

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



На правах рукописи

Красношлыков Александр Сергеевич

**ТЕПЛОПЕРЕНОС В АККУМУЛЯТОРНЫХ БАТАРЕЯХ
ЭНЕРГОНАСЫЩЕННОГО ОБОРУДОВАНИЯ С СИСТЕМАМИ
ОБЕСПЕЧЕНИЯ ТЕПЛООВОГО РЕЖИМА НА БАЗЕ ТЕРМОСИФОНОВ**

Специальность 01.04.14 – Теплофизика и теоретическая теплотехника

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
доктор физико-математических наук, профессор
Кузнецов Гений Владимирович

Томск – 2019

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
ГЛАВА 1 СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ИССЛЕДОВАНИЙ ТЕПЛОВЫХ РЕЖИМОВ АККУМУЛЯТОРНЫХ БАТАРЕЙ И ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОПЕРЕНОСА В ЗАМКНУТЫХ ДВУХФАЗНЫХ ТЕРМОСИФОНАХ	15
Выводы по Главе 1	31
ГЛАВА 2 ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ТЕПЛОПЕРЕНОСА В ЛИТИЙ-ИОННОМ АККУМУЛЯТОРЕ В УСЛОВИЯХ ВЫСОКИХ ТОКОВЫХ НАГРУЗОК. МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОПЕРЕНОСА В ЗАМКНУТЫХ ДВУХФАЗНЫХ ТЕРМОСИФОНАХ ПРИ КРИТИЧЕСКИХ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗКАХ АККУМУЛЯТОРНЫХ БАТАРЕЙ	34
2.1 Постановка задачи теплопереноса в литий-ионной аккумуляторной батарее при работе с токовыми нагрузками выше номинальных	35
2.2 Постановка задачи теплопереноса в замкнутом двухфазном термосифоне при работе в диапазоне тепловых потоков, соответствующих типичным аккумуляторным батареям воздушных судов	38
2.3 Методика решения поставленных задач	41
2.4 Верификация выбранного метода решения задач и алгоритма	44
Выводы по Главе 2	47
ГЛАВА 3 ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОПЕРЕНОСА В ЛИТИЙ-ИОННЫХ АККУМУЛЯТОРАХ И В ЗАМКНУТЫХ ДВУХФАЗНЫХ ТЕРМОСИФОНАХ ПРИ ВЫСОКИХ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗКАХ НА АККУМУЛЯТОРНЫЕ БАТАРЕИ	48
3.1 Численный анализ температурных полей литий-ионного аккумулятора в условиях высоких токовых нагрузок	48
3.2 Математическое моделирование теплофизических и гидродинамических процессов в термосифонах при высоких тепловых нагрузках, соответствующих типичным условиям работы аккумуляторных батарей	54

3.3 Численное исследование влияния геометрических размеров термосифона на эффективность теплопереноса.....	59
3.4 Анализ влияния условий теплообмена на верхней крышке термосифона на интенсивность теплопереноса	66
3.5 Численный анализ влияния свойств теплоносителя на характеристики теплопереноса в замкнутом двухфазном термосифоне	69
3.6 Численный анализ влияния толщины пленки жидкости на нижней крышке термосифона на интенсивность теплопередачи при работе с высокими тепловыделениями в аккумуляторных батареях	74
Выводы по Главе 3	76
ГЛАВА 4 ЧИСЛЕННЫЙ АНАЛИЗ ВОЗМОЖНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ТЕРМОСИФОНОВ КАК ОСНОВНОГО ЭЛЕМЕНТА СИСТЕМЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ТЕПЛООВОГО РЕЖИМА ЭНЕРГОЕМКИХ АККУМУЛЯТОРНЫХ БАТАРЕЙ.....	79
4.1 Постановка задачи теплопереноса в системе «аккумуляторная батарея – замкнутый двухфазный термосифон» при работе в диапазоне тепловых потоков, соответствующих критическим токовым нагрузкам	79
4.2 Численный анализ влияния коэффициента заполнения на интенсивность теплопереноса в замкнутом двухфазном термосифоне при номинальной токовой нагрузке	81
4.3 Температуры поверхности аккумуляторной батареи при использовании замкнутого двухфазного термосифона в качестве основного элемента системы обеспечения теплового режима.....	86
4.4 Анализ влияния условий теплообмена на верхней крышке замкнутого двухфазного термосифона на эффективность охлаждения аккумуляторной батареи	88
4.5 Рекомендации по применению термосифонов в качестве основного элемента системы обеспечения теплового режима аккумуляторных батарей авиационного оборудования.....	93
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	96

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	98
ПРИЛОЖЕНИЕ А АКТ ОБ ИСПОЛЬЗОВАНИИ РЕЗУЛЬТАТОВ ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЫ	116

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. Аккумуляторные батареи (АБ) в качестве источников энергии играют важную роль в различных областях применения (автомобильный транспорт [1; 2], авиационная и космическая техника [3]) и имеют перспективы развития за счет использования менее токсичных материалов, а также уменьшения веса, повышения энергоемкости и плотности тока [4; 5]. В современных летательных аппаратах АБ применяются в качестве аварийных источников электроэнергии, а также для питания потребителей первой категории, без которых невозможно нормальное завершение полёта [4; 5]. В свою очередь, использование аккумуляторных батарей в качестве аварийных источников электроэнергии летательных аппаратов сопряжено с такими эксплуатационными требованиями как запуск вспомогательной силовой установки, работа тормозной системы, функционирование систем управления [4] и др. Основными проблемами при эксплуатации батарей авиационной и космической техники являются их пожароопасность и низкая производительность при нерегламентном повышении температуры вследствие теплового разгона [6] (эффект, при котором происходит повышение температуры электролита, и ток, протекающий через аккумулятор, может расти до значения, приближающегося к току короткого замыкания [4; 6]).

Несколько аварийных ситуаций на самолетах компании Boeing в 2013 году [7-10] подтверждают актуальность этой научно-технической проблемы.

Аварийные ситуации [7-10] возникали из-за возгораний самых современных литий-ионных аккумуляторов, являвшихся одной из основных частей системы электроснабжения воздушных судов нового поколения (например, Boeing 787).

Несмотря на то, что тепловой разгон является относительно редким явлением, он может существенно влиять на безопасность эксплуатации воздушных транспортных средств. Эффект теплового разгона происходит при сочетании ряда факторов: рост температуры электролита вследствие недостаточного охлаждения батареи за счет теплообмена с окружающей средой;

низкий уровень электролита в элементах батареи; старение активной массы электродов [5].

Для того, чтобы поддерживать температуру аккумуляторной батареи в безопасном для нее диапазоне необходимо интенсифицировать теплоотдачу с внешних поверхностей ее корпуса [4; 5; 6].

В настоящее время аккумуляторные батареи транспортных средств, в том числе и воздушных судов, специальным образом, как правило, не охлаждаются. Безопасная эксплуатация обеспечивается автоматическим отключением источников питания от нагрузки при нерегламентном повышении температуры. Результаты исследований различных систем обеспечения теплового режима литий-ионных аккумуляторных батарей описаны в [11-23].

Известны относительно простые способы обеспечения регламентного теплового режима энергонасыщенного технического или технологического оборудования (например, силовых трансформаторов в энергетике [24-26]) за счет использования воздушного или водяного охлаждения (в отдельных случаях масляного). Но использование таких систем в авиации практически невозможно, т.к. для их эксплуатации необходима дополнительная электрическая энергия. Обеспечение теплового режима АБ целесообразно проводить с использованием автономных (независимых от источников энергии) технических устройств или систем. К таким устройствам относятся замкнутые двухфазные термосифоны (ТС).

Двухфазный термосифон представляет собой замкнутый сосуд, в нижней части которого располагается слой жидкого теплоносителя. При нагреве нижней крышки термосифона тепловая энергия передается хладагенту, который испаряется. Пар поднимается в верхнюю часть исследуемого устройства и конденсируется, при этом выделяется энергия фазового перехода, конденсат стекает в зону нагрева и снова испаряется. Так непрерывно реализуется процесс переноса энергии из зоны нагрева. При этом ограничения по применению термосифонов незначительны [27; 28].

В настоящее время системы обеспечения теплового режима аккумуляторных батарей на основе замкнутых двухфазных термосифонов не применяются [11-23; 27].

Исследования тепловых режимов аккумуляторных батарей с системами обеспечения теплового режима на основе замкнутых двухфазных термосифонов, используемых в транспортных средствах (например: автомобили, воздушные суда) ранее не проводились.

Применение термосифонных систем охлаждения до настоящего момента не получило широкого распространения в силу отсутствия обоснованной научно-технической базы. Многочисленные экспериментальные исследования таких систем отвода энергии, например, [29-36], направлены в основном на оценку теплопередающих характеристик конкретных вариантов конструкций термосифонов или хладагентов. При этом фундаментальные закономерности совместно протекающих процессов кондукции, конвекции и фазовых превращений не изучены на уровне, обеспечивающем проектирование энергоэффективного теплоотводящего оборудования.

Необходимо отметить, что весь комплекс взаимосвязанных процессов, протекающих в слое теплоносителя, конденсата, паровом канале и элементах корпуса термосифона, экспериментально исследовать далеко не всегда представляется возможным по ряду объективных причин (сложность монтажа контрольно – измерительных датчиков, нарушение герметичности, специфика гидродинамического режима, малые толщины пленок конденсата, малые перепады температуры и др.). Отсюда можно сделать вывод, что математическое моделирование является, скорее всего, наиболее рациональным методом исследования теплофизических и гидродинамических процессов в термосифонах.

Многомерность факторного пространства, соответствующего процессам теплопереноса в условиях интенсивных фазовых превращений (испарение, кипение, конденсация), затрудняет не только построение математических моделей по результатам экспериментов, связывающих основные функции цели (температуры, тепловые потоки) с наиболее значимыми факторами (подводимые

тепловые потоки, условия теплоотвода на верхней крышке, тип хладагента, размеры парового канала, условия движения пленки конденсата, толщина слоя хладагента на нижней крышке и др.).

Многофакторность эксперимента в рассматриваемых условиях исключает возможность эффективного использования теории размерностей для перехода к малой группе обобщенных переменных и комплексов. В результате большинство экспериментов с термосифонами сводится по существу к оценке работоспособности конкретного варианта этого теплопередающего устройства. Для решения такого рода сложных задач наиболее целесообразным является применение методов математического моделирования процессов теплопереноса, основанных на решении систем уравнений переноса массы, импульса и энергии. Обоснованность такого вывода подтверждается, в частности тем, что в последние годы в зарубежных периодических изданиях публикуются статьи (например, [37-41]), в которых предпринимаются попытки моделирования процессов теплопереноса в замкнутых двухфазных термосифонах не с использованием простых балансных соотношений типа [42-44], а на базе систем уравнений в частных производных [37-41].

Степень разработанности. Опубликованы результаты и экспериментальных исследований процессов теплопереноса в термосифонах [29-36]. Математическое моделирование теплофизических и гидродинамических процессов в таких устройствах проведено в рамках моделей пограничного слоя [45] или полной системы уравнений Навье-Стокса [46] для малых по размерам паровых каналов. Проанализированы также режимы аварийного осушения нижней крышки термосифона [46] в рамках моделей естественной конвекции [47; 48], но для коротких паровых каналов.

При этом для решения задач теплопереноса при течении паров хладагентов в паровом канале термосифонов используют разные методы и программные продукты [43; 44; 49].

На основании анализа опубликованных в последние годы результатов математического моделирования процессов теплопереноса в термосифонах [37-

44] можно сделать вывод о возможности адекватного описания этих процессов с использованием систем уравнений на базе уравнений Навье-Стокса.

В то же время пока не проведены теоретические исследования, достаточные для обоснования возможности использования теории движения вязкой жидкости для детального анализа влияния основных значимых факторов на характеристики работы термосифонов. Такой анализ пока не выполнен, хотя для многих технических систем различных отраслей (например, энергонасыщенного авиационного оборудования) замкнутые двухфазные термосифоны являются перспективными элементами системы обеспечения теплового режима.

В настоящее время хорошо известны программные пакеты вычислительной гидродинамики, такие как ANSYS Fluent, позволяющие ускорить и углубить процесс разработки теплофизических и гидродинамических моделей устройств и систем, чья работа так или иначе связана с течениями жидкостей и газов.

Особо следует отметить, что до настоящего времени не исследовались экспериментально или теоретически процессы теплопереноса в аккумуляторных батареях, работающих в условиях интенсивных токовых нагрузок, с учетом влияния на основные характеристики процесса – температурные распределения основных значимых факторов (токовой нагрузки, свойств электролита, конструктивно-компоновочной схемы, размеров и конструкции основных элементов, свойств материала корпуса, условий теплообмена с внешней средой и др.). Соответственно, пока нет документированных научных результатов, обосновывающих перспективность (или бесперспективность) использования термосифонов в качестве основных элементов системы обеспечения теплового режима энергонасыщенных источников питания нового поколения воздушных судов. В этой связи целесообразным является проведение исследований процесса теплопереноса в аккумуляторных батареях, охлаждение которых в условиях высоких тепловых нагрузок осуществляется термосифонами.

Цель работы. Обоснование по результатам математического моделирования процессов теплопереноса в энергонасыщенных аккумуляторных

батареях с системами обеспечения теплового режима на базе термосифонов возможности создания таких систем для использования в современной технике.

Для достижения поставленной цели были сформулированы следующие **задачи:**

1. Численные исследования распределений температур в аккумуляторной батарее в условиях интенсивного тепловыделения, обусловленного высокими токовыми нагрузками.

2. Моделирование теплофизических и гидродинамических процессов в термосифонах при тепловых нагрузках, соответствующих критическим для аккумуляторных батарей.

3. Определение в результате математического моделирования параметров работы термосифона, обеспечивающих эффективный теплоотвод при температурах, соответствующих критическим рабочим температурам аккумуляторных батарей воздушных судов.

4. Анализ влияния свойств рабочей жидкости на характеристики теплопереноса в термосифонах при тепловых нагрузках, соответствующих параметрам работы энергонасыщенного авиационного оборудования.

5. Математическое моделирование влияния условий теплоотдачи на верхней крышке термосифона прямоугольной формы на эффективность его работы.

6. Численное исследование влияния толщины пленки жидкости на нижней крышке замкнутого двухфазного термосифона на интенсивность теплопередачи при работе с тепловыми нагрузками аккумуляторных батарей летательных аппаратов.

7. Разработка рекомендаций по применению термосифонов в качестве основного элемента системы обеспечения теплового режима перспективных энергонасыщенных аккумуляторных батарей для авиационной техники.

Научная новизна. Предложен новый подход к созданию систем обеспечения теплового режима энергонасыщенных аккумуляторных батарей транспортных средств на базе замкнутых двухфазных термосифонов.

Сформулирована и решена группа новых задач математического моделирования процессов теплопереноса, протекающих в системе «аккумуляторная батарея – замкнутый двухфазный термосифон» при высоких тепловых нагрузках с использованием программных пакетов ANSYS Thermal Electric и Fluent.

Проведено численное решение задачи теплопереноса в условиях замкнутого двухфазного термосифона при тепловых потоках, соответствующих литий-ионным аккумуляторным батареям с использованием программного пакета ANSYS Fluent. Обоснована возможность применения замкнутых двухфазных термосифонов в качестве основного элемента системы обеспечения теплового режима энергонасыщенного авиационного оборудования – аккумуляторных батарей в условиях высоких тепловых нагрузок.

Теоретическая и практическая значимость работы. Полученные в результате математического моделирования характеристики исследуемых теплофизических процессов в зависимости от численных значений большой группы значимых факторов могут быть использованы при определении необходимых и достаточных условий для создания эффективной системы обеспечения теплового режима аккумуляторных батарей. Результаты исследований теплофизических и гидродинамических процессов, протекающих в области «аккумуляторная батарея – термосифон», позволяют выбрать параметры замкнутого двухфазного термосифона для безаварийной работы перспективных энергонасыщенных источников питания. Сформулированные в рукописи рекомендации могут служить основой для создания системы обеспечения теплового режима аккумуляторных батарей воздушных судов на основе замкнутых двухфазных термосифонов.

Результаты численных исследований могут использоваться при выборе технических решений и конструктивно компоновочных схем объекта «Котельная» строительной базы Курской АЭС-2 (Приложение А).

Метод исследования. Численное исследование основных теплофизических процессов, протекающих в системе «аккумуляторная батарея – замкнутый

двухфазный термосифон» при высоких тепловых нагрузках, проведено с использованием программных пакетов ANSYS Thermal Electric и Fluent.

Научные положения, выносимые на защиту:

1. Разработан новый подход к исследованию процесса теплопереноса в системе «аккумуляторная батарея – замкнутый двухфазный термосифон» при высоких тепловых нагрузках.

2. Обоснована возможность использования замкнутых двухфазных термосифонов в качестве основного элемента системы обеспечения теплового режима энергонасыщенного авиационного оборудования – аккумуляторных батарей.

3. Разработаны физические и математические модели процессов теплопереноса в системе «замкнутый двухфазный термосифон – литий-ионная аккумуляторная батарея».

4. Повышение коэффициента теплоотдачи от поверхности верхней крышки исследуемого устройства от 9 до 15 Вт/м²·К приводит к росту перепада температур между нижней и верхней крышками замкнутого двухфазного термосифона до 2 °К.

5. Использование воды в качестве рабочей жидкости достаточно для обеспечения эффективного стока тепла с поверхности аккумуляторных батарей воздушных судов.

6. Толщина пленки жидкости на нижней крышке термосифона 60 мм является достаточной для обеспечения эффективного отвода тепла от литий-ионной аккумуляторной батареи воздушного судна в аварийном режиме работы.

7. Увеличение продольного размера замкнутого двухфазного термосифона от 200 мм до 400 мм приводит к росту перепада температур от 2 °К до 4 °К.

8. Результаты численных исследований влияния группы факторов (плотность теплового потока, продольный размер, условия теплоотдачи с верхней крышки, свойства теплоносителя, толщина пленки жидкости на нижней крышке исследуемого устройства) на основные характеристики процессов теплопереноса в системе «аккумуляторная батарея – замкнутый двухфазный термосифон».

Достоверность результатов. Достоверность подтверждается тестированием при решении менее сложных задач и сопоставлением полученных характеристик процессов с экспериментальными данными и теоретическими следствиями других авторов, опубликованными в журналах Applied Thermal Engineering и International Journal of Heat and Mass Transfer.

Связь работы с научными проектами и грантами.

Диссертационные исследования основных закономерностей процессов теплопереноса в системе «аккумуляторная батарея – замкнутый двухфазный термосифон» выполнены при финансовой поддержке ГЗ «Наука» (проект «Физическое и математическое моделирование пространственного теплопереноса и гидромеханики в термосифонных системах обеспечения теплового режима энергонасыщенного оборудования авиационной техники» №13.1339.2014/К 2014-2016 гг.).

Тематика исследования соответствует приоритетному направлению развития науки, техники и технологии в Российской Федерации (указ Президента РФ №899 от 7 июля 2011 года) «Транспортные и космические системы», а также находится в сфере космических технологий федерального уровня, получившим высокий рейтинг по показателям состояния и перспективам развития «Технологии создания высокоскоростных транспортных средств и интеллектуальных систем управления новыми видами транспорта».

Личный вклад автора состоит в постановке задачи теплопереноса в системе «аккумуляторная батарея – замкнутый двухфазный термосифон» и проведении численных исследований, выборе методов и моделей вычислительной гидродинамики, установлении основных закономерностей теплофизических процессов, обработке и анализе полученных характеристик процессов, формулировании рекомендаций по выбору диапазона изменения основных значимых факторов для разработки системы обеспечения тепловых режимов энергонасыщенного авиационного оборудования на основе термосифонов, формулировании выводов и заключений диссертационной работы.

Апробация работы. Основные положения и результаты научного исследования докладывались и обсуждались на Международной школе-семинаре «Тепломассоперенос в системах обеспечения тепловых режимов энергонасыщенного технического и технологического оборудования», Томск, 2015 г., 2016 г., 2017 г.; XV Минский международный форум по тепло- и массообмену, Минск, 2016 г.; XIII Международной конференции студентов, аспирантов и молодых ученых «Перспективы развития фундаментальных наук», Томск, 2016 г.; IV Международном молодежном форуме «Интеллектуальные энергосистемы», Томск, октябрь 2016 г.; Всероссийской научной конференции с международным участием «Теплофизические основы энергетических технологий», Томск, 2017 г.; V Международном молодежном форуме «Интеллектуальные энергосистемы», Томск, 2017 г.

Публикации. Основные результаты диссертации представлены в 11 работах, в том числе 3 в рецензируемых журналах из списка, рекомендованного ВАК (РФ, Scopus). В международных рецензируемых журналах, индексируемых базами данных Scopus и Web of Science, опубликованы 8 статей.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, заключения, списка литературы и одного приложения. Диссертация изложена на 116 страницах машинописного текста, содержит 39 рисунков, 2 таблицы. Список литературы включает 167 наименований.

ГЛАВА 1 СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ИССЛЕДОВАНИЙ ТЕПЛОВЫХ РЕЖИМОВ АККУМУЛЯТОРНЫХ БАТАРЕЙ И ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОПЕРЕНОСА В ЗАМКНУТЫХ ДВУХФАЗНЫХ ТЕРМОСИФОНАХ

Аккумуляторные батареи различного уровня энергонасыщения широко применяются во всех видах транспорта (наземный, воздушный, водный, подводный, космический). Развитие традиционных и создание новых транспортных средств невозможно без соответствующего совершенствования современных источников электрической энергии и создания новых с существенно более высокими характеристиками (сила тока, длительность работы, мощность, емкость). Решение этих задач сопряжено с созданием и систем обеспечения тепловых режимов (в том числе и в аварийных ситуациях) аккумуляторных батарей, для работы которых не используется специально вырабатываемая электрическая энергия. Анализ литературы показал, что одним из наиболее перспективных вариантов могут быть системы обеспечения теплового режима на базе термосифонов. Ниже приведены результаты анализа информации по результатам исследования тепловых режимов аккумуляторных батарей и процессов, протекающих в ТС при их работе.

Рассмотрим в качестве яркого примера проблем, возможных при создании новых аккумуляторных батарей, опыт компании Boeing при работе над лайнером Dreamliner.

Компания Boeing применяла ранее литий-ионные аккумуляторы при создании авиационно-космической техники, такой, как искусственные спутники Земли и марсоходы [50].

Выбор компании Boeing литий-ионных батарей LVP65 в качестве аварийных источников электроснабжения для воздушных судов обусловлен, вероятно, рядом их преимуществ: высокие по сравнению с другими образцами аналогичных аккумуляторов напряжение и мощность электрического тока; меньший размер и сниженный на 30% вес по сравнению с батареями с подобными характеристиками; больший срок службы; хорошие рабочие характеристики [2;

5]. Однако, как оказалось, в процессе эксплуатации аккумуляторных батарей этого типа есть вероятность развития теплового разгона [6]. Зарегистрировано нескольких аварийных ситуаций на самолетах Boeing 787 [7-10]. Федеральная авиационная администрация США (FAA) и Европейское агентство по безопасности авиационных перевозок (EASA) в 2013 году выпустили директиву о приостановке полетов всех самолетов Boeing 787, находящихся в эксплуатации [50]. Кроме США и стран Европы эксплуатацию Boeing 787 приостановили японские авиакомпании JAL и ANA, чилийская LAN, а также AirIndia и Qatar Airways [7-9].

Литий-ионные аккумуляторные батареи (ЛИАБ), как и другие аналогичные химические источники электрического тока, для обеспечения безопасности требуют соблюдения регламентного режима в процессе заряда и разряда [50; 51]. При этом температура является одним из важнейших факторов, влияющий на рабочий режим зарядки/разрядки [5; 51; 52]. Если аккумуляторная батарея работает за пределами диапазона температур, соответствующих регламентному режиму, то возможны различные негативные внутренние электрохимические процессы [52-54]. Например, при зарядке ЛИАБ при температурах ниже низкотемпературных характеристик металлический литий осаждается на поверхности отрицательного электрода, при этом скорость переноса ионов и энергия реагентов существенно уменьшаются. При этом введение ионов лития в активный материал отрицательного электрода замедляется. В этом состоянии отдельная ячейка может стать термически нестабильной, т.к. металлические отложения могут соединить противоположные электроды, создавая внутреннее короткое замыкание [55; 56]. Последнее является причиной повышения температуры энергонасыщенных источников электрической энергии в заряженном состоянии. Этот локальный источник тепла может инициировать электрохимические реакции, которые являются экзотермическими и могут быть самоподдерживающимися, если выделяемое дополнительное тепло не отводится от внешней поверхности аккумулятора [52-56]. Теплопередача от локального источника тепловыделения к оставшимся непрореагировавшим элементам

конструкции внутри ячейки может привести к тепловому разгону источника питания [50-56]. Следует отметить, что выход из строя в результате теплового разгона одного элемента аккумуляторной батареи может привести к отказу и соседних элементов [22; 55-57].

При регламентном режиме работы каждый отдельно взятый элемент аккумуляторной батареи (аккумулятор) вырабатывает тепло в результате прохождения тока через проводники (Джоулево тепло) и в результате экзотермической химической реакции. При более высоких скоростях разряда, например, при запуске вспомогательной силовой установки воздушного судна, элементы аккумуляторной батареи будут рассеивать еще большую долю своей энергии в виде тепла. Следует отметить, что обеспечение регламентного теплового режима ЛИАБ затруднено по причине плотно упакованных элементов в закрытом контейнере (рисунок 1.1) [50]. Тенденции развития таких источников тока отражают стремление конструкторов и проектировщиков к уменьшению массы и габаритов АБ (с одной стороны), и увеличению их энергоемкости с другой. Эти две задачи противоречивы и создают объективные трудности при выборе систем обеспечения теплового режима вновь разрабатываемых аккумуляторных батарей.



Рисунок 1.1 – Конструкция аккумуляторной батареи самолета Boeing 787 [50]

Также при зарядке литий-ионной батареи при нерегламентных низких или высоких температурах возможен риск дисбаланса элементов в батареях с последовательно соединенными ячейками. Это связано с разной емкостью и скоростью интеркалирования ионов лития в активные материалы каждой ячейки. Поэтому локальный перегрев и, как следствие, неравномерное распределение температур по элементам аккумуляторной батареи сильно влияет на длительность безопасной работы батареи [58; 59].

Для использования на самолете Boeing 787 специально разработан аккумулятор модели LVP65 [50]. Последний оптимизирован с целью обеспечения высокой скорости разряда и долговечности, необходимой в современной авиации. Например, аккумуляторы LVP65 могут сохранять 89% своей первоначальной емкости после 1000 циклов полного испытания на цикл зарядки при 25 °C [51] в обычных условиях работы.

Критерии безопасности литий-ионной батареи при повышенных температурах описаны в [52]. Отмечено [53], что при воздействии достаточно высоких температур ($T > 70$ °C) экзотермические реакции между электролитом и электродами могут приводить к тепловому разгону (рисунок 1.2). В [54] авторами рассмотрены и проанализированы механизмы старения литий-ионных батарей. Отмечено, что термическое старение приводит к проблемам в эксплуатации литий-ионных аккумуляторных батарей.

Определение плотности теплового потока с поверхности аккумуляторной батареи возможно при регистрации Джоулева тепла при прохождении тока через пластины элемента аккумуляторной батареи. Однако использование приближенных аналитических методов [16; 18] не позволяет учитывать распределение тепла в объеме пластин аккумулятора и отток тепловой энергии от внешней поверхности его корпуса.

Экспериментальная регистрация температур в характерных сечениях аккумуляторной батареи в условиях ее работы чрезвычайно сложная задача и пока не решена.

Для детального изучения тепловыделения на уровне отдельного элемента аккумуляторной батареи необходимо использование методов математического моделирования.



Рисунок 1.2 – Последствия теплового разгона аккумуляторной батареи LVP65 [50]

В [60] отмечено, что конструкция батареи определяет ее безопасную эксплуатацию. Основной проблемой безопасности литий-ионных аккумуляторов является высокая плотность энергии, возможность экзотермических реакций и воспламеняемости материалов корпуса ЛИАБ.

Базовым материалом для аккумулятора LVP65 является оксид лития-кобальта (LiCoO_2) [50]. Применение этого материала обусловлено такими преимуществами как высокая плотность энергии и надежность [50-52]. Но известно, что аккумуляторные батареи на основе LiCoO_2 обладают пониженной термической стабильностью [61] по сравнению с другими материалами (например, $\text{Li}(\text{Ni}_x\text{Mn}_y\text{Co}_z)\text{O}_2$ или литий-фосфат железа LiFePO_4).

Также LiCoO_2 менее надежен во время внутреннего короткого замыкания, поскольку более подвержен тепловому разгону из-за его пониженной термической стабильности [50; 51].

Электролит в аккумуляторе LVP65 представляет собой тройную смесь растворителей EC/EMC/DMC с литиевой солью LiPF_6 . Несмотря на то, что электролит на основе LiPF_6 термически нестабилен и чувствителен к влаге [62], не так много альтернатив в отношении других составов солей лития. При этом другие составы электролита могут создавать проблемы, подробно описанные в [63]. В ряде работ [51-53] отмечается, что основным барьером широкого использования литий-ионных батарей является отсутствие до последнего времени системы обеспечения теплового режима.

Следует подчеркнуть, что при проектировании типичной литий-ионной аккумуляторной батареи необходимо учитывать как выделение тепла в результате электрохимических реакций, так и в результате прохождения электрического тока через пластины, обусловленное омическим нагревом (Джоулево тепло) [64].

В ряде работ [65; 66] показано, что разница температур по всему объему литий-ионных батарей должен быть меньше $5\text{ }^\circ\text{C}$.

В практике использования литий-ионных аккумуляторных батарей системы обеспечения теплового режима специальным образом пока не применяются. В тоже время известны отдельные результаты исследования эффективности различных методов отвода тепловой энергии с поверхности энергонасыщенного оборудования [11-23]. Так, например, в [12; 13] показана возможность использования тепловых труб в качестве охлаждающего устройства для литий-ионной аккумуляторной батареи электромобилей. В экспериментах [12; 13] сравнивались условия теплообмена на поверхности конденсаторной секции тепловой трубки, соответствующие естественной и вынужденной конвекции. Показано, что условий естественной конвекции недостаточно для поддержания температуры батареи в рабочем диапазоне при повышенных токовых нагрузках. Регламентная температура поверхности исследуемого устройства поддерживалась только при обдуве конденсаторной секции. При этом разница температур между верхней и нижней крышками тепловой трубы составляла $15\text{ }^\circ\text{C}$.

В [15] показано, что температура поверхности литий-ионной аккумуляторной батареи не превышает $50\text{ }^\circ\text{C}$ при использовании контурной

тепловой трубы с ацетоном в качестве рабочей жидкости. Это обусловлено низкой температурой кипения последней (56 °С).

Следует отметить, что в работах [12-15] использовался нагреватель с мощностью тепловыделения, характерной для литий-ионных аккумуляторных батарей транспортных средств. Это условие эксперимента позволяет установить температуру поверхности нагревателя, при этом остается не изученным распределение температур в объеме охлаждаемого устройства с учетом свойств конструкционных материалов и выделения теплоты в процессе прохождения электрического тока через пластины.

В [16-19] описывается система обеспечения теплового режима литий-ионных аккумуляторных батарей на базе жидкостного охлаждения. Последняя представляет собой, как правило, охлаждающую пластину [17] или систему каналов [18; 19] по которым непрерывно циркулирует жидкость (хладагент), перекачиваемая насосом и охлаждаемая в теплообменнике.

Результаты исследований [16-19] показывают высокую эффективность жидкостной системы охлаждения литий-ионных аккумуляторных батарей. Но применение такого способа, с одной стороны, позволяет поддерживать температуру исследуемого устройства в диапазоне от 10 до 35 °С, с другой, интенсивный теплосъем с поверхности энергонасыщенного оборудования приводит к неравномерному распределению температуры в объеме аккумулятора (разница температур в различных точках поверхности аккумулятора составляла около 8 °С) [19], что является нерегламентным режимом работы [5; 13; 28] исследуемого устройства. Следует отметить, что систему обеспечения теплового режима литий-ионных аккумуляторных батарей воздушных судов, выполненную таким образом, применять нецелесообразно из-за значительных габаритов и массы, дополнительной активной нагрузки, а также высокого риска утечек рабочей жидкости через многочисленные соединения описываемых систем.

В [20-23] исследованы альтернативные методы интенсификации теплоотвода с поверхности энергонасыщенного оборудования. Например, в [21] элемент аккумулятора помещался в диэлектрическую жидкость Novac7000 (1-

метоксигептафторпропан). Теплоотвод от поверхности энергонасыщенного источника питания обеспечивался в результате фазовых превращений жидкости при температуре 34 °С. В [22] приведена математическая модель аккумуляторной батареи, элементы которой помещены в алюминиевую матрицу с каналами для охлаждающей жидкости. Показано распределение температуры в источнике питания при тепловом разгоне одного аккумулятора.

В [23] приводится метод интенсификации теплопередачи от поверхности аккумуляторной батареи с использованием гидрогеля.

Большинство экспериментов с аккумуляторами, проведенных за последние десять лет [12-14; 21] сводится по существу к определению температуры поверхности последних при определенных условиях их использования. По данным об этой характеристике процесса выполняется оценка работоспособности конкретного варианта конструкции источника тепловыделения [3]. Проведение экспериментальных исследований по этой проблеме затруднено в связи с требованием к герметичности исследуемого устройства и малой ($7 \cdot 10^{-5}$ м) [67] толщины пластин и сепаратора. Поэтому основной функцией цели проводившихся экспериментов (например, [12]) была температура поверхности корпуса АБ. Но эта характеристика не отражает распределений температуры в пластинах и электролите, которые необходимы для объективной оценки тепловых режимов батарей и, соответственно, оценки ее работоспособности и надежности. Одни и те же значения температуры поверхности могут соответствовать разным распределениям температуры в рабочей зоне АБ. Задача определения полей температур в пластинах и электролите аккумуляторов экспериментально пока не решена. Для решения такого рода сложных задач наиболее целесообразным является применение методов математического моделирования процессов теплопереноса в пластинах, электролите и корпусе аккумуляторной батареи, основанных на решении систем уравнений переноса массы, импульса и энергии [27; 68-72] с учетом выделения Джоулева тепла.

При моделировании распределений температуры поверхности аккумулятора ранее использовались аналитические и численные методы [69-71]:

1. Аналитические методы, например, дают непрерывные решения [70]. Но они применимы только для упрощенных случаев [69], например, если температура поверхности батареи во всех точках считается одинаковой или число Био меньше единицы [71]. Но, как показывают результаты экспериментов [12-14], в связи с низкой теплопроводностью материалов, из которых изготавливаются корпуса АБ (как правило, полимеры), распределения температур поверхности корпуса батарей достаточно часто существенно отличаются от однородных.

2. Численные методы применяются при использовании сложных моделей, учитывающих зависимости температуры от особенностей конструкции и многонаправленной теплопередачи в батарее. Известна группа методов дискретизации: метод конечных разностей (МКР) [73], метод конечных объемов (МКО), метод конечных элементов (МКЭ) [74; 75].

Численные методы обычно реализуются в коммерческих программных пакетах, таких как ANSYS Fluent, COMSOL Multiphysics и др. Эти методы получили широкое распространение как методы анализа крупномасштабных или сложных по конструкции систем охлаждения [76]. Несмотря на приемлемую во многих случаях достоверность вычисления основных характеристик анализируемых процессов, внедрение моделей вычислительной гидродинамики (англ. computational fluid dynamics, CFD) требует значительных усилий при выборе сетки и затрат времени вычислений. В то время как методы с сосредоточенными параметрами хорошо подходят для батареи простой конструкции, малыми размерами и равномерной температурой поверхности [77; 78].

Известны результаты экспериментов по определению [72; 74; 79; 80] интенсивности выделения тепла при работе аккумуляторных батарей. Электрохимические модели распределения тепла по поверхности аккумулятора рассмотрены в [81; 82]. Первый подход [70] – это приближение, которое позволяет упростить математическое решение. Однако второй подход [73] дает более точное решение путем одновременного интегрирования уравнений баланса массы и энергии.

Известна группа методов решения задач теплопереноса с целью установления распределений температур по поверхности аккумуляторной батареи [72-75]. Авторы [72] разработали плоские и пространственные модели распределения температур поверхности корпуса АБ в цилиндрической и призматической литий-ионных батареях во время разрядного цикла. Но в задаче [72] тепловыделение задается по результатам экспериментальных исследований т.е. вычисление значений температуры поверхности без предварительного проведения экспериментов невозможно. Соответственно, задача [72] не является автономной. В [74; 81] трехмерное моделирование распределения температуры в цилиндрической литий-ионной батарее проведено с использованием метода конечных элементов. При этом в [81] величина теплового потока рассматривалась как результат электрохимических реакций компонентов аккумулятора. В [74] тепловыделение также задано по экспериментальным данным. При этом в работах [74; 81] не учитывается выделение тепла в результате прохождения электрического тока через пластины электродов аккумулятора при нерегламентном режиме работы, соответственно не описывается процесс перегрева исследуемого устройства.

С целью анализа распределения температур по поверхности аккумуляторной батареи в [63] проведено математическое моделирование в программном пакете Ansys Fluent. Показано, что распределение температур по поверхности исследуемого устройства неравномерно. Но максимальная разность температур составляет не более $0,7\text{ }^{\circ}\text{C}$. Моделирование проведено в условиях естественной конвекции воздуха. Также выполнен анализ вероятности развития теплового разгона и сделан вывод, что в условиях естественной конвекции даже при незначительном превышении регламентной скорости заряда/разряда аккумуляторной батареи генерируемого тепла всегда больше, чем рассеянного в окружающую среду, что в итоге приводит к тепловому разгону. Результаты математического моделирования хорошо согласуются с экспериментальными данными, полученными при помощи тепловизора [63].

На основании результатов [63] сделан вывод, что для поддержания температуры аккумуляторной батареи в регламентном диапазоне при повышенной токовой нагрузке необходимо интенсифицировать теплоотдачу с внешних поверхностей корпуса батареи (теплоотвода за счет естественной конвекции недостаточно).

В настоящее время известны различные устройства, которые могут использоваться для отвода тепловой энергии от энергонасыщенного оборудования [11-26]. Одно из таких устройств – замкнутый двухфазный термосифон. Но до настоящего времени системы обеспечения теплового режима аккумуляторных батарей на основе замкнутых двухфазных термосифонов не разрабатываются и не используются.

Термосифоны считаются эффективными устройствами рассеивания тепла из-за их низкого теплового сопротивления [83]. Они используются для охлаждения светодиодных ламп, а также в охлаждении электронного оборудования [84], резервуарах для хранения отработавшего топлива ядерных реакторов [85], системах солнечного водонагрева [86], при предварительном подогреве воздуха [87], в системах рекуперации тепла при вентиляции и кондиционировании воздуха [88] и на железнодорожном транспорте [89].

Авторы [92] выделяют следующие преимущества использования замкнутых двухфазных термосифонов в качестве системы обеспечения теплового режима энергонасыщенного оборудования:

- Отсутствует воздействие на влажность воздуха, так как рабочее тело (хладагент) находится внутри замкнутого объема [93-95];
- Нет риска короткого замыкания при возникновении утечек [96-98];
- Термосифон обеспечивает существенно более лучшую теплоотдачу по сравнению с обычными теплообменниками [99, 100].

Чтобы описать процессы теплопереноса и фазовых превращений рабочей жидкости в термосифоне недостаточно экспериментальных исследований его работоспособности. При прогнозировании их тепловой эффективности до проведения экспериментов с целью сокращения времени и затрат на исследования

таких теплопередающих устройств эффективным является численное моделирование. В последние десятилетия термосифоны интенсивно исследуются. Используются различные подходы к моделированию процесса тепло- и массопереноса [37; 39; 40; 44-49].

Эффективность работы термосифона определяется [28] ключевыми параметрами, такими как подводимая плотность теплового потока, коэффициент заполнения рабочей жидкостью, геометрия, ориентация в пространстве, условия теплообмена на верхней крышке исследуемого устройства и теплофизические свойства рабочей жидкости. В численных исследованиях [37-40; 45-49] было изучено влияние этих параметров на характеристики работы термосифонов.

Авторы [101] сформулировали нестационарную двумерную модель теплопереноса в термосифоне, которая учитывает сопряженный теплоперенос через стенку и стекающую пленку конденсата. Движение пленки было описано с помощью квазистационарного решения типа Нуссельта, а характеристики парового потока и теплообмен между парами и стенками были рассчитаны с использованием метода SIMPLE [102].

В [103] сформулирована двумерная задача теплопереноса при работе термосифона с разными коэффициентами заполнения рабочей жидкостью. С целью определения характеристик гидродинамических и тепловых процессов в исследуемом теплопередающем устройстве решены уравнения сохранения массы, импульса и энергии с использованием метода конечных объемов. Определен оптимальный коэффициент заполнения в установившемся режиме.

Также в [103] проведен анализ критических режимов работы термосифонов (возникающих при переполнении зоны испарения) и кризисе теплоотдачи, если пленка жидкости на нижней крышке полностью испаряется. Результаты моделирования [103] показывают, что при недостаточном заполнении зоны парообразования на нижней крышке термосифона возникает кризис теплоотдачи. «Оптимально» заполненный ТС имеет самое короткое время начала кипения и самое низкое тепловое сопротивление, однако авторами отмечается, что небольшое увеличение «входной тепловой мощности» приведет к разрушению

пленки конденсата в таком «оптимальном» термосифоне. В работе [103] предполагается, что тепло отводится от секции конденсатора исследуемого устройства в окружающую среду с коэффициентом теплоотдачи $400 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$. Следует отметить, что в условиях работы энергонасыщенного оборудования воздушных судов создать теплоотдачу с таким высоким коэффициентом практически невозможно.

Результаты аналитического исследования процессов теплопереноса в закрытом двухфазном термосифоне приведены в [104]. Математическое описание процессов приведено в виде системы дифференциальных уравнений сохранения массы, импульса и энергии. Решение задачи выполнено методом конечных элементов. Рассматривалась осесимметричная краевая задача естественной конвекции в замкнутом цилиндрическом двухфазном термосифоне с теплопроводными стенками. Представлены распределения скоростей и температур в зоне испарения исследуемого устройства, существенно влияющие на коэффициент теплоотдачи от потока паров к стенке ТС, а также распределение температуры по длине термосифона на его внутренней и внешней поверхностях. Методы расчета [104] разработаны применительно к конкретному производству — технологической линии подготовки растворов фосфатов для распылительной сушки на АО «Реатэкс». Поэтому они имеют ограниченное применение вследствие значительных размеров объекта исследования.

Влияние коэффициента заполнения на теплопередающие свойства термосифонов установлено в результате экспериментального исследования [105]. Выявлены особенности процессов переноса теплоты, связанные с пульсациями в исследуемом устройстве. Авторы [105] использовали очень малые по поперечным размерам замкнутые двухфазные термосифоны внутренним диаметром 3 мм и 9 мм, длиной 700 мм.

Исследования [105] показали увеличение скорости движения пара в зоне транспорта до характерного максимума, после чего она монотонно убывает.

Разработан ряд математических моделей для анализа характеристик теплопередачи в зависимости от степени заполнения термосифона. В [106]

описана модель, использовавшаяся для расчета характеристик работы наклонных термосифонов. При постановке задачи учитывалось влияние степени заполнения замкнутого двухфазного термосифона рабочей жидкостью на интенсивность теплопереноса при различных углах наклона. Проанализированы закономерности осушения и заполнения зоны испарения и показано, что модель достоверно описывает гидродинамические и теплофизические процессы при работе наклонного термосифона.

Авторы [107] разработали одномерную стационарную модель для оценки эффективности работы закрытых двухфазных термосифонов в зависимости от размеров, типа и температуры парообразования рабочей жидкости.

Расчеты [107] показали, что увеличение диаметра термосифона, длины испарителя или температуры испарения расширяет рабочий диапазон исследуемого устройства, тогда как увеличение длины конденсатора или адиабатического сечения лишь незначительно изменило верхнюю и нижнюю границы рабочего диапазона температур.

В [108] использован метод визуализации потока жидкости в двухфазном замкнутом термосифоне с использованием электрической емкостной томографии.

Повышение тепловой эффективности тепловых труб с помощью наножидкостей было исследовано в [109]. В этом исследовании рассмотрено влияние коэффициента заполнения, угла наклона тепловой трубы и объемной концентрации наночастиц на эффективную теплопроводность исследуемого устройства.

Помимо экспериментальных исследований в [109] проведены и численные оценки с целью прогнозирования интенсивности процессов теплопереноса в тепловых трубах.

Важным фактором, определяющим область применения той или иной конструкции термосифона, является тип теплоносителя. Главным образом это связано с температурой кипения. Выполнен ряд экспериментальных и теоретических исследований [116-122], направленных на изучение влияния типа

теплоносителя (хладагента) на характеристики теплопередачи в замкнутом двухфазном термосифоне.

Рабочие жидкости многих исследовавшихся экспериментально термосифонов – дифторхлорметан и тетрафторэтан [110-117], возможности использования которых ограничены «Монреальским протоколом» по веществам, разрушающим озоновый слой. Отсюда следует, что необходимо исследовать экологически чистые жидкости в качестве теплоносителей термосифонов.

Многие годы обсуждается применимость нескольких рабочих жидкостей в оборудовании для охлаждения технических устройств и систем при помощи замкнутых двухфазных термосифонов: ацетон [118], изобутан [119], CO₂ [120-123], R410A [123; 124], изобутен [125], n- пентан [126] и др. Большинство этих жидкостей являются горючими. Поэтому они не пригодны для применения в системах обеспечения теплового режима аккумуляторных батарей воздушных судов (кроме CO₂). Следует отметить, что эффективная теплопроводность термосифона с CO₂ для охлаждения оказалась лучше, чем у хорошо известных хладонов R22 [120; 122] и R410A [123]. Поэтому CO₂ в жидком состоянии является, по мнению авторов [120], достаточно перспективным рабочим веществом в этой области.

Также ряд исследований [127-134] посвящен анализу зависимостей температурных характеристик термосифона от угла его наклона и типа рабочей жидкости. Авторами [127; 128] проведены оценки тепловых характеристик наклонных термосифонов.

В [129] показано, что самые высокие из достигнутых в экспериментах скорости теплопереноса в термосифонах с теплоносителями водой и этанолом получены при углах наклона 20-40 °. Этот фактор начинает влиять на работу исследуемого устройства при углах более 5 °.

Тепловое сопротивление термосифона на аммиаке минимально при угле наклона 20 ° и относительно низкой рабочей температуре (30 °C) [130].

Авторами [131] сделан вывод, что тепловое сопротивление термосифона с теплоносителем R410A является минимальным при угле наклона 60 ° и

коэффициентом заполнения (отношение объема жидкости к объему испарителя) 100%.

В [132] показана зависимость теплового потока от угла наклона миниатюрного термосифона. Установлено, что скорость теплопередачи исследуемого устройства с теплоносителем водой изменяется при изменении углов наклона от 15° до 60° [133]. Эффективность теплопередачи такого термосифона максимальна [134] при угле наклона 30° и коэффициенте заполнения 15%.

Эмпирическое уравнение, включающее ряд параметров (угол наклона, соотношение сторон, коэффициент заполнения и мощность нагрева), связывающих их с основными функциями цели (температуры, тепловые потоки) предложено в [135]. Установлено, что среднее тепловое сопротивление термосифона с гидрофильным покрытием поверхности испарителя и гидрофобным покрытием конденсатора уменьшается в 2,35 раза [136], а коэффициент теплопередачи термосифона с гидрофильным испарителем повышается на 15% по сравнению с ТС без покрытий [137]. В [138] сделан вывод, что общее тепловое сопротивление анодированного термосифона уменьшается на 20% по сравнению с неанодированным термосифоном при тепловой мощности 50 Вт. В [139] показано, что средняя температура испарителя исследуемого устройства с покрытием уменьшается на $22,7^\circ\text{C}$ по сравнению с температурой термосифона без покрытия с углом наклона 60° и при мощности нагрева 50 Вт.

Разработана модель теплопереноса [140] в термосифонах, учитывающая смачиваемость испарителя. Кроме того, проведены эксперименты с использованием медного термосифона длиной 240 мм, внутреннего и наружного диаметров 22,2 мм и 25,4 мм. Исследованы [140] влияние угла наклона и смачиваемости испарителя на тепловые характеристики термосифона с теплоносителем водой. Результаты анализа показали, что пузырьки пара на стенке испарителя уменьшаются по мере увеличения угла наклона от 15° до 90° , что снижает тепловое сопротивление по мнению авторов статьи до 59,5%. Установлено [140], что по мере увеличения мощности нагрева от 10 Вт до 14 Вт

тепловое сопротивление значительно уменьшается (снижается на 44,1%) для испарителя с гидрофильной поверхностью, а у испарителя с гидрофобной поверхностью снижается на 20,6 %, поскольку частота образования пузырьков на гидрофильной поверхности растет быстрее (на 265%), чем на гидрофобной поверхности (на 100%) при угле наклона 90 °.

Выполнено численное моделирование процесса фазовых превращений в замкнутом двухфазном термосифоне с использованием подхода VOF [141]. Разработана модель с учетом параметра релаксации во времени как константы для описания процесса теплопереноса в ТС [142; 143].

Математическое моделирование с использованием метода вычислительной гидродинамики CFD двухфазного потока с целью исследования влияния угла наклона и коэффициента заполнения на тепловые характеристики термосифона с использованием программного пакета FLUENT проведено в [144]. Авторы показали, что оптимальный коэффициент наполнения и угол наклона составляют 65% и 90 °. Но в [145] установлено, что высокая эффективность исследуемого устройства достигается при углах наклона только 30-45 °. Можно сделать обоснованный вывод о несоответствии в целом результатов исследований авторов [144] и [145].

Выводы по Главе 1

1. Использование в настоящее время и в будущем энергоемких аккумуляторных батарей в качестве источников питания в транспортных средствах, таких как автомобильный и воздушный транспорт сопряжено с высокими требованиями эксплуатации (быстрые циклы заряда и разряда, возникающими в результате активации работы отдельных узлов транспортного средства, например, запуск вспомогательной силовой установки воздушного судна). Эти особенности применения значительно увеличивают рабочую температуру батареи и могут вызывать неоднородные распределения напряжения

и тока. Последнее приводит к снижению производительности и безопасности батареи.

Кроме того, если теплообмен батареи с окружающей средой затруднен, её температура может повышаться очень быстро (также и скорость химической реакции в объеме электролита). В результате выходит из-под контроля процесс «заряд-разряд» и может произойти тепловой разгон [146].

Эффект теплового разгона является основной проблемой безопасности, например, самого перспективного по оценкам [8; 9] литий-ионного аккумулятора и может привести к возгоранию и взрыву из-за перегрева или короткого замыкания батареи.

2. Системы обеспечения теплового режима аккумуляторных батарей воздушных судов на основе замкнутого двухфазного термосифона ранее не разрабатывались.

3. Большое число статей, опубликованных в периодических научных изданиях, в основном посвящены анализу влияния группы факторов на характеристики работы замкнутого двухфазного термосифона (коэффициента заполнения, угла наклона, типа рабочей жидкости и др.). Исследований влияния таких немаловажных факторов как плотность теплового потока на нижней крышке, условия теплоотдачи от верхней крышки термосифона, геометрические размеры значительно меньше.

4. В современных аккумуляторах при повышении температуры выше номинальной происходит токовая отсечка нагрузки. Специальные системы обеспечения теплового режима на всех (например, литий-ионных) аккумуляторных батареях не применяются. На основании анализа состояния проработки вопроса поддержания рабочего диапазона температур источников питания типа АБ [11-23] можно сделать вывод, что возможно создание и применение различных систем для отвода избыточной теплоты из рабочей зоны на базе замкнутых двухфазных термосифонов.

5. Для определения характерных температур поверхности корпусов аккумуляторных батарей применяются в основном экспериментальные методы,

которые сводятся к измерению температуры поверхности источника питания (термопары, тепловизор). При этом распределение температур в электролите и пластинах аккумулятора остается неизученным.

6. Во многих статьях, например [116-122], объектами исследования являются замкнутые двухфазные термосифоны круглого поперечного сечения. В реальной практике корпуса аккумуляторных батарей представляют собой параллелепипеды. Поэтому ТС в форме цилиндра не является эффективным как основной элемент системы обеспечения теплового режима энергонасыщенных источников электрической энергии.

ГЛАВА 2 ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ТЕПЛОПЕРЕНОСА В ЛИТИЙ-ИОННОМ АККУМУЛЯТОРЕ В УСЛОВИЯХ ВЫСОКИХ ТОКОВЫХ НАГРУЗОК. МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОПЕРЕНОСА В ЗАМКНУТЫХ ДВУХФАЗНЫХ ТЕРМОСИФОНАХ ПРИ КРИТИЧЕСКИХ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗКАХ АККУМУЛЯТОРНЫХ БАТАРЕЙ

На основании анализа результатов исследований по проблеме моделирования теплофизических процессов в аккумуляторных батареях и замкнутых двухфазных термосифонах (первая глава) установлено, что к настоящему времени недостаточно изучено влияние основных значимых факторов на температурные поля АБ и на эффективную теплопроводность термосифонов. Возможность использования ТС в качестве основных элементов системы обеспечения теплового режима аккумуляторных батарей транспортных средств вообще и воздушных судов, в частности, ранее не изучалась.

Ниже приведено описание использующихся в дальнейшем математических моделей теплопереноса в литий-ионной аккумуляторной батарее в результате омического нагрева и в замкнутом двухфазном термосифоне при работе в условиях критических тепловых нагрузок на типичные энергоемкие источники питания воздушных судов. Этот объект исследования выбран по ряду причин. Первая – он считается [12-14] одним из наиболее перспективных автономных источников энергии транспортных средств (возможно, даже самым перспективных). Вторая – тенденции развития теории и практики автономных источников питания технических систем иллюстрируют рост требований по их энергетическим характеристикам, что влечет за собой рост рассеиваемой при их работе теплоты (как и установлено при эксплуатации таких аккумуляторов в 2013 году [7]).

2.1 Постановка задачи теплопереноса в литий-ионной аккумуляторной батарее при работе с токовыми нагрузками выше номинальных

Рассматривается типичный сегмент литий-ионного аккумулятора, включающий медную и алюминиевую пластины, слой электролита между ними и твердую стенку исследуемого устройства. Область решения приведена на рисунке 2.1.

Моделирование теплофизических процессов только в одной секции (батарея состоит из нескольких) обусловлено их идентичностью и ее расположением вблизи стенки корпуса (рисунок 2.1б.).

Следует отметить, что численный анализ интенсивности тепловыделения в приведенной постановке задачи позволяет учитывать конвективный теплоотвод с поверхности аккумуляторной батареи.

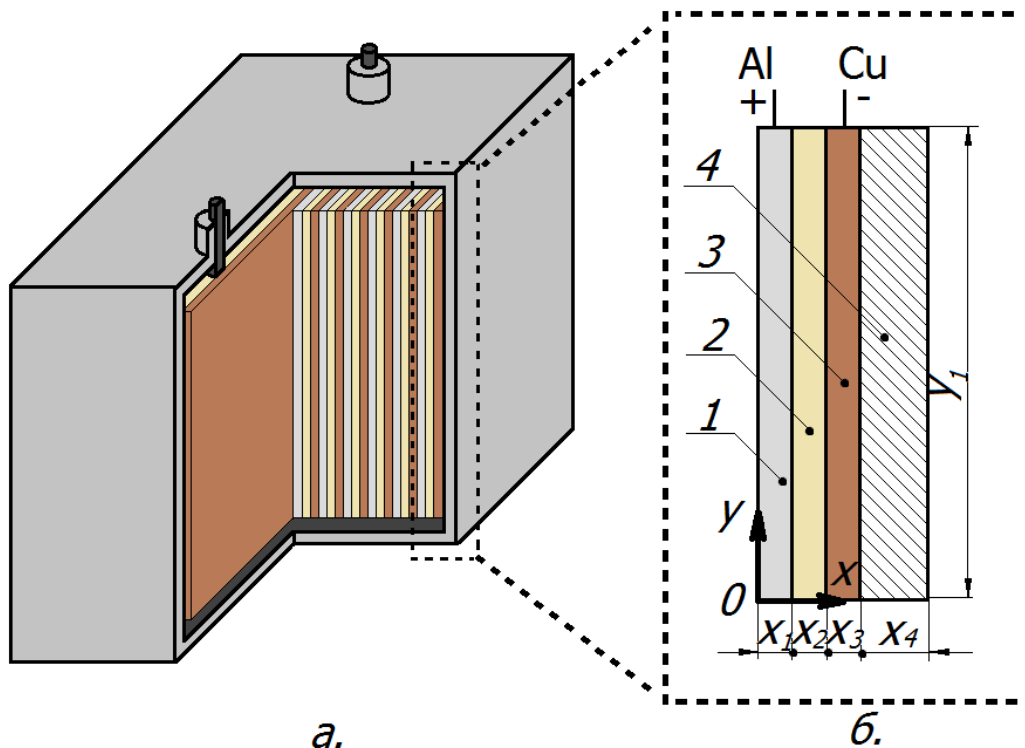


Рисунок 2.1 – а). общий вид области решения; б). рассматриваемый сегмент аккумулятора. 1 – положительный электрод (алюминиевая пластина); 2 – жидкий электролит (LiPF_6); 3 – отрицательный электрод (медная пластина); 4 – стенка аккумулятора (поливинилхлорид)

В общем случае в рассматриваемой системе теплоперенос осуществляется за счет термогравитационной конвекции и теплопроводности. При малых толщинах слоев электролита процессами естественной конвекции можно пренебречь. Но для такого упрощения необходимы достаточные основания. Поэтому при постановке задачи учитывались процессы не только теплопроводности в электродах, электролите и стенке корпуса аккумулятора, но также и свободная конвекция в слое гексафторфосфата лития (LiPF_6).

Джоулево тепло вычислялось с использованием метода векторного потенциала [148]:

$$Q^j = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n [\rho] \{J_{ti}\} \cdot \{J_{ti}\}, \quad (1)$$

где Q^j – мощность выделения тепла в единице объёма, Вт/м³;

n – количество точек интегрирования;

$[\rho]$ – матрица сопротивления;

$\{J_{ti}\}$ – суммарная плотность тока в элементе при интеграции точки i .

Предполагалось, что тепловыделение в пластинах распределено равномерно по направлениям x и y .

Уравнения неразрывности, движения и энергии для слоя жидкого электролита:

$$\frac{\partial(\rho_2 u_2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho_2 v_2)}{\partial y} = 0, \quad (2)$$

$$\frac{\partial \rho_2 u_2}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_2 u_2 u_2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho_2 v_2 u_2)}{\partial y} = \frac{\partial P_2}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_2 \frac{\partial u_2}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_2 \frac{\partial u_2}{\partial y} \right), \quad (3)$$

$$\frac{\partial \rho_2 v_2}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_2 u_2 v_2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho_2 v_2 v_2)}{\partial y} = \rho \beta g_y (T - T_0) - \frac{\partial P_2}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_2 \frac{\partial v_2}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_2 \frac{\partial v_2}{\partial y} \right), \quad (4)$$

$$\rho_2 c_{p2} \left(\frac{\partial T_2}{\partial t} + u_2 \frac{\partial T_2}{\partial x} + v_2 \frac{\partial T_2}{\partial y} \right) = \lambda_2 \left(\frac{\partial^2 T_2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_2}{\partial y^2} \right). \quad (5)$$

Уравнение теплопроводности для пластин и стенки аккумулятора:

$$\rho_1 c_{p1} \frac{\partial T_1}{\partial t} = \lambda_1 \left(\frac{\partial^2 T_1}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_1}{\partial y^2} \right) + qV_1, \quad (6)$$

$$\rho_3 C_{p3} \frac{\partial T_3}{\partial t} = \lambda_3 \left(\frac{\partial^2 T_3}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_3}{\partial y^2} \right) + qV_3, \quad (7)$$

$$\rho_4 C_{p4} \frac{\partial T_4}{\partial t} = \lambda_4 \left(\frac{\partial^2 T_4}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_4}{\partial y^2} \right), \quad (8)$$

где u , v – составляющие вектора скорости в проекции на оси x , y , соответственно, м/с;

P – давление, Па;

T – температура, °К;

T_0 – температура электролита в начальный момент времени, °К;

β – температурный коэффициент объемного расширения, К⁻¹;

ρ – плотность, кг/м³;

x , y – декартовы координаты, м;

t – время, с;

C_p – удельная теплоемкость, Дж/(кг·К);

g – ускорение свободного падения, м/с²;

λ – коэффициент теплопроводности, Вт/м·К;

μ – динамическая вязкость, Па·с;

V – объем, м³;

индексы 1, 2, 3, 4 – соответствуют алюминию, электролиту, меди и поливинилхлориду (ПВХ).

Начальные условия для системы уравнений (2-8):

$$u(x,y)=0; T_1(x,y)= T_2(x,y)= T_3(x,y)= T_4(x,y)=T_0; P(x,y)=P_0.$$

Граничные условия для уравнений (2-8) имеют вид:

$$x = 0, \quad 0 < y < y_1 \quad \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial x} = 0,$$

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

$$\begin{aligned}
x = x_1 + x_2, \quad 0 < y < y_1 & \quad \begin{cases} T_2 = T_3 \\ \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial x} = \lambda_3 \frac{\partial T_3}{\partial x} \end{cases}, \quad \begin{cases} u_2 = 0 \\ v_2 = 0 \end{cases}, \\
x = x_1 + x_2 + x_3, \quad 0 < y < y_1 & \quad \begin{cases} T_3 = T_4 \\ \lambda_3 \frac{\partial T_3}{\partial x} = \lambda_4 \frac{\partial T_4}{\partial x} \end{cases}, \\
x = x_1 + x_2 + x_3 + x_4, \quad 0 < y < y_1 & \quad \lambda_4 \frac{\partial T_4}{\partial x} = \alpha(T_4 - T_{oc}), \\
y = 0, \quad 0 < x < x_1 & \quad \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial y} = 0, \\
y = 0, \quad x_1 < x < x_2 & \quad \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial y} = 0, \quad \begin{cases} u_2 = 0 \\ v_2 = 0 \end{cases}, \\
y = 0, \quad x_2 < x < x_3 & \quad \lambda_3 \frac{\partial T_3}{\partial y} = 0, \\
y = 0, \quad x_3 < x < x_4 & \quad \lambda_4 \frac{\partial T_4}{\partial y} = 0, \\
y = y_1, \quad 0 < x < x_1 & \quad \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial y} = 0, \\
y = y_1, \quad x_1 < x < x_2 & \quad \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial y} = 0, \quad \begin{cases} u_2 = 0 \\ v_2 = 0 \end{cases}, \\
y = y_1, \quad x_2 < x < x_3 & \quad \lambda_3 \frac{\partial T_3}{\partial y} = 0, \\
y = y_1, \quad x_3 < x < x_4 & \quad \lambda_4 \frac{\partial T_4}{\partial y} = 0.
\end{aligned}$$

2.2 Постановка задачи теплопереноса в замкнутом двухфазном термосифоне при работе в диапазоне тепловых потоков, соответствующих типичным аккумуляторным батареям воздушных судов

Рассмотрена следующая схема исследуемого процесса теплопереноса. Теплота, выделяемая при работе элемента исследуемой технической системы (аккумуляторной батареи) подводится к поверхности нижней крышки термосифона (рисунок 2.2). В результате теплопроводности температура хладагента увеличивается, и он интенсивно испаряется. Вблизи поверхности парообразования давление паров растет, и под действием перепада P пар перемещается вверх и конденсируется на внутренней поверхности верхней

крышки с выделением теплоты фазового перехода. Пленка конденсата стекает по вертикальным стенкам термосифона в зону испарения.

При моделировании происходящих в термосифонах гидродинамических и теплофизических процессов чаще всего рассматривают цилиндрический паровой канал такого устройства и соответствующий внешний контур [149]. На практике же по целому ряду объективных причин ТС прямоугольной формы представляются более перспективными по сравнению с цилиндрическими. Поэтому в настоящей работе рассматривается термосифон прямоугольного поперечного сечения, принципиальная схема которого приведена на рисунке 2.2.

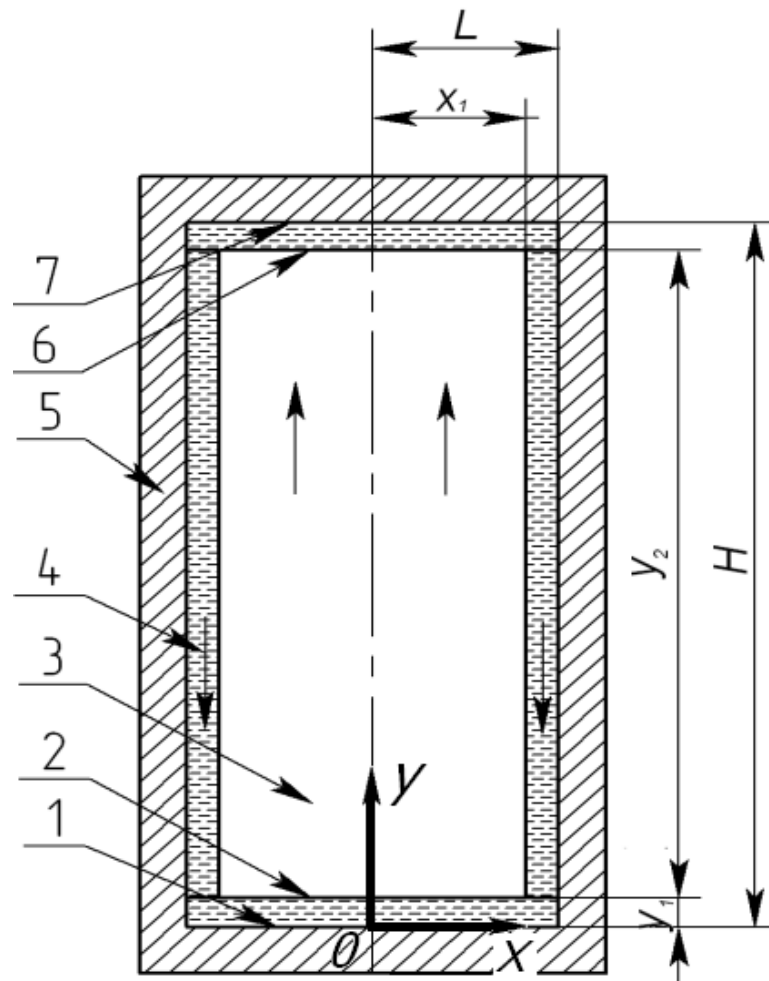


Рисунок 2.2 – Принципиальная схема термосифона. 1 – нижняя крышка; 2 – поверхность испарения; 3 – паровой канал; 4 – пленка жидкости; 5 – вертикальная стенка; 6 – зона конденсации; 7 – верхняя крышка

При постановке задачи пар рассматривался как идеальный сжимаемый газ.

Уравнение состояния сжимаемого идеального газа записывается в следующем виде:

$$\rho = \frac{P}{\frac{R}{M}T},$$

где P – давление в термосифоне, Па;

R – универсальная газовая постоянная, Дж/(моль·К);

M – молярная масса, кг/моль;

T – температура, °К.

Решалась нестационарная задача, потому что во многих практически значимых случаях возможны нестационарные режимы работы термосифонов.

Уравнения неразрывности, движения и энергии для пара и жидкости в исследуемой системе имеют вид:

$$\frac{\partial \rho_1}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_1 u_1)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho_1 v_1)}{\partial y} = 0, \quad (9)$$

$$\frac{\partial \rho_2}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_2 u_2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho_2 v_2)}{\partial y} = 0, \quad (10)$$

$$\frac{\partial \rho_1 u_1}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_1 u_1 u_1)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho_1 v_1 u_1)}{\partial y} = \frac{\partial P_1}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_1 \frac{\partial u_1}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_1 \frac{\partial u_1}{\partial y} \right), \quad (11)$$

$$\frac{\partial \rho_1 v_1}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_1 u_1 v_1)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho_1 v_1 v_1)}{\partial y} = \rho_1 g_y - \frac{\partial P_1}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_1 \frac{\partial v_1}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_1 \frac{\partial v_1}{\partial y} \right), \quad (12)$$

$$\frac{\partial \rho_2 u_2}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_2 u_2 u_2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho_2 v_2 u_2)}{\partial y} = \frac{\partial P_2}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_2 \frac{\partial u_2}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_2 \frac{\partial u_2}{\partial y} \right), \quad (13)$$

$$\frac{\partial \rho_2 v_2}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_2 u_2 v_2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho_2 v_2 v_2)}{\partial y} = \rho_2 g_y - \frac{\partial P_2}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_2 \frac{\partial v_2}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_2 \frac{\partial v_2}{\partial y} \right), \quad (14)$$

$$\rho_1 C_{p1} \left(\frac{\partial T_1}{\partial t} + u_1 \frac{\partial T_1}{\partial x} + v_1 \frac{\partial T_1}{\partial y} \right) = \lambda_1 \left(\frac{\partial^2 T_1}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_1}{\partial y^2} \right), \quad (15)$$

$$\rho_2 C_{p2} \left(\frac{\partial T_2}{\partial t} + u_2 \frac{\partial T_2}{\partial x} + v_2 \frac{\partial T_2}{\partial y} \right) = \lambda_2 \left(\frac{\partial^2 T_2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_2}{\partial y^2} \right), \quad (16)$$

Начальные условия для системы уравнений при $t=0$ (9-16):

$$u(x,y)=0; T_1(x,y)=T_2(x,y)=T_0; P(x,y)=P_0.$$

Граничные условия для уравнений (9-16) имеют вид:

$$\begin{aligned}
 x = 0, \quad 0 < y < H \quad \frac{\partial T_2}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial u_2}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial v_2}{\partial x} = 0, \\
 x = L, \quad 0 \leq y \leq H \quad \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial x} = 0, \quad u_1 = v_1 = 0, \\
 x = x_1, \quad y_1 \leq y_1 + y_2, \quad \begin{cases} T_1 = T_2 \\ \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial x} = \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial x} \end{cases}; \quad \begin{cases} u_1 = u_2 = 0 \\ v_1 = v_2 \end{cases}, \\
 y = y_1, \quad 0 \leq x \leq x_1, \quad \begin{cases} \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial y} = \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial y} - Q_e w_e - v_2 C_p \rho (T_2 - T_0), v_2 = \frac{w_e}{\rho_2}, v_1 = -\frac{w_e}{\rho_1}, \\ T_1 = T_2 \end{cases}, \\
 y = y_1 + y_2, \quad 0 \leq x \leq x_1, \quad \begin{cases} T_2 = T_1 \\ \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial y} = \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial y} + Q_c w_c + v_2 C_p \rho (T_1 - T_0), v_1 = \frac{w_c}{\rho_1}, v_2 = 0, \end{cases} \\
 y = 0, \quad 0 \leq x \leq L \quad \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial y} = q_h, \quad u_1 = v_1 = 0, \\
 y = H, \quad 0 \leq x \leq L \quad \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial y} = \alpha(T_1 - T_{oc}), \quad u_1 = v_1 = 0.
 \end{aligned}$$

Массовые скорости испарения и конденсации рассчитывались по формуле [148]:

$$w = \beta \sqrt{\frac{M}{2\pi R T_n}} (P - P_n), \quad (17)$$

где P_n – давление насыщения, Па;

T_n – температура насыщения, °К;

β – коэффициент аккомодации.

2.3 Методика решения поставленных задач

Решение сформулированных задач проведено с применением программного пакета ANSYS Fluent.

Решатель ANSYS Fluent использует метод конечных объемов, при этом:

1. Область решения разделяется на конечное множество контрольных объемов;

2. Уравнения в частных производных (неразрывности, движения и энергии) дискретизируются в систему алгебраических уравнений;

3. Проводится численное решение системы алгебраических уравнений в расчетной области заданных размеров.

Проведенный анализ современного состояния проблемы (Глава 1) показал, что известно большое число различных подходов к моделированию течений жидкости с подвижными границами.

Все численные алгоритмы решения задач с подвижными границами можно условно разделить на три большие группы по типу используемой сетки: лагранжевы, эйлеровы и бессеточные методы [103; 106; 108].

Использование лагранжева подхода позволяет максимально точно описывать контактную границу и проводить учет сложных граничных условий на ней. Например, учесть силу поверхностного натяжения. Но этот подход может привести к существенному искривлению расчетных ячеек, что вызывает значительные погрешности в результатах вычислений, так как данный метод требует трансформации сетки на каждом временном шаге (расчетные узлы и ячейки движутся вместе со сплошной средой) [103].

В свою очередь в эйлеровых методах используются неподвижные, часто ортогональные равномерные расчетные сетки. При этом контроль за положением межфазной границы осуществляется с помощью дискретных лагранжевых или непрерывных эйлеровых маркеров [106].

Эйлеровы методы можно разделить на три большие группы по способу отслеживания контактной границы: алгоритмы дискретных точечных маркеров, алгоритмы дискретных или непрерывных поверхностных маркеров и алгоритмы непрерывных объемных маркеров, которые получили значительное распространение в использовании [108].

Среди алгоритмов непрерывных объемных маркеров, наибольшую популярность получил «метод жидкости в ячейках» (VOF) [37; 38; 39].

На сегодняшний день данный метод считается наиболее эффективным и простым в реализации решения задач со свободной поверхностью [37].

В данной работе для описания гидродинамики течений в замкнутом двухфазном термосифоне использовалась методика, основанная на методе «объема жидкости в ячейке», которая хорошо зарекомендовала себя при решении различных задач со свободной поверхностью [110-115].

Идея этого метода состоит в том, что две жидкости рассматриваются как единая двухкомпонентная среда, и пространственное распределение фаз в пределах расчетной области определяется при помощи специальной функции маркера $F(x,y,z,t)$, величина которой задает объемную долю жидкой фазы в расчетной ячейке следующим образом (рисунок 2.3):

- $F(x,y,z,t)=0$ если ячейка пустая;
- $F(x,y,z,t)=1$ если ячейка полностью заполнена жидкостью;
- $0 < F(x,y,z,t) < 1$, если ячейка содержит границу раздела фаз.

0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0
0.8	0.9	0.5	0	0	0
1	1	1	0.2	0	0
1	1	1	0.2	0	0

Рисунок 2.3 – Значения функции маркера $F(x,y,z,t)$ в ячейках сетки

Системы уравнений в частных производных (1) – (8) и (9) – (16) были решены с использованием метода конечного объема на структурированной прямоугольной сетке (рисунок 2.4а).

В области границы раздела фаз (пленки жидкости и парового канала) применялся прием уменьшения шага сетки для лучшей сходимости (рисунок 2.4б). Поля скорости и давления связаны алгоритмом PISO, предложенным

Патанкармом [102]. Полученная система разностных уравнений решалась итерационным способом с применением многосеточного решателя.

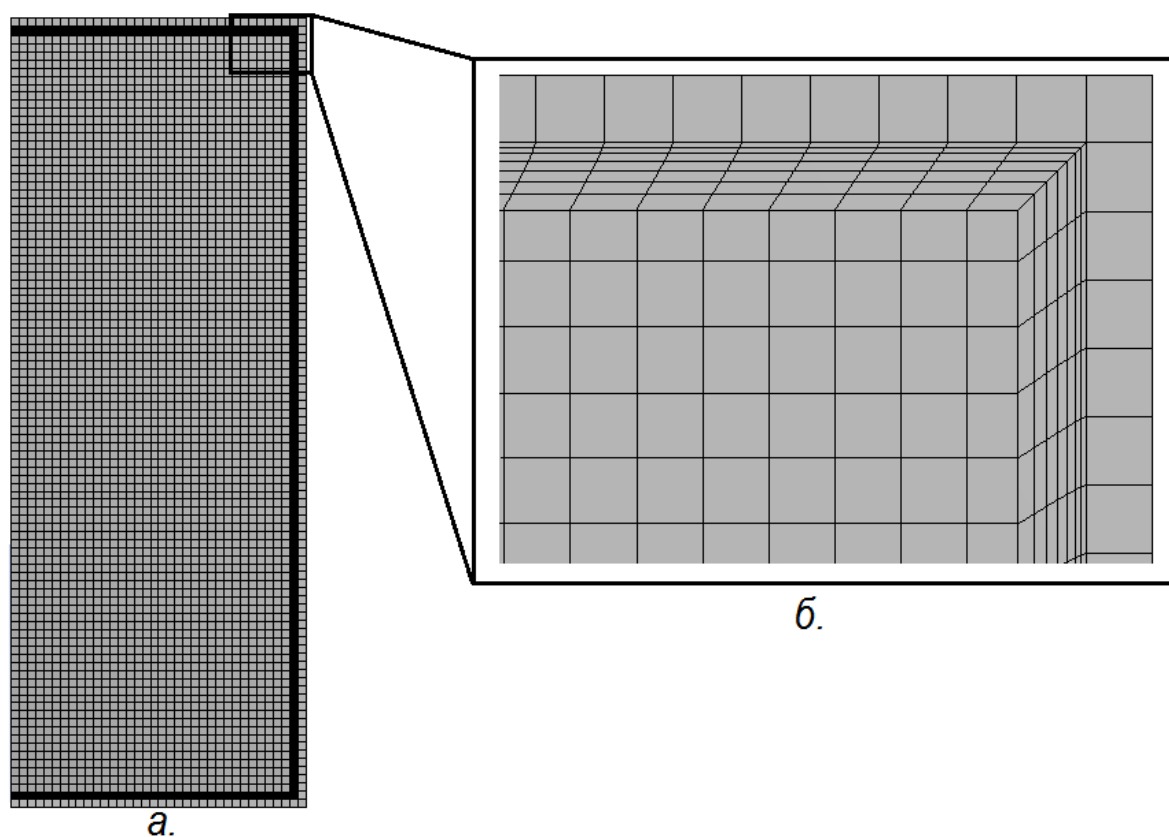


Рисунок 2.4 – Пространственная сетка области решения. а – общий вид; б – область течения пленки конденсата

2.4 Верификация выбранного метода решения задач и алгоритма

С целью верификации математической модели и метода решения проведены тестовые расчеты и сравнение с экспериментальными данными [33].

В экспериментах [33] использовался замкнутый двухфазный термосифон (полый цилиндр) со следующими геометрическими размерами: высота 200 мм, диаметр парового канала 12 мм. Подвод и отвод теплоты происходили на нижней и верхней частях вертикальной стенки ТС, соответственно. Тестовая задача решена в цилиндрической системе координат.

Экспериментальные исследования [33] проводилось при различных значениях теплового потока. Для сопоставления результатов численного

моделирования с экспериментальными данными [33] были выбраны два типичных значения теплового потока к внешней поверхности стенки корпуса термосифона в зоне испарения ($3,3 \cdot 10^4 \text{ Вт/м}^2$, $8,7 \cdot 10^4 \text{ Вт/м}^2$).

Установлено (рисунок 2.5), что результаты математического моделирования хорошо согласуются с экспериментальными данными [33]. Следует отметить, что увеличение тепловой нагрузки приводит к незначительному росту несоответствия результатов вычислений и эксперимента.

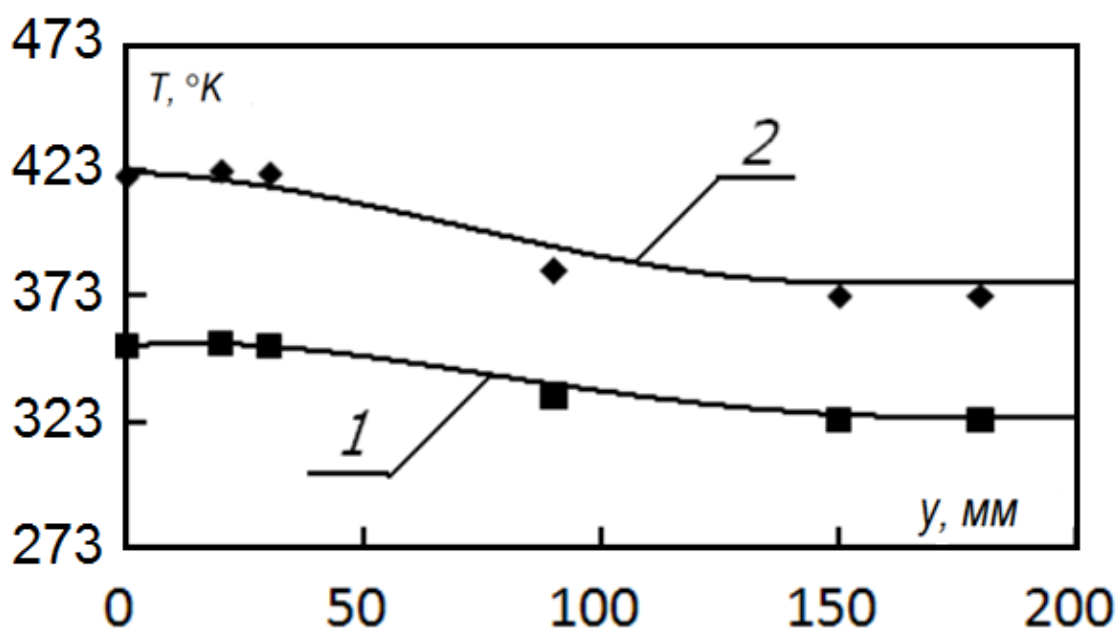


Рисунок 2.5 – Распределения температур по высоте термосифона: численное моделирование (сплошные кривые), экспериментальные данные [33].

((■) – $3,3 \cdot 10^4 \text{ Вт/м}^2$, (◆) – $8,7 \cdot 10^4 \text{ Вт/м}^2$)

Проведена также верификация метода и алгоритма решения задачи по данным [150]. Используемый в эксперименте [150] замкнутый двухфазный термосифон [150] представлял собой полый цилиндр длиной 500 мм, внутренним диаметром 8 мм и внешним диаметром 10 мм. Тепловой поток подводился по всей поверхности зоны испарения (высотой 100 мм). Конденсационная секция высотой 200 мм охлаждалась с использованием прозрачной поликарбонатной водяной рубашки, через которую закачивали воду с контролируемой температурой из холодильной машины. В качестве рабочих жидкостей

использовались деионизированная вода, этанол и HFE-7000. При этом следует отметить, что испаритель исследуемого устройства полностью заполнялся хладагентом.

На рисунке 2.6 показано распределение усредненных по времени температур внешней поверхности стенки по высоте термосифона при использовании воды в качестве хладагента (×) и результаты математического моделирования с использованием пакета Ansys Fluent.

Следует отметить, что практически неизменная температура стенки конденсатора обусловлена большим расходом охлаждающей жидкости и соответствующим высоким коэффициентом теплоотдачи на стороне оболочки конденсаторного теплообменника.

В результате температура стенки конденсатора примерно такая же, как температура жидкости в контуре охлаждающей жидкости. Видно, что результаты математического моделирования в целом хорошо согласуются с экспериментальными данными.

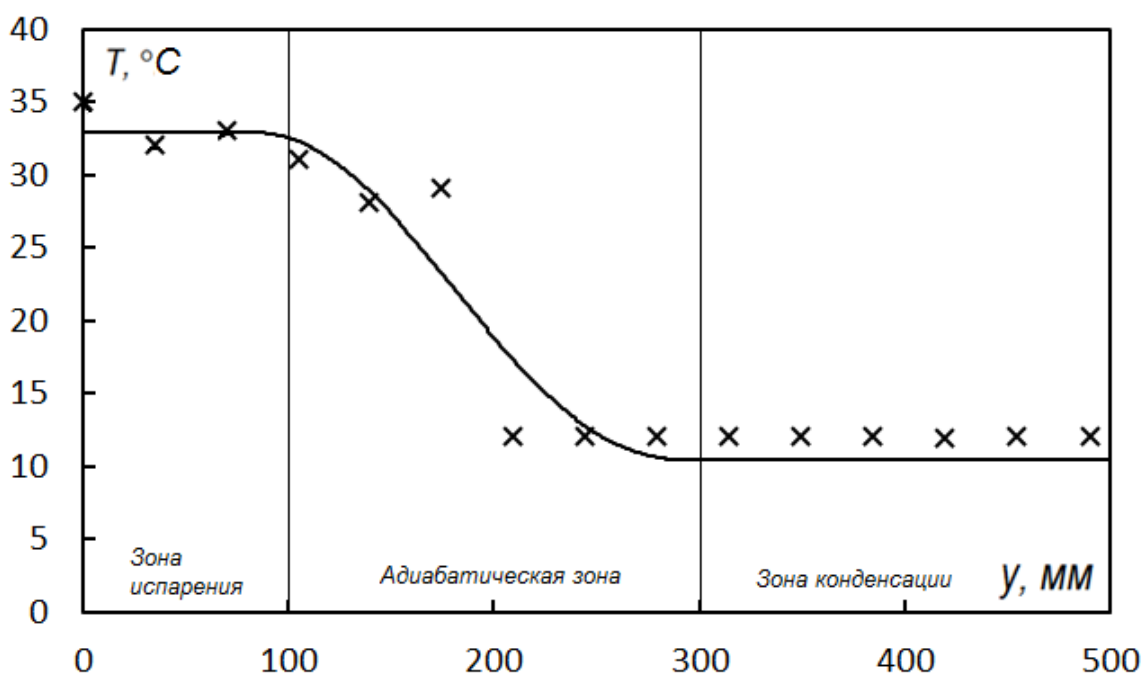


Рисунок 2.6 – Распределение температуры по высоте термосифона: численное моделирование (сплошные кривые), экспериментальные данные (×) [150]

Выводы по Главе 2

1. Сформулированы физические и математические модели, описывающие температурные поля литий-ионного аккумулятора в условиях высоких токовых нагрузок и процессов теплопереноса в замкнутых двухфазных термосифонах при критических тепловых нагрузках аккумуляторных батарей.

2. Решены тестовые задачи. Сопоставление результатов решения с экспериментальными данными других авторов показало их удовлетворительное соответствие.

ГЛАВА 3 ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОПЕРЕНОСА В ЛИТИЙ-ИОННЫХ АККУМУЛЯТОРАХ И В ЗАМКНУТЫХ ДВУХФАЗНЫХ ТЕРМОСИФОНАХ ПРИ ВЫСОКИХ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗКАХ НА АККУМУЛЯТОРНЫЕ БАТАРЕИ

3.1 Численный анализ температурных полей литий-ионного аккумулятора в условиях высоких токовых нагрузок

Проведено численное моделирование процессов теплопереноса при протекании постоянного тока через пластины аккумулятора (рисунок 2.1) с использованием пакетов программ ANSYS Thermal Electric и ANSYS Fluent. Анализ выполнен для нескольких типичных вариантов компоновочных схем и размеров АБ [50]. Установлено, что размеры корпуса не оказывают существенного влияния на результаты математического моделирования процессов теплопереноса в рассматриваемых изделиях. Ниже приведены распределения температуры, полученные при следующих геометрических размерах области решения: высота пластин ($0 < y < y_1$) 195,5 мм, толщина каждого элемента (алюминиевой и медной пластин, слоя электролита) 0,5 мм, толщина стенки аккумулятора 5 мм [152; 153].

На основании анализа информации об условиях работы рассматриваемых ниже источников энергии [50] приняты следующие значения силы тока нагрузки на аккумуляторную батарею: $I_n=50$ А, $I_n=60$ А, $I_n=70$ А. В качестве электролита рассмотрен LiPF_6 [50-52]. Температура начала термического разложения этого соединения составляет 125 °С [151]. Но следует отметить, что уже при 60 °С в таком электролите начинается протекание химических реакций, описанных в [50-52]. Если отсутствует система обеспечения теплового режима, эти реакции могут привести к тепловому разгону аккумуляторной батареи.

При малых (относительно продольных) поперечных размерах рассматриваемого в дальнейшем типичного сегмента аккумулятора (рисунок 2.1)

визуализация полей температур затруднена, поэтому целесообразно рассматривать распределения T по поперечной координате.

На рисунке 3.1 показано распределение температуры по направлению x при различных условиях теплообмена на поверхности стенки корпуса источника питания, через которую осуществляется отвод рассеиваемой теплоты. Как правило, охлаждение стенок АБ происходит в режиме свободной конвекции вследствие разных температур корпуса батареи и воздуха ($T_в$). Изменение значений $T_в$ в процессе работы аккумуляторов возможно, но только в достаточно узком диапазоне. Кроме того при полете воздушного судна величина $T_в$ падает с ростом высоты. Соответственно интенсифицируется процесс отвода теплоты от поверхности корпуса АБ. В реальной практике интенсивность теплоотвода может быть только больше. В качестве основного варьируемого параметра свободной конвекции принят коэффициент теплоотдачи α , который в рассматриваемых условиях может изменяться от $9 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ до $15 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$.

Анализ зависимости $T(x)$ на рисунке 3.1а показывает, что при охлаждении даже в режиме достаточно слабой естественной конвекции поверхности исследуемого устройства ($\alpha=9 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$) перепад температур (ΔT) по четырехслойной системе «алюминиевая пластина – электролит – медная пластина – стенка корпуса» составляет $6 \text{ }^\circ\text{К}$. А максимальная температура при этом не превышает $326 \text{ }^\circ\text{К}$, т.е. условия отвода теплоты достаточны для обеспечения регламентного теплового режима батареи.

При интенсификации теплоотвода (рисунок 3.1б) с поверхности стенки корпуса аккумуляторной батареи ($\alpha=15 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$) перепад T составляет $6 \text{ }^\circ\text{К}$. При этом абсолютная температура электролита на $17 \text{ }^\circ\text{К}$ ниже. Этот результат иллюстрирует значение процесса охлаждения корпуса исследуемого энергонасыщенного устройства. Отсутствие перепада температур в электротехнической части аккумулятора, представленной пластинами электродов и электролитом (I-III), обусловлено в основном высокой теплопроводностью используемых металлов.

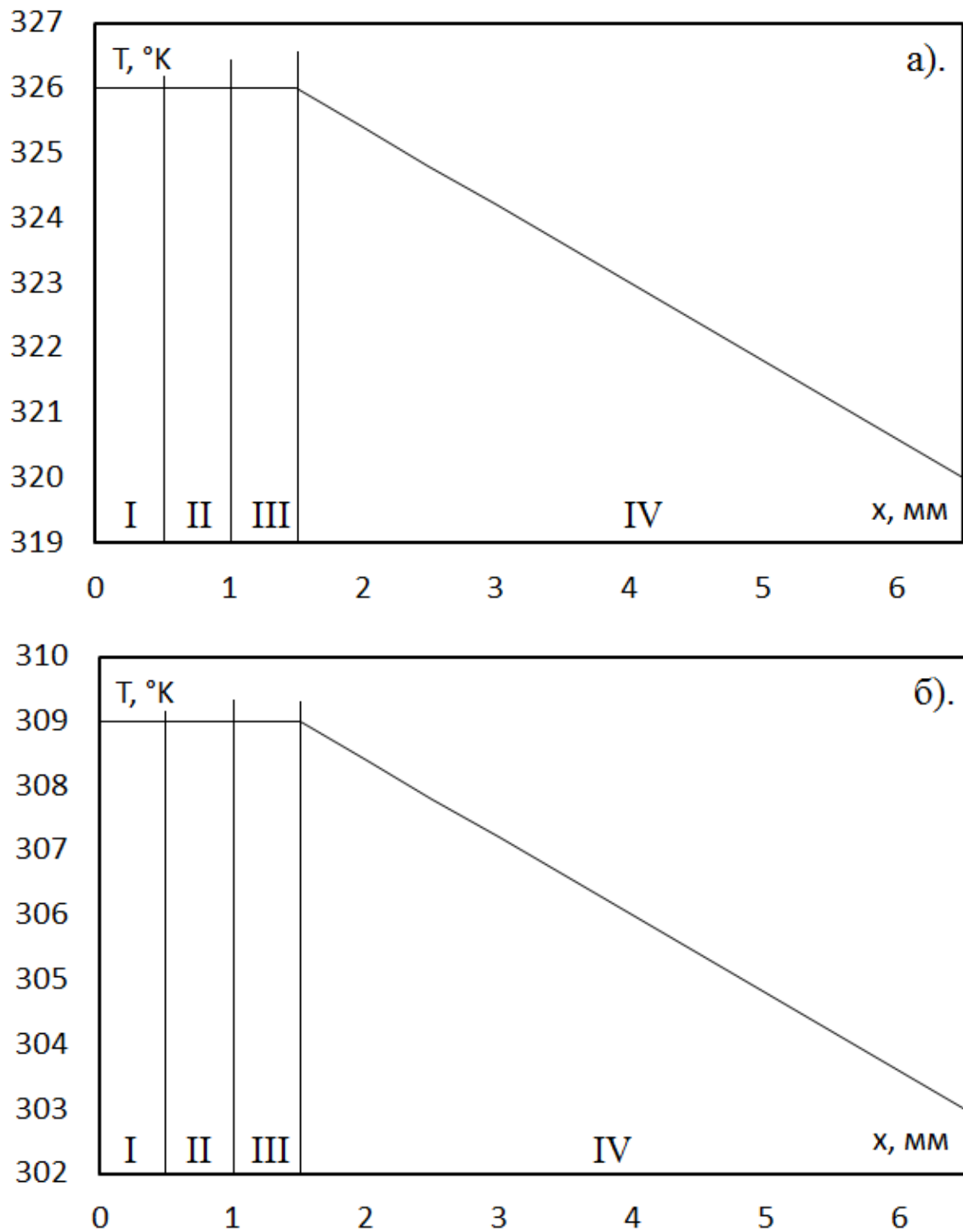


Рисунок 3.1 – Распределение температуры по направлению x исследуемого устройства при $I_n = 60 \text{ A}$ в сечении $y = 100 \text{ мм}$ при $T_\theta = 283 \text{ }^\circ\text{K}$ и различных условиях тепловода с поверхности стенки корпуса аккумуляторной батареи: а). $\alpha = 9 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$; б). $\alpha = 15 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$. I – алюминиевая пластина, II – электролит, III – медная пластина, IV – стенка корпуса

Наибольший как теоретический, так и практический интерес представляет сопоставление температурных полей рассматриваемой достаточно типичной, с одной стороны, и в тоже время перспективной аккумуляторной батареи в условиях отвода теплоты с поверхности корпуса АБ и теплоизолированном корпусе (экстремальный вариант). Такой анализ проведен для адекватных рассматриваемому выше варианту (рисунок 3.1) условий работы АБ.

На рисунке 3.2 представлены зависимости средней температуры электролита от времени при теплоизолированной поверхности аккумулятора. Видно, что при отсутствии охлаждения и при токовой нагрузке выше номинального (50 А и больше) температура достигает критических значений (333 °К) уже за 800 секунд работы батареи. Следует отметить, что при достижении температуры электролита 333 °К и выше, вследствие недостаточного теплоотвода от поверхности корпуса АБ в окружающую среду, возникает также риск разгерметизации аккумулятора из-за интенсивного испарения электролита и роста давления паров LiPF_6 внутри источника питания. В результате возможно возникновение аварийной ситуации на борту воздушного судна.

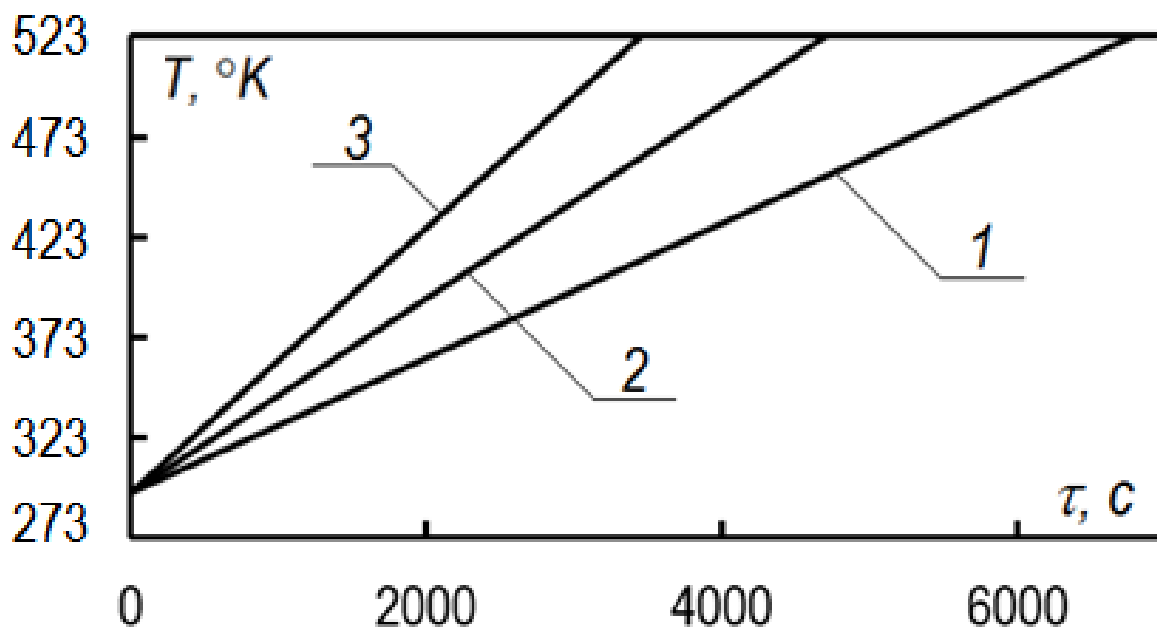


Рисунок 3.2 – Зависимость средней температуры сепаратора аккумулятора от времени при различной токовой нагрузке (охлаждение отсутствует).

1 – $I_n=50$ А, 2 – $I_n=60$ А, 3 – $I_n=70$ А

Аналогичные зависимости $T_{cp}(\tau)$ при умеренном ($\alpha=9$ Вт/м²·К) теплоотводе с поверхности корпуса приведены на рисунке 3.3. Видно, что при охлаждении аккумулятора на границе $x=x_1+x_2+x_3$, $0 < y < y_1$ рост температуры электролита значительно замедляется по сравнению с вариантом неохлаждаемого корпуса АБ. До постоянного значения средняя температура сепаратора поднимается за 6000 с (рисунок 3.3).

Следует подчеркнуть, что в рассматриваемом диапазоне токовой нагрузки (50-70 А) и коэффициенте теплоотдачи 9 Вт/(м²·К) средняя температура электролита в установившемся режиме выше предельно допустимой (333 °К) только при очень высокой токовой нагрузке 70 А и составляет 351 °К (рисунок 3.3).

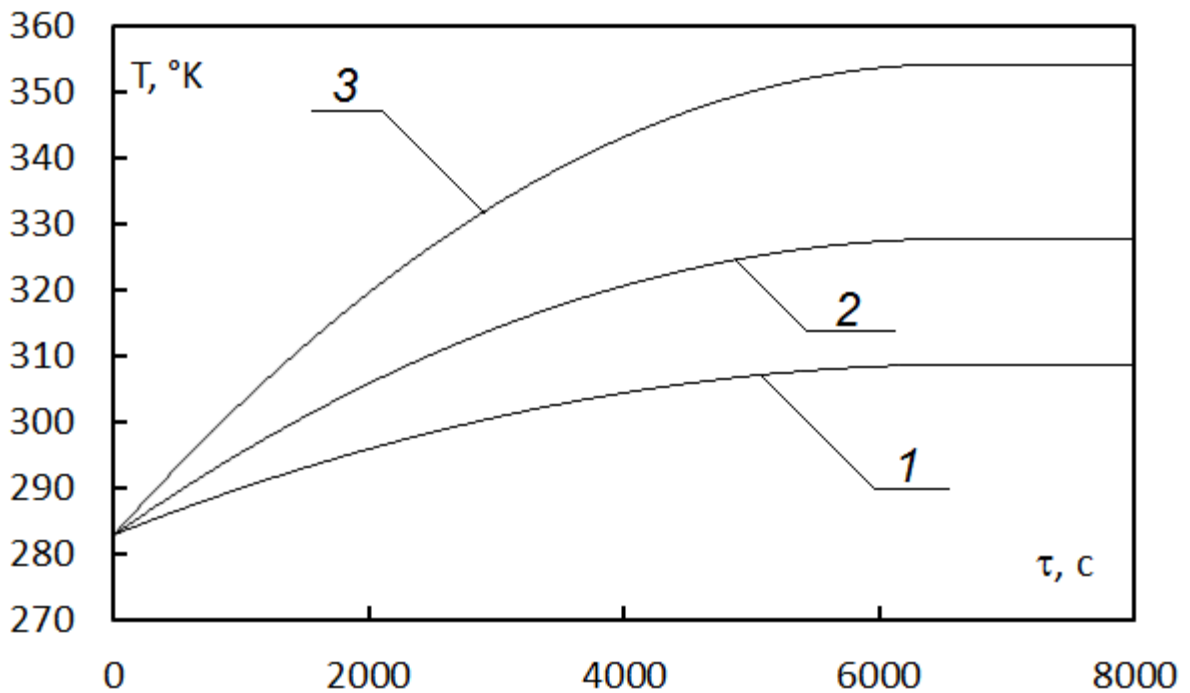


Рисунок 3.3 – Зависимость средней температуры сепаратора аккумулятора от времени при различной токовой нагрузке ($\alpha=9$ Вт/м²·К).

1 – $I_n=50$ А, 2 – $I_n=60$ А, 3 – $I_n=70$ А

При интенсификации теплоотдачи с поверхности стенки корпуса аккумулятора ($\alpha=15$ Вт/м²·К) в режиме естественной конвекции температура электролита не превышает регламентных значений (рисунок 3.4) даже при $I_n=70$

А. При этом температура исследуемого устройства поднимается до практически постоянного значения за (4000 с).

Можно отметить, что средняя по объему аккумулятора температура незначительно отличается от максимальной вследствие малого перепада T по всем координатным направлениям.

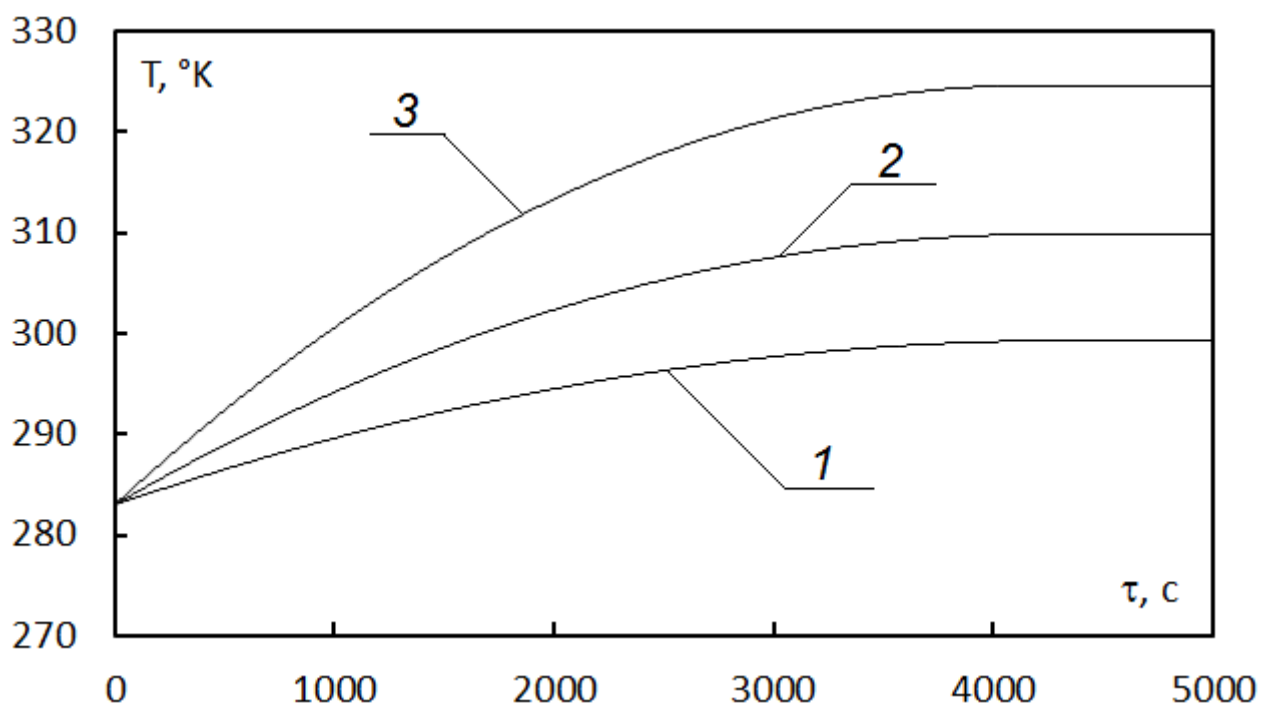


Рисунок 3.4 – Зависимость температуры сепаратора аккумулятора от времени при различной токовой нагрузке (при $\alpha=15$ Вт/м²·К).

1 – $I_n=50$ А, 2 – $I_n=60$ А, 3 – $I_n=70$ А

Результаты выполненных исследований показывают, что в условиях достаточно интенсивного тепловыделения в пластинах электродов, обусловленного высокими токовыми нагрузками, можно обеспечить предельно допустимый по регламенту эксплуатации аккумуляторных батарей уровень температур электролита за счет теплоотвода с внешней поверхности корпуса. При этом необходима оптимизация режима термогравитационной конвекции при течении воздуха вблизи корпуса со скоростями, при которых возможно достижение величины коэффициента теплоотдачи с этих поверхностей 15 Вт/м²·К

и более. Но такой высокий уровень α обеспечить трудно (при плотной компоновке оборудования почти невозможно).

В практике использования энергонасыщенных аккумуляторных батарей летательных аппаратов создание сложных систем охлаждения (принудительное воздушное и водяное), способных обеспечивать высокую интенсивность теплосъема (α более $15 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$), также практически невозможно по целому ряду технико-экономических условий.

В этой связи становится перспективной гипотеза о том, что термосифоны могут обеспечить достаточно интенсивное охлаждение рассматриваемых энергонасыщенных технических устройств [11; 12; 28], в том числе и аккумуляторных батарей воздушных судов. Поэтому целью проведенных исследований при выполнении диссертации было обоснование возможности применения замкнутых двухфазных термосифонов в качестве основных элементов системы обеспечения теплового режима АБ высокого уровня энергорассеивания.

3.2 Математическое моделирование теплофизических и гидродинамических процессов в термосифонах при высоких тепловых нагрузках, соответствующих типичным условиям работы аккумуляторных батарей

Область решения рассматриваемой задачи моделирования теплофизических и гидродинамических процессов в замкнутом двухфазном термосифоне прямоугольной формы [155-157] представлена на рисунке 2.2. Выбор геометрических размеров (высота 200 мм, ширина 50 мм) обусловлен характерными размерами типичного литий-ионного аккумулятора Боинга 787. При этом можно отметить, что, как показали результаты проведенных численных исследований, [157] высота термосифона в реально возможных пределах изменения не оказывает значительного влияния на эффективность его работы, а повышение поперечных размеров приводит к интенсификации процесса охлаждения энергонасыщенного устройства. Относительно малые габаритные

размеры ТС выбраны при численном моделировании по двум причинам. Первая – это наиболее неблагоприятный вариант из всего многообразия возможных. Вторая – целесообразность уменьшения объема вычислений при проведении численного моделирования. В качестве теплоносителя ТС рассматривалась вода. Из всего многообразия хладагентов, использовавшихся в термосифонах на практике или исследовавшихся различными авторами, вода является самой безопасной жидкостью в эксплуатации и обладает высокой теплоёмкостью. Поэтому применение воды в ТС перспективно даже при таком низком уровне допустимых T как у аккумуляторных батарей. Скорость испарения воды даже при температурах 50-55 °С достаточна для интенсивного отвода теплоты из зоны нагрева. В целом же использование любого другого теплоносителя в рассматриваемых условиях возможно, кроме того давление в паровом канале ТС на стадии его подготовки может быть существенно понижено. Коэффициент теплоотдачи на верхней крышке термосифона 9 Вт/м²·К при проведении численных исследований соответствовал наихудшим из возможных условий работы этого устройства.

Интервал рабочих температур большинства батарей (например, LVP65) с сохранением их работоспособности составляет от -10 до +70 °С [50].

На основании полученных результатов (п.3.1) и анализа информации о достигаемых уровнях перегрева современных АБ [50; 158] в экстремальных (близких к аварийным) условиях работы рассмотрены следующие значения плотностей теплового потока (q_h) на нижней крышке термосифона: 201 Вт/м²; 336 Вт/м²; 529 Вт/м².

Численные исследования проведены в рамках приведенной во втором разделе диссертации математической модели. На рисунке 3.5 представлены типичные зависимости температур на нижней крышке термосифона от времени при рассматриваемых значениях q_h .

Как видно из приведенных распределений $T_n(\tau)$, при изменении плотностей тепловых потоков в интервале критических значений для типичных

аккумуляторных батарей имеет место эффективный сток тепла (кривые 1-3) в результате протекания процесса интенсивного испарения.

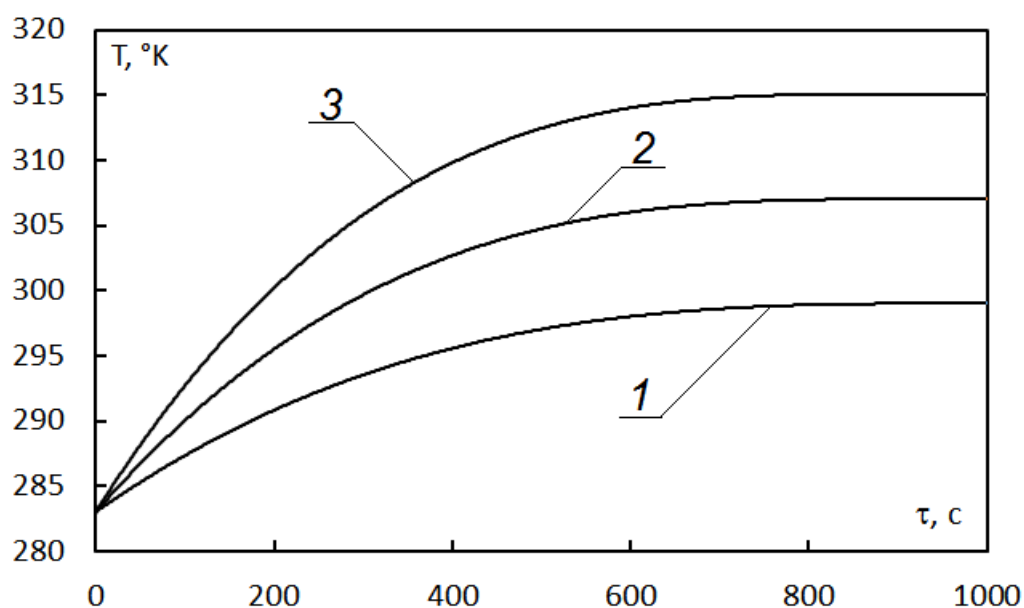


Рисунок 3.5 – Зависимости температуры поверхности нижней крышки термосифона от времени при различных плотностях теплового потока.

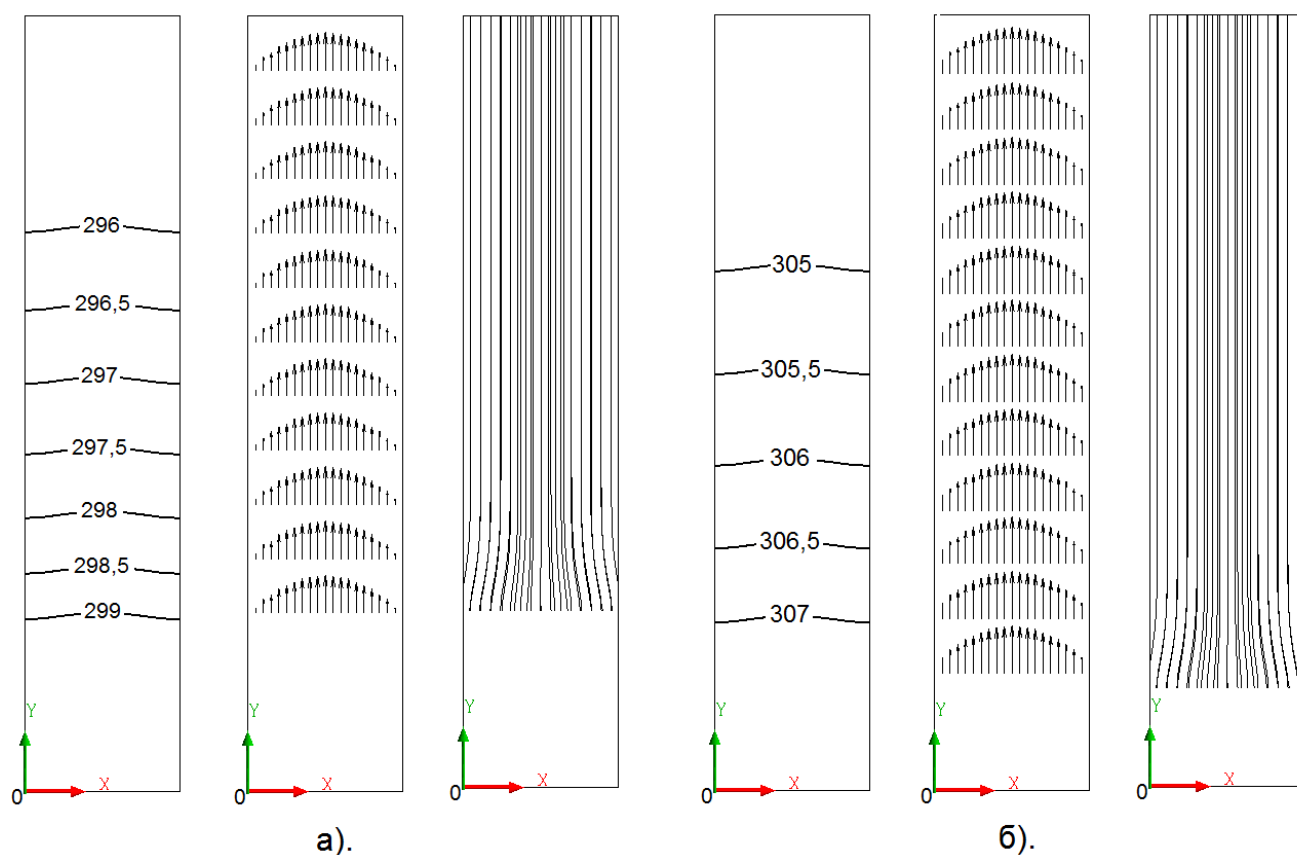
1 – 201 Вт/м²; 2 – 336 Вт/м²; 3 – 529 Вт/м²

Анализ приведенных на рисунке 3.5 распределений $T_n(\tau)$ дает основание для вывода о том, что выход на стационарный режим работы термосифона происходит даже при относительно малых тепловых нагрузках в течение 800-1000 секунд. Установленный характер формирования температурного поля ТС обусловлен, скорее всего, высокой инерционностью процесса прогрева слоя теплоносителя на нижней крышке (большой теплоемкостью хладагента). На основании выше изложенного можно сделать вывод и о том, что при создании систем обеспечения теплового режима аккумуляторных батарей на базе термосифонов целесообразным является минимизация начальной толщины слоя теплоносителя на нижней крышке ТС. Последнее же, в свою очередь, приводит к необходимости оптимизации этого параметра, т.к. при малых толщинах высока вероятность быстрого осушения зоны испарения (точнее поверхности нижней крышки) при высоких q_h , характерных для аварийных режимов работы АБ.

Решение такой задачи экспериментально практически невозможно. Поэтому можно сделать вывод и о том, что математическое моделирование теплофизических и гидродинамических процессов является основным методом прогноза характеристик работы систем обеспечения теплового режима АБ на основе термосифонов.

На рисунке 3.6 приведены типичные результаты численного моделирования теплофизических и гидродинамических процессов – изотермы, линии тока и векторы скорости.

При малых тепловых потоках перепад температур по высоте термосифона составляет 3 °К. При достижении q_h значения 529 Вт/м² этот перепад почти не изменяется и равен 1 °К, хотя абсолютные T во всех зонах (испарения, транспорта и конденсации) увеличиваются существенно. Эти результаты показывают, что ТС является саморегулируемой системой – чем больше нагрузка, тем интенсивней осуществляется теплоперенос во всех характерных областях (испарения, транспорта пара, конденсации, возврата конденсата).



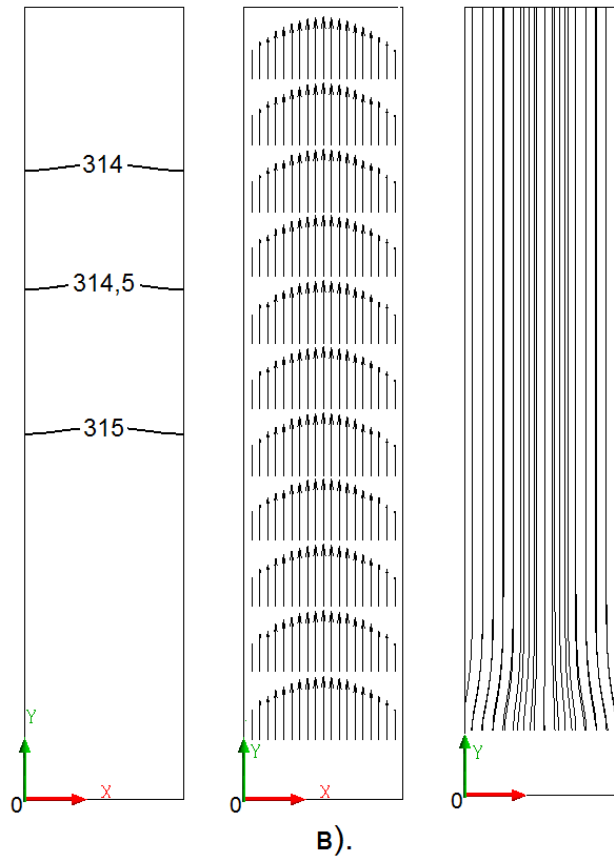


Рисунок 3.6 – Линии постоянных температур, тока и векторы скорости в исследуемой области при $q_h=201 \text{ Вт/м}^2$ (а), $q_h=336 \text{ Вт/м}^2$ (б), $q_h=529 \text{ Вт/м}^2$ (в)

Следует отметить, что все иллюстрации представлены в размерных переменных для упрощения процесса анализа полученных распределений. Переход же к безразмерным переменным, например, числу Рейнольдса, в случае пространственной постановки сопряжен с выбором координатного масштаба, которым может быть любой из внутренних размеров парового канала. Но в этом случае возможны затруднения с интерпретацией результатов моделирования в рамках возможных инженерных приложений. Поэтому в этой главе результаты теоретических исследований приведены в размерных переменных, традиционных для большинства инженерных приложений.

По результатам численного моделирования установлено, что повышение тепловой нагрузки от $q_h=201 \text{ Вт/м}^2$ до $q_h=529 \text{ Вт/м}^2$ приводит к росту скоростей пара и жидкости в исследуемой области (рисунок 3.6б, рисунок 3.6в).

3.3 Численное исследование влияния геометрических размеров термосифона на эффективность теплопереноса

Проведено численное моделирование теплопереноса в замкнутом двухфазном термосифоне прямоугольной формы с поперечным размером $L=50$ мм при различных протяженностях парового канала H : 200 мм, 300 мм, 400 мм. В соответствии с критическими режимами работы (п.3.2) рассматриваемых батарей приняты следующие плотности теплового потока на нижней крышке ТС (в сечении $y=0$): 201 Вт/м²; 336 Вт/м²; 529 Вт/м². В качестве рабочей жидкости рассматривалась вода. Коэффициент теплоотдачи на верхней крышке 9 Вт/м²·К.

Полученные в результате численного моделирования распределения температур показывают (рисунок 3.7), что в паровом канале термосифона высотой 200 мм при $q_h=201$ Вт/м² (кривая 1) перепад T между границами нижней и верхней крышек исследуемого устройства составляет не более 3 °К. Следует отметить, что при плотностях теплового потока на нижней крышке 336 Вт/м² (кривая 2) и 529 Вт/м² (кривая 3) перепад температур в исследуемой области ниже, чем при $q_h=201$ Вт/м² и составляет 2 °К и 1 °К, соответственно. При этом интенсивность парообразования увеличивается, соответственно, максимальны давления паров вблизи поверхности фазовых превращений и скорости оттока пара в зону конденсации.

Необходимо подчеркнуть, что малые значения перепада температур (ΔT) соответствуют хорошей работе термосифона. Малые ΔT по высоте ТС возможны (если режим не аварийный) при интенсивном испарении, быстром перемещении паров хладагента к поверхности конденсации и быстром возврате конденсата в зону нагрева. Чем медленнее протекают выше перечисленные гидродинамические и теплофизические процессы, тем, соответственно, больше перепад температур по паровому каналу и менее интенсивно осуществляется перенос теплоты из зоны испарения в область конденсации.

Следует отметить, что оценка основной характеристики работы ТС – температуры на границе раздела «термосифон – элемент конструкции энергонасыщенного оборудования» возможна только по результатам экспериментов или решения задач, аналогичных сформулированной во второй главе диссертации. Простых методов оценки этой характерной температуры нет, потому что ее значение зависит от большой совокупности факторов (теплого потока к нижней крышке ТС, высоте слоя хладагента в зоне испарения, теплофизических характеристик хладагента, теплоты его испарения и др.).

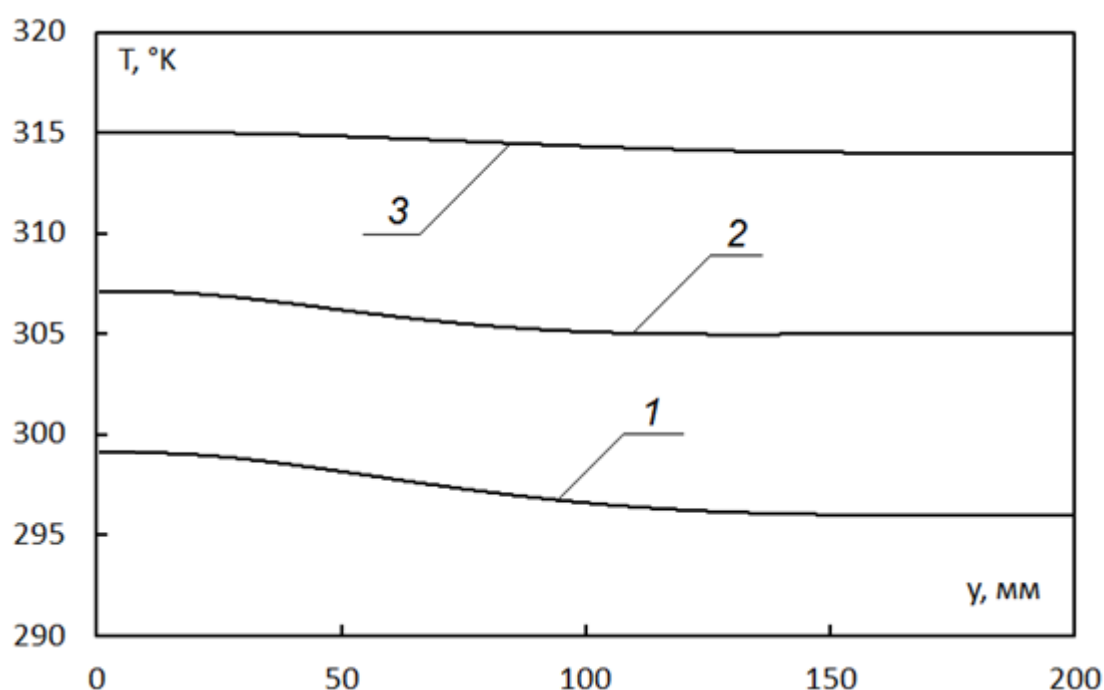


Рисунок 3.7 – Распределения температур на оси симметрии термосифона высотой 200 мм. 1 – $q_h=201$ Вт/м²; 2 – $q_h=336$ Вт/м²; 3 – $q_h=529$ Вт/м²

При плотностях теплового потока 201 Вт/м², 336 Вт/м² и 529 Вт/м² на нижней крышке термосифона продольным размером 300 мм (рисунок 3.8.) перепад температур составляет 3,5 °К, 2,5 °К, 1,5 °К, соответственно. Из рисунков 3.7, 3.8 видно, что даже при относительно высоких тепловых нагрузках (336 Вт/м² и 529 Вт/м²) ΔT по высоте ТС в целом незначительны. Т.е. можно сделать вывод о том, что теплопередающая способность термосифона с ростом протяженности парового канала не снижается. Соответственно, это устройство можно

обоснованно считать саморегулируемым, что является его безусловным достоинством.

Более того, следует отметить, что с ростом подводимого в зону испарения ТС теплового потока увеличивается интенсивность теплопередачи через паровой канал. Увеличение скорости парообразования влечет за собой рост массы паров, вдуваемых с поверхности слоя хладагента. Соответственно растет давление паров и скорость их движения по паровому каналу. Важным при этом является быстрый возврат конденсата в область нижней крышки ТС. Если конденсат успевает в полном объеме вернуться, то даже в условиях интенсивного кипения хладагента последний будет покрывать всю поверхность нижней крышки и обеспечивать в результате поглощения теплоты фазового перехода охлаждение всей области этой крышки (в том числе и границы раздела с элементом конструкции тепловыделяющего оборудования). Значимой характеристикой процесса при этом является температура кипения хладагента. Чем она ниже, тем ниже температура нижней крышки и, соответственно, условия теплоотвода от поверхности нагрева более благоприятны. В этой связи очевидным является вывод о максимально возможном снижении давления паров хладагента в паровом канале термосифона при его подготовке к работе.

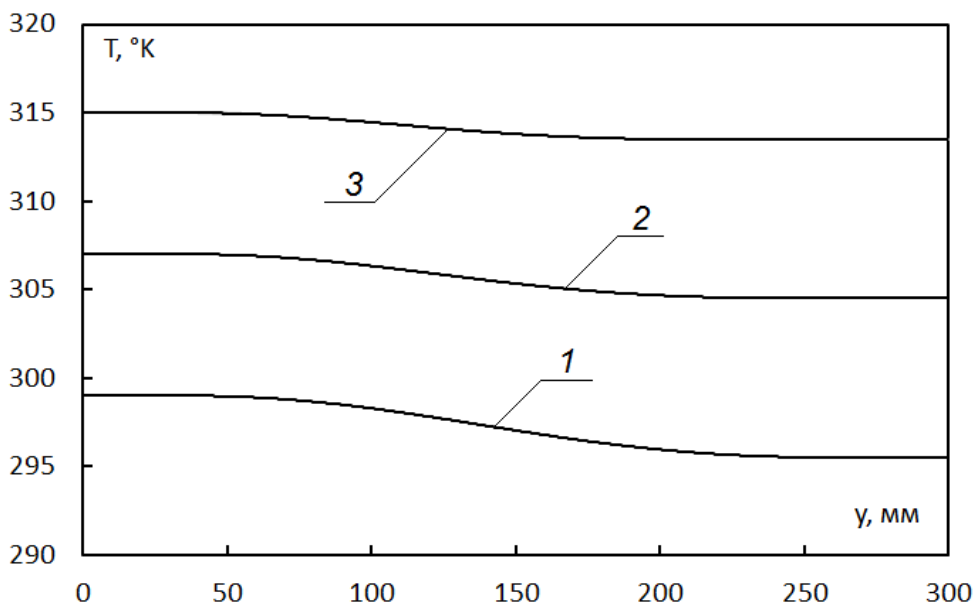


Рисунок 3.8 – Распределения температур на оси симметрии термосифона высотой 300 мм. 1 – $q_h=201 \text{ Вт/м}^2$; 2 – $q_h=336 \text{ Вт/м}^2$; 3 – $q_h=529 \text{ Вт/м}^2$

Результаты численного моделирования показали, что увеличение высоты парового канала при неизменных значениях q на нижней крышке незначительно влияет на ее температуру. Это обусловлено тем, что характерные времена движения паров теплоносителя от поверхности испарения до зоны интенсивной конденсации малы (по крайней мере много меньше характерных времен теплопереноса в слоях конденсата и материалов верхней и нижней крышек). Соответственно увеличение в два раза высоты парового канала термосифона практически не сказывается на его теплопередающей способности.

Сравнение распределений $T(y)$ при $H=200$ мм; 300 мм; 400 мм (рисунки 3.7-3.9) показывает, что с увеличением высоты термосифона до 400 мм перепад температур (ΔT) значительно увеличивается только при относительно малом тепловом потоке 201 Вт/м^2 (кривая 1). При высоких же q (336 Вт/м^2 , 529 Вт/м^2) величина ΔT меняется незначительно с ростом H . Увеличение плотности теплового потока приводит к более интенсивному перемещению паров по каналу термосифона и более быстрому переносу теплоты в зону конденсации.

При этом можно отметить, что, как правило, в реальных условиях работы необходима высота термосифона до 1 м. Чем больше H , тем реальнее возможность обеспечить интенсивный теплоотвод с верхней крышки ТС или прилегающей к ней части поверхности корпуса. Но, в то же время, при значительной протяженности парового канала растет и время возврата конденсата в зону испарения при стекании по вертикальным стенкам. Увеличение высоты термосифона должно сопровождаться адекватным ростом массы хладагента. Каждому значению H соответствует определенный объем хладагента, обеспечивающий условия нормальной работы ТС (без осушения поверхности нижней крышки) при кипении хладагента. Следует подчеркнуть, что так как течение пленки конденсата по вертикальной поверхности парового канала достаточно медленный процесс, необходимы большие объемы хладагента при больших высотах ТС. По мере выхода на режим кипения толщина слоя конденсата на нижней крышке будет уменьшаться до оптимальной в условиях

высоких тепловых нагрузок, величина которых во многом будет зависеть от скорости возврата конденсата в нижнюю часть термосифона.

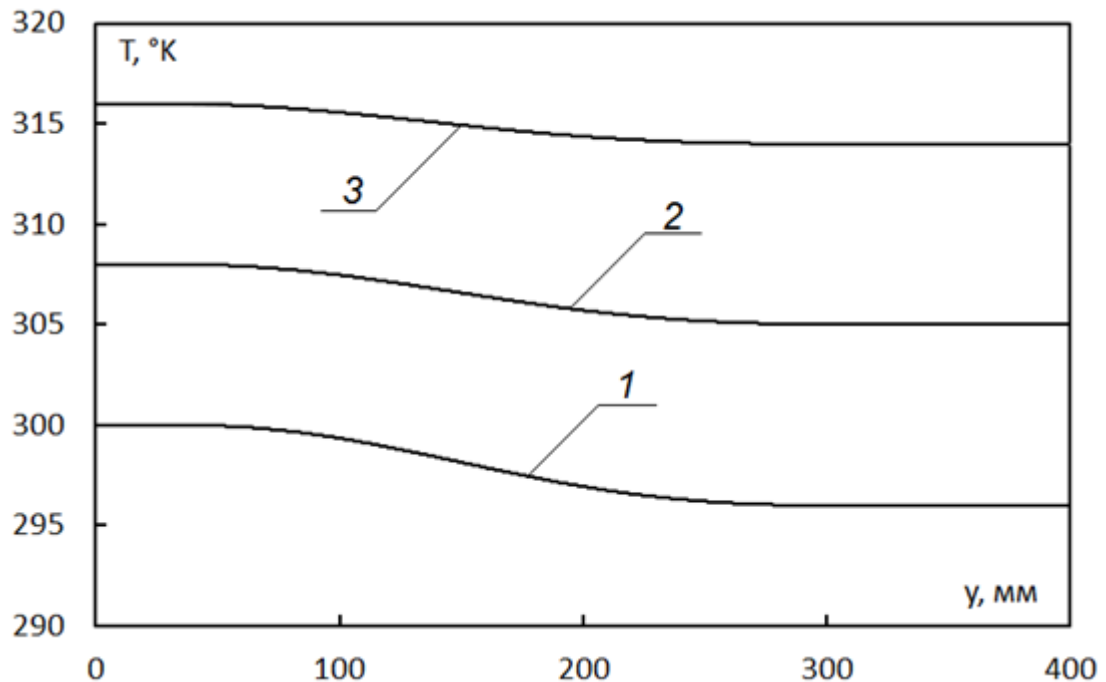


Рисунок 3.9 – Распределения температур по y на оси симметрии термосифона высотой 400 мм.

$$1 - q_h = 201 \text{ Вт/м}^2; 2 - q_h = 336 \text{ Вт/м}^2; 3 - q_h = 529 \text{ Вт/м}^2$$

Известно [28], что для оценки эффективности работы термосифонов используются разные характеристики. Одной из них является эффективная теплопроводность исследуемого устройства ($\lambda_{\text{эф}}$). Значение $\lambda_{\text{эф}}$ соответствует условиям теплопереноса через ТС в режиме теплопроводности, соответствующей по своей интенсивности реализуемому на практике. Образно говоря, паровой канал в таком приближении моделируется параллелепипедом (или цилиндром) из материала с очень высокой теплопроводностью [159].

С целью обоснования возможности применения этой характеристики исследуемых процессов проведены численные исследования зависимости $\lambda_{\text{эф}}$ от высоты термосифона.

На рисунке 3.10 представлены зависимости эффективной теплопроводности термосифона от его высоты при рассматриваемых значениях плотности теплового

потока на нижней крышке. Видно, что увеличение тепловой нагрузки приводит к росту $\lambda_{\text{эф}}$, что даже усиливает сделанные выше выводы о саморегулируемости исследуемого устройства. Увеличение же высоты парового канала в диапазоне от 200 мм до 400 мм слабо влияет, как и можно было предполагать, на эффективную теплопроводность термосифона в рассматриваемых достаточно типичных условиях его работы.

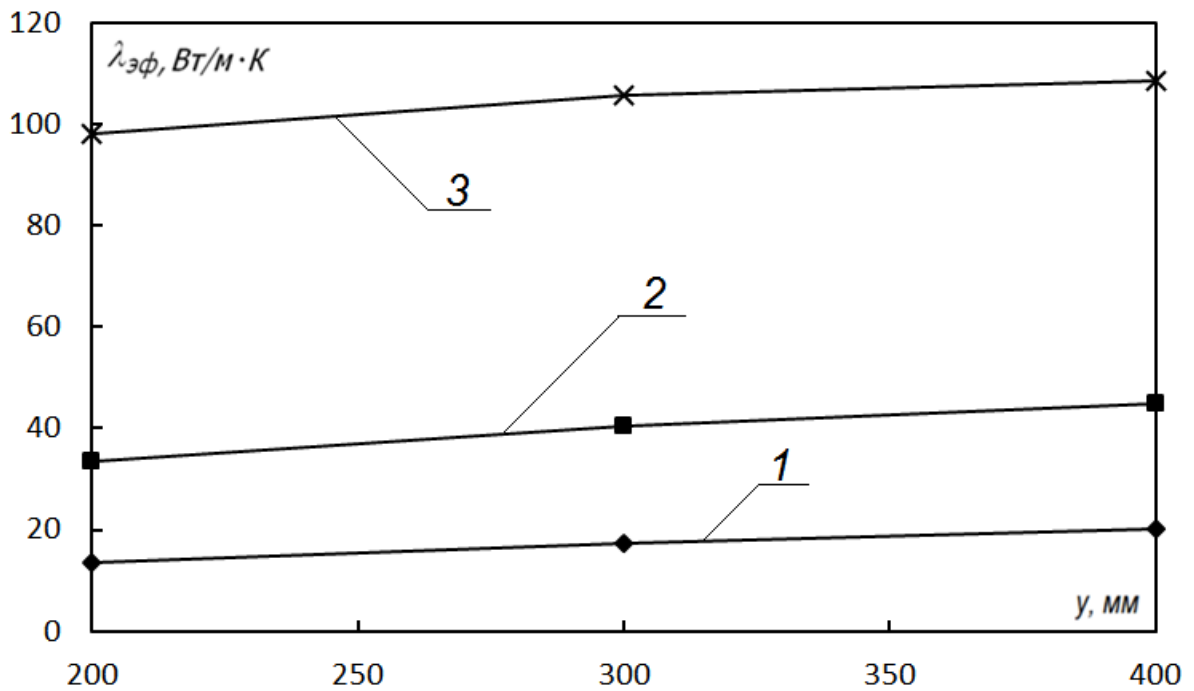


Рисунок 3.10 – Зависимости эффективной теплопроводности от высоты термосифона.

$$1 - q_h = 201 \text{ Вт/м}^2; 2 - q_h = 336 \text{ Вт/м}^2; 3 - q_h = 529 \text{ Вт/м}^2$$

Следует отметить, что несмотря на достаточно многочисленные публикации (особенно в последние 10-15 лет) с результатами теоретических и экспериментальных исследований термосифонов, в этих статьях нет данных о такой важной характеристике процессов, протекающих в ТС, как скорость движения пара. Для ликвидации этого пробела в знаниях о физике процессов в паровом канале проведен анализ гидродинамики течения в паровом канале термосифона.

На рисунке 3.11 показаны распределения скорости движения пара по направлению y на оси симметрии канала. Видно, что изменение v в паровом канале при изменении его высоты от поверхности испарения хладагента до поверхности конденсации незначительно. Снижение v происходит в малой по размерам верхней части термосифона в результате торможения паров и их конденсации на верхней крышке. Следует отметить, что при плотности теплового потока на нижней крышке 201 Вт/м^2 падение скорости по y существеннее в сравнении с $q_h=336 \text{ Вт/м}^2$ и $q_h=529 \text{ Вт/м}^2$. Последнее обусловлено тем, что с ростом тепловой нагрузки растет скорость испарения, повышается давление паров вблизи поверхности парообразования и, соответственно, скорость оттока паров в холодную часть парового канала. Чем больше q_h , тем выше градиент давления в паровом канале, и значения v в каждой его точке (кроме поверхности конденсации).

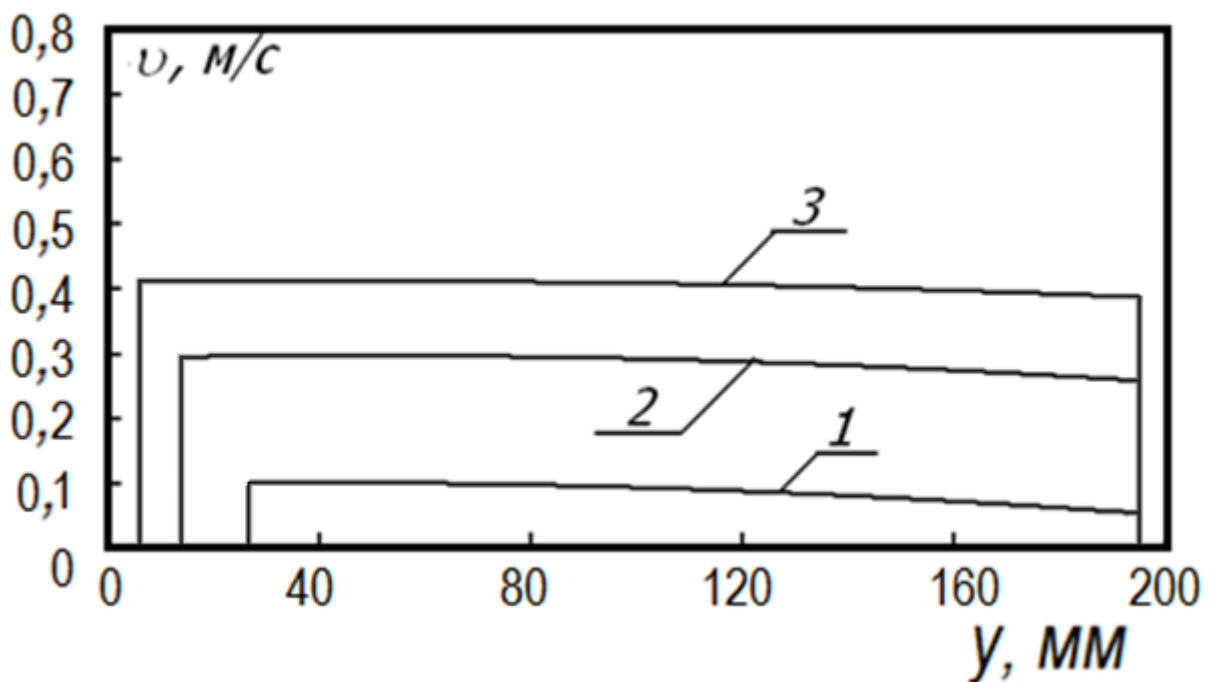


Рисунок 3.11 – Изменение скорости движения пара по координате y на оси симметрии термосифона высотой 200 мм. 1 – $q_h=201 \text{ Вт/м}^2$; 2 – $q_h=336 \text{ Вт/м}^2$; 3 – $q_h=529 \text{ Вт/м}^2$

3.4 Анализ влияния условий теплообмена на верхней крышке термосифона на интенсивность теплопереноса

При работе ТС важную роль в формировании поля температур играют процессы на внешней поверхности верхней крышки термосифона.

Проведено численное моделирование теплопереноса в замкнутом двухфазном термосифоне прямоугольной формы [160] со следующими геометрическими характеристиками: поперечный размер $L=50$ мм; продольный – $H=200$ мм. Для исследования влияния условий теплообмена на эффективность работы ТС приняты следующие значения коэффициента теплоотдачи на верхней крышке: $9 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$; $12 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$; $15 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$. Плотность теплового потока на нижней крышке термосифона (в сечении $y=0$) принималась равной: 201 Вт/м^2 ; 336 Вт/м^2 ; 529 Вт/м^2 . В качестве рабочей жидкости рассматривалась вода.

Полученные в результате численного моделирования распределения температур показывают, что при $q_h=201 \text{ Вт/м}^2$ (рисунок 3.12а) и коэффициенте теплоотдачи $\alpha=9 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$ (кривая 1) перепад T между нижней и верхней крышками термосифона составляет около $3 \text{ }^\circ\text{К}$. При изменении α на верхней крышке в диапазоне от $12 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$ (кривая 2) до $15 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$ (кривая 3) перепад температур (ΔT) в исследуемой области (в паровом канале) больше, чем при $\alpha=9 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$ и составляет $4,6 \text{ }^\circ\text{К}$ и $6,2 \text{ }^\circ\text{К}$, что обусловлено интенсивным отводом тепловой энергии на верхней крышке ТС. Температура же ее поверхности с ростом α снижается.

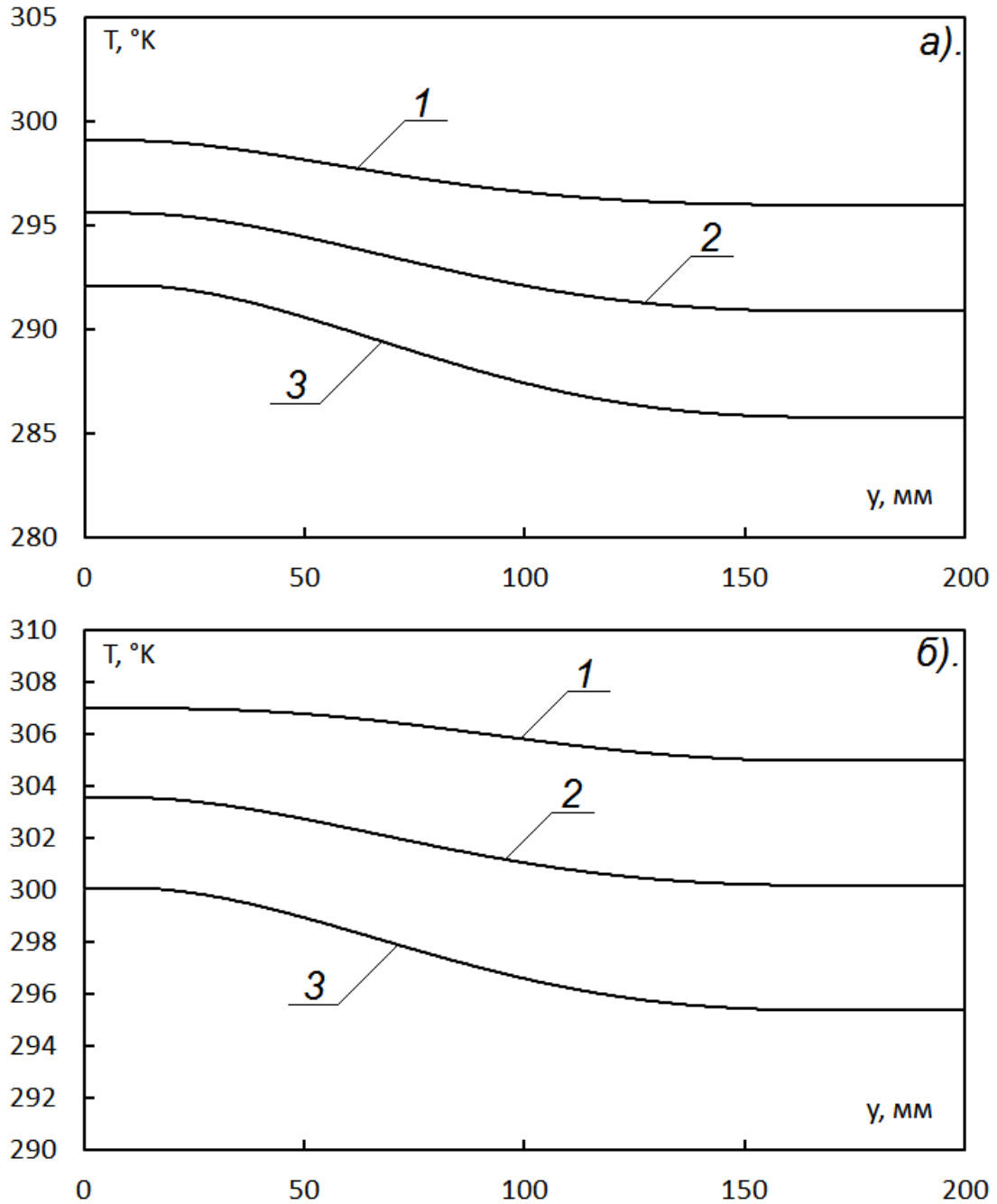


Рисунок 3.12 – Распределения температур по координате y на оси симметрии термосифона. а – $q_h=201 \text{ Вт/м}^2$; б – $q_h=336 \text{ Вт/м}^2$. 1 – $\alpha=9 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$; 2 – $\alpha=12 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$; 3 – $\alpha=15 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$

Рисунки 3.12, 3.13 показывают, что увеличение плотности теплового потока в диапазоне от 201 Вт/м^2 до 336 Вт/м^2 приводит к снижению ΔT примерно на $1 \text{ }^{\circ}\text{K}$. Так, при $q_h=336 \text{ Вт/м}^2$ на нижней крышке исследуемого устройства (рисунок 3.12б) перепад температур по паровому каналу составляет $2 \text{ }^{\circ}\text{K}$, $3,3 \text{ }^{\circ}\text{K}$, $4,6 \text{ }^{\circ}\text{K}$, при

соответствующих коэффициентах ($9 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$; $12 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$; $15 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$) теплоотдачи на верхней крышке. При $q_h=529 \text{ Вт/м}^2$ (рисунок 3.13) перепады T составляют $1 \text{ }^\circ\text{К}$, $2 \text{ }^\circ\text{К}$, $3 \text{ }^\circ\text{К}$.

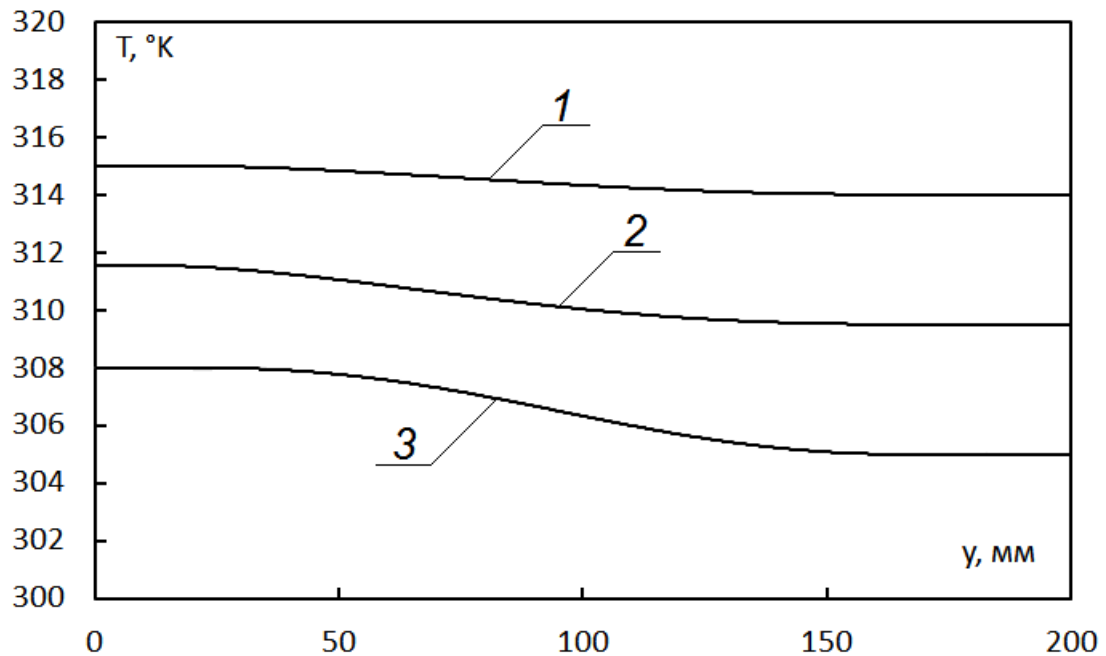


Рисунок 3.13 – Распределения температур по координате y на оси симметрии термосифона при $q_h=529 \text{ Вт/м}^2$.

1 – $\alpha=9 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$; 2 – $\alpha=12 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$; 3 – $\alpha=15 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$

Анализ полученных распределений (рисунки 3.12, 3.13) показал, что при росте подводимого теплового потока и неизменных условиях теплоотдачи на верхней крышке ΔT в исследуемой области снижается, но абсолютная температура как в паровом канале, так и на нижней крышке растет. Поэтому при проектировании системы обеспечения теплового режима энергонасыщенного оборудования на базе ТС необходимо учитывать не только характеристики эффективности работы термосифона (перепад температур, эффективная теплопроводность), но и температуру границы раздела с элементом конструкции тепловыделяющего оборудования.

Установленные закономерности (рисунки 3.12, 3.13) дают основания для вывода о целесообразности оценки возможности интенсификации процессов

отвода теплоты с внешней поверхности верхней крышки в режиме свободной конвекции. Так, например, поверхность теплоотвода может быть ребренной или покрытой лунками. В этом случае, как установлено в исследованиях [161], возможно существенное повышение интенсивности теплоотдачи с нагретой поверхности при прочих неизменных условиях.

3.5 Численный анализ влияния свойств теплоносителя на характеристики теплопереноса в замкнутом двухфазном термосифоне

Известно, что в термосифонах возможно применение различных теплоносителей [116-123]. Экспериментальные [116-120] и теоретические [121-123] исследования проводились, например, для ТС с такими жидкостями в качестве теплоносителей: дистиллированная вода, этанол, ацетон, метиловый спирт, дифторхлорметан, тетрафторэтан, изобутан, CO₂, R410A, изобутен, н-пентан, R22 и др. Такой широкий набор жидкостей является следствием как объективных причин – поиском лучшего теплоносителя для решения конкретной задачи, так и субъективных – отсутствием общей теории процессов теплопереноса в термосифонах, обеспечивающей возможность практического применения.

Проведено численное моделирование теплофизических и гидродинамических процессов в замкнутом двухфазном термосифоне прямоугольной формы с размерами: высота $H=200$ мм, поперечный размер $L=50$ мм. Приняты следующие значения плотностей теплового потока на нижней крышке (в сечении $y=0$): 201 Вт/м²; 336 Вт/м²; 529 Вт/м². В качестве рабочих жидкостей рассматривались достаточно типичные и ранее широко использовавшиеся в различных экспериментах вода, метанол, ацетон, фреон-113. Выбор этих теплоносителей обусловлен их температурами кипения, соответствующими диапазону допустимых температур энергонасыщенного технического оборудования [50]. Коэффициент теплоотдачи на верхней крышке принимался равным 9 Вт/м²·К.

Теплофизические свойства рассмотренных хладагентов в жидком агрегатном состоянии представлены в таблице 1, в парообразном состоянии в таблице 2.

Таблица 1 – Основные физические характеристики веществ (жидкость) [28]

Хладагент	$T_{\text{кип}}$	$P_{\text{нас}}$	ρ	c_p	$\lambda \cdot 10^2$	$\beta \cdot 10^3$	$\nu \cdot 10^6$	Q
	°С	бар	кг/м ³	Дж/кг·К	Вт/м·К	1/К	м ² /с	кДж/кг
Вода	100	1,014	958,4	4215,7	0,679	58,91	0,294	2260
Метанол	47,5	3,573	711	3168,9	0,18	1,610	0,301	1 100
Ацетон	56,2	3,723	693,8	2389,5	0,148	1,96	0,245	525
Фреон-113	64,6	4,366	1368,7	1005,7	0,054	2,168	0,204	154

Таблица 2 – Основные физические характеристики веществ (пар) [28]

Хладагент	$P_{\text{нас}}$	ρ	ρ	c_p	$\lambda \cdot 10^2$	$\beta \cdot 10^3$	$\nu \cdot 10^6$
	бар	кг/м ³	кДж/кг	Дж/кг·К	Вт/м·К	1/К	м ² /с
Вода	1,014	0,598	2256,4	2080	2,5	2,9	20,5
Метанол	3,573	4,042	1022,1	5138,4	2,4	7,077	3,043
Ацетон	3,723	7,867	448,7	1866,9	1,75	4,4	1,246
Фреон-113	4,366	29,86	125,4	778,8	1,211	4,116	0,4

Функциями цели, как и выше, были температурные поля.

На рисунках 3.14-3.16 представлены распределения температур на оси симметрии термосифона. Численные исследования проведены для четырёх теплоносителей при разных плотностях теплового потока.

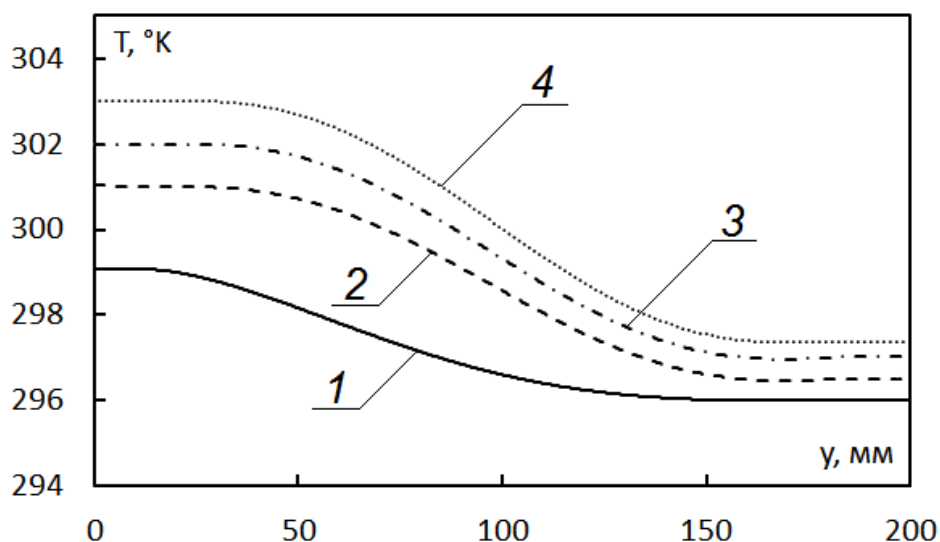


Рисунок 3.14 – Распределение температуры по оси симметрии в исследуемой области при $q_h=201$ Вт/м². 1 – вода; 2 – метанол; 3 – ацетон; 4 – фреон-113

Как видно из приведенных зависимостей (рисунок 3.14), при плотности теплового потока 201 Вт/м² самый малый ΔT между нижней и верхней крышками составляет около 3 °K (теплоноситель – вода) (кривая 1). Самая большая разность температур (5,6 °K) имеет место для фреона-113 (кривая 4).

Из анализа приведенных распределений можно отметить, что наиболее эффективный сток тепла в результате протекания процесса интенсивного испарения (оценки проведены по температурам нижней крышки) происходит при использовании воды в качестве хладагента. Эффективность снижается в порядке убывания метанол, ацетон и фреон-113, соответственно. Последнее обусловлено, очевидно, разными затратами энергии на парообразование рассматриваемых достаточно типичных хладагентов. Вода имеет самое высокое значение теплоты фазового перехода (2256,4 кДж/кг) среди четырех рассматривавшихся жидкостей.

Распределения основных характеристик, полученных по результатам численного моделирования процессов теплопереноса в паровом канале термосифона с хладагентом метанолом при тепловом потоке 201 Вт/м², приведены на рисунке 3.14 (кривая 2). Важным отличием этого теплоносителя от воды является большой (почти в два раза) перепад температур по высоте парового канала.

Анализ зависимостей рисунка 3.14 показывает, что распределение температуры по высоте парового канала паров метанола аналогично полученному для паров воды. По мере приближения к поверхности конденсации ΔT снижается. Скорее всего, это обусловлено, кроме выделения теплоты конденсации, еще и отличиями коэффициентов теплопереноса этих двух хладагентов в жидком состоянии. Соответственно, изменяется и теплопередающая способность термосифона при переходе на другой теплоноситель.

Переход от метанола к ацетону, как видно из рисунка 3.14, не приводит к существенным изменениям распределений T . Но температура паров в продольном сечении канала растет на $1\text{ }^{\circ}\text{K}$ по сравнению с метанолом. Последнее, возможно, обусловлено разными тепловыми эффектами фазовых переходов этих двух жидкостей. Можно отметить, что большая теплота испарения, с одной стороны, желательна для хладагента термосифона. С другой же стороны эта характеристика косвенно влияет и на ряд других, изменение которых протекает не всегда в нужном направлении [6].

Можно также отметить, что перепад температур в направлении y для паров ацетона (кривая 3) (рисунок 3.14) больше по сравнению с метанолом и водой. Вероятно, это обусловлено более низкой теплопроводностью паров ацетона по сравнению с двумя другими теплоносителями. Также следует отметить, что для фреона-113 (кривая 4) установлен максимальный из четырех рассматриваемых хладагентов перепад температур в вертикальном направлении.

Установлено, что при увеличении плотности теплового потока к нижней крышке до 529 Вт/м^2 , (рисунки 3.15-3.16) температура в исследуемой области для всех хладагентов существенно увеличивается (на $16\text{-}17\text{ }^{\circ}\text{K}$). Следует отметить, что данный вывод характерен для температур и нижней, и верхней крышек термосифона.

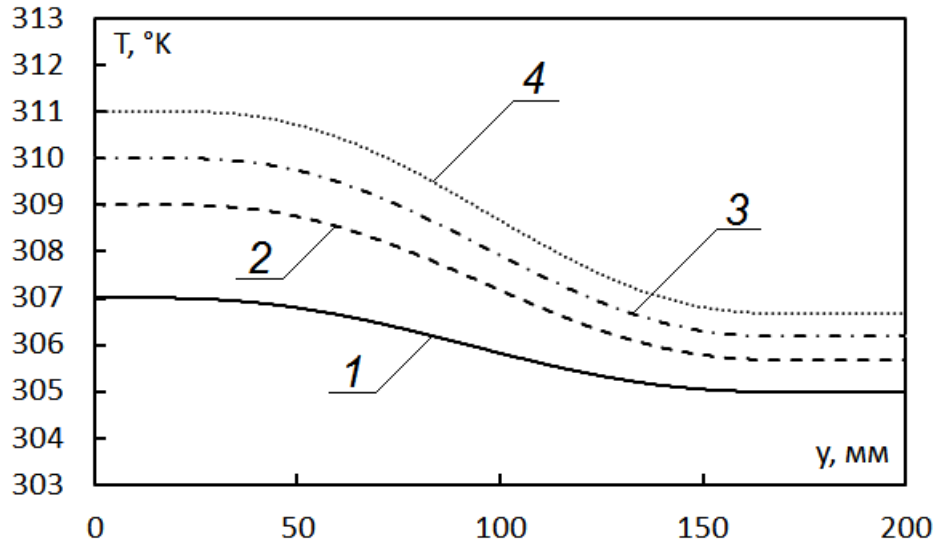


Рисунок 3.15 – Распределение температуры по оси симметрии парового канала при $q_h=336 \text{ Вт/м}^2$. 1 – вода; 2 – метанол; 3 – ацетон; 4 – фреон-113

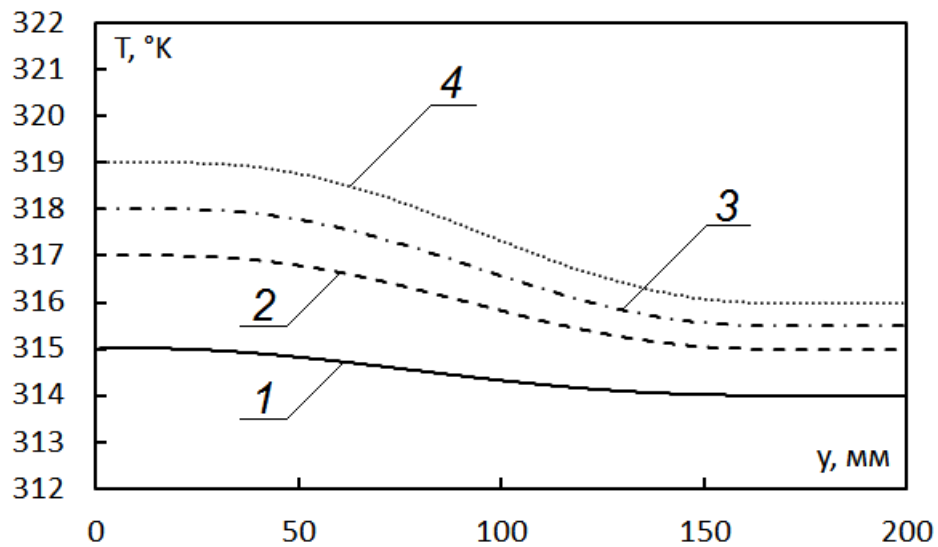


Рисунок 3.16 – Распределение температуры по оси симметрии парового канала при $q_h=529 \text{ Вт/м}^2$. 1 – вода; 2 – метанол; 3 – ацетон; 4 – фреон-113

Как видно из приведенных распределений, рост тепловой нагрузки, соответствующей критической для типичных аккумуляторных батарей, приводит к увеличению ΔT . Этот результат показывает, что у хладагентов с меньшей теплотой парообразования (ацетон, фреон-113) разница температур нижней и верхней крышек термосифона с увеличением плотности теплового потока растет больше, чем у теплоносителей с большим Q (вода, метанол).

Полученные результаты дают основания и для вывода о том, что низкая температура кипения хладагента не является наиболее значимой характеристикой эффективности работы термосифона. Быстрое начало кипения при малой теплоте фазового перехода оказывает слабое влияние на температурное поле слоя теплоносителя и, соответственно, на интенсивность теплоотвода из области высоких T на границе раздела «термосифон – элемент конструкции энергонсыщенного оборудования».

3.6 Численный анализ влияния толщины пленки жидкости на нижней крышке термосифона на интенсивность теплопередачи при работе с высокими тепловыделениями в аккумуляторных батареях

Толщина пленки теплоносителя на нижней крышке термосифона (δ) является важным параметром, изменяя который, можно управлять процессами теплопереноса в таком устройстве. Так, например, большая толщина этого слоя замедляет процесс испарения хладагента (на его прогрев до температур интенсивного испарения необходимо при прочих адекватных условиях больше времени). При малых же значениях этой величины критические условия кипения достигаются быстро. Соответственно, вероятность осушения поверхности нижней крышки существенно растет при этом. На основании анализа результатов выполненных исследований можно сделать вывод, что для каждого термосифона возможно выбрать такую толщину пленки жидкости теплоносителя, которая будет, с одной стороны, обеспечивать эффективную его работу с малыми временами выхода на стационарный режим работы, а, с другой стороны, вероятность осушения зоны испарения будет минимальной. Для решения такой, в некотором смысле оптимизационной, задачи необходим анализ влияния величины δ на температурные поля в паровом канале ТС.

Проведены численные исследования теплофизических процессов в замкнутом двухфазном термосифоне прямоугольной формы со следующими геометрическими параметрами [162; 163]: высота $H=200$ мм, поперечный размер

$L=50$ мм. В качестве рабочей жидкости рассматривалась вода. Коэффициент теплоотдачи на верхней крышке $9 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$.

Принята плотность подводимого теплового потока на нижней крышке термосифона: 336 Вт/м^2 .

Как видно из полученных зависимостей (рисунок 3.17), с ростом температуры начинается интенсивное испарение хладагента, сопровождающееся поглощением теплоты фазового перехода, и рост температуры нижней крышки термосифона замедляется. Если толщина пленки хладагента не превышает 15 мм (кривые 1-3), кризис теплоотдачи [28] наступает через 800-1500 с. Это обусловлено тем, что при работе термосифона с относительно малой начальной толщиной пленки жидкости (5-15 мм) конденсат не успевает возвращаться полностью в зону нагрева.

При толщине пленки жидкости на нижней крышке от 20 до 25 мм кризис теплоотдачи не наступает (кривые 4, 5), и T на этой границе остается в области рабочих температур аккумуляторных батарей летательных аппаратов при рассматриваемых размерах термосифона. Если высота ТС увеличивается, то соответственно, при работе в критических (и близких к критическим) условиях необходимо увеличивать толщину слоя хладагента на нижней крышке или, другими словами, его объем для того, чтобы распределение пленки конденсата по большей площади вертикальных стенок парового канала не приводило к осушению поверхности нижней крышки.

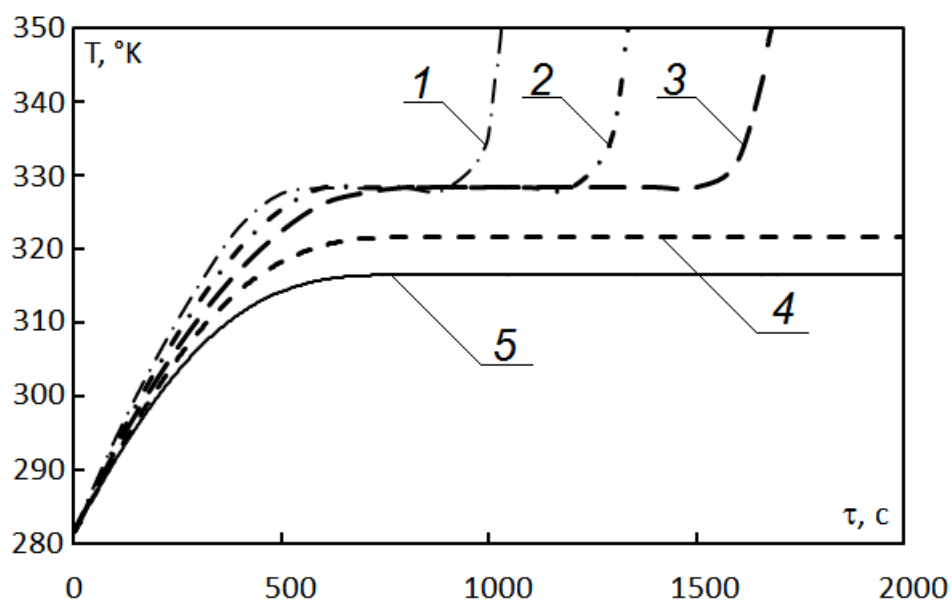


Рисунок 3.17 – Зависимость температуры нижней крышки от времени.

1 – $\delta=5$ мм; 2 – $\delta=10$ мм; 3 – $\delta=15$ мм, 4 – $\delta=20$ мм, 5 – $\delta=25$ мм

Т.е. можно сделать вывод, что изменение δ даже всего на 5-10 мм кардинально меняет эффективность работы термосифонов в условиях высоких (критических или близких к критическим) тепловых нагрузок.

Выводы по Главе 3

1. По результатам численного моделирования процессов конвективно-кондуктивного теплопереноса в основных элементах аккумуляторной батареи установлено, что увеличение интенсивности теплоотдачи с поверхности стенки корпуса в диапазоне изменения коэффициента α от 9 до 15 Вт/м²·К приводит к значительному снижению температур жидкого электролита (на 17 °К при постоянной токовой нагрузке 60 А). Если сила тока равна 70 А температура снижается в условиях охлаждения при $\alpha=15$ Вт/м²·К на 28 °К по сравнению с режимом умеренной теплоотдачи $\alpha=9$ Вт/м²·К.

При токовой нагрузке не более 60 А и коэффициенте теплоотдачи 9 Вт/м²·К температуры, как поверхности аккумулятора, так и его электролита, не превышают регламентных значений (333 °К).

На основании анализа и обобщения результатов численного моделирования можно сделать вывод, что даже относительно умеренный теплоотвод с поверхности корпуса оказывает большое влияние на работоспособность аккумуляторной батареи.

2. Численное исследование теплопереноса в двухфазном термосифоне прямоугольного поперечного сечения показало возможность использования пакета ANSYS Fluent для анализа процессов переноса энергии при достаточно высоких (критических и близких к предельно допустимым) тепловых нагрузках на аккумуляторные батареи.

Получены распределения температур, линии тока и векторы скорости, отражающие влияние плотности теплового потока на процесс теплопереноса в исследуемой области. Показана зависимость размеров циркуляционной зоны в паровом канале от тепловой нагрузки.

Установлено, что двухфазные замкнутые термосифоны способны обеспечить допустимый интервал рабочих температур аккумуляторных батарей при критических токовых нагрузках – 70 А.

3. Показано, что при больших геометрических размерах термосифона значительную роль играет температурный напор в области нагрева.

Установлено, что при постоянной тепловой нагрузке увеличение вертикального размера исследуемого теплообменного устройства приводит к росту перепада температур от 3 °К до 4 °К.

При максимальном в рассматриваемом диапазоне тепловом потоке (529 Вт/м²) в зоне испарения скорость пара в исследуемой области также максимальна и составляет до 0,4 м/с.

4. Установлена зависимость перепада температур между нижней и верхней крышками замкнутого двухфазного термосифона от интенсивности теплоотдачи на верхней границе верхней крышки. Показано, что увеличение α в диапазоне 9–15 Вт/м²·К приводит к росту ΔT до 6,2 °К.

5. Исследование влияния свойств теплоносителя на распределения температур в паровом канале показало, что в диапазоне критических температур

аккумуляторных батарей (например, воздушных судов) эффективный сток тепла с нижней крышки термосифона осуществляется при использовании воды в качестве хладагента. При этом перепад температур между нижней и верхней крышками составляет около 3 °К. Можно сделать вывод, что для более эффективного охлаждения энергонасыщенного оборудования предпочтительнее теплоноситель с большими значениями теплоты парообразования.

6. При температурах, соответствующих критическим температурам аккумуляторных батарей авиационного оборудования, стекающая пленка конденсата в зоне нагрева испаряется быстрее, и конденсат не успевает возвращаться на нагреваемую поверхность термосифона. Толщина слоя теплоносителя на нижней крышке уменьшается, и вероятность возникновения кризиса теплопередачи увеличивается.

Установлено, что толщина пленки жидкости 25 мм в зоне испарения является достаточной для обеспечения отвода тепла от типичной аккумуляторной батареи воздушного судна в аварийном режиме работы.

ГЛАВА 4 ЧИСЛЕННЫЙ АНАЛИЗ ВОЗМОЖНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ТЕРМОСИФОНОВ КАК ОСНОВНОГО ЭЛЕМЕНТА СИСТЕМЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ТЕПЛОВОГО РЕЖИМА ЭНЕРГОЕМКИХ АККУМУЛЯТОРНЫХ БАТАРЕЙ

4.1 Постановка задачи теплопереноса в системе «аккумуляторная батарея – замкнутый двухфазный термосифон» при работе в диапазоне тепловых потоков, соответствующих критическим токовым нагрузкам

В качестве примера рассмотрена обсуждавшаяся выше аккумуляторная батарея LVP65. Она имеет прямоугольное поперечное сечение корпуса со следующими геометрическими размерами: 195x132x50 мм. Из анализа условий работы батареи следует, что для обеспечения максимальной площади контакта энергонасыщенного источника питания и замкнутого двухфазного термосифона целесообразно располагать последний не на верхней границе с площадью поверхности 0,0066 м², а на боковой, как показано на рисунке 4.1. При этом площадь сопряжения подвода и отвода теплоты увеличивается до 0,02574 м².

Одним из важнейших факторов, влияющих на процесс отвода теплоты от нагретого корпуса АБ при работе термосифонов, является термическое сопротивление зоны контакта энергонасыщенного оборудования и теплосъемных поверхностей ТС (нижней крышки или боковой поверхности вертикальных стенок). Термическое сопротивление этой зоны может быть снижено до минимума за счет специальных паст или клеев с высокой теплопроводностью. Поэтому при постановке задач этого раздела диссертации предполагалось, что обоснованием является задание на границе раздела «аккумуляторная батарея – термосифон» граничных условий четвертого рода (равенство тепловых потоков и температур).

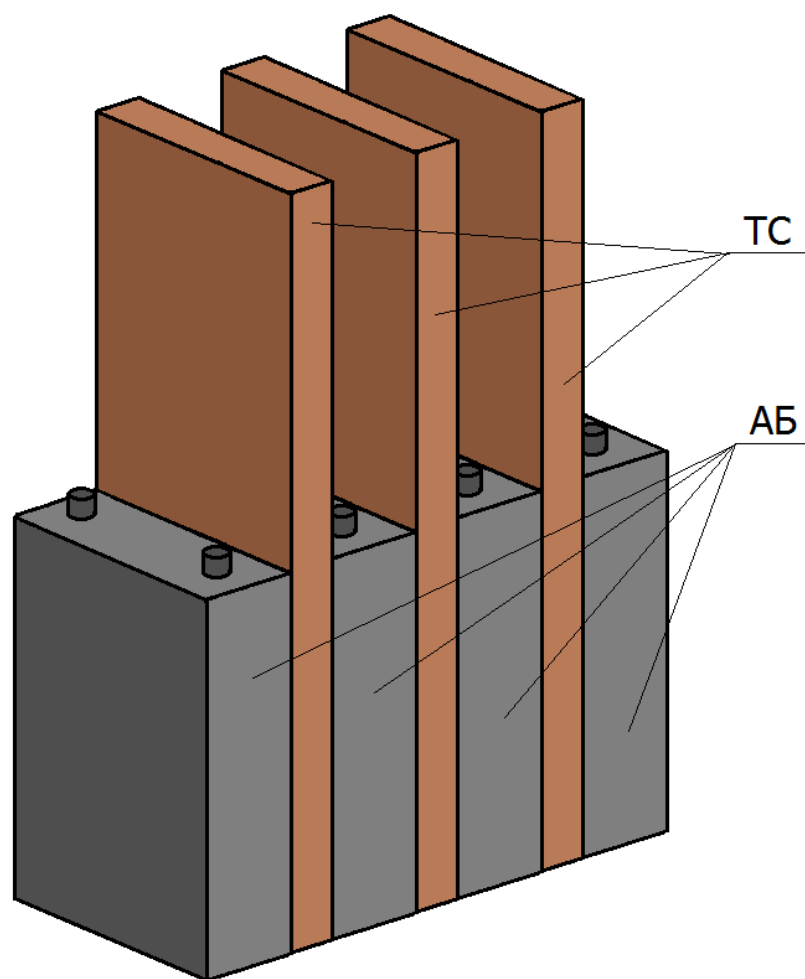


Рисунок 4.1 – Схема применения замкнутых двухфазных термосифонов как элементов системы обеспечения теплового режима энергонасыщенных аккумуляторных батарей

Использовались математические модели (6)-(8) и (9)-(16) с соответствующими краевыми условиями.

Существенным отличием постановки задачи от приведенных в разделе 3 является условие на границе $x = L$, $0 \leq y \leq h_{исп}$, где $h_{исп}$ – высота зоны испарения теплоносителя на вертикальной стенке термосифона (рисунок 2.2), принимаемая равной высоте аккумуляторной батареи (200 мм)

$$x = L, 0 \leq y \leq h_{исп}; \quad \begin{cases} T_1 = T_4 \\ \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial x} = \lambda_4 \frac{\partial T_4}{\partial x} \end{cases}$$

Массовые скорости испарения и конденсации рабочей жидкости в замкнутом двухфазном термосифоне рассчитывались по формуле (17).

4.2 Численный анализ влияния коэффициента заполнения на интенсивность теплопереноса в замкнутом двухфазном термосифоне при номинальной токовой нагрузке

Численный анализ выполнен на примере батареи LVP65. Известно [50], что при номинальной токовой нагрузке (60 А) аккумуляторов LVP65 с сохранением работоспособности рассеиваемая плотность теплового потока составляет 336 Вт/м². Математическое моделирование теплофизических процессов в замкнутом двухфазном термосифоне прямоугольной формы проведено при следующих толщинах пленки хладагента на нижней крышке: 20 мм, 40 мм, 60 мм. В качестве хладагента рассматривалась вода. Коэффициент теплоотдачи на верхней крышке принимался равным 9 Вт/м²·К.

На рисунке 4.2 показаны линии постоянных температур в замкнутом двухфазном термосифоне в зависимости от времени при плотности теплового потока 336 Вт/м². Анализ изотерм показывает, что в начальный период времени ($\tau=100$ с) ΔT по высоте парового канала в целом незначителен (2 °К). Это обусловлено низкой интенсивностью испарения. В области верхней границы зоны конденсации линии постоянных температур в целом ориентированы по оси y . Это обусловлено торможением потока пара.

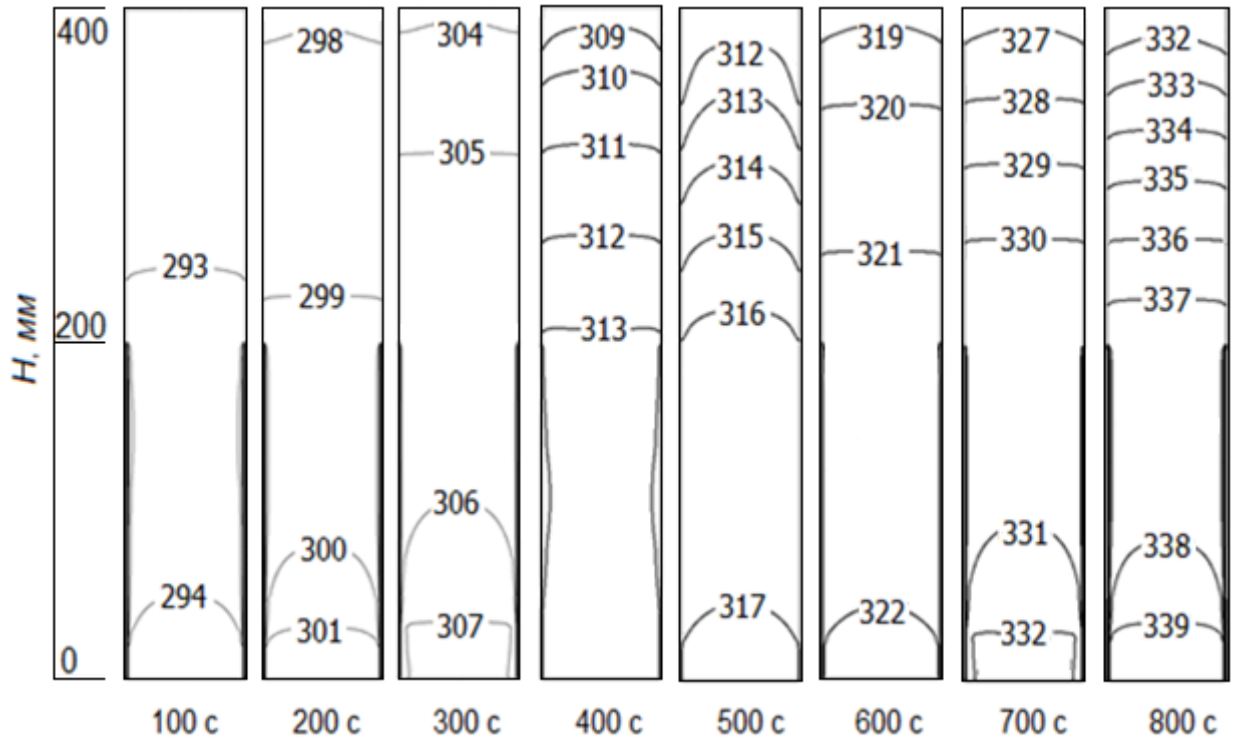


Рисунок 4.2 – Линии постоянных температур в термосифоне в зависимости от времени при плотности теплового потока 336 Вт/м^2 и толщине пленки жидкости на нижней крышке $\delta=20 \text{ мм}$

При $\tau=200 \text{ с}$ и $\tau=300 \text{ с}$ перепад температур несколько увеличивается по мере прогрева исследуемого устройства и составляет $4 \text{ }^\circ\text{К}$ и $6 \text{ }^\circ\text{К}$.

При $\tau=400 \text{ с}$ и $\tau=500 \text{ с}$ видно, что линии постоянных температур вытягиваются по продольной координате термосифона. Это объясняется увеличением скорости движения пара в паровом канале. Перепад температур между зоной нагрева и верхней крышкой при этом максимален и составляет $9 \text{ }^\circ\text{К}$.

С ростом τ до 600 с видно, что ΔT снижается по мере увеличения температуры рабочей жидкости. Это обусловлено интенсификацией процесса парообразования и увеличением скорости пара. Далее, при $\tau=700 \text{ с}$ и $\tau=800 \text{ с}$ ΔT снова увеличивается и составляет $7 \text{ }^\circ\text{К}$ и $9 \text{ }^\circ\text{К}$, соответственно. При этом температура границы раздела поверхности аккумуляторной батареи и ТС превышает регламентные и составляет $345 \text{ }^\circ\text{К}$. Это объясняется тем, что при малой толщине слоя жидкости ($\delta=20 \text{ мм}$) теплоноситель испаряется полностью. В

этом случае непрерывный процесс теплопередачи в паровом канале термосифона становится не эффективным из-за частичного осушения поверхности нагрева.

На 4.3 представлено распределение температуры стекающей пленки жидкости по поперечной координате в трех сечениях: $y=180$ мм, $y=140$ мм, $y=100$ мм. Из полученных зависимостей видно, что поля температур пленки, как в поперечном, так и в продольном направлении неоднородны. По мере течения конденсата в рассматриваемом диапазоне по высоте стекающей пленки хладагента от 180 мм до 100 мм уменьшается абсолютная толщина стекающей пленки жидкости на 0,0006 м.

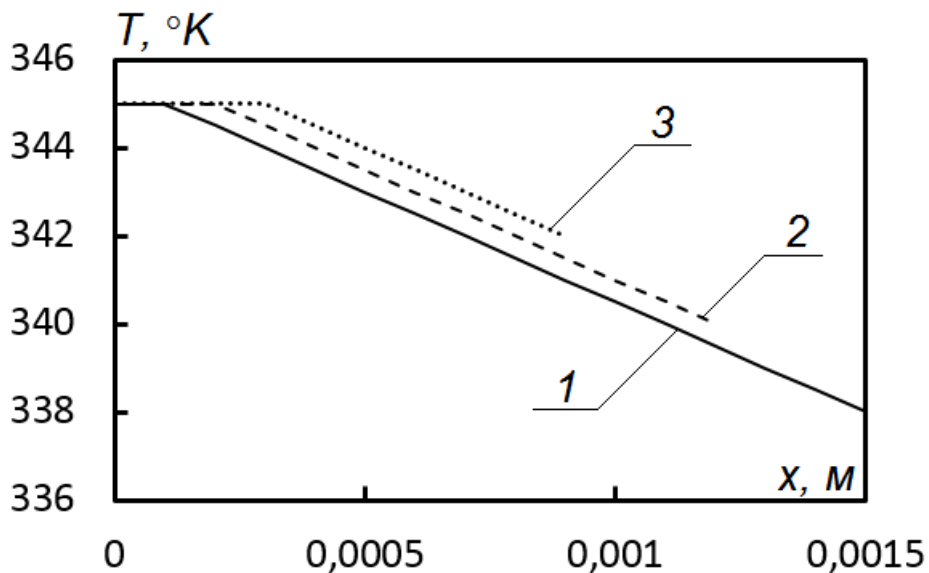


Рисунок 4.3 – Распределение температуры стекающей пленки конденсата по поперечной координате на высоте: 1 – $y=180$ мм; 2 – $y=140$ мм; 3 – $y=100$ мм при $\delta=20$ мм

На рисунке 4.4 приведены линии постоянных температур при толщине пленки жидкости на нижней крышке 40 мм.

Характер процессов, протекающих в исследуемой области, аналогичен установленному при толщине пленки хладагента 20 мм (рисунок 4.2). С $\tau=100$ с до $\tau=500$ с ΔT увеличивается по мере прогрева исследуемой области и составляет 7 °К. При 600-700 с ΔT снижается до 5 °К. Далее, происходит рост абсолютных

значений температуры и увеличение ΔT как и в случае с δ пленки 20 мм. Толщина пленки жидкости при этом уменьшается на 0,0004 м (рисунок 4.5). Температура поверхности аккумуляторной батареи составляет 345 °К.

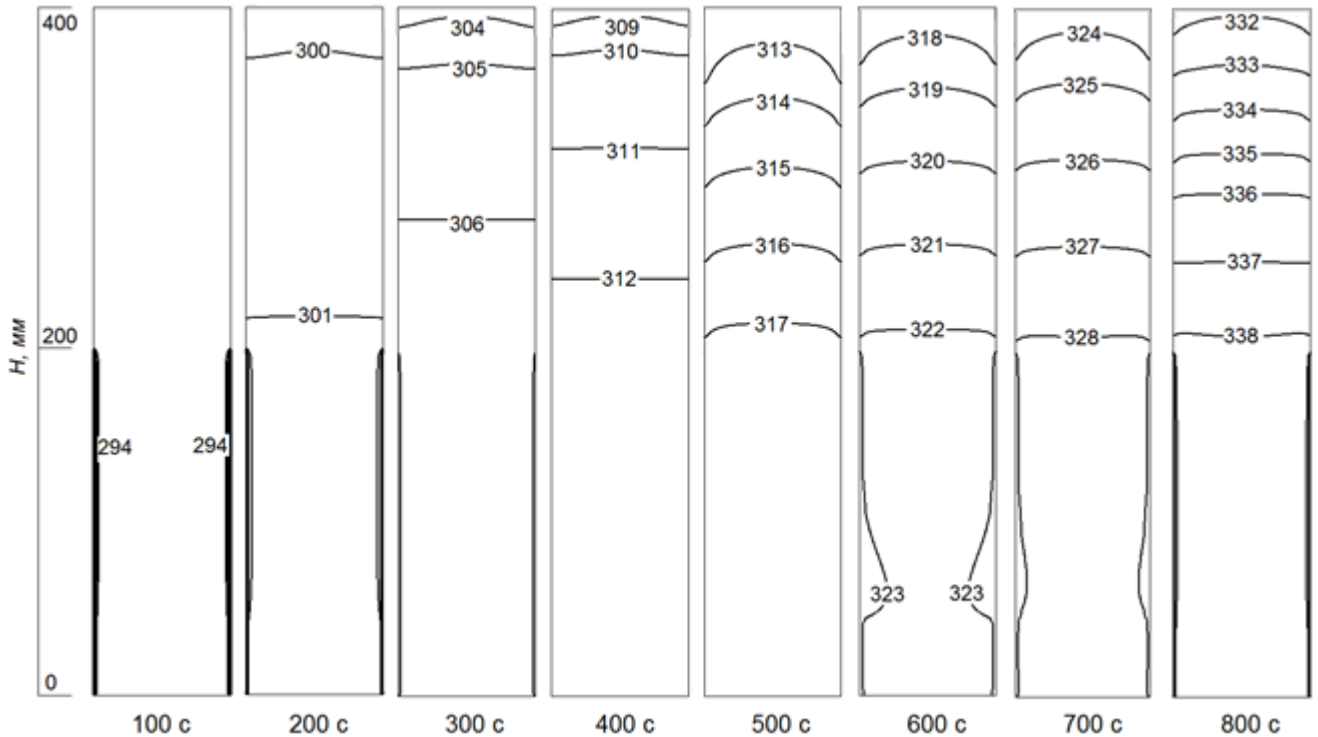


Рисунок 4.4 – Линии постоянных температур в термосифоне в зависимости от времени при плотности теплового потока 336 Вт/м^2 и толщине пленки жидкости на нижней крышке $\delta=40 \text{ мм}$

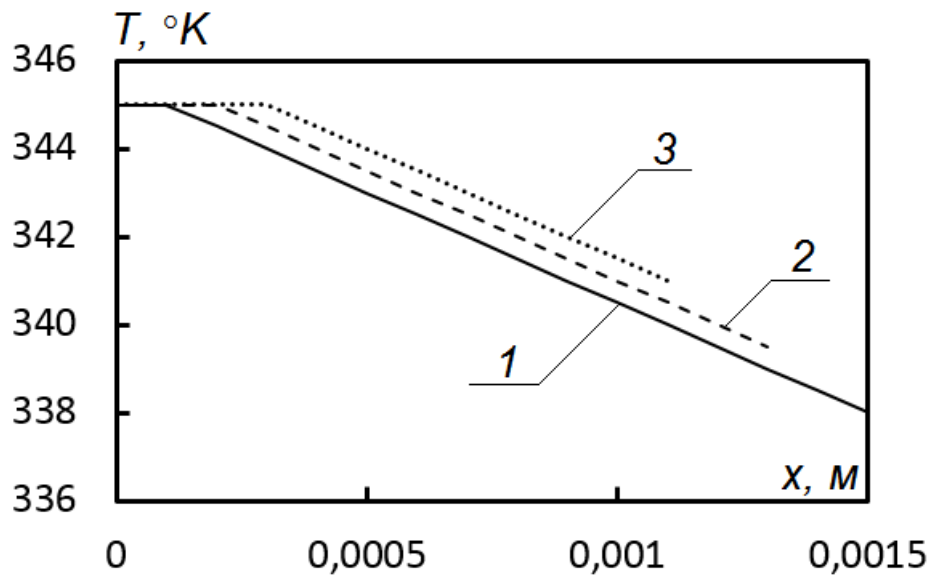


Рисунок 4.5 – Распределение температуры стекающей пленки конденсата по поперечной координате на высоте: 1 – $y=180 \text{ мм}$; 2 – $y=140 \text{ мм}$; 3 – $y=100 \text{ мм}$ при $\delta=40 \text{ мм}$

На рисунке 4.6 приведены распределения температур в исследуемом устройстве в зависимости от времени при толщине пленки жидкости 60 мм. Видно, что при $\tau=800$ перепад T значительно ниже, чем в рассматриваемых случаях при меньших δ . Так, при $\tau=700-800$ ΔT изменяется в диапазоне от 4 до 3 °К, соответственно. При этом температура поверхности аккумуляторной батареи с системой обеспечения теплового режима на базе термосифона составляет 330 °К. Что говорит об эффективной работе замкнутого двухфазного термосифона в заданных условиях.

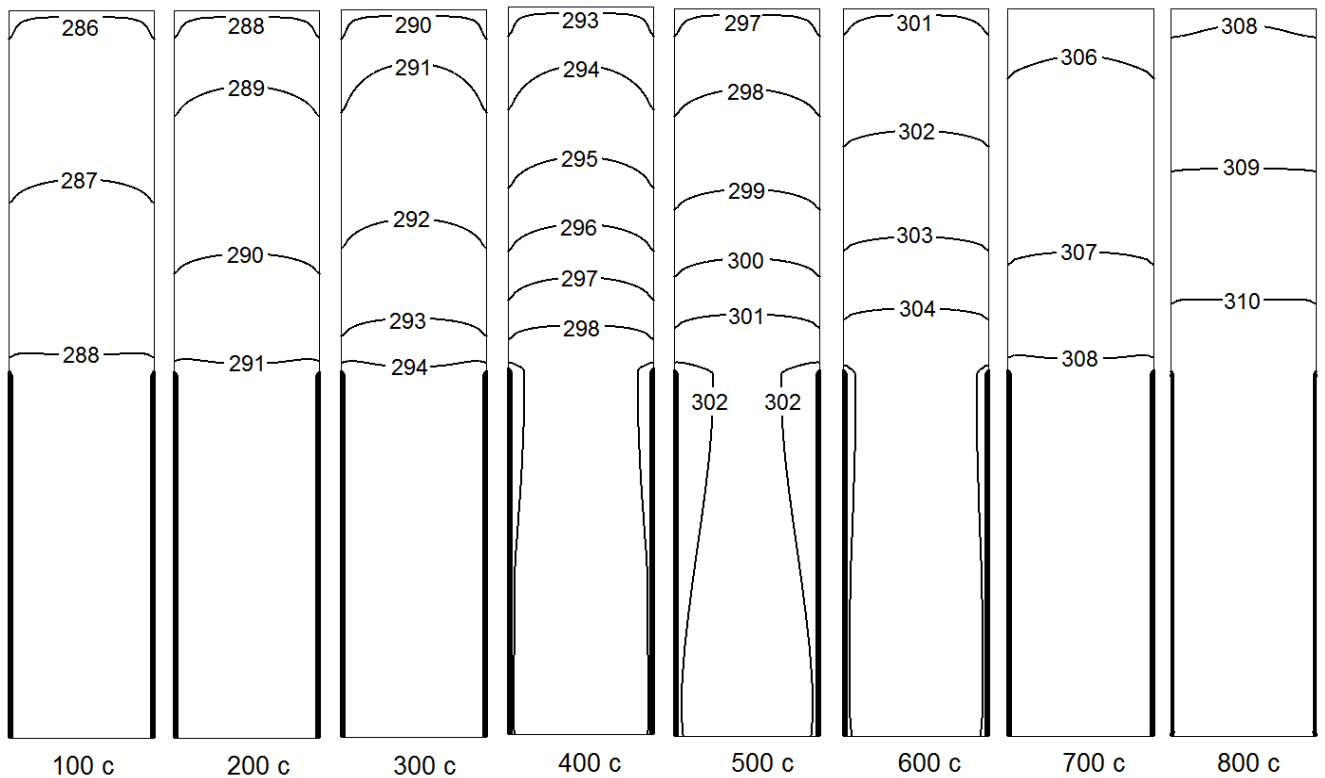


Рисунок 4.6 – Линии постоянных температур в термосифоне в зависимости от времени при плотности теплового потока 336 Вт/м^2 и толщине пленки жидкости на нижней крышке $\delta=60 \text{ мм}$

Анализ распределений температур (рисунок 4.7) показывает, что в случае увеличения толщины начального слоя теплоносителя ($\delta=60 \text{ мм}$) до значений, обеспечивающих безаварийную работу термосифона, толщина стекающей пленки конденсата в рассматриваемых сечениях изменяется незначительно.

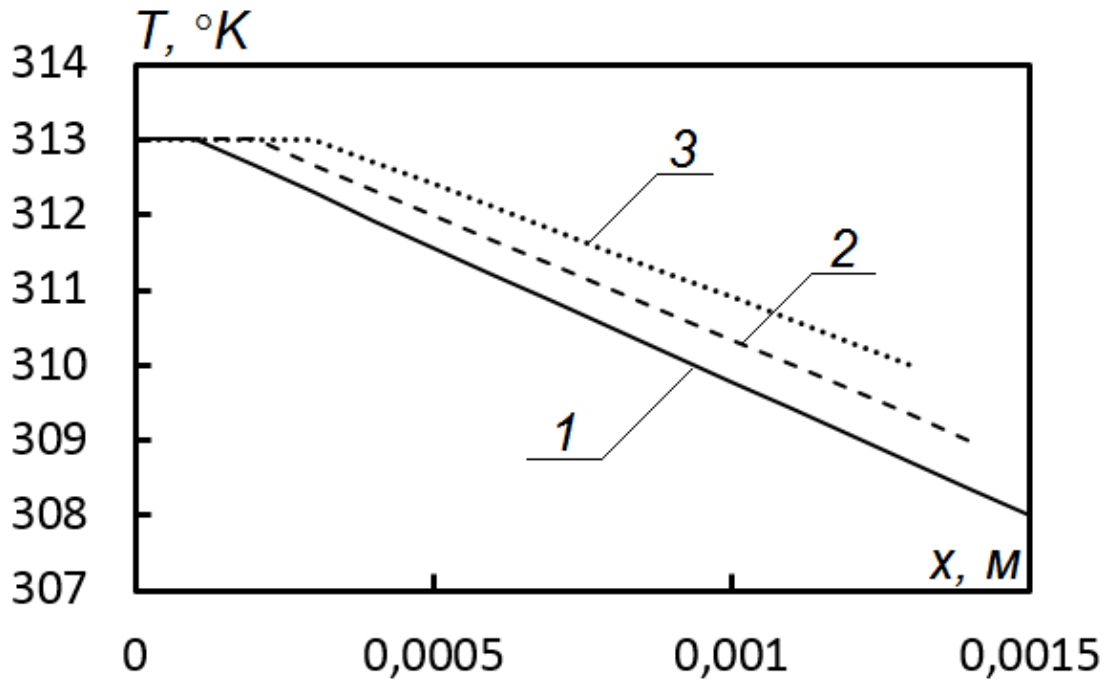


Рисунок 4.7 – Распределение температуры стекающей пленки конденсата по поперечной координате на высоте: 1 – $y=180$ мм; 2 – $y=140$ мм; 3 – $y=100$ мм при $\delta=60$ мм

4.3 Температуры поверхности аккумуляторной батареи при использовании замкнутого двухфазного термосифона в качестве основного элемента системы обеспечения теплового режима

Для данного типа батарей критический ток равен > 50 А. Исходя из этого представляет интерес численное исследование распределений температур в исследуемой области при нерегламентных нагрузках. Приняты следующие варианты токов нагрузки: 50 А, 60 А, 70 А. В практике эксплуатации аккумуляторных батарей воздушных судов такие режимы работы возможны при совокупности нескольких факторов (например, ухудшение параметров электрической цепи и запуск вспомогательной силовой установки) [4; 3].

На рисунке 4.8 приведена зависимость температуры поверхности аккумуляторной батареи от времени при вариантах плотности теплового потока, соответствующих нерегламентному току нагрузки и работе системы обеспечения

теплового режима АБ на базе термосифона. Коэффициент теплоотдачи на верхней крышке $9 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$.

Видно, что при плотности теплового потока в диапазоне от 201 Вт/м^2 до 529 Вт/м^2 (соответствует диапазону токовой нагрузки $50\text{-}70 \text{ А}$) температура поверхности корпуса аккумуляторной батареи поднимается практически до номинальной и составляет $322 \text{ }^\circ\text{К}$

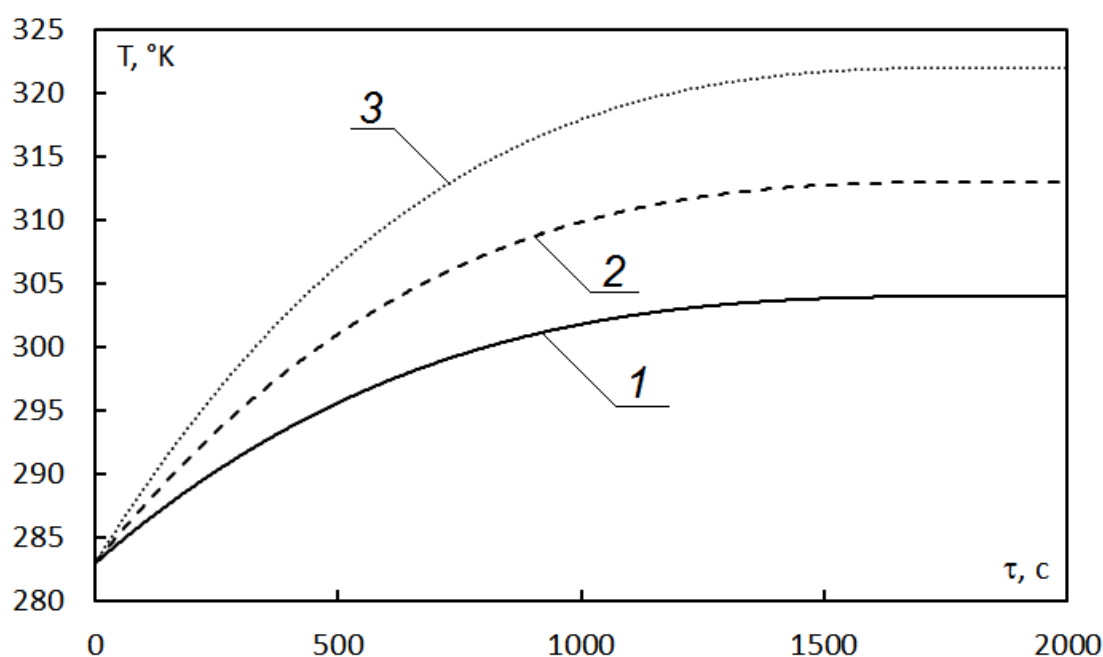


Рисунок 4.8 – Зависимость температуры поверхности аккумуляторной батареи от времени при различной плотности теплового потока.

1 – 201 Вт/м^2 ; 2 – 336 Вт/м^2 ; 3 – 529 Вт/м^2

Исходя из полученных результатов, можно сделать вывод, что для обеспечения регламентного теплового режима аккумуляторных батарей при критических токах нагрузки необходимы условия, обеспечивающие интенсификацию процесса теплопереноса в замкнутом двухфазном термосифоне. Такими условиями могут быть: применение рабочей жидкости с меньшей температурой кипения, чем у воды; увеличение интенсивности теплоотвода с верхней крышки исследуемого устройства.

4.4 Анализ влияния условий теплообмена на верхней крышке замкнутого двухфазного термосифона на эффективность охлаждения аккумуляторной батареи

Для исследования влияния условий теплообмена на температуру корпуса и электролита батареи рассмотрены следующие значения коэффициента теплоотдачи на верхней крышке ТС: $9 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$; $12 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$; $15 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$. Плотности теплового потока на границе $x = L$, $0 \leq y \leq h_{\text{исп}}$ (рисунок 4.1) составляли 201 Вт/м^2 , 336 Вт/м^2 , 529 Вт/м^2 и соответствовали токовым нагрузкам 50 А , 60 А , 70 А . Толщина пленки жидкости на нижней крышке 60 мм .

Из полученных распределений температур видно, что при $q_h=201 \text{ Вт/м}^2$ (рисунок 4.9) и коэффициенте теплоотдачи $9 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$ (кривая 1) перепад T между нижней и верхней крышками исследуемого теплообменного устройства составляет около $4 \text{ }^\circ\text{К}$. При интенсификации отвода тепловой энергии на верхней крышке термосифона в диапазоне от $12 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$ (кривая 2) до $15 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$ (кривая 3) ΔT в термосифоне увеличивается и составляет $5,6 \text{ }^\circ\text{К}$ и $7,2 \text{ }^\circ\text{К}$.

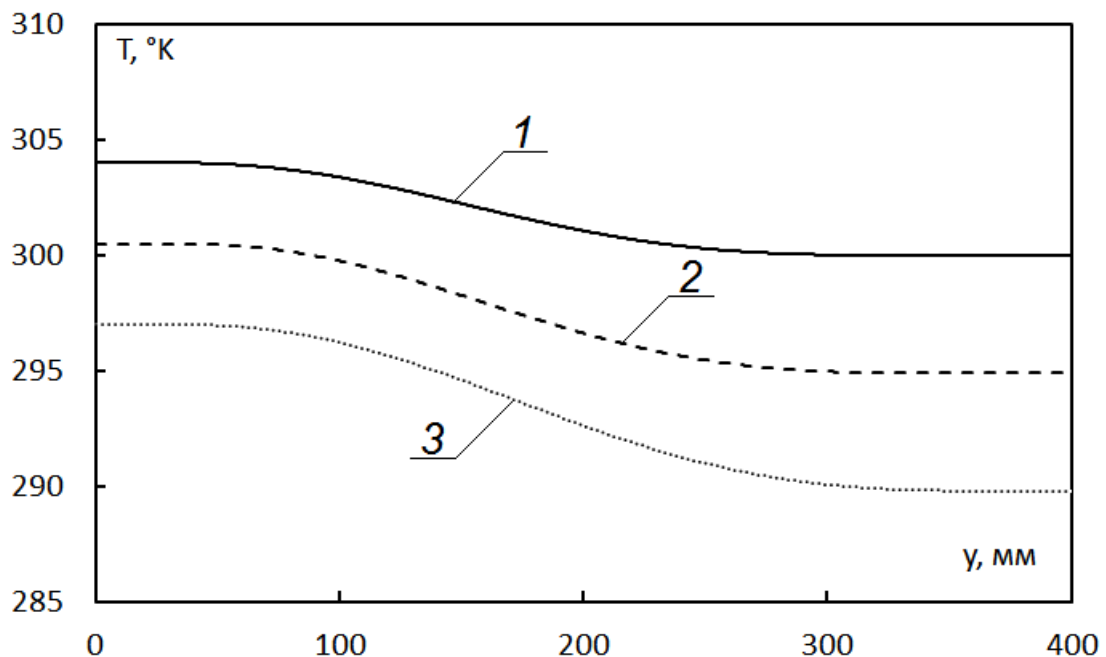


Рисунок 4.9 – Распределения температур по паровому каналу на оси симметрии термосифона. $q_h=201 \text{ Вт/м}^2$. 1 – $\alpha=9 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$; 2 – $\alpha=12 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$; 3 – $\alpha=15 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$

Из рисунка 4.10 видно, что при охлаждении аккумуляторной батареи термосифоном, работающим в режиме естественной конвекции на верхней границе верхней крышки ($\alpha=9 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$) температура электролита составляет 310°К .

Интенсификация теплоотвода (рисунок 4.10) с верхней границы ТС ($\alpha=12 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$) приводит к снижению T как корпуса аккумуляторной батареи, так и ее электролита ($306,5^\circ\text{К}$). При коэффициенте теплоотдачи на внешней поверхности верхней крышки термосифона $15 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$ температура электролита равна 303°К .

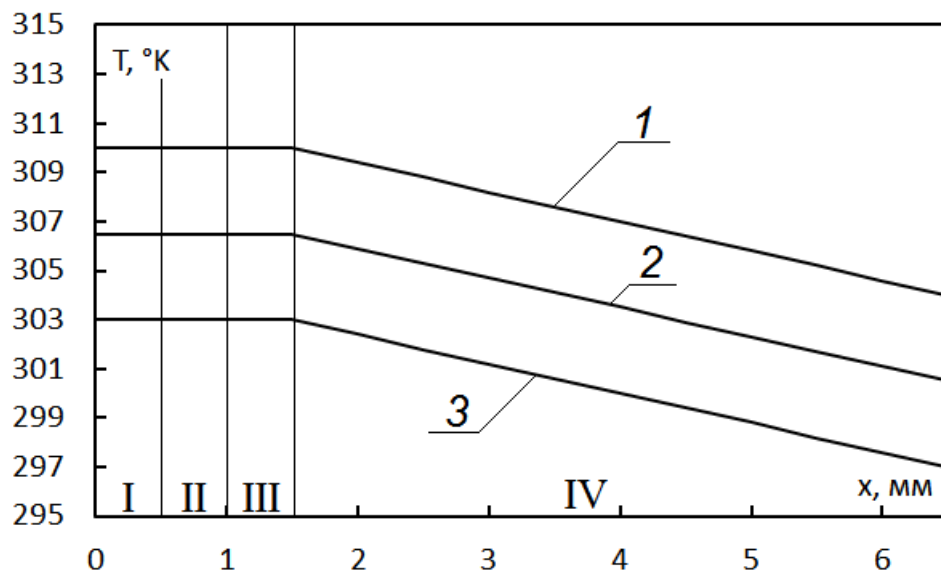


Рисунок 4.10 – Распределение температуры по направлению x аккумуляторной батареи при токе нагрузки 50 А и различных условиях теплоотдачи на верхней крышке термосифона.

1 – $\alpha=9 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$; 2 – $\alpha=12 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$; 3 – $\alpha=15 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$.

I –алюминиевая пластина, II – электролит, III – медная пластина, IV – стенка корпуса

На рисунке 4.11 видно, что увеличение плотности теплового потока до $q_h=336 \text{ Вт/м}^2$ приводит к снижению ΔT примерно на 1°К . Так, при значении коэффициента теплоотдачи на верхней крышке $9 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$ перепад температур составляет 3°К , а при $\alpha=12 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$ и $15 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$ – $4,3^\circ\text{К}$, $5,6^\circ\text{К}$, соответственно.

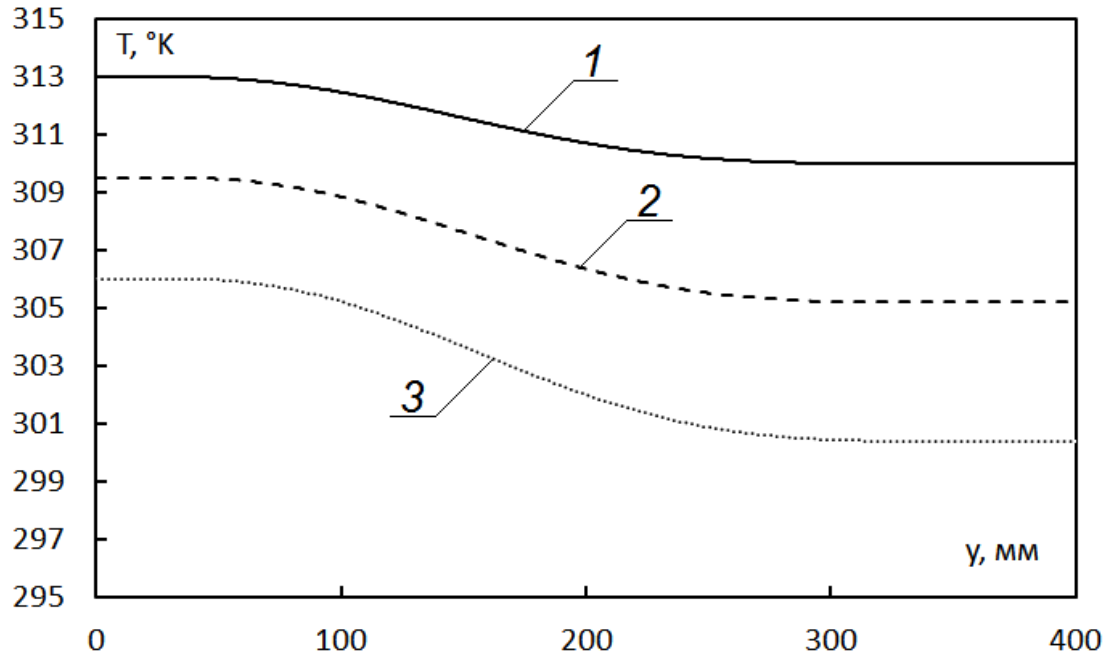


Рисунок 4.11 – Распределения температур по паровому каналу на оси симметрии термосифона. $q_h=336 \text{ Вт/м}^2$.

$$1-\alpha=9 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}; 2-\alpha=12 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}; 3-\alpha=15 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$$

Из рисунка 4.12 видно, что снижение ΔT в паровом канале замкнутого двухфазного термосифона не приводит к значительным изменениям распределений температур в элементах аккумуляторной батареи. При этом значения T всех элементов четырехслойной системы «алюминиевая пластина – электролит – медная пластина – стенка корпуса» находятся ниже критических температур для данного типа батарей.

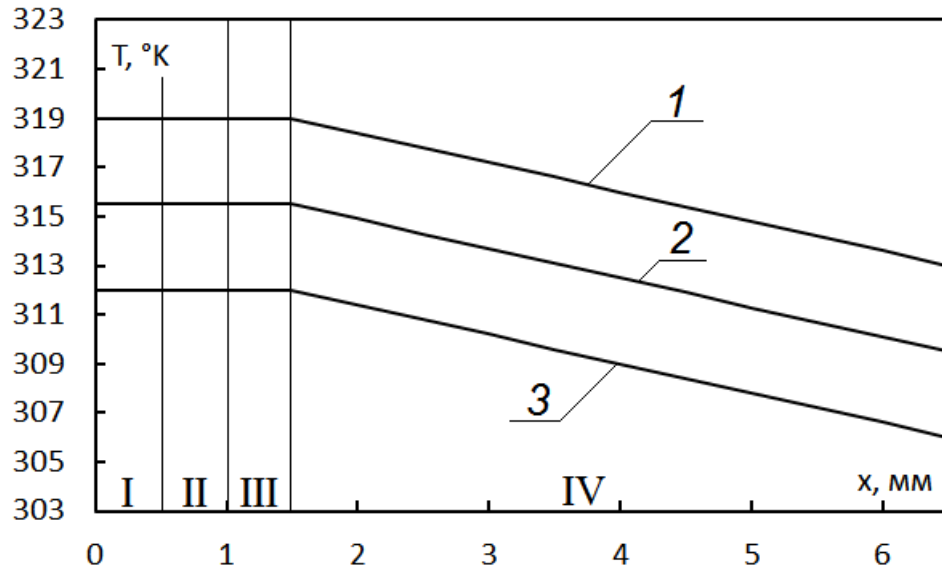


Рисунок 4.12 – Распределение температуры по направлению x аккумуляторной батареи при токе нагрузки 60 А и различных условиях теплоотдачи на верхней крышке термосифона.

$$1 - \alpha = 9 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}; 2 - \alpha = 12 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}; 3 - \alpha = 15 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

I – алюминиевая пластина, II – электролит, III – медная пластина, IV – стенка корпуса

Анализ зависимостей рисунка 4.13 показывает, что перепад температуры по высоте исследуемого устройства при $q_h = 529 \text{ Вт/м}^2$ (соответствует критической токовой нагрузке аккумуляторной батареи LVP65 70 А), равен 2 °К. Увеличение коэффициента теплоотдачи на верхней крышке термосифона приводит к увеличению ΔT . При $\alpha = 12 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ перепад температур составляет 3 °К и при $\alpha = 15 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ – 4 °К. При этом температура поверхности аккумуляторной батареи не превышает критические значения при условии относительно интенсивного теплообмена на верхней крышке ТС.

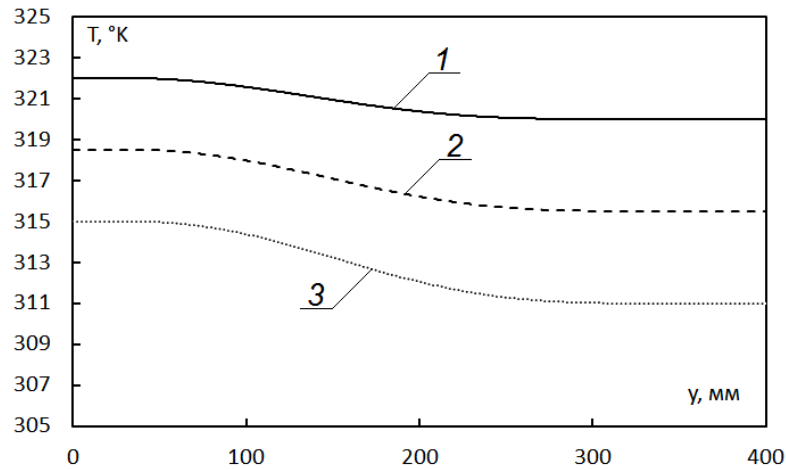


Рисунок 4.13 – Распределения температур по паровому каналу на оси симметрии термосифона при $q_h=529 \text{ Вт/м}^2$.

1 – $\alpha=9 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$; 2 – $\alpha=12 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$; 3 – $\alpha=15 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$

Анализа распределений температур на рисунках 4.10, 4.12, 4.14 позволяет сделать вывод о том, что при проектировании системы обеспечения теплового режима энергонасыщенных источников энергии необходимо учитывать не только температуру поверхности аккумуляторной батареи, но и увеличение ее от внешней границы корпуса к пластинам и электролиту.

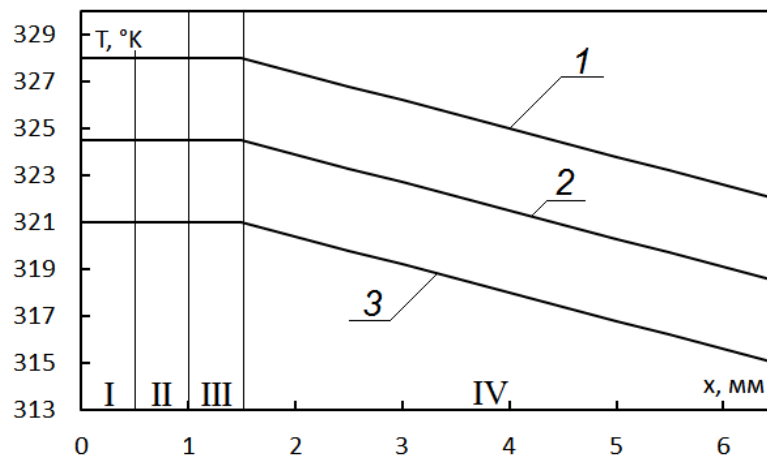


Рисунок 4.14 – Распределение температуры по направлению x аккумуляторной батареи при токе нагрузки 70 А и различных условиях теплоотдачи на верхней крышке термосифона. 1 – $\alpha=9 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$; 2 – $\alpha=12 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$; 3 – $\alpha=15 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$.

I – алюминиевая пластина, II – электролит, III – медная пластина, IV – стенка корпуса

4.5 Рекомендации по применению термосифонов в качестве основного элемента системы обеспечения теплового режима аккумуляторных батарей авиационного оборудования

Анализ и обобщение результатов выполненных исследований (п. 3.1–3.6) и (п.4.1–4.4) позволили сформулировать следующие рекомендации по применению замкнутых двухфазных термосифонов в качестве основного элемента системы обеспечения теплового режима литий-ионных аккумуляторных батарей воздушных судов:

1. Анализ конструкции типичной литий-ионной аккумуляторной батареи (LVP65) показал, что для максимального отвода выделяемого тепла ($201 - 529 \text{ Вт/м}^2$) при токовой нагрузке выше номинальной ($> 60 \text{ А}$) можно использовать термосифон прямоугольного поперечного сечения с геометрическими размерами $400 \times 132 \times 30 \text{ мм}$, (соответствуют характерным размерам элементов аккумулятора) (рисунок 4.1).

2. Для уменьшения вероятности возникновения теплового разгона источников питания необходимы условия, обеспечивающие покрытие поверхности нагрева стекающей пленкой конденсата без осушения (толщина слоя жидкости 60 мм). При этом условии снижается риск развития кризиса теплоотдачи в зоне испарения с последующим ростом температуры аккумулятора.

3. На основании выполненных численных исследований влияния свойств хладагента на характеристики теплопереноса в замкнутом двухфазном термосифоне можно рекомендовать использование в качестве рабочей жидкости воду.

4. В результате численного анализа установлено, что для поддержания регламентной температуры аккумуляторных батарей ($60 \text{ }^\circ\text{C}$) необходимо создание условий устойчивого теплоотвода с внешней поверхности зоны конденсации, соответствующие коэффициентам теплоотдачи $9 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ и более.

5. Можно рекомендовать применение полученных распределений (рисунки 3.5-3.17, 4.2-4.14) для анализа основных функций цели (температуры, тепловые

потоки) в зависимости от значимых факторов (подводимые тепловые потоки, условия теплоотвода на верхней крышке, тип хладагента, размеры парового канала, условия движения пленки конденсата, толщина слоя хладагента на нижней крышке).

Подводя итог выполненным исследованиям можно отметить, что основные результаты, выводы и защищаемые положения могут быть использованы не только при создании систем обеспечения теплового режима литий-ионных аккумуляторных батарей воздушных судов. Батареи такого типа являются, по мнению многих экспертов, чрезвычайно перспективными источниками энергии для электромобилей [164; 165], а также для хранилищ электрической энергии [166; 167]. Достаточно очевидно, что работа любых ЛИАБ может проходить в условиях перегрузок, также неизбежен их физический износ, приводящий к изменению многих характеристик таких батарей. В большинстве случаев влияние факторов перегрузки и старения должно приводить к дополнительному тепловыделению и росту температур всех элементов конструкции таких аккумуляторных батарей. Поэтому и в электромобилях, и в литий-ионных хранилищах электроэнергии целесообразно использование автономных систем обеспечения теплового режима, обеспечивающих отвод избыточной теплоты от поверхности корпуса ЛИАБ. Также системы будут по существу средствами противоаварийной и противопожарной защиты. При их создании могут быть использованы термосифоны, а при выборе конструкции и конструктивных параметров модели и подходы, разработанные при работе над диссертацией.

Выполненные при работе над диссертацией численные исследования показали, что выбор параметров и условий работы замкнутых двухфазных термосифонов как основного средства отвода теплоты от энергонасыщенного оборудования (не только авиационного) возможен только при системных экспериментальных исследованиях в конкретных условиях их работы или по результатам математического моделирования гидродинамических и теплофизических процессов, протекающих в ТС и на их поверхностях теплообмена, в рамках математических моделей, аналогичных использованной в

данной диссертации. Анализ и обобщение полученных результатов показал, что с одной стороны термосифон, безусловно, является очень простым техническим устройством, механизм работы которого легко понять, но с другой стороны, эффективность работы ТС (даже самого простого) зависит от большого числа факторов (более 15). Экспериментальные исследования в таком многомерном факторном пространстве с целью выбора диапазонов изменения каждого фактора, соответствующих условиям эффективной работы исследуемого устройства, практически невозможно. Поэтому можно сделать вывод, что в настоящее время основным инструментом выполнения опытно-конструкторских работ по созданию систем обеспечения теплового режима с использованием термосифонов может быть только математическое моделирование в рамках моделей высокой степени сложности.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Сформулирована математическая модель, разработан и проверен новый подход к обеспечению регламентного теплового режима энергоемких аккумуляторных батарей при высоких токовых (более 50 А) и, соответственно, тепловых нагрузках (более 200 Вт/м²) с использованием системы обеспечения теплового режима на основе замкнутых двухфазных термосифонов. Проведена проверка адекватности и работоспособности выбранного метода решения путем решения тестовых задач и сравнения с известными экспериментальными данными.

2. Впервые проведено численное моделирование теплопереноса в двухфазном термосифоне прямоугольного поперечного сечения и теплопереноса в литий-ионной аккумуляторной батарее при омическом нагреве с использованием программных пакетов ANSYS Fluent и ANSYS Thermal Electric с целью анализа процессов отвода теплоты при достаточно высоких токовых нагрузках (более 50 А). В результате численного исследования получены распределения температур (также линии тока и векторы скорости), отражающие влияние плотности теплового потока на тепловой режим системы «аккумуляторная батарея – термосифон» и обосновывающие эффективность использования предложенного в диссертации нового подхода при тепловых потоках до 550 Вт/м².

3. Проведено численное моделирование процесса теплопереноса при различных коэффициентах заполнения хладагентом замкнутого двухфазного термосифона, по результатам которого установлены распределения температур в исследуемой области и определены характерные температуры источника тепловыделения (аккумуляторной батареи). Выявлено, что при критической токовой нагрузке на аккумуляторную батарею 60 А и в диапазоне изменения толщины пленки жидкости на нижней крышке от 20 до 40 мм, наступает кризис теплоотдачи, температура поверхности аккумуляторной батареи поднимается выше предельно допустимой (333 °К). При увеличении толщины слоя хладагента

на нижней крышке до 60 мм температура источника тепловыделения не поднимается выше регламентных (не превышает 310 °К).

4. Проведен численный анализ влияния свойств теплоносителя на распределения температур в замкнутом двухфазном термосифоне. Математическое моделирование выполнено в диапазоне критических тепловых потоков от 200 Вт/м² до 550 Вт/м² для аккумуляторных батарей и с хладагентами: вода; метанол; ацетон; фреон-113, температура кипения, которых соответствует допустимой для литий-ионных АБ. В результате параметрического анализа установлено, что во всем диапазоне плотности теплового потока на нижней крышке температура литий-ионной аккумуляторной батареи не превышает регламентных значений для этого типа батарей и находится в диапазоне от 299 °К до 319 °К.

5. По результатам численного моделирования влияния условий теплообмена на верхней крышке замкнутого двухфазного термосифона на тепловой режим литий-ионной аккумуляторной батареи установлено, что при интенсификации теплоотвода с внешней поверхности верхней крышки термосифона в диапазоне изменения коэффициентов теплоотдачи от 9 Вт/м²·К до 15 Вт/м²·К температура аккумуляторной батареи находится ниже критических даже при высоких токовых нагрузках (от 50 А до 70 А) и составляет от 308 °К до 315 °К.

6. Сформулированные в настоящей работе результаты и выводы могут быть использованы при определении условий, необходимых и достаточных для создания систем обеспечения теплового режима энергонасыщенных (при токах нагрузки до 70 А) аккумуляторных батарей различного назначения на базе замкнутых двухфазных термосифонов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Winslow, K.M. A review on the growing concern and potential management strategies of waste lithium-ion batteries / K.M. Winslow, S.J. Laux, T.G. Townsend // *Resources, Conservation and Recycling*, – 2018. – Vol. 129, – P. 263-277.
2. Tanim, T.R. Fast charge implications: Pack and cell analysis and comparison / T.R. Tanim, M.G. Shirk, R.L. Bewley, E.J. Dufek, B.Y. Liaw // *Journal of Power Sources*, – 2018. – Vol. 381, – P. 56-65.
3. Ребров, С.Г. Исследования литий-ионных аккумуляторов космического назначения на пожаровзрывобезопасность / С.Г. Ребров, С.В. Янчур, В.С. Мансуров, С.А. Московкин // «Труды МАИ», – 2014. – № 72.
4. Теньковцев, В.В. Основы теории эксплуатации герметичных НК аккумуляторов / В.В. Теньковцев, Б.И. Центнер. – Л. : Энергоатомиздат, – 1985. – 96 с.
5. Хрусталёв, Д.А. Аккумуляторы / Д.А. Хрусталёв. – М. : Изумруд, – 2003. – 183–186 с.
6. Finegan, D.P. Characterising thermal runaway within lithium-ion cells by inducing and monitoring internal short circuits / D.P. Finegan, E. Darcy, M. Keyser, etc. // *Energy and Environmental Science*, – 2017. – Vol. 10 (6), – P. 1377-1388.
7. Tao Song Airworthiness considerations of supply chain management from Boeing 787 Dreamliner battery issue / Tao Song, Yan LI, Jiashan Song, Zhao Zhang // *Procedia Engineering*, – 2014. – Vol. 80 – P. 628–637.
8. Slayton, R. Radical innovation in scaling up: Boeing's Dreamliner and the challenge of socio-technical transitions / R. Slayton, G. Spinardi // *Technovation*, – 2016. – Vol. 47. – P. 47-58.
9. North, D.M. Safety standdown shows business aviation leadership / D.M. North // *Aviation Week & Space Technology*, – 2003. Vol. 159, № 19. С. 74.
10. Guy Norris Boeing Reveals 787 Battery Fix Details / Guy Norris // *Aviation Week & Space Technology*, – 2013, March 18.

11. Слабоспицкий, Р.П. Анализ перспективных систем охлаждения аккумуляторных батарей / Р.П. Слабоспицкий, М.А. Хажмурадов, В.П. Лукьянова // Радиоэлектроника и информатика, – 2013. № 2. С. 8-12.
12. Tran, T. H. Experimental investigation on heat pipe cooling for Hybrid Electric Vehicle and Electric Vehicle lithium-ion battery / T.H. Tran, S. Harmand, B. Sahut // Journal of Power Sources, – 2014. – Vol. 265. – P. 262–272.
13. Tran, T. H. Experimental investigation on the feasibility of heat pipe cooling for HEV/EV lithium-ion battery / T.H. Tran, S. Harmand, B. Desmet, et al. // Applied Thermal Engineering, – 2014. – Vol. 63(2). – P. 551–558.
14. Rao, Z. Experimental study of an OHP-cooled thermal management system for electric vehicle power battery / Z. Rao, Y. Huo, X. Liu // Experimental Thermal and Fluid Science, – 2014. – Vol. 57. – P. 20–26.
15. Putra, N. Experimental investigation on performance of lithium-ion battery thermal management system using flat plate loop heat pipe for electric vehicle application / N. Putra, B. Ariantara, R.A. Pamungkas // Applied Thermal Engineering, – 2016. – Vol. 99. – P. 784–789.
16. Nelson, P. Modeling thermal management of lithium-ion PNGV batteries / P. Nelson, D. Dees, K. Amine, et al. // Journal of Power Sources, – 2002. – Vol. 110(2). – P. 349–356.
17. Smith, J. Energy savings and increased electric vehicle range through improved battery thermal management / J. Smith, M. Hinterberger, C. Schneider, et al. // Applied Thermal Engineering, – 2016. – Vol. 101. – P. 647–656.
18. Smith, J. Simulative method for determining the optimal operating conditions for a cooling plate for lithium-ion battery cell modules / J. Smith, M. Hinterberger, P. Hable, et al. // Journal of Power Sources, – 2014. – Vol. 267. – P. 784–792.
19. Chen, D. Comparison of different cooling methods for lithium ion battery cells / D. Chen, J. Jiang, G.H. Kim, et al. // Applied Thermal Engineering, – 2016. – Vol. 94. – P. 846–854.

20. van Gils, R.W. Battery thermal management by boiling heat-transfer / van R.W. Gils, D. Danilov, P.H.L. Notten, et al. // *Energy Conversion and Management*, – 2014. – Vol. 79. – P. 9–17.
21. Kizilel, R. An alternative cooling system to enhance the safety of Li-ion battery packs / R. Kizilel, R. Sabbah, J.R. Selman, et al. // *Journal of Power Sources*, – 2009. – Vol. 194(2). – P. 1105–1112.
22. Coleman, B. Reducing cell-to-cell spacing for large-format lithium ion battery modules with aluminum or PCM heat sinks under failure conditions / B. Coleman, J. Ostanek, J. Heinzl // *Applied Energy*, – 2016. – Vol. 180. – P. 14–26.
23. Zhao, R. An experimental study of lithium ion battery thermal management using flexible hydrogel films / R. Zhao, S. Zhang, J. Gu, et al // *Journal of Power Sources*, – 2014. – Vol. 255. – P. 29–36.
24. Лизунов, С.Д. Силовые трансформаторы. Справочная книга / С.Д. Лизунов, А.К. Лоханин. – Энергоиздат. – 2004. – 616 с.
25. Голунов, А.М. Охлаждающие устройства масляных трансформаторов / А.М. Голунов. – М. – Л. : Энергия. – 1964. – 152 с.
26. Киш, Л. Нагрев и охлаждение трансформаторов / Л. Киш. Под ред. Е. Г. Тарле. – М. : – Энергия, – 1980. – 180 с.
27. Oliveira, J.L.G. Passive aircraft cooling systems for variable thermal conditions / J.L.G. Oliveira, C. Tecchio, K.V. Paiva, M.B.N. Mantelli, R. Gandolfi, L.G.S. Ribeiro // *Applied Thermal Engineering*, – 2015. V. 79. P. 88-97.
28. Безродный, М.К. Процессы переноса в двухфазных термосифонных системах / М.К. Безродный, И.Л. Пиоро, Т.О. Костюк. – Киев. – 2005. – 704 с.
29. Васильев, Л.Л. Горизонтальные пародинамические термосифоны / Л.Л. Васильев, А.С. Журавлёв, А.В. Шаповалов, А.В. Родин // В сборнике: Труды Шестой Российской национальной конференции по теплообмену Москва, – 2014. – С. 676–679.
30. Nicheм, F. An experimental and theoretical investigation of the transient behavior of a two-phase closed thermosiphon / F. Nicheм, J. Jean Loui // *Applied Thermal Engineering*, – 2003. – Vol. 23. – P. 1895–1912.

31. Farsi, H. Experimental and theoretical analysis of the behavior of a two-phase closed thermosyphon in transient regimes Response to requests of a chemical reactor. Ph.D. theses , Paul Sabatier University, Toulouse, France, – 2002.
32. Ong, K.S. Experimental investigation on the hysteresis effect in vertical two-phase closed thermosyphons / K.S. Ong, M.D. Haider, E. Alalh // Applied Thermal Engineering, – 1999. – Vol. 19. – P. 399–408.
33. Jouhara, H. Experimental investigation of small diameter two-phase closed thermosyphons charged with water, FC-84, FC-77 and FC-3283 / H. Jouhara, A.J. Robinson // Applied Thermal Engineering, – 2010. – Vol. 30. – P. 201–211.
34. Khazaei, I. Experimental investigation of effective parameters and correlation of geyser boiling in a two-phase closed thermosiphon / I. Khazaei, R. Hosseini, S.H. Noie // Applied Thermal Engineering, – 2010. – Vol. 30. – P. 406–412.
35. Sen, M. Experimental investigation of a two-phase closed thermosyphon solar water heater / M. Sen, H. Esen // Solar Energy, – 2005. – Vol. 79. – P. 459–468.
36. Annamalai, A.S. Experimental investigation and computational fluid dynamics analysis of an air cooled condenser heat pipe / A.S. Annamalai, Ramalingam // Thermal Science, – 2011. – Vol. 15. – P. 759–772.
37. Alizadehdakhel, A. CFD modeling of flow and heat transfer in a thermosiphon / A. Alizadehdakhel, Masoud Rahimi, Ammar Abdulaziz Alsairafi // International Communications in Heat and Mass Transfer, – 2000. – Vol. 37, № 3. – P. 312–318.
38. Jiao, B. Investigation on the effect of filling ratio on the steady-state heat transfer performance of a vertical two-phase closed thermosiphon / B. Jiao, L.M. Qiu, X.B. Zhang, Y. Zhang // Applied Thermal Engineering, – 2008. – Vol. 28. – P. 1417–1426.
39. Lin, Z. Simulation of a miniature oscillating heat pipe in bottom heating mode using CFD with unsteady modeling / Z. Lin, S. Wang, R. Shirakashi, L. Winston, Y. Zhang // International Journal of Heat and Mass Transfer, – 2013. – Vol. 57. – P. 642–656.

40. Fadhl, B. Numerical modelling of the temperature distribution in a two-phase closed thermosiphon / B. Fadhl, L.C. Wrobel, H. Jouhara // *Applied Thermal Engineering*, – 2013. – Vol. 60. – P. 122–131.
41. Chen, S.J. Reflux condensation in a two-phase closed thermosiphon / S.J. Chen, J.G. Reed, C.L. Tien // *International Journal of Heat and Mass Transfer*, – 1984. – Vol. 27, № 9. – P. 1587–1594.
42. Hussein, H.M.S. Transient investigation of a two phase closed thermosyphon flat plate solar water heater / H.M.S. Hussein // *Energy Conversion and Management*, – 2002. № 43. – P. 2479–2492.
43. Blangetti, F. Influence of mass transfer on the momentum transfer in condensation and evaporation phenomena / F. Blangetti, M.K. Nanshki // *International Journal of Heat and Mass Transfer*, – 1980. – Vol. 23, № 12. – P. 1694–1695.
44. 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.
45. 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. – P. 898–904.
46. Kuznetsov, G.V. Numerical analysis of convective heat transfer in a closed two-phase thermosiphon / G.V. Kuznetsov, M.A. Al-Ani, M.A. Sheremet // *Journal of Engineering Thermophysics*, – 2011. – P. 201–210.
47. Kuznetsov, G.V. Conjugate natural convection in an enclosure with a heat source of constant heat transfer rate / G.V. Kuznetsov, M.A. Sheremet // *International Journal of Heat and Mass Transfer*, – 2011. Vol. 54, Issue 1-3. – P. 260–268.
48. Kuznetsov, G.V. Two-dimensional problem of natural convection in a rectangular domain with local heating and heat-conducting boundaries of finite thickness / G.V. Kuznetsov, M.A. Sheremet // *Fluid Dynamics*, – 2006. – Vol. 41, Issue 6, November. – P. 881–890.

49. Kuznetsov, G.V. Numerical modeling of heat and mass transfer in a low-temperature heat pipe / G.V. Kuznetsov, A.E. Sitnikov // Инженерно-физический журнал, – 2002. – Т. 75, № 4. – С. 58–64.
50. Helena Chiang Multi-Level Forensic and Functional Analysis of 787 Main/APU Lithium Ion Battery / Helena Chiang, Dennis Grzic, Alvin Wu // Corporate Research Underwriters Laboratories Inc, – 2014, May 28.
51. Ueda, J. Development of Large-sized Lithium-ion Battery for Aviation Applications / J. Ueda, et al. // GS News Technical Report, – 2010. – Vol. 7, No. 1. – P. 14-19.
52. Tobishima, S. Lithium ion cell safety / S. Tobishima, et al. // Journal of Power Sources, – 2000. – Vol. 90. – P. 188–195.
53. Wang, Q. Thermal runaway caused fire and explosion of lithium ion battery / Q. Wang, et al. // Journal of Power Sources, – 2012. – Vol. 208. – P. 210–224.
54. Vetter, J. Ageing mechanisms in lithium-ion batteries / J. Vetter, et al. // Journal of Power Sources, – 2005. – Vol. 147. – P. 269–281.
55. Smart, M.C. Performance characteristics of lithium ion cells at low temperatures / M.C. Smart, et al. // Aerospace and Electronic Systems Magazine, IEEE, – 2003. – Vol. 17, Issue 12.
56. Zhang, S.S. Study of the charging process of a LiCoO₂-based Li-ion battery / S.S. Zhang, et al. // Journal of Power Sources, – 2006. – Vol. 160, Issue 2. – P. 1349–1354.
57. Zhang, S.S. Electrochemical impedance study on the low temperature of Li-ion batteries / S.S. Zhang, et al. // Electrochimica Acta, – 2004. – Vol. 49, Issue 7. – P. 1057–1061.
58. Zhang, S.S. The low temperature performance of Li-ion batteries / S.S. Zhang, et al. // Journal of Power Sources, – 2003. – Vol. 115, Issue 1. – P. 137–140.
59. Ji, Y. Li-Ion Cell Operation at Low Temperatures / Y. Ji, Yancheng Zhang, Chao-Yang Wang // Journal of Electrochemical Society, – 2013. – Vol. 160, Issue 4. – P. A636-A649.
60. Aifantis, K.E. High Energy Density Lithium Batteries / K.E. Aifantis, et al. // Materials, Engineering, Applications, – 2009.

61. Jiang, J. ARC studies of the thermal stability of three different cathode materials: LiCoO_2 ; $\text{Li}[\text{Ni}_{0.1}\text{Co}_{0.8}\text{Mn}_{0.1}]\text{O}_2$; and LiFePO_4 , in LiPF_6 and LiBoB EC/DEC electrolytes / J. Jiang, J.R. Dahn // *Electrochemistry Communications*, – 2004. – Vol. 6. – P. 39-43.
62. Campion, C. Thermal Decomposition of LiPF_6 -Based Electrolytes for Lithium-Ion Batteries / C. Campion, Wentao Li, Brett L. Lucht // *Journal of The Electrochemical Society*, – 2005. – Vol. 152(12). – P. A2327-A2334.
63. Aurbach, D. Design of electrolyte solutions for Li and Li-ion batteries: a review / D. Aurbach, et al. // *Electrochimica Acta*, – 2004. – Vol. 50, Issue 2-3. – P. 247-254.
64. Ahmadou Samba Development of an Advanced Two-Dimensional Thermal Model for Large size Lithium-ion Pouch Cells / Ahmadou Samba, Noshin Omar // *Electrochimica Acta*, – 2014. Vol. 117. – P. 246–254.
65. Pesaran, A.A. Battery thermal models for hybrid vehicle simulations / A.A. Pesaran // *Journal of Power Sources*, – 2002. – Vol. 110 (1). – P. 377-382.
66. Park, C. Dynamic thermal model of Li-Ion battery for predictive behavior in hybrid and fuel cell vehicles / C. Park, A.K. Jaura // *SAE Technical Papers*, – 2003.
67. Леонова, Т. А. Разрядные характеристики литий-ионных аккумуляторов с углеродными электродами / Т.А. Леонова, А.И. Дудник, А.Е. Михеев, И.В. Осипова, Г.Н. Чурилов // *Вестник Сибирского государственного аэрокосмического университета имени академика М. Ф. Решетнева*, – 2012. – № 4 (44). – С. 25-27.
68. Muravyov, S.V. A Computer System: Measurement of Welding Surge Current / S.V. Muravyov, V.N. Borikov, N.M. Natalinova // *Measurement and Control*, – 2009. – Vol. 42, № 2. – P. 44–47.
69. Sievers, M. Thermal modelling of new Li-ion cell design modifications / M. Sievers, U. Sievers, S.S. Mao // *Forschung im Ingenieurwesen*, – 2010. – Vol. 74 (4). – P. 215–231.
70. Botte, G.G. Mathematical modeling of secondary lithium batteries / G.G. Botte, V.R. Subramanian, R.E. White // *Electrochimica Acta*, – 2000. – Vol. 45. – P. 2595–2609.

71. Gu, W. B. Thermal-Electrochemical Modeling of Battery Systems / W.B. Gu, C.Y. Wang // *Journal of The Electrochemical Society*, – 2000. – Vol. 147(8). – P. 2910–2922.
72. Inui, Y. Simulation of temperature distribution in cylindrical and prismatic lithium ion secondary batteries / Y. Inui, Y. Kobayashi, Y. Watanabe, Y. Watase, Y. Kitamura // *Energy Conversion and Management*, – 2007. – Vol. 48(7). – P. 2103–2109.
73. Gualous, H. Supercapacitor Thermal Modeling and Characterization in Transient State for Industrial Applications / H. Gualous, H. Louahlia-gualous, R. Gallay, A. Miraoui // *IEEE Transactions on industry applications*, – 2009. – Vol. 45(3). – P. 1035–1044.
74. Guo, G. Three-dimensional thermal finite element modeling of lithium-ion battery in thermal abuse application / G. Guo, B. Long, B. Cheng, S. Zhou, P. Xu, B. Cao // *Journal of Power Sources*, – 2010. – Vol. 195(8). – P. 2393–2398.
75. Hallaj, S.A. Thermal modeling and design considerations of lithium-ion batteries / S.A. Hallaj, H. Maleki, J.S. Hong, J.R. Selman // *Journal of Power Sources*, – 1999. – P. 1–8.
76. Samba, A. Two-phase thermosyphon loop for cooling outdoor telecommunication equipments / A. Samba, H. Louahlia-Gualous, S. Le Masson, D. Northerhauser // *Applied thermal Engineering*, – 2013. – Vol. 50(1). – P. 1351–1360.
77. Forgez, C. Thermal modeling of a cylindrical LiFePO₄/graphite lithium-ion battery / C. Forgez, D. Vinh Do, G. Friedrich, M. Morcrette, C. Delacourt // *Journal of Power Sources*, – 2010. – Vol. 195(9). – P. 2961–2968.
78. Al Sakka, M. Thermal modeling and heat Management of supercapacitor modules for vehicle applications / M. Al Sakka, H. Gualous, J. Van Mierlo, H. Culcu // *Journal of Power Sources*, – 2009. – Vol. 194(2). – P. 581–587.
79. Al-hallaj, S. Thermal modeling of secondary lithium batteries for electric vehicle/hybrid electric vehicle applications / S. Al-hallaj, J.R. Selman // *Journal of Power Sources*, – 2002. – Vol. 110. – P. 341–348.

80. Thomas, K. Heats of mixing and of entropy in porous insertion electrodes / K. Thomas, J. Newman // *Journal of power sources*, – 2003. – Vol. 119. – P. 844–849.
81. Kim, G.-H. A three-dimensional thermal abuse model for lithium-ion cells / G.-H. Kim, A. Pesaran, R. Spotnitz // *Journal of Power Sources*, – 2007. – Vol. 170(2). – Vol. 476–489.
82. Somasundaram, K. Thermal–electrochemical model for passive thermal management of a spiral-wound lithium-ion battery / K. Somasundaram, E. Birgersson, A. Sadashiv // *Journal of Power Sources*, – 2012. Vol. 203. – P. 84–96.
83. Hamidreza Shabgard Heat pipe heat exchangers and heat sinks: Opportunities, challenges, applications, analysis, and state of the art / Hamidreza Shabgard, Michael J. Allen, Nourouddin Sharifi, Steven P. Benn, Amir Faghri, Theodore L. Bergman // *International Journal of Heat and Mass Transfer*, – 2015. – Vol. 89. – P. 138-158.
84. Chang, Y.W. Heat pipe for cooling of electronic equipment / Y.W. Chang, C.H. Cheng, J.C. Wang, S.L. Chen // *Energy Conversion and Management*, – 2008. – Vol. 49. – P. 3398-3404.
85. Kusuma, M.H. Investigation of the thermal performance of a vertical two-phase closed thermosyphon as a passive cooling system for a nuclear reactor spent fuel storage pool / M.H. Kusuma, N. Putra, A.R. Antariksawan, Susyadi, F.A. Imawan // *Nuclear Engineering and Technology*, – 2017. – Vol. 49. – P. 476-483.
86. Ziapour, B.M. PVT type of the two-phase loop mini tube thermosyphon solar water heater / B.M. Ziapour, M.B. Khalili // *Energy Conversion and Management*, – 2016. – Vol. 129. – P. 54-61.
87. Vasiliev, L.L. Heat pipes in modern heat exchangers / L.L. Vasiliev // *Applied Thermal Engineering*, – 2005. – Vol. 25. – P.1-19.
88. Jafari, D. Two-phase closed thermosyphons: a review of studies and solar applications / D. Jafari, A. Franco, S. Filippeschi, P.D. Marco // *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, – 2016. – Vol. 53. – P. 575-593.

89. Zhang, M. Numerical study on cooling characteristics of two-phase closed thermosyphon embankment in permafrost regions / M. Zhang, Y. Lai, J. Zhang, Z. Sun // *Cold Regions Science and Technology*, – 2011. – Vol. 65. – P. 203-210.
90. 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. – P. 3072-3078.
91. Jouhara, H. Heat pipe based systems - advances and applications / H. Jouhara, A. Chauhan, T. Nannou, S. Almahmoud, B. Delpech, L.C. Wrobel // *Energy*, – 2017. – Vol. 128. – P. 729-754.
92. Siriwardana, J. Potential of air-side economizers for data center cooling: a case study for key Australian cities / J. Siriwardana, S. Jayasekara, S.K. Halgamuge // *Applied Energy*, – 2013. – Vol. 104. – P. 207-219.
93. Ham, S.W. Optimum supply air temperature ranges of various air-side economizers in a modular data center / S.W. Ham, J.S. Park, J.W. Jeong // *Applied Thermal Engineering*, – 2015. – Vol. 77. – P. 163-179.
94. Ding, T. Application of separated heat pipe system in data center cooling / T. Ding, Z. He, H. Tian, Z. Li // *Applied Thermal Engineering*, – 2016. – Vol. 109. – P. 207-216.
95. Shuja, J. Sustainable cloud data centers: a survey of enabling techniques and technologies / J. Shuja, A. Gani, S. Shamshirband, R.W. Ahmad, K. Bilal // *Renew Sustain Energy*, – 2016. – Rev. 62. – P. 195-214.
96. Li, L. Data center power minimization with placement optimization of liquid-cooled servers and free air cooling / L. Li, W. Zheng, X. Wang, X. Wang // *Sustainable Computing: Informatics and Systems*, – 2016. – Vol. 11. – P. 3-15.
97. Zhang, H. Simulation of the thermosyphon free cooling mode in an integrated system of mechanical refrigeration and thermosyphon for data centers / H. Zhang, S. Shao, C. Tian // *Energy Procedia*, – 2015. – Vol. 75. – P. 1458-1463.
98. Ma, Y. Experimental investigation on a novel integrated system of vapor compression and pump-driven two phase loop for energy saving in data centers

- cooling / Y. Ma, G. Ma, S. Zhang, S. Xu // *Energy Conversion and Management*, – 2015. – Vol. 106. – P. 194-200.
99. Li, Z. Performance optimization of separate type heat pipe heat exchanger in plant room with high density of sensible heat load / Z. Li, H. Tian, H. Zhang, X. Liu, Y. Jiang, X. Qian // *Journal HV AC*, – 2011. – Vol. 41(3). – P. 38-43.
100. Qian, X. Experimental study on data center heat pipe air conditioning system / X. Qian, Z. Li, Z. Li // *Journal of Engineering Thermophysics*, – 2012. – Vol. 33(7). – P. 1217-1220.
101. Harley, C. Complete transient two-dimensional analysis of two-phase closed thermosyphons including the falling condensate film / C. Harley, A. Faghri // *ASME Journal of Heat Transfer*, – 1994. – Vol. 116(2). – P. 418–426.
102. S.V. Patankar, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Hemisphere, Washington, DC, – 1980.
103. Hamidreza Shabgard Thermal characteristics of a closed thermosyphon under various filling conditions / Hamidreza Shabgard, Bin Xiao, Amir Faghri, Ramesh Gupta, Walter Weissman // *International Journal of Heat and Mass Transfer*, – 2014. – Vol. 70. – P. 91–102.
104. Александров, А.А. Решение внешней и внутренней задач тепломассообмена для закрытого двухфазного термосифона / А.А. Александров, В.А. Акатьев, М.П. Тюрин, Е.С. Бородина, // *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Естественные науки*, – 2017. – № 4.
105. 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(56). – С. 61-64.
106. Zuo, Z.J. Heat transfer analysis of an inclined two-phase closed thermosiphon / Z.J. Zuo, F.S. Gunnerson // *ASME Journal of Heat Transfer*, – 1995. – Vol. 117(4). – P. 1073–1075.
107. El-Genk, M.S. Determination of operation envelopes for closed, two-phase thermosyphons / M.S. El-Genk, H.H. Saber // *International Journal of Heat and Mass Transfer*, – 1999. – Vol. 42(5). – P. 889–903.

108. Liu, S. Visualization of flow pattern in thermosyphon by ECT / S. Liu, J. Li, Q. Chen, // *Flow Measurement and Instrumentation*, – 2007. – Vol. 18(5–6). – P. 216–222.
109. Naphon, P. Experimental investigation of titanium nanofluids on the heat pipe thermal efficiency / P. Naphon, P. Assadamongkol, T. Borirak // *International Communications in Heat and Mass Transfer*, – 2008. – Vol. 35(10). – P. 1316–1319.
110. Zhou, F. Energy-saving analysis of telecommunication base station with thermosyphon heat exchanger / F. Zhou, J. Chen, G. Ma, Z. Liu // *Energy Build*, – 2013. – Vol. 66. – P. 537-544.
111. Zhou, F Energy-saving potential study on telecommunication base station free cooling with a thermosyphon heat exchanger in China / F. Zhou, J. Chen, G. Ma, Z. Liu // *In: Proceedings of the international high performance buildings conference at Purdue, USA; – 2012.*
112. Zhou, F. Energy-saving performance of thermosyphon heat exchanger applied in internet data center / F. Zhou, X. Tian, G. Ma // *Journal of Civil, Architectural & Environmental Engineering*, – 2011. – Vol. 33(1). – P. 111-117.
113. Zhang, L.Y. Experimental investigation and economic analysis of gravity heat pipe exchanger applied in communication base station / L.Y. Zhang, Y.Y. Liu, X. Guo, X.Z. Meng, L.W. Jin, Q.L. Zhang, et al. // *Applied Energy*, – 2017. – Vol. 194. – P. 499-507.
114. Zhang, L.Y. Economic analysis of gravity heat pipe exchanger applied in communication base station / L.Y. Zhang, Y.Y. Liu, L.W. Jin, X. Liu, X.Z. Meng, Q.L. Zhang // *Energy Procedia*, – 2016. – Vol. 88. – P. 518-525.
115. Zhu, D. Modelling and applications of annual energy-using simulation module of separated heat pipe heat exchanger / D. Zhu, D. Yan, Z. Li // *Energy Build*, – 2013. – Vol. 57. – P. 26-33.
116. Chen, L. Experimental study on the working fluid filling rates of a special separate type heat pipe / L. Chen, J. Su, Y. Wu // *Journal of University of Science and Technology*, – 2003. – Vol. 25(3). – P. 285-288.

117. Jin, Y. Experimental investigation of heat transferring capacity of separate type heat pipe which under different level difference / Y. Jin, R. Zang, Y. Gu // *Applied Energy Technol.*, – 2009. – Vol. 136(45–7). – P. 51.
118. Tong, Z. An experimental investigation of an R744 two-phase thermosyphon loop used to cool a data center / Z. Tong, T. Ding, Z. Li, X.H. Liu // *Applied Thermal Engineering*, – 2015. – Vol. 90. – P. 362-365.
119. Tong, Z. Experimental study on the effect of fill ratio on an R744 two-phase thermosyphon loop / Z. Tong, X.H. Liu, Z. Li, Y. Jiang // *Applied Thermal Engineering*, – 2016. – Vol. 99. – P. 302-312.
120. Zhang, H. Experimental and numerical investigation on a CO₂ loop thermosyphon for free cooling of data centers / H. Zhang, Z. Shi, K. Liu, S. Shao, T. Jin, C. Tian // *Applied Thermal Engineering*, – 2017. – Vol. 111. – P. 1083-1090.
121. Okazaki, T. Performance analysis of a cooling system with natural-circulation loop using CO₂ / T. Okazaki // *Trans JSRAE*, – 2005. – Vol. 22(1). – P. 73-81.
122. Ding, T. Experiment research on influence factors of the separated heat pipe system, especially the filling ratio and Freon types / T. Ding, H. Cao, Z. He, Z. Li // *Applied Thermal Engineering*, – 2017. – Vol. 118. – P. 357-364.
123. Khodabandeh, R. Thermal performance of a closed advanced two-phase thermosyphon loop for cooling of radio base stations at different operating conditions / R. Khodabandeh // *Applied Thermal Engineering*, – 2004. – Vol. 24. – P. 2643-2655.
124. Chehade, A. Experimental investigations and modeling of a loop thermosyphon for cooling with zero electrical consumption / A. Chehade, H. Louahlia-Gualous, S.L. Masson, E. Lepinasse // *Applied Thermal Engineering*, – 2015. – Vol. 87. – P. 559-573.
125. Kerrigan, K. 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. – P. 1154–1163.

126. Carotenuto, A. The geothermal convector: experimental and numerical results / A. Carotenuto, C. Casarosa, L. Martorano // *Applied Thermal Engineering*, – 1999. – Vol. 19. – P. 349–374.
127. Gedik, E. Experimental investigation of the thermal performance of a two-phase closed thermosyphon at different operating conditions / E. Gedik // *Energy Build.*, – 2016. – Vol. 127. – P. 1096-1107.
128. Huminic, G. Experimental study of the thermal performance of thermosyphon heat pipe using iron oxide nanoparticles / G. Huminic, A. Huminic, I. Morjan, F. Dumitrache // *International Journal of Heat and Mass Transfer*, – 2011. – Vol. 54. – P. 656-661.
129. Negishi, K. Heat transfer performance of an inclined two-phase closed thermosiphon / K. Negishi, T. Sawada // *International Journal of Heat and Mass Transfer*, – 1983. – Vol. 26. – P. 1207-1213.
130. Zhang, M. Effect of inclination angle on the heat transfer performance of a two-phase closed thermosyphon under low-temperature conditions / M. Zhang, Y. Lai, W. Pei, L. Jin // *Journal of Cold Regions Engineering*, – 2014. – Vol. 28. – P. 04014007-4014011.
131. Ong, K.S. Chin 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.
132. Dangeton, W. A correlation to predict heat-transfer rates of a miniature loop thermosiphon / W. Dangeton, S. Rittidech, A. Pattiya, N. Siriwan // *Journal of Engineering Thermophysics*, – 2013. – Vol. 22. – P. 111-121.
133. Noie, S.H. Effect of inclination angle and filling ratio on thermal performance of a two-phase closed thermosyphon under normal operating conditions / S.H. Noie, M.R.S. Emami, M. Khoshnoodi // *Heat Transfer Engineering*, – 2007. – Vol. 28. – P. 365-371.
134. Emami, M.R.S. Investigation of geyser boiling phenomenon in a two-phase closed thermosiphon / M.R.S. Emami, S.H. Noie, M. Khoshnoodi, M.T.H. Mosavian, A. Kianifar // *Heat Transfer Engineering*, – 2009. – Vol. 30. – P. 408-415.

135. Khazaei, I. Experimental consideration and correlation of heat transfer of a two-phase closed thermosiphon due to the inclination angle, filling ratio, and aspect ratio / I. Khazaei, R. Hosseini, A. Kianifar, S.H. Noie // *Journal of Enhanced Heat Transfer*, – 2011. – Vol. 18. – P. 31-40.
136. Rahimi, M. Thermal characteristics of a resurfaced condenser and evaporator closed two-phase thermosiphon / M. Rahimi, K. Asgary, S. Jesri // *International Communications in Heat and Mass Transfer*, – 2010. – Vol. 37. – P. 703-710.
137. Solomon, A.B. Thermal performance of anodized two phase closed thermosiphon (TPCT) / A.B. Solomon, A. Mathew, K. Ramachandran, B.C. Pillai, V.K. Karthikeyan // *Experimental Thermal and Fluid Science*, – 2013. – Vol. 48. – P. 49-57.
138. Singh, R.R. Effect of anodization on the heat transfer performance of flat thermosiphon / R.R. Singh, V. Selladurai, P.K. Ponkarthik, A.B. Solomon // *Experimental Thermal and Fluid Science*, – 2015. – Vol. 68. – P. 574-581.
139. Solomon, A.B. Performance enhancement of a two-phase closed thermosiphon with a thin porous copper coating / A.B. Solomon, V.A. Daniel, K. Ramachandran, B.C. Pillai, R.R. Singh, M. Sharifpur, J.P. Meyer // *International Communications in Heat and Mass Transfer*, – 2017. – Vol. 82. – P. 9-19.
140. Zhi Xu The influences of the inclination angle and evaporator wettability on the heat performance of a thermosiphon by simulation and experiment / Zhi Xu, Yaning Zhang, Bingxi Li, Chi-Chuan Wang, Yongji Li, // *International Journal of Heat and Mass Transfer*, – 2018. – Vol. 116. – P. 675-684.
141. Xu, Z. Modeling the phase change process for a two-phase closed thermosiphon by considering transient mass transfer time relaxation parameter / Z. Xu, Y. Zhang, B. Li, J. Huang // *International Journal of Heat and Mass Transfer*, – 2016. – Vol. 101. – P. 614-619.
142. Alammar, A.A. Numerical investigation of effect of fill ratio and inclination angle on a thermosiphon heat pipe thermal performance / A.A. Alammar, R.K. Al-Dadah, S.M. Mahmoud // *Applied Thermal Engineering*, – 2016. – Vol. 108. – P. 1055-1065.

143. Zhang, D. Numerical simulation investigation on thermal performance of heat pipe flat-plate solar collector / D. Zhang, H. Tao, M. Wang, Z. Sun, C. Jiang // *Applied Thermal Engineering*, – 2017. – Vol. 118. – P. 113-126.
144. Meijer, G.I. Cooling energy-hungry data centers / G.I. Meijer // *Science*, – 2010. – Vol. 328. – P. 318-319.
145. Hainan Zhang, A review on thermosyphon and its integrated system with vapor compression for free cooling of data centers / Hainan Zhang, Shuangquan Shao, Changqing Tian, Kunzhu Zhang // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, – 2018. – Vol. 81, Part 1. – P. 789-798.
146. Selman, J.R. Cooperative research on safety fundamentals of lithium batteries / J.R. Selman, S. Al Hallaj, I. Uchida, Y. Hirano // *Journal of Power Sources*, – 2001. – Vol. 97-98. – P. 726–732.
147. Zhi Xu Heat performances of a thermosyphon as affected by evaporator wettability and filling ratio / Zhi Xu, Yaning Zhang, Bingxi Li, Chi-Chuan Wang, Qin Ma // *Applied Thermal Engineering*, – 2018. – Vol. 129.
148. Peter Kohnke, ANSYS Theory Reference, Release 5.6/ P. Kohnke // Eleventh Edition, – 1999.
149. Kuznetsov, G.V. Numerical modeling of heat and mass transfer in a low-temperature heat pipe / G.V. Kuznetsov, A.E. Sitnikov // *Инженерно-физический журнал*, – 2002. – Т. 75, № 4. – С. 58–64.
150. Smith, K. Confinement and vapour production rate influences in closed two-phase reflux thermosyphons Part B: Heat transfer, / K. Smith, R. Kempers, A.J. Robinson // *International Journal of Heat and Mass Transfer*, – 2018. – Vol. 120. – P. 1241-1254.
151. Chunsheng Wang Ionic Electronic Conducting Characteristics of LiFePO₄ Cathode Materials / Chunsheng Wang, Jian Hong // *Electrochemical and Solid-State Letters*, – 2007. – Vol. 10(3). – P. 65–69.
152. Красношлыков, А.С. Численный анализ температурных полей литий-ионного аккумулятора в условиях высоких токовых нагрузок / А.С. Красношлыков,

- Г.В. Кузнецов // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики, – 2017. – Т. 19, № 11-12. – С. 126-134.
153. Krasnoshlykov, A. Analysis of influence of heat exchange conditions on the outer surface of the lithium-ion battery to electrolyte temperature under the conditions of high current loads / A. Krasnoshlykov // MATEC Web of Conferences, – 2017. – Vol. 110. – Article number 01045.
154. Красношлыков, А.С. Математическое моделирование тепловых режимов термосифонов при работе с характерными тепловыми нагрузками аккумуляторных батарей авиационного оборудования / А.С. Красношлыков, Г.В. Кузнецов // Известия высших учебных заведений. Авиационная техника, – 2017. – № 2. – С. 82-86.
155. 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. – Т. 60, № 2. – С. 251-256.
156. Krasnoshlykov, A. Numerical analysis of influence of heat load on temperature of battery surface with cooling by a two-phase closed thermosiphon / A. Krasnoshlykov // MATEC Web of Conferences, – 2016. – Vol. 92. – Article number 01047.
157. Красношлыков, А.С. Численное исследование влияния геометрических размеров термосифона на эффективность теплопереноса / А.С. Красношлыков, Г.В. Кузнецов // Химическое и нефтегазовое машиностроение, – 2017. – № 7. – С. 10-13.
158. Клименко, Г.К. Исследование теплового состояния аккумулятора в рабочем цикле / Г.К. Клименко, А.А. Ляпин, М.К. Марахтанов // Инженерный журнал: наука и инновации, – 2013. – № 10(22). – С. 33.
159. Krasnoshlykov, A.S. Numerical Investigation of the Influence of the Geometric Dimensions of a Thermosyphon on the Efficiency of Heat Transfer / A.S. Krasnoshlykov, G.V. Kuznetsov // Chemical and Petroleum Engineering, – 2017. – Vol. 53(7-8). – P. 435-440.

160. Krasnoshlykov, A. Analysis of Influence of Heat Transfer Conditions on the Upper Cover to Heat Transfer in Thermosyphon / A. Krasnoshlykov // MATEC Web of Conferences, – 2016. – Vol. 72. – Article number 01052.
161. Исаев, С.А. Проблемы моделирования смерчевого теплообмена при турбулентном обтекании рельефа с лунками на стенке узкого канала / С.А. Исаев, А.И. Леонтьев // Инженерно-физический журнал, – 2010. – Том 83, № 4. – С. 733-742.
162. 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, – 2016. – Vol. 110. – Article number 01051.
163. Krasnoshlykov, A.S. Numerical analysis of influence of thickness of liquid film on bottom cover to heat transfer in thermosyphon in conditions emergency modes of work the rechargeable batteries of aircrafts / A.S. Krasnoshlykov // EPJ Web of Conferences, – 2016. – Vol. 110. – Article number 01032.
164. Iretomiwa Esho Measurements and modeling to determine the critical temperature for preventing thermal runaway in Li-ion cells / Iretomiwa Esho, Krishna Shah, Ankur Jain // Applied Thermal Engineering, – 2018. – Vol. 145. – P.287–294.
165. Иванов, П.П. Станция сверхбыстрой зарядки электромобилей как объект децентрализованной энергетики / П.П. Иванов // Теплофизика высоких температур, – 2016. – Т. 54, № 1. – С. 114–119.
166. Yan Jiang State of health estimation of second-life LiFePO₄ batteries for energy storage applications / Yan Jiang, Jiuchun Jiang, Caiping Zhang, Weige Zhang, Yang Gao, Na Li // Journal of Cleaner Production, – 2018. – Vol. 205. – P. 754-762.
167. Harvey, A.L. Tesla to install world's largest lithium-ion battery storage project / A.L. Harvey // Power, – 2017. – Vol. 161.

ПРИЛОЖЕНИЕ А АКТ ОБ ИСПОЛЬЗОВАНИИ РЕЗУЛЬТАТОВ ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЫ

ГОСУДАРСТВЕННАЯ КОРПОРАЦИЯ ПО АТОМНОЙ ЭНЕРГИИ «РОСАТОМ»

АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО
ИНЖИНИРИНГОВАЯ КОМПАНИЯ «АСЭ»

**Курский филиал
«Дирекция Генерального подрядчика на Курской
атомной станции-2»**

А К Т

Дата 19.11.18 № 23

О использования результатов диссертационной работы Красношлыкова Александра Сергеевича «Теплоперенос в аккумуляторных батареях энергонасыщенного оборудования с системами обеспечения теплового режима на базе термосифонов»

Составлен комиссией:

Председатель – Главный инженер Разумов С.В.

Члены комиссии: Начальник отдела ПНР Фидык М.В.

Эксперт УУП Юрчак Д.В.

Настоящим подтверждается, что результаты диссертационного исследования А.С. Красношлыкова в виде характеристик работы термосифонов как элементов системы обеспечения теплового режима энергонасыщенного теплотехнического оборудования использовались при выборе технических решений и конструктивно компоновочных схем объекта «Котельная» строительной базы Курской АЭС-2.

Председатель комиссии

Члены комиссии



С.В. Разумов

М.В. Фидык

Д.В. Юрчак