

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

На правах рукописи

Салум Амер

ХАРАКТЕРИСТИКИ РАБОТЫ ВОДЯНОГО ТЕПЛОВОГО НАСОСА В
УСЛОВИЯХ ОБРАЗОВАНИЯ ЛЬДА НА ПОВЕРХНОСТИ ТРУБКИ
ИСПАРИТЕЛЯ

05. 14. 04 Промышленная теплоэнергетика

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание учёной степени
кандидата технических наук

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

Томск – 2019

ОГЛАВЛЕНИЕ

| | |
|---|-----------|
| ВВЕДЕНИЕ..... | 5 |
| ГЛАВА 1. СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ПРАКТИКИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ И ИССЛЕДОВАНИЯ ИХ ХАРАКТЕРИСТИК..... | 14 |
| 1.1. Принцип работы теплового насоса | 14 |
| 1.2. Обоснование выбора источника низкопотенциальной теплоты..... | 17 |
| 1.3. Схемы контуров отбора низкопотенциальной энергии воды | 24 |
| 1.4. Конвективный теплообмен в рабочей зоне в условиях фазового перехода . | 26 |
| 1.5. Кристаллизация воды на поверхности испарителя водяного теплового насоса..... | 29 |
| 1.6. Сезонная динамика температуры воды в открытом водоеме..... | 31 |
| 1.7. Используемые хладагенты | 35 |
| 1.8. Основные выводы | 37 |
| ГЛАВА 2. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ НАЧАЛЬНОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ ВОДЫ ВБЛИЗИ ПОВЕРХНОСТИ ИСПАРИТЕЛЯ НА РЕЖИМЫ РАБОТЫ ВОДЯНОГО ТЕПЛОВОГО НАСОСА. | 39 |
| 2.1. Методика экспериментальных исследований..... | 39 |
| 2.2. Оценка погрешностей измерений контролируемых величин | 44 |
| 2.3. Результаты экспериментальных исследований | 48 |
| 2.3.1 Температура поверхности трубки испарителя при разных начальных значениях температуры воды у её поверхности..... | 50 |
| 2.3.2. Температура воды в окрестности поверхности испарителя..... | 53 |
| 2.3.3. Толщина льда на поверхности трубки испарителя при разных температурах воды..... | 56 |
| 2.3.4. Температура воды вблизи поверхности конденсатора при разных начальных значениях температуры воды в области трубки испарителя | 59 |

| | |
|--|-----|
| 2.3.5. Температура поверхности трубки конденсатора при разных начальных значениях температуры воды вблизи поверхности испарителя | 61 |
| 2.3.6. Термодинамические параметры хладагента в процессе работы теплового насоса..... | 63 |
| 2.3.7. Основные параметры работы теплового насоса при использовании солевого раствора в качестве источника теплоты | 66 |
| 2.4. Коэффициент преобразования теплового насоса | 70 |
| ГЛАВА 3. ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ТЕРМОГРАВИТАЦИОННОЙ КОНВЕКЦИИ ВБЛИЗИ ПОВЕРХНОСТИ ИСПАРИТЕЛЯ ТЕПЛООВОГО НАСОСА НА ПРОЦЕСС ОБРАЗОВАНИЯ ЛЬДА НА СТЕНКЕ ЕГО ТРУБКИ... | |
| 3.1. Методика экспериментальных исследований..... | 76 |
| 3.2. Результаты экспериментов..... | 79 |
| 3.3. Анализ влияния термогравитационной конвекции на процесс кристаллизации воды на поверхности трубки испарителя..... | 84 |
| ГЛАВА 4. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ НАЧАЛЬНОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ ВОДЫ У ПОВЕРХНОСТИ КОНДЕНСАТОРА НА ПАРАМЕТРЫ РАБОТЫ ВОДЯНОГО ТЕПЛООВОГО НАСОСА | |
| 4.1. Схема экспериментального стенда..... | 90 |
| 4.2. Результаты экспериментальных исследований | 93 |
| 4.2.1. Влияние изменения температуры воды в контуре испарителя при разных начальных значениях температуры воды вокруг конденсатора | 94 |
| 4.2.2. Температура поверхности трубки испарителя при разных начальных значениях температуры воды вблизи конденсатора | 96 |
| 4.2.3. Толщина слоя льда на поверхности трубки испарителя при разных начальных температурах воды вблизи конденсатора | 99 |
| 4.3. Алгоритм определения длины трубки испарителя, работающего в условиях кристаллизации воды на теплообменной поверхности..... | 101 |

| | |
|--|-----|
| ГЛАВА 5. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА МЕЖДУ ТРУБКОЙ ИСПАРИТЕЛЯ И ВОДОЙ В УСЛОВИЯХ ТЕРМОГРАВИТАЦИОННОЙ КОНВЕКЦИИ И ОБРАЗОВАНИЯ ЛЬДА НА ПОВЕРХНОСТИ ТРУБКИ..... | 110 |
| 5.1 Постановка задачи и метод решения | 110 |
| 5. 2 Результаты математического моделирования..... | 114 |
| ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ | 136 |
| ОБОЗНАЧЕНИЯ..... | 137 |
| СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ..... | 141 |

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время растёт интерес к нетрадиционным возобновляемым источникам энергии [1–4], обусловленный ростом цен на традиционные энергоресурсы и стремлением к более эффективному их расходованию [5–8]; а также экологическими проблемами, связанными с выбросами вредных веществ, образующихся при сжигании органического топлива [9–14]. В состав дымовых газов, как известно, входят оксиды азота, углерода, серы, полиароматические углеводороды, в том числе бенз(а)пирен, зола, шлак и другие вредные вещества [15].

В связи с этим внимание специалистов, как российских [9, 10, 16–38], так и зарубежных [39–49], обращено на исследования и разработки перспективных и экологически безопасных тепловых насосных установок (*ТНУ*), использующих низкопотенциальную теплоту окружающей среды (воздух, вода, грунт) для выработки тепловой энергии. Такие устройства позволяют использовать сбросную теплоту сточных вод и естественных водоёмов [50].

Варьируя схемы *ТНУ*, источники низкопотенциальной теплоты, конструкции контуров отбора, виды теплоносителей можно создавать экологически чистые установки с высоким коэффициентом преобразования энергии и возможностью регулирования тепловой мощности [51], расширенным диапазоном применения тепловых насосов при низких температурах окружающей среды, а также с организацией независимых технологических контуров с разными уровнями необходимых потребителю температур.

Преимущества тепловых насосов в сравнении с традиционными котельными – их экологичность, а с электрической системой отопления – экономическая эффективность [5–8, 52]. Например, электрическая система обогрева на 1 кВт затраченной электроэнергии вырабатывает 1 кВт теплоты, а тепловой насос – от 3 до 5 кВт и более тепловой энергии [21, 52]. На сегодняшний день число *ТНУ* в мире измеряется миллионами и непрерывно растёт [18].

Актуально применение *ТНУ* в России, большая часть территории которой расположена в климатических условиях с продолжительностью отопительного

сезона не менее 8 месяцев в году [32]. Как правило, это регионы с относительно невысокой плотностью населения, что вызывает проблемы при разработке и реализации централизованных систем генерации, транспорта и распределения тепловой энергии. В таких условиях расходуется больше топлива для обеспечения нормативных показателей вследствие значительных потерь теплоты при ее транспортировке удаленным потребителям [53, 54]. Возможным решением этой проблемы является реализация эффективных локальных систем отопления в удаленных объектах теплоснабжения, использование тепловых насосов.

Применение тепловых насосов в суровых климатических условиях *России* накладывает ряд ограничений по выбору источника низкопотенциальной теплоты. Наиболее простая и, соответственно, экономически более выгодная в реализации конструкция тепловых насосов с использованием теплоты окружающего воздуха не эффективна ввиду критически низких температур в отопительный сезон. Тепловые насосы, работающие от низкопотенциальной теплоты грунта и грунтовых вод, требуют высоких капитальных затрат на организацию контура отбора теплоты, проведение масштабных земляных работ. Вследствие этого срок их окупаемости становится несоизмеримым по сравнению с полученной экономией энергоресурсов. Наиболее рациональным и экономически оправданным для условий российского климата является тип тепловых насосов, использующий тепловую энергию открытых водных источников, широко распространенных на территории страны. Температура воды в водоемах даже в зимний период подо льдом, как правило, не опускается ниже 275 К [55, 56].

Однако эксплуатация теплового насоса с водяным контуром отбора теплоты в зимний период имеет ряд особенностей. Для эффективного теплоотбора разница между температурой воды в водоеме и хладагентом, циркулирующим в контуре теплового насоса, должна быть не менее 5 К [57]. Температура хладагента не должна опускаться ниже температуры кристаллизации воды, что приведет к образованию льда на трубках испарителя. Эффективность теплообмена в таких условиях существенно падает [58]. Кроме того, образование льда способствует деформации трубок теплообменника. Но на основании проведенного анализа

литературы, можно сделать вывод, что до настоящего времени не проводились систематические исследования работы тепловых насосов в условиях кристаллизации воды на теплообменных поверхностях трубок испарителя.

В том числе:

а) не установлены закономерности процессов кристаллизации воды и таяния льда на поверхностях трубок испарителя в процессе эксплуатации теплового насоса при относительно низких температурах воды в источнике (280–286 К);

б) не исследованы изменения интенсивности теплообмена при увеличении толщины льда на поверхностях трубок испарителя в условиях термогравитационной конвекции, когда из-за разности температур слоев жидкости в области трубки испарителя инициируется движение жидкости;

в) не обоснованы возможности эксплуатации тепловых насосов в условиях образования льда на поверхности трубок испарителя и эффективность его работы;

г) не разработана методика определения длины трубки испарителя, необходимой для эффективной работы теплового насоса в условиях образования льда на части поверхности испарителя.

Вышесказанное определяет актуальность настоящего диссертационного исследования.

Целью работы является установление основных закономерностей процессов образования и таяния льда на поверхности трубок испарителя водяного теплового насоса, функционирующего в условиях относительно низких температур воды в непроточном водном источнике теплоты, и анализ эффективности работы *ТНУ* при изменении интенсивности теплообмена в результате образования льда на поверхности трубки испарителя.

Для достижения поставленной цели сформулированы следующие задачи:

1. Экспериментальное исследование процессов образования и таяния льда на рабочих поверхностях трубок испарителя *ТНУ*, погруженных в воду с температурой 280 – 286 К.

2. Установление временных характеристик процессов кристаллизации воды и плавления льда в испарителе при работе теплового насоса в условиях низких температур водного источника низкопотенциальной теплоты.

3. Анализ эффективности работы теплового насоса при образовании льда на трубках испарителя.

4. Разработка математической модели теплообмена между низкопотенциальным источником теплоты и хладагентом в трубке испарителя при образовании слоя льда на поверхностях трубки в условиях термогравитационной конвекции воды вследствие изменения температуры и плотности её различных слоев.

5. Разработка методики определения минимальной длины трубки испарителя, необходимой для испарения фреона в условиях кристаллизации воды на части внешней поверхности этой трубки.

6. Моделирование процесса теплообмена в области трубки испарителя водяного теплового насоса.

7. Разработка рекомендаций по повышению эффективности работы водяного теплового насоса при периодическом образовании и таянии льда на поверхности трубки испарителя в условиях соответствующих непроточным водоёмам многих регионов России и Сирии в период весны, зимы и осени.

Объектом исследования являются парокompрессионный тепловой насос, работающий в условиях образования слоя льда на рабочих поверхностях трубок испарителя, использующего воду с температурой ниже 286 К в качестве низкопотенциального источника энергии.

Предметом исследования является процесс формирования и плавления льда на трубке испарителя, погруженного в воду с температурой 280–286 К.

Научная новизна работы

1. Впервые экспериментально установлены значения температур в основных узлах водяной теплонасосной установки (поверхности трубки теплообменника-испарителя, в водной среде вблизи поверхности трубки

испарителя и конденсатора), зарегистрированы толщины слоя льда на поверхности трубки испарителя, определены условия и время образования и плавления льда.

2. Установлено влияние кристаллизации воды на стенках трубки испарителя на эффективность работы теплового насоса.

3. Выполнена оценка воздействия термогравитационной конвекции, возникающей вследствие разности температур различных слоев воды в водоеме при работе теплового насоса, на временные характеристики процессов кристаллизации воды и таяния льда на поверхности трубки испарителя, погруженного в водный источник низкопотенциальной теплоты.

4. Определены минимальные длины трубки испарителя, достаточные для работы теплового насоса при определённой толщине льда на части рабочей поверхности испарителя.

Практическая значимость исследования заключается в следующем:

1. Установлены условия эксплуатации водяного теплового насоса с достаточной эффективностью в условиях образования льда на поверхностях теплообмена испарителя, погруженного в водоем со стоячей водой при низкой температуре.

2. Выявлена зависимость характеристик работы водяного теплового насоса от температуры воды источника низкопотенциальной теплоты и температуры теплоносителя в системе обогрева здания.

3. Разработан алгоритм расчета минимальной длины трубки испарителя, достаточной для работы теплового насоса в условиях образования льда на части поверхности испарителя.

Достоверность полученных в ходе экспериментальных исследований результатов подтверждается оценками систематических и случайных погрешностей выполненных измерений, повторяемостью опытов при идентичных начальных значениях параметров, а также сравнением теоретическими и экспериментальными данными.

На защиту выносятся основные результаты и следующие положения:

1. Экспериментально установленные временные характеристики процессов образования и таяния льда на поверхности трубки испарителя, а также изменения толщины слоя льда в зависимости от температуры воды источника низкопотенциальной теплоты ($280 \text{ K} \leq T^u \leq 286 \text{ K}$) и температуры теплоносителя в системе обогрева помещения.

2. Результаты проведенной оценки эффективности работы водяного теплового насоса при нагревании воды в условиях образования льда на поверхности трубок испарителя, погруженного в воду с относительно низкой температурой (не более 286 К).

3. Результаты экспериментальных исследований влияния термогравитационной конвекции, возникающей в водоеме с непроточной водой вследствие перепада температур и плотностей по толщине слоя воды, на интенсивность теплообмена между хладагентом, циркулирующим в рабочем контуре теплового насоса, и низкопотенциальным источником теплоты.

4. Алгоритм определения минимальной длины трубки испарителя, достаточной для испарения фреона в условиях образования льда на части поверхности трубки испарителя.

5. Работа теплонасосных установок, ориентированных на использование теплоты низкопотенциального источника-воды непроточных водоёмов, на территории большей части РФ в зимний период года при характерных температурах воздуха менее 273 К сопровождается образованием льда на поверхности трубок испарителя.

6. Максимально достижимый уровень температур теплоносителя системы локального отопления на базе теплонасосной установки в зимний период года на большей части территории РФ при использовании энергии водоёмов с непроточной водой не превышает 315 К в циклическом режиме работы.

Личный вклад автора состоит в экспериментальных исследованиях процессов теплопереноса и образования льда на поверхности трубок испарителя теплонасосной установки, использующей в качестве источника

низкопотенциальной теплоты воду с температурой, соответствующей температуре естественных водных объектов в холодный период года в Сирии и во многих частях России. Автором решены задачи конвективного теплопереноса в испарителе теплового насоса при образовании слоя льда на поверхности трубки испарителя, выполнен анализ теплопередачи от водного источника к испарителю, проведены анализ и обобщение результатов экспериментальных и теоретических исследований, сформулированы основные выводы диссертационной работы.

Хочется выразить искреннюю благодарность научному руководителю, д.-ру физ.-мат. наук, профессору, главному научному сотруднику Томского политехнического университета, Г.В. Кузнецову, а также кандидату технических наук, доценту Научно-образовательного центра И. Н. Бутакова НИТПУ, В. И. Максимову за наставничество и методическую помощь при подготовке диссертации к защите.

Апробация работы:

Основные положения диссертационной работы докладывались и обсуждались на следующих семинарах и конференциях: «International Youth Scientific Conference», Томский политехнический университет (г. Томск, 2017 г.), V Международный молодежный форум «Интеллектуальные энергосистемы», Томский политехнический университет (г. Томск, 2017 г.), Heat and Mass Transfer in the Thermal Control System of Technical and Technological Energy Equipment, (г. Томск, 2018), Международная научная конференция «Энерго-ресурсоэффективность в интересах устойчивого развития», (г. Томск, 2018)

Публикации:

Результаты диссертационных исследований опубликованы в 7 печатных работах, в том числе четыре – в журналах, рекомендованных ВАК РФ: «Промышленная энергетика», «Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики», «Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов»; две – в журнале, индексируемом базами данных «Scopus» и «Web of

Science» : «Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов». Опубликовано три работы в издании «MATEC Web of Conferences».

Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения и списка цитируемой литературы, включающего 140 наименований. Диссертация изложена на 158 страницах, включает 12 таблиц и 54 рисунка.

Первая глава посвящена анализу условий и характеристик работы водяного теплового насоса, рассмотрены различные варианты источников низкопотенциальной теплоты, представлены распределения температуры воды в озёрах и реках Сирии и Российской Федерации в разные сезоны. Рассмотрены наиболее типичные хладагенты, используемые в контуре теплового насоса. Проведен анализ публикаций, в которых зарегистрированы процессы кристаллизации воды на теплообменных поверхностях испарителя. Рассмотрены публикации, в которых изучались процессы теплообмена между водой и стенками трубок с температурой ниже 273 К.

Вторая глава посвящена описанию лабораторной установки и результатам экспериментальных исследований влияния начальной температуры воды вблизи поверхности трубок испарителя на режимы работы водяного теплового насоса. Рассмотрены относительно низкие температуры водного источника (280, 282, 286 К), наиболее характерные осеннему, зимнему и весеннему периодам года большей части территории России и Сирии. Рассмотрены два варианта источника низкопотенциальной теплоты: пресная вода и насыщенный солью водный раствор. Проведено сравнение эффективности работы насоса при использовании этих источников. Построены зависимости температуры поверхности трубки испарителя и конденсатора, а также воды вблизи их поверхности от времени при разных начальных значениях температуры источника теплоты. Исследовано влияние слоя льда, образующегося на поверхности трубки испарителя, на эффективность теплового насоса. Определен коэффициент преобразования TNU при низких температурах воды.

В третьей главе приведены результаты экспериментальных исследований влияния течения, возникающего в воде вблизи трубки испарителя в результате термогравитационной конвекции, на процесс кристаллизации воды на поверхности трубки. Проведено сравнение характеристик теплопереноса между водой вблизи поверхности трубки испарителя и хладагентом с полученными экспериментальными данными. Обоснована необходимость учета термогравитационного течения, возникающего в непроточном водоеме в холодный период года, при определении параметров теплообмена между трубкой с фреоном и водой. Установлены условия образования и таяния льда.

В четвертой главе приведены результаты экспериментальных исследований влияния начальной температуры воды в области трубки конденсатора на характеристики процесса кристаллизации воды на поверхности трубки испарителя. Исследован нагрев воды при работе конденсатора *ТНУ* при начальных температурах воды в контуре обогрева 291 К, 298 К, 301 К.

В пятой главе представлены результаты математического моделирования процесса теплообмена между трубкой испарителя и водой в условиях термогравитационной конвекции и кристаллизации воды на поверхности трубки. Разработана двухмерная математическая модель теплопереноса, рассчитаны поля температур при разном расположении трубок испарителя, толщины льда на их поверхности, построены поля скоростей и линий тока вблизи поверхности трубки испарителя в разные моменты времени. Проведено сравнение тепловых потоков, рассчитанных с учетом и без учета влияния конвективных течений и процессов фазового перехода на теплообменной поверхности трубки испарителя. Выполнено сравнение теоретических и экспериментальных результатов исследования.

В заключении сформулированы основные результаты и выводы работы.

ГЛАВА 1. СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ПРАКТИКИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ И ИССЛЕДОВАНИЯ ИХ ХАРАКТЕРИСТИК

1.1. Принцип работы теплового насоса

Принцип работы теплового насоса основан на обратном термодинамическом цикле Карно и известной зависимости температуры кипения от ее давления [8]. Теплообменник–испаритель теплового насоса (рисунок 1.1) с рабочей жидкостью – хладагентом (фреон, аммиак и др.) помещается в водоем. Хладагент при низком давлении поступает в испаритель и закипает при относительно низкой температуре. Образовавшийся пар поступает в компрессор, сжимается за счет внешней механической работы и поступает в конденсатор, где конденсируется, отдавая скрытую теплоту фазового перехода при более высокой температуре рабочему контуру системы отопления здания [59]. После конденсатора хладагент проходит через редукционный клапан небольшими порциями. Давление паров и, соответственно, температура кипения снова падают. Затем теплоноситель поступает в испаритель, где нагревается от источника с низкой, но положительной температурой. На этом цикл работы теплового насоса завершается.

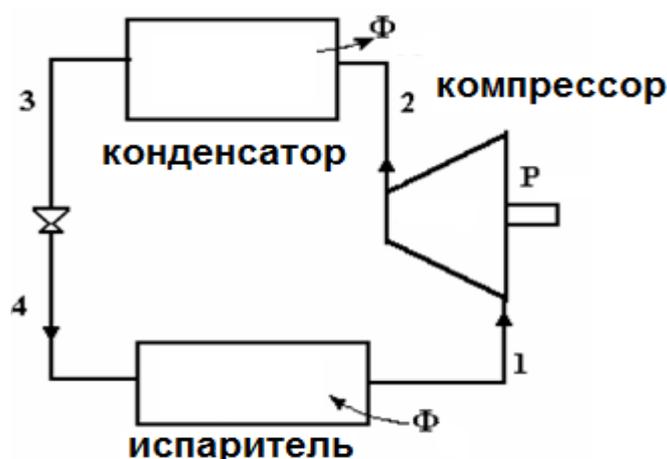


Рисунок 1.1. Схема работы теплового насоса.

Термодинамический цикл работы теплового насоса [8] представлен на рисунок 1.2

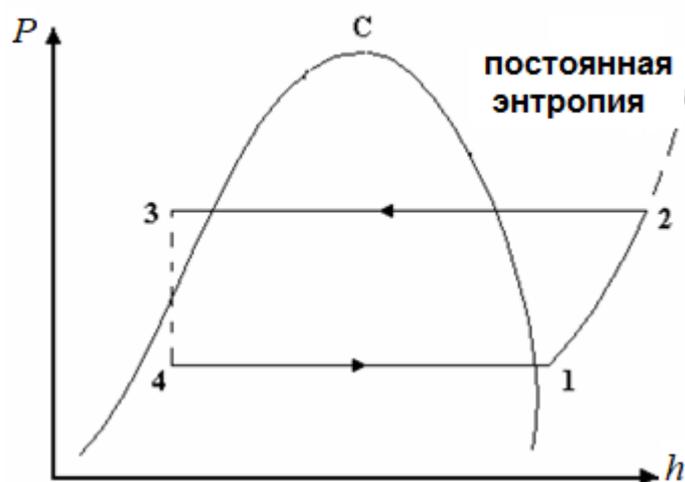


Рисунок 1.2. Термодинамический цикл теплового насоса: P : давление хладагента (мПа), h : энтальпии хладагента (кДж/кг).

4–1 – испарение: хладагент кипит с увеличением его энтальпии (h) в испарителе;

1–2 – адиабатическое сжатие: увеличивается давление и температура хладагента в компрессоре;

2–3 – изобарная конденсация: хладагент переходит из парообразного состояния в жидкое в конденсаторе, отдавая свою теплоту в систему отопления;

3–4 – уменьшение давления и температуры хладагента в капиллярной трубке (теоретически предполагается, что этот процесс происходит при постоянной энтальпии).

Важным достоинством *ТНУ* является то, что используется тепловая энергия окружающей среды. Для ее получения необходимо потратить некоторое количество электроэнергии (на работу компрессора и циркуляционного насоса). Как правило, затраты электроэнергии при этом значительно меньше вырабатываемой *ТНУ* теплоты. На каждый израсходованный 1 кВт·ч электроэнергии можно получить от 3 до 5 кВт тепловой энергии [21, 54].

К основным преимуществам тепловых насосов можно отнести [50, 48, 49]:

- экологичность [51, 52, 61]: один из самых важных аспектов, нет выброса CO_2 и других вредных веществ;
- пожаробезопасность;

- долговечность (срок службы насоса составляет около 20 лет [62]);
- низкая эксплуатационная стоимость [52, 63–65] (затраты только на работу компрессора);
- комбинированная выработка теплоты и холода;
- практически полная автономия объекта теплоснабжения;
- небольшие габариты (размер модуля *ТНУ* – не больше стандартного холодильника) и бесшумная работа [66].

К недостаткам использования тепловых насосов можно отнести их высокую стоимость и затраты на монтаж, что приводит к длительному сроку окупаемости. Высокая стоимость *ТНУ*, а также слабая заинтересованность потребителей в рациональном использовании первичных энергоресурсов и обеспечении экологической безопасности являются на сегодняшний день основными сдерживающими факторами распространения тепловых насосов в России. Частичным решением этой проблемы может стать внедрение малозатратных и эффективных технологических решений типа [67] в известные способы организации отбора низкопотенциальной теплоты.

Область применения тепловых насосов весьма разнообразна. Они могут использоваться для различных целей [68–70]: отопление, горячее водоснабжение (*ГВС*) и кондиционирование помещений, нагрев и охлаждение воды для различных нужд, сушки/осушения воздуха, производства пара, испарения, дистилляции. Наиболее распространено применение тепловых насосов для отопления малогабаритных жилых домов, так как они являются хорошей альтернативой газовым, жидкостным или твердотопливным котлам, а также устройствам прямого электрообогрева в тех случаях, когда отсутствует возможность подключения к магистральному газопроводу, а источниками энергии могут служить только электросеть или завозное топливо.

Обзор мирового рынка [71, 72] показал, что производители тепловых насосов Китая, Японии, Северной Европы (*Daikin*, *Mitsubishi Electric*, *Hitachi*, *Fujitsu General*, *Thermia Diplomat* и др.) разработали агрегаты для разных климатических условий типа «вода-вода» и «воздух-вода».

В Скандинавских странах, климатические условия которых близки к российским (температура наружного воздуха в Финляндии изменяется от 294–308 К в летний период, до 233 К в зимний), наблюдается тенденция снижения верхнего температурного уровня у потребителя в системах теплонасосного отопления до 303–313 К с применением водяного обогрева пола [62]. Применение тепловых насосов для системы обогрева здания типа «теплый пол» на сегодняшний день является достаточно распространенной практикой в мире. При теплонасосном отоплении переход от традиционной (радиаторной) системы теплоснабжения (температуры 95/70 С) к системе обогрева полов с температурой теплоносителя 45/30 С (50/35 С) позволяет уменьшить энергию, затраченную на сжатие хладагента в компрессоре установки теплового насоса, а при использовании традиционной котельной уменьшается расход органического топлива на отопление жилых помещений [62].

Создание низкотемпературных водяных теплых полов (*ВТП*) – одно из перспективных в мире ресурсосберегающих решений по повышению эффективности теплонасосной системы отопления. Теплые полы широко применяются в Швейцарии, где 85% возводимых жилых зданий строится с системой отопления «водяной теплый пол», в Финляндии этот показатель достигает 60 %. На севере Европы теплые полы сегодня – стандартная система отопления. Распространены системы *ВТП* в Канаде [62]. В Японии используется около 3-х миллионов таких установок [49, 73]. Срок службы низкотемпературных систем отопления составляет более 50 лет [62], что сопоставимо со сроком эксплуатации здания.

1.2. Обоснование выбора источника низкопотенциальной теплоты

Источники низкопотенциальной теплоты могут быть как естественного, так и искусственного происхождения.

Естественные источники теплоты – это земля (грунт), подземные воды (грунтовые, артезианские, термальные), открытые водоемы, наружный воздух.

Искусственными источниками теплоты могут служить удаляемый вентиляционный воздух, канализационные стоки (сточные воды), промышленные выбросы, технологические и бытовые тепловыделения.

Считается, что идеальный низкопотенциальный теплоисточник должен стабильно обеспечивать существенно более высокую температуру (по сравнению с воздухом) в течение отопительного сезона, исключать коррозионную активность и загрязнения, не требовать существенных инвестиций и расходов по обслуживанию.

В зависимости от вида источника низкопотенциальной теплоты различают следующие основные типы тепловых насосов: «грунт–вода»; «воздух–вода»; «вода-вода».

Выбор источника теплоты является ключевым фактором, определяющим основные эксплуатационные, энергетические и экономические характеристики всей теплонасосной установки.

Значительную долю в сумме капитальных затрат при сооружении *ТНУ*, использующих теплоту грунта или грунтовых вод, составляет стоимость обустройства контура по отбору низкопотенциальной энергии. В этом случае существенно снизить стоимость установки довольно сложно, т.к. приходится проводить дорогостоящие масштабные земляные работы. При использовании энергии грунта или грунтовых вод возникают трудности, связанные с установкой и обслуживанием грунтовых теплообменников [74], что ведет к дополнительным эксплуатационным затратам. Кроме того, такие насосы оказывают отрицательное влияние на температуру почвы после длительного периода эксплуатации [75]. Еще одним существенным недостатком этого типа тепловых насосов является относительно низкое значение теплопроводности почвы [76].

Более простой и доступный тип тепловых насосов, использующих теплоту наружного воздуха, является малоэффективным при низких температурах, характерных для большей части территории России. Подобный тип насосов в основном подходит только для регионов с относительно мягким климатом, прежде всего на юге страны [19].

Альтернативой воздушным являются водяные *ТНУ*, использующие низкопотенциальную энергию воды [77]. Схемы с использованием поверхностных вод в качестве источника теплоты в индивидуальных тепловых установках имеют значительно более высокий коэффициент преобразования низкопотенциальной энергии, чем воздушные тепловые насосы [78–80], а также обладают рядом преимуществ перед грунтовыми теплонасосными системами [58, 74–76, 81, 82].

Принцип работы *ТНУ* типа «вода-вода» аналогичен принципу работы тепловых насосов типа «воздух-вода», за исключением того, что в качестве источника теплоты используют воду. Широкие перспективы применения водяных тепловых насосов открываются при наличии вблизи отапливаемого объекта открытого водного источника (водоем или водоток). Температура воды в водоеме даже в зимний сезон подо льдом обычно колеблется в интервале 275...280 К [55, 56]. В этом случае можно существенно уменьшить затраты на монтаж *ТНУ*.

В зависимости от вида водного источника различают следующие типы водяных тепловых насосов:

- 1) Использующие теплоту грунтовых вод [83, 84];
- 2) Использующие теплоту поверхностных водоемов и водотоков [55, 56];
- 3) Использующие бросовую антропогенную теплоту [18].

Известно достаточно много исследований, посвященных выбору оптимального водного источника для увеличения эффективности работы теплового насоса [18, 20, 50, 68, 69, 74, 82, 85–89, 90–95].

Один из способов применения водяных тепловых насосов освещен авторами в [89] для компенсации нагрузок на систему *ГВС* в неотапительный период. В [89] предложен оригинальный источник теплоты – замкнутый контур системы отопления здания, который не функционирует в летний период. Авторами [89] отмечается, что суммарная нагрузка на систему *ГВС* при различных условиях может превышать 209% общего расчетного количества потребляемой тепловой энергии. Однако потери теплоты из-за низкой скорости теплоносителя в теплосетях в летний период, а также низкое качество тепловой изоляции, гидравлическая неоптимальность теплотрасс и применение тупиковых схем *ГВС* приводят к тому,

что 1/3 тепловой энергии, предназначенной для ГВС, теряется при транспортировке. Это способствует увеличению затраченной в целом энергии, что ведёт к повышению коммунальных платежей [90–92]. В таких условиях применение ТНУ для обеспечения тепловой нагрузки ГВС в летний период позволяет экономить значительное количество энергоресурсов.

В работах [50, 68, 69, 93] рассмотрен способ отбора теплоты от сточных вод различного происхождения. Наличие приемных резервуаров канализационных очистных сооружений позволяет использовать их в качестве аккумулятора теплоты, тем самым создав благоприятные условия для работы теплового насоса. Достоинствами предложенного источника низкопотенциальной теплоты являются стабильная и достаточно высокая температура в течение всего отопительного сезона, возобновляемость, а также низкие эксплуатационные расходы. Однако канализационные очистные сооружения населенных пунктов, как правило, располагаются в месте, отдаленном от массовой застройки. Их наличие вблизи объекта теплоснабжения – это достаточно редкий случай, который может рассматриваться как индивидуальный подход к рациональному использованию бросовой теплоты.

В России в 2000 г. в Перми на канализационно-насосной станции РНС-3 «Гайва» институтом МНИИЭКО ТЭК совместно с МП «Пермводоканал» была разработана и внедрена технология утилизации низкопотенциальной теплоты неочищенных сточных вод при помощи теплового насоса с водяным контуром (рисунок 1.3). В течение 6 лет эта технология обеспечивала теплоснабжение здания РНС [96].



Рисунок 1.3. Теплонасосная установка на РНС "Гайва".

Во втором квартале 2004 г создана водяная теплонасосная установка (рисунок 1.4) на территории Восточной коммунальной зоны г. Зеленограда. В качестве низкопотенциального источника теплоты использовались неочищенные бытовые сточные воды, аккумулируемые в приёмном резервуаре главной канализационно-насосной станции производственного управления «Зеленоградводоканал» [97].



Рисунок 1.4. Общий вид теплонасосного теплового узла.

Эта *ТНУ* предназначена для отработки технологии утилизации теплоты неочищенных вод, определения влияния работы установки на режимные параметры тепловой станции, проверки экономической эффективности и разработки рекомендаций по созданию аналогичных установок в городском хозяйстве г. Москвы. Однако в исследованиях [97] не была рассмотрена работа теплового насоса в условиях образования льда на поверхности трубок испарителя.

В работах [85, 86] в качестве низкопотенциального источника теплоты рассматривается морская вода. Авторами [85] установлены коэффициенты производительности тепловых насосов в зависимости от температуры горячей воды в системе отопления. В [86] исследовались особенности использования воды из Венецианской Лагуны как источника энергии в блоке испарителя теплового насоса. В качестве хладагента в цикле был применен R-113a, который кипел в трубке испарителя при температуре 271 К, что ниже температуры кристаллизации воды. Однако наледь на трубках испарителя не образовывалась вследствие того, что в этом природном источнике в воде присутствуют примеси соли. При увеличении концентрации соли в составе воды уменьшается её эффективность как энергоносителя, но снижается и температура замерзания. Использование морской воды в качестве источника низкопотенциальной энергии, с одной стороны, ограничивает применение тепловых насосов этого типа, а с другой, вызывает ряд трудностей при эксплуатации насосной установки. Во-первых, оседание соли на поверхностях трубок испарителя существенно снижает эффективность работы теплового насоса, вследствие ухудшения условий теплообмена между морской водой и теплоносителем в контуре *ТНУ*. Во-вторых, агрессивная к металлу морская вода вызывает преждевременную коррозию труб испарителя. В связи с тем, что водные источники с соленой водой на территории России не распространены, более перспективным представляется исследование работы тепловых насосов, работающих на пресной воде.

Чтобы избежать образование льда на трубках испарителя в процессе эксплуатации водяного теплового насоса авторы работ [87, 88, 98] использовали солевой раствор в теплообменнике с замкнутым контуром между водяным

источником и трубкой испарителя, внутри которой циркулирует фреон. В [88] получены экспериментальные данные характеристик работы насоса. Установлена зависимость числа Нуссельта от чисел Рэлея, Прандтля и от вертикального расстояния между трубками испарителя. Авторами [88] отмечено, что при увеличении разности температур между водой и рабочей средой в теплообменнике испарителя уменьшается необходимая длина трубок испарителя. Однако применение солевого раствора вызывает те же трудности, что и использование морской воды в качестве источника тепла. В частности, ухудшаются условия теплообмена, снижается срок службы трубок испарителя вследствие их преждевременной коррозии. Следовательно, при использовании рассола требуются дополнительные расходы на специальное коррозионностойкое оборудование (насосы, трубки, теплообменники).

Задачи выбора оптимальных технических решений и способов повышения технико-экономических показателей теплонасосных установок при использовании низкопотенциальной энергии поверхностных водных объектов рассматривались в работах [18, 20, 94, 95]. Авторы в [18, 20, 94, 95] делали упор на использование тепловой энергии открытого водотока (реки). Водоток в полной мере можно назвать средой с высокой теплоотдачей вследствие течения воды. В этом случае можно добиться высоких технико-экономических показателей *ТНУ*. В частности, в [95] авторы опытным путем высоко оценили эффективность применения водяного теплового насоса, работающего от низкопотенциальной энергии реки Хуанпу в Китае. Однако в [18, 20, 94, 95] эти показатели несколько завышены, т.к. не учитывался эффект кристаллизации воды на поверхностях трубок испарителя в зимний период, что существенно снижало эффективность теплопередачи.

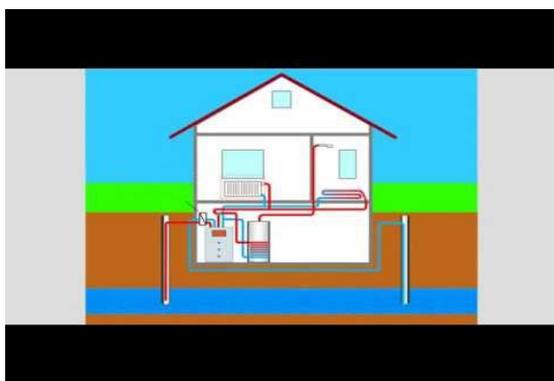
Вместе с этим на практике достаточно редко встречаются природные водотоки вблизи отапливаемого объекта. Кроме того, Водный кодекс РФ, статья 65 [99] ограничивает строительство в непосредственной близости с прибрежной речной зоной. А удаление отапливаемого объекта на разрешенное [99] расстояние от реки (до 200 м) вызывает значительное удорожание схемы *ТНУ*. Наиболее распространены варианты расположения отапливаемого объекта вблизи водоема

со стоячей водой (озеро, водохранилище, пруд). Прибрежная защитная зона водоемов со стоячей водой существенно меньше речной и составляет 50 м [99]. Но неподвижную водную массу в непроточном водоеме, особенно в придонной области, нельзя назвать средой с высокой теплоотдачей.

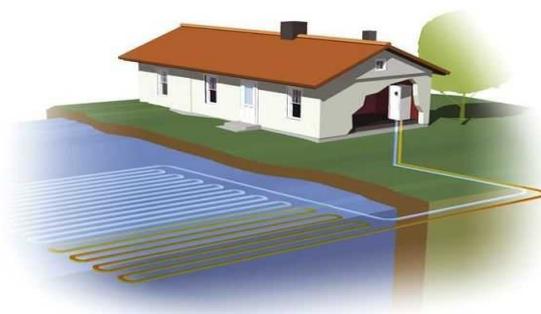
1.3. Схемы контуров отбора низкопотенциальной энергии воды

На эффективность и экономичность работы теплонасосной установки в значительной степени влияет выбор её схемы [20, 113, 148–153].

Известны несколько способов отбора теплоты водоема или водотока [20]. Наиболее простой и экономичной [148] представляется схема с открытым контуром без промежуточного теплоносителя—вода непосредственно из водоема забирается в тепловой контур и, отдавая низкопотенциальное тепло, сбрасывается назад в водоем (рисунок 1.5, *а*).



(а)



(б)

Рисунок 1.5. Тепловой насос *а*) с открытым контуром; *б*) с замкнутым контуром.

При открытой схеме теплового насоса трубки испарителя с температурой ниже 273 К находятся в воде, что также приводит к формированию льда на теплообменных поверхностях [150, 151]. Однако авторы [150, 151] не рассматривали особенности работы теплового насоса в таких условиях.

Наиболее распространенной на практике считается схема с закрытым контуром – пассивный метод отбора теплоты с использованием промежуточного теплоносителя (рисунок 1.5, *б*). Наибольшее распространение получил метод с

укладкой на дно водоема так называемых матов из полиэтиленовых труб. Однако, несмотря на простоту конструкции и низкую стоимость полиэтиленовых труб, такая схема использования теплоты водной среды не всегда является рациональной [20].

В исследованиях [113, 149, 152, 153] применена схема с замкнутым контуром и промежуточным теплообменником между природным источником и испарителем. В промежуточном контуре в [153] используется хлорид кальция, а в [113, 149, 152] циркулирует раствор этиленгликоля с концентрацией 30 – 40 %. В результате при снижении температуры воды в водоеме до 281 К возможен теплообмен между низкопотенциальным источником теплоты и раствором этиленгликоля (перепад температур более 5 К). Важным при этом является то, что использование промежуточного теплообменника с раствором этиленгликоля (или хлорида кальция) и других вспомогательных приборов ведет к значительному увеличению энергетических потерь в цикле, а также удорожанию всей системы за счет установки дополнительного оборудования и расходов энергии на циркуляцию гликольного раствора в промежуточном контуре. При увеличении тепловой нагрузки повышается скорость движения фреона в цикле, что приводит к охлаждению теплоносителя (этилен-гликоля или хлорида кальция) до температуры, приводящей к образованию льда на поверхности замкнутого контура теплообменника.

В [87] показано, что при исключении промежуточного теплообменника с раствором этиленгликоля и размещении испарителя непосредственно в водоеме с пресной водой, требуется проводить дополнительные исследования эксплуатационных характеристик теплового насоса, работающего в условиях образования льда на поверхности трубки испарителя.

Таким образом, в обоих случаях, даже несмотря на выбор более эффективной схемы теплового насоса, возможны режимы его работы в условиях образования льда на теплообменных поверхностях. Эта проблема в настоящий момент требует всестороннего изучения.

1.4. Конвективный теплообмен в рабочей зоне в условиях фазового перехода

Вследствие того, что интенсивность теплообмена между водой и хладагентом падает при образовании льда на трубке испарителя, актуальной становится задача подбора длины трубки испарителя, необходимой для полного испарения фреона, с учетом возможного изменения толщины льда во времени в процессе эксплуатации теплового насоса. С этой целью можно определить зависимость числа Нуссельта от характеристик свободной конвекции в воде и интенсивности её кристаллизации. Результаты подобного исследования могут иметь широкую область применения, т.к. процесс образования льда возможен при любой схеме организации теплового насоса (как с открытым, так и с замкнутым контуром), а временные характеристики процесса фазового перехода воды незначительно зависят от материала трубки испарителя [124].

Проведенный анализ источников [124–132] показал, что процесс теплообмена в окрестности испарителя при непосредственном контакте холодной фреоновой трубки с водой при работе теплового насоса недостаточно изучен. Однако подобные характеристики теплопереноса, происходящего в условиях термогравитационной конвекции и фазового перехода жидкости, исследованы в смежной области – системе хранения энергии в полимерных композиционных материалах или в воде [126–135].

В частности, в [126–135] рассмотрено применение льда для сохранения холода, используемого в кондиционерах. В часы, когда электроэнергия имеет низкую стоимость, кондиционер включает обратный цикл и замораживает воду. В дневное рабочее время температура трубки фреона повышается до 303 К, что вызывает таяние льда и охлаждение воздуха в помещении. При этом достаточно хорошо изучены основные характеристики теплообменного процесса, происходящего в условиях, подобных работе теплового насоса при непосредственном контакте холодной трубки фреона с водой. Отличие заключается в том, что в кондиционерах лёд начинает плавиться с внутренней

стороны трубки с хладагентом [126–135], а при эксплуатации теплового насоса лёд тает со стороны воды под влиянием конвективного нагрева.

Как показано в работах [126–135], подъём тёплой воды в водоёме характерен для температур воды в диапазоне от 277 К и выше. При температуре воды ниже 277 К наблюдается обратная картина: при повышении температуры воды (до 277 К) ее плотность увеличивается, в результате более теплые слои воды опускаются вниз. В связи с этим при моделировании конвективного теплообмена в воде с температурой близкой к 277 К в [135–145] использована нелинейная зависимость плотности воды от температуры.

В результате моделирования [125] установлено, что даже незначительная скорость вертикального перемещения воды (не более 0,001 м/с) за счет термогравитационной конвекции, вызванной нагреванием и охлаждением различных слоев воды, оказывает существенное влияние на скорость образования льда на холодной поверхности [125–129]. Это влияние существеннее на поверхности холодной трубки, расположенной выше по вертикальной координате, при средней температуре воды более 277 К. При температуре воды ниже 277 К наиболее интенсивно естественная конвекция влияла на время образования льда на поверхности трубок, расположенных ниже [132, 133, 136].

Установлено, что в условиях термогравитационной конвекции из-за разности температур слоев жидкости в области трубки испарителя инициируется движение жидкости, что усиливает процесс теплообмена между поверхностью трубки и водой [128–130, 146, 147]. Вследствие этого тепловой поток между источником теплоты и трубкой с хладагентом зависит от плотности воды, времени охлаждения и толщины слоя льда на трубке испарителя. Следовательно, для корректного описания теплообменного процесса, происходящего при работе теплового насоса в сезон с низкими температурами водного источника (около 280 К), необходимо учитывать термогравитационную конвекцию.

Авторами [130, 131, 133, 136, 140, 145] исследована зависимость времени кристаллизации воды при контакте с холодной поверхностью от чисел Рэлея, Фурье и Стефана. Но изучен только вариант положения для случая нахождения

воды внутри сферической или цилиндрической ёмкости с холодной стенкой [129, 137, 138]. Естественная конвекция не рассматривалась, поэтому полученных в [129, 137, 138] данных недостаточно для объяснения особенностей процесса теплообмена между холодной трубкой испарителя, погруженной в открытый водоём.

Условия, подобные работе теплового насоса при погружении трубки испарителя с температурой хладагента ниже 273 К в воду, были рассмотрены в [138, 139]. Изучено влияние вынужденной конвекции при циркуляции воды вокруг горизонтальной трубки с температурой ниже 273 К на интенсивность теплового потока. Установлено, что даже незначительные скорости вынужденной циркуляции воды оказывают существенное влияние на интенсивность теплообмена (число Нуссельта). Полученные авторами [141, 142] результаты применимы и для случая естественной конвекции, возникающей в открытых водоемах при эксплуатации теплового насоса.

В работе [144] представлена аналитическая зависимость изменения толщины слоя льда на поверхности трубы теплообменника от времени, полученная из решения уравнения теплопроводности без учета влияния конвекции.

В работах [133, 138] при анализе характеристик теплообмена в условиях замерзания воды и с учетом конвективного теплообмена представлена двумерная математическая модель в среде *COMSOL* с использованием уравнений энергии и Навье – Стокса. Но при моделировании процесса кристаллизации воды на холодной поверхности предполагалось, что лед должен подниматься вверх за счет того, что его плотность меньше плотности воды. В связи с этим, чтобы исключить всплытие льда и корректно описать процесс роста его толщины на теплообменной поверхности в модели [138] авторы устанавливали в уравнении сохранения импульса вязкость льда 10^{22} Н·с/м². Таким образом, моделировался эффект «прилипания» льда к поверхности, который предотвращал его движение вверх за счет действия подъемной силы.

1.5. Кристаллизация воды на поверхности испарителя водяного теплового насоса

Процесс кристаллизации воды на трубках испарителя при работе водяного теплового насоса в условиях низких температур воды в водоеме был зарегистрирован в исследованиях [78, 117–122].

В [117] рассматривался теплообменник, в котором источником низкопотенциальной теплоты являлись трубки с водой, расположенные вблизи других с фреоном. Для увеличения эффективности теплообмена между трубками в теплообменнике циркулировал воздух, который нагнетался специальным вентилятором. Несмотря на то, что прямой контакт трубок с фреоном и водой при низкой температуре отсутствовал, на трубках испарителя происходило образование льда [117]. Вода кристаллизовалась на теплообменных поверхностях вследствие влажности воздуха, циркулирующего между трубками. При включении обратного цикла, когда подогретый фреон направлялся от конденсатора в испаритель, автор [117] наблюдал таяние льда. Но при этом вода, использованная в системе обогрева, остывала. Таким образом, конденсатор брал на себя функции испарителя. Автор [117] пришел к выводу, что для таяния льда, необходимо использовать обратный цикл работы теплового насоса. Но известно, что вода имеет более высокую плотность и теплоёмкость по сравнению с воздухом, поэтому она является более эффективным энергоносителем.

В работе [152] проводился анализ производительности водяного теплового насоса с открытым контуром в городе Сянтань, расположенном на юге Китая. При температуре воды вокруг теплообменника испарителя ниже 277 К, автор использовал дополнительный нагреватель для повышения температуры воды до 281 К. Это позволило избежать образования льда на теплообменной поверхности трубки испарителя.

В исследовании [118] рассматривалась установка, представляющая собой водяной тепловой насос с замкнутым контуром, теплообменник испарителя которого был погружен в бассейн с температурой воды 277 К. При снижении

температуры воды в бассейне ниже 273 К автор регистрировал кристаллизацию воды на теплообменных поверхностях. В начальный период образующийся лед незначительно снижал тепловой поток между водой и хладагентом, но с ростом времени лёд заполнял всё пространство между трубками испарителя, и коэффициент теплообмена резко падал. Вследствие того, что плотность льда меньше плотности воды, возникала подъёмная сила, которая выталкивала вверх покрытый льдом теплообменник и вызывала повреждение соединительных труб. Автор [119] установил, что при нагреве воды конденсатором лёд начинал таять.

С целью решения проблемы образования льда на поверхностях трубки испарителя в [118] предложено увеличить вертикальное расстояние между трубками, чтобы не допустить заполнения льдом всего межтрубного пространства. Но в [118] отсутствует информация о влиянии образовавшегося льда на коэффициент преобразования энергии теплового насоса, а также сведения об изменении теплового потока в теплообменнике при увеличении толщины льда.

В [119] установлено, что коэффициент теплообмена вблизи испарителя понижается до критически низких значений при прекращении движения потока воды между трубками испарителя из-за увеличения толщины слоя льда. Однако в [119] не проводился анализ возможности эксплуатации теплового насоса в таких условиях, отсутствуют рекомендации о способах устранения льда.

Математическая модель процессов работы водяного теплового насоса, представленная в [121], описывает образование льда по контуру трубки теплообменника. Выполнен анализ условия уменьшения и увеличения его толщины. При расчетах теплового потока модель учитывает влияние вынужденной конвекции хладагента в трубке, естественной конвекции между поверхностью льда и водой в природном источнике, увеличение толщины льда и изменение теплопередачи через обледеневшую стенку трубки. Отмечено в [121], что процесс таяния льда начинается на внешней поверхности трубки испарителя со стороны воды. Однако в [121] отсутствуют данные, необходимые для расчёта коэффициента теплообмена в условиях кристаллизации воды на трубке испарителя, и не предложены способы ликвидации льда.

Проведенный обзор как российской, так и зарубежной современной литературы позволяет констатировать, что до настоящего времени недостаточно изучен процесс кристаллизации воды на поверхностях теплообмена испарителя при эксплуатации водяного теплового насоса в холодное время года и его влияние на эффективность работы теплового насоса.

1.6. Сезонная динамика температуры воды в открытом водоеме

Для анализа целесообразности использования энергии открытого водоема со стоячей водой в качестве источника теплоты для теплового насоса необходимо знать сезонную и глубинную динамику изменения температуры воды. Как отмечается в [100], в озерах имеют место свои характерные особенности распределения температуры по глубине, которые зависят от сезонных изменений условий теплообмена в водоеме.

Годовой термический цикл в озерах разделяется на четыре периода: весеннее и летнее нагревание, а также осеннее и зимнее охлаждения. Продолжительность этих периодов и моменты их наступления обусловлены не только временем года и географическим положением озера, но и объемом воды в озере и морфологическими особенностями его котловины [101].

Время весеннего нагревания наступает с момента устойчивого преобладания притока теплоты в озеро в течение суток над его потерями, что наблюдается, как правило, при усилении солнечной радиации, проникающей через лед. При подлёдном нагревании верхних слоев воды на десятые доли градуса выше 273 К начинается частичная циркуляция, которая постепенно переходит в полную после вскрытия озера и таяния льда (состояние гомотермии), когда вода ближе к поверхности становится равной температуре придонных слоев [102]. Окончанием периода весеннего нагревания считается момент достижения температуры наибольшей плотности (277 К) во всем водоеме. В этот период большую роль в передаче теплоты от поверхности в глубину играет динамическое перемешивание. Длительность периода весеннего нагревания в небольших водоемах составляет

несколько дней после вскрытия, в глубоких же время прогрева может увеличиться существенно.

Началом летнего нагревания называют период с момента возникновения прямой стратификации во всем озере, когда температура уменьшается с увеличением глубины [103]. По мере нагревания воды озера в условиях прямой стратификации разность плотностей воды и температур между глубинными и поверхностными слоями существенно увеличивается. Возникающая при ночном охлаждении термогравитационная конвекция выравнивает температуру только в относительно тонком приповерхностном слое. В результате в верхних прогретых слоях воды устанавливается сравнительно одинаковая температура. В нижних глубинных слоях остаются холодные «весенние» воды с незначительным изменением температуры.

Между теплыми и холодными слоями возникает промежуточный тонкий слой, в котором с глубиной резко падает температура (иногда до 8–10 К на 1 м). Это слой температурного скачка (или металимниона) [104].

Слой воды, расположенный выше металимниона, называют эпилимнионом, а ниже него – гиполимнионом [105]. Такое термическое расслоение на три явно выраженные термические зоны (эпилимнион, металимнион и гиполимнион) в период летнего нагревания присуще многим озерам. Слой температурного скачка в различных водоемах формируется на разных глубинах. В не защищенных от действия ветра озерах он наблюдается глубже, при сильных ветрах, вызывающих смешение вод верхнего слоя с водами гиполимниона, исчезает (в штилевую погоду может вновь появиться). В хорошо прогреваемых озерах он либо выражен слабо, либо вовсе отсутствует. При неустойчивой погоде (резкой смене температур воздуха, чередовании штилевой и ветреной погоды) возникают второй и третий слои температурного скачка. С наступлением осени толщина такого слоя уменьшается, и далее он исчезает, уступая место плавному снижению температуры с глубиной [106].

Осеннее охлаждение начинается в период устойчивого преобладания в течение суток теплоотдачи с водной поверхностью озера над поступлением к ней

теплоты. Охлаждение происходит в условиях прямой стратификации. Разность температур и плотностей между зонами гипolimниона и эпилимниона постепенно уменьшается, чему способствует не только охлаждение поверхностных слоев, но и усиливающееся конвективное и ветровое перемешивание, выравнивающее температуру по вертикали [106]. Устанавливается осенняя гомотермия, которая может возникнуть при разных температурах (в зависимости от температуры воды) в зоне гипolimниона, морфометрических особенностей котловины озера и силы ветра [107]. В мелководных, открытых действию ветра водоемах гомотермия устанавливается раньше и при более высоких температурах, чем в глубоких. Дальнейшее охлаждение происходит при гомотермии. Окончанием периода осеннего охлаждения считают время установления температуры, соответствующей наибольшей плотности во всей глубине озера. Это происходит в разные сроки в зависимости от глубины озера, количества накопленной за лето теплоты [107].

Период зимнего охлаждения начинается с момента установления обратной термической стратификации. В больших, но неглубоких водоемах охлаждение всей водной массы происходит очень интенсивно, благодаря ветровому перемешиванию. В таких водоемах наблюдается снижение запасов теплоты, и вода озера замерзает при отрицательной температуре всей воды в озере. Защищенные от ветра малые водоемы замерзают при больших запасах теплоты в придонных слоях, и температура у дна близка к 277 К [108]. После длительного охлаждения замерзающих или незамерзающих полностью озер снижение температуры воды происходит до окончания зимнего сезона. В период ледостава теплота отводится из водоема через снежно-ледяной покров. Если эти потери меньше теплового потока, поступающего от дна, охлаждения водоема не произойдет. В этих случаях говорят о зимнем нагревании озерной воды [108].

Во время максимального охлаждения температура придонных слоев в озерах понижается до 275,5 К. Зимой при обратной стратификации может наблюдаться образование слоя температурного скачка, выраженного менее отчетливо, чем летом [109].

Анализ сезонной и глубинной динамики изменения температуры воды в водоемах [106–109] позволяет сделать следующие выводы:

1) Наиболее высокие температуры воды в период отопительного сезона более глубоких водоемов, в которых аккумулируется больше теплоты за период летнего прогрева.

2) Отбор теплоты при работе теплового насоса эффективнее осуществлять в летний период с приповерхностных слоев воды, а в зимний – с придонных.

3) Пространственное распределение температуры воды для мелких и глубоких водоемов обусловлено сезонным изменением температуры воздуха, ветром, географической широтой, местными топографическими особенностями района.

4) Схема распределения температур воды в водоёме весьма схожа с распределением температуры воздуха. В регионах с преобладанием возвышенностей наблюдаются в целом более низкие температуры вод (характерно для центральной части России) [110].

5) Более высокие температуры воды в водоемах наблюдаются вдоль прибрежного района восточной части России – это производные от высоких температур воздуха из-за теплого течения с моря. Максимальная температура фиксировалась от 284 К до 298 К, а минимальные – от 276 до 289 К.

Похожие климатические условия и в Сирии - стране Юго - Западной Азии [111], расположенной у Средиземного моря между Ливаном и Турцией. Сирия разделена на три основных региона:

1) Прибрежная равнина вдоль Средиземного моря на 65 км шириной 19 км с максимальной средней температурой в августе 302 К, и минимальным значением в январе 289 К, минимальная температура морской воды составляет 289 К – эти условия идеальны для работы теплового насоса типа «морская вода - вода».

2) Вдоль прибрежной равнины Сирии находится горная область шириной 30 км, средняя высота которой 1,2 км, зимняя средняя температура (в январе) 277 К. В этом регионе есть около 19 крупных рек (р. Аль-Абраш, Алхасин, Ал-Мркия, Ал-Син, Ал-Ктдил), 4 крупных озера средней площади 30 км² (о. Тишрин,

Баллоран, Ал-басел, Катина) и более 1500 малых рек и водохранилищ – эти водосборники имеют температуру от 277 до 286 К зимой.

3) Третий восточный регион Сирии – пустыня с минимальной температурой зимой 273 К. В восточной части находится самая большая река Сирии Евфрат, ее длина в Сирии 610 км. Минимальная температура (284 К) речной воды была зарегистрирована в январе.

Можно сделать вывод, что географические и климатические характеристики регионов Сирии и России вполне соответствуют условиям применения теплонасосных установок.

1.7. Используемые хладагенты

Помимо корректного выбора источника низкопотенциальной теплоты существенное влияние на эффективность работы теплового насоса и экономичность всей установки оказывает тип хладагента, циркулирующего в рабочем контуре насоса. Применение различных типов хладагентов рассматривалось в работах [57, 58, 65, 112–114].

Создана модель работы водяной *ТНУ* [112], определяющая коэффициент преобразования насоса в зависимости от ежедневных колебаний температуры наружного воздуха и воды в водоеме. В качестве рабочего хладагента ими использовался R-410a, который испаряется при температурах 274–275 К.

В [57] в качестве хладагента рассмотрен R-407c, который работал при давлении 0,55 МПа в испарителе (температура кипения 280 К) и 2,6 МПа в конденсаторе. Низкие значения температур кипения этих хладагентов (немногом выше температуры кристаллизации воды в открытом водоеме) не позволяют образовываться наледи на трубке испарителя. Однако, если разность температур между водой в источнике и хладагентом в испарителе не превышает минимально допустимое для эффективного теплообмена значение 5 К [57] (температура воды в водоеме в зимний период обычно находится в пределах 275–283 К), то необходимо увеличивать площадь поверхности теплообмена (вода-хладагент), а,

следовательно, и массу хладагентов R–410a, R–407c, которые являются достаточно дорогостоящими [115].

В [59, 65] показано, что при уменьшении разности температур воды в источнике теплоты и хладагента на каждые 5 градусов, требуется увеличивать размер теплообменника в среднем в три раза. К тому же рабочие давления при использовании R–407c (0,55 МПа в испарителе и 2,6 МПа в конденсаторе) считаются достаточно высокими, поэтому необходима специальная конструкция компрессора и трубки испарителя для увеличения уровня безопасности и прочности установки, что в свою очередь напрямую скажется на стоимости *ТНУ*.

В связи с этим рекомендуется использовать в качестве хладагента более дешевый фреон R–134a. Его температура кипения при рабочем давлении 0,15–0,2 МПа составляет 259–263 К, поэтому при его использовании дополнительно уменьшается необходимая площадь теплообменника испарителя (за счет большего перепада температуры между водой и хладагентом), при этом также снижается потребляемая компрессором электрическая энергия за счет уменьшения степени сжатия [114].

В [114] показано, что при понижении температуры воды в водоеме для сохранения теплового потока в испарителе без изменения размера его теплообменника необходимо снизить температуру кипения фреона внутри трубки испарителя. Для этого необходимо отрегулировать расширительный клапан и снизить давление в испарителе. Следовательно, чтобы поднять температуру фреона и получить требуемую температуру нагрева воды в системе отопления, необходимо увеличить степень сжатия фреона в компрессоре, либо сжимать его в два этапа, что приведет к увеличению затрат электрической энергии компрессором.

Зачастую использование хладагентов с достаточно высокими температурами кипения 274–280 К невозможно в связи с тем, что температура воды в открытых водоемах зимой не превышает 283 К [58]. При этом для эффективной работы теплового насоса требуется перепад температуры «вода – хладагент» не менее 5 К [57]. В этих условиях применение в качестве рабочего вещества в испарителе фреона R–134a с температурой кипения 259–263 К является наиболее

перспективным вариантом. Но возможность применения R-134a требует дополнительных исследований, т.к. при его кипении на поверхности теплообменных трубок испарителя, погруженного в водный источник теплоты с температурой кристаллизации 273 К, образуется лед. Следует учитывать, что слой льда между водой и поверхностью трубки испарителя существенно снижает эффективность теплообмена. До настоящего времени отсутствуют результаты исследования работы теплового насоса в таких условиях [116]. Необходимо всестороннее изучение особенностей работы водяного теплового насоса в условиях кристаллизации воды на поверхности трубок теплообменника-испарителя при погружении его в открытый водоем в холодное время года.

1.8. Основные выводы

1. Теплонасосные установки имеют значительные преимущества перед традиционными источниками теплоснабжения. Однако эффективность их работы и срок окупаемости во многом определяются рациональным выбором источника низкопотенциальной энергии.

2. Наиболее оптимальным источником энергии для климатических условий России и Сирии являются водные объекты, обеспечивающие достаточное количество теплоты для работы теплового насоса даже в зимний период.

3. Не менее важным является выбор типа хладагента, используемого в контуре теплового насоса и влияющего главным образом на эффективность отбора теплоты и стоимость всей установки. Необходимо, с одной стороны, обеспечить достаточный для протекания теплообмена перепад температур между хладагентом и водным источником теплоты (не менее 5 К), а с другой – сэкономить денежные ресурсы.

4. Наиболее перспективно использование фреона R-134a, который удовлетворяет заданным критериям выбора. Температура кипения R-134a при рабочем давлении в испарителе 0,15–0,2 МПа составляет 259–263 К, поэтому в процессе работы теплового насоса на поверхности трубки испарителя, погруженного в водоем, образуется слой льда, существенно снижающий

эффективность теплообмена. Кристаллизация воды на поверхностях теплообменника происходит при использовании как открытого, так и замкнутого контура теплового насоса. До настоящего времени недостаточно результатов исследований, позволяющих оценить эффективность работы теплового насоса в условиях образования льда на поверхности трубки испарителя. Отсутствуют данные о временных характеристиках, условиях образования и таяния льда на теплообменных поверхностях теплового насоса.

5. Установлено, что на величину теплового потока в открытом водном источнике с непроточной водой в значительной степени влияет термогравитационная конвекция. Однако известные результаты исследований закономерностей процессов теплообмена, происходящих в системах, применяющихся в кондиционерах, позволяют делать вывод, что влияние термогравитационной конвекции на теплообмен между источником теплоты и хладагентом в *ТНУ* требует изучения.

ГЛАВА 2. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ НАЧАЛЬНОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ ВОДЫ ВБЛИЗИ ПОВЕРХНОСТИ ИСПАРИТЕЛЯ НА РЕЖИМЫ РАБОТЫ ВОДЯНОГО ТЕПЛООВОГО НАСОСА

В данной главе представлены результаты экспериментальных исследований процессов теплопереноса при работе водяного теплового насоса при относительно низких температурах воды (от 280 до 286 К), соответствующих осеннему, зимнему и весеннему периодам года большей части территории России и Сирии. В ходе экспериментов рассмотрены два варианта источника низкопотенциальной теплоты: пресная вода и насыщенный солью водный раствор. Проведено сравнение эффективности работы насоса при использовании этих источников. Установлены зависимости изменения температур поверхности трубки испарителя (T_n^u) и конденсатора (T_n^k), а также воды вокруг испарителя и конденсатора от времени при различных начальных значениях температуры источника теплоты. Исследовано влияние слоя льда, образующегося на поверхности трубки испарителя в процессе функционирования теплового насоса. Проведён анализ коэффициента производительности TNU для всех рассмотренных случаев.

2.1. Методика экспериментальных исследований

Исследования проведены с использованием экспериментального стенда, представляющего лабораторную модель теплового насоса (рисунок 2.1). Схема испарителя и конденсатора приведены на рисунок 2.2

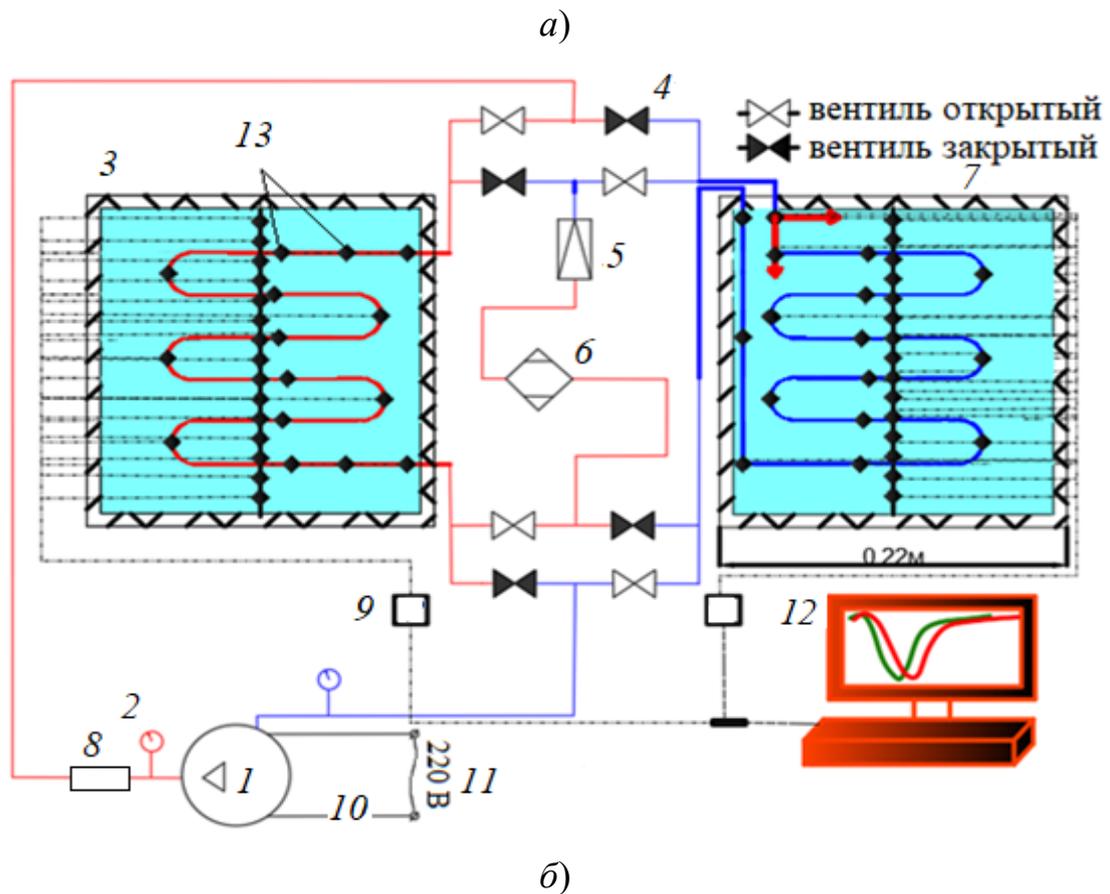
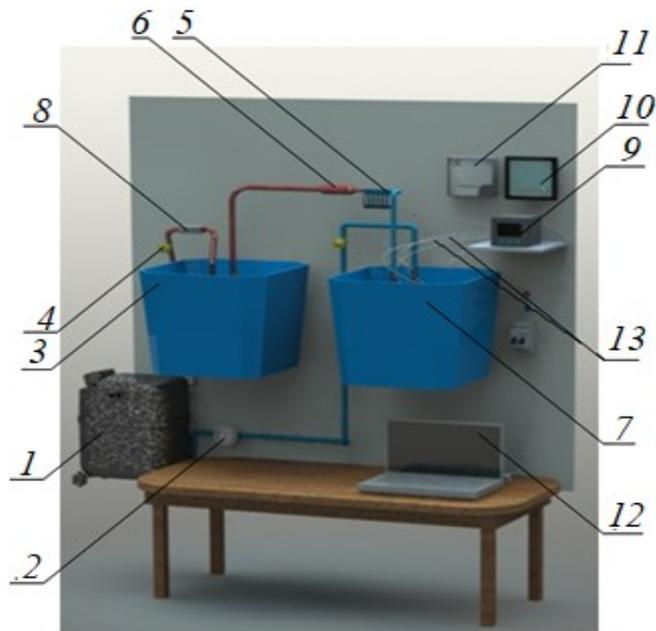
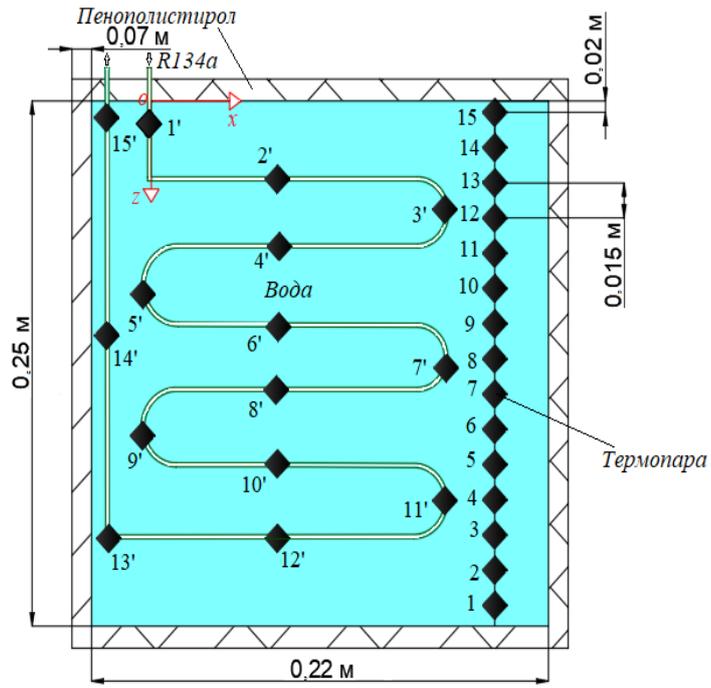
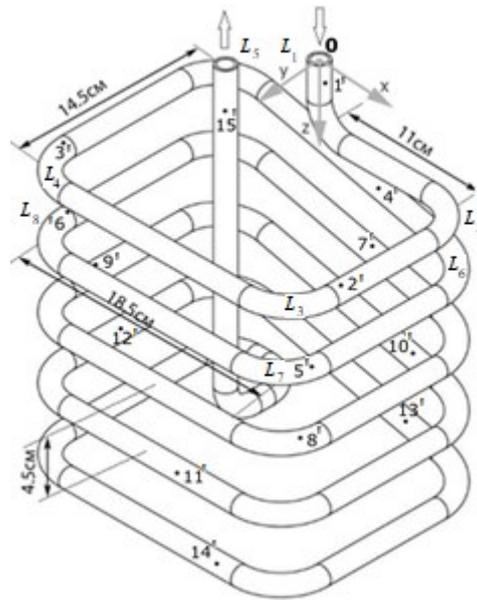


Рисунок 2.1. Общий вид (а) и схема (б) экспериментального стенда:

1 – компрессор; 2 – манометр; 3 – конденсатор; 4 – вентиль; 5 – капиллярная трубка; 6 – фильтр-осушитель; 7 – испаритель; 8 – расходомер; 9 – цифровой преобразователь; 10 – амперметр; 11 – вольтметр; 12 – компьютер; 13 – термопары.



a)



б)

Рисунок 2.2. Схема а) испарителя и конденсатора (ромбами обозначены точки контроля температуры); б) трубки элемента теплообменника.

Модель теплового насоса представляет собой 2 емкости (испарителя и конденсатора) размерами $0,22 \times 0,18 \times 0,25$ м, заполненные водой. Эти емкости теплоизолированы от окружающей среды пенополистиролом толщиной 70 мм (рисунок 2.2, а). Внутри емкостей находятся медные трубки, образующие

замкнутый контур теплового насоса. Размеры медных трубок: диаметр 9,5 мм, толщина стенки 1,5 мм, длина каждой 3,11 м. В качестве хладагента лабораторной модели теплового насоса использовался фреон R-134a.

Работа лабораторной модели теплового насоса происходит по следующей схеме. Фреон R-134a в жидком состоянии поступает в контур испарителя через фильтр-осушитель и капиллярный трубопровод внутренним диаметром 0,7 мм и длиной 0,3 м (рисунок 2.1, б). Фильтр-осушитель предназначался для устранения излишней влаги и предотвращения загрязнений в капиллярной трубке. В результате дросселирования через капиллярный трубопровод давление хладагента резко падает до значения около 0,2 МПа, при этом снижается температура кипения хладагента до 258 – 263 К. Вследствие этого, после поступления и нагрева от источника низкопотенциальной энергии (вода при температуре 280–286 К), фреон закипает и переходит в парообразное состояние. Образовавшийся пар сжимается поршневым компрессором до давления 1,1 МПа, обеспечивающего конденсацию парообразного хладагента в конденсаторе при температуре окружающей среды равной температуре в лаборатории (291 К). Как правило, управление компрессором (СКО-75 Н5-02) осуществляется при изменении режима работы электрического двигателя, напряжение питания которого составляет 220 В (номинальная сила тока 0,8 А). Пар высокого давления перекачивается по медной трубке в конденсатор. Там фреон конденсируется, происходит нагревание воды в ёмкости, моделируется теплоотвод в систему обогрева. Далее хладагент в жидком состоянии поступает в испаритель через фильтр-осушитель и капиллярный трубопровод. В дальнейшем цикл повторяется.

Для контроля и регистрации температуры в разных точках экспериментального стенда применялись хромель-алюмелевые термопары (ТХА) с размером рабочего спая 0,1 мм. Термопары подключались к 16-ти разрядному аналого-цифровому преобразователю типа ОВЕН УКТ38-Щ4 и через сетевой адаптер к персональному компьютеру.

Значения температур на поверхности трубок испарителя и конденсатора измерялись с использованием 15 термопар (№ 1'–15'), расположенных на

расстоянии 0,22 м друг от друга по ходу движения хладагента (рисунок 2.2, б) в соответствии с координатами, указанными в таблице 2.1. Термопара 1' фиксировала температуру поверхности трубок на входе в испаритель (или конденсатор), термопара 15' – на выходе из испарителя (или конденсатора).

Таблица 2.1. Координаты контрольных точек регистрации T_n^u , T_n^k

| | | | | | | | | |
|------|--------|-------|--------|--------|-------|--------|-------|-------|
| № | 1' | 2' | 3' | 4' | 5' | 6' | 7' | 8' |
| X, м | 0 | 0,11 | -0,075 | 0,03 | 0,11 | -0,075 | 0 | 0,11 |
| Y, м | 0 | 0,095 | 0,125 | 0 | 0,145 | 0,1 | 0 | 0,145 |
| Z, м | 0,02 | 0,045 | 0,045 | 0,09 | 0,09 | 0,09 | 0,135 | 0,135 |
| № | 9' | 10' | 11' | 12' | 13' | 14' | 15' | - |
| X, м | -0,075 | 0,055 | 0,085 | -0,075 | 0,08 | 0,055 | 0 | - |
| Y, м | 0,1 | 0 | 0,145 | 0,075 | 0 | 0,145 | 0,075 | - |
| Z, м | 0,135 | 0,18 | 0,18 | 0,18 | 0,225 | 0,225 | 0,02 | - |

Регистрация температуры воды вблизи трубки испарителя (T^u) и конденсатора (T^k) осуществлялась 15-ю термопарами (№ 1–15), зафиксированными по вертикальной координате с шагом $z = 0.015$ м (рисунок 2.2, а).

Толщина льда (δ), образующегося на поверхности трубки испарителя, контролировалась каждые 10 минут с использованием цифрового штангенциркуля. Измерения проводились в контрольных точках $L_1 - L_8$. Координаты точек контроля приведены в таблице 2.2. Значения силы тока и напряжения электродвигателя компрессора, используемые при вычислении коэффициента эффективности работы теплового насоса, регистрировались по показаниям амперметра и вольтметра.

Таблица 2.2. Координаты контрольных точек при измерении толщины слоя льда на поверхности трубки испарителя

| Обозначения | L_1 | L_2 | L_3 | L_4 | L_5 | L_6 | L_7 | L_8 | |
|-------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Длина отрезка трубки, м | 0 | 0,115 | 0,26 | 0,445 | 0,59 | 0,775 | 0,92 | 1,105 | |
| Координаты, м | x | 0 | 0,115 | 0,115 | -0,07 | -0,07 | 0,115 | 0,115 | -0,07 |
| | y | 0 | 0 | 0,145 | 0,145 | 0 | 0 | 0,145 | 0,145 |
| | z | 0 | 0,045 | 0,045 | 0,045 | 0,045 | 0,09 | 0,09 | 0,09 |

Давление фреона на входе и выходе компрессора регистрировалось каждые 10 минут. Расход хладагента в заданном интервале времени (60 с) фиксировался цифровым расходомером каждые 10 минут и поддерживался на уровне 2 г/с.

Температура в лаборатории во время проведения экспериментов составляла 291 К. В идентичных условиях проводились серии из трех опытов при разной начальной температуре воды вокруг испарителя (T_0^u) 280 К (режим 1), 282 К (режим 2), 286 К (режим 3). Выбранные значения температур воды в испарителе соответствуют диапазону изменения температур воды в водоемах многих регионов РФ и Сирии в осенний, зимний и весенний периоды времени. Значения температур регистрировались каждые две секунды и сохранялись на жёстком диске. Общее время каждого эксперимента составляло около $3 \cdot 10^4$ с.

Обработка экспериментальных данных осуществлялась с использованием программного комплекса National Instruments LabVIEW, разработанного специально для такого типа измерений. Результаты усреднялись и представлялись в виде зависимостей соответствующих характеристик во времени.

2.2. Оценка погрешностей измерений контролируемых величин

С целью оценки достоверности полученных экспериментальных данных выполнялись расчёты погрешностей измерений контролируемых физических величин. Для уменьшения случайных погрешностей измерений все эксперименты проводились при одинаковых условиях (температура в лаборатории

поддерживалась на уровне 291 К) три раза, после чего вычислялось среднее значение регистрируемой величины.

Для измерения T_n^u и T_n^k , а также воды в их окрестности применялись «хромель-алюмелевые» термопары, работающие в широком диапазоне температур от 3 до 1273 К с погрешностью менее 0,5 %. Термопары подключались к двум аналого-цифровым преобразователям типа УТК-38.

Погрешность измерительного канала температуры обусловлена погрешностями датчиков, ослаблением электрического сигнала в кабеле, сопротивлением соединения при подключении к УТК-38 и особенностями технологии преобразования унифицированного аналогового сигнала температуры в цифровое значение.

Систематическая погрешность средств измерений устранялась путем калибровки устройства с использованием смеси «вода-лед», которая имеет температуру 273 К. Корректирующие значения, установленные в настройке аналого-цифрового преобразователя, приведены в таблица 2.3. Во время измерений порядок использования приборов должен быть случайным с целью уменьшения значений погрешностей, поэтому при проведении экспериментальных исследований месторасположение термопар в узлах установки изменялось.

Таблица 2.3. Корректировка показателей аналого-цифрового преобразователя УТК-38

| Номер УТК-38 | Первый | | | | | | | | Второй | | | | | | | |
|-----------------|--------|-----|----|------|---|------|-----|------|--------|------|-----|-----|---|-----|---|---|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| Номер канала | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| Коррекция | 0 | 0,5 | -1 | -1,3 | 0 | -0,7 | 0,3 | -0,9 | -1 | -1,6 | 0,6 | 0,8 | 0 | 0,9 | 0 | 1 |

Стандартная погрешность прямых измерений σ_{xi} (стандартное отклонение) рассчитывалось с использованием статистического уравнения [161]:

$$\sigma_{xi} = \pm \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n s_i^2}{n-1}}. \quad (2.1)$$

Случайная погрешность:

$$\tilde{\sigma} = \pm \frac{\sigma_{xi}}{\sqrt{n}}, \quad (2.2)$$

случайная погрешность измерения:

$$\Delta \tilde{x}_{cl} = \pm t_{an} \tilde{\sigma}. \quad (2.3)$$

В случае возникновения нескольких погрешностей в устройстве ($e_1, e_2, e_3 \dots$) общая систематическая погрешность измерений вычислялась по формуле

$$\Delta \tilde{x}_{ou} = \sqrt{e_1^2 + e_2^2 + e_3^2 + e_4^2 + e_5^2 \dots}. \quad (2.4)$$

Полное значение погрешности измерения:

$$\Delta \tilde{x} = \sqrt{\Delta \tilde{x}_{ou}^2 + \Delta \tilde{x}_{cly}^2}, \quad (2.5)$$

затем определялась относительная погрешность, которая представляла собой отношение полной погрешности к измеренному значению величины:

$$\Delta = \frac{\Delta \tilde{x}}{\tilde{x}} \cdot 100\%. \quad (2.6)$$

Максимальные значения относительной погрешности термопар представлены в таблица 2.4.

Как видно из таблица 2.4, максимальная относительная погрешность измерения температуры термопарами в разных точках экспериментального стенда не превышала 0,19%.

Для измерения толщины льда (δ), образующегося на трубке испарителя, использовался цифровой штангенциркуль. Значение систематической ошибки составляло 0,5 мм. Измерения проводились каждые 15 мин в контрольных точках, расположенных вдоль трубы испарителя.

Максимальная относительная погрешность измерения δ представлена в таблица 2.5.

Таблица 2.4. Максимальные относительные погрешности (Δ_{\max}) измерений T_n^u , T_n^k , T^u и T^k

| Место измерения температуры | T^u | T_n^u | T^k | T_n^k |
|--|-------|---------|-------|---------|
| Δ_{\max} %, при $T_0^u = 280$ К | 0,11 | 0,19 | 0,19 | 0,18 |
| Δ_{\max} %, при $T_0^u = 282$ К | 0,18 | 0,19 | 0,19 | 0,19 |
| Δ_{\max} %, при $T_0^u = 286$ К | 0,18 | 0,19 | 0,19 | 0,17 |
| Δ_{\max} %, при использовании раствора, $T_0^u = 280$ К | 0,19 | 0,19 | 0,19 | 0,19 |

Как видно из таблица 2.5, относительная погрешность измерения Δ , образующегося на поверхности трубки испарителя, была не больше 10%.

Таблица 2.5. Максимальная относительная погрешность измерений толщины льда

| Δ_{\max} %, при $T_0^u = 280$ К | Δ_{\max} %, при $T_0^u = 282$ К | Δ_{\max} %, при $T_0^u = 286$ К |
|--|--|--|
| 9,3 | 8,6 | 6,6 |

Измерение давления на входе и выходе компрессора осуществлялось с использованием двух манометров с систематической погрешностью 0,01 МПа. Относительная погрешность измерений не превышала 3%.

Сила электрического тока и напряжение для электродвигателя компрессора измерялись амперметром и вольтметром с погрешностями $\pm 0,025$ А, – ± 5 В, соответственно. Относительная погрешность измерений электрического тока не превышала 2,7%, напряжения – 2,2%.

Расход фреона в рабочем контуре теплового насоса регистрировался с использованием цифрового расходомера.

Систематическая погрешность измерений расходомера составляла $\pm 0,5\%$. Систематическая погрешность таймера 0,5 с, его относительная погрешность не превышала 5%.

Полученные значения относительных и абсолютных погрешностей определения контролируемых величин, представленные в таблица 2.3, таблица 2.4, таблица 2.5, можно считать приемлемыми, а результаты в полной мере достоверными и обоснованными.

2.3. Результаты экспериментальных исследований

С целью анализа процессов работы теплового насоса и интерпретации полученных в ходе проведения эксперимента значений T_n^u и T_n^k , T^u , T^k рассмотрено несколько временных циклов (рисунок 2.3). Установлено, что температура фреона на входе в испаритель с учётом времени изменяется. Это оказывает существенное влияние на режимы функционирования теплонасосной установки.

В начальный период времени работы теплового насоса (рисунок 2.3, *a*), пока происходит нагрев воды в конденсаторе от начального значения 291 К (соответствует температуре воздуха в лаборатории) до температуры, требуемой на входе $T_{НУ}$, фреон полностью конденсировался в трубке конденсатора (процесс 2 – 3, рисунок 2.3, *a*) и охлаждался, отдавая свою теплоту теплоносителю в систему отопления. Далее давление и температура кипения фреона понижались после прохождения капиллярной трубки (процесс 3–4) до значения, необходимого для его испарения в трубке испарителя. При этом испарение фреона (процесс 4–1, рисунок 2.3, *a*) происходило при температуре, ниже температуры кристаллизации воды, что инициировало процесс образования льда на поверхности трубки испарителя.

С увеличением температуры теплоносителя в системе теплоотвода происходит неполная конденсация и охлаждение фреона в процессе 2–3, это вызывает смещение точки 3 на Ph-диаграмме вправо в область двухфазного

состояния (насыщенный пар + жидкость) (рисунок 2.3, б). На поверхности трубки испарителя продолжается процесс кристаллизации воды. Эффективность работы теплового насоса при этом снижается.

При достижении температуры воды в системе обогрева заданного значения, соответствующего конденсации, дальнейшее охлаждение фреона в трубке конденсатора не происходило (рисунок 2.3, в). Точка 3 на (рисунок 2.3, в) смещалась в область парообразного состояния фреона. Хладагент в парообразном состоянии после конденсатора перемещался в капиллярную трубку. После неё (точка 4) температура фреона на входе в испаритель достигала значения 273 К, и образовавшийся на трубке испарителя лед начинал таять.

Дальнейший рост температуры фреона на входе в испаритель приводил к тому, что его температура оказывалась выше T^u . Точка 4 на (рисунок 2.3, г) смещалась правее точки 1. Установка переставала функционировать как тепловой насос и начинала подогреть воду вокруг трубки испарителя.

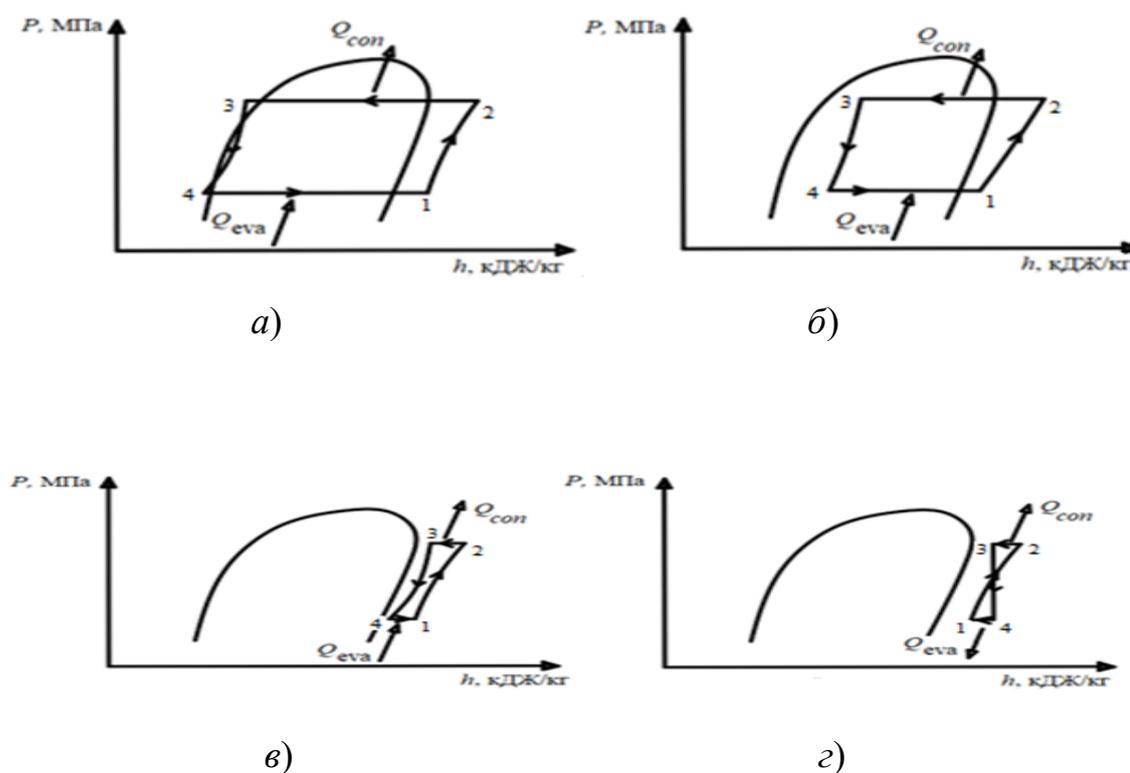
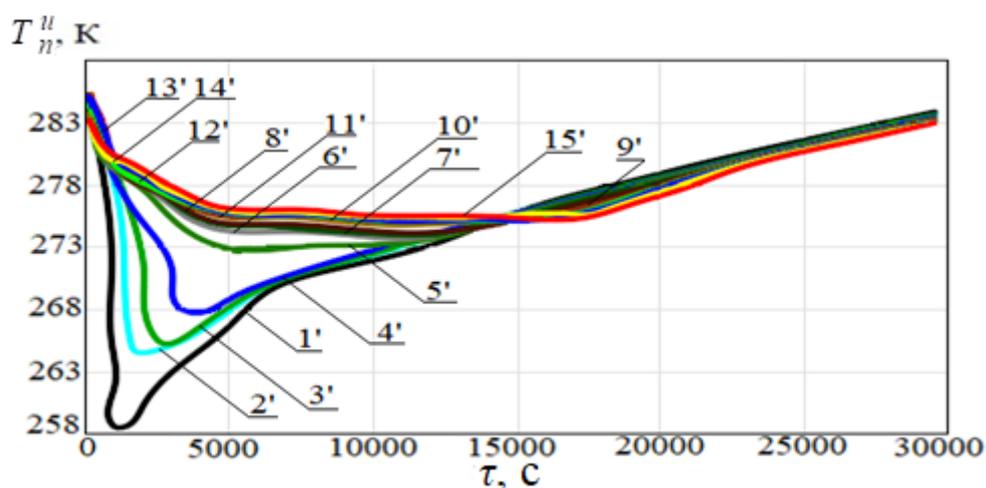


Рисунок 2. 3. Изменение термодинамического цикла при работе теплового насоса.

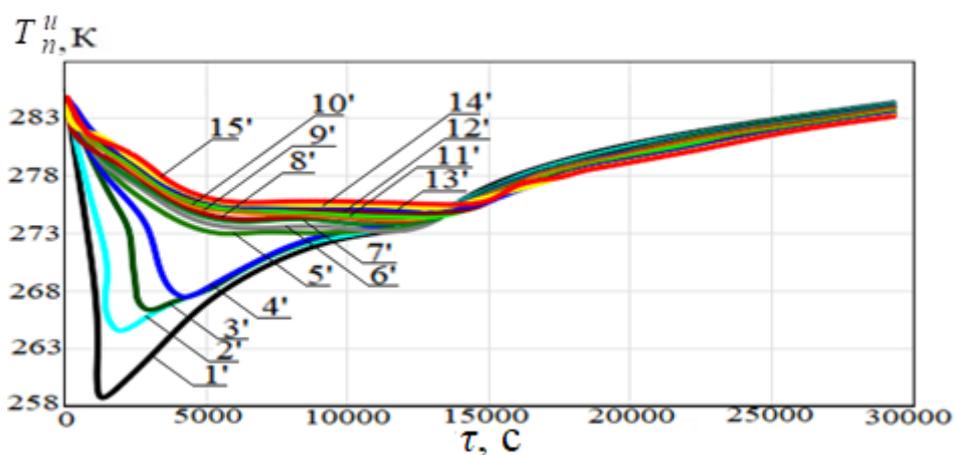
В результате проведения экспериментальных исследований при различных T_0^u , получены временные зависимости δ в характерных точках на поверхности трубки теплообменника – испарителя, также зафиксированы зависимости T_n^u , T_n^k , T^u и T^k от τ .

2.3.1 Температура поверхности трубки испарителя при разных начальных значениях температуры воды у её поверхности

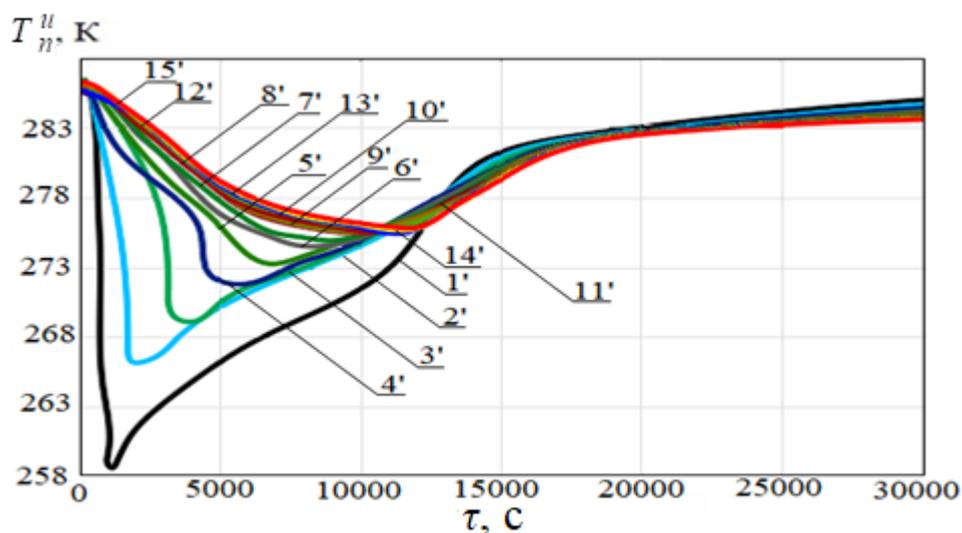
По результатам экспериментальных исследований рассматриваемого достаточно типичного теплового насоса построены зависимости от времени T_n^u при различных начальных значениях температуры воды: $T_0^u = 280, 282, 286$ К (рисунок 2.4). Эксперименты выполнены в лабораторных условиях при комнатной температуре $T_0 = 291$ К. На (рисунок 2.4) обозначения 1'–15' соответствуют номерам термопар, расположенным на поверхности трубки испарителя, согласно таблица 2.1.



а)



б)



в)

Рисунок 2.4. Зависимости T_n^u в характерных точках от времени при:
 а) $T_0^u = 280$ К; б) $T_0^u = 282$ К; в) $T_0^u = 286$ К.

Зависимости $T_n^u(\tau)$ (рисунок 2.4, а, б, в), показывают, что в течение первых 1000 с после начала функционирования теплового насоса температура поверхности трубки на входе в испаритель (термопара 1') снижалась при любой T_0^u . Термодары 2', 3', 4' также фиксировали существенное падение температуры вследствие движения фреона (с начальной температурой 258 К) по трубке испарителя. Давление хладагента внутри трубки составляло 0,2 МПа, что соответствовало его температуре кипения 263 К. Процесс испарения фреона происходил на участке между термодарами 1'–4' в первые 6000 с. На последующих участках трубки

(термопары 5'–15') температура повышалась вследствие теплообмена с водой, то есть тепловой насос работал в штатном режиме, нагревая хладагент за счет низкопотенциального источника энергии.

Из рисунок 2.4, *а*, *б*, *в* видно, что в течение первых 6000 с температуры в точках размещения термопар 2'–15' росли при повышении T_0'' от 280 К до 286 К. Это означает, что мощность испарителя увеличивалась с ростом температуры воды, что объясняется более интенсивным теплообменом при большей разнице температур между хладагентом и источником тепла. В то же время уменьшение разности температур поверхности трубки испарителя между входом (термопара 1') и выходом (термопара 15') в первые 14000 с на рисунок 2.4, *а*, *б*, *в* за счет роста температуры фреона на входе свидетельствует о снижении мощности испарителя.

Увеличение температуры в точке 1' со временем в процессе работы теплового насоса обусловлено постепенным нагревом воды, окружающей конденсатор. Как показано на (рисунок 2.4, *а*, *б*, *в*), относительно теплая вода вокруг конденсатора не охлаждает фреон до температуры конденсации, и он поступает на вход испарителя с повышенной температурой.

В течение первых 6000 с, если температура фреона на участке между термопарами 1'–4' была ниже 273 К, происходил процесс кристаллизации воды на внешней поверхности трубки испарителя. Образующийся лёд на участке трубки 1'–4' снижал интенсивность теплообмена между водой вблизи поверхности испарителя и хладагентом за счет увеличения общего термического сопротивления стенки трубки испарителя и слоя льда. Интенсивность теплообмена на участке трубки 1'–4' с ростом времени снижалась. Толщина льда увеличивалась. Вследствие незначительного нагрева фреона при движении по обледеневшей трубке испарителя на участке 1'–4' на следующем отрезке трубки между термопарами 5'–15' температура поверхности постепенно уменьшалась (рисунок 2.4, *а*, *б*, *в*). Это свидетельствует о снижении эффективности работы теплового насоса в условиях образования льда на трубке испарителя.

Установлено, что в процессе работы теплового насоса происходил постепенный нагрев фреона на входе в испаритель за счет неполной его конденсации (соответствует процессам в рисунок 2.3). Если температура поверхности трубки испарителя достигала значения 273 К образовавшийся на стенке трубки лед начинал таять. При $T_0^u = 280$ К лед начинал таять спустя 13500 с от начала работы теплового насоса (рисунок 11а). При увеличении T_0^u время начала таяния льда снижалось и составляло при $T_0^u = 282$ К, 12500 с, при $T_0^u = 286$ К, 12000 с (рисунок 2.4, а, б, в). Экспериментально установлено, что при увеличении T_0^u на 1 К, температуры в точках 2'–15' повышались на 0,6 К (около 0,28 %) в характерные промежутки времени.

В интервале времени 17000 – 18000 с (рисунок 2.4, а, б, в), если температура в точке 1' становилась выше T^u , соответствует процессу ε (рисунок 2.3), на участках между термопарами 2'–15' фиксировалось снижение температуры фреона при его движении от входа к выходу по трубке испарителя. Это происходило вследствие охлаждения фреона более холодной водой вблизи поверхности испарителя. Установка переставала функционировать как тепловой насос.

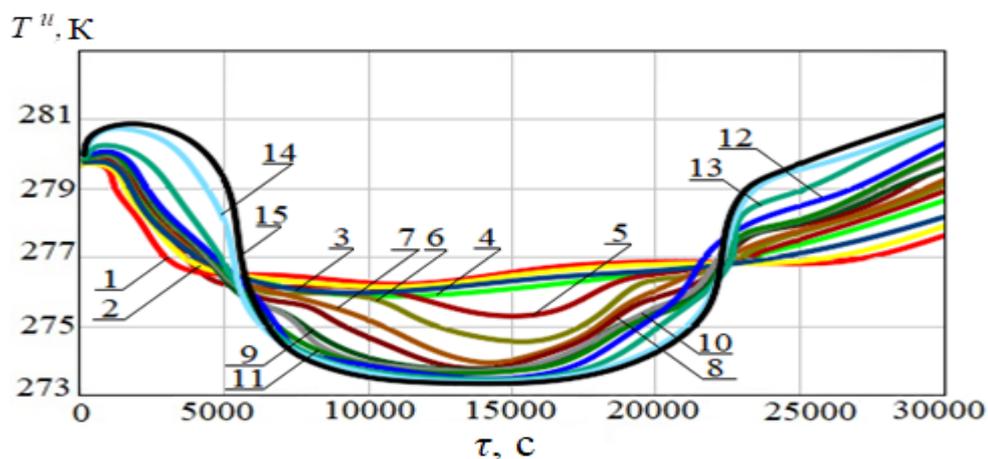
2.3.2. Температура воды в окрестности поверхности испарителя

По результатам экспериментальных исследований рассматриваемого теплового насоса построены зависимости $T^u = f(\tau)$ при: $T_0^u = 280, 282, 286$ К (рисунок 2.5). Эксперименты выполнены в лабораторных условиях при комнатной температуре $T_o = 291$ К. На (рисунок 2.5, а, б, в) обозначения 1–15 соответствуют номерам термопар, расположенным в межтрубном пространстве воды, окружающей испаритель (рисунок 2.2, а).

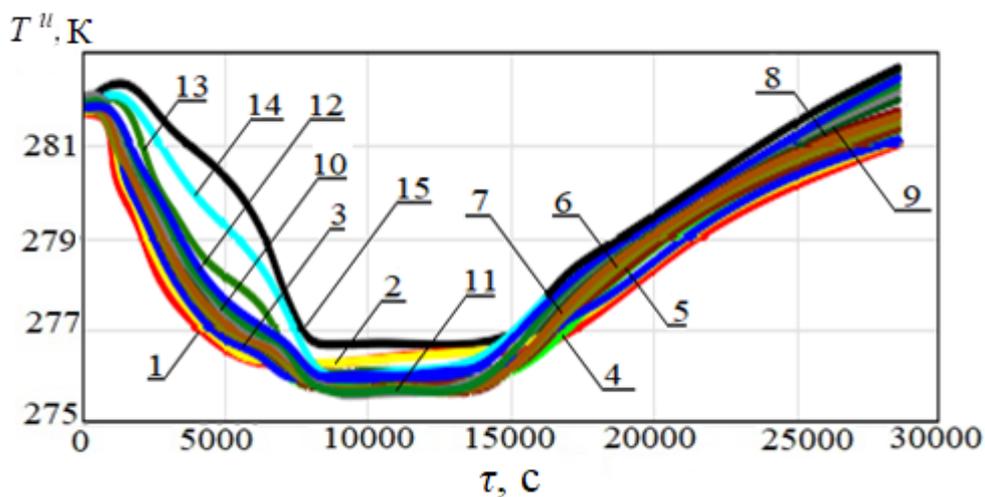
Результаты измерений, приведенные на (рисунок 2.5), показывают, что в течение первых 1000 с после начала функционирования теплового насоса T^u увеличивалась (рисунок 2.5, а, б, в). Нагрев воды происходил вследствие того, что

температура фреона в начальный период времени была равна температуре воздуха в лаборатории $T_o = 291$ К.

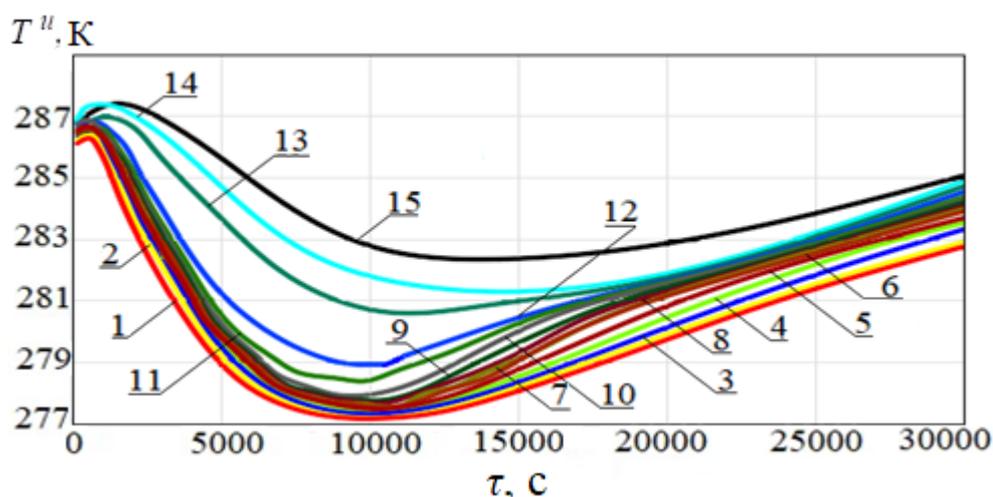
Далее до достижения моментов времени 5000 с (рисунок 2.5, *а*), 7000 с (рисунок 2.5, *б*), 9000 с (рисунок 2.5, *в*) происходил процесс теплообмена воды с фреоном, циркулирующим внутри трубки, и относительно теплая вода вокруг испарителя остывала. В это время там протекал процесс интенсивной термогравитационной конвекции – относительно холодная вода опускалась вниз, а относительно теплая вода поднималась вверх. Поэтому вблизи термодпар 1–3 температура воды ниже, чем около термодпар 13–15. При этом перепад температур по высоте достигал 3 – 4 К.



а)



б)



в)

Рисунок 2.5. Зависимости температуры воды вблизи поверхности испарителя от времени при: а) $T_0^u = 280$ К; б) $T_0^u = 282$ К; в) $T_0^u = 286$ К.

При дальнейшей работе теплового насоса и отборе низкопотенциальной теплоты T^u снижалась до 277 К соответствует 5000 с при $T_0^u = 280$ К (рисунок 2.5, а), и структура слоев воды менялась. Более холодная вода скапливалась вверху (термопары 13–15), а теплая опускалась вниз (термопары 1–3). Этот эффект объясняется тем, что при температуре воды 277 К ее плотность становится максимальной, а в интервале 273–277 К имеет место иная зависимость плотности от температуры: более теплые слои становятся тяжелее холодных (поэтому кристаллизующийся при 273 К лед всплывает в водоеме). Вследствие этого направление термогравитационной конвекции изменяется. В проведенных экспериментах (при $T_0^u = 282$ К и выше) T^u не опускалась ниже 276 К, поэтому направление конвекции не изменялось.

Можно заметить (рисунок 2.5, а), что в интервале времени 6000–12000 с T^u изменялась незначительно. Как видно на (рисунок 2.4, а, б, в) в процессе работы теплового насоса температура фреона растёт вследствие того, что относительно теплая вода вокруг конденсатора не охлаждает фреон до температуры конденсации. Если разность температур фреона и воды вблизи поверхности испарителя становится незначительной, процесс теплообмена замедляется, а

температура воды практически не изменяется. При этом образовавшийся к этому моменту на поверхности трубки испарителя лёд препятствует теплообмену воды с фреоном. Эксперименты показали, что в зоне с относительно высокой T^u толщина льда существенно меньше (рисунок 2.5, б). В опытах при $T_0^u=286$ К (рисунок 2.5, в) слой образовавшегося льда был минимальным, т.к. в этих экспериментах T^u была выше, чем при: $T_0^u=280$ К, $T_0^u=282$ К. Поэтому теплообмен воды с фреоном был более продолжительным. В то же время δ для условий (рисунок 2.5, б, в) меньше, чем для условий (рисунок 2.5, а). Следовательно, теплоотдача от воды к фреону протекала несколько интенсивнее, и температура воды на (рисунок 2.5, б, в) продолжала снижаться.

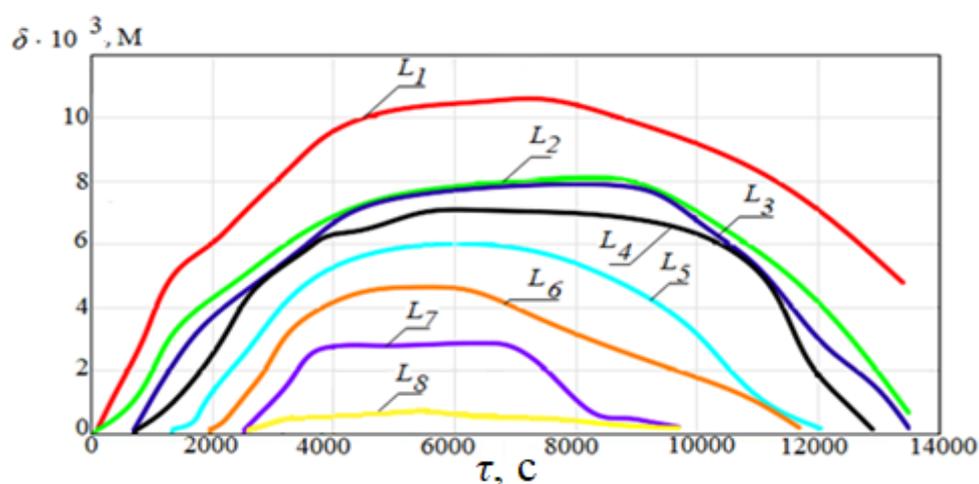
По истечении 15000 с (рисунок 2.5, а), 14000 с (рисунок 2.5, б) и 12000 с (рисунок 2.5, в) с момента начала работы теплового насоса вода в области трубки испарителя начинала нагреваться, вследствие увеличения температуры фреона при нагреве воды вокруг конденсатора.

2.3.3. Толщина льда на поверхности трубки испарителя при разных температурах воды

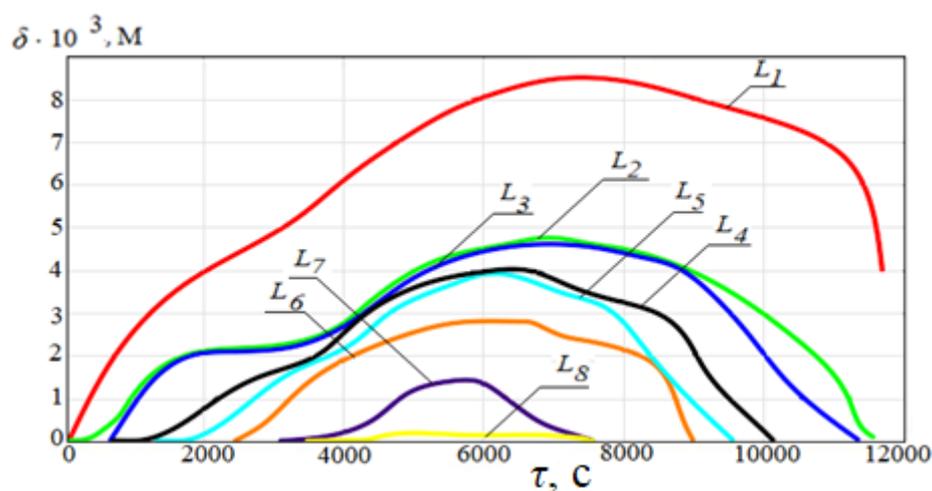
По результатам проведённых экспериментов построены зависимости δ на поверхности трубки испарителя от времени работы теплового насоса $\delta = f(\tau)$ в характерных точках (рисунок 2.6) при $T_0^u = 280, 282, 286$ К. Эксперименты выполнены при комнатной температуре $T_0 = 291$ К. На (рисунок 2.6) обозначения L_1-L_8 соответствуют толщине льда в характерных точках по длине трубки испарителя, расположенных в соответствии с координатами, приведенными в таблица 2.2.

При включении теплового насоса, если давление фреона после капиллярной трубки опускалось до 0,2 МПа, а его температура на входе в испаритель снижалась до значения 258 К (рисунок 2.5, а, б, в), в области трубки испарителя между контрольными точками L_1-L_2 начинался процесс перехода воды в твердое состояние (рисунок 2.6, а, б, в). По истечении 2000 с (рисунок 2.6, а, б, в) начинал

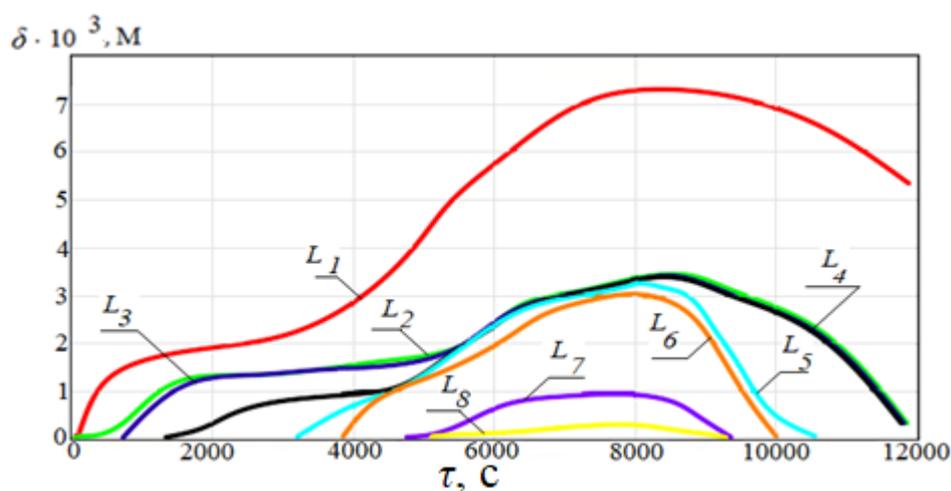
появляться лёд на следующих по ходу движения фреона участках L_2-L_3 и т.д. С увеличением δ на участках $L_1-L_2-L_3$ до 2–3 мм снижалась интенсивность теплообмена между хладагентом и водой вокруг испарителя. В результате температура поверхности трубки испарителя на следующих участках продолжала уменьшаться, что приводило к кристаллизации воды вдоль всей трубки испарителя. По истечении 2500 с (рисунок 2.6, а), 3500 с (рисунок 2.6, б), 5000 с (рисунок 2.6, в) лед покрывал всю поверхность трубки испарителя. Процесс кристаллизации воды на поверхности трубки испарителя протекал тем интенсивнее, чем ниже была T_0^u .



а)



б)



в)

Рисунок 2.6. Зависимости толщин слоя льда в характерных точках поверхности трубки испарителя от времени при: а) $T_0^u = 280$ К; б) $T_0^u = 282$ К; в) $T_0^u = 286$ К.

Максимальная толщина слоя льда (δ_{max}) зафиксирована на входе в трубку испарителя (L_1), т.к. в этой точке минимальная температура фреона (258 К) сохранялась более длительный интервал времени. Значение δ_{max} при $T_0^u = 280$ К составляет $\delta_{max} = 11$ мм (рисунок 2.6, а), при $T_0^u = 282$ К $\delta_{max} = 8,5$ мм (рисунок 2.6, б), при $T_0^u = 286$ К $\delta_{max} = 7,3$ мм (рисунок 2.6, в). Установлено, что при повышении T_0^u на 1 К δ уменьшается примерно на 5 %.

В процессе функционирования теплового насоса, когда температура фреона на входе в испаритель начинала повышаться за счет неполной его конденсации в конденсаторе при нагреве воды вокруг последнего, лед на поверхности трубки испарителя начинал таять. Процесс инициировался в последней по ходу движения фреона точке на поверхности трубки испарителя L_8 (рисунок 2.6, а, б, в). В этой точке толщина льда была наименьшей, следовательно, нагретый фреон, движущийся в трубке, интенсивнее прогревал её. Время начала таяния льда в точке L_8 составляет 6000 с (рисунок 2.6, а, б, в).

При проведении экспериментальных исследований установлено, что переход льда в жидкое состояние начинался у внешней поверхности слоя (со стороны

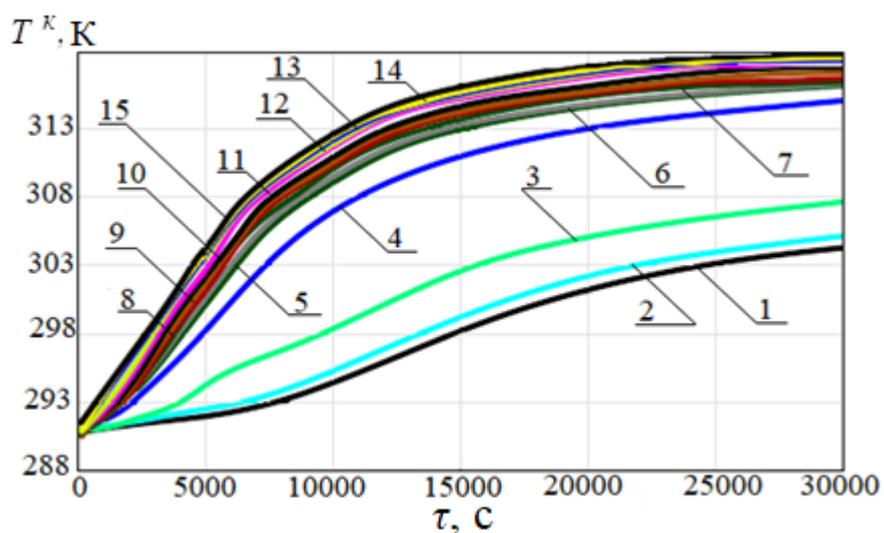
воды). Таяние льда происходило при средней температуре поверхности трубки, равной 271 К. В этот момент на слой льда в большей степени оказывало влияние движение относительно теплых слоев воды вблизи поверхности трубки испарителя, чем отвод теплоты во фреон. При нагреве фреона до температуры 273 К и выше, слой льда на поверхности трубки испарителя начинал таять с двух сторон. Временем завершения процесса таяния льда можно считать время 13500 с при $T_0^u = 280$ К и около 12000 с при $T_0^u = 282$ К и 286 К (рисунок 2.6, а, б, в). Таким образом, при повышении T_0^u на 1 К время таяния льда снижалось в среднем почти на 2 %.

Как видно из рисунок 2.6 значение δ от в точке L_1 не достигает нулевого значения. Это вызвано тем, что в процессе таяния льда на начальном по ходу движения фреона участке трубки испарителя лед, достигая толщины 4–5 мм, отрывался от поверхности трубки.

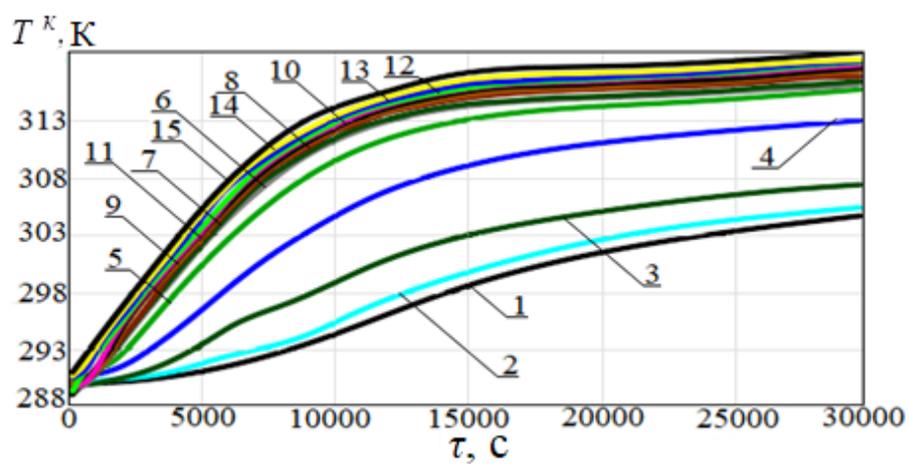
Кроме этого зафиксирована разная толщина льда на верхней и нижней поверхностях трубки испарителя. Этот эффект обусловлен влиянием конвективного перемещения слоев воды с различной температурой вокруг испарителя под действием силы тяжести.

2.3.4. Температура воды вблизи поверхности конденсатора при разных начальных значениях температуры воды в области трубки испарителя

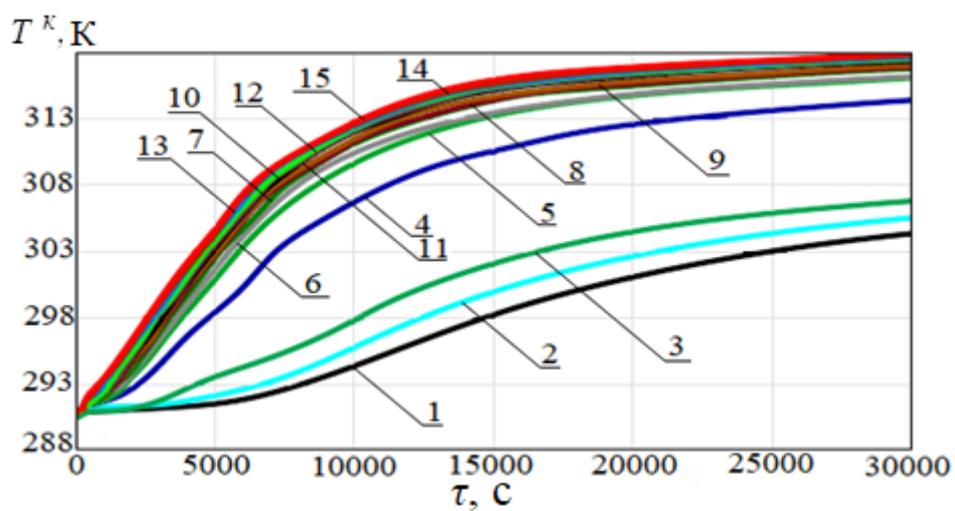
По результатам экспериментальных исследований для рассматриваемого теплового насоса построены зависимости $T^k = f(\tau)$ в характерных точках воды, окружающей конденсатор, при различных значениях: $T_0^u = 280, 282, 286$ К (рисунок 2.7). Эксперименты выполнены в лабораторных условиях при комнатной температуре $T_o = 291$ К. На (рисунок 2.6, а, б, в) обозначения 1–15 соответствуют номерам термопар, расположенным в воде, заполняющей межтрубное пространство конденсатора (рисунок 2.2).



a)



б)



в)

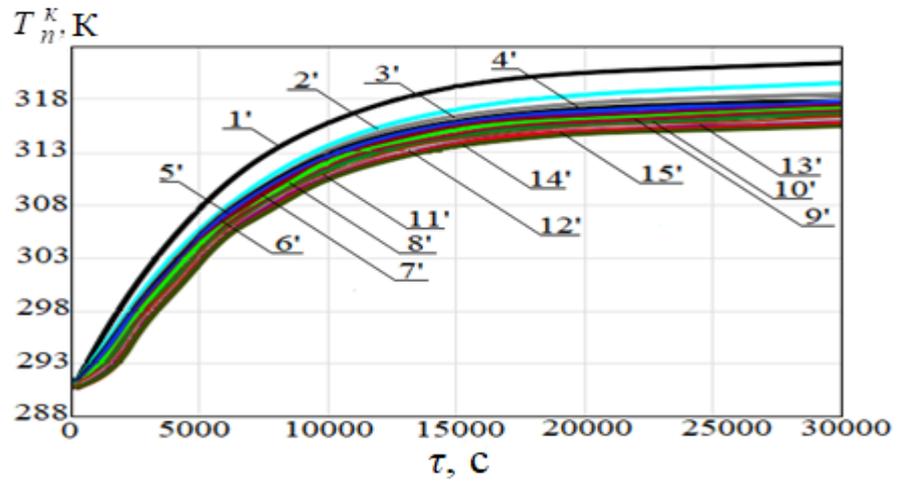
Рисунок 2.7. Зависимости температуры воды в области трубки конденсатора от времени при: а) $T_0^u = 280 K$; б) $T_0^u = 282 K$; в) $T_0^u = 286 K$.

При проведении экспериментальных исследований начальная температура воды вблизи поверхности трубки конденсатора (T_0^K) составляла 291 К, что соответствовало температуре в лаборатории. Повышение T^K со временем от 291 К до значения 307 К, протекало в течение первых 7000 с (рисунок 2.7, а, б, в). При этом наиболее интенсивно T^K повышалась в верхней и средней частях объёма воды, составляющих около 70 % от всего объёма (термопары 4 –15). Через 13000 с работы T^K незначительно повышалась и достигала 313 К.

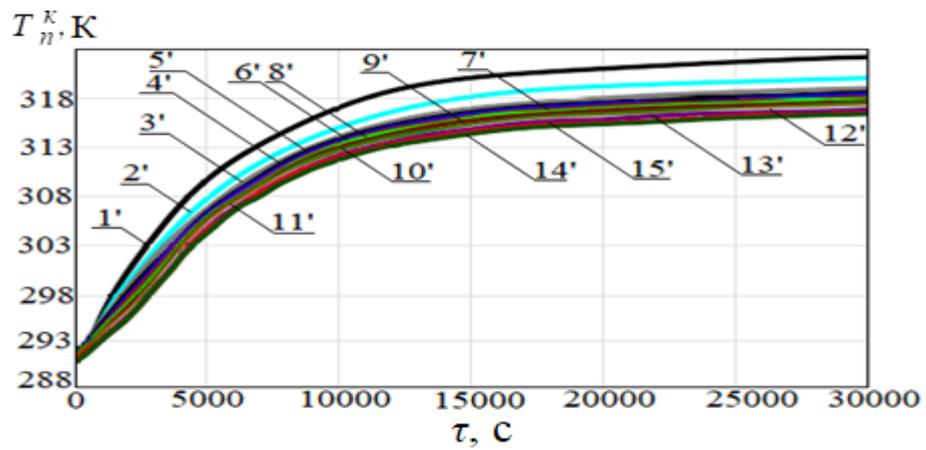
При сравнении (рисунок 2.7, а, б, в) установлено, что регистрируемые термопарами температуры при $T_0^u = 282$ К в среднем на 0,5 К выше, чем значения в тех же точках в заданный момент времени при $T_0^u = 280$ К. При увеличении T_0^u до значения 286 К, эта разность повышалась на 1,5 К. Увеличение T_0^u приводило к повышению скорости нагрева воды вокруг конденсатора (рисунок 2.7, а, б, в). Установлено, что при увеличении T^u на 1 К время нагревания воды в конденсаторе уменьшалось примерно на 1,7 %.

2.3.5. Температура поверхности трубки конденсатора при разных начальных значениях температуры воды вблизи поверхности испарителя

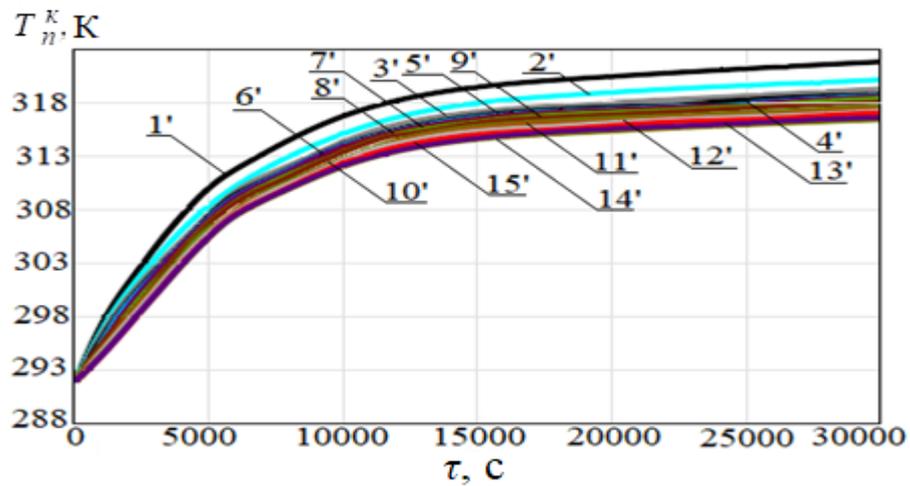
По результатам экспериментальных исследований рассматриваемого теплового насоса построены зависимости $T_n^K = f(\tau)$ при различных $T_0^u = 280, 282, 286$ К (рисунок 2.8). Эксперименты выполнены в лабораторных условиях при комнатной температуре $T_o = 291$ К. На (рисунок 2.8) обозначения 1'–15' соответствуют номерам термопар, расположенным на поверхности трубки конденсатора согласно таблица 2.1.



a)



б)



в)

Рисунок 2.8. Зависимости температур поверхности стенки конденсатора в характерных точках от времени при: а) $T_0^u = 280$ К; б) $T_0^u = 282$ К; в) $T_0^u = 286$ К.

После 5000 с работы теплового насоса температура поверхности трубки на входе в конденсатор (термопара 1') увеличилась от начального значения 291 К до 308 К (рисунок 2.8, *а, б, в*). При этом на выходе конденсатора температура поверхности трубки составляла 303 К (термопара 15'). Разница температур между входом и выходом трубки конденсатора обусловлена тем, что фреон, двигаясь по трубке, остывал, отдавая свою теплоту. Следовательно, его температуры и поверхности трубки на выходе оказывались ниже, чем на входе. Максимальная разница показаний термодатчиков 1' и 15' не превышала 5 – 6 градусов.

Можно заметить, что минимальные температуры зафиксированы термодатчиком 14', а не 15', расположенной ближе к выходу из испарителя (рисунок 2.8, *а, б, в*). Это объясняется тем, что термодатчик 15' расположена несколько выше по координате z , чем термодатчик 14' (рисунок 2.2, *а*), которая находится в более теплых верхних слоях воды вокруг конденсатора.

Установлено, что T_n^k достигала значения 318 К на входе и 313 К на выходе конденсатора спустя 14000 с от начала работы теплового насоса (рис. 2.8, *а, б, в*). Дальнейший рост температуры замедлялся за счет того, что снижалась разность температур между фреоном и водой вблизи конденсатора, следовательно, снижалась и интенсивность теплоотвода.

С увеличением T_0^u на 2 – 6 К (рисунок 2.8, *б, в*), значения T_n^k в идентичных точках в заданные моменты времени были в среднем на 2–2,5 К выше, чем при $T_0^u = 280$ К (рисунок 2.8, *а*).

2.3.6. Термодинамические параметры хладагента в процессе работы теплового насоса

Для анализа изменения термодинамических характеристик хладагента в рабочем контуре теплового насоса при проведении экспериментальных исследований осуществлялся контроль давления на входе и выходе компрессора с использованием манометров (рисунок 2.1). На основании полученных значений

можно объяснить физические процессы, происходящие при работе теплового насоса.

После запуска и в начальный период в процессе работы установки давление хладагента на входе в компрессор составляло 0,2 МПа (соответствует его температуре кипения 263 К). В интервале времени от 1000–3000 с работы теплового насоса температура хладагента на входе в испаритель (термопара № 1', (рисунок 2.4, *а, б, в*)) опускалась ниже этого значения. Следовательно, в начальный период времени на входе в испаритель фреон находился в жидком состоянии на участках трубки между термодарами 2'–15' (рисунок 2.4, *а*), он нагревался до температуры кипения и переходил в парообразное состояние. Вследствие того, что температура фреона была ниже 273 К на внешней поверхности трубки начиналась кристаллизация воды. Этот процесс соответствует участку 4–1 на (рисунок 2.3, *а*).

В дальнейшем давление фреона в испарителе не менялось, но его температура постепенно увеличивалась вследствие неполной конденсации при нагреве воды вокруг конденсатора. По истечении 5000 с в области размещения термопары 1' хладагент приобретал свойства влажного пара. На участках трубки, расположенных между термодарами 5'–15', происходил перегрев парообразного фреона. Лед продолжал нарастать на следующих по ходу движения участках. Испаритель функционировал в этом интервале времени в соответствии с кривой 4–1 (рисунок 2.3, *б*).

При дальнейшем нагреве хладагента через 7000 с работы теплового насоса фреон на входе в испаритель (термопара 1') представлял собой сухой пар, так как его температура превышала показатели насыщенного пара при заданном давлении кипения. Толщина льда, образовавшегося на поверхности трубки испарителя, при этом увеличивалась. Этот процесс соответствовал кривой 4–1 (рисунок 2.3, *в*).

В период времени от 8000 до 14000 с сухой пар перегревался в трубке испарителя, а температура её поверхности на входе превышала 273 К (рисунок 2.4, *а*). Образовавшийся к этому времени на поверхности трубки испарителя лёд начинал таять (рисунок 2.6, *а*).

По истечении 14000 с температура фреона на входе испарителя превышала T'' . Хладагент, проходя по трубке испарителя, охлаждался, нагревая воду (соответствует кривой 4–1 на рисунок 2.3, *з*). На этом этапе, как было отмечено ранее, установка переставала функционировать как тепловой насос.

Показания манометра, установленного после компрессора на входе в конденсатор, составляли 1,1 МПа и поддерживались постоянными в течение всего эксперимента. При этом давлении температура конденсации фреона равна 315 К.

В первые 7000 с работы установки температура внешней поверхности трубки на входе в конденсатор (показания термопары 1') составляла около 310 К (рисунок 2.8). Установлено, что фактическая температура фреона в трубке конденсатора оказывалась выше температуры ее поверхности на 7–8 К. Таким образом, в первые 7000 с температура фреона на входе в конденсатор составляла примерно 317 К. При этой температуре хладагент на входе в конденсатор имел свойства сухого пара. Двигаясь на участке между термопарами 1'–3', фреон охлаждался до насыщенного жидкого состояния. На выходе из конденсатора его температура оказывалась ниже температуры конденсации на 1–3 К. Следовательно, в первые 7000 с работы теплового насоса конденсатор функционировал в соответствии с кривой 2–3 (рисунок 2.3, *а*).

После 7000 с работы установки, когда температура воды в районе выхода из трубки конденсатора достигла 308 К (рисунок 2.7, *а*, термопара № 15), температура фреона составляла около 315–316 К, что выше температуры конденсации. По истечении 7000 с работы хладагент, проходя через конденсатор, не полностью переходил в жидкое состояние. Следовательно, конденсатор начинал работать согласно кривой 2–3 на (рисунок 2.3, *б*).

В интервале времени $7000 \leq \tau \leq 14000$ с хладагент на выходе из трубки конденсатора находился в области сухого пара (рисунок 2.3, *з*).

По истечении 14000 с работы теплового насоса его термодинамический цикл соответствовал рисунок 2.3, *з*. Вода в конденсаторе не нагревалась.

2.3.7. Основные параметры работы теплового насоса при использовании солевого раствора в качестве источника теплоты

Экспериментально исследованы основные характеристики работы *ТНУ* при применении в качестве источника низкопотенциальной энергии солевого раствора вблизи поверхности трубки испарителя вместо пресной воды.

Зависимости температуры солевого раствора вблизи поверхности испарителя и воды в области трубки конденсатора приведены на рисунок 2.9, рисунок 2.11, соответственно, зависимости от времени температуры поверхности трубок испарителя и конденсатора – на рисунок 2.10, рисунок 2.12, соответственно. Начальное значение температуры солевого раствора составляло 280 К, что соответствовало температуре ранее исследованного процесса при применении пресной воды (1 п.п. 2.3.1–2.3.6) Теплопроводность раствора равна 0,574 Вт/м·К, удельная массовая теплоемкость – 3,3 кДж/кг К. Эксперименты выполнены в лабораторных условиях при комнатной температуре $T_0 = 291$ К. На рисунок 2.9, рисунок 2.11 обозначения 1–15 соответствуют номерам термопар, расположенным по вертикали в межтрубном пространстве испарителя и конденсатора (рисунок 2.2, *a*). На рисунок 2.10, рисунок 2.12 обозначения 1'–15' соответствуют номерам термопар, расположенным на поверхности трубок испарителя и конденсатора (таблица 2.1).

Анализ изменений во времени температуры солевого раствора (рисунок 2.9) показал, что в первые 7500 с работы установки температура раствора уменьшалась за счет подогрева холодного фреона, движущегося в трубке испарителя. Вместе с тем происходило понижение температуры солевого раствора с глубиной (рисунок 2.9). Минимальное значение температуры раствора 275,3 К зарегистрировано в нижней части его слоя (термопара 1, рисунок 2.9) в момент времени 7500 с. При этом образование льда на поверхности трубки испарителя не происходило.

Солевой раствор в отличие от пресной воды не изменял направление стратификации теплых и холодных слоев при снижении температуры вокруг испарителя до 277 К и ниже. Влияние термогравитационной конвекции в растворе

соли оказалось значительно меньше, чем в пресной воде. Процесс охлаждения пресной воды вблизи поверхности испарителя протекал интенсивнее. Минимальное значение температуры воды составляло 273,5 К (рисунок 2.5, *a*).

В экспериментах установлено, что по истечении 7500 с (рисунок 2.9) температура раствора начинала расти с большей скоростью, чем при использовании воды из-за отсутствия льда на поверхности трубки испарителя.

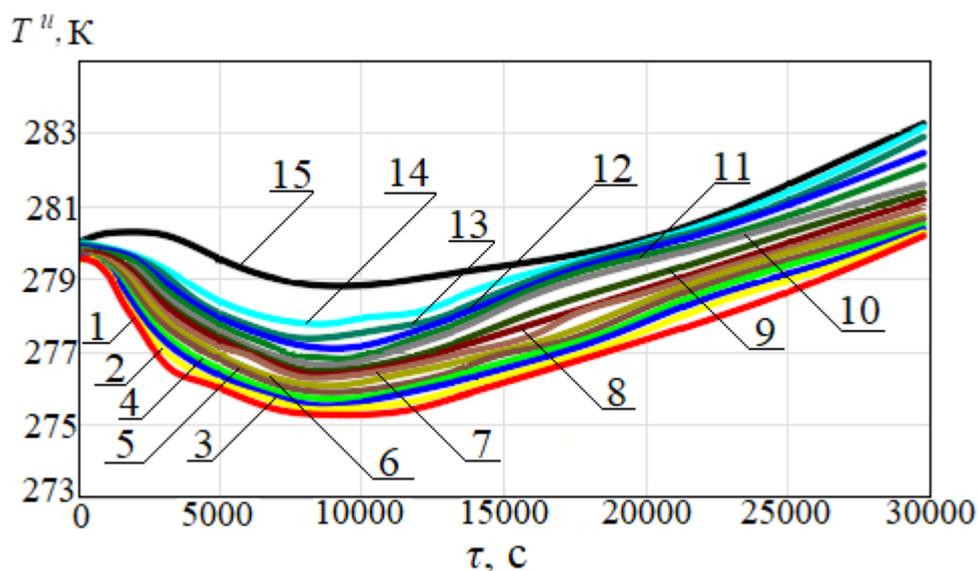


Рисунок 2.9. Зависимости температур солевого раствора вблизи поверхности трубки испарителя от времени

Результаты экспериментальных исследований изменения T''_n при использовании солевого раствора представлены на рисунок 2.10. Из сравнения (рисунок 2.5, *a*) и (рисунок 2.10) видно, что значения в точке термопары № 1' одинаковые (258 К), вне зависимости от вида жидкости и источника теплоты вблизи поверхности трубки испарителя (пресная вода или солевой раствор). Однако температуры в точках 3', 4' (рисунок 2.10) не снижались до 273 К, в отличие от температур на рисунок 2.5, *a*. Это показывает, что при использовании солевого раствора фреон на отрезке трубки испарителя 1' – 4' нагревался более интенсивно из-за отсутствия льда.

Аналогично воде (рисунок 2.5, *a*) при дальнейшем функционировании теплового насоса, когда температура воды вокруг конденсатора приближалась к значению 308–315 К, температура хладагента на входе в испаритель (1') начинала увеличиваться вследствие неполной его конденсации на входе капиллярной трубки (рисунок 2.10)

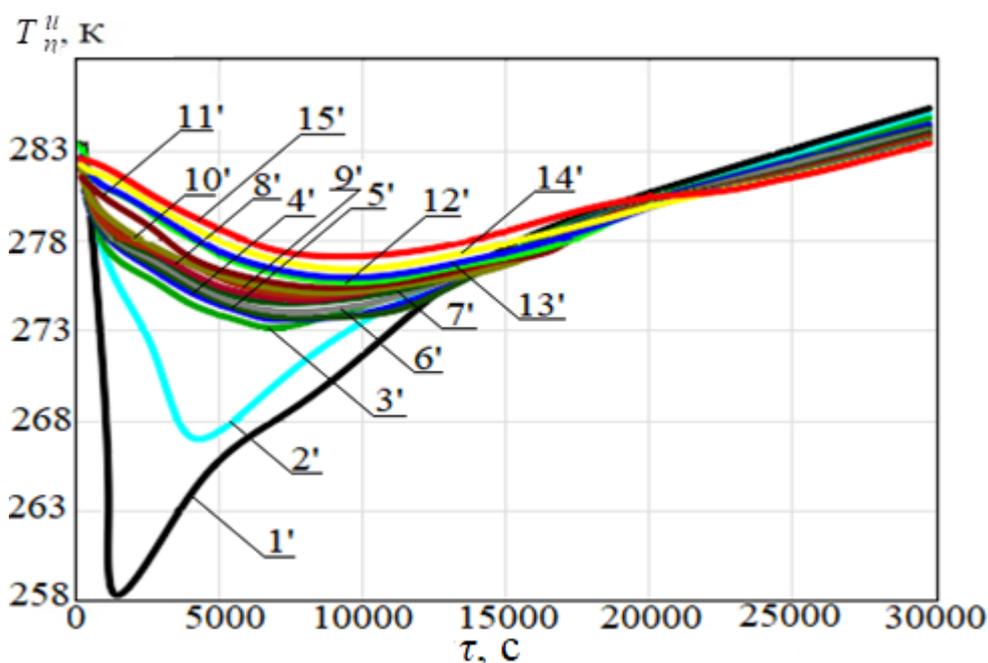


Рисунок 2.10. Зависимости температур стенки трубки испарителя, окружённой солевым раствором, от времени

Анализ полученных экспериментальных зависимостей изменения T^k (рисунок 2.11) показал, что при применении солевого раствора в испарителе значения температур воды в характерных точках расположения термопар вокруг конденсатора увеличивались на 0,7 К по сравнению с применением пресной воды в идентичные моменты времени (рисунок 2.7, *a*). Поэтому при использовании раствора соли в окрестности трубки испарителя время нагревания воды конденсатором уменьшалось примерно на 9 %.

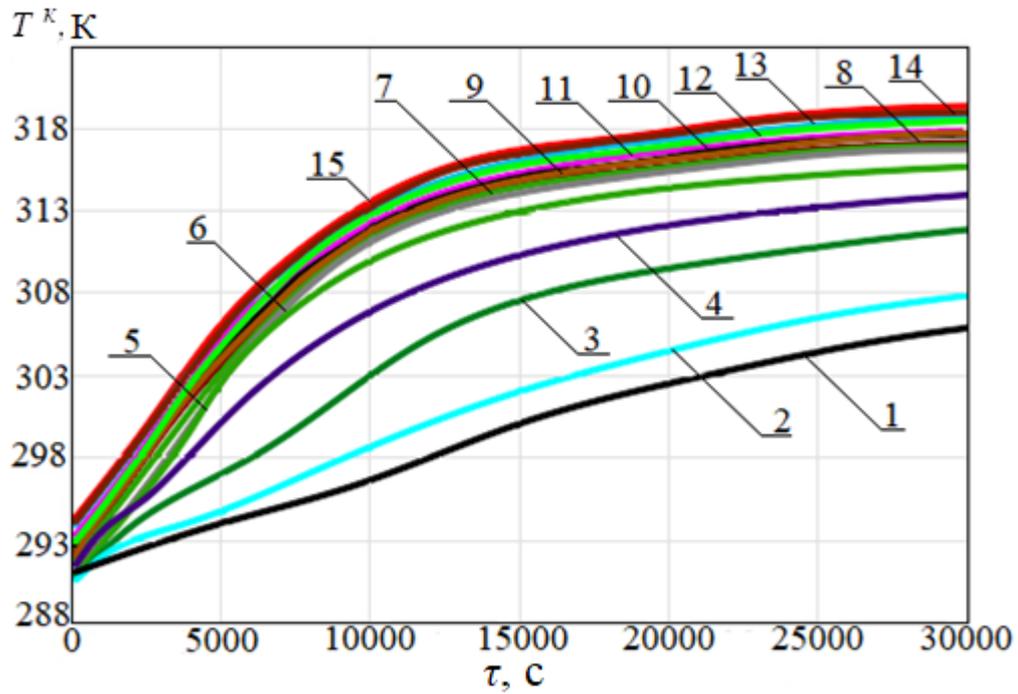


Рисунок 2.11. Зависимости температур воды вблизи трубки конденсатора от времени

В то же время значения температур в точках 1'–15', расположенных на поверхности трубки конденсатора (рисунок 2.12), возрастали на 1,5 К при использовании раствора соли вместо воды в области трубки испарителя в качестве источника теплоты при идентичной начальной температуре (рисунок 2.7, а).

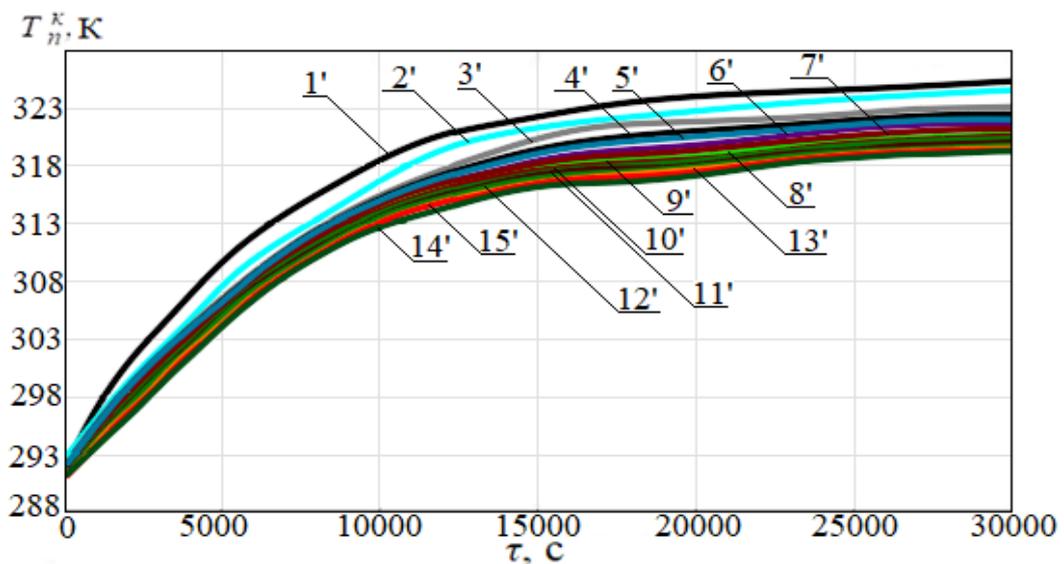


Рисунок 2.12. Зависимости температур поверхности стенки трубки конденсатора от времени

Во всех экспериментах давления кипения и конденсации поддерживались на уровне 0,2 МПа и 1,1 МПа, соответственно, и не зависели от вида используемого источника низкопотенциальной энергии.

На основании полученных результатов, можно сделать вывод, что применение солевого раствора в качестве источника теплоты для тепловых насосов является более эффективным решением при прочих равных условиях по сравнению с использованием пресной воды. Эффективность теплоотбора повышается главным образом за счет того, что на трубке испарителя, погруженного в источник с относительно низкой температурой соленой воды, не образуется лед, препятствующий теплообмену между водой и хладагентом в случае использования пресной воды. Температура кристаллизации понижается тем сильнее, чем больше концентрация соли в воде. Однако, как было показано выше (п.1.2 Главы 1), применение солевого раствора вызывает дополнительные трудности в процессе эксплуатации теплонасосной установки. В частности, при длительной работе возможно оседание соли на теплообменных поверхностях, что со временем также снижает эффективность теплопередачи к фреону. К тому же агрессивная по отношению к металлу соленая вода вызывает преждевременную коррозию труб испарителя, что влечет дополнительные затраты на замену оборудования.

2.4. Коэффициент преобразования теплового насоса

В соответствии с приведёнными в п.п. 2.3.1–2.3.7 результатами экспериментов рассчитаны коэффициенты преобразования энергии тепло насосной установки.

Коэффициент преобразования энергии теплового насоса определяется по формуле [152]:

$$\eta = \frac{Q_c}{N} = \frac{N + Q_e}{N}, \quad (2.7)$$

параметры электрического двигателя компрессора при проведении экспериментов измерялись амперметром и вольтметром и не изменялись во всех экспериментах:

$$\tilde{U}=230 \text{ В}; I= 0,87 \text{ А},$$

мощность конденсатора, определялась из уравнения [152]:

$$Q_c = C_{p,w} \rho_w (bc) \int_0^{0,25} \frac{\Delta T^K(z)}{\Delta \tau} dz, \quad (2.8)$$

при записи уравнения (2.8) предполагалось, что температура воды менялась со временем только по вертикальной координате (z).

Интеграл из выражения (2.8) при аппроксимации по формуле Симпсона можно представить в виде:

$$\int_0^{0,25} \frac{\Delta T^K(z)}{\Delta \tau} dz = \frac{\Delta z}{3} \frac{(\Delta T_1 + 4\Delta T_2 + \dots + \Delta T_{15})}{\Delta \tau}, \quad (2.9)$$

где Δz – расстояние между двумя соседними термомпарами, расположенными по вертикали в ёмкости при работе конденсаторов нагреваемой воды $\Delta z = 0,015 \text{ м}$; ΔT_i – разность температур в конденсаторе (интервал времени принят равным $\Delta \tau = 900 \text{ с}$) $\Delta T_i = T_i(\tau) - T_i(\tau + \Delta \tau)$.

В отличие от описанных ранее погрешностей прямых измерений контролируемых величин погрешность определения коэффициента эффективности работы теплового насоса определяла и как погрешность косвенных величина, т.к. она не измерялась непосредственно, а вычислялась по формуле (2.10).

Косвенная абсолютная погрешность определения коэффициента производительности теплового насоса равна:

$$\Delta \eta = \sqrt{\left(\frac{\partial \eta}{\partial Q_c} \Delta Q_c\right)^2 + \left(\frac{\partial \eta}{\partial N} \Delta N\right)^2}, \quad (2.10)$$

где $\Delta N = \sqrt{\left(\frac{\partial N}{\partial U} \Delta U\right)^2 + \left(\frac{\partial N}{\partial I} \Delta I\right)^2}$ – косвенная абсолютная погрешность определения мощности компрессора, Вт.

$$\Delta Q_c = \sqrt{\left(\frac{\partial Q_c}{\partial \Delta T_1} \Delta T_1\right)^2 + \left(\frac{\partial Q_c}{\partial \Delta T_2} \Delta T_2\right)^2 + \left(\frac{\partial Q_c}{\partial \Delta T_3} \Delta T_3\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial Q_c}{\partial \Delta T_{15}} \Delta T_{15}\right)^2} \quad \text{– косвенная}$$

абсолютная погрешность определения мощности конденсатора, Вт;

$T_1, T_2, T_3 \dots T_{15}$, К – экспериментальные значения температур. Погрешности для функций $\Delta T_1, \Delta T_2, \dots \Delta T_{15}$ вычислялись отдельно.

Значения максимальных абсолютных погрешностей определения мощности конденсатора и компрессора представлены в таблица 2.6.

Таблица 2.6. Максимальные абсолютные погрешности определения мощности конденсатора и компрессора

| Экспериментальные данные | $T_0^u = 280$ К | $T_0^u = 282$ К | $T_0^u = 286$ К | При использовании рассола вблизи испарителя |
|--------------------------|-----------------|-----------------|-----------------|---|
| ΔQ_c , Вт | 3,5 | 2,2 | 2,1 | 1,9 |
| ΔN , Вт | 3.2 | 3.4 | 3,6 | 3,3 |

Максимальные значения абсолютной погрешности определения коэффициента эффективности работы теплового насоса приведены в таблица 2.7.

Таблица 2.7. Максимальные абсолютные погрешности определения коэффициента эффективности работы теплового насоса

| Экспериментальные данные | $T_0^u = 280$ К | $T_0^u = 282$ К | $T_0^u = 286$ К | При использовании рассола вблизи испарителя |
|--------------------------|-----------------|-----------------|-----------------|---|
| $\Delta \eta$ | 0,14 | 0,18 | 0,17 | 0,14 |

Полученные значения максимальных абсолютных погрешностей определения коэффициента эффективности работы теплового насоса можно считать приемлемыми.

Расчет коэффициента преобразования энергии с использованием результатов проведённых экспериментов был выполнен в среде *MatLab* при различных значениях T_0^u . Результаты представлены в виде зависимостей коэффициента преобразования энергии от времени (рисунок 2.13).

Как видно из рисунок 2.13 после запуска экспериментальной установки и в первые 2000 с ее работы коэффициент преобразования теплового насоса

увеличивается и превышает значение 2 при $T_0^u = 280$ К, 2,1 при $T_0^u = 282$ К, 2,17 при $T_0^u = 286$ К. В интервале времени от 2000 до 4000 с коэффициент преобразования энергии изменялся слабо, оставаясь почти на максимальном уровне. При τ более 4000 с коэффициент преобразования энергии снижался и уже через 7000 с достигал значения 1,7; 1,8; 1,9 при $T_0^u = 280$ К, $T_0^u = 282$ К, $T_0^u = 286$ К, соответственно. Падение производительности теплового насоса обусловлено образованием слоя льда на трубке испарителя, в результате чего снижалась интенсивность теплового потока от воды к фреону.

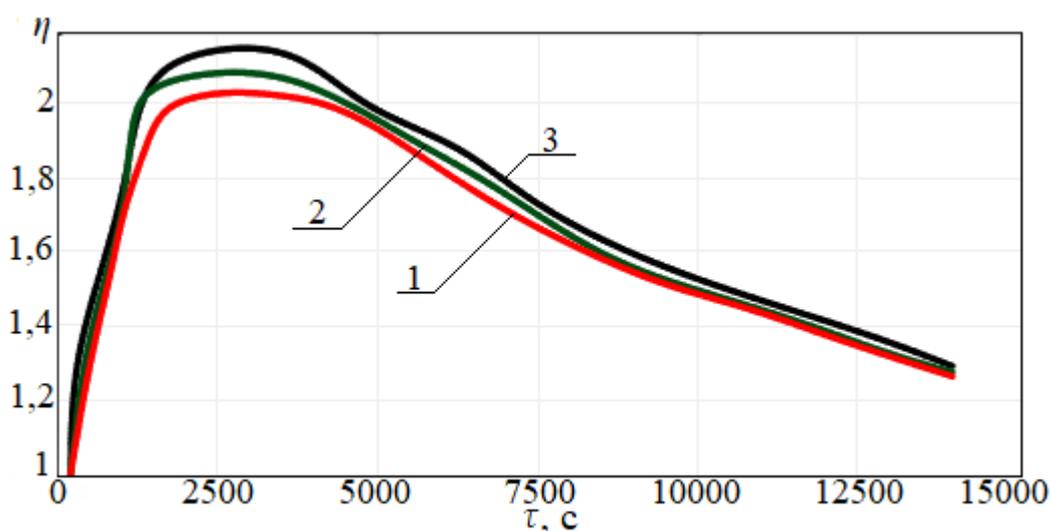


Рисунок 2.13. Изменение коэффициента преобразования энергии теплового насоса со временем при: 1 – $T_0^u = 280$ К, 2 – $T_0^u = 282$ К, 3 – $T_0^u = 286$ К.

При времени более 14000 с, мощность конденсатора была меньше мощности компрессора). Фреон переставал нагреваться, проходя по трубке испарителя. В это время тепловой насос переставал выполнять свою функцию.

На основании полученных зависимостей $\eta=f(\tau)$ (рисунок 2.13), можно сделать вывод, что, при увеличении температуры воды вокруг трубки испарителя на 1 К, коэффициент преобразования теплового насоса (η) повышался на 3 %.

Для повышения эффективности работы теплового насоса, использующего в качестве источника теплоты пресную воду открытых водоемов, в достаточной

степени распространенных на территории России и Сирии, необходимо предусмотреть меры по устранению льда с трубки испарителя, препятствующего теплообмену между водой и фреоном. В связи с этим предлагается использовать следующую схему работы установки. Необходимо разделить рабочий цикл теплового насоса на две стадии: первая – нагрев воды, вторая – удаление образовавшегося со временем льда с поверхности трубки испарителя и подготовка к работе в следующем цикле.

Например, когда T_0^u равна 280 К, время рабочего цикла для теплового насоса составляло 14000 с (рисунок 2.13). В течение первых 7000 с тепловой насос нагревал воду вокруг конденсатора до средней температуры 308 К с коэффициентом производительности выше 1,8. При этом происходил процесс кристаллизации воды на поверхности трубки испарителя. В следующие 7000 с работы теплового насоса коэффициент преобразования снижался за счет того, что фреон полностью не конденсировался в конденсаторе и поступал на вход испарителя с температурой выше температуры кристаллизации воды. В это время лед на поверхности трубки испарителя начинал таять. Далее цикл повторялся (рисунок 2.14).

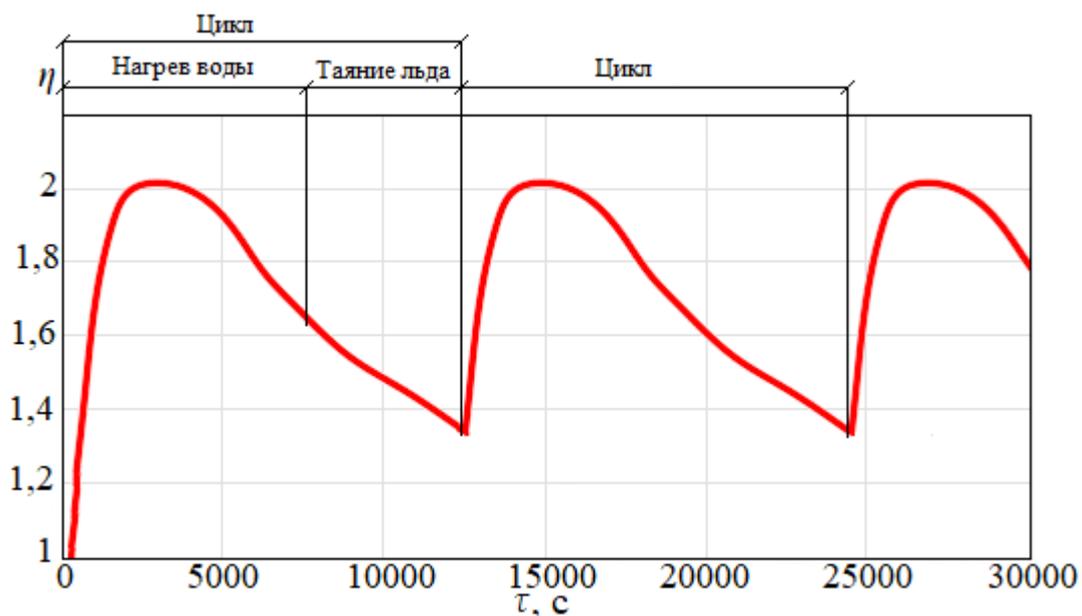


Рисунок 2.14. Циклы работы теплового насоса в режиме нагрева воды вокруг конденсатора и плавления льда на трубке испарителя при $T_0^u = 280$ К.

Можно отметить, что такой циклический характер работы *ТНУ* в условиях образования льда на поверхности трубки испарителя не характеризует стабильный нагрев (отопление) помещения, даже при использовании системы «тёплый пол». Поверхность такого пола в течение одного цикла на первом этапе работы *ТНУ* будет нагреваться до температур не более 315 К (как установлено в проведённых экспериментах), а затем в течение достаточно длительного времени будет охлаждаться до температур не более 295 К. Таких температур поверхностей нагрева будет явно недостаточно для обеспечения приемлемого теплового режима отапливаемого таким образом помещения.

ГЛАВА 3. ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ТЕРМОГРАВИТАЦИОННОЙ КОНВЕКЦИИ ВБЛИЗИ ПОВЕРХНОСТИ ИСПАРИТЕЛЯ ТЕПЛООВОГО НАСОСА НА ПРОЦЕСС ОБРАЗОВАНИЯ ЛЬДА НА СТЕНКЕ ЕГО ТРУБКИ

3.1. Методика экспериментальных исследований

С целью анализа влияния конвективного течения, возникающего вокруг поверхности трубки испарителя под действием термогравитационной конвекции, на процесс кристаллизации воды на поверхности его трубки выполнена серия экспериментов. Проведено сравнение результатов расчётов, полученных без учета влияния конвекции на интенсивность теплообмена между водой вокруг испарителя и хладагентом, с результатами экспериментов.

Схема экспериментальной установки аналогична описанной ранее (рисунок 2.1). Дополнительно с целью минимизации влияния роста температуры фреона за счет неполной его конденсации при увеличении температуры воды вокруг трубки конденсатора в процессе эксперимента конденсатор был окружён воздухом при постоянной температуре 291 К. Начальная температура воды вокруг испарителя при проведении таких экспериментов составляла 280 К.

Схема расположения термопар и измерения толщины слоя льда, образующегося на теплообменной поверхности испарителя, приведены на рисунок 3.1. Для контроля изменения температуры воды вокруг трубки испарителя шесть хромель-алюмелевых (ХА) термопар (№ 1–6) размещались равномерно в межтрубном пространстве по всей его высоте с шагом по координате $z = 0,04$ м, как показано в таблица 3.1 и на рисунок 3.1.

Таблица 3.1. Координаты размещения термопар (ТТ) (рисунок 3.1, а)

| № ТТ | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
|------|------|------|------|------|------|------|
| X, м | 0,11 | 0,11 | 0,11 | 0,11 | 0,11 | 0,11 |
| z, м | 0,21 | 0,17 | 0,13 | 0,09 | 0,05 | 0,01 |

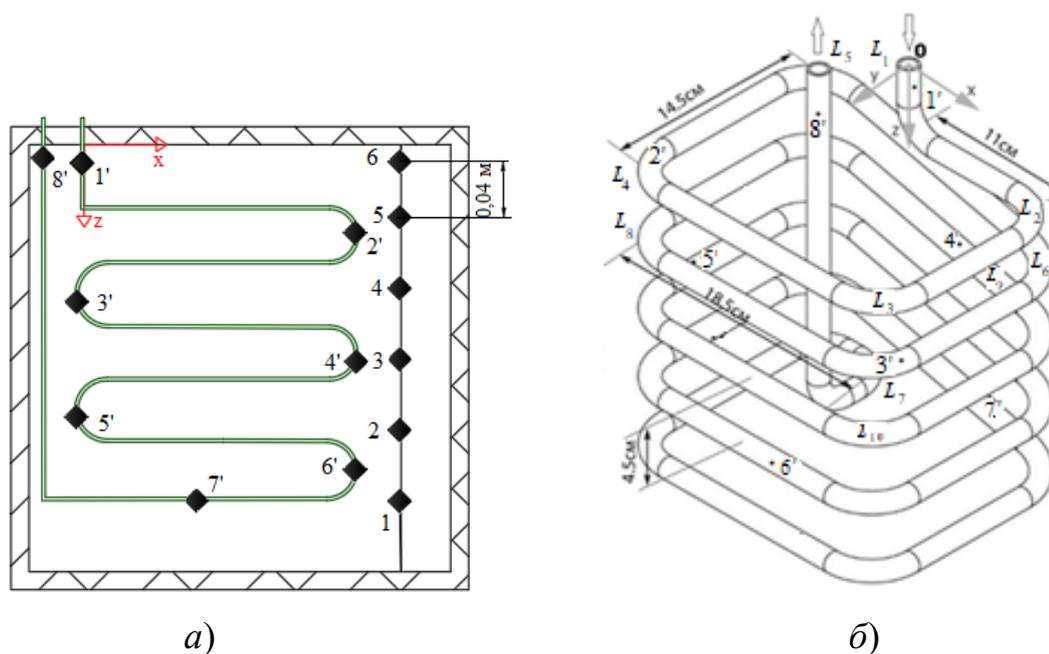


Рисунок 3.1. Схема расположения точек контроля температуры и толщины льда: (а) вокруг трубки испарителя, (б) на поверхности его трубки: 1–6 – точки расположения термопар вокруг испарителя, 1'–8'–точки расположения термопар на поверхности трубки, L_1 – L_{10} – точки контроля толщины льда на поверхности трубки.

Для контроля температуры поверхности трубки испарителя восемь хромель-алюмелевых термопар (№ 1'–8') располагались равномерно по всей длине трубки с шагом 0,44 м (координаты, представлены в таблица 3.2 и на рисунок 3.1, б).

Толщина слоя льда измерялась в контрольных точках L_1 – L_{10} , расположенных по длине трубки, в соответствии с рисунок 3.1, б и таблица 3.3.

Таблица 3.2. Координаты размещения термопар на поверхности трубки испарителя (рисунок 3.1, б)

| № | 1' | 2' | 3' | 4' | 5' | 6' | 7' | 8' |
|------|------|--------|-------|-------|--------|-------|-------|-------|
| x, м | 0 | -0,075 | 0,11 | 0 | -0,075 | 0,085 | 0,08 | -0,05 |
| y, м | 0 | 0,125 | 0,145 | 0 | 0,1 | 0,145 | 0 | 0,075 |
| z, м | 0,02 | 0,045 | 0,09 | 0,135 | 0,135 | 0,18 | 0,225 | 0,02 |

Таблица 3.3. Координаты точек измерения толщины слоя льда на поверхности трубки испарителя

| Обозначение | L_1 | L_2 | L_3 | L_4 | L_5 | L_6 | L_7 | L_8 | L_9 | L_{10} | |
|-------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|----------|-------|
| Длина отрезка трубки, м | 0 | 0,115 | 0,26 | 0,445 | 0,59 | 0,775 | 0,92 | 1,105 | 1,43 | 1,58 | |
| Координаты, м | x | 0 | 0,115 | 0,115 | -0,07 | -0,07 | 0,115 | 0,115 | -0,07 | 0,115 | 0,115 |
| | y | 0 | 0 | 0 | 0,145 | 0 | 0 | 0,145 | 0,145 | 0 | 0,145 |
| | z | 0 | 0,045 | 0,045 | 0,045 | 0,045 | 0,09 | 0,09 | 0,09 | 0,135 | 0,135 |

Максимальные значения относительной погрешности измерения температур термопарами представлены в таблица 3.4.

Таблица 3.4. Максимальные относительные погрешности измерений (Δ_{\max}) температуры поверхности трубки испарителя и воды в его окрестности

| | | |
|-----------------------------|-------|---------|
| Место измерения температуры | T^u | T_n^u |
| $\Delta_{\max}, \%$ | 0,19 | 0,19 |

Согласно таблица 3.4, максимальная относительная погрешность измерения температуры термопарами в разных точках поверхности трубки испарителя и воды составляет 0,19 %.

Максимальная относительная погрешность измерения δ представлена в таблица 3.5.

Таблица 3.5. Максимальная относительная погрешность измерений толщины слоя льда

| $\Delta_{\max}, \% \text{ при}$ $T_0^K = 291 \text{ К}$ | $\Delta_{\max}, \% \text{ при}$ $T_0^K = 298 \text{ К}$ | $\Delta_{\max}, \% \text{ при}$ $T_0^K = 301 \text{ К}$ |
|--|--|--|
| 10 | 9,6 | 4 |

как видно из таблица 3.5, относительная погрешность измерения δ , оказалась не более 10 %.

3.2. Результаты экспериментов

При проведении экспериментов получены зависимости температур в характерных точках области исследования от времени.

На рисунок 3.2 показаны изменения температуры в характерных точках поверхности трубки теплообменника – испарителя с ростом времени.

В течение первых 1000 с после начала работы теплового насоса, температура поверхности трубки на входе в испаритель (термопара 1') снижалась до значения 258 К после дросселирования (рисунок 3.2). Термопары 2', 3' также фиксировали существенное падение температуры (до 263 К) с запаздыванием по времени (2500 с и 5000 с, соответственно), вследствие движения холодного фреона по трубке испарителя. Температуры в точках 4'–8' были ниже температуры кипения фреона. Можно сделать вывод, что процесс кипения хладагента происходил только на коротком отрезке трубы между термопарами 1'–3'.

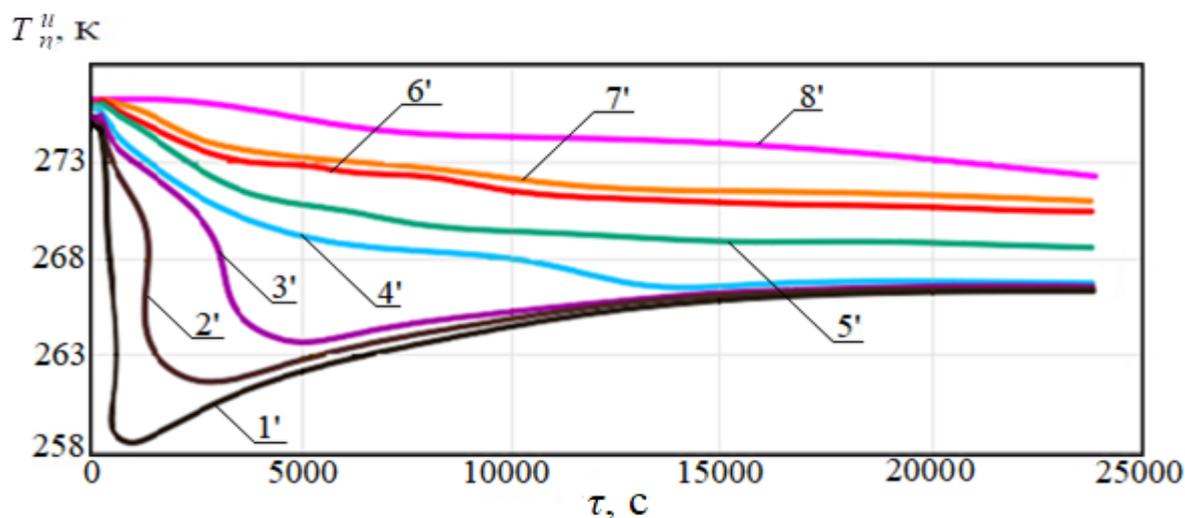


Рисунок 3.2. Зависимости температур поверхности стенки трубки испарителя от времени: 1'–8' номера термопар, расположенных на поверхности трубки испарителя (таблица 3.2 и рисунок 3.1, б).

Температуры в точках 4'–8' постепенно снижались, т.к. на участке между термопарами 1'–3' происходил процесс кристаллизации воды на поверхности трубки испарителя. Образовавшийся слой льда препятствовал теплообмену воды с фреоном, поэтому фреон с низкой температурой продвигался дальше по трубке испарителя. Со временем разность температур в точках (1', 2', 3', 4') уменьшалась (рисунок 3.2). Когда температура поверхности трубки испарителя опускалась в этих точках ниже значения 273 К (рисунок 3.2), лед образовывался на следующих по ходу движения хладагента участках.

В отличие от результатов, представленных на (рисунок 2.4, а), по истечении 6000 с температура на участке между термопарами 4'–8' продолжала постепенно снижаться, а температура на входе в испаритель (термопары 1'–3') увеличивалась медленнее. Это происходило вследствие того, что фреон в процессе функционирования установки не нагревался в конденсаторе, продолжая отдавать теплоту и полностью конденсироваться в нем.

На рисунок 3.3 представлены зависимости температуры воды вокруг испарителя от времени.

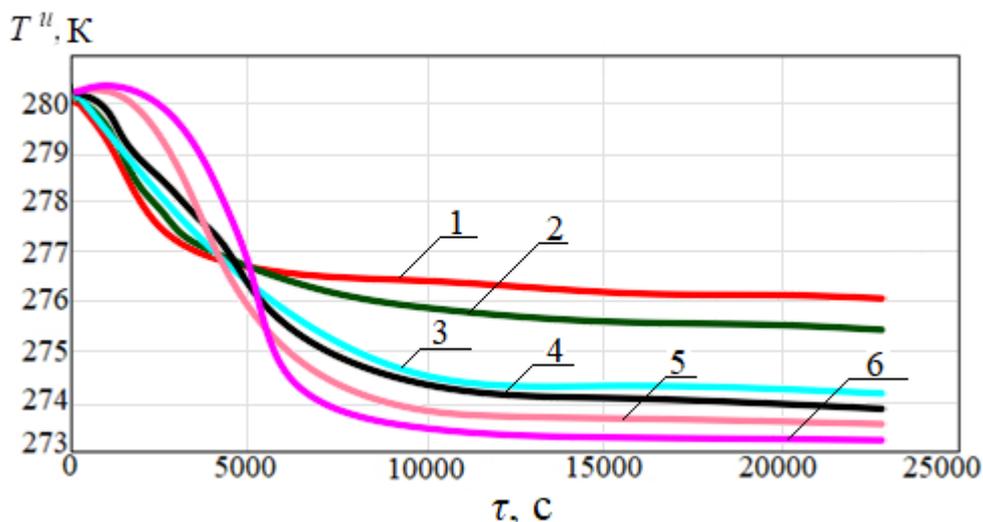


Рисунок 3.3. Изменения во времени температуры воды в области трубки испарителя: 1–6 – показания термопар, расположенных в соответствии с таблицей 3.1 и рисунок 3.1, а.

В первые 4000 с работы температура воды вокруг испарителя резко снижалась (рисунок 3.3). Причем наиболее значительное падение имело место в области входного участка трубки испарителя с самой низкой температурой (термопары 1'–3', рисунок 3.2). Существенное изменение температуры воды вызывало образование интенсивного термогравитационного течения. Быстрее остывающие верхние слои воды опускались вниз, а более теплые нижние слои поднимались вверх (рисунок 3.3). По истечении 4000 с (рисунок 3.3), когда температура воды в испарителе опускалась до значения 277 К, ее плотность становилась максимальной. Вследствие этого менялось направление конвективного течения: относительно теплые слои скапливались внизу (термопары 1, 2, (рисунок 3.3)), а более холодные поднимались вверх (термопары 3–6, рисунок 3.3). Устанавливалась обратная температурная стратификация.

В связи с тем, что после 4000 с работы температура воды под трубкой была выше, чем её поверхности и составляла около 276,5 К (рисунок 3.3), на участке

трубки испарителя L_7-L_{10} (рисунок 3.4, рисунок 3.1, б) фиксировалось снижение интенсивности процесса кристаллизации воды и последующее его прекращение после 4000 с.

При больших временах работы на нижней части трубки испарителя толщина льда переставала изменяться (после 4000 с, рисунок 3.4), на верхней части (L_1-L_6) при этом продолжался процесс кристаллизации воды, но его интенсивность снижалась. Снижение скорости роста слоя льда на верхнем участке трубки испарителя объясняется уменьшением влияния холодного фреона из-за роста термического сопротивления слоя льда при увеличении его толщины. Максимальная δ фиксировалась на начальном участке трубки испарителя (L_1-L_6 , рисунок 3.4).

В проведённых экспериментах установлено, что скорость образования льда на поверхности трубки испарителя на участке L_1-L_6 (первые 0,8 м длины трубки) была выше, чем на последующем участке L_7-L_{10} (рисунок 3.4). Это объясняется, во-первых, минимальной температурой фреона на входном участке трубки испарителя (опускалась до 258 К (рисунок 3.2)), во-вторых, тем, что по истечении 4000 с на начальном участке трубки температура воды была низкой (рисунок 3.4).

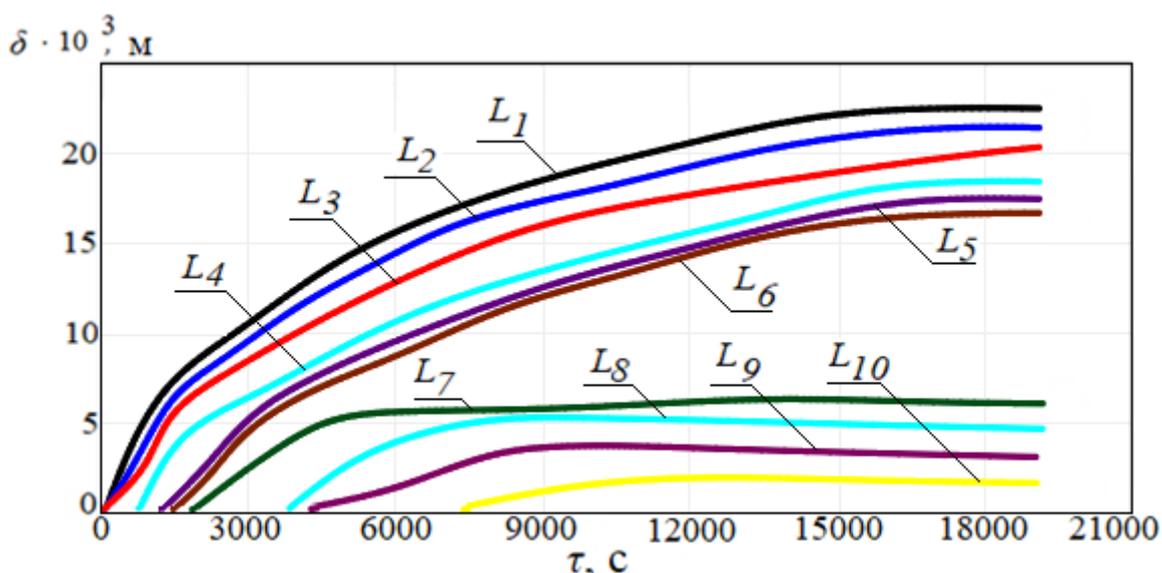


Рисунок 3.4. Зависимости толщины слоя льда на поверхности трубки испарителя от времени: L_1-L_{10} (точки измерения толщины льда на поверхности трубки испарителя соответствуют таблице 3.3 и рисунок 3.1, б).

Построено распределение δ по длине трубки испарителя и во времени (рисунок 3.5). Фотография испарителя, работающего в условиях кристаллизации воды на его теплообменных поверхностях, приведена на рисунок 3.5

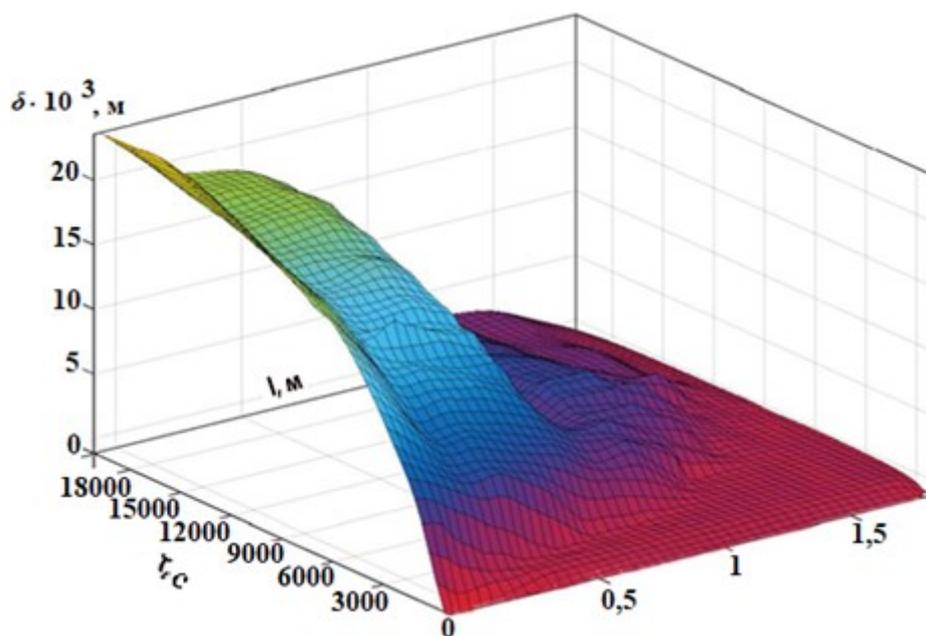


Рисунок 3.5. Изменение толщины льда по длине трубки испарителя и во времени.



Рисунок 3.6. Фотография испарителя теплового насоса, работающего в условиях кристаллизации воды на его теплообменных поверхностях.

Из рисунок 3.5 видно, что лёд формировался только на участке трубки (верхняя часть испарителя) протяженностью 1,6 м, что составляло около 50 % от полной ее длины (3,11 м).

3.3. Анализ влияния термогравитационной конвекции на процесс кристаллизации воды на поверхности трубки испарителя

Анализ влияния конвективного течения, возникающего вблизи поверхности трубки испарителя под действием термогравитационной конвекции, на процесс образования льда на поверхности его трубки проводился путём сравнения вычисленных по методике [95, 144] значений толщины льда без учета влияния конвекции с полученными в ходе проведения эксперимента. Сравнение выполнено при идентичных проведённым экспериментам значениях температур поверхности трубки испарителя и воды, окружающей его.

Уравнение теплопереноса на границе раздела «лёд-вода» [95] в условиях термогравитационной конвекции имеет вид:

$$I_i \cdot \rho_i \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_i \cdot \frac{dr_i}{d\tau} = \frac{\Delta T_i}{\ln \frac{r_i}{r_{o,p}}} \cdot 2 \cdot \pi \cdot \lambda_i - \Delta T_w \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_i \cdot \bar{h}_w \quad (3.1)$$

где

$\Delta T_w = T^u - T_f$ – разность температур воды (T^u) и кристаллизации воды $T_f = 273$ К;

Если предположить, что процесс теплообмена между водой и хладагентом в трубке происходит только за счет теплопроводности, то уравнение (3.1) примет вид [144]:

$$I_i \cdot \rho_i \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_i \cdot \frac{dr_i}{d\tau} = \frac{\Delta T_i}{\ln \frac{r_i}{r_{o,p}}} \cdot 2 \cdot \pi \cdot \lambda_i - \frac{\Delta T_w}{\ln \frac{r_w}{r_i}} \cdot 2 \cdot \pi \cdot \lambda_w \quad (3.2)$$

тогда толщина слоя образующего льда может быть рассчитана по формуле [144]:

$$\delta = \frac{\frac{\Delta T_i}{\ln \frac{r_i}{r_o}} \cdot \lambda_i - \frac{\Delta T_w}{\ln \frac{r_w}{r_i}} \cdot \lambda_w}{I_i \cdot \rho_i \cdot r_i} d\tau \quad (3.3)$$

где $\delta = dr_i(\tau + \Delta \tau) + dr_i(\tau)$.

На рисунок 3.7 представлены изменения во времени δ в процессе работы теплового насоса (экспериментальные значения – кривая 1, рассчитанные по формуле (3.3) без учета влияния конвекции – кривая 2).

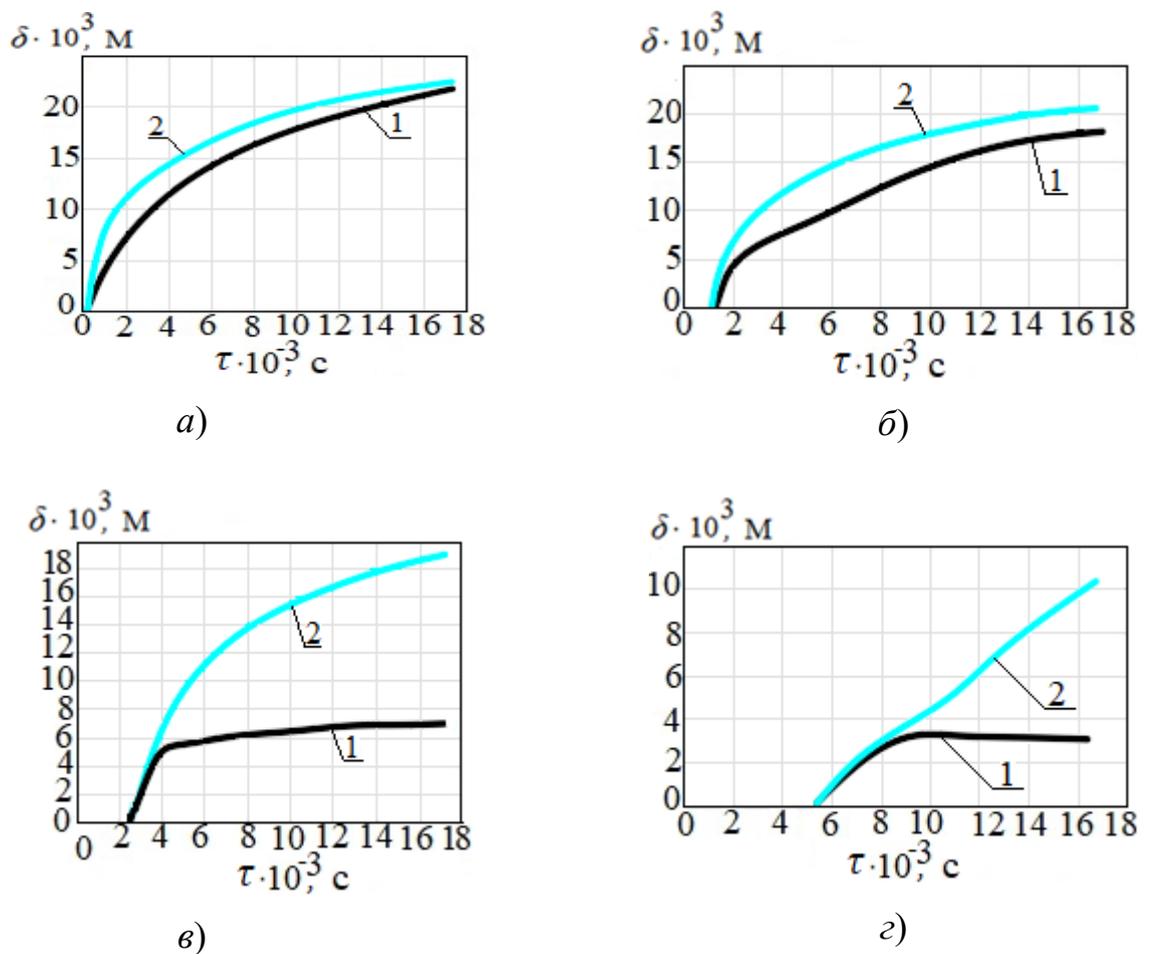


Рисунок 3.7. Изменения во времени толщин слоя льда на поверхности трубки испарителя: 1– измеренные в ходе эксперимента, 2– рассчитанные по формуле (3.3) в контрольных точках, поверхности трубки (соответствуют рисунок 3.1, б и таблица 3.3): а) $L_2, z = 4,5$ см; б) $L_4, z = 4,5$ см; в) $L_7, z = 9$ см; з) $L_9, z = 13,5$ см.

В контрольной точке измерения δ на поверхности трубки, расположенной в воде при $z = 4,5$ см (точки L_2 и L_4 , рисунок 3.7 *а, б*), максимальная разность между измеренной и рассчитанной толщинами составляла около 4 мм при $\tau = 2000$ с (рисунок 3.7, *а*) и около 5 мм при $\tau = 6000$ с (рисунок 3.7, *б*). После достижения максимума разность экспериментальных и расчетных значений δ снижалась (рисунок 3.7, *а, б*). Вода в верхней части контура испарителя, где располагались контрольные точки, с ростом времени остывала до температуры ниже 274 К. В результате изменялось направление стратификации слоев воды. В верхней части зарегистрирована относительно низкая температура воды (273–274 К). При этом вертикальное перемещение воды практически отсутствовало. Следовательно, со временем снижалось влияние конвекции на процесс образования льда на трубке испарителя, и уменьшалась разность расчетных и экспериментальных значений толщин слоя льда.

Из сравнения зависимостей $\delta(\tau)$ (рисунок 3.7 *а и б*) видно, что кристаллизация воды на поверхности трубки в точке (L_4) начиналась на 1500 с позже, по сравнению с точкой (L_2), т.к. точка L_4 находилась дальше от входа в трубку испарителя, чем точка L_2 . Как видно на рисунок 3.5, формирование слоя льда начиналось на входном участке трубки, со временем процесс кристаллизации продвигался по ее длине. По этой причине образование льда в контрольных точках L_7 и L_9 (рисунок 3.7, *в, г*) начиналось спустя 2500 с и 5500 с, соответственно, от начала работы теплонасосной установки.

На (рисунок 3.7, *в, г*) в контрольных точках L_7 и L_9 , расположенных ближе к нижней части трубки испарителя на глубине 9 см и 13,5 см, соответственно, имело место значительное расхождение экспериментальных и расчетных значений δ , которое увеличивалось со временем. Существенные отличия толщин льда (кривые 1 и 2) заметны после 3000 с работы теплового насоса на глубине 9 см (точка L_7 , рисунок 3.7, *в*), и после 6000 с – на глубине 13,5 см (точка L_9 , рисунок 3.7, *г*). Это объясняется тем, что до этого времени δ на поверхности трубки была менее 5 мм, при этом передача теплоты от воды к хладагенту в большей степени происходила за счет теплопроводности. По истечении 3000 с и 6000 с

(рисунок 3.7, в, г) толщина слоя льда превысила 5 мм, и с этого момента времени на процесс теплопереноса стало существенно влиять перемещение слоев воды, препятствующее образованию льда. Установлено, что термогравитационная конвекция тем сильнее препятствовала формированию льда, чем больше становилась его толщина, поэтому на (рисунок 3.7 в, г) разность между кривыми 1 и 2 увеличивалась со временем. При этом температура воды в нижней части контура испарителя не опускалась ниже 277 К. При существенной разнице температур верхних (274 К) и нижних (277 К) слоев воды термогравитационная конвекция в нижней части контура испарителя была заметна значительно, чем в верхней. Вследствие этого на рисунок 3.7, в, г разность между измеренными в эксперименте и расчетными значениями δ существеннее, чем на рисунок 3.7, а, б.

Условие равновесия, при котором процессы кристаллизации воды и плавления льда протекают с одинаковыми скоростями [144], т.е. не происходит изменения толщины слоя льда на теплообменной поверхности (в уравнении (3.1) $dr_i = 0$), выглядит следующим образом:

$$0 = \frac{\Delta T_i}{\ln \frac{r_i}{r_o}} \cdot 2 \cdot \pi \cdot \lambda_i - \Delta T_w \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_i \cdot \bar{h}_w \quad (3.4)$$

первое слагаемое в правой части уравнения (3.4) описывает отвод теплоты со стороны трубки с фреоном. Второе слагаемое в правой части уравнения (3.4) определяет подвод теплоты в результате конвекции в окрестности трубки испарителя. При интенсивном теплоотводе по сравнению с нагревом, толщина слоя льда увеличивается, в противном случае происходит таяние льда.

Условие кристаллизации воды на поверхности трубки испарителя аналогично можно записать в виде (из уравнения (3.1)):

$$\frac{\Delta T_i}{\ln \frac{r_i}{r_o}} \cdot 2 \cdot \pi \cdot \lambda_i > \Delta T_w \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_i \cdot \bar{h}_w \quad (3.5)$$

Условие таяния льда (из уравнения (3.1)):

$$\frac{\Delta T_i}{\ln \frac{r_i}{r_o}} \cdot 2 \cdot \pi \cdot \lambda_i < \Delta T_w \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_i \cdot \bar{h}_w \quad (3.6)$$

Максимальный радиус $r_{i, \max}$ образовавшегося льда можно рассчитать по формуле (из уравнения (3.2)):

$$\frac{r_{i, \max}}{r_{o, p}} = e^{\frac{2}{\text{Su} \cdot \text{Nu}}} \quad (3.7)$$

где:

$$\text{Nu} = \frac{\bar{h}_w D_{o, p}}{\lambda_w} \quad (3.8)$$

$$\text{Su} = \frac{\lambda_w (T^u - T_f)}{\lambda_i (T_f - T_n^u)}; \quad (3.9)$$

тогда неравенства (3.5) и (3.6) можно переписать в виде:

условие кристаллизации воды:

$$\frac{r_i}{r_{o, p}} < e^{\frac{2}{\text{Su} \cdot \text{Nu}}}; \quad (3.10)$$

условие плавления льда:

$$\frac{r_i}{r_{o, p}} > e^{\frac{2}{\text{Su} \cdot \text{Nu}}}; \quad (3.11)$$

неравенства (3.10) и (3.11) являются базой для вывода о причине прекращения процесса формирования льда (экспериментальная кривая 1, (рисунок 3.7, в, г)), когда температура поверхности трубки испарителя еще не достигла значения 273 К. Кристаллизация воды прекращалась при температуре поверхности трубки к 271–272 К, т.к. в этот момент влияние конвекции вблизи трубок испарителя становилось более значимым по сравнению с теплоотводом в трубку с фреоном.

Слой льда на теплообменной поверхности трубки начинал таять со стороны относительно теплой воды вблизи поверхности испарителя. Если значение температуры поверхности трубки с фреоном достигало 273 К, процесс таяния льда происходил одновременно с двух сторон: со стороны трубки с фреоном и со стороны воды (рисунок 2.6, *а, б, в*).

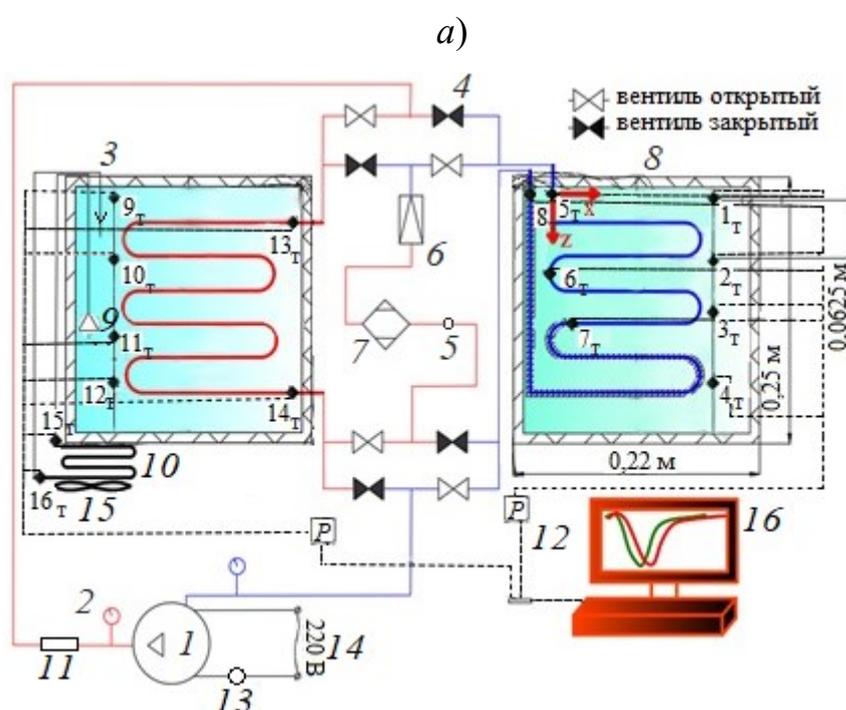
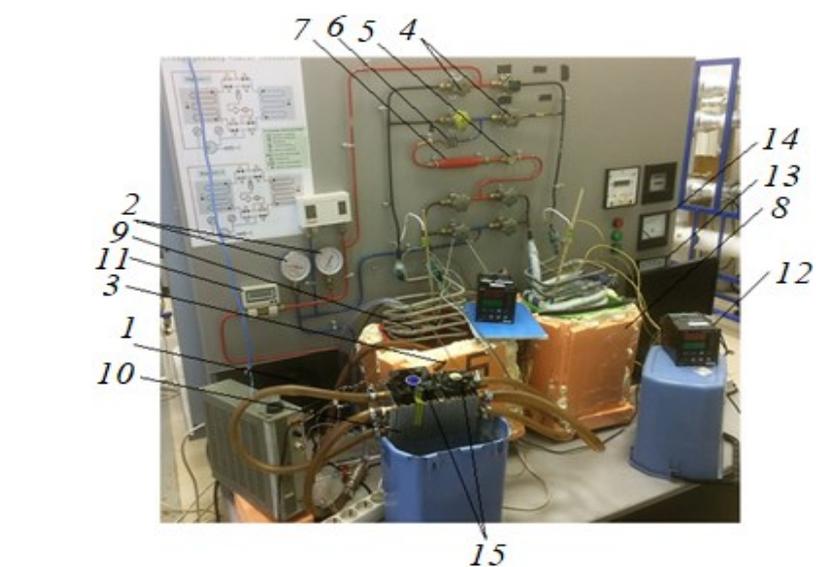
ГЛАВА 4. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ НАЧАЛЬНОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ ВОДЫ У ПОВЕРХНОСТИ КОНДЕНСАТОРА НА ПАРАМЕТРЫ РАБОТЫ ВОДЯНОГО ТЕПЛООВОГО НАСОСА

В процессе функционирования реального теплового насоса нагрев воды в системе отопления здания часто осуществляется при разной начальной температуре в зависимости от условий его эксплуатации. В связи с этим целесообразно изучение влияния начальной температуры воды вокруг конденсатора (T_0^k) на временные характеристики процессов кристаллизации воды и таяния льда на поверхности трубки испарителя, а также на эффективность работы водяного теплового насоса в этих условиях. В данном разделе представлены результаты экспериментальных исследований работы теплового насоса при $T_0^k = 291 \text{ К}, 298 \text{ К}, 301 \text{ К}$.

4.1. Схема экспериментального стенда

На рисунок 4.1 представлены внешний вид и схема экспериментального стенда.

В отличие от установки, описанной в Главе 2 (рисунок 2.1), в данной схеме (рисунок 4.1, *а, б*) дополнительно установлен охладитель типа «воздух-вода» (10) с циркуляционным насосом (9) и вентилятором (15) для охлаждения воды в контуре конденсатора, нагреваемой в процессе работы теплового насоса.



б)

Рисунок 4.1. Внешний вид (а) и схема (б) экспериментального стенда:

1_T – 16_T –термопары; 1 – компрессор; 2 – манометр; 3 – конденсатор; 4 – вентиль;
 5 – смотровое окно; 6 – капиллярная трубка; 7 – осушитель; 8 – испаритель;
 9 – насос; 10 – охладитель типа «воздух-вода»; 11 – расходомер; 12 – цифровой преобразователь температуры; 13 – амперметр; 14 – вольтметр; 15 – вентилятор;
 16 – компьютер.

Для контроля и регистрации температуры в характерных точках экспериментального стенда использовалось 16 хромель-алюмелевых термопар.

Термопары 1–4 и 9–12 регистрировали изменение T^u и T^k , соответственно (рисунок 4.1). Термопары 5–8 были расположены на поверхности трубки испарителя. При этом расстояние между соседними термопарами 5, 6, 7 составляло 0,55 м, а термопара 8 размещалась на выходе испарителя. Термопары 13 и 14 располагались на поверхности трубки на входе и выходе конденсатора, соответственно. Термопары 15 и 16 измеряли температуру воды на входе и выходе охладителя типа «вода-воздух», соответственно.

Значения давления фреона на входе и выходе компрессора поддерживались, соответственно, на уровне 0,2 МПа и 1,1 МПа, аналогично экспериментам, описанным в Главе 2.

Полная длина трубки испарителя составляла 3,11 м. При этом на первом по ходу движения фреона участке протяженностью 1,11 м происходило его испарение при температуре 263 К и нагрев до температуры 267 К. Вторая часть трубки протяженностью 2 м была изолирована от воды вспененным полиэтиленом толщиной 0,02 м.

Толщина льда, образующегося на поверхности трубки испарителя, контролировалась в точках L_1 – L_8 . Координаты размещения точек L_1 – L_8 представлены в таблица 4.1.

Таблица 4.1. Координаты контрольных точек измерения толщины слоя льда на поверхности трубки испарителя

| Контрольная точка | L_1 | L_2 | L_3 | L_4 | L_5 | L_6 | L_7 | L_8 | |
|--|-------|-------|-------|-------|--------|--------|-------|-------|--------|
| Расстояние от входа трубки в испаритель, м | 0 | 0,110 | 0,260 | 0,445 | 0,590 | 0,775 | 0,9 | 1,115 | |
| Декартовы координаты, м | x | 0 | 0,110 | 0,110 | -0,070 | -0,070 | 0,115 | 0,115 | -0,070 |
| | y | 0 | 0 | 0,140 | 0,145 | 0 | 0 | 0,145 | 0,145 |
| | z | 0 | 0,040 | 0,040 | 0,045 | 0,045 | 0,090 | 0,090 | 0,090 |

При идентичных условиях проводились серии из трех экспериментов при ($T_0^K = 291, 298, 301$ К). Температура воздуха в лаборатории поддерживалась постоянной и равна $T_o = 291$ К. Расход воды в цикле охлаждения составлял 0,03 кг/с.

Максимальные значения относительной погрешности измерения температур представлены в таб. 4.2.

Таблица 4.2. Максимальные относительные погрешности измерений (Δ_{\max}) температуры поверхности трубок испарителя и конденсатора, а также воды в их окрестности.

| Место измерения температуры | T^u | T_n^u | T^K | T_n^K |
|---|-------|---------|-------|---------|
| Δ_{\max} , % при $T_0^K = 291$ К | 0,19 | 0,18 | 0,13 | 0,15 |
| Δ_{\max} , % при $T_0^K = 298$ К | 0,18 | 0,16 | 0,19 | 0,18 |
| Δ_{\max} , % при $T_0^K = 301$ К | 0,17 | 0,18 | 0,17 | 0,16 |

Как видно из таб. 4.2., максимальная относительная погрешность измерения температуры термопарами в разных точках экспериментального стенда не превышала 0,19 %.

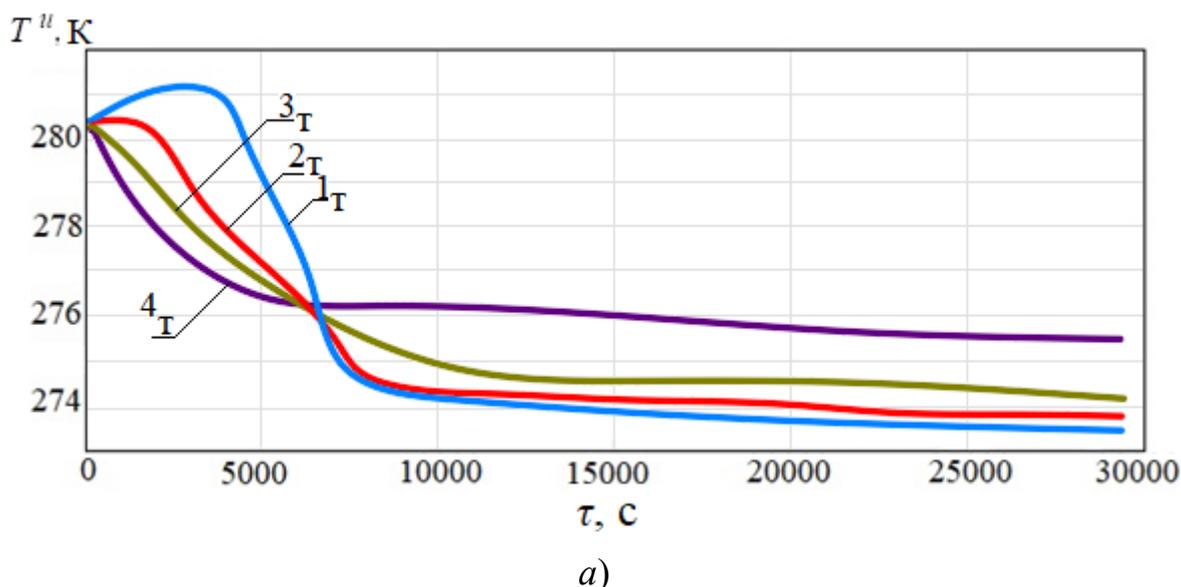
4.2. Результаты экспериментальных исследований

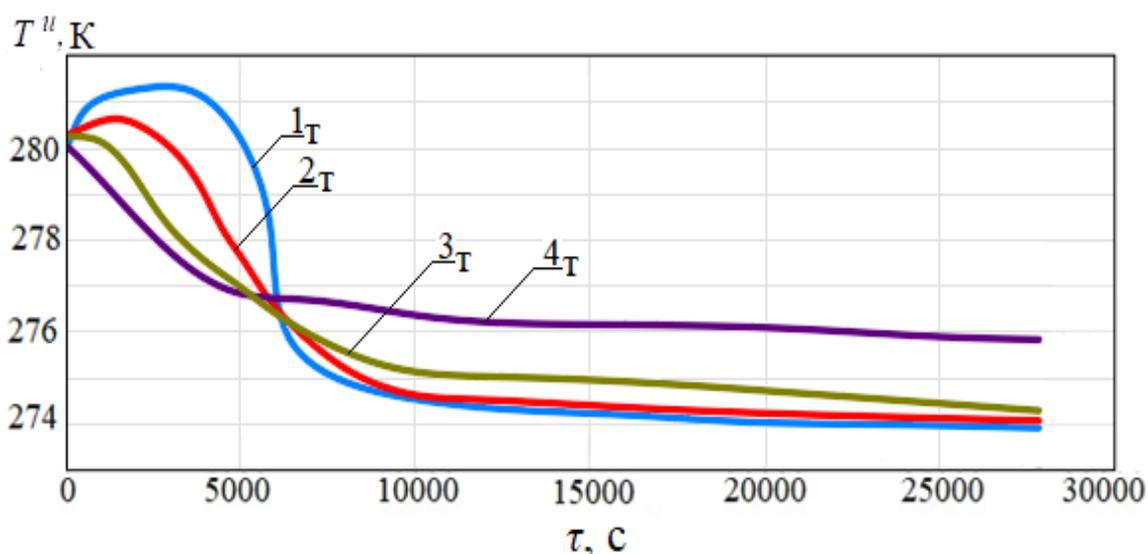
По результатам экспериментов построены зависимости $T^u = f(\tau)$ вокруг испарителя (рисунок 4.2, рисунок 4.3) и зависимости $\delta = f(\tau)$ от времени работы теплового насоса (рисунок 4.4) при разных начальных температурах воды вблизи поверхности трубки конденсатора: $T_0^K = 291, 298, 301$ К.

4.2.1. Влияние изменения температуры воды в контуре испарителя при разных начальных значениях температуры воды вокруг конденсатора

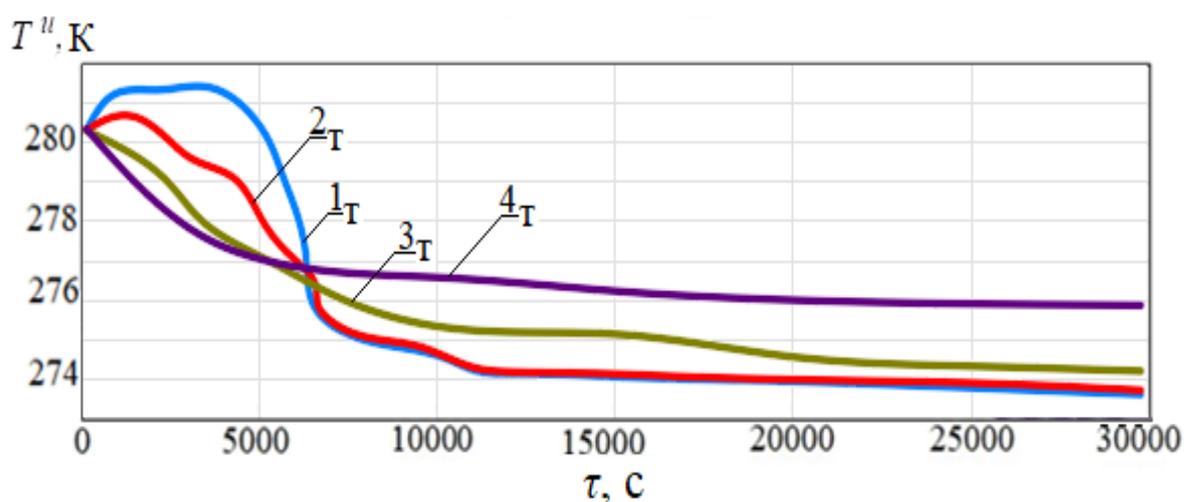
На (рисунок 4.2) представлены зависимости $T^u = f(\tau)$ воды в контуре испарителя при разных T_0^K .

Выполненные эксперименты показали, что в течение первых 3000 с после начала функционирования теплового насоса температура воды в испарителе вблизи термопары 1_T увеличивалась в среднем на 1 К (рисунок 4.2). Незначительный нагрев воды в верхней части контура испарителя (термопара 1) происходил вследствие теплообмена с воздухом при температуре 291 К в лаборатории. Температура воды верхнего слоя не изменялась почти 3000 с, т.к. при ее охлаждении фреоном, холодная вода замещалась более теплой нижних слоёв за счет термогравитационной конвекции. При этом термопары 3_T – 4_T , расположенные в нижней части контура испарителя, фиксировали понижение температуры воды в результате её охлаждения фреоном.





б)



в)

Рисунок 4.2. Зависимости температуры воды вокруг трубы испарителя от времени при разных начальных значениях температуры воды в контуре конденсатора: а) $T_0^K = 291$ К; б) $T_0^K = 298$ К; в) $T_0^K = 301$ К.

1_T – 4_T – показания термопар, расположенных вокруг трубок испарителя (рисунок 4.1)

В интервале времени 3000–6000 с температура фреона опускалась до значений 258–263 К на начальных участках трубки испарителя (рисунок 4.3, а, б, в) и в воде, находящейся вблизи её поверхности, протекал процесс интенсивной термогравитационной конвекции: относительно холодная вода опускалась вниз, а

относительно теплая поднималась вверх. Поэтому вблизи термопар 2_T – 4_T температура воды была ниже, чем в области термопары 1_T (рисунок 4.2).

По истечении 6000–7000 с работы (рисунок 4.2, *а, б, в*) направление движения слоев воды изменялось: относительно холодная вода скапливалась в верхней части контура испарителя (термопары 1_T – 3_T), а теплая вода ($T \cong 277$ К) находилась в его нижней части, т.к. при таких температурах плотность воды достигает максимального значения.

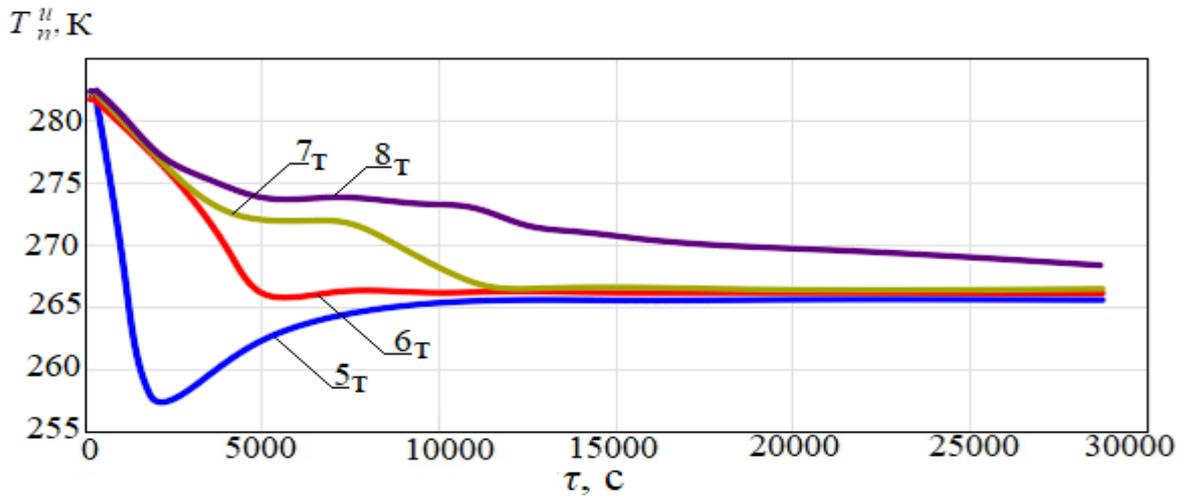
В первые 6000 с при более низкой T_0^K (рисунок 4.2, *а*) характерны большие скорости охлаждения воды вокруг испарителя. Температура фреона на входе в трубку испарителя опускалась ниже, следовательно, теплоотбор от воды в области трубки испарителя был эффективнее, чем для вариантов (рисунок 4.2, *б, в*). Однако это приводило к существенному росту скорости образования льда на поверхности трубки испарителя, по сравнению с другими условиями (рисунок 4.2, *б, в*). Поэтому по истечении 6000 с скорость охлаждения воды вокруг испарителя при $T_0^K = 291$ К (рисунок 4.2, *а*) становилась меньше, чем, соответственно, при температурах 298 К и 301 К (рисунок 4.2, *б, в*) на 20 % и 30 %, т. к. слой льда, образовавшийся на поверхности трубки испарителя, при $T_0^K = 291$ К был больше, чем при $T_0^K = 298$ К и 301 К, его термическое сопротивление было выше.

4.2.2. Температура поверхности трубки испарителя при разных начальных значениях температуры воды вблизи конденсатора

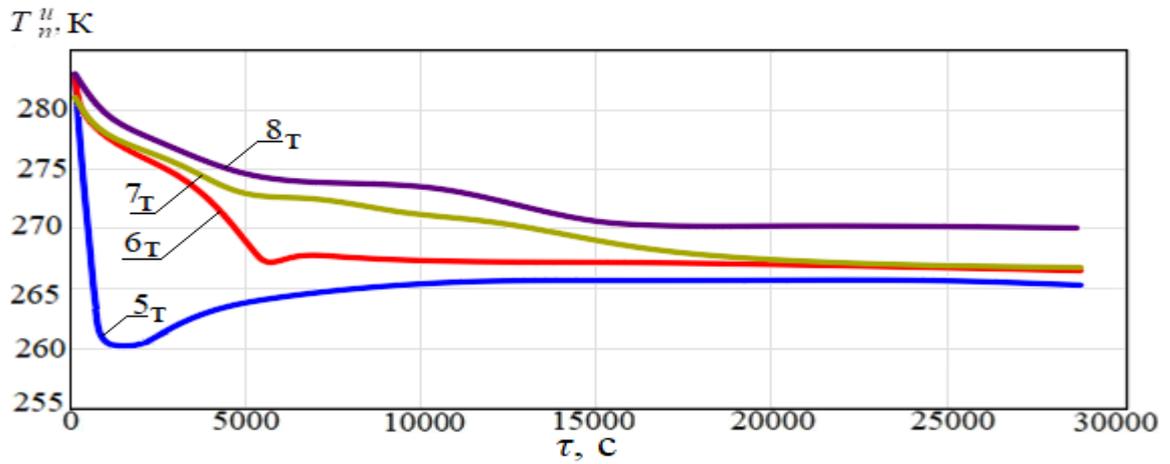
На (рисунок 4.3) представлены зависимости T_n^u при $T_0^K = 291$ К, 298 К, 301 К а $T_0^u = 280$ К. Температура фреона в трубке испарителя была ниже температуры ее поверхности на $\Delta T = 3 - 4$ К.

5_T – 8_T – показания термопар, расположенных на поверхности трубки испарителя (рисунок 4.1). Термопара 5_T , установленная на входе в трубку испарителя, иллюстрировала резкое снижение температуры поверхности в трубке в первые 1000 с работы, т.к. после запуска установки при движении фреона по капиллярной трубке его температура и давление падали

(рисунок 4.3). Термопары 6–8 также фиксировали снижение T_n^u , но менее существенное, т.к. хладагент при движении по трубке подогревался водой.



a)



б)

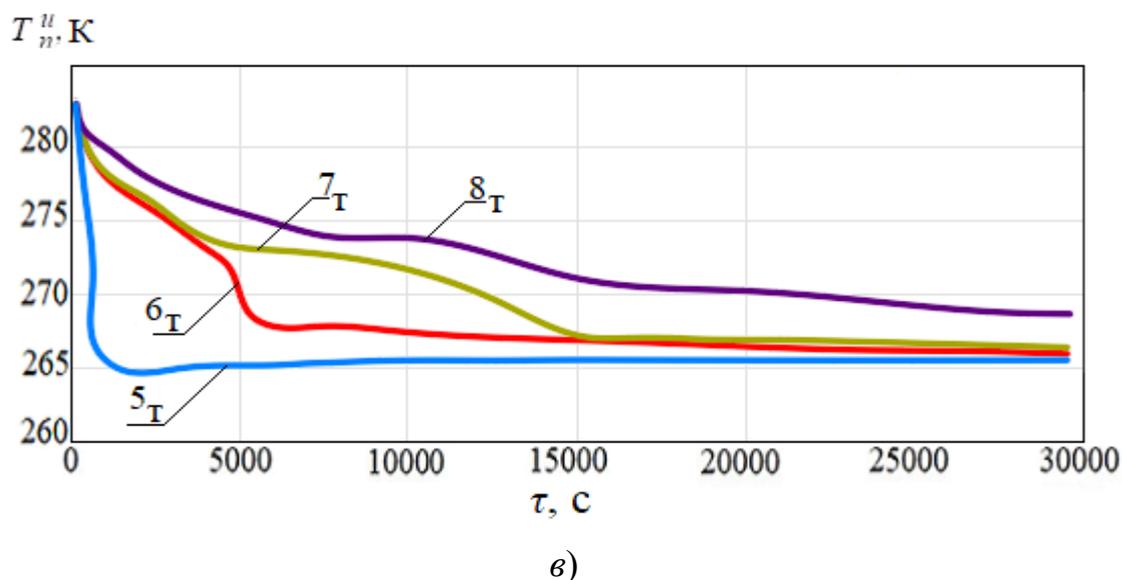


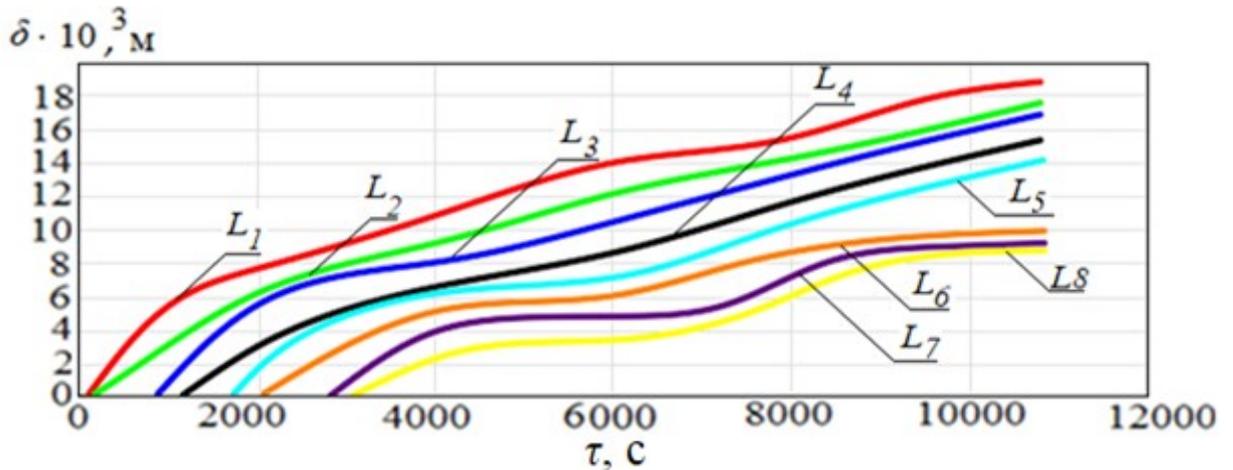
Рисунок 4.3. Зависимости изменения температуры поверхности трубки испарителя от времени при начальной температуре воды вокруг конденсатора: а) $T_0^K = 291$ К; б) $T_0^K = 298$ К; в) $T_0^K = 301$ К.

При $T_0^K = 291$ К минимальное значение температуры поверхности трубки на входе в испаритель составляло 258 К (рисунок 4.3, а), при $T_0^K = 298$ К минимальная температура поверхности трубки повышалась до 260 К (рисунок 4.3, б), при $T_0^K = 301$ К до 265 К (рисунок 4.3, в). Следовательно, при снижении T_0^K образование льда на поверхности трубки испарителя протекло интенсивнее, и δ также была больше при низкой T_0^K (рисунок 4.4, а).

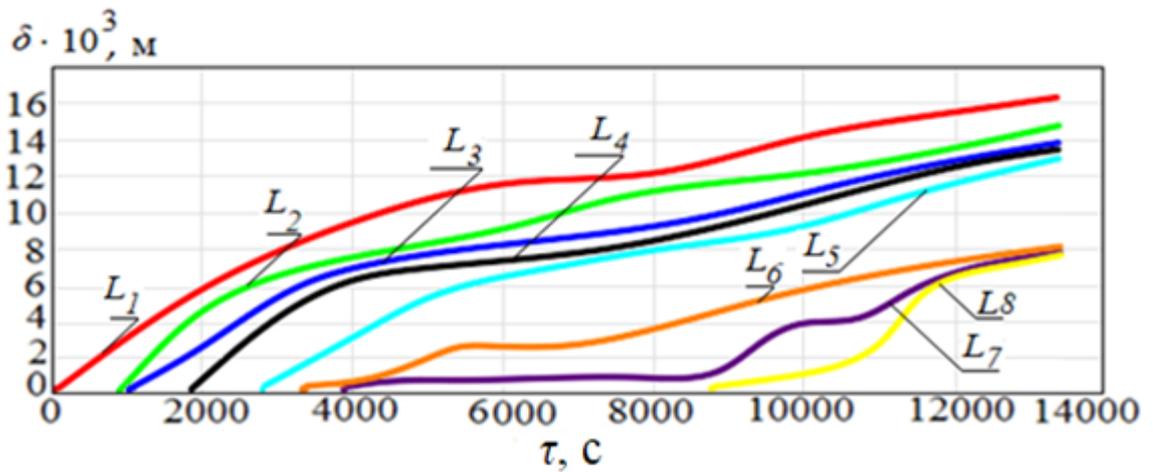
В интервале времени от 1000 с до 15000 с температура стенки трубки испарителя постепенно увеличивалась (термопара 5_т, рисунок 4.3), вследствие повышения T^K . По истечении 15000 с температура существенно не изменялась. Стабилизация показателей T_n^u после 15000 с происходила, во-первых, вследствие влияния образовавшегося слоя льда, препятствующего теплообмену воды с фреоном, во-вторых, за счет того, что T^K во всех случаях поддерживалась на уровне не выше 309 К.

4.2.3. Толщина слоя льда на поверхности трубки испарителя при разных начальных температурах воды вблизи конденсатора

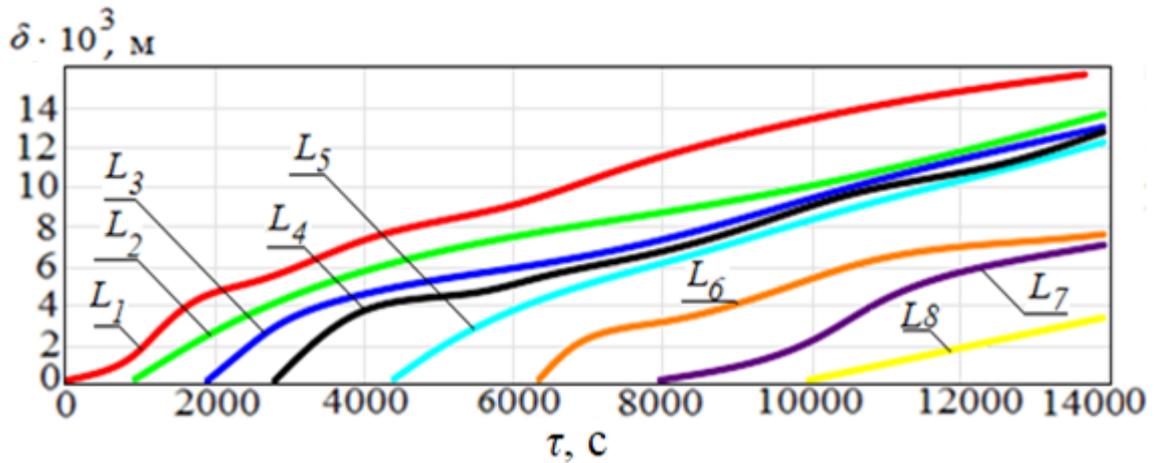
По результатам экспериментов построены зависимости δ от времени работы теплового насоса в характерных точках при $T_0^K = 291 \text{ К}, 298 \text{ К}, 301 \text{ К}$ (рисунок 4.4).



а)



б)



в)

Рисунок 4.4. Зависимости толщин слоя льда в характерных точках поверхности трубки испарителя от времени при начальной температуре воды в контуре конденсатора: а) $T_0^K = 291$ К; б) $T_0^K = 298$ К; в) $T_0^K = 301$ К; L_1-L_8 – контрольные точки измерения толщины льда (таб. 4.1).

Из зависимостей $\delta = f(\tau)$, представленных на рисунок 4.4, видно, что процесс кристаллизации воды на начальном участке (L_1) трубки испарителя начинается при запуске теплонасосной установки, т.к. температура фреона на входе в трубку ниже температуры кристаллизации воды (рисунок 4.4, а, б, в).

Из сравнения рисунок 4.4, а, б, в можно сделать вывод, что δ увеличивается при уменьшении T_0^K . При меньшей T^K температура фреона на входе в трубку испарителя ниже (рисунок 4.3, а, б, в), следовательно, лед на поверхности трубки образуется интенсивнее. Вследствие этого его толщина на входе испарителя спустя 2000 с составляла 8 мм при $T_0^K = 291$ К, 6 мм при $T_0^K = 298$ К и 5 мм при $T_0^K = 301$ К (рисунок 4.4, а, б, в). С течением времени температура поверхности следующих частей трубки испарителя последовательно снижалась, лед формировался по всей длине трубки.

Если средняя по всей длине трубки испарителя величина δ достигала 14 мм (соответствует моментам времени 10000 с при $T_0^K = 291$ К, 13000 с при $T_0^K = 298$ К, 14000 с при $T_0^K = 301$ К (рисунок 4.4, а, б, в)), значения T_n^K практически не

изменялись (рисунок 4.3, *a, б, в*). Следовательно, процесс теплообмена фреона с водой прекращался. Таким образом, при снижении T_0^K лед на поверхности трубки испарителя образуется быстрее, в результате эффективность работы теплонасосной установки существенно падает.

Как можно заметить, процесс образования льда (рисунок 4.4, *a, б, в*) в отличие от условий (рисунок 2.6, *a, б, в*) не заканчивался со временем. Толщина льда продолжала длительное время расти. Лед заполнял все свободное пространство между трубками испарителя. В результате процесс теплообмена фреона с водой прекращался. Это происходило из-за охлаждения воды вблизи поверхности трубки конденсатора до 309 К при работе системы теплоотвода.

Сравнивая результаты, приведенные на (рисунок 4.4, *a, б, в*), и на (рисунок 2.6, *a, б, в*), можно сделать вывод, что толщина слоя льда, достигая своего максимального значения, начинала снижаться, если эксперимент проводился без дополнительного охлаждения воды вблизи поверхности трубки конденсатора (рисунок 4.1). При нагреве воды в окрестности трубки конденсатора до температуры конденсации фреона последний поступал на вход испарителя в парообразном состоянии, нагревал трубку испарителя и вызывал таяние льда на ее поверхности. Вследствие этого величина δ достигала своего максимального значения (рисунок 2.6, *a, б, в*), после чего начинала снижаться.

В проведённых экспериментах установлено, что образовавшийся на поверхности трубки испарителя лед начинал таять при увеличении T^K до значения ниже температуры конденсации фреона на 3 К.

4.3. Алгоритм определения длины трубки испарителя, работающего в условиях кристаллизации воды на теплообменной поверхности

Снижение эффективности работы теплового насоса, вызванное уменьшением теплового потока от водного источника к хладагенту при образовании льда на поверхности трубки испарителя, может быть частично скомпенсировано увеличением длины трубки. Но даже при увеличении длины трубки испарителя для

обеспечения полного испарения фреона, необходимо устранить лед с ее поверхности, чтобы повысить эффективность и устойчивость работы теплового насоса.

Удаление льда с теплообменной поверхности испарителя возможно тремя способами. Первый предполагает функционирование теплового насоса в обратном режиме, когда конденсатор берет на себя функции испарителя, а испаритель начинает работать как конденсатор. Однако в таком случае произойдет значительное охлаждение воды в системе обогрева здания. Второй способ – нагрев воды в контуре конденсатора до 313 К с целью повышения температуры поверхности трубки на входе в испаритель до 271 К и выше, что вызывает таяние льда на ее поверхности. Для повышения средней T^K от 308 до 313 К можно использовать электрический нагреватель, либо на время отключить насос в системе отопления здания. Третий способ – обеспечить дополнительный нагрев входного участка трубки испарителя, например, за счет тёплого электрического кабеля, чтобы повысить температуру поверхности трубки до 273 К.

Алгоритм определения оптимальной длины трубки испарителя, работающего в условиях кристаллизации воды на теплообменной поверхности, предполагает установление основных характеристик теплопередачи от водного источника низкопотенциальной тепловой энергии к хладагенту, циркулирующему в рабочем контуре теплового насоса. При этом сопротивление теплопередаче от воды к хладагенту состоит из термического сопротивления слоя льда, формирующегося на поверхности трубки испарителя, и термического сопротивления металлической стенки самой трубки. Передача теплоты через слой льда и стенку трубки осуществляется за счет их теплопроводности, а от воды вокруг испарителя к поверхности слоя льда и от внутренней поверхности металлической стенки трубки к фреону – за счет, в основном, конвекции.

Коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности металлической стенки трубки к фреону зависит от состояния пара и режима движения. Во время проведения экспериментов фреон находился внутри трубки испарителя в

двухфазном состоянии в условиях вынужденного турбулентного течения. Экспериментально установлено [154], что для фреона R-134a влияние состояния пара на коэффициент теплоотдачи составляет менее 10 %. В таких условиях для вычисления коэффициента теплоотдачи от фреона к внутренней поверхности трубки испарителя (α_f) можно использовать соотношение Сона и Мишима [154]:

$$\alpha_f = \frac{(6\text{Re}_{\text{if}}^{1.05}\text{Bo}^{0.54}) \lambda_{\text{lf}}}{\text{We}_{\text{if}}^{0.191} \left(\frac{\rho_{\text{lf}}}{\rho_{\text{gf}}}\right)^{0.142} D_h}; \quad (4.1)$$

Re_{if} – число Рейнольдса для фреона (определяется по формуле):

$$\text{Re}_{\text{if}} = \rho_{\text{lf}} v_f d_{\text{in},p} / \mu_f; \quad (4.2)$$

Bo – число кипения, определяется из соотношения:

$$\text{Bo} = \frac{q}{G I_f}; \quad (4.3)$$

We – число Вебера, определяется из соотношения:

$$\text{We} = \frac{\rho_{\text{lf}} v_f^2 D_{p,\text{in}}}{\sigma_f}. \quad (4.4)$$

Коэффициент теплоотдачи от воды к внешней поверхности слоя льда зависит главным образом от интенсивности термогравитационной конвекции. Для определения $\overline{h_w}$ можно использовать выражение, полученное для условий кристаллизации [155, 156]:

$$\frac{\text{Nu}}{\text{Ra}^{0.25}} = a_1 \exp\left(-\left(\frac{\Omega - b_1}{c_1}\right)^2\right) + a_2 \exp\left(-\left(\frac{\Omega - b_2}{c_2}\right)^2\right) \quad (4.5)$$

где Nu – число Нуссельта ($\text{Nu} = \frac{\overline{h_w} D_{p,o}}{\lambda_w}$);

Ra – число Рэлея, определяется по формуле [156]:

$$\text{Ra} = \frac{(g\beta(T_w - T_f)D_{p,o}^3)}{\nu\alpha}; \quad (4.6)$$

безразмерный коэффициент Ω в формуле (4.5) определяется как:

$$\Omega = Ste^2 FoRa^{0,25} \quad (4.7)$$

где:

$$Fo = \frac{\alpha \tau}{D_{p,o}^2} \quad (4.8)$$

число Стефана Ste в формуле (4.10) рассчитано с использованием средних значений температуры воды и стенки трубки испарителя:

$$Ste = \frac{C_{p,i}(T_f - T_n^u) + C_{p,w}(T^u - T_f)}{I_i} \quad (4.9)$$

в данном исследовании соотношение (4.5) описывает зависимости числа Нуссельта от чисел Рэлея, Фурье и Стефана. Константы определены из выражения (4.5) с точностью 95%:

$$a_1 = 21,75; b_1 = -2,09; c_1 = 1,387; a_2 = 8,1 \cdot 10^{14}; b_2 = -509,6; c_2 = 87,44;$$

Средняя плотность теплового потока в испарителе определялась по выражению [144]:

$$Q_e = C_{p,w} \rho_w (bc) \int_0^{0,25} \frac{\Delta T^u(z)}{\Delta \tau} dz + \rho_i I_i \frac{\Delta V_i}{\Delta \tau} \quad (4.10)$$

здесь $\Delta T^u = T_i(\tau) - T_i(\tau + \Delta \tau)$ – разница между двумя последовательными показаниями i -й термопары с шагом по времени $\Delta \tau = 900$ с.

среднее значение коэффициента теплообмена на границе раздела льда и воды:

$$\bar{h}_w = \frac{Q_e}{\pi D_{p,o} l (T^u - T_f)} \quad (4.11)$$

на основании полученных экспериментальных данных построены зависимости изменения числа Нуссельта от времени при разных начальных температурах воды (T_0^u) и (T_0^k): (рисунок 4.5). Из зависимостей (рисунок 4.5) видно, что в первые 3000 с работы ТНУ число Нуссельта увеличивалось, достигая максимального значения

11,8. В это время происходил интенсивный процесс теплообмена воды с фреоном, вследствие чего вода охлаждалась и происходила её кристаллизация на поверхности трубки испарителя.

При τ больше 3000 с значения числа Нуссельта снижались. На поверхности трубки испарителя образовывался лёд, препятствующий теплообмену воды с фреоном.

Можно отметить, что более низким значениям T_0^K (рисунок 4.5, кривые 1') соответствует более быстрое увеличение числа Нуссельта в первые 2000 с работы. Следовательно, теплоотдача от воды к фреону протекает интенсивнее. При этом также интенсивнее происходит формирование льда на поверхности трубки испарителя. В результате толщина слоя льда (кривая 1') после 3000 с функционирования теплового насоса была больше, чем при больших T_0^K (кривые 2', 3'). По этой причине после 4000 с работы *ТНУ* изменяются числа Нуссельта (образовавшийся лёд сильнее препятствует процессу теплообмена воды с фреоном).

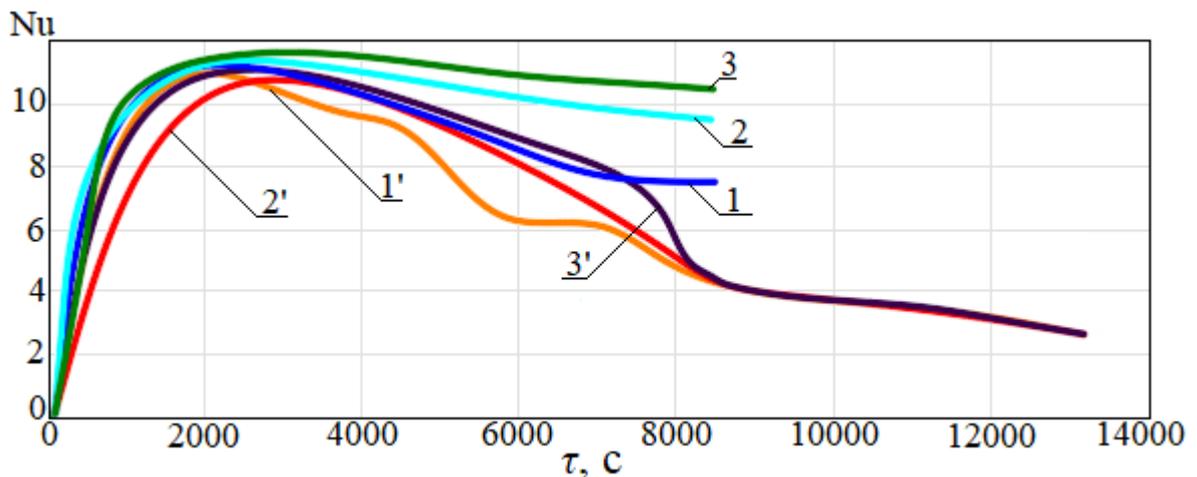


Рисунок 4.5. Зависимости числа Нуссельта от времени при: 1 – $T_0^u = 280$ К, $T_0^k = 291$ К; 2 – $T_0^u = 282$ К, $T_0^k = 291$ К; 3 – $T_0^u = 286$ К, $T_0^k = 291$ К; 1' – $T_0^u = 280$ К, $T_0^k = 291$ К; 2' – $T_0^u = 280$ К, $T_0^k = 298$ К; 3' – $T_0^u = 280$ К, $T_0^k = 301$ К

При повышении T_0^u значения числа Нуссельта растут (рисунок 4.6, кривые 1–3). Тепловой поток от воды к фреону увеличивается и δ становится меньше.

После определения основных характеристик теплообмена между водой и фреоном по формулам (4.1) – (4.11) проведен расчет оптимальной длины трубки испарителя, компенсирующей недополученные энергии тепловым насосом в условиях образования льда на поверхности трубки. Определялась необходимая тепловая мощность конденсатора. Принято, что она составляет $Q_c = 300$ Вт. затем вычислился расход хладагента (m_f) по соотношению [66]:

$$m_f = \frac{Q_c}{\Delta h_c} = 0,002 \text{ кг/с}; \quad (4.12)$$

далее определялась мощность испарителя по формуле [66]:

$$Q_e = \Delta h_e \cdot m_f; \quad (4.13)$$

тепловой поток между хладагентом и внутренней поверхностью трубки:

$$q_f = \alpha_f (T_{wa} - T_{fr}); \quad (4.14)$$

подставив α_f из уравнения (4.1) получим в (4.15):

$$q_f = 179,85 (T_{wa} - T_{fr})^{2,17}; \quad (4.15)$$

тепловой поток между водой вокруг испарителя и внутренней поверхностью стенки его трубки рассчитывается по формуле:

$$q_w = \alpha_{wa-w} (T_{wa} - T^u); \quad (4.16)$$

где α_{wa-w} – коэффициент теплоотдачи от воды вблизи поверхности испарителя к поверхности стенки его трубки (определяется аналогично [150]):

$$\alpha_{wa-w} = \left(\frac{D_{p,in}}{2} \frac{\ln \frac{D_{p,o}}{D_{p,in}}}{\lambda_{wa}} + \frac{D_{p,in}}{2} \frac{\ln \frac{D_i}{D_{p,o}}}{\lambda_i} + \frac{D_{p,in}}{h_w D_i} \right)^{-1}; \quad (4.17)$$

в данной работе:

$$\alpha_{wa-w} = (1,8244 \cdot 10^{-6} + 0,002 + 0,2708 / \bar{h}_w)^{-1}; \quad (4.18)$$

уравнение (4.19) решалось в среде *MATLAB* (вычислялся тепловой поток):

$$q_w = q_f = q; \quad (4.19)$$

в соответствии с требованиями к *ТНУ* [66] оптимальная длина трубки испарителя, во-первых, должна быть минимальной, а во-вторых, обеспечивать функционирование теплонасосной установки при максимально возможной величине слоя льда, формирующегося на поверхности трубки испарителя в процессе его работы. Максимальная величина δ соответствует моменту времени, когда заканчивается процесс образования льда и начинается его таяние.

Оптимальную длину трубки испарителя можно определить из следующего уравнения [150]:

$$l = \frac{Q_e}{\pi D_{p,o} q}; \quad (4.20)$$

Алгоритм определения l приведён на рисунок 4.6.

Максимальная допустимая толщина льда, образующегося на трубке испарителя, может контролироваться по значению температуры воды вблизи трубки конденсатора, а минимальная длина трубки, необходимая для полного испарения фреона в испарителе в условиях образования льда на поверхности трубки, может быть рассчитана по выражению (4.20).

На рисунок 4.8 представлена зависимость оптимальной длины трубки испарителя l , определенной по выражению (4.20) для параметров: $D_{p,o} = 9,5$ мм и $Q_e = 200$ Вт, от толщины льда, образующегося на поверхности трубки.

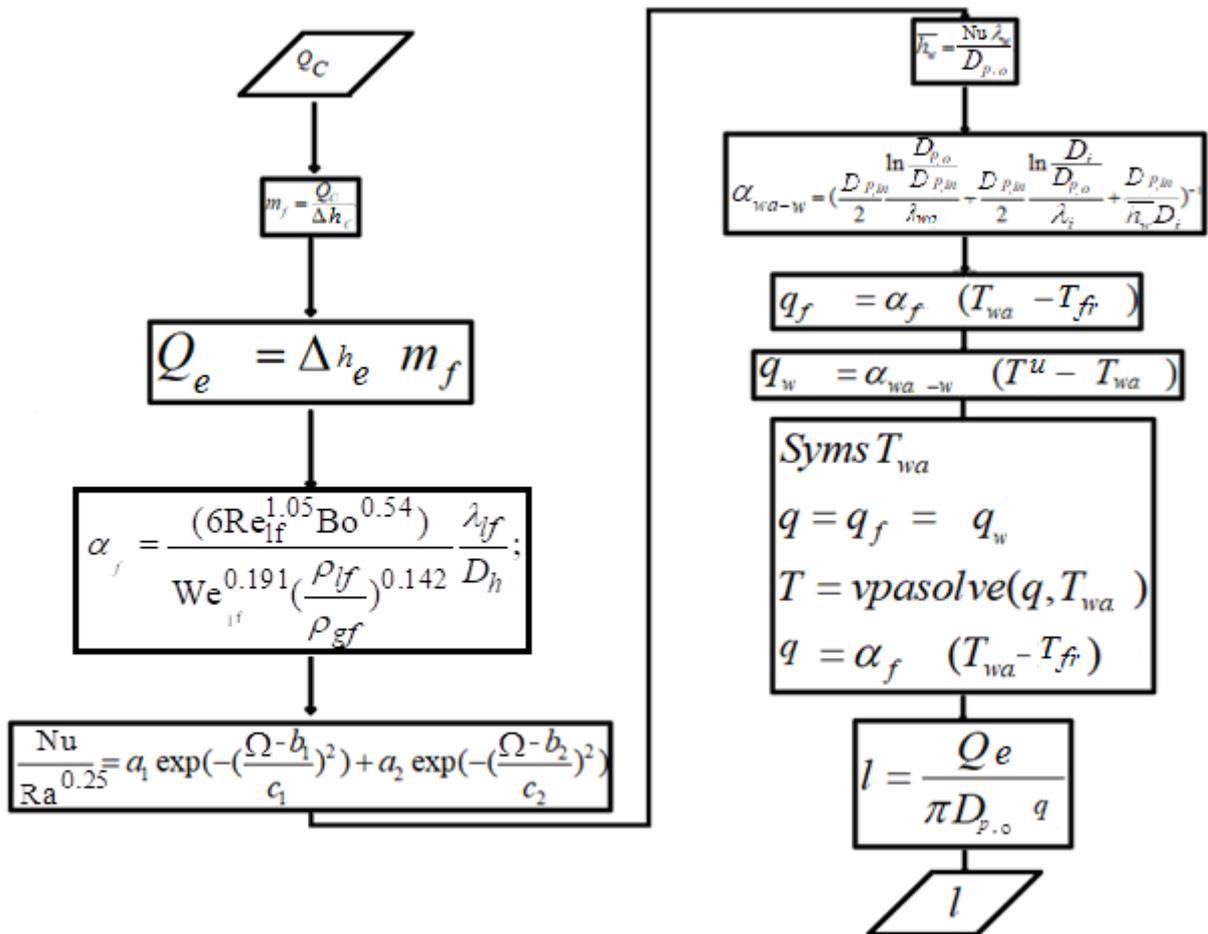


Рисунок 4.6. Алгоритм определения оптимальной длины трубки испарителя, необходимой для испарения фреона в условиях кристаллизации воды на ее внешней поверхности.

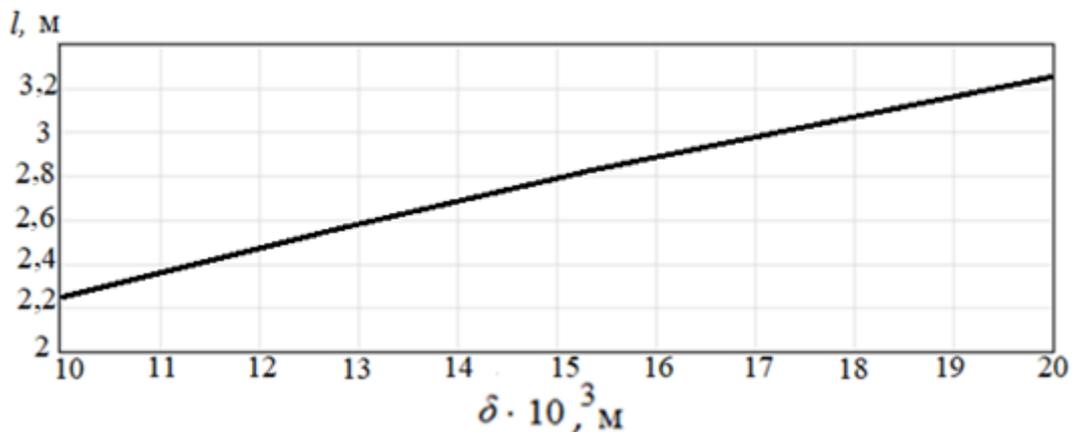


Рисунок 4.7. Зависимость необходимой длины трубки испарителя от толщины льда, формирующегося на ее поверхности при диаметре трубки $9,54 \cdot 10^{-3}$ м, $T_0^u = 280$ К, $T_0^k = 291$ К.

Из зависимости, представленной на рисунок 4.7, видно, что при увеличении толщины слоя льда на поверхности трубки испарителя в 2 раза необходимо увеличить длину трубки испарителя на 45%, чтобы обеспечить испарение фреона при прохождении его по трубке испарителя. В этом случае теплонасосная установка может работать в условиях образования льда на поверхности трубки испарителя.

ГЛАВА 5. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА МЕЖДУ ТРУБКОЙ ИСПАРИТЕЛЯ И ВОДОЙ В УСЛОВИЯХ ТЕРМОГРАВИТАЦИОННОЙ КОНВЕКЦИИ И ОБРАЗОВАНИЯ ЛЬДА НА ПОВЕРХНОСТИ ТРУБКИ

Главной задачей этого раздела диссертации является теоретический анализ процессов теплопереноса, протекающих в воде, окружающей трубки испарителя. С этой целью в среде *COMSOL* построена двухмерная математическая модель теплообмена между трубкой испарителя и водой в ее окрестности, учитывающая влияние термогравитационной конвекции на скорость образования льда на поверхности трубки испарителя, а также изменение интенсивности теплообмена за счет кристаллизации льда на поверхности трубки.

5.1 Постановка задачи и метод решения

Задача решена по аналогии с [137] в плоской постановке. Область решения (рисунок 5.1) представляла собой квадрат размером 100x100 мм, моделирующий объём воды вокруг трубы испарителя.

Рассмотрены несколько вариантов расположения трубки испарителя относительно нижней грани, которые в первом приближении можно интерпретировать как свободную поверхность в водоёме и его дно.

На первом этапе численного моделирования трубка испарителя располагалась в центре области.

На втором этапе численного моделирования трубка была смещена ближе к верхней границе. Третий вариант постановки – трубка располагалась в нижней части области решения. В четвёртом варианте постановки рассматривались три трубки, окружённые водой (рисунок 5.1).

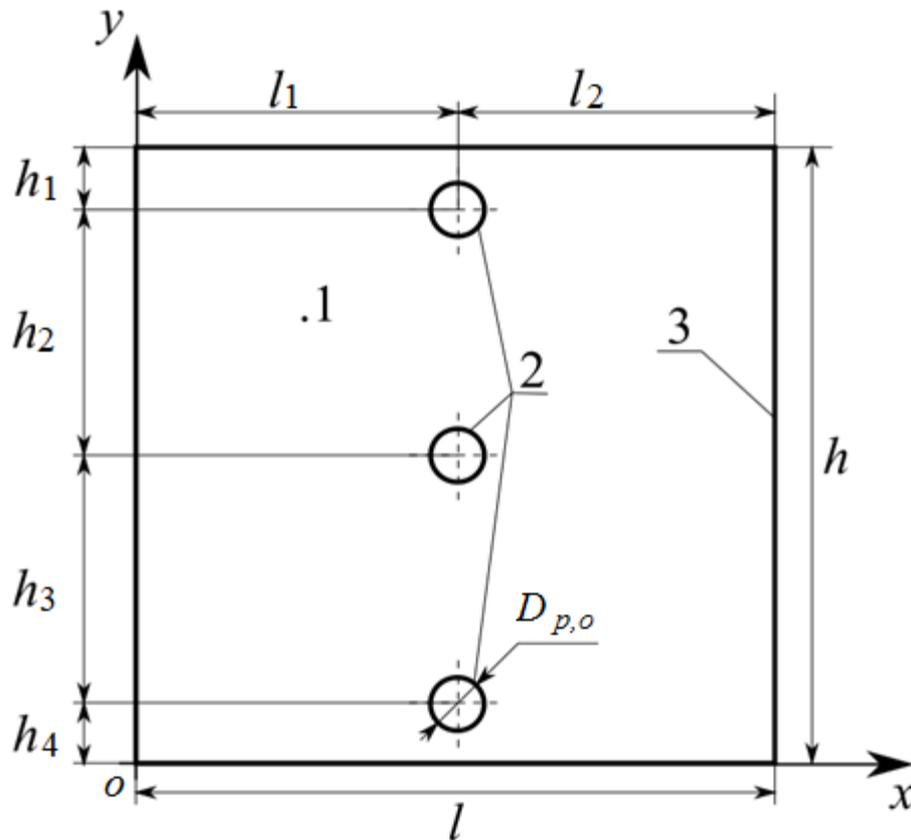


Рисунок 5.1. Схема области решения задачи теплообмена с тремя трубками испарителя: 1 – вода; 2 – трубки испарителя *THU*; 3 – условные границы области решения выделенные в водоеме с непроточной водой Геометрические: $h_1=h_4=10$ мм; $h_2=h_3=40$ мм; $h=100$ мм; $l=100$ мм; $l_1=l_2=50$ мм; $D_{p,o}=9,54$ мм.

Решение задачи теплопереноса в области, представляющей собой типичный фрагмент рабочей зоны испарителя теплового насоса, проведено в рамках модели, разработанной авторами [137]. Решена система нелинейных нестационарных дифференциальных уравнений в частных производных (уравнения сохранения массы, импульсы и энергии [137,158] с соответствующими кривыми условиями.

$$\nabla \cdot U = 0; \quad (5.1)$$

$$\rho \left(\frac{\partial U}{\partial \tau} + U \nabla \cdot U \right) - (\mu \nabla \cdot (\nabla U + (\nabla U)^T)) - \rho(T) g = 0; \quad (5.2)$$

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial \tau} + \rho C_p U \cdot \nabla T - \nabla \cdot \lambda \nabla T = 0; \quad (5.3)$$

$$\rho = \rho_i(1 - \alpha(T)) + \rho_w \alpha(T). \quad (5.4)$$

с целью учета влияния фазового перехода на теплоёмкость среды использовалось выражение [158]:

$$C_P = C_{P,i}(1 - \alpha(T)) + C_{P,w}\alpha(T) + I_i \frac{\partial \alpha_m}{\partial T}; \quad (5.5)$$

$$\alpha_m = \frac{1}{2} \frac{\rho_i(1 - \alpha(T)) - \rho_w \alpha(T)}{\rho_i(1 - \alpha(T)) + \rho_w \alpha(T)}. \quad (5.6)$$

теплопроводность вычислялась с учетом возможного изменения объёмных долей компонентов:

$$\lambda = \lambda_i(1 - \alpha(T)) + \lambda_w \alpha(T); \quad (5.7)$$

$\alpha(T)$ – фазовый индикатор (для твердого вещества $\alpha(T) = 0$, для жидкости $\alpha(T) = 1$); $\frac{\partial \alpha_m}{\partial T}$ – импульс Дирака, который является производной от функции

Хевисайда. Функция Хевисайда имеет нулевое значение в случае отрицательных показателей аргумента и равной одному при положительных (эти функции указывают на переход из одного фазового состояния в другое при температуре фазового перехода 273 К).

начальные условия для системы уравнений (5.1–5.3):

$$u=0 \text{ м/с}, v=0 \text{ м/с}, T_0^u = 280 \text{ К} \quad (\tau=0) \quad (5.8)$$

на внешних границах области решения:

$$u=0 \text{ м/с}, v=0 \text{ м/с}, \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial y} = 0 \quad (x=0 \text{ и } 0 < y < 0,1); \quad (x=0,1 \text{ и } 0 < y < 0,1);$$

$$(y=0 \text{ и } 0 < x < 0,1); \quad (y=0,1 \text{ и } 0 < x < 0,1) \quad (5.9)$$

на поверхностях трубок испарителя:

$$u=0 \text{ м/с}, v=0 \text{ м/с}, T_n^u = 263 \text{ К} \quad (5.10)$$

При проведении анализа аналогично [137] предполагалось, что теплофизические свойства воды (за исключением плотности) не зависят от температуры, а режим течения считается ламинарным.

численные исследования выполнены при следующих значениях параметров [159]:

$$\lambda_w=0,56 \text{ Вт/мК}; \lambda_i=2,25 \text{ Вт/мК}; C_{P,w} = 4,2 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}; C_{P,i}=2,22 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}; \\ \mu= 0,0015 \text{ Н}\cdot\text{с/м}^2; I_i=333,5 \text{ кДж/кг};$$

Влияние температур воды (около 277 К) на её плотность представлена следующим образом [160]:

$$\rho(T)=(999,83952+16,945176\cdot(T)-7,9870401\cdot(10^{-3})\cdot((T)^2)-46,170461\cdot \\ (10^{-6})\cdot((T)^3)+105,56302\cdot(10^{-9})\cdot((T)^4)-280,54253\cdot(10^{-12}) \\ ((T)^5))/(1+16,879850\cdot(10^3)\cdot(T)) \quad (5.11)$$

Уравнения (5.1–5.6) решались в среде *COMSOL* методом конечных элементов. Использовался ряд модулей: однофазного ламинарного потока «*Laminar flow.spf*» и теплопередачи в жидкости «*Heat transfer in liquid.htf*». Для анализа рассматриваемой области исследования к каждому модулю добавлялись несколько фундаментальных компонентов: гравитация в модуле «*Laminar flow.spf*» и изменение фазового состояния в модуле «*Heat transfer in liquid.htf*». Интервал температуры, в котором происходило изменение фазового состояния, был установлен 0,5 К. В модуле (*Laminar flow.spf*) вязкость воды варьировалась от значений при комнатной температуре до «бесконечности» при кристаллизации воды. При моделировании рассматривались два состояния воды-жидкое и твёрдое (лёд). Учитывалось, что вязкость «твёрдой» фазы воды в 10^{22} раза больше её значения в обычных условиях. В начальный момент времени температура во всех точках области решения составляла $T_0^u = 280 \text{ К}$. При этом вода считалась неподвижной (скорости по направлениям x и y равны соответственно: $u=0 \text{ м/с}$, $v = 0 \text{ м/с}$). На внешних границах области выполнялись условия $\frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial y} = 0$.

Применялась неравномерная (сгущающаяся) разностная сетка. Для повышения точности вычислений использовался неравномерный шаг по времени $\Delta \tau$ (от 0,5 до 0,1) с. Время моделирования составляло 1000 с. Выбран параллельный

итерационный прямой решатель (*PARDISO*). В результате моделирования определены поля скоростей и температур.

5. 2 Результаты математического моделирования

На рисунок 5.2 приведены распределения температур в разные моменты времени при расположении одной трубки испарителя в центре области решения.

Можно отметить (рисунок 5.2, *a*, *б*, *в*), что в первые 500 с работы *THU* имеет место естественное распределение температуры воды с уменьшением ее значений на глубине. По истечении 500 с вид линий постоянных температур изменился: температура в нижней части области решения составляла 277 К, а в верхней – 275 – 276 К.

Хорошо видно, что охлаждение воды в тонком слое с 280 К до 277 К в первые 500 с происходит быстрее, чем в дальнейшем (температура в каждой точке снижалась по истечении этого времени). При этом в нижней части области решения T^u продолжала некоторое время (до 700 с) оставаться на уровне 277 К, а затем также постепенно уменьшалась. Снижение скорости охлаждения воды по истечении 500 с происходило по двум причинам. Во-первых, вследствие повышения термического сопротивления между фреоном и водой за счет образования слоя льда на поверхности трубки испарителя. Во-вторых, из-за снижения разности температур между поверхностью стенки трубки и водой.

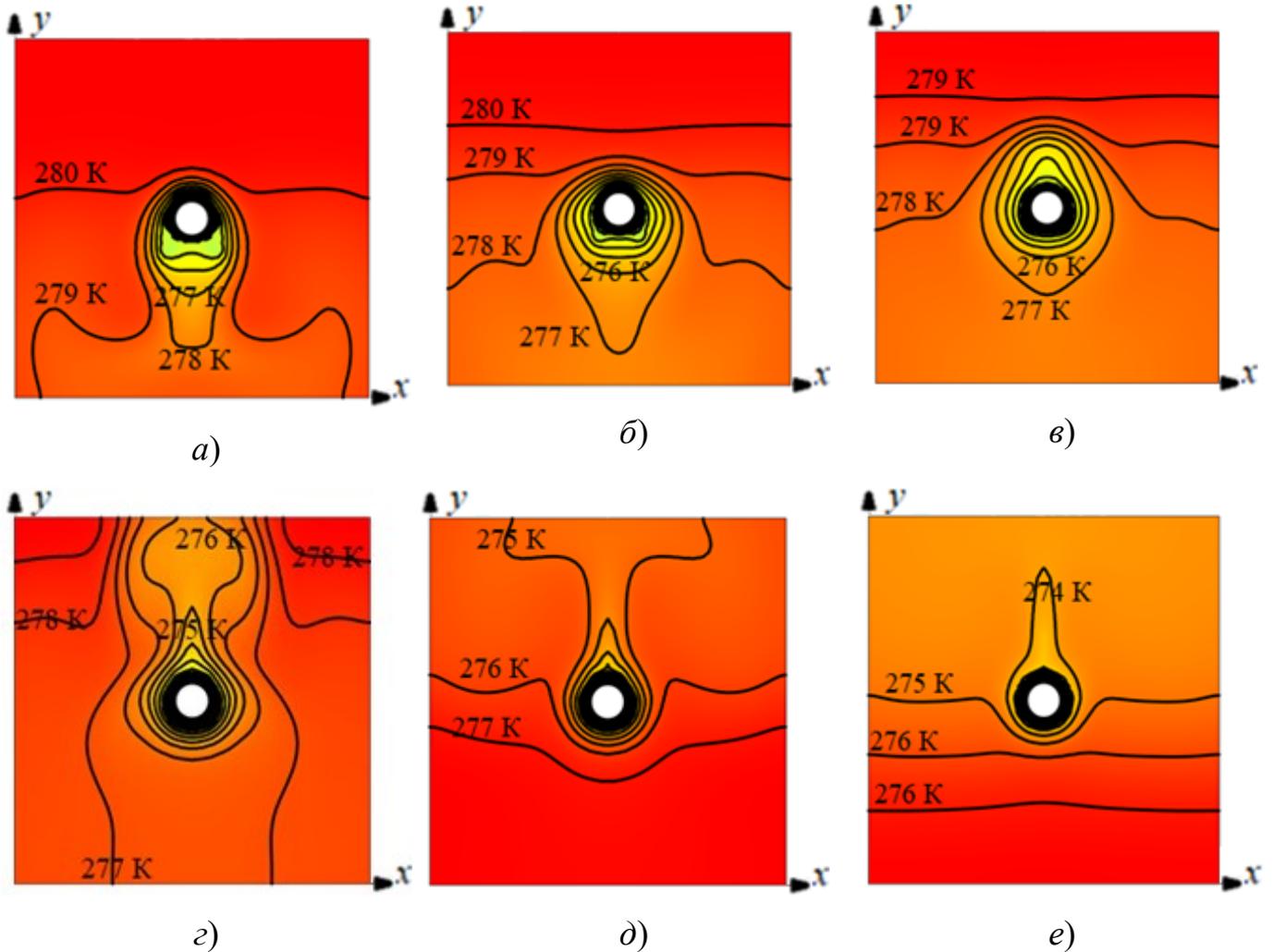


Рисунок 5.2. Распределения температур в разные моменты времени при расположении трубки испарителя в центре области решения:

a) $\tau = 100$ c; б) $\tau = 200$ c; в) $\tau = 300$ c; г) $\tau = 500$ c; д) $\tau = 700$ c; е) $\tau = 1000$ c.

На рисунок 5.3 представлено изменение толщины слоя льда, образующегося на поверхности трубки испарителя с течением времени при её расположении в центре области решения. Со временем δ увеличивается (рисунок 5.3). В первые 60 с толщина слоя льда в верхней части трубки была меньше, чем в нижней, т.к. температура воды в этой области имела максимальное значение 280 К. Но уже через 500 с δ по всей поверхности трубки стала одинаковой из-за снижения температуры воды вверху, что способствовало повышению скорости образования льда.

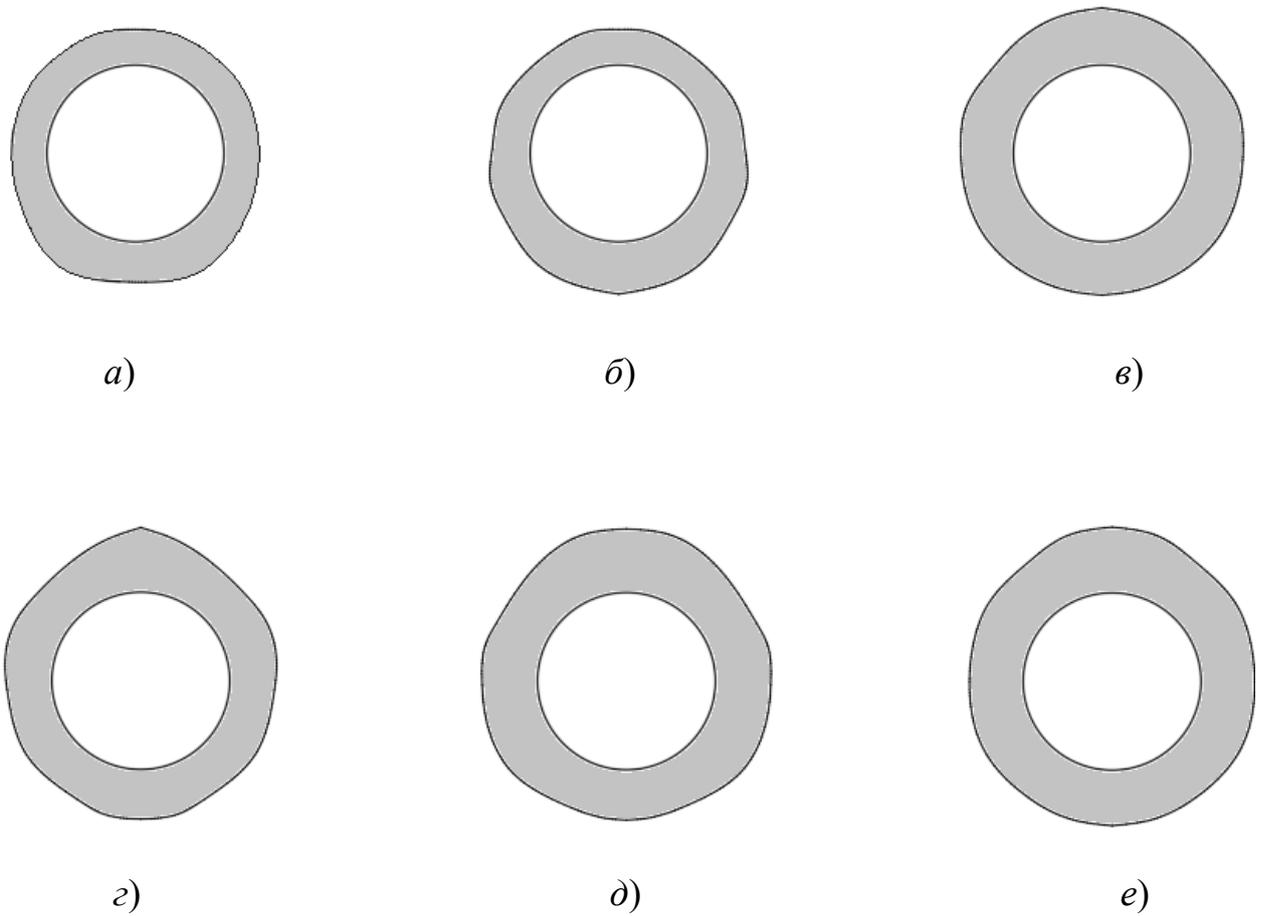


Рисунок 5.3. Изменение толщины льда на поверхности трубки испарителя со временем при расположении трубки в центре области решения:

a) $\tau = 60$ с; *б)* $\tau = 240$ с; *в)* $\tau = 420$ с; *г)* $\tau = 600$ с; *д)* $\tau = 780$ с; *е)* $\tau = 1000$ с.

На рисунок 5.4 представлены линии постоянных значений скорости течения воды вблизи поверхности испарителя в разные моменты времени при расположении трубки в центре области решения.

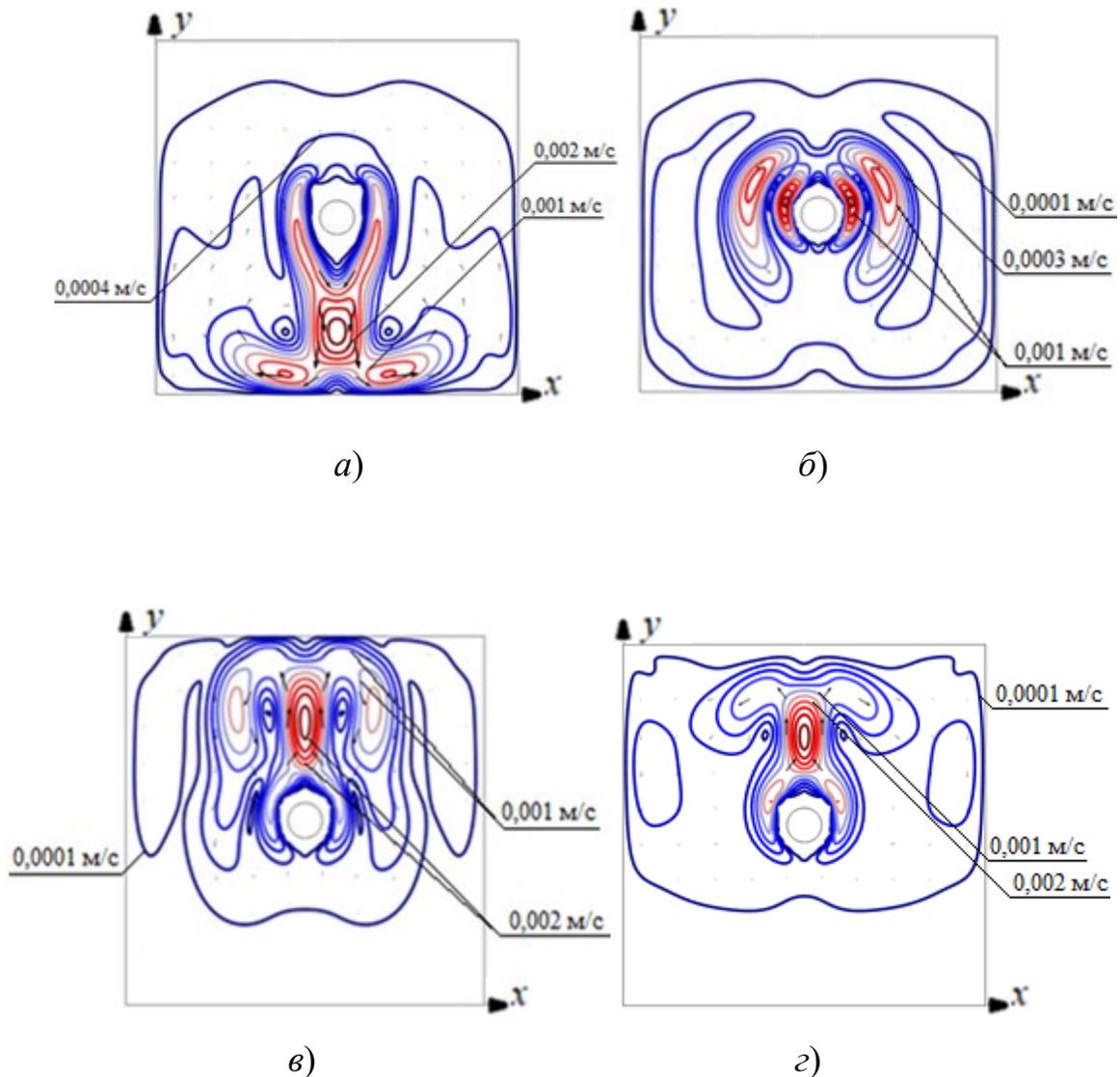


Рисунок 5.4. Скорости течения вблизи поверхности испарителя в разные моменты времени при расположении трубки в центре области решения:

a) $\tau = 100$ с; *б)* $\tau = 300$ с; *в)* $\tau = 500$ с; *г)* $\tau = 1000$ с.

Видно (рисунок 5.4, *a*, *б*), что в первые 300 с работы *ТНУ* происходит интенсивное перемещение слоев воды, расположенных вблизи трубки испарителя. При этом холодная вода движется вниз со скоростью до 0,002 м/с (рисунок 5.4, *a*, *б*). Со временем из-за снижения перепада температур скорость перемещения слоев воды уменьшается до 0,0001 м/с. При снижении температуры воды до 277 К (соответствует моменту времени 500 с) скорость конвективного течения вновь увеличивается (относительно холодные слои воды стали подниматься в верхнюю часть области со скоростью около 0,001 м/с).

На рисунок 5.5 представлены линии тока воды вокруг трубки испарителя в разные моменты времени при расположении трубки испарителя в центре области решения.

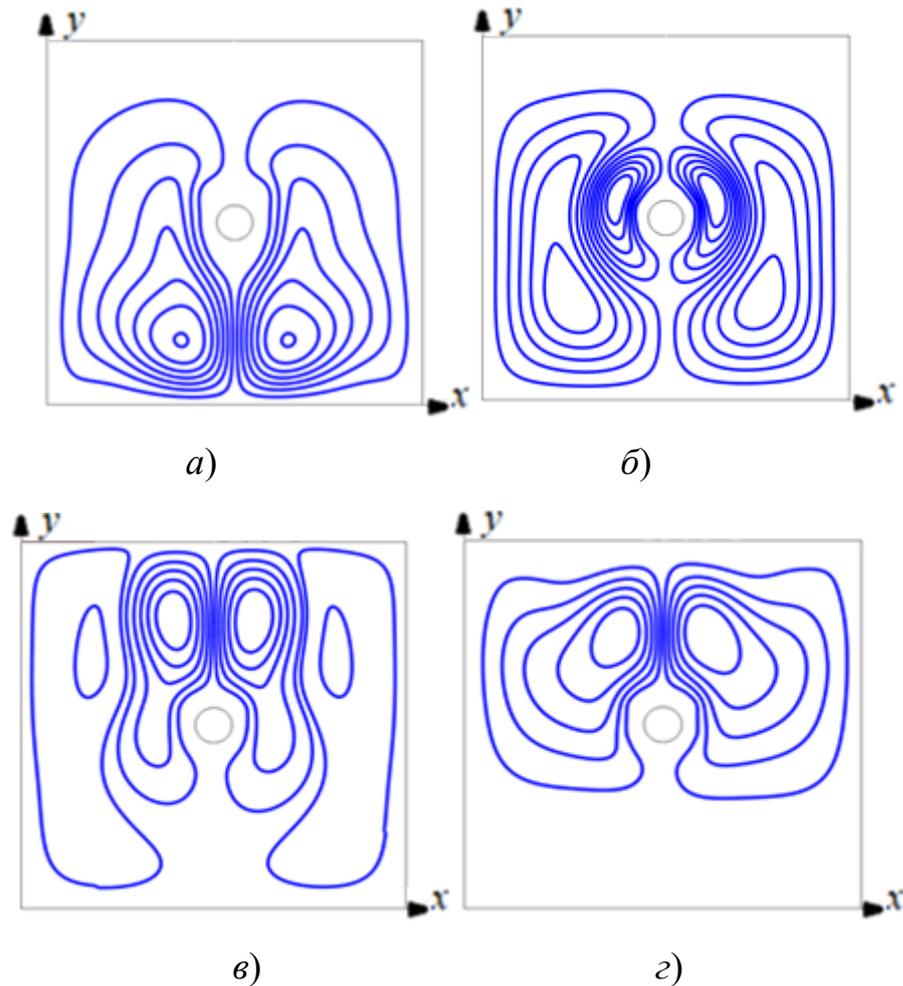


Рисунок 5.5. Изменения линий тока воды со временем при расположении трубки испарителя в центре области решения:

а) $\tau = 100$ с; б) $\tau = 300$ с; в) $\tau = 500$ с; г) $\tau = 1000$ с.

Из рисунка 5.5. видно, что в первые 100 с работы вследствие снижения температуры воды под влиянием силы тяжести формировались две конвективные ячейки. Движение охлажденной воды с температурой 277 К в нижнюю часть области решения приводит к формированию значительного градиента температуры в области, расположенной ниже трубки испарителя. При времени 300 с градиент температуры вблизи трубки уменьшается, что вызывает понижение скорости конвективного течения (рисунок 5.5) и приводит к

образованию четырёх крупных вихрей. По истечении 500 с работы *ТНУ* поток холодной воды изменяет своё направление, и вихри смещаются в область выше трубки (рисунок 5.5).

На рисунок 5.6 представлены результаты сравнения изменения теплового потока между трубкой с хладагентом и водой в области трубки испарителя во времени:

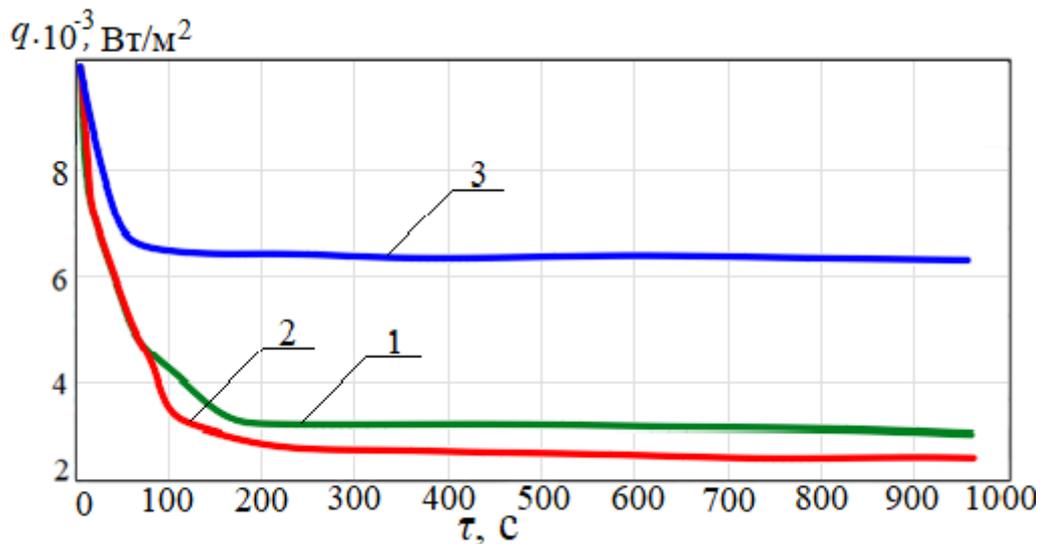
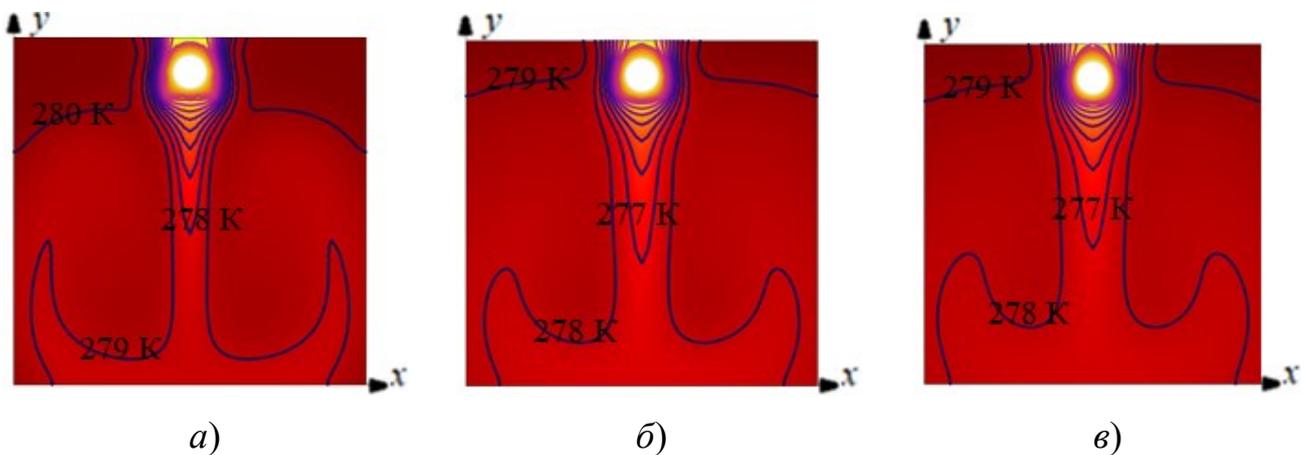


Рисунок 5.6. Изменение теплового потока во времени: 1 – учитывалось влияние конвективного течения и процесса кристаллизации воды на теплообменной поверхности трубки испарителя, 2 – учитывалась только кристаллизация воды, 3 – учитывалась только конвекция.

Можно отметить (рисунок 5.6), что учет процесса образования льда на теплообменной поверхности трубки испарителя существенно влияет на величину теплового потока между трубкой с фреоном и водой. Слой льда, формирующийся на поверхности трубки испарителя в процессе работы теплового насоса, уменьшает тепловой поток в 2,2 раза (кривая 1) по сравнению со значениями q в условиях отсутствия кристаллизации воды (кривая 3).

Моделирование процесса теплообмена между трубкой с фреоном и водой без учета влияния термогравитационной конвекции (кривая 2) приводит к изменению результатов расчета потока на 15 % по сравнению с реальными условиями работы теплового насоса.

На рисунок 5.7 представлено распределение температур вокруг трубки испарителя, расположенной в верхней части области решения. Можно отметить, что температура воды вокруг трубки испарителя возрастала при удалении от поверхности трубки с 263 К до 280 К в первые 300 с. При этом охлажденные слои воды опускались вниз. После 500 с, когда максимальное значение температуры воды вокруг испарителя снизилось до 277 К, изменилось направление перемещения слоев. Относительно теплые слои с температурой 277 К опустились в нижнюю часть области, вытеснив вверх более холодные. Поэтому через 700 с температура в верхней части изменялась от 280 К до 275 К, а в нижней части 277 К. При временах больше 1000 с холодная вода постепенно перемещалась вниз.



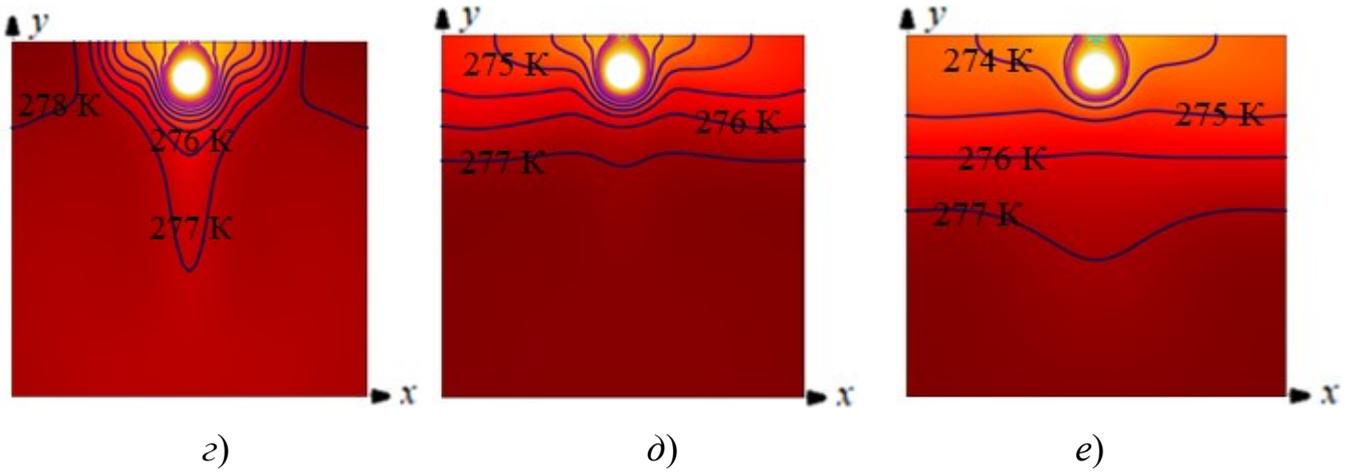
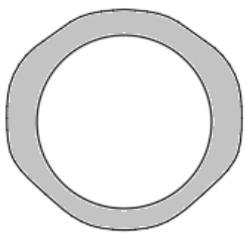


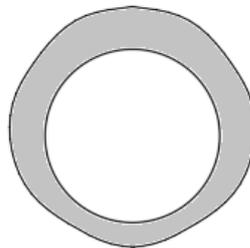
Рисунок 5.7. Распределения температур в разные моменты времени при расположении трубки испарителя в верхней части области решения:

a) $\tau = 100$ с; *б)* $\tau = 200$ с; *в)* $\tau = 300$ с; *г)* $\tau = 500$ с; *д)* $\tau = 700$ с; *е)* $\tau = 1000$ с.

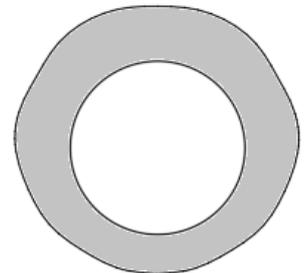
При расположении трубки испарителя ближе к верхней границе рассматриваемой области толщина льда, сформировавшегося на верхней части трубки испарителя, была больше, чем на нижней (рисунок 5.8), т.к. со стороны нижней части поверхности трубки градиент температуры воды был выше. Это привело к формированию термогравитационного течения ниже трубки, которое замедлило процесс образования льда на ее нижней поверхности.



a)



б)



в)

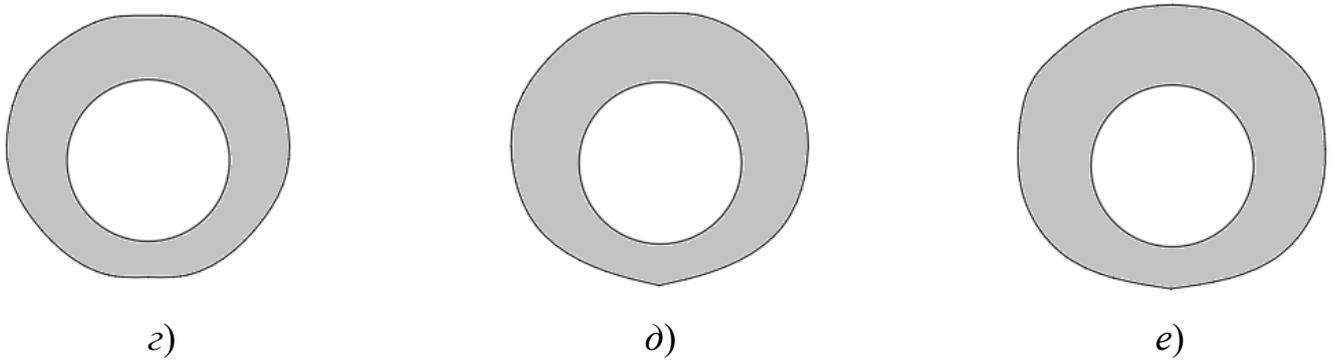


Рисунок 5.8. Изменение толщины льда на поверхности трубки испарителя со временем при расположении трубки в верхней части области решения:

а) $\tau = 60$ с; б) $\tau = 240$ с; в) $\tau = 420$ с; г) $\tau = 600$ с; д) $\tau = 780$ с; е) $\tau = 1000$ с.

На рисунок 5.9 представлены поля скоростей конвективного течения вблизи поверхности трубки испарителя в разные моменты времени при расположении трубки в верхней части области решения.

Распределения скоростей показывают, что в первые 300 с вода, охлаждаемая трубкой с температурой 263 К, опускалась вниз под действием силы тяжести со средней скоростью 0,003 м/с (рисунок 5.9). После того температура воды в верхней части области решения снизилась до 277 К (рисунок 5.7), ее плотность стала максимальной, и направление движения воды изменилось на противоположное: (слои с температурой 277 К опустились в нижнюю часть области, вытесняя более холодные вверх). Вследствие этого скорость перемещения воды по истечении 500 с снизилась примерно до 0,0005 м/с, что в 2 раза меньше, чем при расположении трубки в центре области (рисунок 5.4).

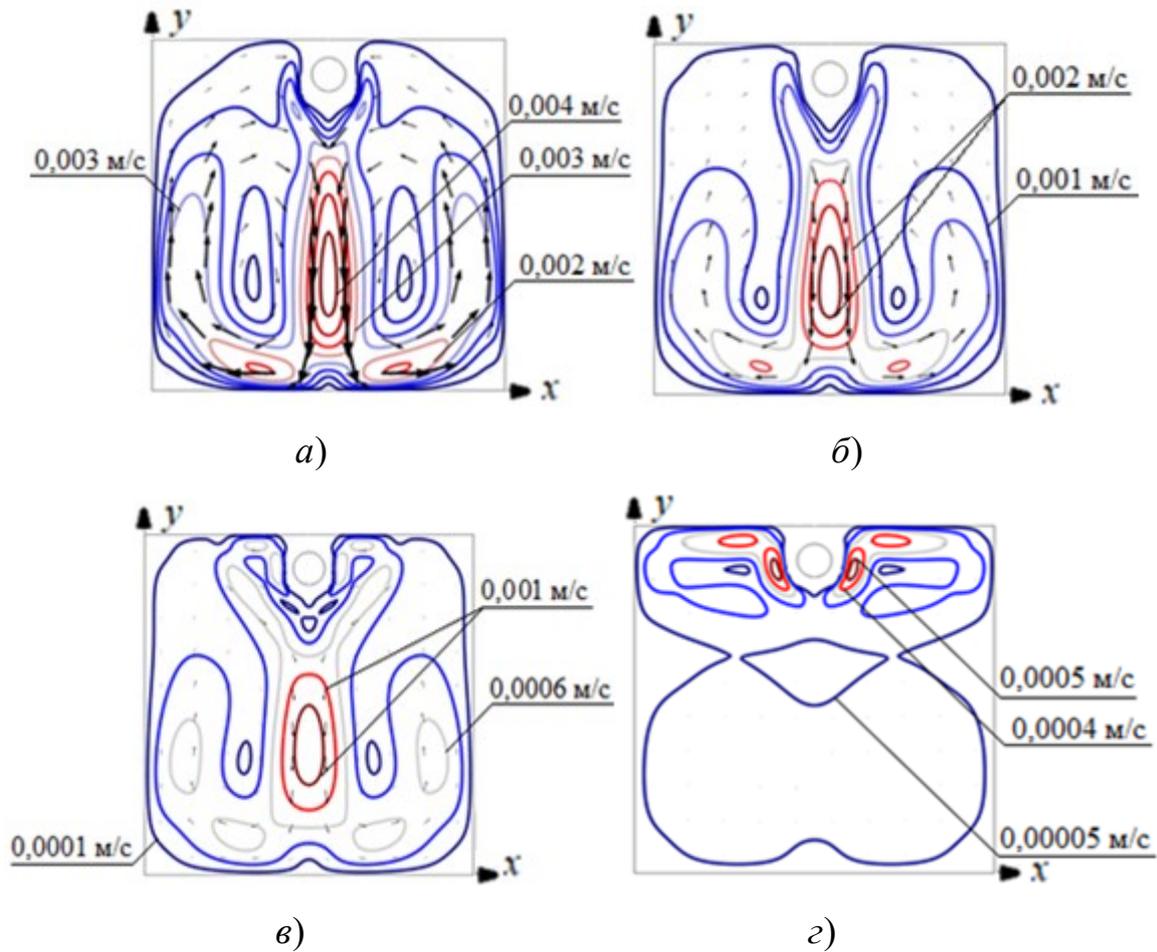
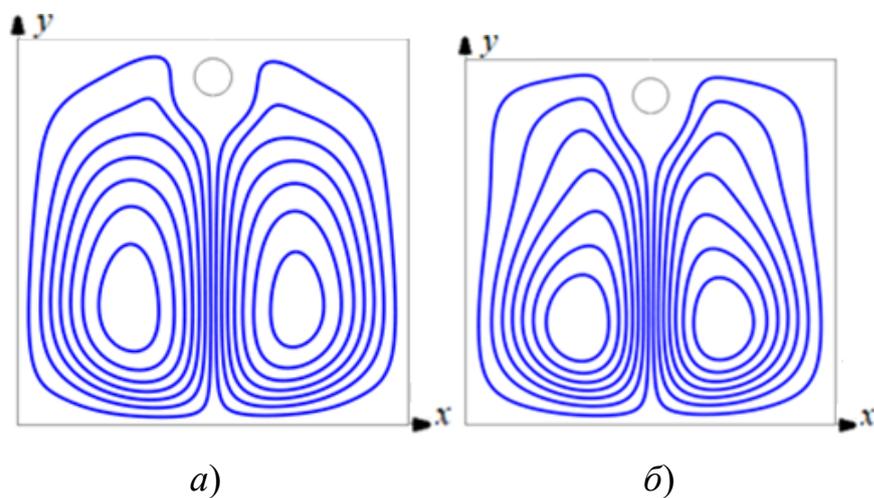


Рисунок 5.9. Скорости конвективного течения вблизи поверхности трубки испарителя в разные моменты времени при расположении трубки в верхней части области решения: а) $\tau = 100$ с; б) $\tau = 300$ с; в) $\tau = 500$ с; г) $\tau = 1000$ с.

На рисунок 5.10 представлены линии тока воды вокруг трубки испарителя при её расположении в верхней части области решения в разные моменты времени.



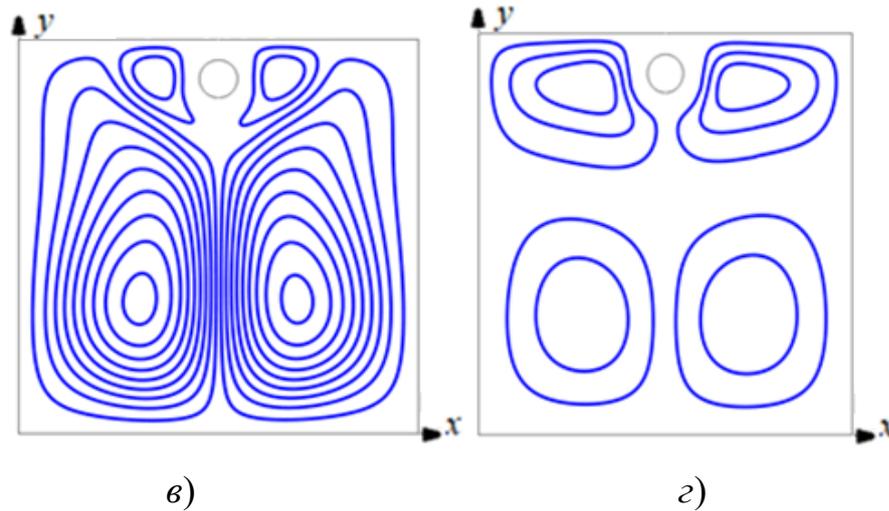


Рисунок 5.10. Линии тока воды при расположении трубки испарителя в верхней части области решения: а) $\tau = 100$ с; б) $\tau = 300$ с; в) $\tau = 500$ с; г) $\tau = 1000$ с.

Как видно из рисунок 5.7, пока температура воды была выше 277 К более холодные слои воды двигались вниз, в результате чего образовались две крупные конвективные ячейки. При снижении температуры с ростом времени (более 500 с) изменилось направление движения слоев воды, скорость перемещения понизилась, что способствовало образованию малых по размерам вихрей (рисунок 5.10).

На рисунок 5.11 приведены распределения температур вокруг трубки испарителя, расположенной в нижней части области решения. Видно, что в первые 700 с работы температура воды в верхней части оставалась на уровне 280 К, т.к. при расположении трубки внизу скорость охлаждения воды существенно снижалась, по сравнению со случаем, когда трубка располагалась в центре или выше его. По истечении 700 с при снижении температуры воды в верхних слоях под влиянием подъемной силы термическая стратификация слоев воды интенсифицировалась. При этом перепад температуры в нижней части области оставался в интервале 263 К – 277 К.

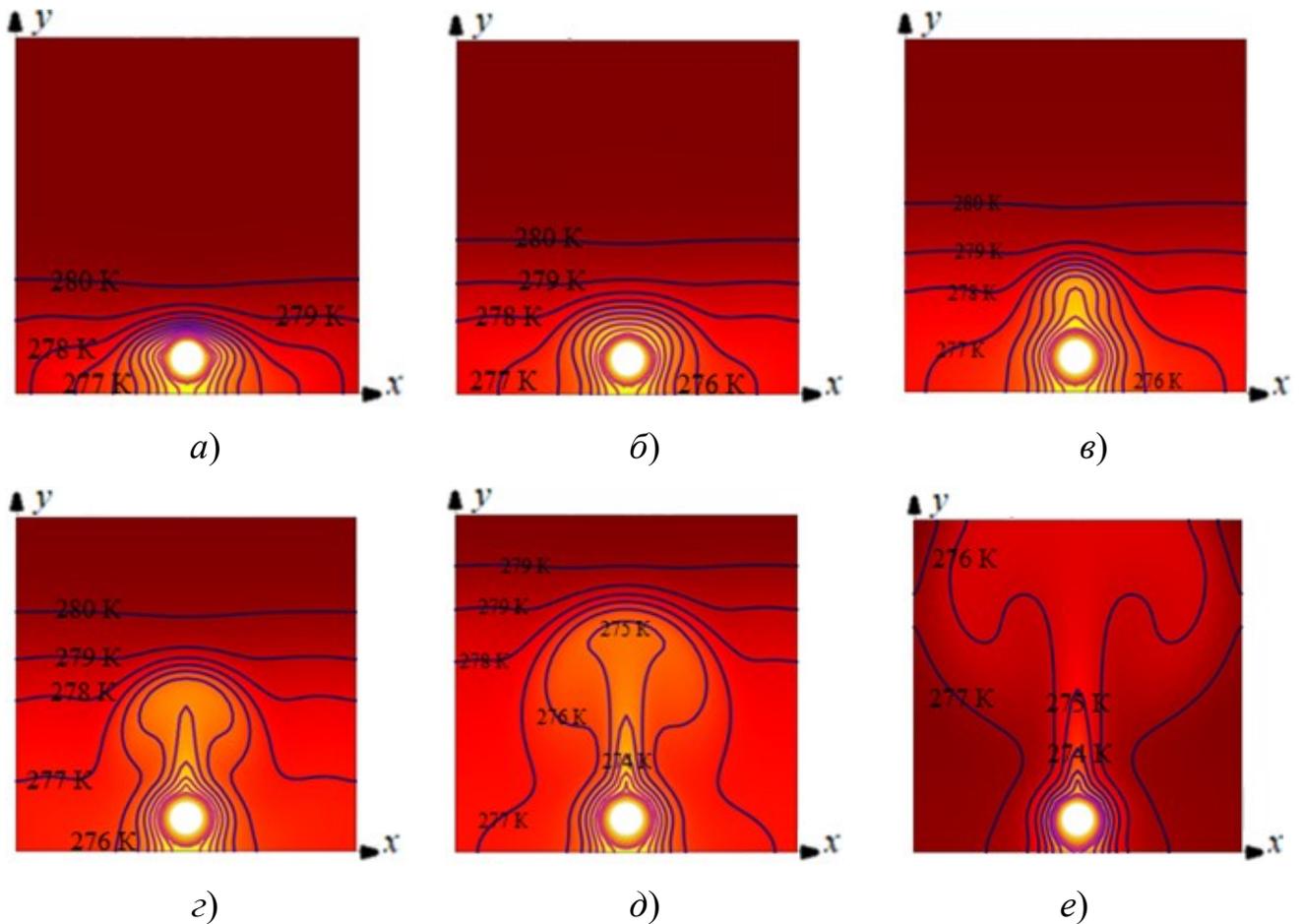


Рисунок 5.11. Распределения температур в разные моменты времени при расположении трубки испарителя в нижней части области решения:

a) $\tau = 100$ с; *б)* $\tau = 200$ с; *в)* $\tau = 300$ с; *г)* $\tau = 500$ с; *д)* $\tau = 700$ с; *е)* $\tau = 1000$ с.

При расположении трубки испарителя в нижней части области решения толщина льда, сформировавшегося на нижней поверхности трубки испарителя, была больше, чем на верхней (рисунок 5.12). Вследствие того, что со стороны верхней части поверхности трубки градиент температуры воды в окрестности испарителя был больше, чем с нижней, сформировалось естественное конвективное течение, которое замедлило процесс образования льда на ее верхней части.

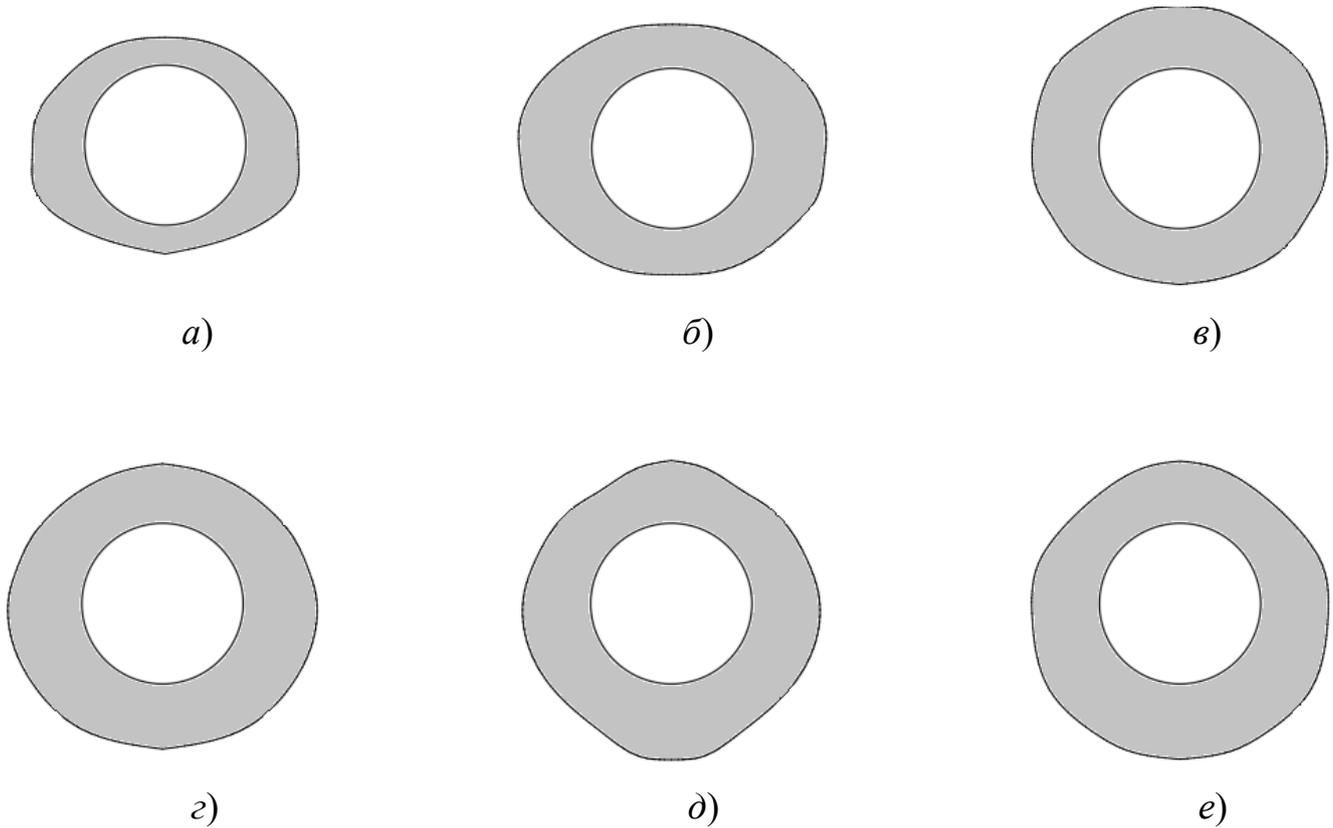
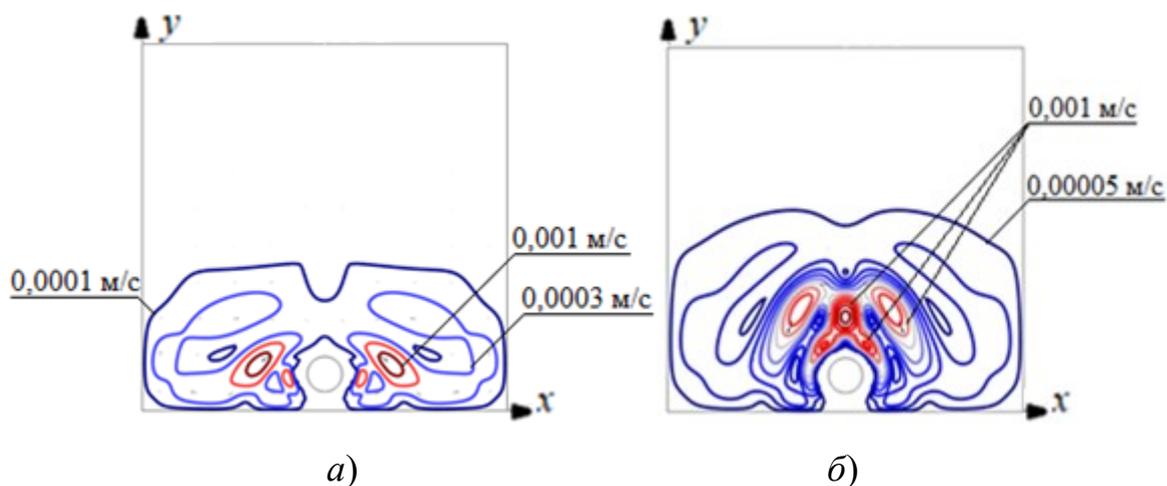


Рисунок 5.12. Изменение толщины льда на поверхности трубки испарителя со временем при расположении трубки в нижней части области решения:
 а) $\tau = 60$ с; б) $\tau = 240$ с; в) $\tau = 420$ с; г) $\tau = 600$ с; д) $\tau = 780$ с; е) $\tau = 1000$ с.

На рисунок 5.13 представлены скорости конвективного течения в окрестности поверхности испарителя в разные моменты времени при расположении трубки в нижней части области решения.



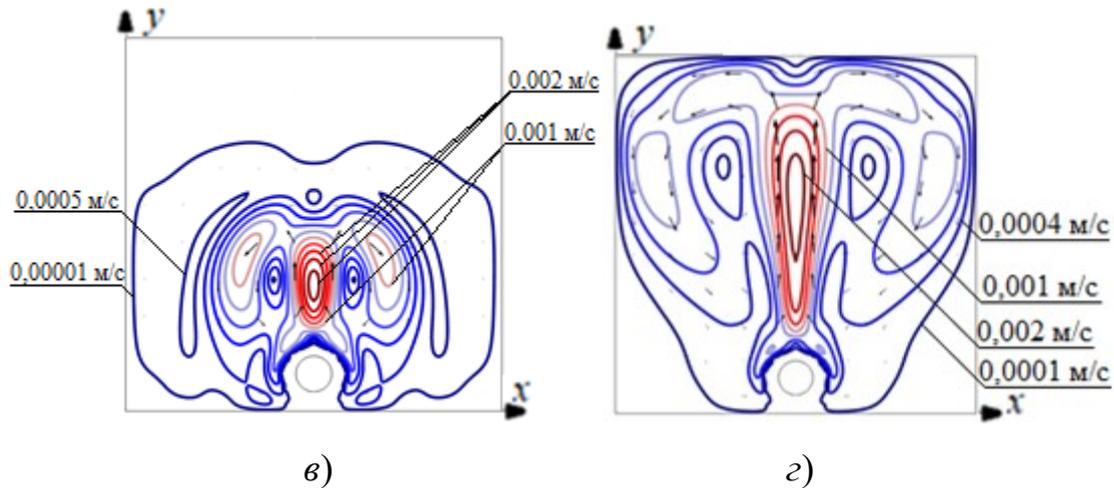


Рисунок 5.13. Изменения скорости конвективного течения вблизи поверхности испарителя в разные моменты времени при расположении трубки в нижней части области решения: а) $\tau = 100$ с; б) $\tau = 300$ с; в) $\tau = 500$ с; г) $\tau = 1000$ с.

Из рисунок 5.13 видно, что с течением времени при охлаждении воды в верхней части области скорость перемещения слоев воды росла. В первые 500 с, пока температура верхних слоев воды оставалась на уровне 280 К, в этой зоне не проявлялась конвекция. При этом нижние слои воды перемещались со скоростью, не превышающей 0,001 м/с. После 500 с работы, когда верхние слои воды начинали остывать, конвективное течение распространялось во всей области, а скорость движения увеличилась до 0,002 м/с.

На рисунок 5.14 представлены линии тока воды вокруг испарителя при расположении трубки испарителя в нижней части области решения.

Установлено, что размеры области движения слоёв воды увеличиваются при снижении температуры воды со временем (рисунок 5.14)

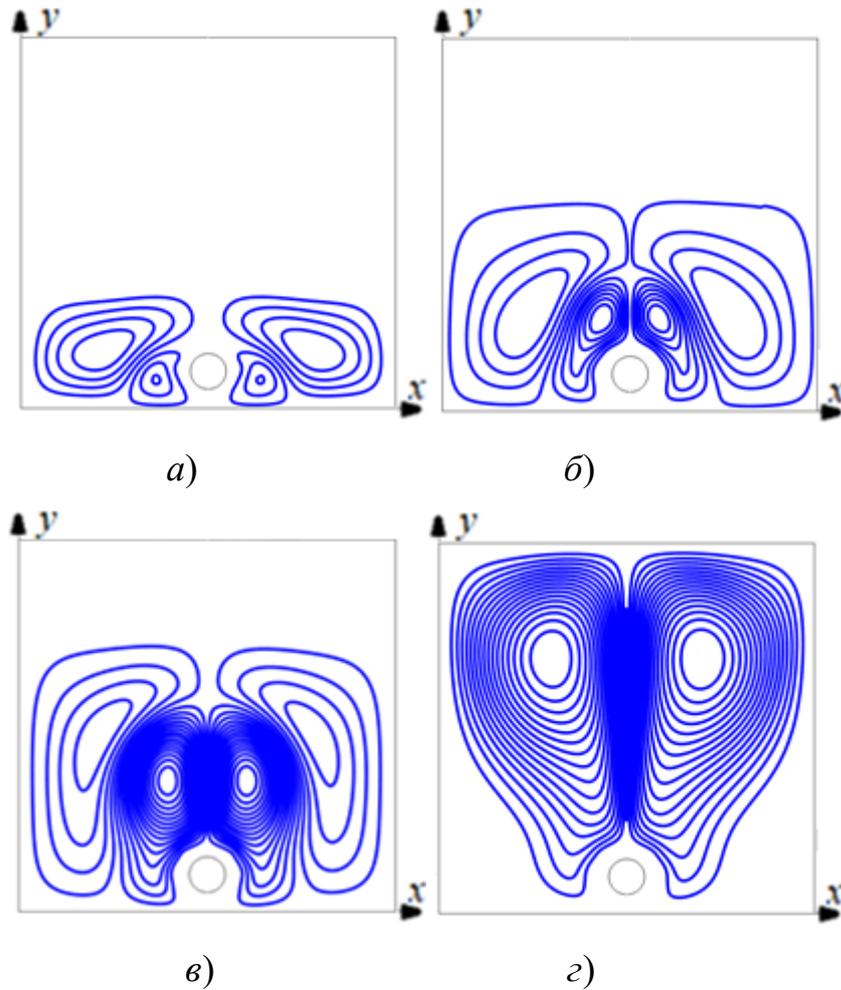


Рисунок 5.14. Линии тока воды в разные моменты времени при расположении трубки испарителя в нижней части области решения:

а) $\tau = 100$ с; б) $\tau = 300$ с; в) $\tau = 500$ с; з) $\tau = 1000$ с.

На рисунок 5.15 представлены зависимости теплового потока между трубкой с хладагентом и водой вокруг испарителя при расположении трубки:

1) в верхней части области решения; 2) в центральной части; 3) в нижней части.

Можно сделать вывод, что в первые 400 с работы *ТНУ* тепловой поток был больше при расположении трубки в верхней части области решения (рисунок 5.15), потому что в этой области перепад температур между поверхностью трубки и водой оставался максимальным более длительное время (теплые слои воды оставались вверху). Наименьшие значения теплового потока

зарегистрированы при расположении трубки в нижней части испарителя, т.к. там перепад температур между водой и поверхностью трубки был наименьшим. При времени работы более 400 с интенсивность теплового потока во всех случаях существенно снижалась и становилась примерно одинаковой при любом расположении трубки в области решения. Резкое снижение теплового потока во всех случаях (рисунок 5.15) обусловлено увеличением термического сопротивления вследствие образования льда на поверхности трубки испарителя.

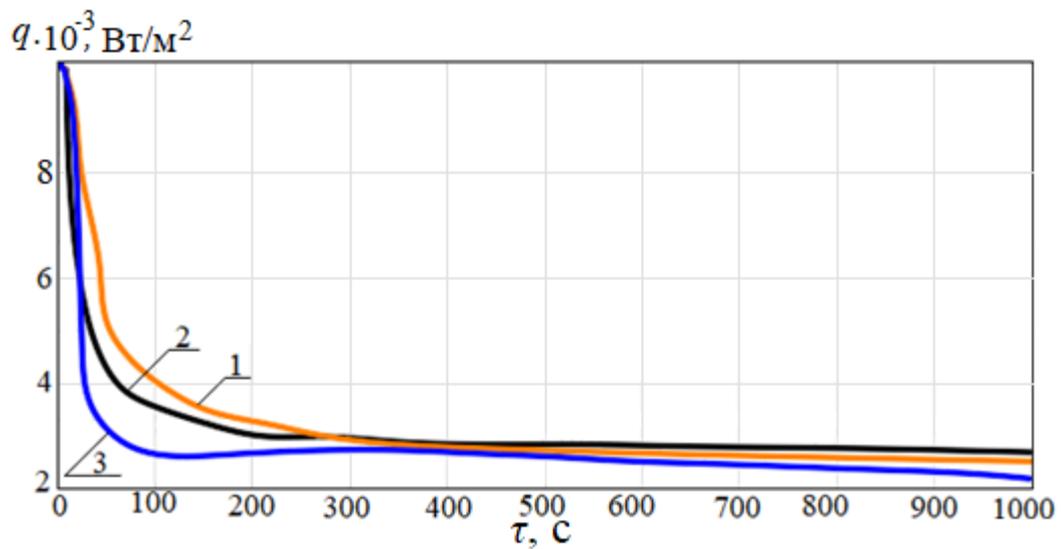


Рисунок 5.15. Изменения во времени теплового потока между трубкой испарителя и водой при расположении трубки: 1– в верхней части; 2– в центральной части; 3– в нижней части области.

На рисунок 5.16 представлены распределения температур в области с тремя трубками испарителя, расположенными равномерно (рисунок 5.1.)

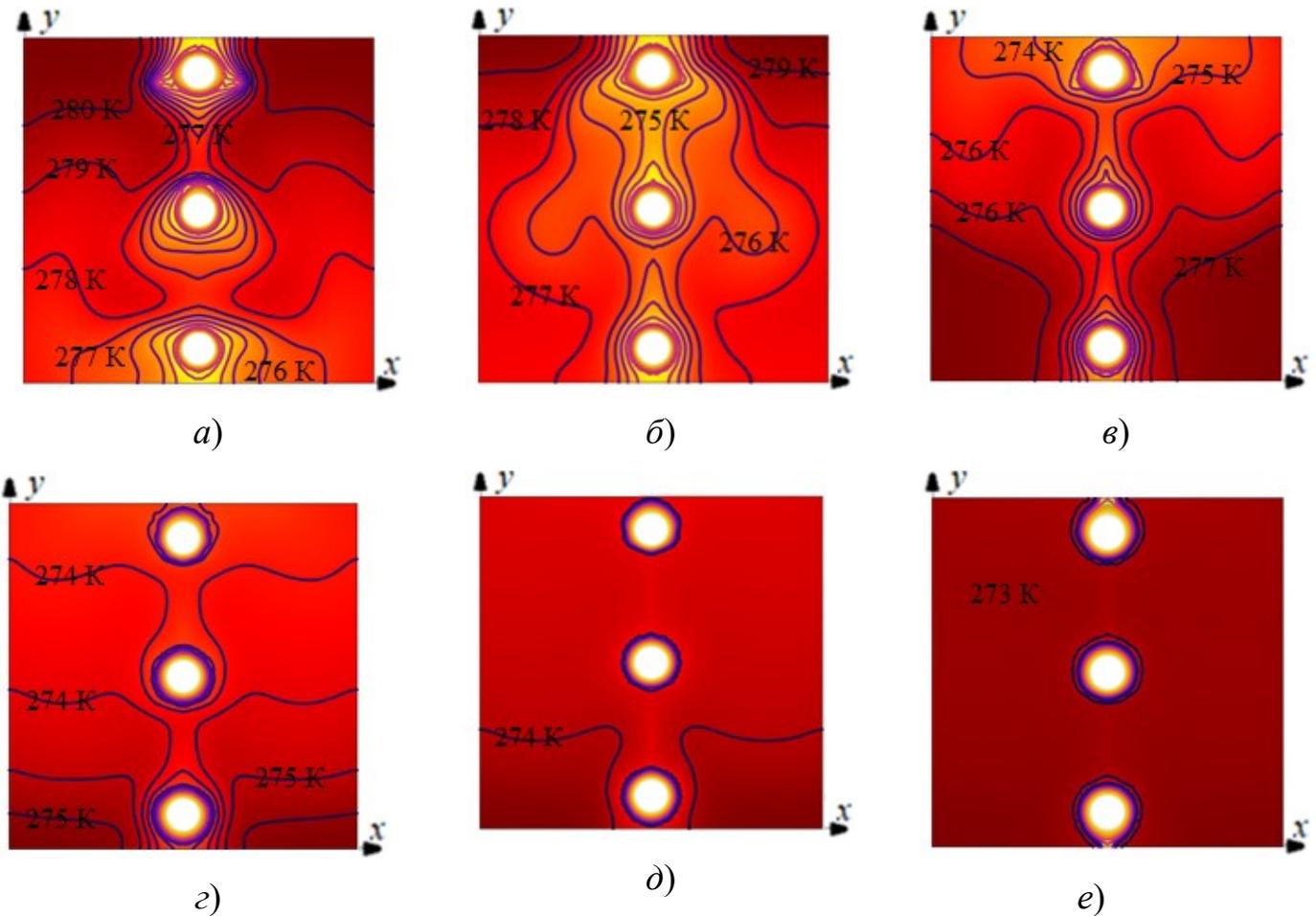


Рисунок 5.16. Поля температур в разные моменты времени при размещении трех трубок испарителя в области решения:

а) $\tau = 100$ с; б) $\tau = 200$ с; в) $\tau = 300$ с; г) $\tau = 500$ с; д) $\tau = 700$ с; е) $\tau = 1000$ с.

Как видно из рисунок 5.16, в первые 200 с максимальная температура воды 280 К сохранялась в верхней части области решения вблизи верхней трубки. При этом происходило перемещение охлажденных слоев воды вниз. При снижении температуры воды до 277 К (соответствует моменту времени 300 с) направление температурной стратификации изменялось на противоположное: холодная вода поднималась вверх, а в нижнюю часть перемещались слои воды с температурой 277 К. С ростом времени вода продолжала остывать за счет теплообмена с холодными фреоновыми трубками, и, по истечении 1000 с, когда ее температура опускалась до 273 К, конвективное движение прекращалось. При таком расположении трех трубок (рисунок 5.17) в первые 500 с работы *ТНУ* толщина образовавшегося слоя льда на нижней части верхней трубки была больше, чем

на верхней её части. Это объясняется тем, что со стороны нижней части верхней трубки температура воды первые 500 с была ниже, чем в области верхней части (рисунок 5.18). На стенке нижней трубки наблюдалась противоположная картина: толщина образовавшегося льда была выше на её верхней части. По истечении 500 с слой образовавшегося льда продолжал равномерно увеличиваться на теплообменных поверхностях каждой трубки.

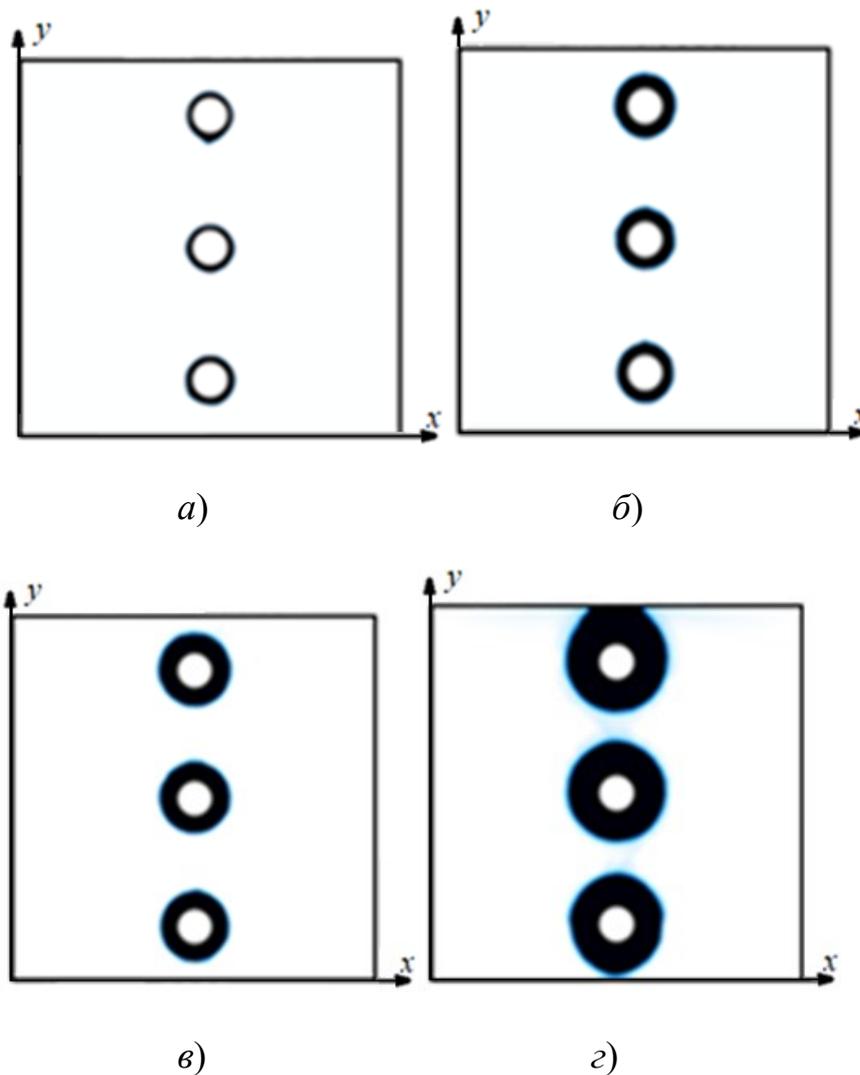


Рисунок 5.17. Изменение толщины льда на поверхностях трубок испарителя со временем: *а)* $\tau = 100$ с; *б)* $\tau = 700$ с; *в)* $\tau = 1500$ с; *г)* $\tau = 5000$ с.

На рисунок 5.18, рисунок 5.19 показаны поля скоростей и линии тока при размещении трех трубок с фреоном в рассматриваемой области.

На рисунок 5.18 заметны изменения величин и направлений скорости потока охлаждённой воды при изменении её температуры и плотности. Наиболее интенсивное движение под влиянием подъёмной силы имеет место в непосредственной близости от испарителя. При увеличении расстояния от них, конвективное перемещение воды становилось более медленным. Средняя скорость естественной конвекции воды в области трубок испарителя составляла 0,001 м/с при температурах 280–277 К.

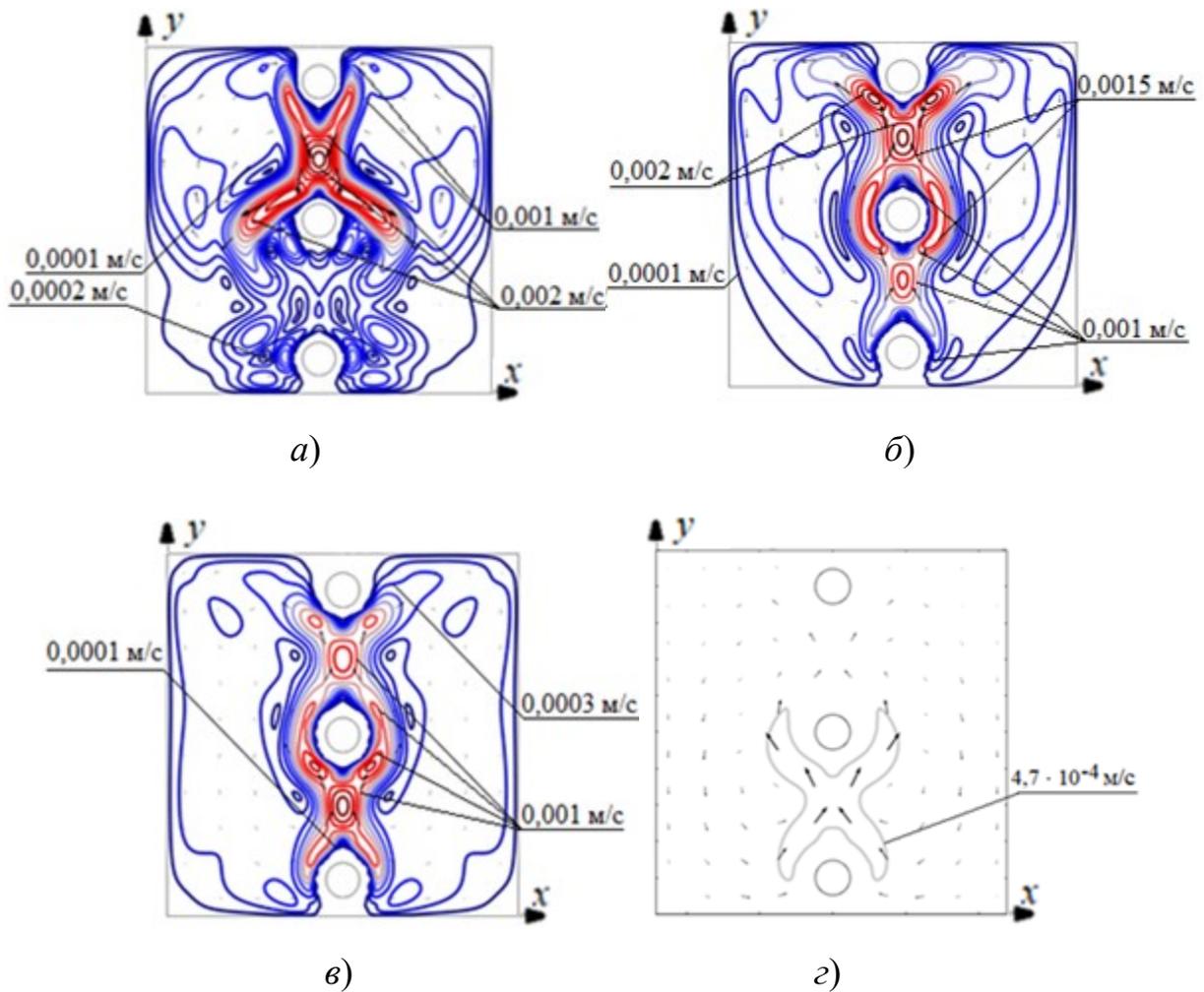


Рисунок 5.18. Скорости течения воды вблизи поверхности испарителя в разные моменты времени при расположении трех трубок в области решения:

а) $\tau = 100$ с; б) $\tau = 300$ с; в) $\tau = 500$ с; з) $\tau = 1000$ с.

Установлено, что скорость и направление движения слоев воды зависят от их температуры и расстояния от места размещения трубок испарителя, имеет место

образование двух крупных вихрей в рассматриваемой области решения (рисунок 5.19). По истечении 1000 с, когда температура воды выравнивается по всему объему и равна 273 К, конвективное перемещение воды прекращается.

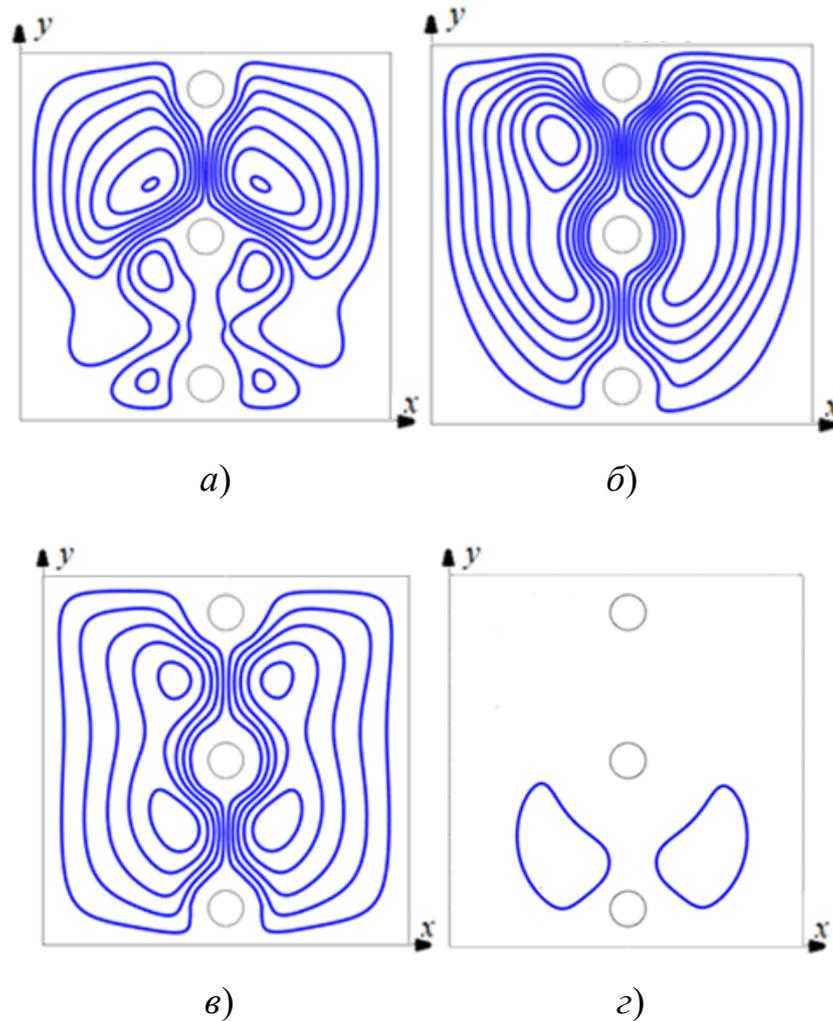


Рисунок 5.19. Линии тока воды в разные моменты времени при расположении трех трубок испарителя в области решения:

а) $\tau = 100$ с; б) $\tau = 300$ с; в) $\tau = 500$ с; г) $\tau = 1000$ с.

На рисунок 5.20 показаны изменения средней толщины льда на поверхностях трубок испарителя со временем при одновременном размещении трех трубок в области решения. Видно, что в первые 400 с скорость образования льда на поверхностях трубок практически эквивалентна. С ростом времени толщина льда стала увеличиваться быстрее на трубке, расположенной ближе к

верхней границе области, т.к. после 400 с работы в верхней части области решения сосредотачивались слои воды с более низкой температурой (рисунок 5.16).

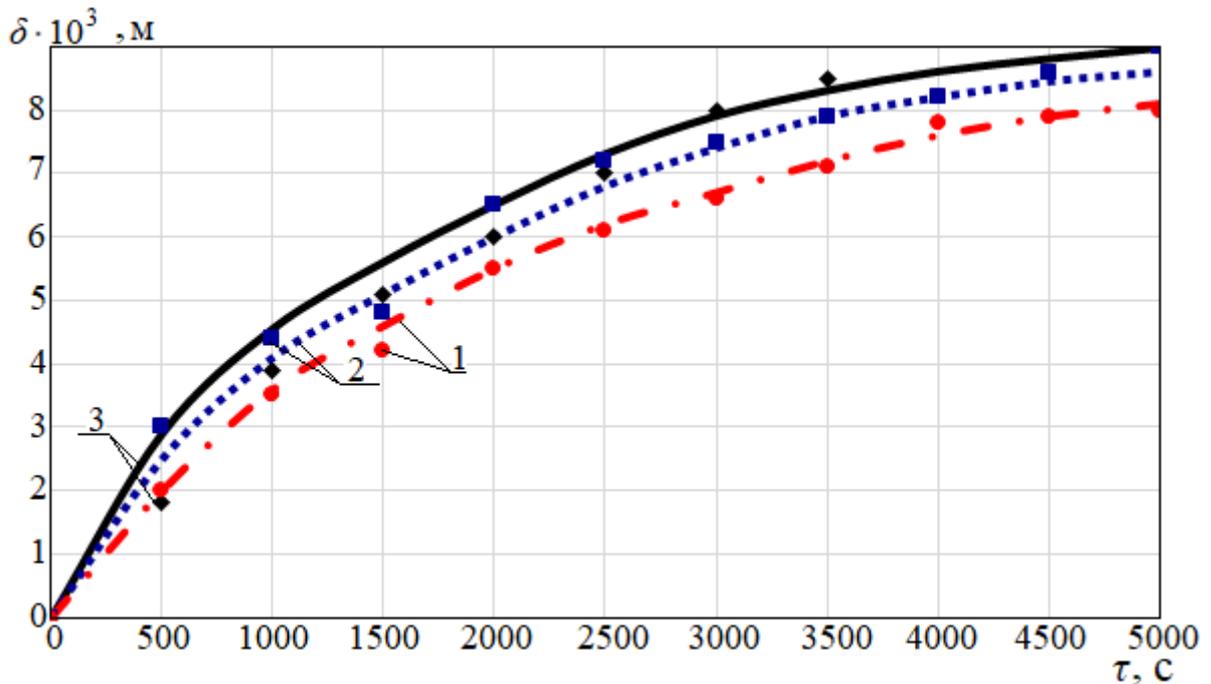


Рисунок 5.20. Изменения толщины льда на поверхности трубок испарителя со временем при одновременном размещении трёх трубок в области решения: 1—нижняя трубка (●: экспериментальные данные); 2—центральная трубка (■: экспериментальные данные); 3—верхняя трубка (◆: экспериментальные данные).

На рисунок 5.21 представлены изменения во времени теплового потока между трубками с хладагентом и водой вблизи трубки испарителя при одновременном расположении трех трубок в области решения. В интервале времени до 400 с заметно, что тепловой поток между трубкой, расположенной выше, и водой незначительно больше, чем к трубке, расположенной ниже. Это объясняется тем, что в первые 400 с тёплые слои воды располагались ближе к верхней трубке. В интервале времени между 400–1000 с изменилось направление температурной стратификации, и слои с более низкой температурой стали подниматься вверх, тепловой поток между трубкой и водой стал больше при

расположении трубки ближе к нижней части области решения. Спустя 1000 с, когда температура воды во всем объеме опустилась до 273 К, что соответствовало кристаллизации воды на стенке трубки испарителя, кривые 1, 2, 3 совпали (рисунок 5.21).

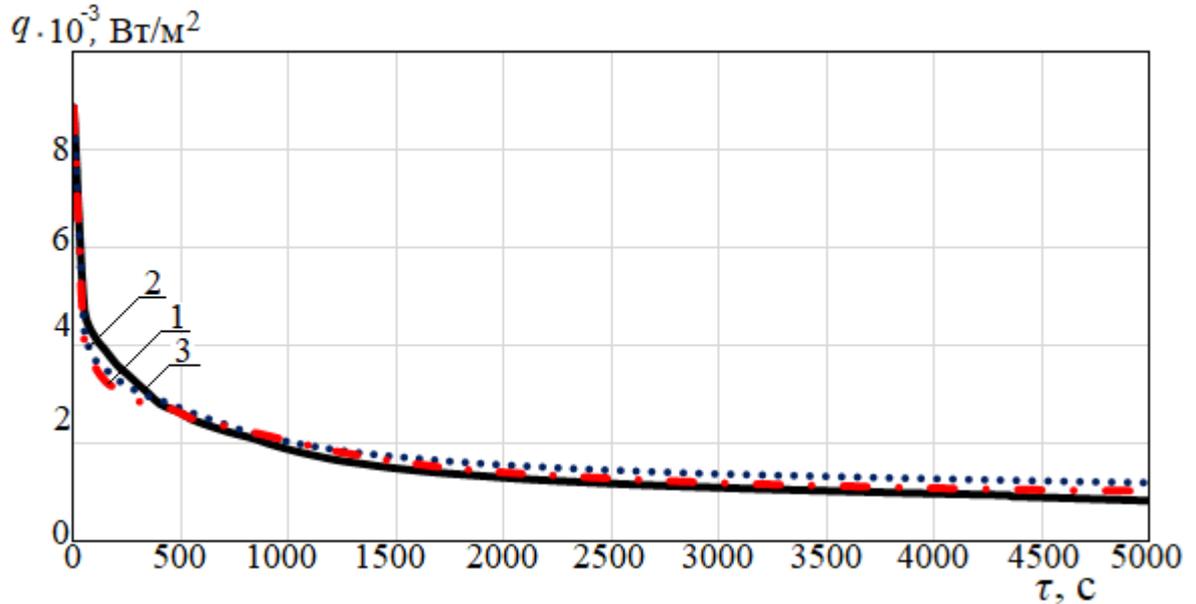


Рисунок 5.21. Изменения во времени теплового потока между холодными трубками и водой при одновременном расположении трех трубок в области решения: 1—нижняя трубка; 2—центральная трубка; 3— верхняя трубка.

На основании полученных в результате математического моделирования распределений температур, толщин слоя льда на поверхности трубки и теплового потока между трубкой и водой рассчитаны константы a_1 , b_1 ; c_1 , a_2 , b_2 , c_2 в уравнении (4.5):

$$\frac{Nu}{Ra^{0.25}} = a_1 \exp\left(-\left(\frac{\Omega - b_1}{c_1}\right)^2\right) + a_2 \exp\left(-\left(\frac{\Omega - b_2}{c_2}\right)^2\right) \quad (5.12)$$

где $a_1 = 3,449 \cdot 10^{12}$; $b_1 = -7,517$; $c_1 = 1,507$; $a_2 = 1,348 \cdot 10^{23}$; $b_2 = -238,8$; $c_2 = 30,58$.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. По результатам экспериментальных исследований установлены основные характеристики процессов теплопереноса в условиях кристаллизации воды на поверхностях трубок испарителя (зависимости от времени, температур поверхности трубок испарителя и конденсатора, толщин льда, температур теплоносителя).
2. Установлены значения коэффициента производительности теплонасосной установки в условиях образования льда на поверхностях трубок испарителя.
3. Выделены характерные режимы работы теплонасосных установок в условиях низких (280 К–286 К) температур низкопотенциального источника теплоты – воды. Разработаны рекомендации по повышению эффективности циклической работы теплонасосных установок.
4. Показано, что в условиях периодов низких температур воздуха, характерных для части территории России, Сирии в весенний, осенний и зимний период времени возможен нагрев теплоносителя в системе отопления с использованием теплонасосных установок до температур не более 315 К.
5. Установлено, что условия работы *ТНУ* при низких температурах воды в водоёмах (источниках теплоты) во многом определяются свободной конвекцией воды в окрестности трубок испарителя.
6. Теплонасосные установки в условиях большей части территории России и Сирии в период весны, осени и зимы не могут обеспечить автономный режим теплоснабжения объектов при использовании в качестве источника энергии тепла водоёмов с непроточной водой (озёра, пруды, водохранилища).
7. В условиях низких (менее 263 К) температур окружающего воздуха теплонасосные установки могут использоваться только в качестве дополнительного источника теплоты для системы «тёплый пол» в диапазоне температур последнего до 315 К.

ОБОЗНАЧЕНИЯ

a – коэффициент температуропроводности воды, м²/с;

b, c – площадь поперечного сечения с водой, в которой находился конденсатор, м²;

C_p – удельная массовая теплоемкость, Дж/кг·К;

$C_{p,i}$ – удельная массовая теплоемкость льда, Дж/кг·К;

$C_{p,w}$ – удельная массовая теплоемкость воды, Дж/(кг·К);

D_h – гидравлический диаметр фреоновой трубки, м;

$D_i = \sqrt{\frac{4V_i}{l\pi} + (D_{p,o})^2}$ – средний по длине трубки диаметр слоя льда, м;

$D_{p,o}$ – внешний диаметр трубки испарителя, м;

$D_{p,in}$ – внутренний диаметр трубки испарителя, м;

Fo – число Фурье;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

h – удельные массовые энтальпии хладагента, кДж/кг;

\bar{h}_w – коэффициент теплообмена между поверхностью слоя льда и водой, Вт/м²·К;

I – сила электрического тока, А;

I_f – скрытая теплота испарения фреона, Дж/кг;

I_l – скрытая теплота плавления льда, кДж/кг;

l – длина трубки испарителя, м;

m_f – массовый расход хладагента, кг/с;

n – число измерений;

N – мощность компрессора, Вт;

Nu – число Нуссельта;

P – давление хладагента, мПа;

q_f – тепловой поток между хладагентом и внутренней поверхностью трубки, Вт/м²;

q – тепловой поток в испарителе, Вт/м²;

Q_c – мощность конденсатора, Вт;

Q_e – мощность испарителя, Вт;

q_w – тепловой поток между водой и внутренней поверхностью трубки, Вт/м²;

Ra – число Рэлея;

r_i – радиус слоя льда, м;

$r_{o,p}$ – наружный радиус трубки испарителя, м;

r_w – расстояние между поверхностью слоя льда в точках (L_2, L_4, L_7, L_9) и ближайшими к ним координатами измерений температур воды, м;

$s_i = \tilde{\cdot}$ – отклонение значения x_i от среднего;

Ste – число Стефана;

Su – безразмерный коэффициент, $\frac{\lambda_w(T^u - T_f)}{\lambda_i(T_f - T_n^u)}$;

t_{an} – коэффициент Стьюдента, который зависит от количества измерений (n);

T – температура, К;

T_o – температура лаборатории, К;

T_w – средняя температура воды, К;

T_{wa} – температура внутренней поверхности трубки испарителя со стороны фреона, К.

T_f – температура кристаллизации воды (273 К), К;

T_{fr} – температура испарения фреона, К;

T^u – температура воды вблизи трубки испарителя, К;

T^K – температура воды вблизи трубки конденсатора, К;

T_0^u – начальная температура воды вокруг испарителя, К;

T_n^u – температура внешней поверхности трубки испарителя со стороны воды, К;

T_0^K – начальная температура воды вблизи поверхности трубки конденсатора, К;

T_n^K – температура поверхности трубки конденсатора, К;

u_0 – начальная скорость по оси x , м/с;

U – поле скоростей, м/с;

\tilde{U} – напряжение, В;

v_0 – начальная скорость по оси y , м/с;

v_f – скорость движения фреона, м/с;

V_i – общий объем льда, образующийся на всей поверхности трубки испарителя, м³;

We_{lf} – число Вебера для жидкого фреона;

$\bar{\cdot}$ – среднее значение;

x_i – значение i -го измерения;

α_f – коэффициент теплообмена между фреоном и внутренней поверхностью трубки испарителя, Вт/м²·К;

α_{wa-w} – коэффициент теплоотдачи от воды вблизи поверхности испарителя к внутренней поверхности стенки его трубки, Вт/м²·К;

β – коэффициент теплового расширения жидкости, 1/К;

δ – толщина льда, м;

δ_{max} – максимальная толщина слоя льда, м;

Δ – относительная погрешность, %;

Δ_{max} – максимальные относительные погрешности, %;

Δh_c – разность энтальпий на входе и выходе конденсатора, Дж/кг;

Δh_e – разность энтальпий на входе и выходе испарителя, Дж/кг;

$\Delta \tau$ – интервал времени, с;

$\Delta T_i = T_f - T_n^u$ разность температур $T_f = 273$ К и температуры стенки трубы испарителя T_n^u К;

ΔT^k – разность температур воды вблизи трубки конденсатора по высоте z , К;

ΔT_w – разность температур воды (T^u) и кристаллизации воды, К;

$\Delta \sim$ – полное значение погрешности измерения;

$\Delta \sim$ – случайная погрешность измерения;

$\Delta \sim$ – общая систематическая погрешность измерений;

η – Коэффициент преобразования энергии теплового насоса;

λ – коэффициент теплопроводности, Вт/м·К;

λ_i – коэффициент теплопроводности льда, Вт/м·К;

λ_{lf} – коэффициент теплопроводности жидкого фреона, Вт/м·К;

λ_w – коэффициент теплопроводности воды, Вт/м·К;

λ_{wa} – коэффициент теплопроводности материала трубки, Вт/м·К.

μ – динамическая вязкость, Н·с/м²;

μ_f – динамическая вязкость фреона, Па·с,

ν – кинематическая вязкость воды, м²/с;

ρ – плотность, кг/м³;

ρ_{gf} – плотность паров фреона, кг/м³;

ρ_i – плотность льда, кг/м³;

ρ_{lf} – плотность жидкого фреона, кг/м³;

ρ_w – плотность воды, кг/м³;

$\tilde{\sigma}$ – случайная погрешность;

σ_f – коэффициент поверхностного натяжения, Н/м;

σ_{xi} – стандартная погрешность прямых измерений;

τ – время, с;

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Елистратов, С. Л. Возможности применения абсорбционных хлористо-литиевых тепловых насосов в энергетике / Н. В. Миронова, С. Л. Елистратов // Интеллектуальные энергосистемы: тр. 4 междунар. молодёж. форума, 10-14 окт. 2016 г., г. Томск: в 3 т. – Томск, 2016. – Т. 1. – С. 175–178.
2. Chang, K. Simulation and preliminary experimental study on the sea water source tandem heat pumps / K. Chang, Y. Baik, B. Kang, H. Yoon, H. Kim, H. Lee // Oceans - Yeosu, 21-24 May 2012, Yeosu, South Korea. – [s. n.]: IEEE, 2012. – P. 1–5.
3. Елистратов, С. Л. Использование тепла сухого грунта при работе теплонасосной установки в условиях Сибири / С. Л. Елистратов, Н. Н. Мезенцева, И. В. Мезенцев, Д. С. Елистратов, А. В. Мелешкин // Современная наука: исследования, идеи, результаты, технологии. – 2015. – № 1 (16). – С. 90–94.
4. Lee, J. Characterization of groundwater temperature obtained from the Korean national groundwater monitoring stations: Implications for heat pumps / J. Lee, J. Hahn // Journal of Hydrology. – 2006. – V. 329. – P. 514–526.
5. Елистратов, С. Л. К проблеме экологически чистого теплоснабжения на территории рекреационных зон Сибири / В.Е. Накоряков, С. Л. Елистратов, М.В. Засимов, В.А. Фиалков // Известия ВУЗов. Проблемы энергетики. – 2007. – № 9-10. – С. 81–87.
6. Xiao, Q. The impact of winter heating on air pollution in china / Q. Xiao, Z. Ma, S. Li, Y. Liu // Plos one journal. – 2015. – № 10. – 11 p.
7. Мазурик, Р. В. Конденсационные котлы в борьбе за экономию энергоресурсов / Р. В. Мазурик, Н. Э. Сидоров // «Севергеозкотех – 2010», 17–19 марта, 2010 г. Ч. 2 : Материалы конференции. – Ухта, 2010. – С. 353–356.

8. Соколов, Е. Я. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения : учебное пособие / Е. Я. Соколов, В. М. Бродянский. – 2-е изд., перераб. – Москва: Энергоиздат, 1981. – 320 с.
9. Юсифова, Н. З. Использование провальной электроэнергии в тепловом насосе / Н. З. Юсифова, С. Е. Фрид // Хим. и нефтегаз. машиностр. – 2010. – № 4. – С. 25–26.
10. Батенин, В. М. Термодинамическая оценка возможности повышения экономичности теплофикационных турбин с использованием теплового насоса, работающего на водяном паре / В. М. Батенин, В. В. Даценко, Зейгарник Ю.А., А. С. Косой, М. В. Синкевич // Теплоэнергетика. – 2016. – № 1. – 3 с.
11. Большунова, Т. С. оценка степени трансформации природной среды в районах нефтегазодобывающего комплекса томской области по данным изучения снегового покрова и лишайников-эпифитов: Диссертация на соискание ученой степени кандидата геолого-минералогических наук: 25.00.36/ Т. С. Большунова. – Томск, 2015. – 182 с.
12. Владимиров, И. П. Разработка опытного образца стенда для испытания автоматизированной системы управления тепловыми насосами малой мощности / И. П. Владимиров, В. Я. Федянин // Горизонты образования. – 2018. – № 20. – С. 1–13
13. Елистратов, С. Л. Техничко-экономическое обоснование применения тепловых насосов для теплоснабжения водохозяйственных объектов / С. Л. Елистратов, А.И. Бивалькевич, Н.В. Карпов, В.М. Шварц // Водоснабжение и санитарная техника. – 2009. – № 3. – С. 59–63
14. Liu, S. Analysis on Several Heat Pump Applications in Large Public Buildings / S. Liu, W. Zhang, Z. Dong, G. Sun // Journal of Building Construction and Planning Research Technology. –2015. – № 3. – P.136 –148.
15. Иваницкий, М. С. Корреляционный анализ взаимного влияния оксидов азота, углерода и бенз(а)пирена на суммарную токсичность уходящих газов котлов ТЭЦ: Ч. 1. Энергетические котлы большой мощности / М. С. Иваницкий // Альтернативная энергетика и экология. – 2015. – № 17–18. – С. 138–141.

16. Маринюк, Б. Т. Расчет теплосъема в области перегрева пара в вакуумных термотрансформаторах / Б. Т. Маринюк, К. С. Крысанов // Холодильная техника. – 2012. – № 12. – С. 38–39.
17. Efimov, N. N. Prospects for Using Heat Pumps in Systems Supplying Power to Industrial and Municipal Enterprises / N. N. Efimov, P. A. Malyshev // Thermal Engineering. – 2009. – V. 56, № 11. – P. 928–931.
18. Харченко, В. В. Оптимизация низкотемпературного контура теплонасосной установки на основе теплоты поверхностных вод / В. В. Харченко, А. О. Сычев // Альтернативная энергетика и экология. – 2013. – № 7 (129). – С. 31–36.
19. Чемяков, В. В. Система теплоснабжения автономного жилого дома на основе теплового насоса и ветроэлектрической установки / В. В. Чемяков, В. В. Харченко // Теплоэнергетика. – 2013. – № 3. – С. 58–62.
20. Сычев, А. О. Пути повышения технико-экономических показателей теплонасосных установок, использующих теплоту поверхностных вод / А. О. Сычев, В. В. Харченко // Альтернативная энергетика и экология. – 2015. – № 10-11. – С. 84–90.
21. Ерохин, Ф.А. Эксплуатация и управление теплонасосной установкой типа «грунт–вода» филиала МЭИ в г. Волжском / Ф. А. Ерохин, И. А. Болдырев // Альтернативная энергетика и экология. – 2015. – № 17–18. – С.54–58.
22. Шамигулов, П. В. Определение оптимальной глубины закладки горизонтального теплообменника теплового насоса / П. В. Шамигулов, Е. В. Дорошенко // Альтернативная энергетика и экология. – 2015. – № 17–18.– С. 48–53.
23. Черноиванов, В. И. Перспективы применения тепловых насосов для повышения энергоэффективности АПК / В. И. Черноиванов, Ю. А. Мазалов, А. А. Захаров, А. Ф. Конов // Энергообеспечение и энергосбережение в сельском хозяйстве. Ч. 4. Возобновляемые источники энергии. Местные энергоресурсы. Экология: тр. 7 Междунар. науч.-тех. конф., 18–19 мая, 2010 г., г. Москва, – М., 2010. – С. 265–269.
24. Игоревна С. Т. Эффективная тепловая установка для загородного дома Северо-Западного региона России и / С. Т. Игоревна // Интернет-журнал "Строительство уникальных зданий и сооружений". – 2013. – № 7(12). – P. 124–132

25. Гершкович, В. Ф. От централизованного теплоснабжения – к тепловым насосам / В. Ф. Гершкович // Энергосбережение. – 2010. – № 3. – С. 24–28.
26. Саламов, А. А. О перспективах использования теплонасосных установок в России / А. А. Саламов // Энергетик. – 2010. – № 2. – С. 28.
27. Дудов, В. А. Оценка эффективности применения тепловых насосов в качестве источников теплоснабжения / В. А. Дудов // Электрические станции. – 2010. – № 7. – С. 52–56.
28. Буров, В. Д. Исследование теплонасосных установок в схемах ПГУ / В. Д. Буров, А. А. Дудолин, А. С. Седлов, Е. Н. Олейникова // Энергосбережение и водоподгот. – 2012. – № 3. – С. 19–22.
29. Тарасова, В. А. Расчетно-экспериментальное исследование термодинамической эффективности тепловых насосов / В. А. Тарасова // Пробл. машиностр. – 2016. – Т. 19, № 1. – С. 13–20.
30. Дудак, А. А. Численное моделирование конвективного теплообмена с различным расположением испарителя теплового насоса в промышленном водоёме: дипломный проект / А. А. Дудак; Национальный исследовательский Томский политехнический университет (ТПУ), Энергетический институт (ЭНИН), Кафедра теоретической и промышленной теплотехники (ТПТ) ; науч. рук. В. И. Максимов. – Томск, 2016. – 46 с.
31. Именов, А. А. Исследование работы элементов теплонасосной установки в низкотемпературных условиях эксплуатации: дипломный проект / А. А. Именов; Национальный исследовательский Томский политехнический университет (ТПУ), Энергетический институт (ЭНИН), Кафедра теоретической и промышленной теплотехники (ТПТ); науч. рук. В. И. Максимов. – Томск, 2016. – 83 с.
32. Птухин, И. Н. Экспериментальное исследование влияния температуры низкопотенциального источника энергии на интенсивность теплообмена в камере испарителя теплонасосной установки / И. Н. Птухин, В. И. Максимов // Современные проблемы науки и образования. – 2014. – № 6. – 8 с.

33. Елистратов, С. Л. Передовые схемные решения теплонасосных установок / В.Е. Накоряков, С. Л. Елистратов // Известия вузов. Проблемы энергетики. – 2007. – № 11–12. – С.64–76
34. Елистратов, С.Л. Автономные теплоисточники на базе низкопотенциального (15-25° С) тепла сточных вод / В.Е. Накоряков, С. Л. Елистратов, А. И. Бивалькевич, Ю. Г. Багаев, Ю. С. Борчевкин // Сборник обосновывающих материалов. Новосибирск: программа энергоэффективности и энергобезопасности новосибирской области на период до 2020 года. – Новосибирск, 2015. – С. 249–256
35. Миронова, Н. В. Исследование сравнительной технико-экономической эффективности теплонасосной установки и котельной / Н. В. Миронова; С. Л. Елистратов // Наука. Технологии. Инновации: сб. науч. тр.: в 9 ч., 5–9 дек. 2016 г., г. Новосибирск: Изд-во НГТУ. – Новосибирск, 2016. – Ч. 4. – С. 269–271.
36. Елистратов, С. Л. Роль тепловых насосов в уменьшении выбросов парниковых газов / С. Л. Елистратов // материалы IV семинара вузов Сибири и Дальнего Востока по теплофизике и теплоэнергетике: Повышение эффективности производства и использования энергии на дальнем востоке., 06-09 сентября 2005 г. – Владивосток, 2006. – С. 280–284.
37. Елистратов С. Л. Тепловые насосы – одна из основных технологий энергоснабжения в новосибирской области / С. Л. Елистратов, В. Е. Накоряков // сборник обосновывающих материалов: Программа энергоэффективности и энергобезопасности новосибирской области на период до 2020 г. – Новосибирск, 2005. – С. 244–248.
38. Елистратов, С. Л. Комплексное исследование эффективности тепловых насосов: Диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук: 01.04.14 / С. Л. Елистратов. Новосибирск, 2010. – 383 с.
39. Efimov, N. N. Prospects for Using Heat Pumps in Systems Supplying Power to Industrial and Municipal Enterprises / N. N. Efimov, P. A. Malyshev // Thermal Engineering. – 2009. – V. 56, № 11. – P. 928–931.

40. Ercan, A. Ground-coupled heat pumps: Part1 – Literature review and research challenges in modeling and optimal control / A. Ercan, H. Lieve // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. – 2016. – V. 54. – P. 1653–1667.
41. Ferraraa, G. A. Small power recovery expander for heat pump COP improvement / G. Ferrara, L. Ferrari, D. Fiaschi, G. Galoppi, S. Karellas, R. Secchi, D. Tempestia // *Energy Procedia*. – 2015. – V. 81. – P. 1151–1159.
42. Wang, G. Experimental study on a novel PV/T air dual - heat - source composite heat pump hot water system / G. Wang, Z. Quan, Y. Zhao, C. Sun, Y. Deng, J. Tong // *Energy and Buildings*. – 2015. – V. 108. – P. 177–179.
43. Wu, W. Combining ground source absorption heat pump with ground source electrical heat pump for thermal balance, higher efficiency and better economy in cold regions / W. Wu, X. Li, T. You, B. Wang, W. Shi // *Renewable Energy*. –2015. – V. 84. – P. 74–88.
44. He, Y. Experimental study on the performance of a vapor injection high temperature heat pump / Y. He, F. Cao, X. Wang, Z. Xinga // *International Journal of Refrigeration*. – 2015. – V. 60. – P. 1–8.
45. Wessapan, T. A development of a Portable Air Conditioning-Heat Pump Unit using Helical Coil Heat Exchanger / T. Wessapan, T. Borirak, S. Teeksap // *2nd International Conference on Computer Engineering and Technology: 16 - 18 April, 2000, Chengdu, China*. – Chengdu, 2000. – V. 5. – P. 186–190.
46. Weibo, Y. A Variable Heat Flux Line Source Model for Boreholes in Ground Coupled Heat Pump / Y. Weibo, S. Mingheng, C. Zhenqian // *Asia-Pacific Power and Energy Engineering Conference: 27-31 March, 2009, Wuhan, China*. – Wuhan, 2009. – 4 p.
47. Sarbu, I. *Ground - Source Heat Pumps: Fundamentals, Experiments and Applications* / I. Sarbu, C. Sebarchievici. – New York : Academic Press, 2015. – 203 p.
48. Dawe, S. *Ground-Source Heat Pumps: Chartered Institution of Building Services Engineers* / S. Dawe. – London : Press office service, 2013. – 86 p.
49. Brumbaugh, J. E. *HVAC Fundamentals. Volume 3: Air Conditioning, Heat Pumps and Distribution Systems [All New 4th Edition]* 4th ed / J. E. Brumbaugh. – Canada: Wiley Publishing, 2004. – 676 p.

50. Дидиков, А. Е. Анализ экономических и экологических аспектов применения тепловых насосов для утилизации низкопотенциального тепла очистных сооружений / А. Е. Дидиков // Экономика и экологический менеджмент. – 2016. – № 1. – С. 92–98.
51. Amoabeng, K. O. A study on the performance characteristics of a testing facility for a water - to - water heat pump / K. O. Amoabeng, K. H. Lee // International Journal of Refrigeration. – 2018. – V. 86. – P. 113–126.
52. Елистратов, С. Л. Энергетическая эффективность комбинированных отопительных установок на базе тепловых насосов с электроприводом/ В. Е. Накоряков, С. Л. Елистратов // Промышленная энергетика. – 2008. – №. 3. – С. 28–32.
53. Рудой, Ю. Г. Эффективность тепловой машины с конечным временем протекания процессов / Ю. Г. Рудой, О. И. Чекмарева // Физическое образование в вузах. – 2018. – №. 3. – P. 106–115.
54. Jacopo, V. Evaluating the cost of heat for end users in ultra low temperature district heating networks with booster heat pumps / V. Jacopo, E. Giuseppe, Z. Angelo, J. Xavier, P. Dirk, M. Carlia // Energy. – 2018. – V. 153. – P. 788–800.
55. Liu, Z. Heating and Cooling Performances of River-Water Source Heat Pump System for Energy Station in Shanghai / Z. Liu, H. Tan, Z. Li // Procedia Energy. – 2017. – V. 205. – P. 4074–4081.
56. Piccolroaz, S. A simple lumped model to convert air temperature into surface water temperature in lakes / S. Piccolroaz, M. Toffolon, B. Majone // Hydrology and earth system sciences. – 2013. – V. 17, № 8. – P. 3323–3338.
57. Zhu, N. Performance analysis of ground water-source heat pump system with improved control strategies for building retrofit / N. Zhu, P. Hu, W. Wang, J. Yu, F. Lei // Renewable Energy. – 2015. – V. 80. – P. 324–330.
58. Yj, N. Numerical simulation of ground heat and water transfer for groundwater heat pump system based on real-scale experiment / N. Yj, R. Ooka // Energy and Buildings. – 2010. – V. 42. – P. 69–75.
59. Мартынов, А. В. Установки для трансформации тепла и охлаждения : Сборник задач : учебное пособие / А. В. Мартынов. – Москва: Энергоатомиздат, 1989.

– 200 с.

60. Guo, X. Experimental study on the performance of a novel in-house heat pump water heater with freezing latent heat evaporator and assisted by domestic drain water/ X. Guo, Z. Ma, L. Ma, J. Zhang // *Applied Energy*. – 2019. – V. 235. – P. 442–450.
61. Jiewen D. Does heat pumps perform energy efficiently as we expected: field tests and evaluations on various kinds of heat pump systems for space heating / D. Jiewen, W. Qingpeng, L. Mei, H. Shi, Z. Hui // *Energy and Buildings*. – 2019. – V. 182.–P. 172–186.
62. Елистратов, С. Л. Оценка границ технико-экономической эффективности применения тепловых насосов / С. Л. Елистратов // *Вестник ЮУрГУ, серия «Энергетика»*. – 2009. – № 15 (148). – С. 72–78.
63. Schäfer, A. Modeling heat pumps as combined heat and power plants in energy generation planning / A. Schäfer, P. Baumanns, A. Moser // *IEEE Energytech*. – 2012. – P. 1–6.
64. Gaudard, A. Using lakes and rivers for extraction and disposal of heat: Estimate of regional potentials / A. Gaudard, A. Wüesta, M. Schmida // *Renewable Energy*. – 2019. – V. 182. – P. 330–342.
65. Schibuola, L. Experimental analysis of the performances of a surface water source heat pump / L. Schibuola, M. Scarpa // *Energy and Buildings*. – 2015. – V. 113. – P.182–188.
66. Leong, S. T. Refrigeration, air conditioning and heat pumps: 5th edition / G. F. Hundy, A. R. Trott, T. C. Welch. – [s. n.] : Elsevier Ltd. – 2016. – 482 p.
67. Кобылкин, М. В. Перспективное направление внедрения тепловых насосов / М. В. Кобылкин, С. Г. Батухтин, К. А. Кубряков // *Междунар. Научно-исследовательский журнал*. – 2014. – № 24. – С. 1–5.
68. Милова, Л. Тепловые насосы для водяных систем отопления и горячего водоснабжения / Л. Милова // *Сантехника, отопление, кондиционирование*. – 2009. – № 4. – С. 50–58.
69. Немченко, Н. И. Теплонасосная установка – перспективный источник теплоснабжения поселка / Н. И. Немченко // *Промышленная энергетика*. – 2013. – № 10. – С. 51–54.

70. Piljae, I. Operational Performance Characterization of a Heat Pump System Utilizing Recycled Water as Heat Sink and Heat Source in a Cool and Dry Climate/ I. Piljae, L. Xiaobing, H. Henderson // *Energies*. – 2018. – № 11. – 15 p.
71. Кологривых, А. С. Обзор мирового рынка тепловых насосов / А. С. Кологривых, А. С. Семиненко // *Междунар. студенческий научный вестник*. – 2012. – № 1 (4). – 55 с.
72. Nannan, D. Performance analysis on the charging and discharging process of a household heat pump water heater / D. Nannan, L. Shuhong, Y. Qiang // *International Journal of Refrigeration*. – 2019. – V. 98. – P. 266–273.
73. Fang, C. Operation optimization of heat pump in compound heating system / C. Fang, Q. Xu, S. Wang, Y. Ruan // *Energy Procedia*. – 2018. – V. 152. – P. 45–50.
74. Sadeghzadeha, M. A. Exergetic evaluation of drying of laurel leaves in a vertical ground – source heat pump drying cabinet / M. A. Sadeghzadeha, E. H. Kuzgunkaya, A. Hepbasli // *International journal of energy research*. – 2007. – V. 31, № 3. – 28 p.
75. Valizade, L. Ground Source Heat Pumps / L. Valizade // *Journal Clean Energy Technology*. – 2013. – V. 3. – P. 216–219.
76. Todoran, T.P. Long term behavior of a geothermal heat pump with oversized horizontal collector / T. P. Todoran, M. C. Balan // *Energy and Buildings*. – 2016. – V. 133. – P. 799–809.
77. Lei, F. Energy and exergy analysis of ground water heat pump system / F. Lei, H. Pingfang // *Physics Procedia*. – 2012. – V. 24. – P. 169–175.
78. Zhou, H. Measurement and Analysis of a Heating System Based on Underground Water Source Heat Pump in Zhangye City / H. Zhou, W. Zhou, J. Wu, Z. Zhou, S. Ding // *Procedia Engineering*. – 2017. – V. 205. – P. 1635–1641.
79. Liu, X. Experimental study of a new multifunctional water source heat pump system / X. Liu, F. Hui, Q. Yongbo, Z. Sun // *Energy Build*. – 2016. – V. 111. – P. 408–423.
80. Spitler, J. D. Improved Design Tools for Surface Water and Standing Column Well Heat Pump Systems / J. D. Spitler // *Office of Scientific & Technical Information Technical Reports*. – 2012. – P. 333–450.

81. Wu, W. Progress in ground – source heat pumps using natural refrigerants / W. Wu, H. M. Skye // *International Journal of Refrigeration*. – 2018. – V. 92.– P. 70–85.
82. Livingstone, D. M. The relationship between air and water temperatures in lakes of the Swiss Plateau: a case study with palaeolimnological implication / D. M. Livingstone, A. F. Lotter // *Journal Paleolimnol.* – 1998. – V 9. – P. 181–198.
83. Atam, E. Ground – coupled heatpumps: Part1- Literature review and research challenges in modeling and optimal control / E. Atam, L. Helsen // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. – V. 54. – P. 1653–1667
84. Xu, J. Air - water dual - source heat pump system with new composite evaporator J. Xu, Y. Zhao, Z. Quan, G. Wang, J. Wang // *Applied Thermal Engineering*. – 2018. – V. 141. – P. 483–493.
85. Lv Y., An Optimization Method for CCHP and River Water Source Heat Pump Combined System / Y. Lv, P. Sicd, X. Rong, J. Yanef // *Energy Procedia*. – 2018. –V. 145. – P. 1–7.
86. Urbanucci, L. Thermodynamic and economic analysis of the integration of high-temperature heat pumps in trigeneration systems / L. Urbanucci, J. C. Bruno, D. Testia // *Applied Energy*. – 2019. – V. 121. – P. 515–533.
87. Marinelli, S. Life Cycle Thinking (LCT) applied to residential heat pump systems: A critical review / S. Marinelli, F. Lolli, R. Gamberini, B. Rimini. // *Energy and Buildings*. – 2004. – V. 185. – P. 210 – 223.
88. Mitchell, M. S. Open-loop direct surface water cooling and surface water heat pump systems e a review / M. S. Mitchell, J. D. Spitler // *HVAC&R Research*. – 2013. – V. 19, № 2. – P. 125–140.
89. Батухтин, А. Г. Применение водяных теплонасосных установок с неклассическим источником низкопотенциальной энергии для компенсации нагрузки горячего водоснабжения / А. Г. Батухтин, С. А. Иванов, М. В. Кобылкин // *Промышленная энергетика*. – 2015. – № 3. – С. 18–21.
90. Батухтин, А. Г. Методы повышения эффективности функционирования современных систем транспортировки, распределения и потребления тепловой

- энергии / А. Г. Батухтин, М. С. Басс, С. Г. Батухтин // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. – 2009. – № 2. – С. 199-201.
91. Петин, В. В. Современные технологии использования электрической энергии в системах централизованного теплоснабжения / В. В. Петин, А. Г. Батухтин, А. В. Калугин, П. Г. Сафронов // Научно-технические ведомости СПбПУ. – 2010. – № 4 (110). – С. 32–38.
92. Сафронов, П. Г. Использование теплового насоса в тепловых схемах тепловых электростанций / П. Г. Сафронов, А. Г. Батухтин, С. А. Иванов // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. – 2009. – № 2. – С. 202–204.
93. Попов, А. В. Новейшие возможности использования тепловых насосов / А. В. Попов // Промышленная энергетика. – 2010. – № 4. – С. 46–50.
- 94 Lienhard J. H. A heat transfer textbook / J. H. Lienhard. – Cambridge: J.H. Lienhard V, 2000. – 696 p.
95. Mitchell, M. S. Experimental Investigations and Design Tool Development for Surface Water Heat Pump Systems: diss. submitted for the degree of Master of Science / M. S. Mitchell; Oklahoma State University. – Oklahoma, 2014. – 197 p.
96. Рукавишников, А. М. Новые патенты России по холодильной технике и тепловым насосам. / А. М. Рукавишников // Холодильная Техника. – 2018. – № 5. – С. 56–60.
97. Староверова, И. Г. Справочник проектировщика. Внутренние санитарно-технические устройства. В 3 ч. Ч. 2. Водопровод и канализация. – Изд. 4-е / И. Г. Староверова, Ю. И. Шиллера. – М. : Стройиздат, 1990. – 247 с.
98. Madani, H. Experimental Analysis of a Variable Capacity Heat Pump System Focusing on the Compressor and Inverter Loss Behavior / H. Madani, N. Ahmadi, J. Claesson, P. Lundqvist // International Refrigeration and Air Conditioning. – 2010. – V. 2241. – P. 1063–1078.
99. Козлов, С.В. Выделение энергии тепловыми гидродинамическими насосами/ С.В. Козлов // Энергия: экономика, техника, экология. – 2009. – № 5. – С. 12–17.

100. Kamal, A. Enhancement of phase change along the long tubes of a latent heat storage unit / A. Kamal, A. Fatima, C. Lourival, C. R. Raquel, T. Carlos // *Thermal Science*. – 2014. – V. 18, Issue 4. – P.1285–1292.
101. Пальшин, Н. И. Стохастическая модель годового хода температуры поверхности воды в озерах / Пальшин Н. И., Ефремова Т. В. // *Метеорология и гидрология* – 2005. – № 3. – С. 85–94.
102. Филатов, Н. Н. Изменения и изменчивость климата европейского Севера России и их влияние на водные объекты / Н. Н. Филатов, Л. Е. Назарова, А. П. Георгиев, А. В. Семенов, А. Р. Анциферова, В. Н. Ожигина, М. И. Богдан // *экология и экономика*. – 2012. – № 2 (6). – С. 80–93.
103. Brooke, W. A three-dimensional model of Lake Superior with ice and biogeochemistry / W. Brooke, A. Jay, M. Katsumi // *Journal of Great Lakes Research*. – 2012. – V. 38, № 1. – P. 61–71.
104. Grette, V. Temperature monitoring = Мониторинг температуры / V. Grette, M. Nolan, C. Kopsch // *Ber. Polar-und Meeresforsch.* – 2005. – № 509. – P. 36–40.
105. Здоровеннова, Г. Э. Тепловой режим мелководного озера зимой / Г. Э. Здоровеннов, Р. Э. Здоровеннов, Н. И. Пальшин, Т. В. Ефремова, Г. Г. Гавриленко, С. Р. Богданов, А. Ю. Тержевик // *Труды Карельского научного центра Российской академии наук*. – 2015. – № 5. – С. 3–12.
106. Рогачко, С.И. Учебная гидрологическая практика: учебное пособие / С.И. Рогачко. – Москва: Московская государственная академия водного транспорта, 2007. – 209 с.
107. Исследования режима озер и водохранилищ : [сборник трудов] / Государственный гидрологический институт (ГГИ) ; под ред. В. А. Знаменского. – Ленинград: Гидрометеиздат, 1981. – 131 с.
108. Михайлов, В. Н. Гидрология / В. Н. Михайлов, А. Д. Добровольский, С. А. Добролюбов, М. В. Ломоносова. – М. : Высшая школа, 2005. – 463 с.
109. Захаров, А. В. О возможности применения энергетических фундаментов в инженерно-геологических и климатических условиях г. Перми / А. В. Захаров, С. И. Шиян, М. А. Шубин // *Инженерные проблемы строительного материаловедения*

- геотехнического и дорожного строительства : Материалы II науч.-практ. конф., 24-25 сент., 2009г., г. Волгоград.– Волгоград, 2009. – С. 61–65.
110. Bartrons, M. Altitudinal distributions of BDE-209 and other polybromodiphenyl ethers in high mountain lakes = Высотное распределение BDE-209 и других полибромированных дифенилэфиров в высокогорных озерах / M. Bartrons, J. Grimalt, J. Catalan // *Environmental pollution*. – 2011. – V. 159, № 7. – P. 1816–1822.
111. Алоян, Р.М. Эффективность отопления тепловым насосом автономных текстильных производств в зависимости от уровня термодинамической активности фреонов / Р. М. Алоян, В. Н. Федосеев, А. Б. Петрухин, И. А. Зайцева, Н. В. Виноградова, Ю. Е. Острякова // *Известия высших учебных заведений. технология текстильной промышленности*. – 2017. – № 1 (367). – С. 179–184.
112. Zou, S. Simplified model for coefficient of performance calculation of surface water source heat pump/ S. Zou, X. Xie // *Applied Thermal Engineering*. – 2016. – V. 112. – P. 200–207.
113. Lee, J. Characterization of groundwater temperature obtained from the Korean national groundwater monitoring stations: implications for heat pumps / J. Lee, J. Hahn // *Journal of Hydrology*. – 2006. – V. 329, № 3–4. – P. 514–526.
114. Wang, D. Optimal combination of capillary tube geometry and refrigerant charge on a small CO₂ water-source heat pump water heater / D. Wang, Y. Lu, L. Tao // *International Journal of Refrigeration*. – 2018. – V. 88. – P. 626–636.
115. López-Belchí, A. Evaluation of a condenser based on mini-channels technology working with R410A and R32. Experimental data and performance estimate / A. López-Belchí, F. Illán-Gómez // *Applied thermal energy*. – 2017. – V. 202. – P. 112–124.
116. Maksimov, V. I. Conditions and characteristics of water crystallization on the working surface of evaporator heat pumps in reservoirs with low temperatures / V. I. Maksimov, T. A. Nagornova, V. S. Chernyshev // *Heat and Mass Transfer in the Thermal Control System of Technical and Technological Energy Equipment : matec web of conferences, April 22-23 2015, Tomsk, Russia*. – Tomsk, 2015. – V. 23. – 8 p.
117. Baohen, S. A. Study on the evaluation of the annual energy consumption for a geothermal heat pump system with open loop and closed loop ground heat exchangers /

S. Boahen, K. Ho Lee, S. Cho, J. Min Choi // International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration. – 2017. – V. 25, № (3). – 35 p.

118. Zou, Y. Comparison and generalization of R410A and R134A distribution in the microchannel heat exchanger with the vertical header / Y. Zou, P. S. Hrnjak // Science and Technology for the Built Environment. – 2015. – V. 21, № 5. – P. 555–563.

119. Blanco, D. L. Experimental study on a monovalent inverter-driven water-to-water heat pump with a desuperheater for low energy houses / D. L. Blanco, K. Nagano, M. Morimoto // Applied Thermal Engineering. – 2013. – V. 50, № 1. – P. 826–836.

120. Chen, X. The performance of an open-loop lake water heat pump system in south China / X. Chen, G. Zhang, J. Peng, X. Lin, T. Liu // Applied Thermal Engineering. – 2006. – V. 26, № 17-18. – P. 2255–2261.

121. Büyükalaca, O. Experimental investigation of Seyhan River and dam lake as heat source-sink for a heat pump / O. Büyükalaca, F. Ekinci, T. Yilmaz // Energy. – 2003. – V. 28, № 2. – P. 157–169.

122. Wang, Y. Analysis on the practical use of open-loop surface water source heat pump systems (SWHP) [Electronic resource]: presentation/ Y. Wang. – Oklahoma, 2011. – Режим доступа:

[http://www.igshpa.okstate.edu/membership/members_only/proceedings/2011/100611-0330-A-Yong%20Wang%20%20\(laptop\).pdf](http://www.igshpa.okstate.edu/membership/members_only/proceedings/2011/100611-0330-A-Yong%20Wang%20%20(laptop).pdf).

123. Zhou, C. Heat transfer analysis of multi-row helically coiled tube heat exchangers for surface water-source heat pump / C. Zhou, L. Ni, Y. Yao // Energy. – 2018. – V. 163. – P. 1032–1049.

124. Elghnam, R. I. An experimental study of freezing and melting of water inside spherical capsules used in thermal energy storage systems / R. I. ElGhnam, R. A. Abdelaziz, M. H. SakrHany, E. Abdelrhman, // Ain Shams Engineering Journal. – 2012. – V. 3, № 1. – P. 33–48.

125. Kapilow, D. Experimental Characterization of the Melting and Freezing of Encapsulated Phase-Change Materials under Convective Boundary Conditions: diss.

submitted for the degree of Master of Science in Mechanical Engineering / D. Kapilow; Drexel Univ. – Philadelphia, 2016. – 65 p.

126. Ezan, M. A. Numerical investigation of transient natural convection heat transfer of freezing water in a square cavity / M. A. Ezan, M. Kalfa // *International Journal of Heat and Fluid Flow*. – 2016. – V. 61. – P. 438–448.

127. Fertelli, A. Ice formation around a horizontal tube in a rectangular vessel / A. Fertelli, O. Büyükalaca, A. Yilmaz // *Journal of Thermal Science and Technology*. – 2009. – V. 29, № 2. – P. 75–87.

128. Alawadhi, E. M. The role of natural convection and density variations in the solidification process of water in an annular enclosure / E. M. Alawadhi, R. I. Bourisli // *Advances in Fluid Mechanics*. – 2012. – V. 74. – P. 441–451.

129. Kamkari, B. Experimental investigation of phase change material melting in rectangular enclosures with horizontal partial fins / B. Kamkari, H. Shokouhmand // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2014. – V. 78. – P. 839–851.

130. Intemann, P. A. Heat transfer and ice formations deposited upon cold tube bundles immersed in flowing water – I. Convection analysis / P. A. Intemann, M. Kazmierczak // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 1997. – V. 40, № 3. – P. 557–572.

131. Sasaguchi, K. Transient cooling of water around a cylinder in a rectangular cavity – a numerical analysis of the effect of the position of the cylinder / K. Sasaguchi, K. Kuwabara, K. Kusano, H. Kitagawac // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 1998. – V. 41, № 20. – P. 3149–3156.

132. Vu, T. V. Numerical investigations of solidification around a circular cylinder under forced convection / T. V. Vu, A. V. Truong, N. T. B. Hoang, D. K. Tran // *Journal of Mechanical Science and Technology*. – 2016. – V. 30, № 11. – P. 5019–5028.

133. Habeebullah, B. A. An experimental study on ice formation around horizontal long tubes / B. A. Habeebullah // *International Journal of Refrigeration*. – 2007. – V. 30, № 5. – P. 789–797.

134. Buyruk, E. Numerical investigation for solidification around various cylinder geometries / E. Buyruk, A. Fertelli, N. Sonmez // *Journal of Scientific and Industrial Research (JSIR)*. – 2009. – V. 68, № 2. – P. 122–129.

135. Lacroix, M. Numerical simulation of natural convection–dominated melting and solidification from a finned vertical wall / M. Lacroix, M. Benmadda // *Numerical Heat Transfer*. – 1997. – V. 31, № 1. – P. 71–86.
136. Jain, A. Ice formation modes during flow freezing in a small cylindrical channel / A. Jain, A. Miglani, Y. Huang, J. A. Weibel, S. V. Garimella // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2019. – V. 128. – P. 836–848.
137. Bourisli, R. Natural convection effects on the solidification in cylinders at different filling percentages / R. Bourisli, A. Alshayji // *The 2017 COMSOL Conference in Rotterdam: 18 - 20 September, 2017, Rotterdam, Niederlande*. – Rotterdam, 2017. – 5p.
138. De SouzaI, S. I. S. Numerical analysis of water melting and solidification in the interior of tubes / S. I. S. de Souza, H. A. Vielmo // *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*. – 2005. – V. 27, № 2. – P. 301–310.
139. Alawadhi, E. M. A solidification process with free convection of water in an elliptical enclosure / E. M. Alawadhi // *Energy Conversion and Management*. – 2009. – V. 50, № 2. – P. 360–364.
140. Carbonell, D. Ice-Ex Heat Exchanger Analyses for Ice Storages in Solar and Heat Pump Applications: final report / D. Carbpnell, M. Battaglia; Swiss Federal Office of Energy, Bern, Nov. 2017. – Bern, 2017. – 67 p.
141. Ramudu, E. Turbulent heat exchange between water and ice at an evolving ice–water interface/ E. Ramudu, B. Henry Hirsh, P. Olson, A. Gnanadesikan // *Journal of Fluid Mechanics*. – 2015.– P. 1–26.
142. Ismail, R. Solidification of PCM around a curved tube / R. Ismail, S. Filho, M. Lino // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2012. – V. 55, № 7–8. – P. 1823–1835.
143. Kamkari, B. Experimental investigation of the effect of inclination angle on convection - driven melting of phase change material in a rectangular enclosure / B. Kamkari, H. Shokouhmand, F. Bruno // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2014. – V. 72. – P. 186–200.

144. Li, Y. Analysis of the icing and melting process in a coil heat exchanger. / Y. Li, Z. Yan // *Energy Procedia*. – 2017. – V. 136. – P. 450–455.
145. Liang, K. Operation Modes and Energy Analysis of a New Ice-Storage Air Conditioning System / K. Liang, Xi. Ren, C. Ruan, L. Wang // *The Open Electrical & Electronic Engineering Journal*. – 2015. – V. 9. – P. 7–14.
146. Aslamov, I. A. Ice-water heat exchange during ice growth in Lake Baikal / I. A. Aslamov, V. V. Kozlov, G. B. Kirillin, B.M. K. M. Kucher, M. M. Makarov, A. Yu. Gornov, N. G. Granin // *Journal of Great Lakes Research*. – 2014. – V. 40. – P. 599–607.
147. Свиридов, Е. М. Численное моделирование процесса замерзания воды в круглой полости: диссертация на соискание ученой степени кандидата физико-математических наук: 01.02.05 / Е. М. Свиридов. – Сургут, 2003. – 97 с.
148. Kang, Z. Study on optimization of underground water source heat pump / Z. Kang, X. Zhou, Y. Zhao, R. Wang, X. Wang // *Procedia Engineering journal*. – 2017. – V. 205. – P. 1691–1697.
149. Liu, Z. Heating and Cooling Performances of River-Water Source Heat Pump System for Energy Station in Shanghai / Z. Liu, H. Tan, Z. Li // *Procedia Energy*. – 2017. – V. 205. – P. 4074–4081.
150. Hansen, G. M. Experimental Testing and Analysis of Spiral-Helical Surface Water Heat Exchanger Configurations: diss. submitted for the degree of Master of Science / Hansen Garrett Michael. – Oklahoma, 2011. – 171p.
151. Mitchell, M. S. Open - loop direct surface water cooling and surface water heat pump systems: review / M. S. Mitchell, J. D. Spitler // *HVAC&R Research*. – 2013. – V. 19, № 2. – P. 125–140.
152. Morton, A. C. Assessing the performance of a reservoir-based water source heat pump: diss. submitted for the degree of Master of Science / A. C. Morton; Univ. of Strathclyde Engineering. – Glasgow, 2013. – 89 p.
153. Елистратов, С. Л. Использование теплоты неочищенных сточных вод в качестве теплоносителя/ С. Л. Елистратов, В. Ф. Мелеховский, В. М. Шварц, О. В. Каурдакова, А. М. Никитин, В. Е. Накоряков, Ю. Н. Похил // *Водоснабжение и санитарная техника*. – 2004. – № 3. – С. 25–27.

154. Dione, Kh. R. Evaporation heat transfer and pressure drop for geothermal heat pumps working with refrigerants R134a and R407C / Kh. R. Dione // Heat Mass Transfer. – 2018. – V. 93. – P. 1–10.
155. Levin, P. P. Numerical optimizations of a PCM-based heat sink with internal fins / P. P. Levin, A. Shitzer, G. Hetsroni // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2013. – V. 61. – P. 638–645.
156. Kamkari, B. Experimental investigation of phase change material melting in rectangular enclosures with horizontal partial fins / B. Kamkari, H. Shokouhmand // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2014. – V. 78. – P. 839–851.
157. Baehr, H. D. Thermodynamische Eigenschaften umweltverträglicher Kältemittel: Zustandsgleichungen und Tafeln für Ammoniak, R22, R134a, R152a und R123 = Thermodynamic Properties of Environmentally Acceptable Refrigerants: Equations of State and Tables for Ammonia, R22, R134a, R152a and R123 / H. D. Baehr, R. Tillner. – Roth, 1995. – 192 p.
158. Russell, J. Comsol Multiphysics / J. Russell, R. Cohn. – Scotland, United Kingdom: Lennex Corp, 2012. – 79 p.
159. Eisenberg, D. The Structure and Properties of Water / D. Eisenberg, W. Kauzmann. – Great Britain: OUP Oxford, 2005. – 296 p.
160. Kell, G. S. Density Thermal Expansivity, and Compressibility of Liquid Water from 0 to 150 C: Correlations and Tables for Atmospheric Pressure and Saturation Reviewed and Expressed on 1968 Temperature Scale / G. S. Kell // Journal of Chemical and Engineering Data. – 1975. – V. 20, № 1. – P. 97–105.
161. Жуков, В. К. Теория погрешностей. технических измерений: учебное пособие / В. К. Жуков. – Томск: Изд-во томского политехнического университета, 2009. – 180 с.