

*На правах рукописи*



**ШТЕЛИНГ ВАЛЕНТИН СЕРГЕЕВИЧ**

**ТЕПЛООБМЕН ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ПОВЕРХНОСТИ С  
ДИСПЕРГИРОВАННЫМ ПОТОКОМ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ**

Специальность 1.3.14 – Теплофизика и теоретическая теплотехника

**Автореферат  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук**

**Москва – 2025**

Работа выполнена на кафедре общей физики и ядерного синтеза федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Национальный исследовательский университет «МЭИ»

**Научный**

**Комов Александр Тимофеевич**

**руководитель:**

доктор технических наук, профессор,  
профессор кафедры общей физики и ядерного  
синтеза ФГБОУ ВО «Национальный  
исследовательский университет «МЭИ»

**Официальные**

**Павленко Александр Николаевич**

**оппоненты:**

Доктор физико-математических наук, член-  
корреспондент РАН, заведующий лабораторией  
низкотемпературной теплофизики ФГБУН  
«Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе  
Сибирского отделения Российской академии  
наук»

**Мелихов Олег Игорьевич**

Доктор физико-математических наук,  
профессор кафедры атомных электрических  
станций ФГБОУ ВО «Национальный  
исследовательский университет «МЭИ»

**Ведущая организация:**

ФГБУН «Объединенный институт высоких  
температур Российской академии наук»

Защита диссертации состоится 26 сентября 2025 г. в 10-00 на заседании диссертационного совета МЭИ.111 при ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ» по адресу: 111250, г. Москва, ул. Красноказарменная, д. 17, корпус Т, кафедра инженерной теплофизики им. В.А. Кириллина, ауд. Т-209

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ».

Автореферат разослан «    » \_\_\_\_\_ 2025 г.

Ученый секретарь

диссертационного совета МЭИ.111

к.т.н.



Ястребов А.К.

## Общая характеристика работы

### Актуальность исследования.

Актуальность темы определяется необходимостью локального теплосъема с высокой плотностью энергии как для термоядерной энергетики, так и для многих высокотехнологичных и наукоемких отраслей. Среди них микроэлектроника и силовая электроника, авиационно-космические технологии, ядерная энергетика (в особенности для компактных ядерных реакторов), металлургия, лазерные системы. В настоящее время активно ведутся исследования по распылительному охлаждению мощных транзисторов в выпрямителях, силовых модулей электродвигателей, различных элементов электроники в условиях микрогравитации (применительно к аэрокосмической отрасли).

Диспергированное охлаждение представляет собой перспективный способ теплопередачи, сочетающий высокую эффективность с относительной конструктивной простотой. В отличие от традиционных систем с двухфазным теплоносителем или микроканальных структур, распылительные системы позволяют локализовано отводить значительные тепловые потоки, минимизируя тепловое сопротивление между охлаждаемой поверхностью и теплоносителем. Эффективность теплоотдачи может существенно возрастать за счет интенсивного парообразования, ввиду одновременного протекания процессов испарения и микропузырькового кипения при охлаждении распылением. Охлаждение распылением также позволит решить проблему высокого давления теплоносителя в условиях термоядерных установок, так как для эффективной работы распылительных систем не требуется высоких его значений.

Несмотря на высокую потенциальную эффективность, процессы теплопереноса при распылительном охлаждении до сих пор недостаточно изучены, особенно в условиях, приближенных к реальным рабочим параметрам термоядерных установок – при сверхвысоких тепловых потоках, порядка  $10 \text{ МВт/м}^2$ . Большинство существующих исследований ориентированы на низкие или умеренные тепловые нагрузки и не охватывают режимов, характерных для мегаваттных применений. В этой связи экспериментальное исследование режимов распылительного охлаждения при высоких тепловых потоках, направленное на определение предельных параметров, выявление механизмов кризиса теплоотдачи и оптимизацию условий охлаждения, является актуальной научной задачей.

Основные результаты диссертационной работы получены при проведении исследований в рамках грантов Российского фонда фундаментальных исследований (проекты 21-79-10179, 23-19-00476), в которых соискатель принимал участие в качестве исполнителя. Это также подтверждает актуальность исследования.

**Степень разработанности.** Современное понимание распылительного охлаждения, по-видимому, недостаточно с точки зрения большого количества независимых параметров, таких как: плотность орошения поверхности, паросодержание, скорость капель, избыточное давление на форсунке, размеры капель, расстояние от форсунки до охлаждаемой поверхности, недогрев жидкости, расположение сопла относительно поверхности и т. д. Многие исследователи разделили механизм теплопередачи при распылительном охлаждении на конвективный теплообмен и пузырьковое кипение (как при поверхностном, так и при вторичном зародышеобразовании) (Si et al., Tan et al., Lin et al., Silk et al.). Более сложное разделение рассматривает взаимодействие жидкой пленки с каплями потока (Zhao et al.). В связи с этим, оптимизация геометрических параметров системы должна проводиться индивидуально для каждой форсунки.

Теплообмен диспергированного потока с поверхностью, имеющей температуру выше температуры насыщения, включает множество механизмов теплообмена. Существуют различные режимы теплоотдачи, включая поверхностное испарение, конвекцию как в пленке

жидкости, так и в поле распыленного потока. Кроме того, имеет место турбулизация пленки жидкости. Эти режимы теплоотдачи и сложность взаимодействий, возникающих при этом, делают разработку корреляций процессов с высокой нелинейностью в физике теплообмена распылением трудной, но особенно важной. В связи с этим большая часть современной литературы по охлаждению диспергированным потоком уделяет особое внимание моделям и эмпирическим соотношениям, важным для проектирования. В актуальных работах большая часть уравнений посвящена однофазному режиму теплообмена диспергированного потока и охлаждаемой поверхности (Liang, Mudawar). Некоторые уравнения полученные для режимов охлаждения поверхности, имеющей температуру выше температуры насыщения, приведены в обзорных статьях (Liang, Mudawar, Sarmadian). Авторами получены крайне различные результаты, что свидетельствует о сильной зависимости эффективности диспергированного охлаждения от условий эксперимента. Количество численных соотношений, полученных в режиме пузырькового кипения при использовании воды в качестве теплоносителя, также крайне ограничено, в особенности при плотности отводимого теплового потока  $>5 \text{ МВт/м}^2$ .

**Цель диссертационной работы:** исследование характеристик теплообмена диспергированного потока воды и нагретой поверхности при мегаваттных плотностях теплового потока (до  $10 \text{ МВт/м}^2$ ) и температуре поверхности выше температуры насыщения теплоносителя.

**Задачи исследования:**

1. Разработка конструкции экспериментального стенда, его систем нагрева, подвода теплоносителя, сбора и обработки информации для проведения экспериментальных исследований.
2. Получение систематизированного массива экспериментальных данных при термостабилизации поверхности, имеющей температуру выше температуры насыщения теплоносителя, диспергированным потоком, генерируемым различными гидравлическими форсунками.
3. Определение влияния характеристик диспергированного потока теплоносителя на характеристики теплообмена.
4. Определение набора параметров теплоносителя, обеспечивающих максимальную эффективность охлаждения поверхности в заданных условиях.
5. Анализ вклада фазового перехода в процесс теплообмена диспергированного потока с охлаждаемой поверхностью.
6. Анализ полученных результатов с целью получения расчетных зависимостей для прогнозирования характеристик теплообмена в режимах охлаждения распылением теплоносителя (дистиллированной воды).

**Научная новизна** представленных в работе результатов заключается в следующем:

1. Впервые получены систематизированные экспериментальные данные по эффективности термостабилизации поверхности, имеющей температуру выше температуры насыщения теплоносителя, диспергированным потоком дистиллированной воды при плотности отводимого теплового потока до  $10,3 \text{ МВт/м}^2$ .
2. Получена карта режимов для кривых процесса теплообмена высокотемпературной поверхности с диспергированным потоком теплоносителя в области пузырькового, переходного и пленочного кипения, при перегреве поверхности относительно температуры насыщения теплоносителя от 0 до  $400 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .

3. Оценен вклад фазового перехода в общий тепловой баланс при охлаждении распылением теплоносителя. Установлено, что при охлаждении диспергированным потоком модифицированной поверхности, имеющей развитую структуру, происходит интенсификация процессов фазового перехода.

4. На основе экспериментальных данных получены численные соотношения, позволяющие прогнозировать эффективность теплоотдачи, характеризуемую числом Нуссельта, в диапазоне режимных параметров  $We=1-9$ ,  $Re=120-240$ .

**Практическая значимость работы состоит в:**

1. разработке методики индукционного нагрева поверхности, позволяющей обеспечивать нагрев с плотностью теплового потока, превышающей  $10 \text{ МВт/м}^2$ , в условиях модельного эксперимента;

2. экспериментальном подтверждении возможности термостабилизации вертикальной поверхности площадью  $10 \text{ см}^2$  при плотности теплового потока до  $10,3 \text{ МВт/м}^2$  с использованием одиночной гидравлической форсунки, что подтверждает целесообразность применения данного типа охлаждения в условиях тепловых нагрузок близких к термоядерным;

3. экспериментальном подтверждении интенсификации процессов фазового перехода на модифицированной поверхности, имеющей развитую морфологию, при охлаждении диспергированным потоком теплоносителя;

4. полученных численных соотношениях, которые могут быть использованы при проектировании систем диспергированного охлаждения.

**Методология** диссертационной работы основана на комплексе экспериментальных, аналитических и расчетно-модельных методов, позволяющих воспроизводить, изучать и количественно характеризовать процесс диспергированного охлаждения. Модельный эксперимент позволял обеспечивать тепловые нагрузки, сопоставимые с реальными термоядерными установками, а также регистрировать теплофизические параметры системы с помощью современных методов измерения. Для определения характеристик диспергированного охлаждения применялись основные теплофизические законы и методы калориметрии. Применялись видеорегистрация процесса для его качественного анализа, контактная профилометрия для определения характеристик охлаждаемых поверхностей.

**На защиту выносятся следующие положения:**

1. Методика проведения и обработки экспериментов при исследовании охлаждения диспергированным потоком поверхности с температурой выше температуры насыщения.

2. Конструкция экспериментального стенда, моделирующего энергонагруженные поверхности термоядерных установок.

3. Экспериментальные данные о теплообмене диспергированного потока, генерируемого гидравлической форсункой, с поверхностью, имеющей температуру выше температуры насыщения, включая полученные кривые теплообмена.

4. Полученные экспериментальные соотношения.

**Достоверность результатов** подтверждается использованием современных методик регистрации теплофизических параметров, применением в экспериментальных работах аттестованного оборудования, калибровкой измерительного оборудования, оценкой

неопределенности измерений, сравнением с экспериментальными данными других исследователей.

**Апробация работы.** Материалы диссертации были представлены на следующих конференциях:

1. XXV, XXVII-XXIX Международных научно-технических конференциях «Радиоэлектроника, электротехника и энергетика»; ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ», Москва, 2019, 2021 – 2023 г.
2. XVIII Российской Национальной конференции по теплообмену; ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ», Москва, 2022 г.
3. Всероссийских конференциях XXXVIII-XL «Сибирский теплофизический семинар»; ФГБУН Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН, Новосибирск, 2022–2024 г.
4. Международной научно-технической конференции «Пром-Инжиниринг»; Сочи, 2023 г.
5. III международной конференции «Проблемы термоядерной энергетики и плазменные технологии»; Таруса, 2023 г.
6. III-IV Международных конференциях «Современные проблемы теплофизики и энергетики» ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ», Москва, 2020, 2024 г.
7. XXIV Школе-семинаре молодых ученых и специалистов под руководством академика А.И. Леонтьева «Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках», Казань, 2023 г.

**Структура и объем диссертации.** Диссертация состоит из введения, трех глав и заключения, списка литературы (120 наименований). Основной текст изложен на 166 страницах, содержит 67 иллюстраций и 7 таблиц.

### **Основное содержание работы**

**Во введении** описывается актуальность представляемой работы, ее новизна и практическая значимость полученных результатов. Также сформулированы основные положения, выносимые на защиту и личный вклад автора.

**В первой главе** приведен обзор и анализ литературы, посвященной тематике диссертационной работы. Рассмотрена проблематика термостабилизации в термоядерных установках. Сделан вывод об актуальности применения диспергированного охлаждения в том числе внутрикамерных устройств токамака и лимитеров на основе литиевых КПС. Представлен обзор основных способов распыления жидкости и характеристик распыления. Рассмотрены основные гидродинамические параметры диспергированного потока, такие как диаметр капель и их скорость, плотность орошения. Приведены различные оценки числа Вебера для диспергированного потока, применяемые для описания гидродинамических и теплообменных процессов. Рассмотрены ключевые особенности охлаждения распылением, представлены результаты качественного описания различными авторами следующих режимов теплообмена: пузырькового кипения, переходного кипения и пленочного кипения. Приведены основные численные соотношения, полученные различными авторами для описания процесса теплообмена диспергированного потока с охлаждаемой поверхностью при совершении теплоносителем фазового перехода. Отмечено небольшое число исследований, посвященных охлаждению распылением при плотности отводимого теплового потока более  $5 \text{ МВт/м}^2$  и

отсутствие численных соотношений для описания процесса при подобных тепловых нагрузках.

**Во второй главе** представлено описание экспериментального стенда. Приведен теплофизический расчет основных систем стенда. Представлены методики проведения эксперимента, измерения параметров и их обработки. Приведены гидравлические характеристики используемых форсунок, рассмотрены основные характеристики диспергированного потока данных форсунок. Выполнен анализ неопределенностей измерений. Представлены результаты первой серии экспериментальных исследований.

Спроектированный экспериментальный стенд включает в себя 3 основные системы:

- гидравлический контур, обеспечивающий подвод теплоносителя к форсунке и его циркуляцию;
- систему нагрева, основой которого является высокочастотный генератор ВЧ-60АВ и нагреваемый рабочий участок;
- измерительную систему, предназначенную для регистрации экспериментальных данных и их обработки.

На рисунке 1 представлена принципиальная схема экспериментального стенда. В качестве теплоносителя используется дистиллированная вода, содержащаяся в баке (1), циркуляция которой осуществляется насосной системой (2), позволяющей обеспечивать избыточное давление в диапазоне от  $2 \cdot 10^5$  до  $14 \cdot 10^5$  Па. Для измерения расхода и избыточного давления теплоносителя на гидравлической линии расположены расходомер (3) и манометр (4). Вода подается по подводящему патрубку (5) в форсунку (6). Подводящий патрубок (5) позволяет регулировать положение форсунки (6) в герметичной экспериментальной камере (7). Форсунка (6) распыляет теплоноситель на охлаждаемую поверхность рабочего участка (8), нагрев которого осуществляется индукционными токами, создаваемыми индукционной катушкой (9). Индукционная катушка (9) подключена к высокочастотному генератору ВЧ-60АВ (10), обеспечивающему электрическую мощность до 38 кВт. Рабочий участок крепится к экспериментальной камере с помощью магнитопрозрачного керамического фланца и графитовой прокладки (11). Для конденсации водяного пара, образующегося при контакте диспергированного потока с нагреваемой поверхностью, предназначен конденсатор (12). Сконденсированный на теплоноситель далее попадает в отбор 1 экспериментальной камеры, а неиспарившаяся часть теплоносителя – в отбор 2, ведущие в коллекторные баки (13,14). Далее при помощи насоса (15) теплоноситель проходит через теплообменник (16) и после фильтрации попадает в исходный бак (1). Также предусмотрено измерение расхода теплоносителя, совершившего фазовый переход массовым методом, для чего после отбора 1 расположен трехпозиционный кран (17), позволяющий перенаправить поток в измерительную емкость (18). Масса жидкости, попавшей в измерительную емкость, за определенное время измеряется на прецизионных весах (19).

Термопары, установленные в рабочем участке, а также термопары, предназначенные для измерения температуры теплоносителя в экспериментальной камере, выведены через герметичный разъем (20) и подключены к аналогово-цифровому преобразователю (АЦП) фирмы L-CARD (21). Также к АЦП (21) подключены цифровой расходомер (3) и манометр (4). АЦП (21) подключен к персональному компьютеру (22) для регистрации и последующей обработки экспериментальных данных. Для измерения атмосферного давления в лаборатории

используется барометр (23), а для измерения избыточного давления паровой среды в экспериментальной камере – жидкостный U-образный манометр (24).

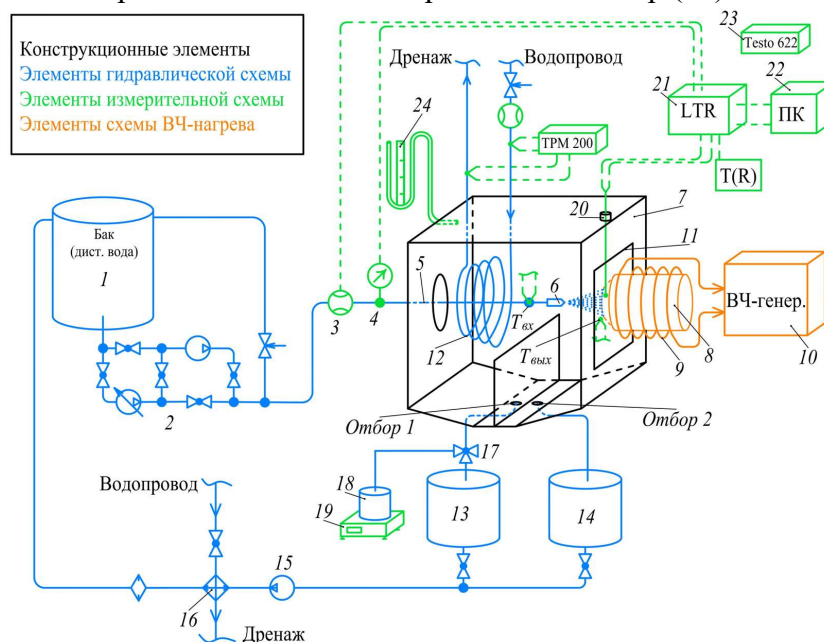


Рисунок 1. Принципиальная схема экспериментального стенда: 1 – бак с дистиллированной водой, 2 – насосная система, 3 – расходомер, 4 – манометр, 5 – подводящий патрубок, 6 – форсунка, 7 – экспериментальная камера, 8 – рабочий участок, 9 – индукционная катушка, 10 – высокочастотный генератор ВЧ-60АВ, 11 – керамический фланец и графитовая прокладка, 12 – змеевиковый конденсатор пара, 13, 14 – коллекторные баки, 15 – насос, 16 – теплообменник, 17 – трехпозиционный кран, 18 – измерительная емкость, 19 – прецизионные весы, 20 – герметичный разъем, 21 – аналогово-цифровой преобразователь, 22 – персональный компьютер, 23 – барометр, 24 – U-образный манометр

На рисунке 2(а) приведена система индукционного нагрева рабочего участка. Рабочий участок (1) представлен медным цилиндром с диаметром 75 мм, который переходит в усеченный конус с меньшим диаметром 35 мм. Данная конструкция выполнена по принципу тепловой линзы и позволяет увеличить плотность теплового потока на поверхности, непосредственно взаимодействующей с диспергированным потоком (диаметр 35 мм). Медь выбрана в качестве основного материала рабочего участка, так как имеет наиболее высокую теплопроводность из доступных конструкционных материалов ( $\sim 392 \text{ Вт/(м·К)}$  при НУ), что является определяющим фактором при нагреве со сверхвысокой плотностью теплового потока. В цилиндрическую часть рабочего участка впрессованы 17 стержней диаметром 8 мм, изготовленных из технически чистого железа (9). Стержни предназначены для увеличения совокупной индуктивности системы. Крепление рабочего участка (1) к стенке экспериментальной камеры (2) осуществляется с помощью магнитопрозрачного керамического фланца (3), изготовленного из теплоизоляционной керамики. Рабочий участок прикреплен к фланцу с помощью угловых креплений и винтового соединения (4). Цилиндрическая часть рабочего участка нагревается индукционными токами при помощи индукционной катушки (5), подключенной к высокочастотному генератору. Катушка имеет двойную намотку, что также способствует увеличению индуктивности и эффективности индукционного нагрева меди. Цилиндрическая часть рабочего участка теплоизолирована кремнезёмовой стеклотканью (6), для минимизации тепловых потерь.



Торец конической части рабочего участка охлаждается диспергированным потоком, генерируемым форсункой (7), расположенной от поверхности на расстоянии 30 мм, для обеспечения ее полного покрытия распылением, однако угол раскрытия факела может незначительно изменяться, что приведет к попаданию капель на коническую часть рабочего участка. Для избежания этого нежелательного эффекта установлен ограничительный элемент из нержавеющей стали (8).

Схема установки термопар в рабочем участке приведена на рисунке 2(б). Температурное поле в рабочем участке измеряется восемью термопарами в двух сечениях (в сечении на расстоянии 3 мм от орошаемой поверхности обозначены одним штрихом, в сечении на расстоянии 7 мм – двумя штрихами). В каждом из двух сечений установлены четыре термопары, расположенные радиально в рабочем участке на разной глубине. Такое расположение термопар позволяет получить информацию о распределении температуры как по оси рабочего участка, так и по радиусу. Во всех экспериментах использовались хромель-алюмелевые кабельные термопары диаметром 1 мм. Термопары в предназначенных для них отверстиях запаены индиевым припоем и завальцованы, что позволяет обеспечить изоляцию спаев от паровой среды в экспериментальной камере.

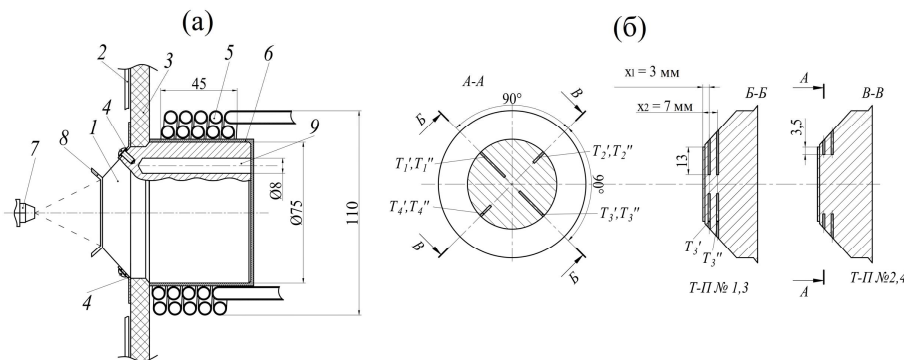


Рисунок 2. (а) – система нагрева рабочего участка: 1 – рабочий участок, 2 – стенка экспериментальной камеры, 3 – керамический фланец, 4 – винтовое соединение, 5 – индукционная катушка, 6 – теплоизоляция из кремнезёмовой стеклоткани, 7 – форсунка, 8 – ограничительный элемент, 9 – стержень из чистого железа (б) – схема установки термопар в рабочем участке

**Методика проведения эксперимента** по термостабилизации в стационарном режиме диспергированным потоком заключается в нагреве при постоянной мощности нагревателя и одновременном охлаждении диспергированным потоком при установленных параметрах избыточного давления и расхода теплоносителя. Стационарный режим принимался установившимся при изменении температур, измеряемых термопарами в рабочем участке, не более чем на  $0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$  за 60 с. После установки стационарного режима массовым методом фиксировался расход теплоносителя, совершившего фазовый переход ( $G_{\text{фп}}$ ). Далее мощность нагрева увеличивалась при неизменных параметрах давления и расхода охлаждающей жидкости, и эксперимент по достижению стационарного режима повторялся. Если же при очередном увеличении мощности нагрева не удавалось достичь стационарного режима, то есть происходил перегрев и наступал кризис теплообмена, эксперимент прекращался.

Далее приведен алгоритм расчета основных теплофизических характеристик процесса.

1. Производится осреднение по времени каждого стационарного режима значений температур, зарегистрированных каждой термопарой.

2. Рассчитываются средние по сечению значения температур рабочего участка при помощи осреднённых по времени температур для каждой термопары:

$$\begin{aligned}\bar{T}' &= \frac{\bar{T}_1' + \bar{T}_2' + \bar{T}_3' + \bar{T}_4'}{4}; \text{ в сечении } x_1 = 3 \text{ мм;} \\ \bar{T}'' &= \frac{\bar{T}_1'' + \bar{T}_2'' + \bar{T}_3'' + \bar{T}_4''}{4}; \text{ в сечении } x_2 = 7 \text{ мм.}\end{aligned}\quad (1)$$

средние температуры рабочего участка в сечениях  $x_1=3$  мм и  $x_2=7$  мм. Значения температур в одном сечении рабочего участка отличаются незначительно, поэтому допускается для дальнейших расчетов использовать средние значения температур в сечениях рабочего участка.

3. Средняя температура охлаждаемой поверхности рабочего участка (далее «температура стенки»)  $T_c$ , определяется по формуле (2). Поскольку в рассматриваемом интервале температур теплопроводность по толщине рабочего участка изменяется незначительно, можно считать  $\lambda_m \approx \text{const}$ , при этом температурное поле описывается линейной зависимостью, а температура стенки может быть экстраполирована:

$$T_c = \bar{T}' - \frac{\bar{T}'' - \bar{T}'}{x_2 - x_1} \cdot (x_1 - x_0), \quad (2)$$

где  $x_0 = 0$  мм.

4. Поскольку в исследуемом диапазоне температур теплопроводность мало изменяется, по закону Фурье, в рамках линеаризации процесса теплопроводности, рассчитывается суммарная плотность теплового потока, отводимого диспергированным теплоносителем, для данного стационарного режима:

$$q = \lambda(\bar{T}) \frac{\bar{T}'' - \bar{T}'}{x_2 - x_1}, \quad (3)$$

где  $x_1, x_2$  – координаты сечений закладки термопар. Теплопроводность рабочего участка рассматривается как функция средней температуры между сечениями рабочего участка, содержащими термопары:

$$\bar{T} = \frac{\bar{T}' + \bar{T}''}{2}. \quad (4)$$

5. Для расчета коэффициента теплоотдачи необходимо определить величину температурного напора. Требуется ввести оценку температуры диспергированного потока, взаимодействующего с поверхностью, которую предлагается осуществить с помощью известных и объективно измеренных температур теплоносителя на входе в форсунку ( $T_{вх}$ ) и теплоносителя после взаимодействия с поверхностью ( $T_{вых}$ ):

$$T_{дп} = \frac{T_{вх} + T_{вых}}{2}. \quad (5)$$

Температурный напор оценивался следующим образом:

$$\Delta T_c = T_c - T_{дп}. \quad (6)$$

6. Расчет коэффициента теплоотдачи производится по закону Ньютона-Рихмана:

$$\alpha = \frac{q}{\Delta T_c}. \quad (7)$$

7. Масса жидкости ( $m_{ф-п}$ ), сконденсированной конденсатором и собранной в измерительную емкость, в течение определенного времени ( $\tau_{изм}$ ), позволяет определить ту часть общего расхода теплоносителя, которая совершает фазовый переход:

$$G_{ф-п} = \frac{m_{ф-п}}{\tau_{изм}}. \quad (8)$$

Данная величина позволяет произвести оценку тепловой мощности, отводимой от охлаждаемой поверхности механизмом фазового перехода:

$$Q_{ф-п} = G_{ф-п} h_{lg}, \quad (9)$$

отсюда составляющая фазового перехода теплового потока, отводимого диспергированным потоком, рассчитывается следующим образом:

$$q_{ф-п} = \frac{Q_{ф-п}}{S_{пов}}. \quad (10)$$

Оценка конвективной составляющей плотности теплового потока производится из условия теплового баланса системы:

$$q_{конв} = q - q_{ф-п}. \quad (11)$$

На рисунке 3(а) изображена одна из используемых гидравлических форсунок фирмы Danfoss с коническим вкладышем, с использованием которой были проведены эксперименты. Форсунка состоит из: корпуса (1), вкладыша, содержащего выходное сопло, диаметром  $d_c = 0,4$  мм (2) и вкладыша-завихрителя (4), которые совместно образуют коническую камеру смешивания (3). Вкладыши фиксируются с помощью ограничителя (5). Вкладыш-завихритель (рисунок 3(б)) содержит один центральный канал диаметром 0,3 мм и четыре тангенциальных канала шириной 0,4 мм и глубиной 0,3 мм. Жидкость подводится одновременно по центральному и тангенциальным каналам, таким образом потоки сталкиваются и дробятся в камере смешивания, создавая на выходе из сопла диспергированный поток, который образует факел распыла в виде заполненного конуса. В экспериментах также использовались две форсунки с аналогичной конструкцией, но с большими диаметрами сопла  $d_c = 0,6$  и  $d_c = 0,8$  мм соответственно. Все форсунки имеют полноконусное распыление с углом распыла  $60^\circ$  и обеспечивают стабильное диспергирование при избыточном давлении от  $4 \cdot 10^5$  до  $40 \cdot 10^5$  Па, как заявлено производителем.

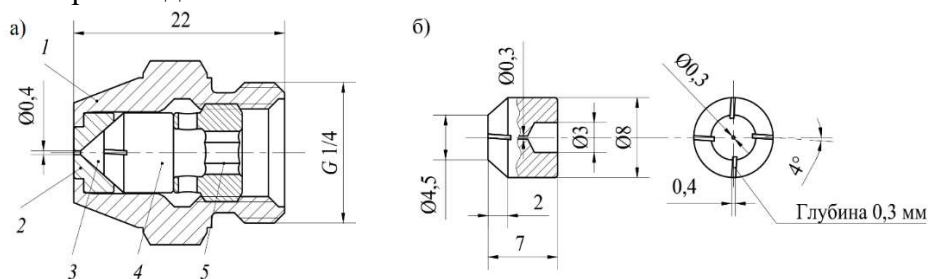


Рисунок 3. (а) – Форсунка с диаметром сопла 0,4 мм: 1 – корпус форсунки, 2 – вкладыш, содержащий выходное сопло, 3 – камера смешивания, 4 – вкладыш-завихритель, 5 – ограничитель; (б) – вкладыш-завихритель форсунки

**Первая серия экспериментальных исследований** была проведена с использованием никелевого рабочего участка, имеющим диаметр охлаждаемой поверхности 50 мм и нагреваемым индукционными токами по плоскости. На рисунке 4(а) представлены зависимости плотности теплового потока от температурного напора, полученные в

экспериментах с никелевым участком. На представленных кривых можно четко разделить три основных режима теплообмена: режим эффективного теплообмена (I), переходный режим теплообмена (II) и режим пленочного теплообмена (III), при котором температура поверхности превышает температуру Лейденфроста. На рисунке 4(б) представлена зависимость коэффициента теплоотдачи от температурного напора для экспериментов с никелевым рабочим участком. Режим эффективного теплообмена (I) характеризуется интенсивным парообразованием, а также наибольшими значениями плотности теплового потока и коэффициента теплоотдачи. При этом температурный напор не превышает 50 °С. Для термостабилизации энергонагруженных поверхностей данный режим является наиболее эффективным, чем и было обусловлено его дальнейшее изучение в последующих экспериментах. Оценка коэффициента теплоотдачи с использованием в расчете температурного напора температуры насыщения дает очевидно завышенные значения в режиме эффективного теплообмена (I). На основе данного результата было принято решение модернизировать измерительную методику и модифицировать оценку коэффициента теплоотдачи для режима эффективного теплообмена. Эксперименты с никелевым рабочим участком при предельной мощности нагрева позволили добиться плотности отводимого теплового потока в 3,3 МВт/м<sup>2</sup>, что ниже ожидаемых значений, в особенности применительно к сверхвысоким тепловым потокам, прогнозируемым для термоядерной энергетики. В связи с этим была проведена модернизация рабочего участка и системы нагрева (представленная на рисунке 2), что позволило добиться требуемой плотности тепловых потоков

Было проведено первичное обобщение процесса теплообмена между стенкой и диспергированным потоком в режимах эффективного и пленочного теплообмена с использованием следующих безразмерных комплексов:

1. Число Нуссельта:

$$Nu = \frac{\alpha d_{\text{пов}}}{\lambda_s}, \quad (12)$$

где  $d_{\text{пов}}$  – диаметр орошаемой диспергированным потоком поверхности,  $\lambda_s$  – теплопроводность теплоносителя при температуре насыщения  $T_s$  (для расчета числа Нуссельта в режиме эффективного теплообмена используется теплопроводность жидкости на линии насыщения, а для режима пленочного теплообмена теплопроводность пара на линии насыщения),  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи от поверхности к диспергированному потоку. Стоит пояснить, что для актуализации полученных соотношений характерным размером при расчете числа Нуссельта применялся диаметр охлаждаемой поверхности, а не диаметр капель, как это было представлено в статье [7]. Поскольку в данной работе рассматриваются интегральные характеристики теплообмена с нагретой поверхностью, для числа Нуссельта выбор в качестве характерного размера диаметра орошаемой поверхности представляется более логичным. Данное изменение существенно не повлияло на характер представленных зависимостей.

2. Безразмерный температурный напор:

$$\Theta = \frac{T_c - T_s}{T_s}. \quad (13)$$

3. Число Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{j d_{\text{пов}}}{\mu_s}, \quad (14)$$

где  $\mu_s$  – динамическая вязкость жидкого теплоносителя на линии насыщения,  $j$  – плотность орошения поверхности. Диапазон изменения числа Рейнольдса:  $\text{Re}=120\text{--}240$ .

Из уравнение также исключено число Прандтля при температуре стенки, так как его влияние на теплоотдачу незначительно.

Итоговый вид критериального уравнения для области эффективной теплоотдачи:

$$\text{Nu} = 86,3 \text{Re}^{0,59} \Theta_s^{-0,69}, \quad (15)$$

для области пленочного теплообмена:

$$\text{Nu} = 344,8 \text{Re}^{0,69} \Theta_s^{-1,06}, \quad (16)$$

Обобщение экспериментальных данных приведено на рисунке 5.

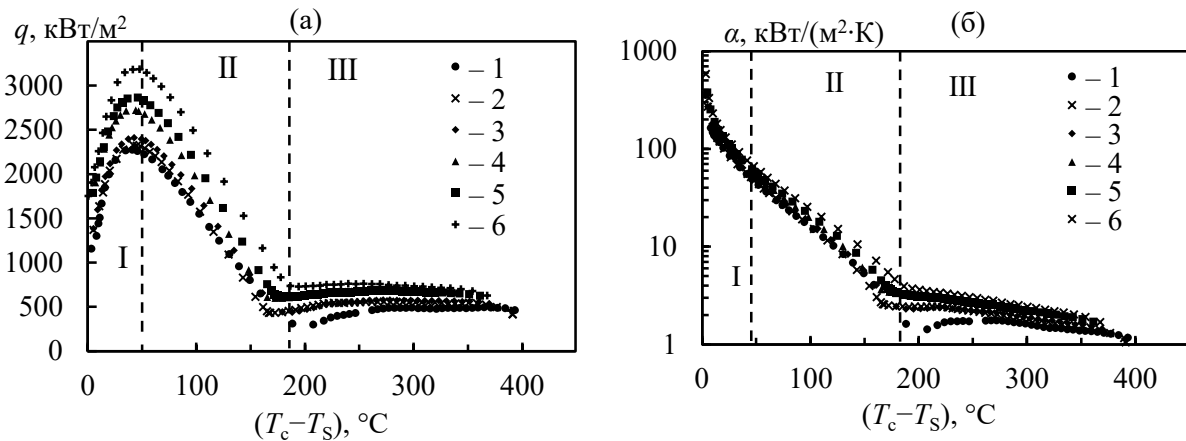


Рисунок 4. а – Зависимость плотности отводимого теплового потока на охлаждаемой поверхности от температурного напора для никелевого рабочего участка; б – зависимость коэффициента теплоотдачи от температурного напора. Параметры диспергированного теплоносителя: 1 –  $p_{\text{изб}} = 2 \cdot 10^5$  Па,  $G_{\text{дп}} = 3,3 \cdot 10^{-3}$  кг/с,  $j = 1,67$  кг/( $\text{m}^2 \cdot \text{c}$ ); 2 –  $p_{\text{изб}} = 2,5 \cdot 10^5$  Па,  $G_{\text{дп}} = 3,8 \cdot 10^{-3}$  кг/с,  $j = 1,92$  кг/( $\text{m}^2 \cdot \text{c}$ ); 3 –  $p_{\text{изб}} = 3 \cdot 10^5$  Па,  $G_{\text{дп}} = 4,4 \cdot 10^{-3}$  кг/с,  $j = 2,22$  кг/( $\text{m}^2 \cdot \text{c}$ ); 4 –  $p_{\text{изб}} = 4 \cdot 10^5$  Па,  $G_{\text{дп}} = 4,9 \cdot 10^{-3}$  кг/с,  $j = 2,48$  кг/( $\text{m}^2 \cdot \text{c}$ ); 5 –  $p_{\text{изб}} = 5 \cdot 10^5$  Па,  $G_{\text{дп}} = 5,3 \cdot 10^{-3}$  кг/с,  $j = 2,68$  кг/( $\text{m}^2 \cdot \text{c}$ ); 6 –  $p_{\text{изб}} = 6 \cdot 10^5$  Па,  $G_{\text{дп}} = 6,1 \cdot 10^{-3}$  кг/с,  $j = 3,11$  кг/( $\text{m}^2 \cdot \text{c}$ )

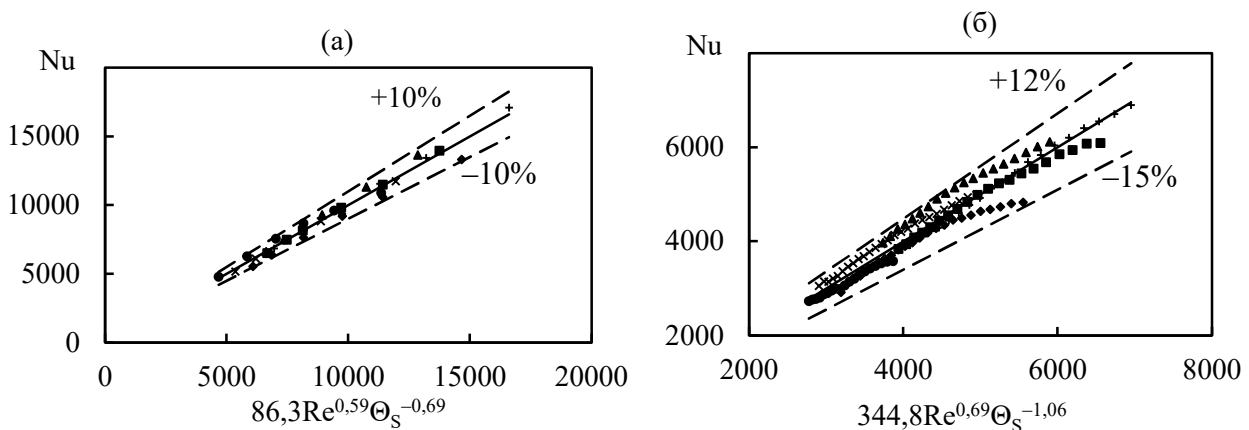


Рисунок 5. Первичное обобщение процесса теплообмена между стенкой и диспергированным потоком: а – в режиме эффективного теплообмена, б – в режиме пленочного теплообмена

В третьей главе представлены результаты экспериментального исследования теплообмена высокотемпературной поверхности с диспергированным потоком теплоносителя и их анализ. В таблице 1 приведены обозначения точек экспериментальных кривых теплообмена в соответствии с параметрами теплоносителя, используемые далее на графических зависимостях.

Таблица 1. Обозначения экспериментальных точек полученных кривых теплообмена

| №  | Символ | $d_c$ , мм | $p_{изб} \cdot 10^{-5}$ , Па | $G_{дп} \cdot 10^3$ , кг/с | $j$ , кг/(м <sup>2</sup> ·с) | We   | $d_{32}$ , мкм |
|----|--------|------------|------------------------------|----------------------------|------------------------------|------|----------------|
| 1  | ▲      | 0,4        | 4                            | 2,2                        | 2,29                         | 1,02 | 112            |
| 2  | ▲      |            | 6                            | 2,8                        | 2,91                         | 1,66 | 100            |
| 3  | ▲      |            | 8                            | 3,2                        | 3,33                         | 2,17 | 93             |
| 4  | ▲      |            | 10                           | 3,6                        | 3,74                         | 2,74 | 88             |
| 5  | ▲      |            | 12                           | 4,0                        | 4,16                         | 3,39 | 84             |
| 6  | ▲      |            | 14                           | 4,3                        | 4,47                         | 3,91 | 81             |
| 7  | ●      | 0,6        | 4                            | 6,5                        | 6,76                         | 2,65 | 143            |
| 8  | ●      |            | 6                            | 7,9                        | 8,21                         | 3,91 | 129            |
| 9  | ●      |            | 8                            | 9,1                        | 9,46                         | 5,19 | 119            |
| 10 | ●      |            | 10                           | 10,4                       | 10,81                        | 6,78 | 113            |
| 11 | ●      |            | 12                           | 11,2                       | 11,64                        | 7,86 | 107            |
| 12 | ●      |            | 14                           | 12                         | 12,47                        | 9,03 | 103            |
| 13 | ■      | 0,8        | 4                            | 8,6                        | 8,94                         | 1,96 | 170            |
| 14 | ■      |            | 6                            | 10,4                       | 10,81                        | 2,86 | 153            |
| 15 | ■      |            | 8                            | 11,8                       | 12,26                        | 3,68 | 142            |
| 16 | ■      |            | 10                           | 13,1                       | 13,62                        | 4,54 | 134            |
| 17 | ■      |            | 12                           | 14,2                       | 14,76                        | 5,33 | 128            |
| 18 | ■      |            | 14                           | 15,3                       | 15,90                        | 6,19 | 123            |

Параметр плотности орошения оценивался следующим образом:

$$j = \frac{G_{дп}}{S_{пов}}, \quad (17)$$

где  $G_{дп}$  – массовый расход диспергированного теплоносителя.

В данной работе для оценки числа Вебера использован параметр скорости сплошного потока на выходе из сопла форсунки  $u_c$ , оцененный следующим образом:

$$u_c = \frac{G_{дп}}{\rho_{ж} S_c}, \quad (18)$$

где  $S_c$  – площадь сопла форсунки. Итоговый расчет числа Вебера производится в классической форме:

$$We = \frac{u_c^2 d_c \rho_{п}}{\sigma}, \quad (19)$$

где плотность среды, в которую форсунка диспергирует жидкость принималась равной плотности пара ( $\rho_{п}$ ) при температуре насыщения.

Оценка среднего диаметра Заутера каплей, генерируемых используемыми форсунками, была произведена с помощью соотношения (20), полученного (Mudawar et al.) для гидравлических форсунок:

$$d_{32} = 3,67 d_c (We_c^{1/2} Re_c)^{-0,259}. \quad (20)$$

На рисунке 6 представлены зависимости плотности теплового потока от температурного напора при использовании форсунки со средним диаметром сопла (0,6 мм).

Для прочих используемых форсунок данные зависимости имеют аналогичный характер (в тексте автореферата ограничимся представлением для одной форсунки). На представленных кривых теплообмена можно выделить три характерные области, которые обозначены на данных графиках. Данные области свидетельствуют об изменении механизмов теплообмена при увеличении плотности теплового потока, отводимого с поверхности диспергированным потоком. Область (А) теплообменных кривых ограничена температурным напором не более 75°C (для большинства кривых не более 70°C). Эта область характеризуется незначительным увеличением плотности теплового потока при увеличении температурного напора. При переходе в область (В) наклон зависимости достаточно резко увеличивается, рост температурного напора приводит к значительному росту плотности отводимого теплового потока. Область (В) ограничена температурным напором от приблизительно 70°C до 80°C. В области (С) наклон зависимости также изменяется: рост температурного напора практически не влияет на изменение плотности теплового потока. Из графика видно, что увеличение давления и расхода диспергированного теплоносителя приводят к увеличению плотности отводимого теплового потока во всех трех областях теплообмена, что закономерно при использовании всех представленных форсунок. Это свидетельствует также о ключевом влиянии таких характеристик, как плотность орошения и скорость капель диспергированного потока (характеризуемая числом Вебера), на теплообмен стенки с диспергированным теплоносителем. Также стоит отметить, что температурный напор на границах режимов теплообмена тем ниже, чем выше расход диспергированного теплоносителя. Границы режимов теплообмена по температуре охлаждаемой стенки: для области (А) от 100°C до 120°C; для области (В) от 120°C до 140°C; для области (С) от 140°C до 150°C.

На рисунке 7 приведены зависимости коэффициента теплоотдачи от плотности теплового потока для всех использованных форсунок. Наибольшие значения коэффициентов теплоотдачи при аналогичных значениях плотности теплового потока соответствуют результатам, полученным при использовании форсунки со средним диаметром сопла (0,6 мм), что может быть обусловлено наибольшими значениями числа Вебера для данной форсунки при прочих аналогичных параметрах. Была получена обобщающая корреляция коэффициента теплоотдачи от плотности теплового потока:

$$\alpha = 0,04q^{0,87}. \quad (21)$$

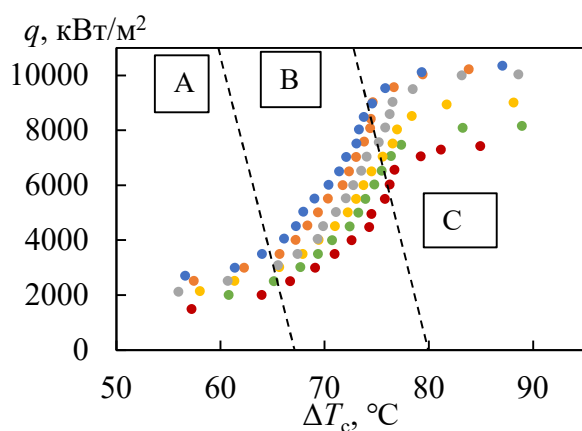


Рисунок 6. Зависимости плотности теплового потока от температурного напора, полученные при использовании форсунки с диаметром сопла 0,6 мм

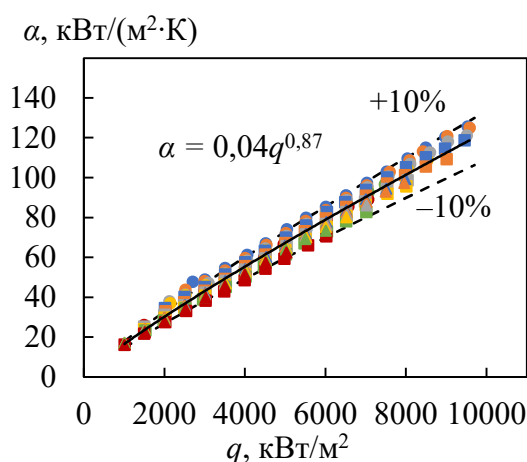


Рисунок 7. Обобщение данных по коэффициенту теплоотдачи

На рисунке 8 представлена зависимость максимальной плотности теплового потока от числа Вебера для каждой из полученных кривых теплообмена. Учитывая методику проведения эксперимента данные значения плотности теплового потока должны быть достаточно близки к критическим для представленных режимов охлаждения. Из всех проведенных экспериментов наибольшая плотность теплового потока  $10,3 \text{ МВт/м}^2$  была достигнута при использовании форсунки с диаметром сопла  $0,6 \text{ мм}$  при следующих параметрах теплоносителя:  $p_{\text{изб}} = 14 \cdot 10^5 \text{ Па}$ ,  $G_{\text{дп}} = 12 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}$ ,  $j = 12,47 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$ ,  $We = 9,03$ . Сопоставимая плотность отводимого диспергированным охлаждением теплового потока была получена в двух работах (Chen et al., Pais et al.)  $12 \text{ МВт/м}^2$  и  $9,8 \text{ МВт/м}^2$  соответственно. Однако в обеих данных работах площадь охлаждаемой поверхности составляла  $1 \text{ см}^2$ , в то время как в данной работе площадь данной поверхности на порядок больше и составляет  $10 \text{ см}^2$ . Из представленного графика можно сделать вывод, что при  $We > 6$  зависимость принимает характер близкий к асимптотическому, и увеличение числа Вебера не приводит к значительному увеличению максимальной плотности теплового потока. Также на графике приведена аппроксимация показательной функции, где  $q_{\text{max}} \sim We^{0,33}$ . Данная аппроксимация наилучшим образом описывает область точек, где число Вебера изменяется от 1 до 6. Анализируя представленные зависимости, можно сделать вывод, что определяющим параметром, как для максимального теплового потока, так и для максимального коэффициента теплоотдачи является скорость капель, характеризующая числом Вебера, так как значения данных величин практически одинаковы для различных форсунок при идентичных значениях этого параметра.

На рисунке 9 приведено сравнение доли плотности теплового потока, отведенного за счет фазового перехода, для всех полученных теплообменных кривых. Как видно из представленных зависимостей, при идентичной отводимой плотности теплового потока вклад фазового перехода может значительно отличаться. Наиболее заметна тенденция уменьшения вклада фазового перехода с ростом плотности орошения поверхности. При низкой плотности орошения поверхности тепловой поток отводится от поверхности преимущественно за счет фазового перехода (от 65 до 97% от суммарной плотности теплового потока). При большей плотности орошения поверхности фазовый переход уже не имеет преобладающего вклада в теплообмен. Составляющая фазового перехода при этом от 36 до 58% от суммарной плотности теплового потока. Стоит отметить, что существуют режимы теплообмена, при которых доля фазового перехода в отводимом тепловом потоке превышает 97% при плотности теплового потока свыше  $8 \text{ МВт/м}^2$ , для низкой плотности орошения поверхности ( $j = 4,47 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$ ). Это свидетельствует о высокой эффективности диспергированного охлаждения, однако достижение такой эффективности потребует крайне точного выбора параметров данного типа охлаждения.

Для описания процесса теплообмена между стенкой и диспергированным потоком в режиме развитого теплообмена были выбраны следующие критерии теплообмена и безразмерные комплексы:

1. Число Нуссельта:

$$Nu = \frac{\alpha d_{\text{пов}}}{\lambda_{\text{дп}}}, \quad (22)$$

где  $\lambda_{\text{дп}}$  – теплопроводность диспергированного теплоносителя при температуре  $T_{\text{дп}}$ .

2. Число Вебера, форма оценки которого представлена ранее (формула (19)).



3. Безразмерная температура, оцененная как отношение температуры стенки ( $T_c$ ) к температуре недогрева жидкости ( $T_{sub}$ ), где недогрев жидкости рассчитывается как разность температуры насыщения при давлении в экспериментальной камере ( $T_s$ ) и температуры диспергированного потока ( $T_{дп}$ ).

$$\Theta = \frac{T_c}{T_{sub}} = \frac{T_c}{(T_s - T_{дп})}. \quad (23)$$

Для расчета коэффициентов применялось многомерное среднеквадратичное приближение степенной моделью с использованием метода наименьших квадратов. Итоговое обобщение экспериментальных данных теплообмена диспергированного потока теплоносителя с нагретой поверхностью приведено на рисунке 10 и описывается следующим уравнением:

$$Nu = 99We^{0,53}\Theta^{2,96}. \quad (24)$$

Несмотря на то, что исходное уравнение для первичного обобщения процесса теплообмена между стенкой и диспергированным потоком (15) было представлено в альтернативной форме, уравнение (24), полученное после более детального анализа, представляет более объективное и качественное описание процесса. Данное критериальное уравнение (24) позволит учесть влияние на теплообмен характеристик диспергированного потока, за счет использования числа Вебера, и определяющих процесс температур стенки и диспергированного потока.

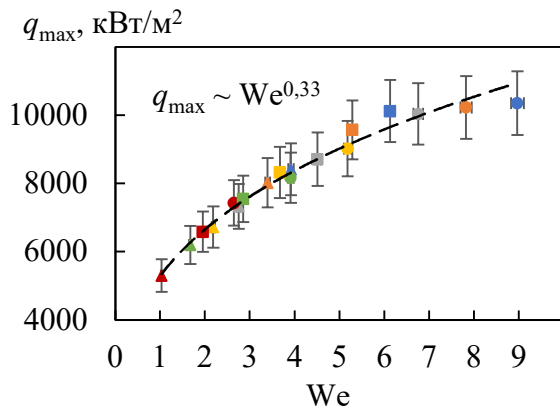


Рисунок 8. Зависимость максимальной плотности теплового потока от числа Вебера

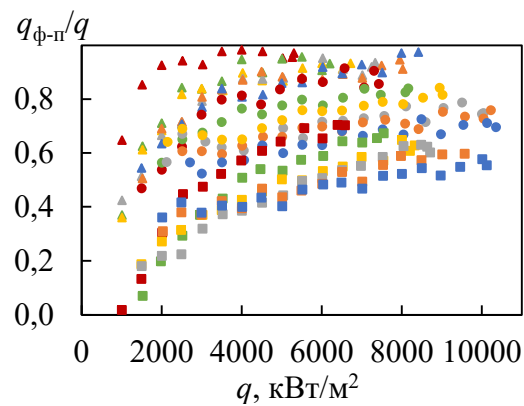


Рисунок 9. Доля плотности теплового потока отведенного за счет фазового перехода

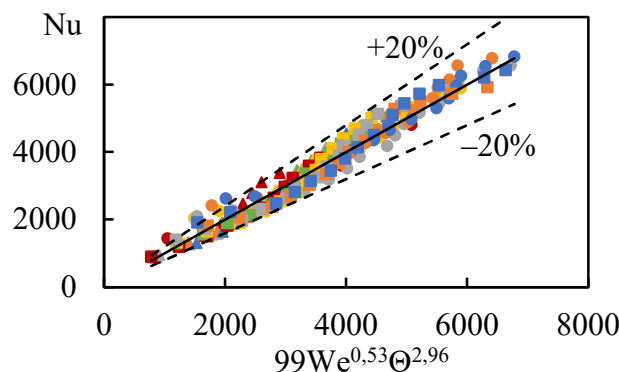


Рисунок 10. Обобщение данных по теплообмену диспергированного потока с нагретой поверхностью критериальным уравнением

Для расширения понимания процессов теплообмена, а также влияния на теплообмен с диспергированным потоком сложной морфологии поверхности, были проведены эксперименты по охлаждению поверхности, модифицированной при помощи электронно-лучевой обработки. Модификация теплообменной поверхности рабочего участка осуществлялась на электронно-лучевой установке АЛТК-344-12. Для обработки поверхности использовалась развертка типа «импульсная». Скорость обработки поверхности составляла  $v_{обр} = 1500$  мм/мин, частота развертки  $f = 24$  Гц, ток луча  $I_{л} = 65$  мА. Время действия одного импульса составляет 0,4 мс. Как видно из фотографии (рисунок 11) поверхность имеет апериодичную структуру, сформированную каплями расплавленного и кристаллизовавшегося впоследствии металла, имеющими размер от 50 до 150 мкм. Параметры шероховатости модифицированной поверхности, зафиксированные профилометром MarSurf PS10:  $R_z = 138,9$  мкм;  $R_a = 32,3$  мкм. Данная поверхность сравнивалась с немодифицированной поверхностью, обработанной торцевым резцом, имеющей следующие параметры шероховатости:  $R_z = 7,4$  мкм;  $R_a = 1,2$  мкм.

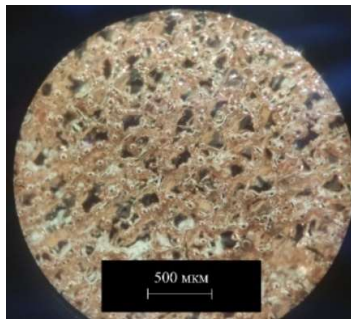


Рисунок 11. Макрофотография модифицированной поверхности

Эксперименты по охлаждению диспергированным потоком модифицированной поверхности были проведены с использованием гидравлической форсунки с диаметром сопла 0,4 мм. На рисунке 12(а) приведена зависимость суммарной плотности теплового потока от температурного напора для немодифицированной и модифицированной поверхности рабочего участка во всем диапазоне параметров теплоносителя. Для модифицированной поверхности плотность отводимого теплового потока выше на 45–60% (увеличивается с увеличением плотности орошения поверхности) относительно немодифицированной поверхности в диапазоне температурного напора от 70 до 80 °С, что соответствует температуре охлаждаемой поверхности от 115 до 125 °С. Максимальная плотность теплового потока при этом для одинаковых значений параметров теплоносителя для модифицированной и немодифицированной поверхностей отличается не более чем на 5%. Для модифицированных поверхностей максимальные значения достигаются при меньшем температурном напоре. Для данных экспериментов также была оценена доля плотности теплового потока, отведенного за счет фазового перехода (рисунок 12(б)). Как видно из представленных зависимостей, доля плотности теплового потока, отводимого за счет фазового перехода, выше для модифицированной поверхности при суммарной плотности отводимого теплового потока, не превышающей 5 МВт/м<sup>2</sup>. При большей плотности теплового потока вклад фазового перехода различается незначительно вне зависимости от типа поверхности. Исходя из приведенных результатов, можно сделать вывод, что развитая структура поверхности способствует интенсификации кипения при охлаждении поверхности диспергированным потоком

теплоносителя, обеспечивая сопоставимую с немодифицированной поверхностью плотность отводимого теплового потока при меньшей температуре поверхности.

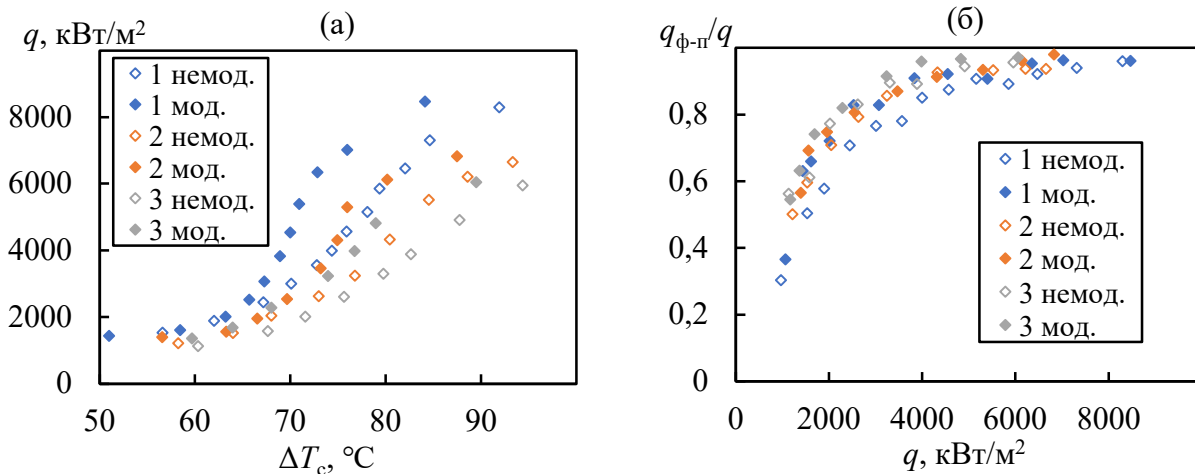


Рисунок 12. а – Зависимость плотности отводимого теплового потока от температурного напора для немодифицированной (немод.) и модифицированной (мод.) поверхностей, б – Доля плотности теплового потока отведенного за счет фазового перехода: 1 немод., 1 мод. –  $p = 14,0 \cdot 10^5$  Па,  $G_{\Sigma} = 4,3 \cdot 10^{-3}$  кг/с,  $j = 6,1$  кг/(м²·с); 2 немод., 2 мод. –  $p = 8,0 \cdot 10^5$  Па,  $G_{\Sigma} = 3,2 \cdot 10^{-3}$  кг/с,  $j = 4,5$  кг/(м²·с); 3 немод., 3 мод. –  $p = 6,0 \cdot 10^5$  Па,  $G_{\Sigma} = 2,8 \cdot 10^{-3}$  кг/с,  $j = 4,0$  кг/(м²·с)

### Заключение

1. Разработан экспериментальный стенд, позволяющий проводить комплекс исследований в области термостабилизации диспергированным потоком теплоносителя энергонагруженной поверхности при сверхвысокой плотности теплового потока. Выполнен теплофизический расчет основных систем экспериментального стенда.

2. Выполнен комплекс экспериментальных исследований теплообмена диспергированного потока с охлаждаемой поверхностью при сверхвысоких тепловых нагрузках, включая также исследование охлаждения модифицированной поверхности. Составлена карта режимов теплообмена. Диапазон изменения основных режимных параметров:  $We = 1 - 9$ ;  $j = 2 - 16$  кг/(м²·с).

3. Обобщен значительный массив данных по охлаждению диспергированным потоком поверхности при сверхвысокой плотности теплового потока с использованием критериальных зависимостей. Сделан вывод о ключевом влиянии на эффективность теплообмена недогрева теплоносителя и скорости капель диспергированного потока. Установлено существование оптимальных параметров охлаждения, позволяющих достигнуть максимальной эффективности теплообмена.

4. Получены результаты, позволяющие заключить, что модификация теплообменной поверхности, охлаждаемой диспергированным потоком теплоносителя, позволяет интенсифицировать процессы фазового перехода.

5. Сделан вывод о ключевом влиянии скорости капель диспергированного потока (характеризуемого в данной работе числом Вебера) на максимальные значения плотности теплового потока и коэффициента теплоотдачи, достижимые при распылительном охлаждении.

6. Получены результаты, характеризующие вклад фазового перехода в общий тепловой баланс процесса. Сделан вывод о ключевом влиянии фазового перехода на теплообмен при поддержании определенных режимных параметров теплоносителя.

**Основные положения и результаты диссертационной работы изложены в следующих публикациях, индексирующихся в системах цитирования Scopus/Web of Science**

1. Komov, A.T. Development of the experimental stand for research heat removal with a high power density by a dispersed heat carrier flow / Komov A.T., Sherbakov P.P., Ilyin V.V., Smorchkova Y.V., Shteling V.S. // Journal of Physics: Conference Series. – IOP Publishing, 2019. – T. 1370. – №. 1. – С. 012004. DOI: 10.1088/1742-6596/1370/1/012004
2. Smorchkova, Y.V. Investigation of the cooling of a high-temperature surface by a dispersed coolant flow / Smorchkova Y.V., Ilyin V.V., Shteling V.S., Zakharenkov A.V., Komov A.T., Sherbakov P.P. // Journal of Physics: Conference Series. – IOP Publishing, 2020. – T. 1675. – №. 1. – С. 012035. DOI: 10.1088/1742-6596/1675/1/012035
3. Komov, A.T. Investigation of heat transfer during cooling of a high-temperature target by a dispersed coolant flow / Komov A.T., Sherbakov P.P., Zakharenkov A.V., Smorchkova Y.V., Ilyin V.V., Shteling V.S., Sherbakov S.P. // Journal of Physics: Conference Series. – IOP Publishing, 2020. – T. 1683. – №. 2. – С. 022101. DOI: 10.1088/1742-6596/1683/2/022101
4. Dedov, A.V. Development of the design of a new working section cooled by a dispersed coolant flow for a stand with induction heating / Dedov A.V., Komov A.T., Shteling, V.S., Shcherbakov P.P., Ilyin V.V., Zakharenkov A.V. // Journal of Physics: Conference Series. – IOP Publishing, 2022. – T. 2150. – №. 1. – С. 012016. DOI: 10.1088/1742-6596/2150/1/012016
5. Штелинг, В.С. Экспериментальное исследование эффективности термостабилизации стенки диспергированным потоком / Штелинг В.С., Дедов А.В., Захаренков А. В., Комов А.Т., Щербаков П.П. // Теплоэнергетика. – 2022. – № 12. – С. 54-63. – DOI 10.1134/s0040601522120072.
6. Shteling, V.S., Heat Transfer of a High-Temperature Surface by a Dispersed Coolant Flow / Shteling V.S., Shcherbakov P.P., Komov A.T. // 2023 International Conference on Industrial Engineering, Applications and Manufacturing (ICIEAM). – IEEE, 2023. – С. 175-179. DOI: 10.1109/ICIEAM57311.2023.10139110.
7. Штелинг, В.С. Анализ процесса термостабилизации высокотемпературной поверхности диспергированным потоком / Штелинг В.С., Вершинина Ю.В., Дедов А.В., Захаренков А.В., Комов А.Т., Щербаков П.П. // Инженерно-физический журнал. – 2024. – Т. 97, № 1. – С. 29-35. – DOI 10.1007/s10891-024-02864-8.
8. Shteling, V.S. Cooling by a Dispersed Flow Performing a Phase Transition of a Modifies Surface / Shteling V.S., Komov A.T., Shcherbakov P.P., Zakharenkov A.V., Sliva A.P. // Technical Physics. – 2024. – T. 69. – №. 11. – С. 2678-2683. DOI 10.1134/S1063784224701019