathematical modeling of thermal modes of thermosyphons in operation with characteristic heat loads of aircraft equipment batteries / A. S. Krasnoshlykov, G. V. Kuznetsov // Russian Aeronautics. – 2017. – Vol. 60, N 2. – P. 251–256.

301. Krasnoshlykov, A. S. Mathematical modeling of thermal modes of closed two-phase thermosyphons with refrigerant r600a / A. S. Krasnoshlykov, Y. A. Zagromov // EPJ Web of Conferences. – EDP Sciences. – 2016. – Vol. 110. – P. 01051.

302. Nurpeiis, A. Mathematical modelling of force convection in a two-phase thermosyphon in conjugate formulation / A. Nurpeiis, A. Nee // EPJ Web of Conferences. – 2016. – Vol. 110, Art. 01045. – P. 1–7.

303. Junior, A. A. M. Thermal performance of a novel flat thermosyphon for avionics thermal management // A. A. M. Mantelli, M. B. H. Marcial // Energy Conversion and Management. – 2019. – Vol. 202, Art. 112219. – P. 1–19.

304. Bhuwakietkumjohn, N. Heat transfer behaviour of silver particles containing oleic acid surfactant: application in a two phase closed rectangular cross sectional thermosyphon (RTPTC) / N. Bhuwakietkumjohn, T. Parametthanuwat // Heat and Mass Transfer. – 2017. – Vol. 53, N 1. – P. 37–48.

305. Kazemi, M. A. The influence of container geometry and thermal conductivity on evaporation of water at low pressures / M. A. Kazemi, J. A. W. Elliott, D. S. Nobes // Scientific Reports. – 2018. – Vol. 8, N 1. – P. 1–7.

306. Кравченко, Н. С. Методы обработки результатов измерений и оценки погрешностей в учебном лабораторном практикуме: учебное пособие / Н. С. Кравченко, О. Г. Ревинская. – Томск: Изд-во Томск. политехн. ун-та, 2011. – 88 с.

307. Кузнецов, Г. В. Разностные методы решения задач теплопроводности:

- учебное пособие / Г. В. Кузнецов, М. А. Шеремет. – Томск : Изд-во ТПУ, 2007. – 172 с.
308. Persad, A. H. Expressions for the evaporation and condensation coefficients in the Hertz–Knudsen relation / A. H. Persad, C. A. Ward // *Chemical Reviews*. – 2016. Vol. 116, N 14. – P. 7727–7767.
309. Numerical simulation of heat transfer of the crushed–rock interlayer embankment of Qinghai–Tibet Railway affected by aeolian sand clogging and climate change / L. Chen, W. Yu, X. Yi [et al.] // *Cold Regions Science and Technology*. – 2018. – Vol. 155. – P. 1–10.
310. Churchill, S. W. Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a vertical plate / S. W. Churchill, H. H. S. Chu // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 1975. – Vol. 18, N 11. – P. 1323–1329.
311. Ponomarev, K. Numerical simulation of temperature instabilities over the thermosyphon top cover / K. Ponomarev // *AIP Conference Proceedings*. – 2020. – Vol. 2212, Art. 020046. – P. 1–3.
312. Ponomarev, K. O. Experimental study of thermosyphon operation when cooling the condensation part by drop irrigation / K. O. Ponomarev, E. G. Orlova, A. E. Nurpeiis // *MATEC Web of Conferences*. – 2017. – Vol. 92. – P. 01006.
313. Batishcseva, K. Experimental study of a drop “evolution” under conditions of its free fall on a heated surface / K. Batishcseva, K. Ponomarev // *MATEC Web of Conferences*. – 2018. – Vol. 194. – P. 01009.
314. Feoktistov, D. Forced spreading over superhydrophobic and copper surfaces / D. Feoktistov, K. Ponomarev, K. Batishcheva // *EPJ Web of Conferences*. – 2017. – Vol. 159. – P. 00019.
315. Ponomarev, K. Evaporation rate of distilled water drop on the surface of non–ferrous metals / K. Ponomarev, E. Orlova, D. Zaitsev // *MATEC Web of Conferences*. – 2015. – Vol. 37. – P. 01042.
316. Ponomarev, K. Effect of the heat flux density on the evaporation rate of a distilled water drop / K. Ponomarev, E. Orlova, D. Feoktistov // *EPJ Web of Conferences*. – 2016. – Vol. 110. – P. 01060.
317. Панайотти, Е. А. Комплексная оценка условий труда и риска для

здоровья работающих в основных цехах тепловых электростанций / Е. А. Панаиотти, Д. В. Суржиков // Сибирский научный медицинский журнал. – 2007. – № 1/123. – С. 56–62.

318. Droplet state and mechanism of contact line movement on laser-textured aluminum alloy surfaces / G. V. Kuznetsov, D. V. Feoktistov, E. G. Orlova [et al.] // Journal of Colloid and Interface Science. – 2019. – Vol. 553. – P. 557–566.

319. Green and robust superhydrophilic electrospun stereocomplex polylactide membranes: Multifunctional oil/water separation and self-cleaning / Z. M. Zhang, Z. Q. Gan, R. Y. Bao [et al.] // Journal of Membrane Science. – 2020. – Vol. 593, Art. 117420. – P. 1–9.

320. Jeong, Y. Superhydrophilic conversion of stainless steel surfaces by biomimetic silica coating and its effect on marine fouling / Y. Jeong, S. Ko, S. M. Kang // Bulletin of the Korean Chemical Society. – 2017. – Vol. 38, N 8. – P. 972–975.

321. Величко, Г. Н. Исследование теплоотдачи при конденсации бинарных паровых смесей / Г. Н. Величко, В. М. Стефановский, А. З. Щербаков // Химическая промышленность. – 1975. – № 1. – С. 52–54.

322. Numerical study of the forced convective condensation on a short vertical plate / Q. Liu, J. Yang, W. Qian [et al.] // Heat Transfer Engineering. – 2017. – Vol. 38, N 1. – P. 103–121.

323. Liu, Z. VOF modeling and analysis of filmwise condensation between vertical parallel plates / Z. Liu, B. Sunden, J. Yuan // Heat Transfer Research. – 2012. – Vol. 43, N 1. – P. 47–68.

324. Ponomarev, K. Experimental investigation of the temperature distribution along the two-phase thermosyphon height and the condensation type on the top cover / K. Ponomarev, A. Abedtazehabadi // AIP Conference Proceedings – 2021. – Vol. 2337, Art. 020020. – P. 1–4.

325. Ахмерова, А. Н. Сравнительный обзор методов реализации цифровой трассерной визуализации / А. Н. Ахмерова, А. А. Гайнуллина // Вестник Казанского технологического университета. – 2016. – Т. 19, № 17. – С. 115–117.

326. Akhmetbekov, Y. K. Study of the PTV method with individual particle

correlation correction / Y. K. Akhmetbekov, D. M. Markovich, M. P. Tokarev // *Computational technologies*. – 2010. – Vol. 15, N 4. – P. 57–72.

327. Трубицын, В. П. Гравитационная дифференциация в режимах от стоксового осаждения до струй Рэлея–Тейлора / В. П. Трубицын // *Физика Земли*. – 2019. – № 2. – С. 15–30.

328. Experimental study of the thermal performance of thermosyphon heat pipe using iron oxide nanoparticles / G. Humnic, A. Humnic, I. Morjan, F. Dumitrache // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2011. – Vol. 54, N 1/3. – P. 656–661.

329. Камыар, А. Application of computational fluid dynamics (CFD) for nanofluids / А. Камыар, R. Saidur, M. Hasanuzzaman // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2012. – Vol. 55, N 15/16. – P. 4104–4115.

330. Кузнецов, Г. В. Оценка численных значений констант испарения капель воды, движущихся в потоке высокотемпературных газов / Г. В. Кузнецов, П. А. Куйбин, П. А. Стрижак // *Теплофизика высоких температур*. – 2015. – Т. 53, № 2. – С. 264–269.

331. Hicks, J. W. Gravity and the circulation: “open” vs. “closed” systems / J. W. Hicks, H. S. Bader // *American Journal of Physiology–Regulatory, Integrative and Comparative Physiology*. – 1992. – Vol. 262, N 5. – P. R725–R732.

332. Гершуни, Г. З. Конвективная устойчивость несжимаемой жидкости / Г. З. Гершуни, Е. М. Жуховицкий. – М : Наука, 1972. – 392 с.

333. Эйдельман, Е. Д. Конвективные ячейки: три приближения теории опытов Бенара / Е. Д. Эйдельман // *Соросовский образовательный журнал*. – 2000. – Т. 6, № 5. – С. 94–100.

334. The correlation between surface temperature and subsurface velocity during evaporative convection / J. R. Saylor, K. A. Flack, M. P. Schultz, G. B. Smith // *Experiments in Fluids*. – 2002. – Vol. 32, N 5. – P. 570–579.

335. The effect of the interface length on the evaporation rate of a horizontal liquid layer under a gas flow / Y. V. Lyulin, O. A. Kabov, G. V. Kuznetsov [et al.] // *Thermophysics and Aeromechanics*. – 2020. – Vol. 27, N 1. – P. 117–121.

336. Андреев, В. В. Моделирование переходных процессов при нормальных и

аварийных режимах работы системы тягового электроснабжения 2х25кв в среде Matlab/Simulink / В. В. Андреев // Путь науки. – 2016. – Т. 1, № 9. – С. 8–17.

337. Mathematical simulation of thermophysical and thermo chemical processes during combustion of intumescent fire-protective coatings / V. L. Strakhov, A. N. Garashchenko, G. V. Kuznetsov, V. P. Rudzinskii // Combustion, Explosion and Shock Waves. – 2001. – Vol. 37, N 2. – P. 178–186.

338. Kuznetsov, G. V. Numerical investigation of the influence of convection in a mixture of combustion products on the integral characteristics of the evaporation of a finely atomized water drop / G. V. Kuznetsov, P. A. Strizhak // Journal of Engineering Physics and Thermophysics. – 2014. – Vol. 87, N 1. – P. 103–111.

339. Wu, B. H. Modeling and simulation of solid-containing droplet drying and different-structure particle formation / B. H. Wu, C. A. Chung / International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2020. – Vol. 152. – P. 119469.

340. Hołyst, R. A molecular dynamics test of the Hertz – Knudsen equation for evaporating liquids / R. Hołyst, M. Litniewski, D. Jakubczyk // Soft Matter. – 2015. – Vol. 11, N 36. – P. 7201–7206.

341. Interfacial nonequilibrium and Benard–Marangoni instability of a liquid–vapor system / J. Margerit, P. Colinet, G. Lebon [et al.] // Physical Review E. – 2003. – Vol. 68, N 4. – P. 041601.

342. Experimental and theoretical investigations on interfacial temperature jumps during evaporation / V. K. Badam, V. Kumar, F. Durst, K. Danov [et al.] // Experimental Thermal and Fluid Science. – 2007. – Vol. 32, N 1. – P. 276–292.

343. Bond, M. Mean evaporation and condensation coefficients based on energy dependent condensation probability / M. Bond, H. Struchtrup // Physical Review E. – 2004. – Vol. 70, N 6. – P. 061605.

344. Стрижак, П. А. Численное исследование условий испарения совокупности капель воды при движении в высокотемпературной газовой среде / П. А. Стрижак // Пожаровзрывобезопасность. – 2012. – Т. 21, № 8. – С. 26–31.

345. Вержбицкий, В. М. Основы численных методов / В. М. Вержбицкий. – Москва : Высш. шк., 2002. – 840 с.

346. Резников, А. Н. Тепловые процессы в технологических системах / А. Н. Резников, Л. А. Резников. – Москва : Машиностроение, 1990. – 288 с.

347. Самарский, А. А. Теория разностных схем / А. А. Самарский. – Москва : Наука, 1977. – 656 с.

348. Моисеев, Н. Я. Неявные разностные схемы бегущего счета повышенной точности / Н. Я. Моисеев // Журнал вычислительной математики и математической физики. – 2011. – Т. 51, № 5. – С. 920–935.

349. Евдокимов, А. В. Применение разностных схем расчета гиперболических уравнений к решению некоторых задач конвективно–диффузионного переноса / А. В. Евдокимов // Моделирование процессов управления и обработки информации. Сборник научных трудов. – 1999. – С. 23–33.

350. Kazemi, M. A. Experimental and numerical study of the evaporation of water at low pressures / M. A. Kazemi, D. S. Nobes, J. A. W. Elliott // Langmuir. – 2017. – Vol. 33, N 18. – P. 4578–4591.

# ПРИЛОЖЕНИЕ А Патент на изобретение «Двухфазный термосифон»

## РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



### ПАТЕНТ

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2629646

### ДВУХФАЗНЫЙ ТЕРМОСИФОН

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

Авторы: *Кузнецов Гений Владимирович (RU), Пономарев Константин Олегович (RU), Феокистов Дмитрий Владимирович (RU), Орлова Евгения Георгиевна (RU)*

Заявка № 2016137412

Приоритет изобретения 19 сентября 2016 г.

Дата государственной регистрации в

Государственном реестре изобретений

Российской Федерации 30 августа 2017 г.

Срок действия исключительного права

на изобретение истекает 19 сентября 2036 г.

Руководитель Федеральной службы  
по интеллектуальной собственности

*Г.П. Ивлиев* Г.П. Ивлиев



**ПРИЛОЖЕНИЕ Б Акт об использовании научных результатов  
диссертационной работы**



КАЛИНИН  
АТОМТЕХЭНЕРГО  
РОСАТОМ

ОРГАНИЗАЦИЯ АО «КОНЦЕРН РОСЭНЕРГОАТОМ»  
**Акционерное общество  
по наладке, совершенствованию  
эксплуатации и организации управления  
атомных станций «Атомтехэнерго»  
(АО «Атомтехэнерго»)**

**Калининский филиал  
«Калининатомтехэнерго»  
(КАТЭ)**

ул. Тверская, д. 5, г. Удомля,  
Тверская область, 171841  
Телефон (482) 552-00-29, (495) 221-18-18  
Факс (482) 555-47-40, E-mail: kate@atech.ru  
ОКПО 59910418, ОГРН 1075029010187  
ИНН 5029106714, КПП 691602001

АКТ

Об использовании научных результатов  
диссертационной работы  
Пономарева Константина Олеговича

Настоящим подтверждаем, что результаты диссертационного исследования Пономарева К.О. «Теплоперенос в перспективных устройствах обеспечения теплового режима технологического оборудования – термосифонах» планируются к использованию при разработке систем обеспечения теплового режима в промышленных теплоэнергетических устройствах использующих тепло системах и установках на объектах «Калининатомтехэнерго», а также при разработке технологических систем атомных электрических станций.

Главный инженер

А.В. Блинов

Начальник реакторного цеха

М.В. Фидык

