

Федеральное государственное бюджетное учреждение науки  
Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе  
Сибирского отделения российской академии наук

*На правах рукописи*



Карпов Павел Николаевич

**ТЕПЛООБМЕН ПРИ ИСПАРИТЕЛЬНОМ ОХЛАЖДЕНИИ  
ПОВЕРХНОСТИ МНОГОСТРУЙНЫМ ИМПУЛЬСНЫМ  
СПРЕЕМ**

Специальность: 01.04.14 – теплофизика и теоретическая теплотехника

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Научный руководитель:  
доктор технических наук, профессор,  
Терехов Виктор Иванович

Новосибирск – 2021

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	4
ГЛАВА 1 СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ИССЛЕДОВАНИЙ ТЕПЛООБМЕНА ПОВЕРХНОСТЕЙ С ПОМОЩЬЮ СПРЕЯ.....	11
1.1 Основные методы охлаждения теплонагруженных поверхностей .....	11
1.1.1 Воздушное охлаждение .....	13
1.1.2 Непрямое жидкостное охлаждение .....	14
1.1.3 Охлаждение диспергированной жидкостью .....	15
1.2 Качественные особенности газочапельного охлаждения .....	17
1.3 Современные задачи и тенденции построения импульсных программируемых эффективных систем охлаждения.....	22
1.4 Импульсная подача охлаждающей жидкой фазы.....	33
Выводы и постановка задачи исследований .....	39
ГЛАВА 2 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ СТЕНД. МЕТОДИКИ ИЗМЕРЕНИЙ.....	41
2.1 Модуль «многоструйный источник - теплообменник большой площади».....	41
2.2 Программируемый многоструйный источник газочапельного потока.....	43
2.3 Теплообменник большой площади и его оснащение измерительной аппаратурой ..	44
2.4 Система управления жидкостной фазой источника спрея .....	48
2.5 Исследование структуры многоструйного импульсного газочапельного потока ....	49
2.6 Формирование факела.....	52
2.7 Анализ неопределенности измерений.....	58
Выводы ко второй главе .....	62
ГЛАВА 3 ТЕПЛООТДАЧА ПРИ НАТЕКАНИИ ОДИНОЧНОГО ПО ВРЕМЕНИ ИМПУЛЬСА ОХЛАЖДАЮЩЕЙ ЖИДКОСТИ НА ТЕПЛООБМЕННУЮ ПОВЕРХНОСТЬ 64	64
3.1 Нестационарный теплообмен при натекании одиночного импульса .....	64
3.2 Изменение основных параметров теплообмена для одиночных импульсов.....	69
Выводы к третьей главе .....	73
ГЛАВА 4 ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ИМПУЛЬСНОГО СПРЕЯ НА ИНТЕГРАЛЬНЫЙ ТЕПЛООБМЕН.....	75
4.1 Компоненты теплового потока при охлаждении спреем .....	75
4.2 Влияние спутного потока газа.....	76
4.3 Особенности формирования пленки жидкости на поверхности теплообменника ...	79
4.4 Теплообмен при изменении параметров спрея.....	83
4.5 Влияние давления на входе газовой и жидкой фаз на теплообмен спрея.....	87
4.6 Параметр тепловой эффективности спрея .....	89
4.7 Обобщение экспериментальных данных по теплообмену импульсного спрея .....	91

Выводы к четвертой главе .....	94
ГЛАВА 5 ВЛИЯНИЕ СВОЙСТВ ОХЛАЖДАЮЩЕЙ ЖИДКОСТИ НА ТЕПЛООБМЕН ИМПУЛЬСНОГО СПРЕЯ .....	97
5.1 Влияние концентрации этанола на средний теплообмен спрея .....	97
5.2 Тепловая эффективность спрея раствора этанол-вода .....	101
Выводы к пятой главе .....	106
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	107
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	109
Приложение А Акты о внедрении .....	121
Приложение Б Экспериментальные данные .....	123

## ВВЕДЕНИЕ

Метод охлаждения нагретых поверхностей газочапельным потоком является одним из наиболее эффективных, поэтому он вызывает интерес исследователей и является перспективным для его внедрения в энергетику, машиностроение, металлургию, химическую и пищевую промышленность и т.д. По имеющимся в литературе данным спрей - метод по интенсивности теплообмена сравним с пленочным или импактным жидкостным охлаждением, но при значительно меньших массовых расходах охладителя.

**Актуальность исследования.** В зависимости от температуры охлаждаемой поверхности могут существовать различные режимы, характеризующиеся разными особенностями теплопереноса. Можно выделить режимы пленочного и пузырькового кипения, переходные режимы и режимы многофазного и однофазного охлаждения. Большое число работ по охлаждению с помощью газочапельных потоков посвящено режимам с кипением, что объясняется широким использованием капельного охлаждения в металлургии и атомной энергетике. Работ по изучению испарительного режима охлаждения, когда температура поверхности ниже точки кипения, сравнительно немного, в то время как в последние годы в связи с интенсивным развитием широкого класса новых технологий, в том числе компьютерной техники и возрастанием мощности тепловыделения при работе процессоров, возникла необходимость в создании новых эффективных систем охлаждения.

Одним из перспективных способов формирования спрея является импульсное распыление жидкости через управляемые форсунки, когда расход жидкой фазы определяется частотой и длительностью цуга капель, что позволяет эффективно управлять процессом испарения капель, попадающих на теплообменную поверхность. При этом процесс теплообмена зависит от параметров спрея, размера капель, температуры поверхности, перепада давления на форсунках, скорости спутного потока газа, расстояния между соплом и преградой и других факторов. Большой прикладной интерес представляют также методы охлаждения протяжен-

ных поверхностей с помощью многоструйных устройств, программное управление которыми позволяет создавать различные режимы с регулируемым по пространству и времени распределением жидкой фазы. Сложность процессов теплопереноса, протекающих при охлаждении импульсным спреем и их многофакторность не позволили к настоящему времени составить полную картину взаимосвязанных термогидродинамических процессов.

**Степень разработанности.** Наиболее часто встречающиеся принципы построения систем интенсивного тепломассопереноса опираются на импактные одноструйные потоки, которые позволяют снимать значительные тепловые нагрузки при относительно малых расходах жидкой фазы [1,2]. Так, например, в экспериментальных работах [3,4] отмечалось, что охлаждение спреем обеспечивает те же значения теплоотдачи, что и при струйном охлаждении, но при значительно меньшем массовом расходе охладителя. В зависимости от температуры охлаждаемой поверхности, наблюдаются режимы, характеризующиеся разными процессами тепломассопереноса. Среди них можно выделить режимы пленочного течения с кипением, переходные режимы и режимы однофазного испарительного охлаждения [5–7].

Большинство экспериментальных и численных исследований в области газочапельного охлаждения посвящено изучению спреев, формируемых одиночным соплом [5–9]. Для однофазных режимов такой способ охлаждения изучен достаточно основательно [5,6], тогда как для двухфазных газочапельных потоков проблема теплообмена при натекании системы струй на охлаждаемую поверхность получила развитие только в последнее время [7,8]. Эта задача значительно сложнее случая с однофазным течением из-за необходимости обеспечения равномерности капельного орошения охлаждаемой поверхности. Решалась она поэтапно, начиная с изучения двух параллельных газочапельных струй [9] и струй жидкости [2].

Результаты исследований, проведенных в Институте теплофизики СО РАН группой ученых под руководством Терехова В.И. [10–15] показали, что при им-

пульсном орошении интегральный коэффициент теплоотдачи выше, чем в случае непрерывного потока спрея при одинаковых расходах жидкой фазы. Создание управляемых эффективных охлаждающих систем на основе импульсного газочапельного потока является одним из перспективных направлений для решения рассматриваемой проблемы. Ряд выполненных исследований показал эффективность применения многоструйного программируемого импульсного газочапельного потока для импактного охлаждения больших поверхностей [11,13,15,16].

Из приведенного краткого обзора следует, что эффективность охлаждения нагретой поверхности двухфазным потоком зависит от сочетания большого количества гидродинамических параметров и конструктивных особенностей системы «источник водо-капельного потока – охлаждаемая поверхность». Это в большой степени осложняет проведение оценочного расчета эффективности такой системы с допустимой погрешностью. Таким образом, попытка обобщения экспериментальных данных по охлаждению нагретой поверхности с помощью импактной многоструйной двухфазной воздушно-капельной системы, выполненная с использованием безразмерных критериев подобия процессов теплообмена (критерии Нуссельта и Рейнольдса) является актуальной задачей. Такое обобщение позволит проводить расчеты среднего по охлаждаемой поверхности коэффициента теплоотдачи при различных вариациях параметров импактной воздушно-капельной системы и находить оптимальные варианты комбинации этих параметров.

**Целью диссертационной работы** является экспериментальное исследование локальных и интегральных характеристик теплообмена при взаимодействии импактного импульсного газочапельного потока со слабонагретой поверхностью в условиях испарительного охлаждения.

Для выполнения поставленной цели были определены следующие задачи:

1. Экспериментальное исследование структуры газочапельного потока, сформированного многоструйным двухфазным источником оригинальной разработки;

2. Провести исследование нестационарного теплообмена при натекании одиночного по времени импульса в зависимости от его длительности;
3. Определить влияние на величину коэффициента теплоотдачи потока охлаждаемой жидкости длительности импульса, интервала между импульсами, вариации давления перед форсунками при использовании в качестве хладагента воды и этанола, а также их смесей;
4. Изучить влияние спутного потока воздуха на формирование охлаждающей пленки жидкости на поверхности теплообменника и теплоперенос.

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

1. Впервые получен комплекс экспериментальных данных по эффективности испарительного охлаждения протяженных поверхностей с помощью программируемого многоструйного импульсного спрея в широком диапазоне длительности и частоты следования импульсов.

2. Установлено, что тепловая эффективность спрея возрастает по мере сокращения длительности импульса, которая достигается за счет испарительного охлаждения и вовлечения в процесс всей жидкости, выпущенной многоструйным источником.

3. Показано влияние постоянного спутного потока газа на коэффициент теплообмена через формирование турбулентной пленки жидкости на поверхности теплообменника и возврат вторичных отраженных капель.

4. Использование «одиночных импульсов» позволяют добиться максимальной эффективности при охлаждении спрей системой за счет вклада испарительного охлаждения.

5. Обосновано увеличение коэффициента теплоотдачи при охлаждении водно-спиртовым раствором при концентрации этилового спирта в растворе 40–60%.

**Теоретическая и практическая значимость.** Полученные результаты важны для теоретического обоснования и практического применения систем охлаждения, создаваемых на основе импактного импульсного многоструйного га-

зокапельного потока. Полученные экспериментальные данные о величине коэффициента теплоотдачи при малых длительностях импульса показали эффективность использования всей охлаждающей жидкости, осажденной на поверхности теплообменника. Данный режим предпочтителен в разработках систем, где имеются особые условия к утилизации отработанного охладителя.

Включение в разработку перспективных систем охлаждения больших поверхностей управляемого многоструйного источника позволяет контролировать и управлять локальным перегревом на такой поверхности за счет своевременного включения в работу необходимой форсунки. Полученные данные о зависимости осажденной пленки от удельного расхода охлаждающей жидкости также позволяют дать рекомендации по эффективному охлаждению при создании новых перспективных систем.

**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.

**На защиту выносятся следующие положения:**

1. Экспериментальные результаты по исследованию нестационарного коэффициента теплоотдачи в режиме испарительного охлаждения одиночного по времени импульсом при вариации его длительности от 2 до 10 мс.
2. Опытные данные по интегральной величине коэффициента теплоотдачи при охлаждении поверхности импактным импульсным газокапельным потоком при различных начальных условиях: длительность импульса от 2 до 10 мс, частота повторений от 1 до 10 Гц.
3. Результаты экспериментальных исследований о величине коэффициента теплоотдачи и тепловой эффективности спрея при использовании в качестве охлаждающей жидкости водно-спиртового раствора.

**Личный вклад автора.** Постановка задач исследований проводилась научным руководителем д.т.н. Тереховым В.И. и д.т.н. Серовым А.Ф. Консультантом по методам измерений и обработки данных был д.т.н. Назаров А.Д. Основная часть работы, включая модернизацию и совершенствование новых измерительных методик, проведение экспериментальных исследований, обработка и анализ полученных данных, выполнены автором самостоятельно. Основные выводы и результаты, и выносимые на защиту, выполнены соискателем лично.

**Апробация работы.** Основные результаты, выносимые на защиту в данной диссертационной работе, докладывались и обсуждались на следующих конференциях: Международная конференция СибОптика (г. Новосибирск 2016, 2017), Всероссийский семинар с международным участием «Динамика многофазных сред» (г. Новосибирск 2015, 2019), Российская национальная конференция по теплообмену (г. Москва 2018, 2016), Актуальные вопросы теплофизики и физической гидрогазодинамики (г. Новосибирск 2014, 2016), Школа-семинар молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А.И. Леонтьева, (2015, 2017, 2021) Сибирский теплофизический семинар (г. Новосибирск 2014, 2017), Int. Symposium and School for Young Scientists (г. Новосибирск 2016), Минский международный форум по тепло - и массообмену (Беларусь, г. Минск 2016), Int. Heat Transfer Conference (Китай, г. Пекин 2018).

**Публикации по материалам диссертации.** Результаты диссертационного исследования опубликованы в 17 научных работах, из них опубликованных согласно перечню, российских рецензируемых научных журналов, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученых степеней доктора и кандидата наук (перечень ВАК) – 2, а также работ в научных изданиях, индексируемых базами Scopus и/или Web of Science – 4.

**Структура и объем диссертации.** Диссертация состоит из введения, пяти глав и заключения, списка литературы (129 наименований), двух приложений. Основной текст изложен на 132 страницах, содержит 58 иллюстраций и 3 таблиц.

## ГЛАВА 1 СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ИССЛЕДОВАНИЙ ТЕПЛООБМЕНА ПОВЕРХНОСТЕЙ С ПОМОЩЬЮ СПРЕЯ

Существует множество работ по охлаждению с помощью газочапельных потоков в случае непрерывной подачи охладителя, где рассматриваются режимы охлаждения толстыми пленками с кипением [3–5]. Кроме того, большинство экспериментальных и численных исследований в области газочапельного охлаждения посвящено изучению спреев, формируемых одиночным соплом [5–9]. Для однофазных режимов такой способ охлаждения изучен достаточно основательно [5,6], тогда как для двухфазных газочапельных потоков проблема теплообмена при натекании системы струй на охлаждаемую поверхность получила развитие только в последнее время [7,8]. Эта задача значительно сложнее случая с однофазным течением из-за необходимости обеспечения равномерности капельного орошения охлаждаемой поверхности. В связи с этим, основное внимание в обзорной части работы наибольшее внимание уделено именно этим аспектам большой и многогранной проблемы спрейного охлаждения высоконагруженных поверхностей.

### 1.1 Основные методы охлаждения теплонагруженных поверхностей

В течение последних трех десятилетий микроминиатюризация электронных компонентов вызвала острую потребность в инновационных схемах охлаждения для безопасного поддержания температуры электронных устройств ниже пределов, которые продиктованы ограничениями по их ресурсу и надежности. Эта тенденция привела к быстрому увеличению скорости рассеивания тепла, что вызвало переход от систем конвективного отвода теплоты к схемам охлаждения с использованием диэлектрических охлаждающих жидкостей и различных схем однофазного жидкостного охлаждения. Однако, тепловыделение микросхем суперкомпьютеров приближалось к  $100 \text{ Вт/см}^2$ , что превышало возможности большинства систем с однофазным охлаждением. Впоследствии разработчики систем охлажде-

ния сосредоточили свое внимание на двухфазных схемах охлаждения, чтобы использовать как явное, так и скрытое тепло охлаждающей жидкости, чтобы отводить большее количество тепла, чем в однофазных схемах, при сохранении более низких температур устройства. Метод охлаждения теплонапряженных поверхностей с помощью газочапельного спрея является одним из наиболее эффективных, и он позволяет снимать значительные тепловые потоки [1,2,17,18] при относительно малых расходах жидкой фазы. Так, например, в экспериментальных работах [3,19] отмечается, что охлаждение спреем обеспечивает те же значения теплоотдачи, что и при струйном, но при значительно меньшем массовым расходом охладителя. Но проблемы рассеивания тепла касались не только компьютерных устройств. Как показано на рисунке 1.1, они включают, помимо компьютеров и центров обработки данных, рентгеновские медицинские устройства, силовую электронику гибридных транспортных средств, сопла ракет, спутниковую и космическую электронику, лазерное и микроволновое оружие направленной энергии, авиационные двигатели и многие другие теплонапряженные энергетические устройства [20].



Компьютерная электроника  
и ЦХОД



Рентгеновские системы



Гибридная силовая электроника



Лазерное оружие



Авиация



Лопатки турбинных двигателей и воздушно-топливные теплообменники

Рисунок 1.1 – Примеры применений, требующих схем охлаждения с высоким тепловым потоком

В совокупности эти применения можно отнести к категории низкотемпературных, что означает, что температура поверхности безопасно поддерживается ниже предела критического теплового потока (CHF). С другой стороны, есть и другие высокотемпературные приложения, которые в основном связаны с закалкой деталей из металлических сплавов при очень высоких температурах для достижения оптимальной микроструктуры сплава и превосходных механических свойств.

### **1.1.1 Воздушное охлаждение**

В настоящее время метод воздушного охлаждения является наиболее распространенным. Нагретый воздух охлаждается либо комнатным кондиционером, либо вентиляционным оборудованием (CRAC / CRAH) и доставляется к выделенным охлаждающим проходам через подпольную камеру. Разница здесь заключается в том, что устройства CRAH используют газокапельные теплообменники для охлаждения воздуха в помещении, а устройства CRAC опираются на испарители с заполненным хладагентом. Теплоъем осуществляется посредством прямой принудительной воздушной конвекции с установленных радиаторов на элементах с высокими тепловыми потоками. Эффективность этого процесса может быть дополнена специальной системой формирования охлаждающего потока. Например, в некоторых схемах горячие или холодные воздушные потоки разделены ограничивающими устройствами для предотвращения смешивания и рециркуляции воздуха. Применение устройств охлаждения на основе открытых вентиляционных систем общедоступны, но имеют высокие уровни акустического шума, которые приближаются к ограничениям, установленным стандартами охраны здоровья и безопасности.

Эффективность воздушного охлаждения может быть повышена, посредством увеличения площади радиатора и числа ребер. Такое решение задачи имеет свои ограничения, учитывая тенденцию на минимизацию пространственных тре-

бований, а также снижение материалоемкости. Уменьшение температуры теплоносителя также увеличивают эксплуатационные расходы, связанные с его захлаживанием.

### **1.1.2 Непрямое жидкостное охлаждение**

Непрямое жидкостное охлаждение представляет собой такой способ теплоотдачи, при котором не осуществляется прямой контакт между жидким хладагентом и теплонагруженной поверхностью. Эта стратегия реализуется путем замены традиционных радиаторов с воздушным охлаждением в виде радиатора с жидким охлаждением или испарителем. Недавние исследования в этой области были сфокусированы на производительности микроканальных радиаторов (MCHS) из-за их повышенных характеристик теплопередачи по сравнению с традиционными платами охлаждения или водяными блоками.

Непрямое жидкостное охлаждение позволяет использовать охлаждающие жидкости с существенно более высокими теплофизическими свойствами по отношению к воздуху, тем самым увеличивая возможный теплосъем и уменьшая потребление энергии за счет более высокого температурного напора охлаждающей жидкости и снижения расхода. Компромиссом, однако, является уменьшением универсальности из-за добавления герметичных теплонагруженных корпусов и трубопроводов уровня холодильник/сервер, необходимых для подачи к заданным устройствам охлаждающего потока жидкости. Подобные системы охлаждения должны быть адаптированы к конкретным макетам объекта, что требует более высоких затрат на создание надёжных серверных центров. Большое внимание в последнее время уделяется изучению возможности интенсификации теплоотдачи за счет использования наножидкостей различных материалов [21–23].

Однофазное охлаждение, в частности, подразумевает существенный нагрев циркулирующего хладагента, следовательно, изменение фазы не ожидается и не допускается. В этом случае, вода является наиболее практичным выбором хладагента из-за высокой температуры кипения и превосходных теплофизических

свойств по сравнению с обычными диэлектрическими жидкостями и хладагентами. Однако наличие разветвлённой трубопроводной сети, вносит дополнительные риски, связанные с утечкой хладагента.

Для интенсификации охлаждения, как правило, используют высокоскоростную вынужденную конвекцию, обусловленную подачей под давлением хладагента непосредственно на нагретую поверхность через конвергентное сопло [24]. Высокоскоростное соударение струи с поверхностью приводит к образованию тонких пограничных слоев с высоким градиентом температур и скорости потока, которые в сочетании с турбулентностью пузырькового потока и скрытой теплопередачей дают высокие коэффициенты теплопередачи [25,26].

Двухфазное охлаждение включает нагрев циркулирующей охлаждающей жидкости до температуры кипения и, следовательно, в процесс теплообмена вносится тепло перехода жидкой фазы в пар. Выбор хладагентов обычно охватывает различные смеси диэлектрических жидкостей с температурой кипения ниже допустимых рабочих температур охлаждаемого объекта [27]. Дополнительные преимущества этого решения включают повышенные скорости теплопередачи и пониженные градиенты температуры на нагретых поверхностях, причем оба из них относятся к процессам изотермической нуклеации, присутствующим в двухфазном потоке, а также к скрытой теплоте испарения [28,29].

### **1.1.3 Охлаждение диспергированной жидкостью**

Этот метод включает дисперсию или распыление охлаждающей жидкости в мелкие капельки до достижения контакта с нагретой поверхностью, это достигается за счет большого перепада давления, создаваемого через отверстия сопла. Распылители используют импульс жидкости, выходящей из сопла, чтобы вызвать дробление на мелкие капли, которые падают на нагретую поверхность. Дробление не только увеличивает отношение площади поверхности к объему жидкости, но также помогает обеспечить более равномерное пространственное распределение отвода тепла. Одним из важных атрибутов распылительного охлаждения является

его способность значительно уменьшать или даже предотвращать скачок температуры стенки и последующее падение температуры, связанное с началом кипения. Механизмы теплопередачи, связанные с охлаждением распылением, являются сложными и все еще подлежат исследованию. Механизмы, такие как однофазная конвекция, тонкопленочное испарение и вторичное зарождение, были предложены исследователями, пытающимися обосновать повышенные скорости теплопередачи, наблюдаемые в системах распылительного охлаждения [30,31].

При бомбардировке всей поверхности каплями импульс отдельных капель лучше сопротивляется противодействию движения пара перпендикулярно поверхности, чем у пристенной струи. Импульс капель позволяет жидкости проникать через пароизоляцию, создаваемую зарождающимися пузырьками и более эффективно смачивать поверхность [32].

Однако охлаждение распылением не лишено недостатков. Прежде всего, это высокое падение давления, которое иногда требуется, чтобы разбить поток жидкости на мелкие капли. Другим практическим недостатком является небольшой размер проточных каналов внутри распылительного сопла, увеличивающий вероятность засорения, которое может привести к возможному выгоранию поверхности. Более того, даже незначительные вариации в изготовлении на первый взгляд идентичных сопел могут приводить к существенным различиям в характере распыления капельного потока; поэтому тщательная предварительная проверка форсунок необходима для обеспечения воспроизводимости эффективности охлаждения [33]. Несмотря на эти недостатки, распылительное охлаждение остается довольно популярным как в низкотемпературных, так и в высокотемпературных приложениях. Среди низкотемпературных применений следует отметить включение распылительного охлаждения в холодильные системы, где распылительная камера служит испарителем холодильного контура [26, 27].

## 1.2 Качественные особенности газочапельного охлаждения

Одним из эффективных методов управления интенсивностью теплообмена с помощью газочапельного спрея является метод импульсной подачи жидкой фазы [10,11,16,28,36–38]. При этом появляются широкие возможности выбора требуемого теплового режима за счет изменения временных параметров подаваемого на охлаждение спрея. Однако, механизм процессов переноса в нестационарных импульсных газочапельных потоках значительно осложняется по сравнению со стационарным случаем. Он зависит от большого числа факторов, начиная от этапа формирования двухфазной пульсирующей струи, затем движения ее в промежутке между соплом и преградой с испарением и перегруппировкой капель по размерам и, наконец, этапа формирования жидкой пленки из осаждающихся капель жидкости. Этот далеко не полный перечень факторов, воздействующих на процесс взаимодействия спрея с преградой, создает большие трудности, как при экспериментальном, так и численном исследованиях [15,39]. В своей работе В.П. Исаченко с соавтором [18] предлагает основные стадии движения и тепломассообмена отдельно взятой капли в *системе источник с соплами – поверхность теплообменника*. Основным допущением, принятым авторами, является, что в пространстве, заполненном парогазовой смесью, имеет место в среднем однородное поле давлений.

Процесс прохождения капли через систему можно условно разделить на четыре стадии:

- конденсация
- испарение в процессе движения
- взаимодействие с поверхностью нагрева
- эвакуация из системы

Так как в работе авторы рассматривают процесс охлаждения струями без спутного потока газа, то предлагаемые стадии можно дополнить пятой составляющей, для систем газочапельного потока – взаимодействие с поверхностью нагрева вторичных капель в пристенном потоке.

Рассмотрим каждую стадию подробнее.

Конденсация начинается с момента входа капли в систему. Теплота конденсации отводится главным образом в каплю, ее средняя температура растет, что приводит к замедлению процесса конденсации. Таким образом, одновременно с конденсацией развивается тепловая релаксация капли.

Испарение в процессе движения для капли наступает в тот момент, когда температура ее поверхности возрастает настолько, что давление насыщенного пара вблизи поверхности капли становится больше давления пара в парогазовой смеси. После окончания процесса тепловой релаксации вся подводимая к капле теплота затрачивается на испарение. На данной стадии процесса наряду с конвекцией существенную роль в подводе теплоты к капле играет излучение

Взаимодействие с поверхностью нагрева - главная стадия реализации основного назначения процесса охлаждения. Взаимодействие капли с поверхностью может протекать по-разному в зависимости от размера капли, ее скорости.

В зависимости от начальной температуры рабочего участка можно выделить 4 различных режима теплопередачи.

- однофазное / пленкообразование ( $T_w < T_{sat}$ ): передача тепла происходит главным образом, теплообмен и свободной конвекцией, без фазового перехода;
- пузырьковое кипение ( $T_{sat} < T_w < T_{CHF}$ ): пузырьки пара образуются вблизи стенки и движутся до границы раздела жидкость-воздух. Тепло удаляется путем испарения и увеличивается с температурой поверхности до максимума при температуре критического теплового потока ( $T_{CHF}$ )
- переходной режим ( $T_{CHF} < T_w < T_{Leidenfrost}$ ): по мере увеличения скорости испарения образуется слой изоляционного пара на границе раздела жидкость-твердое тело, а тепловой поток уменьшается до локального минимума при температуре Лейденфроста

- кипение пленки / режим Лейденфроста ( $T_w > T_{Leidenfrost}$ ): образуется устойчивый слой пара, что исключает контакт между каплей и поверхностью и через которую тепло переносится проводимостью.

Указанные режимы можно наблюдать на диаграмме изменения плотности теплового потока в зависимости от средней массовой скорости капель. Такие данные представлены на рисунке 1.2 из работы [15].

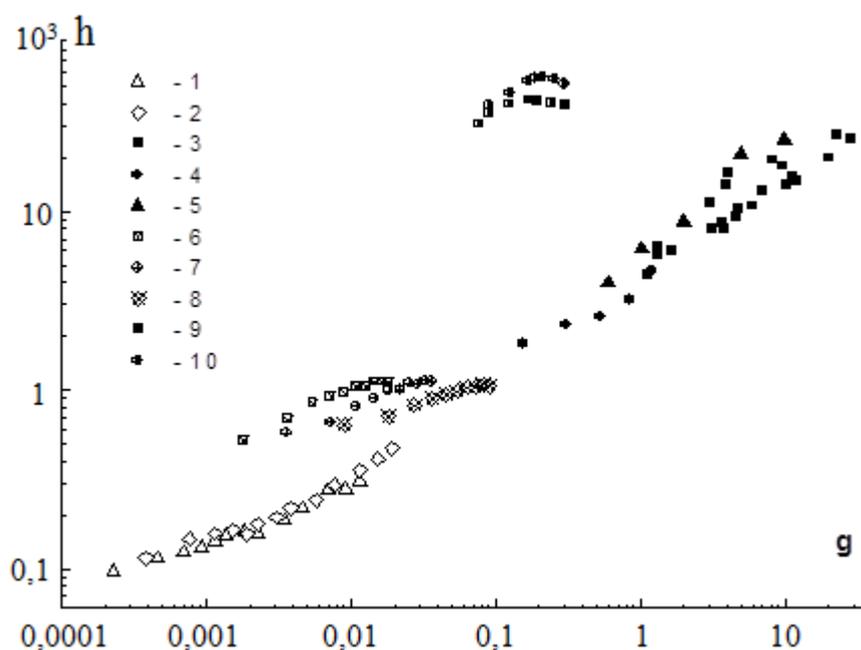


Рисунок 1.2 – Изменение коэффициента теплоотдачи от газок капельного потока. Капельный спрей: [15] 1 – 2 мс; 2 – 5 мс; 3 – [3]; 4 – [40]; 5 – [41], воздушно-испарительная смесь: результаты [37],  $U_g = 8$  м/с, 6 – 2 мс; 7 – 4 мс; 8 – 10 мс; (опыты [42]) 9 –  $U_g = 82$  м/с; 10 – 95 м/с.  $h$ , кВт/( $m^2 \cdot K$ );  $g$ , кг/( $m^2 \cdot c$ )

Как показали исследования в работе [15], режиму конвективного охлаждения при отсутствии испарительных процессов соответствуют данные при малых орошениях капельной фазой  $g < 5 \cdot 10^{-3}$  кг/( $m^2 \cdot c$ ). При этом режиме интенсивность теплообмена не велика и использование его для снятия больших плотностей теплового потока затруднительно. Для этих целей может служить режим испарительного охлаждения, соответствующий массовой скорости капельной фазы

$5 \cdot 10^{-3} < g < 0,1$  кг/(м<sup>2</sup>·с). Большое влияние на теплообмен может оказывать наличие в спрее спутного потока газа. Как это показано в работах [15,42] эффекты интенсификации могут быть весьма значительными. В экспериментах [42] плотность теплового потока приближается к критическим значениям при относительно небольших перегревах.

Режимы при больших значениях массовой скорости  $g > 0,1$  кг/(м<sup>2</sup>·с) соответствуют началу и развитию кипения жидкости. Тепловые потоки здесь высоки, поэтому эти режимы изучались в литературе подробнее всего. С современным состоянием проблемы можно подробно ознакомиться в ряде обзорных статей и диссертаций [1–3,6,17,43].

Эвакуация капель из системы. Для ансамбля капель стадия эвакуации имеет определенное значение, так как уходящие из системы капли находятся в том же пространстве, что и свежие, движущиеся к поверхности нагрева. При этом возможна коагуляция капель, отраженных и движущихся к поверхности нагрева. Вместе с тем отраженные капли, к которым подводится теплота от поверхности нагрева и находящегося вблизи нее перегретого пара, способствуют повышению эффективности охлаждения.

Взаимодействие с поверхностью нагрева вторичных капель. Спутный поток газа возвращает часть капель, отскочивших от поверхности теплообменника. Это так называемый эффект вторичных капель. Унесенные с поверхности капли жидкости возвращаются на поверхность теплообменника для повторного теплосъема, что позволяет улучшить эффективность охлаждения при неизменном расходе охлаждающей жидкости.

Сформировавшийся, на срезе сопла, цуг капель с запасенной кинетической энергией устремляется к охлаждаемой поверхности. В спутном потоке газа происходит удлинение и перераспределение импульса диспергированной жидкости. Постоянный воздушный поток обеспечивает дробление крупных капель и коагуляцию мелких. За время дрейфа крупные капли, за счет большей запасенной энергии, определяют голову цуга, мелкие, в свою очередь, формируют хвост капельного ансамбля.

Капли небольшого размера при умеренной температуре поверхности оседают на ней, так как действие силы тяжести невелико по сравнению с действием силы поверхностного натяжения (предполагается что жидкость смачивает поверхность).

Затем происходит испарение капли, причем теплота подводится через основание полусферы от стенки, а также через сферическую поверхность от парогазовой смеси (конвекцией и излучением) и от участков поверхности стенки, не занятых соседними каплями.

Известно, что при охлаждении низкотемпературной поверхности градиент температуры на границе раздела жидкость - твердая поверхность из-за эффекта Марангони играет основную роль в теплоотдаче, так как значительный вклад в интенсификацию теплообмена идет от термокапиллярной конвекции за счет испарительного охлаждения на подвижной границе пленка – сухая поверхность. Исследования показали, что на поверхности наблюдается развитие островкового пленочного режима охлаждения, когда при обедненном смачивании возникают тангенциальные силы и локальный градиент поверхностного натяжения, что приводит к сдвиговым течениям пленки и образованию сухих пятен, локальных пленочных областей, ручейков и капель.

При более высокой скорости и умеренной температуре стенки происходит деформация капли, смачивающей стенку. Скорость испарения на этой стадии будет выше, чем на предыдущей. Вероятность полного испарения капли на стенке является сложной функцией (зависит от размера капли, скорости перед взаимодействием, параметров смачиваемости и пр.) Крупные капли после расплющивания снова сворачиваются в шар и покидают поверхность теплообмена, потеряв часть жидкости на испарение.

Подробно рассмотренный выше элементарный акт, включающий движения и тепломассообмен одиночной капли, служит основой для определения интегрального эффекта струйного охлаждения, обусловленного воздействием на стенку ансамбля движущихся капель. При этом, кроме суммирования тепловых воз-

действий отдельных капель на стенку, следует учитывать еще целый ряд дополнительных эффектов.

Таким образом, интегральный эффект импульсного охлаждения полидисперсным ансамблем капель состоит из трех компонентов:

- плотность теплового потока, отводимая с нагретой поверхности, обусловленная свойствами капель и особенностями контактного взаимодействия с этой поверхностью;
- плотность теплового потока, отводимого от стенки парогазовой смесью;
- плотность теплового потока, отводимого от стенки постоянным спутным потоком газа в режиме малой концентрации капельного потока (интервал паузы между импульсами).

### **1.3 Современные задачи и тенденции построения импульсных программируемых эффективных систем охлаждения**

Проблеме оптимизации систем газочапельного охлаждения уделяется большое внимание [2,7,44–47]. Активно проводятся поиски новых методов интенсификации теплообмена, в том числе путем модификации [48] и развития импактных поверхностей [49], а также рядом других способов [43]. В зависимости от температуры охлаждаемой поверхности, могут существовать режимы, характеризующиеся разными законами тепломассопереноса. Среди них можно выделить режимы плёночного течения с кипением, переходные режимы и режимы однофазного испарительного охлаждения [5–7]. Большое число работ по охлаждению с помощью газочапельных потоков в случае непрерывной подачи охладителя посвящено режимам охлаждения толстыми плёнками с кипением [2,8,9], что объясняется широким использованием капельного охлаждения в металлургии и атомной энергетике. Работ по охлаждению в испарительном режиме, когда температура поверхности  $T_w < 100^\circ\text{C}$ , существенно меньше, хотя в практическом отношении такие исследования представляют несомненный интерес для многих технологических процессов. Подобная ситуация имеет место прежде всего при двухфазном

охлаждении электроники, где предельный уровень рабочих температур не может быть высоким. С ростом темпов развития микроэлектроники и увеличением промышленных мощностей вычислительной техники, возникла проблема поддержания рабочей температуры и предотвращения от перегрева электронной техники.

Анализ данных показывает, что в высокопроизводительных вычислительных приложениях отдельные тепловые нагрузки достигают 300 Вт. Для удаления таких тепловых потоков требуются системы с интегрированной формой жидкостного охлаждения. Хотя в вычислительных приложениях общего назначения, где тепловые нагрузки отдельных процессоров достигают 190 Вт, воздушное охлаждение остается одним из эффективных вариантов.

В обычном центре обработки данных примерно 33 % общей потребляемой электроэнергии выделяется на охлаждение [50]. Одновременно общее глобальное потребление электроэнергии в центрах обработки данных увеличилось с примерно 152 млрд кВт·ч до 238 млрд кВт·ч в год. Это составляет примерно 1,3 % мирового потребления электроэнергии [51].

Таким образом, актуальным стал вопрос о практичности использования традиционных методов охлаждения. Были предприняты меры по поиску альтернативных способов охлаждения в целях повышения эффективности теплового управления. Groulx и др. [52] в своей работе приводят обзор и сравнительный анализ, как основных способов охлаждения серверных установок, так и предлагаемые альтернативные способы. Анализ показывает, что одним из самых эффективных способов охлаждения является ударная струя и капельное охлаждения  $9,5 \text{ Вт/см}^2 \cdot \text{К}$ . Несмотря на достаточно высокий коэффициент теплопередачи, относительно традиционного охлаждения, данные способы имеют свои конструктивные особенности, затрудняющие их использования в серверных. Подобные выводы делаются и при использовании спреев в авиационных технологиях. Так в своей работе [53] коллектив авторов изучал влияние геометрии поверхности на коэффициент теплопередачи и эффективность охлаждения для использования данных систем в авиационной технике. Для сравнения были представлены четыре образца:

гладкая поверхность, перфорированная поверхность и комбинированная. Исследования проводились при различных типах охлаждающей жидкости: этилен гликоль и хлорид калия. Концентрация веществ в смеси варьировалась в широком диапазоне. Среди четырех представленных образцов перфорированная поверхность имеет самый высокий коэффициент теплопередачи. Например, при тепловой мощности 1400 Вт коэффициент теплопередачи поверхности может достигать 6,95 Вт/см<sup>2</sup>·К. По сравнению с гладкой поверхностью получается улучшение характеристик на 51%. Комбинированная поверхность имеет самый высокий показатель эффективности охлаждения 81%. Авторы рекомендуют использовать комбинированную поверхность, как наиболее эффективную для достижения низких температур поверхности и высоких значений коэффициента теплоотдачи.

С другой стороны, в целях обеспечения безопасности при тяжелых условиях эксплуатации в охлаждающую среду могут быть добавлены некоторые спиртовые добавки для снижения температуры замерзания, при незначительном снижении производительности охлаждения. Солевые добавки могут достичь такого же эффекта, но за счет налета (окислов, коррозии) образующегося на поверхности распыления, не рекомендуется применять в системе распыления воздушного судна.

Большинство экспериментальных и численных исследований в области газочапельного охлаждения посвящено изучению спреев, формируемых одиночным соплом [47,54–56]. В подавляющем числе технических приложений требуется охлаждать поверхности большой площади. В этом случае наиболее приемлемым является использование многоструйных источников спрея [27,57–63]. Для однофазных режимов такой способ охлаждения изучен достаточно основательно [64,65]. В однофазной среде одним из наиболее эффективных способов достижения высокого коэффициента теплопередачи является ударное воздействие струй и уже несколько десятилетий является предметом активных исследований. Большая часть исследований для массива струй в режиме с высоким числом Рейнольдса.

В то же время для двухфазных газочапельных струй проблема теплообмена при натекании системы струй получила развитие только в последнее время

[66,67]. Эта задача становится значительно сложнее по сравнению с однофазным течением из-за необходимости обеспечения равномерности капельного орошения охлаждаемой поверхности, и решалась она поэтапно, начиная с изучения двух параллельных газочапельных струй [68], а также струй жидкости [69]. В этих работах показано, что в испарительных режимах охлаждения важную роль играют закономерности распределения пленки жидкости на поверхности теплообменника, которые зависят от большого числа термогазодинамических параметров, включая и эффекты взаимодействия отдельных струй.

Важное место в проблеме газочапельного охлаждения занимают импульсные струи. Импульсный метод подачи капельной фазы дает дополнительные возможности для управления процессами тепло – и массообмена. Это осуществляется с помощью изменения времени открытия форсунок по отношению к длительности цикла. Тем самым возможна реализация энергоэффективных режимов, когда порция жидкости, осаждающаяся на поверхности, успевает полностью испариться к моменту прихода следующего импульса. Особый интерес подобный способ подачи жидкой фазы имеет место при невысоких температурах поверхности теплообмена ( $T_w < 100^{\circ}\text{C}$ ), когда превалирует испарительный режим охлаждения.

К параметрам, влияющим на эффективность охлаждения импульсным спреем, можно также отнести угол разлета факела жидкой фазы, влияние размера выходного отверстия инжектора и расстояния от сопел до мишени [28,29,70]. Заметное влияние на теплоперенос могут оказывать размер капель, структура ансамбля капель у поверхности теплообменника [6,7], угол наклона подачи спрея к поверхности [2,9,44], особенности течения охлаждающей пленки жидкости, образовавшейся из многоструйного потока спрея на поверхности [36,47,48].

Рассмотрим более подробно характеристики основных элементов спрей-систем охлаждения.

Распылительные сопла. Форсунки для распыления под давлением предпочтительны для применения в системах охлаждения. Распылительные форсунки под давлением классифицируются по способу распределения капель по поверхно-

сти. На рисунок 1.3 показаны три типа напорных форсунок, популярных во многих отраслях: полный конус, полый конус и плоский. Форсунки с полным конусом распределяют капли жидкости по всей окружности удара и поэтому предпочтительнее для применения в системах

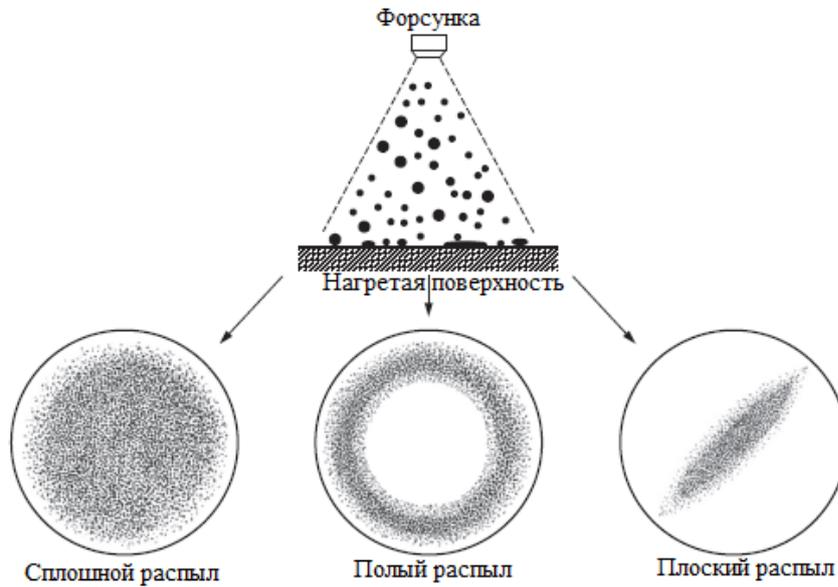


Рисунок 1.3 – Типы напорных форсунок: полный конус, полый конус и плоский

охлаждения распылением. Пустой конический распылитель концентрирует большую часть капель около периферия ударного круга. Плоские форсунки образуют узкую овальную зону воздействия. За исключением нескольких специализированных форсунок (например, спиралевидные и акустически контролируемые), форсунки для распыления под давлением обычно доступны в простом базовом исполнении.

Ориентация форсунок. Помимо обычных распылителей, направленных нормально к поверхности, существуют иные ориентации сопел, которые в основном продиктованы конструктивными особенностями.

В целом, ориентации/конфигурации сплошного конуса распыления включают направленную вниз, рисунок 1.4 (а), направленную вниз, рисунок 1.4 (б), направленную вверх, рисунок 1.4 (в), горизонтальную, рисунок 1.4 (г) и наклонный, рисунок 1.4 (д). На рисунке 1.4 (а) показаны ключевые параметры, влияющие на охлаждение распылением.

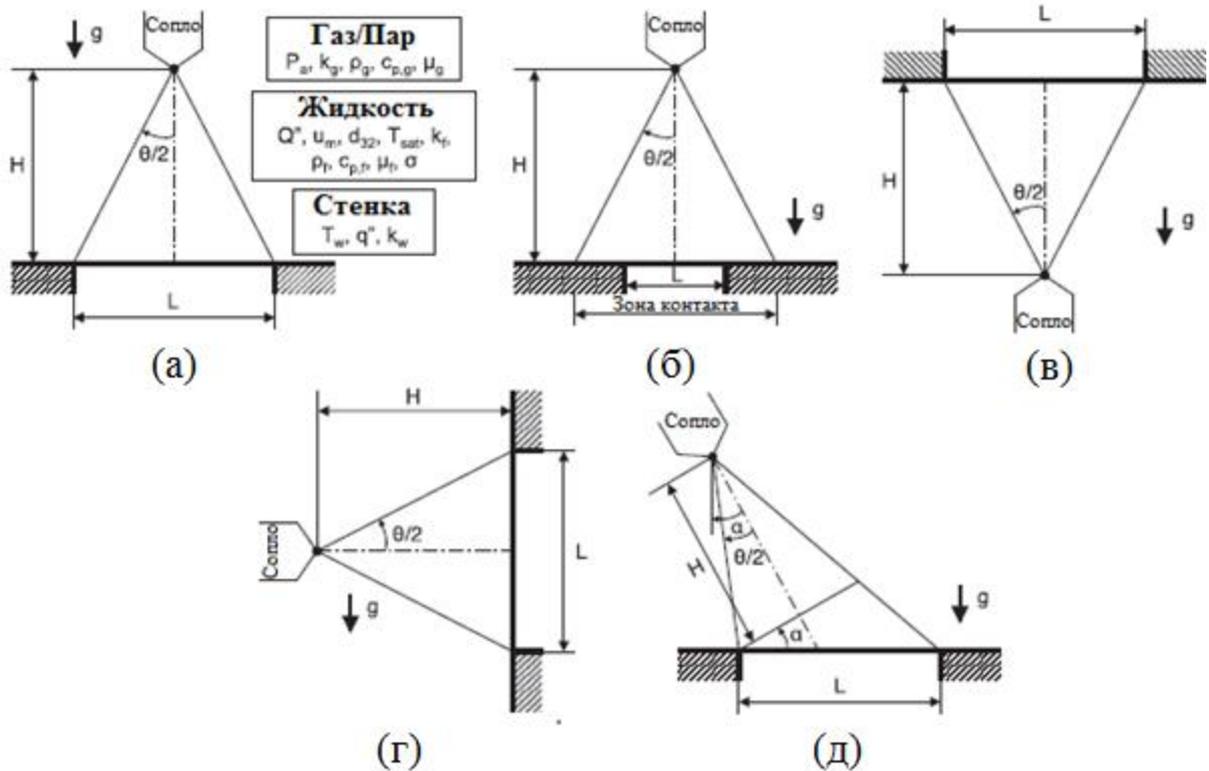


Рисунок 1.4 – Схематические изображения (а) направленного вниз распылителя, (б) направленного вниз распылителя, (в) направленного вверх распылителя, (г) горизонтального распылителя и (д) наклонного распылителя

Для форсунок под давлением требуется минимальное расстояние между форсунками и поверхностью для получения полностью развитой струи. Это расстояние позволяет гидродинамической неустойчивости вызвать начальное разделение жидкости, выходящей из сопла, на жидкие слои, за которыми следуют трубчатые связки и, в конечном итоге, на отдельные капли. Однако строгие объемные ограничения, особенно в электронных корпусах, часто не позволяют получить пространство, необходимое для обеспечения разбрызгивания. Чтобы справиться с ограниченным пространством, используются два метода: (а) наклон распылителя от нормальной ориентации относительно поверхности и (б) использование микрораспылителей, требующих гораздо более коротких расстояний разрушения [71]. Сравнивая распылители, направленные вверх и вниз, в широком диапазоне рабочих условий и теплофизических свойств, авторы [72] доказали, что из-за высоких скоростей каплей гравитация (т.е. ориентация) практически не влияет на характеристики охлаждения распылителя. Вывод также разделяют авторы в

своей работе [73]. С другой стороны, в работах [59,74–76] авторы предположили, что ориентация струи действительно влияет на эффективность охлаждения. В случаях, когда используется большая площадь рассеивающей тепло поверхности или несколько областей рассеивания тепла, часто используется набор распылительных форсунок, что может привести к перекрытию между соседними распылителями. Это увеличивает объемный поток охлаждающей жидкости в областях перекрытия, но усложняет распыление и эффективность охлаждения.

В зависимости от объемного потока распылителя (объемный расход на единицу площади) распылители можно описать как разбавленные, промежуточные или плотные. На рисунке 1.5 (а) представлена схема разряженного распыла, где низкий объемный поток приводит к практически отсутствию накопления жидкости или взаимодействия между каплями, падающими на поверхность, наряду с изображением удара одной капли. На рисунке 1.5 (б) показана схема промежуточного распыления, где взаимное влияние ударяющихся капель может быть значительным, но недостаточным для образования сплошной жидкой пленки на поверхности. С другой стороны, Рисунок 1.5 (в) изображает плотный спрей, где тонкая пленка образуется в результате накопления частых и последовательных ударов капель. Ясно, что удар капель играет решающую роль во всех типах распылительного охлаждения, но последующая теплопередача также очень чувствительна к объемному потоку распыляемой жидкости.

Общие характеристики охлаждения спреем. Прогнозирование охлаждающей способности спреев затруднено из-за ее зависимости от довольно большого количества параметров. Они включают:

(а) Тип жидкости: вода, диэлектрические жидкости (например, FC-72, FC-77, FC-87, PF-5060, PF-5052 и HFE-7100), хладагенты (например, R-22, R-113, R-600a, R-134a и аммиак), криогенные жидкости (например, те, которые используются при лазерной обработке [77,78]) и соленая вода (используется в градирнях [79]).

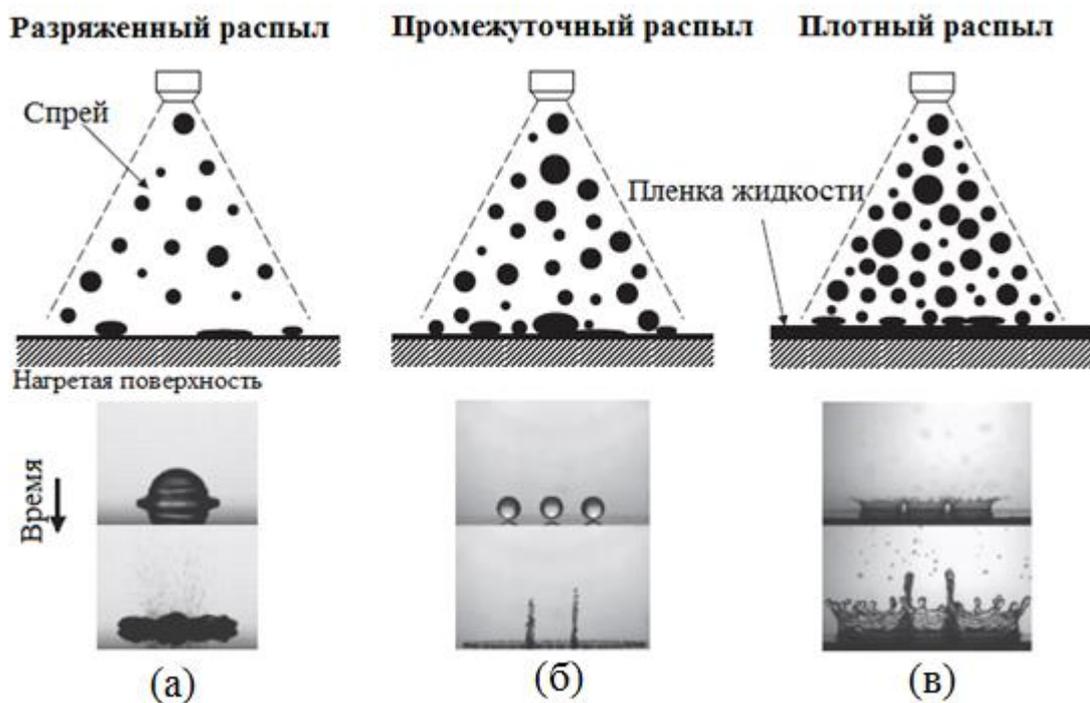


Рисунок 1.5 – Схемы распылителей, соответствующих различным объемным потокам, и соответствующие изображения, фиксирующие взаимодействия между каплями и твердой поверхностью или жидкой пленкой: (а) разряженный распыл, (б) промежуточный распыл и (в) плотный распыл

(б) Температура насыщения жидкости, переохлаждение жидкости и теплофизические свойства жидкости: плотность, вязкость, теплопроводность, удельная теплоемкость, поверхностное натяжение, и скрытая теплота парообразования.

(в) Окружающее давление и теплофизические свойства окружающего пара/газа: плотность, вязкость, теплопроводность и удельная теплоемкость.

(г) Параметры поверхности: температура поверхности, перегрев поверхности, тепловой поток и теплопроводность.

(д) Параметры потока: расход и перепад давления на сопле.

(е) Геометрические параметры распылительного сопла: диаметр отверстия, угол конуса распыления, угол ориентации сопла и расстояние от сопла до поверхности.

Влияние большинства вышеперечисленных параметров отражается в трех параметрах распыления, которые играют решающую роль в охлаждении распыления: размер капли, скорость капли и объемный поток.

Также важным для эффективности охлаждения является пространственное распределение этих трех параметров по орошаемой поверхности. Когда несколько капель сталкиваются с поверхностью с большой скоростью, на поверхности образуется сплошная пленка жидкости, толщина которой может оказывать значительное влияние на охлаждение распылением [80]. Шероховатость поверхности - еще один важный параметр, который может влиять на удар капель, толщину пленки жидкости, улавливание пара / газа, характер и размер вылета пузырьков и, следовательно, общую эффективность теплопередачи [81,82]. Теплопроводность поверхности - еще один параметр, который может влиять на охлаждение распылением [83].

Свойства поверхности. Pais et al. [81] исследовали влияние шероховатости поверхности на охлаждение распылением водой медных поверхностей, приготовленных с помощью полировальных паст с размером зерна в диапазоне 0,3–22 мкм. Они обнаружили, что более гладкие поверхности ( $<1$  мкм), на которых в теплопередаче преобладает пленочная проводимость/испарение, обеспечивают превосходное охлаждение. В работе [84] авторы пришли к аналогичным результатам для струй воды с подачей воздуха и значений шероховатости поверхности от 0,45 до 4,47 мкм. Sehmbeu et al. [85,86] исследовали влияние шероховатости поверхности со значениями в диапазоне от 0,05 до 0,15 мкм на эффективность охлаждения форсунок с жидким азотом. В отличие от Pais et al. [81] они отметили, что увеличение шероховатости значительно улучшает характеристики теплопередачи, вывод, который может быть связан с различиями в теплофизических свойствах и характеристиках смачивания между водой и жидким азотом. В работе [87] также сообщили, что охлаждающая способность форсунок, работающих под давлением воды, улучшается с увеличением шероховатости поверхности, но не предоставили значений для шероховатости поверхности. К такому же выводу пришли Zhang et

al. [49] для распылителей воды под давлением, ударяющих по рифленой поверхности. В работе [88] авторами было обнаружено, что CHF для R-134a увеличивается с увеличением скорости потока для поверхности с  $Ra = 0,56$  мкм, но слабо зависит от скорости потока для более гладкой поверхности с  $Ra = 0,04$  мкм. Было также обнаружено, что более грубая поверхность способствует более раннему началу пузырькового кипения и задерживает CHF. Fukuda et al. [89] сообщили, что увеличение шероховатости поверхности улучшает охлаждение распылением воды в режиме пленочного кипения.

Добавки к жидкости. Другой подход к улучшению характеристик теплопередачи заключается в использовании различных добавок для изменения поверхностного натяжения распыляемой жидкости, угла смачивания и теплопроводности. Qiao и Chandra [73] сообщили об увеличении пузырькового кипения на 300 % в результате растворения 100 ppm поверхностно-активного вещества в воде. Они также сообщили о снижении температуры поверхности, соответствующей началу кипения, со 118 до 103°C с поверхностно-активным веществом. Они приписали эти эффекты усиления стимулирующему гомогенного зарождения пузырьков и вспениванию поверхностно-активного вещества.

В последнее время появились исследовательские работы с добавлением в охлаждающую жидкость наножидкостей, определяемых как жидкости, содержащие твердые частицы с высокой теплопроводностью и характерным размером менее 100 нм для улучшения тепловых свойств жидкостей [90]. Было обнаружено ухудшение теплопередачи с растворами на основе этанола, но небольшое улучшение с наножидкостями по сравнению с их соответствующими аналогами на основе базовой жидкости. Hsieh et al. [91] протестировали спреи наножидкостей на водной основе с серебром и многослойные углеродные нанотрубки с объемными долями 0,0025–0,0075 %. Они показали увеличение CHF с наножидкостями до 2,4 раз по сравнению с чистой водой.

Очевидно, что влияние наножидкостей на охлаждение спрея довольно сложно, и результаты различных исследований часто противоречат друг другу.

Наножидкости также создают множество практических проблем, особенно засорение распылительного сопла, а также насоса и клапанов в двухфазном контуре охлаждения. Постепенное наращивание покрытия из наночастиц в этих компонентах вызывает существенные колебания падения давления и расхода в распылительной насадке, не говоря уже о длительном повреждении одних и тех же компонентов [92].

В работе [2] представлены данные о влиянии на интенсификацию теплообмена форсунок различной геометрии. Для трех типов форсунок было определено оптимальное расстояние между источником и нагретой поверхностью (при одинаковых расходах). После выбора эффективной геометрии распыла, были проведены эксперименты по изучению взаимного влияния выходного давления и тепловой мощности рабочего участка. Для четырех выбранных режимов по мощности были проведены измерения температуры поверхности и коэффициента теплоотдачи. Выходное давление изменялось в широком диапазоне от 4,5 до 9 бар. Для всех режимов был посчитан безразмерный параметр – интенсивность испарения. Стоит отметить, работы выполнялись в режимах недогретой поверхности, температура рабочего участка варьировалась в диапазоне (в зависимости от мощности) от 30 до 70 °С. Также, авторы провели исследования по влиянию угла ориентации системы на величину коэффициента теплоотдачи. Оказалось, что изменения гравитационного угла практически не влияет на значение коэффициента теплоотдачи.

Продолжая свои исследования, авторы оценили вклад различных примесей в составе охлаждающей жидкости и геометрию рабочего участка. Были проведены эксперименты на четырех различных поверхностях - гладкая поверхность, перфорированная поверхность, поверхность с прямоугольным оребрением и комбинированная поверхность, сочетание оребрения и перфорации. Экспериментальные результаты показывают, что среди четырех поверхностей перфорированная имеет самый высокий коэффициент теплопередачи, а комбинированная поверхность имеет наивысшую эффективность охлаждения. Между тем наблюдается рост теплоотдачи при малых концентрациях хлорида калия, растворенного в

охлаждающей жидкости. С ростом концентрации наблюдается тенденция к снижению теплоотдачи. Прослеживается аналогичное влияние концентрации этиленгликоля на рост теплоотдачи с поверхности.

#### **1.4 Импульсная подача охлаждающей жидкой фазы**

Одним из эффективных методов управления интенсивностью теплообмена является использование импульсной подачи охлаждающей жидкой фазы [5,28,29,36,70,93]. За счет изменения частоты следования импульсов, а также их длительности и формы можно реализовать большое число режимов, в том числе и наиболее эффективных, с точки зрения полноты использования энергии охлаждающей жидкости и минимизации ее расхода. Особенно остро эта проблема стоит при работе спрея в режимах испарительного охлаждения, когда температура поверхности не превышает точку кипения. В работах [36,70,94] была сделана оценка эффективности охлаждения нагретой поверхности непрерывным и импульсным потоком капель. Результаты показали, что при импульсном орошении интегральный коэффициент теплоотдачи выше по сравнению с режимом непрерывного спрея при идентичных средних во времени расходах жидкой фазы. По этой основной причине изучение особенностей течения и теплообмена при натекании импульсных спреев представляет большой интерес.

В работе [95] проведена оценка преимущества теплоотвода методом импульсного охлаждения спреем по сравнению с охлаждением непрерывной струей. Авторы, также пытаются показать, что использование импульсного орошения при однофазных режимах позволяет получить величину коэффициента теплоотдачи, сопоставимую со значениями для двухфазных режимов. Экспериментальная установка представляет собой закрытую камеру с расположенной внутри одиночной жидкостной форсункой и нагретой поверхностью, имеющую размеры 25x25 мм и расстояние от сопла до поверхности 26 мм. Давление охладителя варьировалось и составляло 2, 4 и 5 бар, расход охлаждающей жидкости составлял 188, 262.5 и

287.5 г/мин, соответственно. В качестве рабочей жидкости использовалась дистиллированная вода, температура поверхности изменялась от 35 до 95°C.

Частота повторений импульсов во всех экспериментах составляла 10 Гц. Результаты экспериментов приведены на рисунок 1.6.

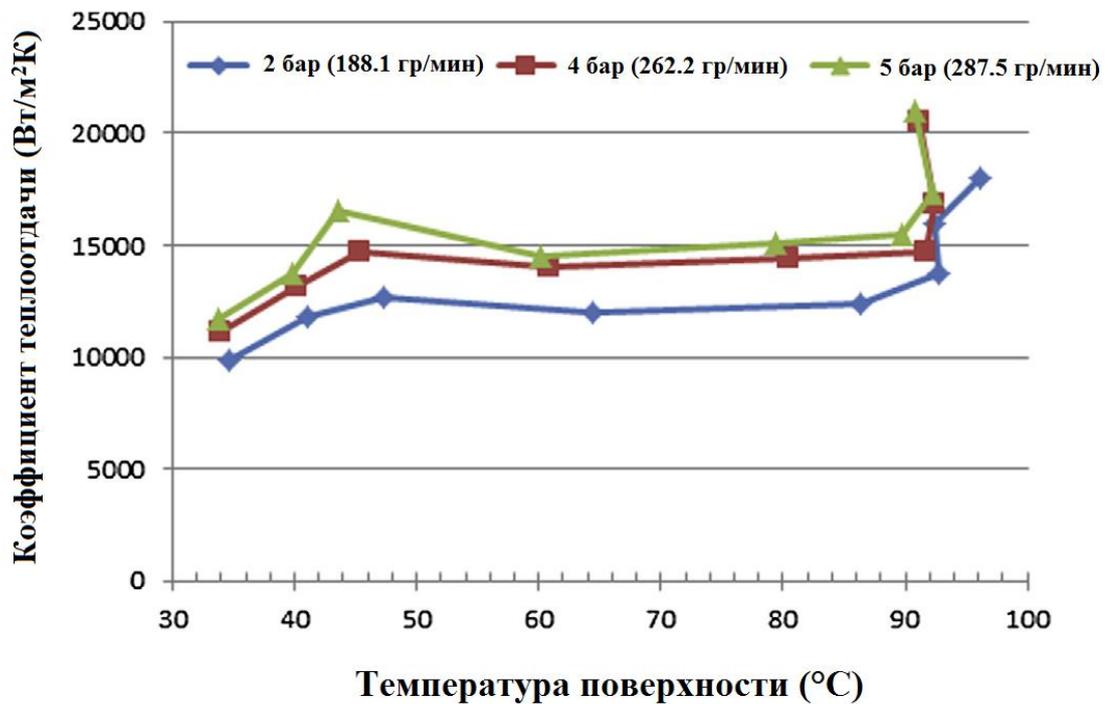


Рисунок 1.5 – Зависимость коэффициента теплоотдачи от температуры поверхности

При величине температуры поверхности близкой к температуре кипения охлаждающей жидкости наблюдается рост величины коэффициента теплоотдачи. Важно, что авторы изменяли температуру поверхности в широком диапазоне, уделяя внимания скачкам температуры при периодическом воздействии охладителя на поверхность. В выводах авторы акцентируют внимание на том, что режим, при котором значение температуры поверхности близко к точке кипения охладителя, является более эффективным для использования в качестве системы охлаждения импульсным спреем.

В работе [96] проводилось численное моделирование характеристик теплопередачи при струйном охлаждении. Двухфазная математическая модель создана на основе подхода Эйлера-Лагранжа. В этой модели моделируются нестационар-

ные условия течения и теплообмена. Рассчитаны тепло- и массообмен между паром и каплей воды. Представлены выводы о том, что тепловой поток и его распределение по нагреваемой поверхности зависят от температуры нагреваемой поверхности, массового потока, расстояния от сопла до поверхности и количества сопел. Кроме того, очевидно, что распределение теплового потока не меняется с увеличением температуры нагретой поверхности, а тепловой поток увеличивается с увеличением массового потока охлаждающей жидкости (Рисунок 1.6). Кроме того, авторы определили оптимальное расстояние от сопла до поверхности (Рисунок 1.7), в то время как зона падения струи ограничивается нагретой поверхностью, а большее количество сопел приводит к более высокому тепловому потоку и равномерному распределению теплового потока на нагретой поверхности. Также авторами было предложено оптимальное количество сопел в определенном пространстве и требования к рассеиванию тепла. Оптимальное количество насадок в этой статье – 8. Эти данные демонстрируются на рисунке 1.8.

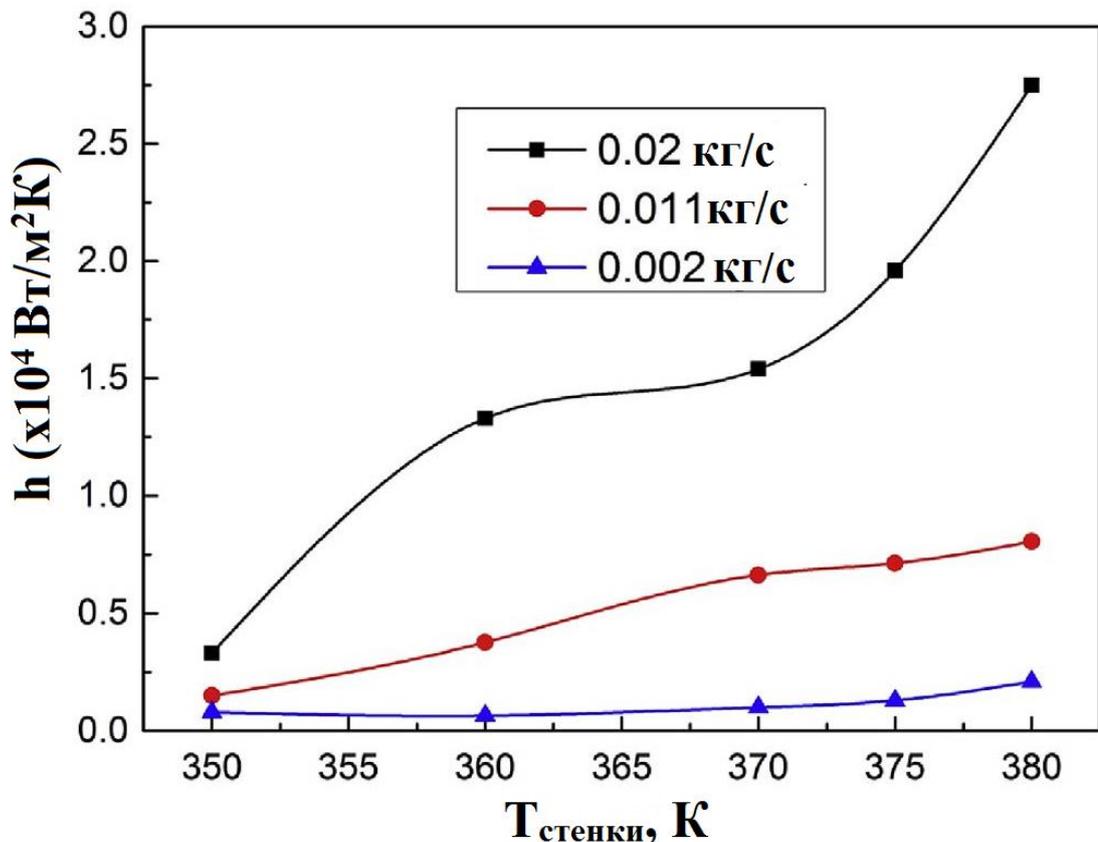


Рисунок 1.6 – Коэффициент теплоотдачи при различных массовых потоках охлаждающей жидкости

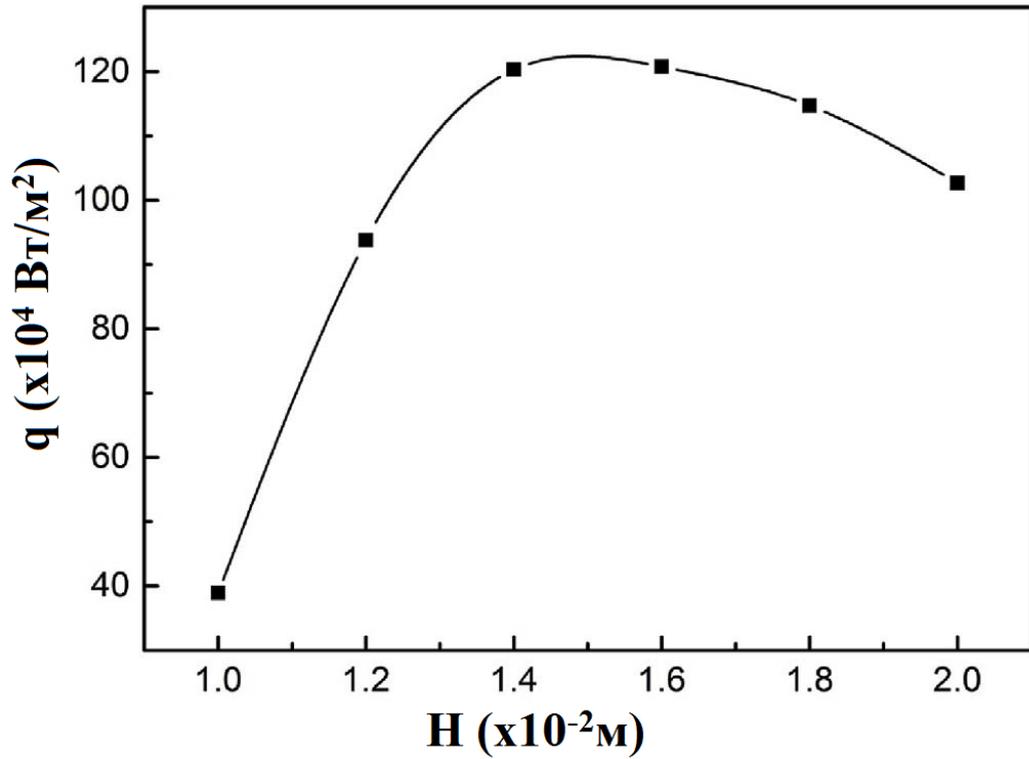


Рисунок 1.7 – Влияние расстояния от сопла до поверхности на средний тепловой поток

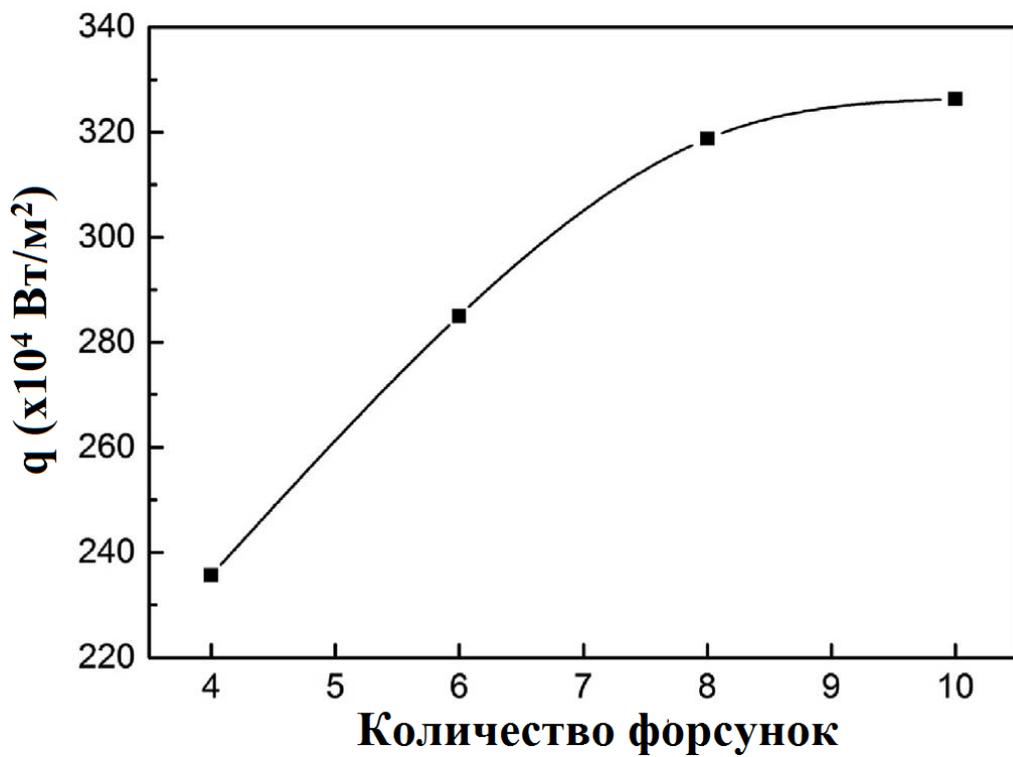


Рисунок 1.8 – Влияние количества сопел на усредненный тепловой поток от нагреваемой поверхности

В работах [97,98] авторами были проведены экспериментальные исследования влияния охлаждения жидкостью теплонагруженной поверхности распылением через пьезоэлектрический распылитель. Результаты этих экспериментов показаны на рисунок 1.9 и 1.10. Пьезоэлектрический распылитель с микропорами из нержавеющей стали с различными выходными диаметрами 5 мкм, 7 мкм, 9 мкм, 20 мкм и 25 мкм (соответствующие расходу охлаждающей жидкости 0,5 мл/мин, 1,0 мл/мин, 3,8–5,0 мл/мин, 11,0–16,0 мл/мин и 20,0–29,0 мл/мин соответственно). Было обнаружено, что объемный расход жидкости возрастает с увеличением выходного диаметра. По мере увеличения скорости течения тепловой поток увеличивался, но эффективность охлаждения распылением уменьшалась. Авторами была предложена корреляционная зависимость между эффективностью распылительного охлаждения/тепловым потоком и скоростью потока (в диапазоне от 0,5 мл/мин до 29,0 мл/мин) всех распылителей можно обобщить в одну экспоненциальную кривую спада/роста. Оптимальный диаметр 9 мкм позволяет достичь высокого теплового потока  $123,8 \text{ Вт/см}^2$  при относительно низком объемном расходе охлаждающей жидкости 5,0 мл/мин, а соответствующая эффективность охлаждения распылением достигает 53,8 %. Показано оптимальное расстояние от распылителя до цели, которая зависит от диаметра выпускного отверстия микропор.

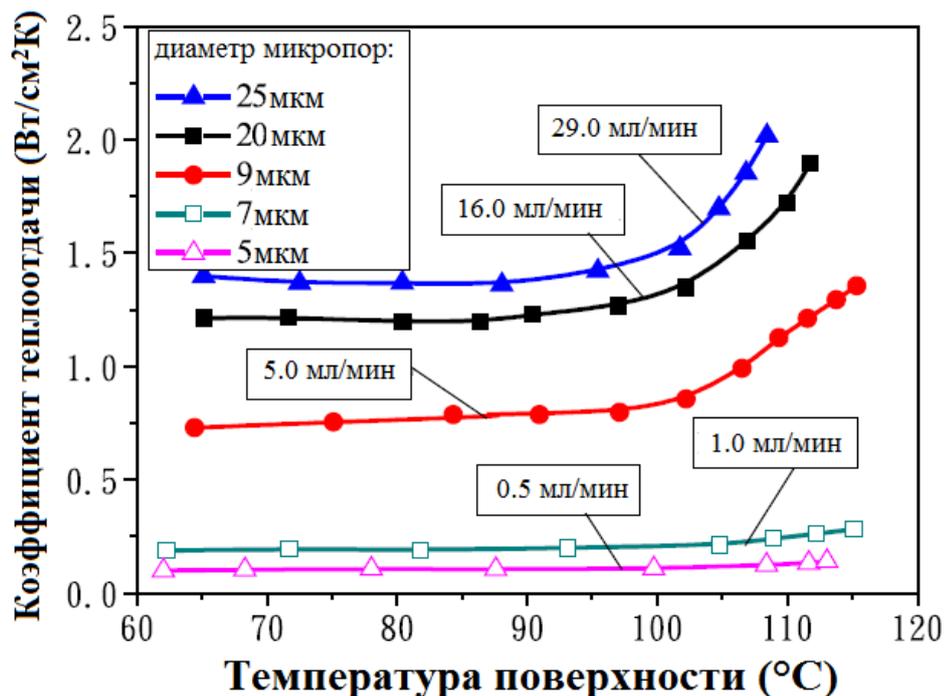


Рисунок 1.9 – Коэффициент теплопередачи для различных пьезоэлектрических форсунок

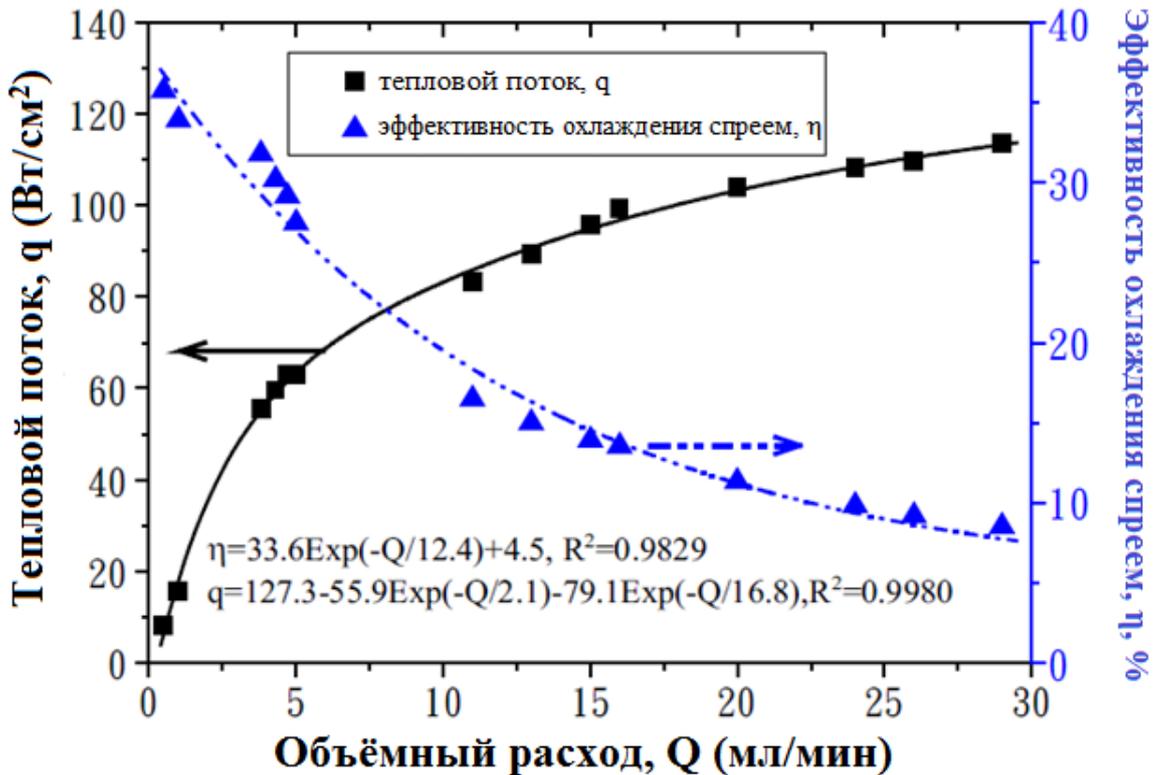


Рисунок 1.10 – Сравнение эффективности охлаждения распылением и теплового потока для различных расходов жидкой фазы.

Ниже представлен обобщающий график результатов описанных выше работ с результатами, полученными автором. Как показывают данные, изображенные на рисунке 1.11, использование импактной газочапельной струи может значительно увеличить величину коэффициента теплоотдачи. В подавляющем большинстве имеющихся экспериментальных работ получены данные по осредненной во времени теплоотдаче. В имеющихся по данной проблеме работах было изучено поведение средней теплоотдачи при вариации различных параметров импульсного спрея. Наиболее важными среди них являются длительность импульса подачи жидких капель [37,94], скорости спутного воздушного потока [10], а также состава жидкой фазы [38].

Однако отсутствие данных по мгновенному коэффициенту теплоотдачи значительно затрудняет понимание механизмов сопряженного тепломассопереноса и ограничивает возможность проведения оптимизационного анализа с целью повышения эффективности охлаждения поверхностей с помощью импульсного спрея.

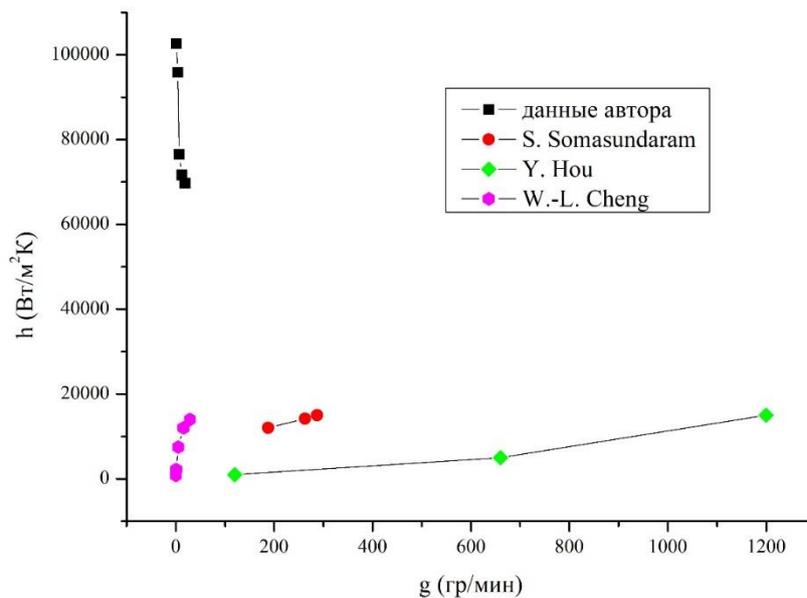


Рисунок 1.11 – Зависимость коэффициента теплоотдачи от расхода охлаждающей жидкости

В проблеме охлаждения газочапельными потоками остается много слабо изученных разделов. К таковым можно отнести влияние формы поверхности на характеристики теплопереноса [99,100], поведение газочапельной смеси в промежутке между источником и теплообменной поверхностью, когда происходят процессы перераспределения фаз, коагуляция или дробление капель жидкости [101–104]. Состояние поверхности и ее микроструктура также может оказать сильное влияние как на структуру пленочного течения и, как следствие, на теплоперенос. Это направление в последний период получило бурное развитие [43,48,105,106]. Важно, что эти исследования инициированы обширными практическими приложениями новых энергетических технологий [107–110].

### Выводы и постановка задачи исследований

Представленный обзорный материал не в состоянии претендовать на полноту и завершенность в силу многофакторности и сложности рассматриваемых проблем. В нем в краткой форме освещен ряд вопросов, касающихся поведения основных характеристик спрея при воздействии далеко не полного перечня пара-

метров. Тем не менее, проведенный анализ позволил сформулировать основные направления экспериментальных исследований, решение которых может прояснить физические механизмы процесса теплопереноса в импульсных газокапельных спреях:

1. Создание экспериментальной установки для изучения нестационарного теплообмена при натекании импульсного газокапельного спрея с характерным временным разрешением порядка 1 мс. Отработка методики измерения нестационарных характеристик, включая пристенный теплообмен.

2. Проведение систематических исследований нестационарного теплообмена при натекании одиночного импульса на теплообменную поверхность с постоянной температурой  $t_w = 70$  °С при вариации длительности импульса в широком диапазоне  $t_{\text{имп}} = 2\text{-}50$  мс.

3. Проведение цикла опытных исследований осредненной по времени теплоотдачи при натекании импульсного спрея с различной длительностью импульса и частотой их следования. Изучение влияния скорости спутного потока воздуха и вариации давления перед воздушными и жидкостными форсунками на среднюю теплоотдачу и величину параметра тепловой эффективности. Выявление основных закономерностей и обобщение экспериментальной информации.

4. Опытное исследование теплообмена при использовании в качестве капельной фазы смеси этанол-вода во всем диапазоне изменения концентраций компонентов.

Основные результаты исследований, представленные в диссертации, опубликованы в работах [12,111–118].

## ГЛАВА 2 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ СТЕНД. МЕТОДИКИ ИЗМЕРЕНИЙ

Одним из направлений поиска методов интенсификации охлаждения является исследование систем на основе пульсирующих и сканирующих потоков. Наиболее распространённый способ формирования аэрозольного потока является распыление жидкости специальной форсункой. В таких устройствах расход жидкости и размер капель в струе определяются рабочим давлением в магистрали подачи жидкости и конструкцией сопла. Включение в подобное устройство быстродействующего клапана позволяет управлять потоком капель. Импульсное управление потоком капель даёт возможность повысить эффективность использования охлаждающей жидкости. Это достигается за счет перехода от непрерывного потока к режиму «одиночного» импульса. Управление осажденным потоком позволяет формировать, например, тонкую островковую пленку жидкости и включать механизм отбора теплоты в режиме с преобладанием испарительного процесса, протекающего на границе «пленка – сухая поверхность».

### 2.1 Модуль «многоструйный источник - теплообменник большой площади»

Для исследования влияния параметров нестационарного газочапельного потока на тепломассоперенос было разработано оригинальное устройство многоструйного импульсного источника газочапельного потока рисунок 2.1 (а) [15].

Экспериментальная установка, показанная на рисунок 2.1 (б), состоит из теплообменника с цифровой системой регистрации интегральных параметров теплоотдачи (А) и двухфазного импульсного источника охлаждающей смеси с автоматизированной системой управления капельным потоком (В). Теплообменник оборудован объемом (С), собирающим не испарившуюся часть охлаждающей жидкости, которая под действием гравитационных сил стекает с рабочей поверхности теплообменника. Дополнительно автоматизированная система (Е) установки позволяет регистрировать расходы и температуру газа и охлаждающей жидкости, давление в системе подачи воздуха и жидкости. На поверхности теплообмен-

ника установлены градиентные датчики локального теплового потока [119,120], емкостные датчики измерения толщины осажденной [14] пленки жидкости и скорости волн на поверхности теплообменника (Е).

Анализ ожидаемой зависимости коэффициента теплоотдачи при охлаждении многоструйным газокапельным потоком показал, что можно выделить основные влияющие факторы на теплоотдачу:

- свойство охлаждающей жидкости и параметры капельного потока;
- параметры спутного потока воздуха;
- свойства поверхности теплообменника, его положение относительно горизонта и потока капель;
- характер течения охлаждающей пленки, образовавшейся на поверхности теплообменника из многоструйного потока капель и воздуха.

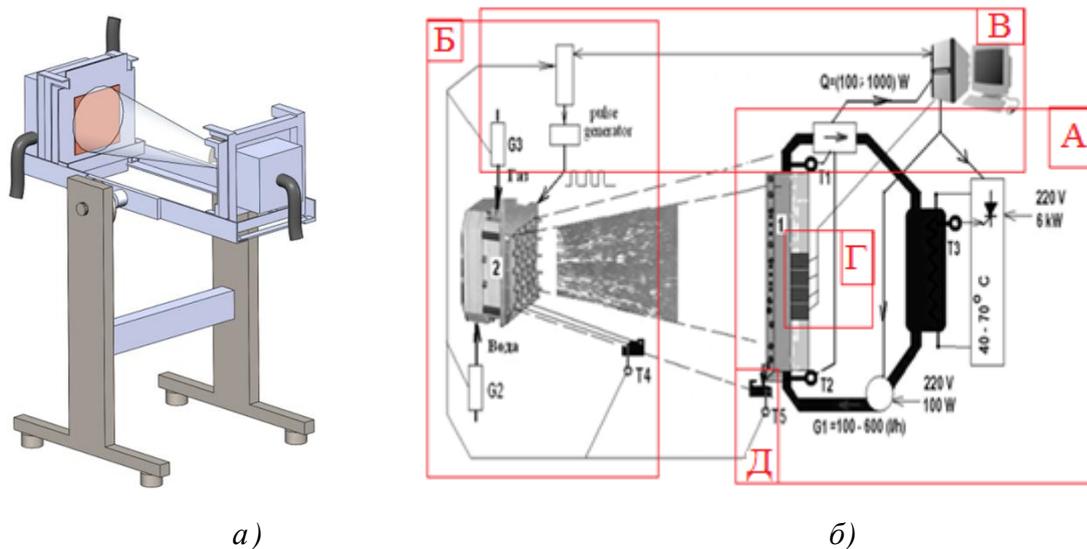


Рисунок 2.1 – Программируемый многоструйный источник газокапельного поток. а – общий вид, б – детальное описание. А – теплообменник и цифровой калориметр; Б – многоструйный инжектор; Д – приёмник отработанной жидкости; В – информационная система; Г – датчики параметров плёнки; Т1, Т2 – термометры входа и выхода теплоносителя; Т3 – термометр нагревателя

В этой связи программа исследований включала изучение и анализ влияния перечисленных факторов.

## 2.2 Программируемый многоструйный источник газочапельного потока

На рисунке 2.2 (а) приведён эскиз двухкамерного блока многоструйного импульсного источника: камера подачи воздуха (3) и камера подачи жидкости (4). На плоской части инжектора в шахматном порядке расположены 16 четырехструйных жидкостных форсунок и 25 воздушных сопел (2). Форсунка с электромагнитным клапаном представляет собой пластинчатую диафрагму толщиной  $h = 0,5$  мм с четырьмя соплами диаметром  $d = 120$  мкм. Через камеру 4 подается жидкость из мерной ёмкости, через камеру 3 - сжатый воздух от компрессора. Расход жидкости через форсунку задается временем открытия электромагнитного клапана  $T_{\text{имп}}$ , частотой повторения и давлением жидкости на входе камеры  $P_{\text{жидкости}}$ .

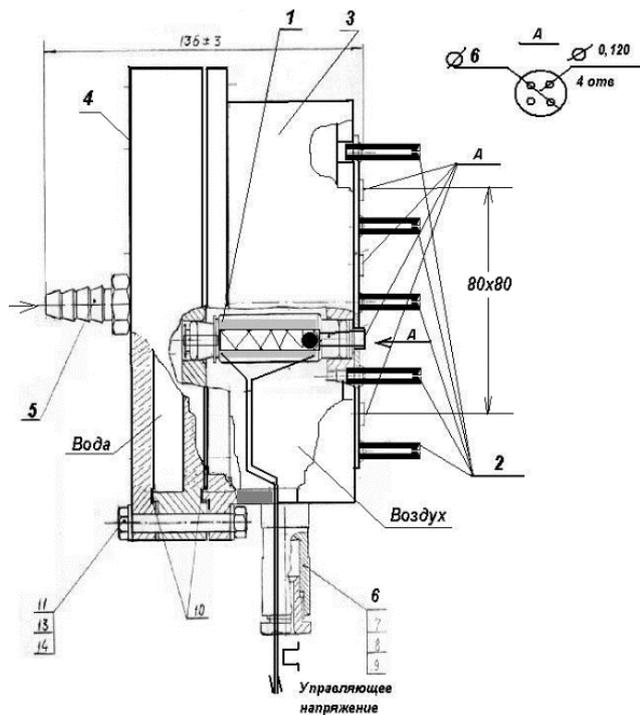


Рисунок 2.2 – Эскиз двухфазного блока импульсного источника газочапельного потока.

A – сечение четырёх струйного сопла для жидкости; 1 – электромагнитный быстродействующий клапан; 2 – воздушные сопла; 3 – воздушная камера; 4 – водяная камера; 5 – ввод для воды; 6 – сигнальный ввод.

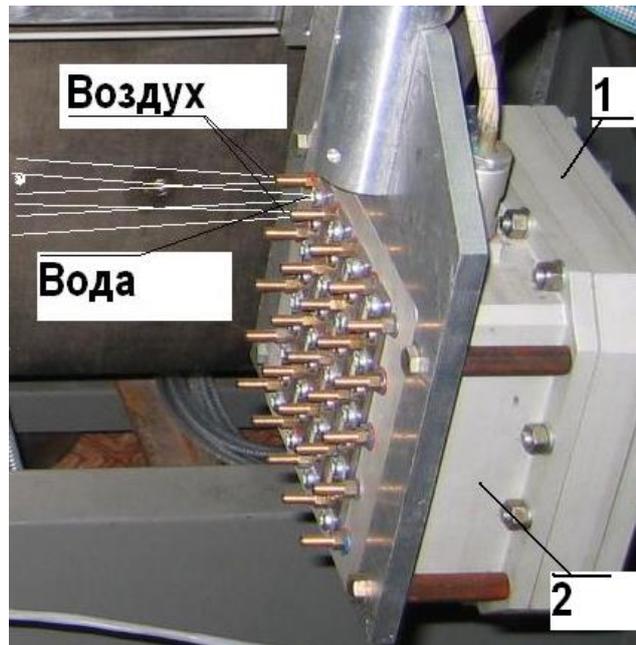


Рисунок 2.3 – Блок двухфазного импульсного источника газокапельного потока:

1 – водяная камера, 2 – воздушная камера

Наличие отдельного управления подачей жидкости и газа в процессе проведения экспериментов позволяет формировать двухфазный поток с заданным в широком диапазоне соотношением масс жидкости и газа в потоке. Программа управления электромагнитными клапанами жидкостного инжектора позволяет изменять расход и порядок включения в работу выбранного сопла.

Давление жидкости в водяной камере в процессе эксперимента поддерживалось постоянным. В различных опытах оно принимало значения в диапазоне  $P = 5 - 25$  атм.

### **2.3 Теплообменник большой площади и его оснащение измерительной аппаратурой**

Для проведения экспериментов по интенсификации теплопереноса при взаимодействии с пульсирующим спреем был разработан и изготовлен плоский теплообменник [15], общий вид и схема которого демонстрируются на рисунке 2.4. Основным элементом калориметра является плоский теплообменник с размерами

в плане 140x140 мм и толщиной 30 мм. Рабочая поверхность его изготовлена из чистой меди марки М1 и имеет девять параллельных зигзагообразных внутренних каналов сечением (7x7) мм.

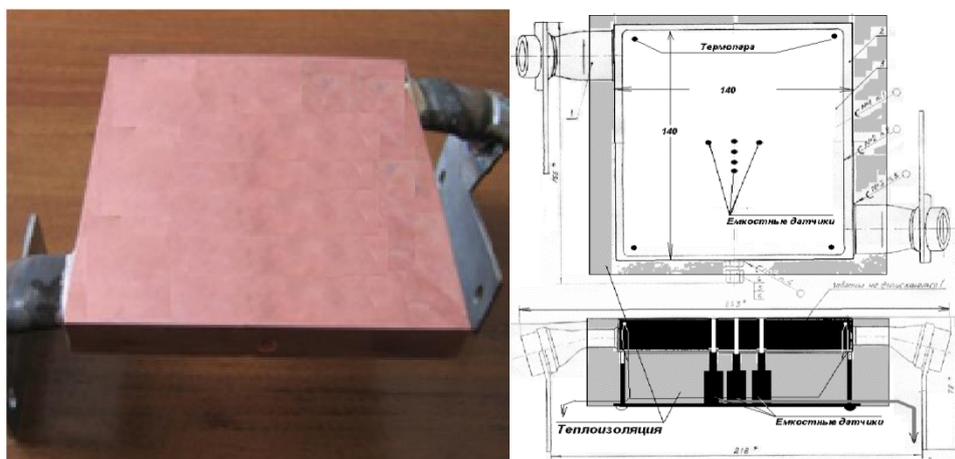


Рисунок 2.4 – Фотография и эскиз конструкции теплообменника

Полированная рабочая поверхность обращена к инжектору, на все внешние тыльные элементы конструкции теплообменника нанесен слой теплоизоляции толщиной 50 мм. На патрубках подачи и отвода теплоносителя установлена пара калиброванных датчиков температуры типа 100П.

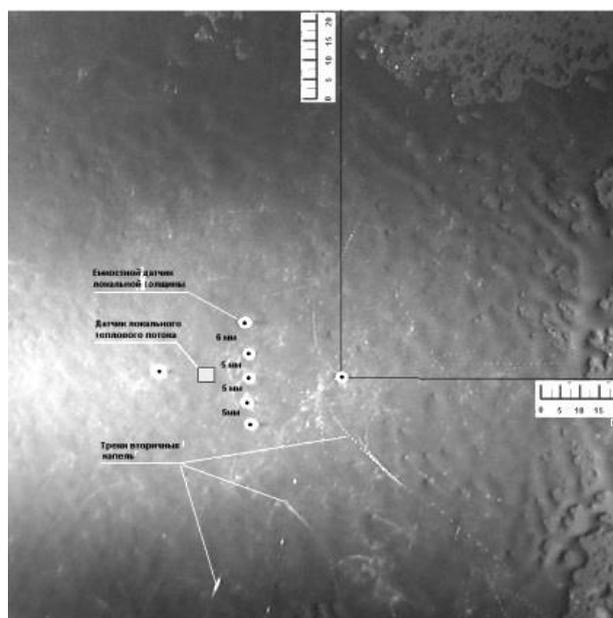


Рисунок 2.5 – Фотография теплообменника с установленными на поверхности емкостными датчиками

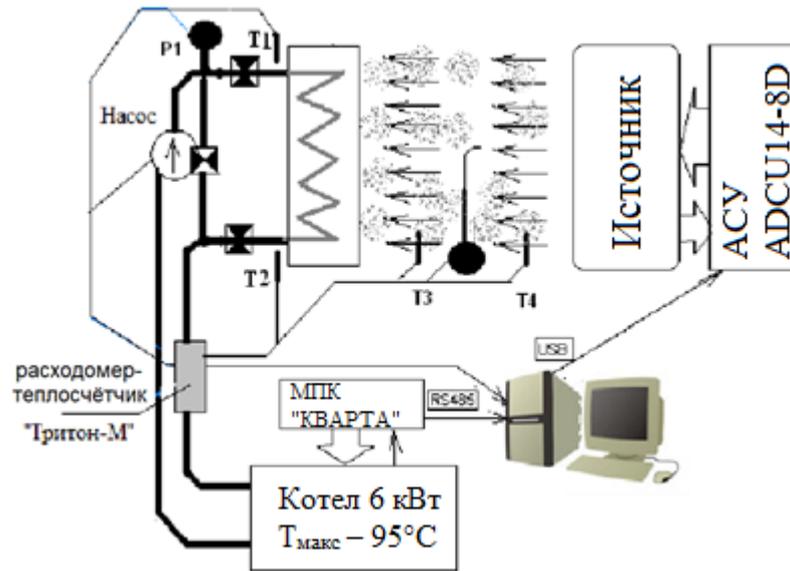


Рисунок 2.6 – Цифровой калориметр аэрозольной экспериментальной установки

Источником тепловой энергии является электрокотел с программным регулированием производимой мощности  $P = (0.1 - 6)$  кВт и температуры теплоносителя  $T_1 = 40 - 100^\circ\text{C}$ . Калориметр построен по принципу регистрации в динамическом режиме количества теплоты, полученной теплообменным модулем от источника тепловой энергии. На рисунке 2.4 показана схема контура циркуляции теплоносителя: циркуляционный насос, расходомер - теплосчётчик с микропроцессорным контроллером регистрации количества тепловой энергии. Термометры  $T_1$ ,  $T_2$  предназначены для регистрации разницы температуры теплоносителя на входе и выходе теплообменника. Термометр  $T_3$  задействован в устройстве регулирования температуры теплоносителя.

В центре поверхности теплообменника установлен датчик локального теплового потока [119,120] (Рисунок 2.7) с размерами в плане  $2.2 \times 2.2 \text{ мм}^2$  и толщиной  $0.2 \text{ мм}$ . Коэффициент преобразования датчика равен  $k = 13,49 \text{ мВ/Вт}$ , а его сопротивление  $R = 2,06 \text{ Ом}$ . Активная площадь сенсора равна  $S_d = 5,5 \text{ мм}^2$  и соотносится с рабочей площадью теплообменника как  $S_d/S = 2.8 \cdot 10^{-4}$ , что говорит о высоком локальном разрешении используемых сенсоров.

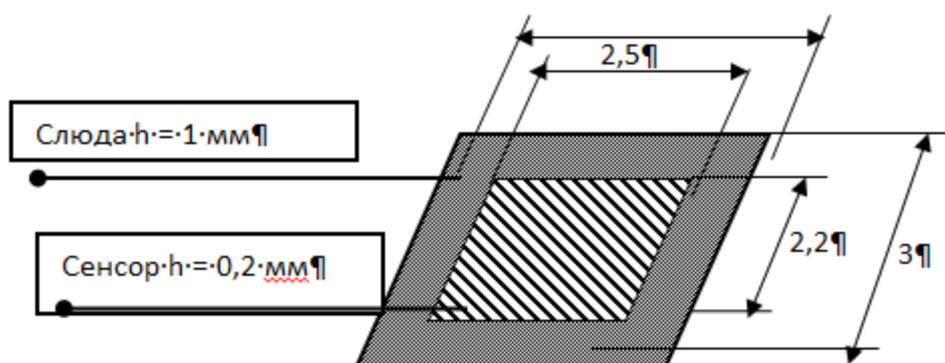


Рисунок 2.7 – Датчик локального теплового потока. Размеры в мм.

Максимальное частотное разрешение датчиков градиентного типа ограничено величиной  $\sim 1$  кГц [121,122]. При этом в области высоких частот требуется внесение соответствующих поправок, определяемых в серии тарировочных испытаний. Важно, что данные сенсоры достаточно хорошо отображают изменение переднего фронта тепловой волны с характерным временем порядка  $10^{-9}$  секунды. Это позволяло адекватно воспроизводить результаты измерений нестационарного теплового потока при изучении теплоотдачи от одиночного по времени импульса спрея с минимальной продолжительностью 2 мс.

Чувствительность и частотные характеристики датчика теплового потока позволяют определять энергетические характеристики потока в образовавшейся пленке при импульсном орошении поверхности, а также и отношение интегрального и локального коэффициента теплоотдачи в широком диапазоне скважности.

Основными исследуемыми параметрами при импульсном газокапельном охлаждении являются процессы теплоотдачи от поверхности теплообменника к теплоносителю. Эти процессы сопровождаются быстрыми изменениями толщины и площади охлаждающей пленки, которые вызваны кратерообразными углублениями в местах удара капель и испарением жидкости на границе пленки – сухая поверхность. Существующие методы регистрации быстрых изменений локальной толщины пленки (оптические, лазерные, механические и др.) имеют ограниченное применение или совсем не пригодны для исследования турбулентного течения

пленки, образовавшегося из двухфазного газочапельного потока. Для исследования подобных течений был разработан и применён многоканальный емкостной регистратор локальной толщины пленки диэлектрической жидкости с частотой дискретизации от 1 Гц до 2 кГц. Датчиками регистратора является набор коаксиальных сенсоров с объемом пространственного разрешения  $V < 4 \text{ мм}^3$ . В экспериментах использовалась аппаратура и программное обеспечение, разработанные в Институте теплофизики СО РАН с оригинальной тарировкой емкостного метода, которые подробно описаны в работе [14].

Полученные данные от многоканального емкостного измерителя позволяют:

- получать одновременно по нескольким каналам данные о волновом течении пленки и концентрации жидкости в аэрозоле;
- по полученным данным определять мгновенную толщину пленки и величину пульсаций плотности двухфазной смеси;
- определять фазовую скорость и динамику изменения формы волн.

Данные измерителя обрабатываются специальным пакетом программ для получения амплитудно-частотных характеристик пульсаций объема жидкости. Весь массив данных сохраняется в компьютере и в дальнейшем подлежит обработке и анализу. Программа визуализации представляет информацию в графическом виде (профили локальной толщины пленки и концентрации по всем каналам одновременно или отдельно).

## **2.4 Система управления жидкостной фазой источника спрея**

Условно система управления жидкостной фазой спрея состоит из трех блоков: блок управления, источник спрея и система сбора и обработки информации. Блок управления разработан в системе КАМАК, имеющая архитектуру с общей шиной, для подключения к которой существуют слоты. Со слотами соединяются специальные картриджи, на основании которых и спроектирован блок управления. Система КАМАК имеет стойку, что позволило компактно поместить основ-

ное и дополнительное оборудование эксперимента. Доработанный стандартный трансформаторный источник питания КАМАК обеспечивал 200 Вт мощности - достаточную для обеспечения питания шестнадцати электромагнитов жидкостных инжекторов (1А×12В – каждого клапана) при их одновременном включении, а также хорошую электромагнитную помехозащищенность. Программа управления создана в среде Microsoft Visual Studio 2009 на языке высокого уровня C#. Параметры работы импульсного источника представлены в виде ячеек рисунок 2.8. В каждой ячейке имеются три поля, которые соответствуют трем параметрами работы форсунки. С помощью маркера в ячейках можно установить факт использования форсунки в конфигурации.

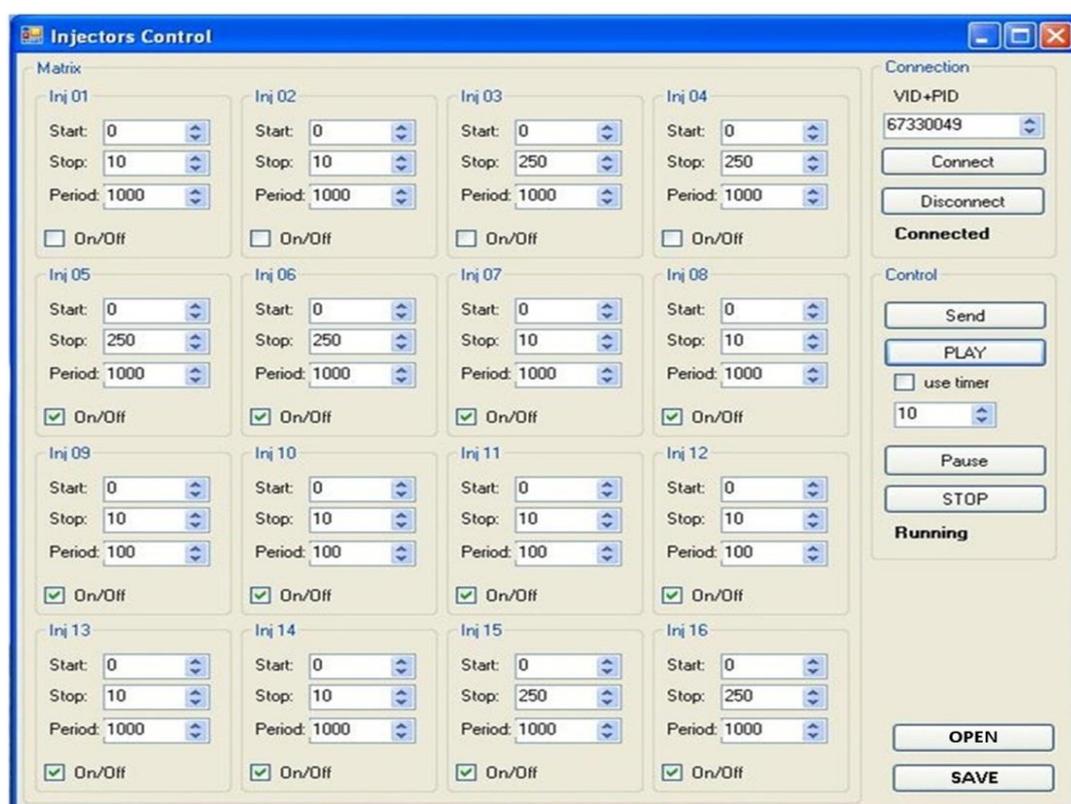


Рисунок 2.8 – Панель управления создания режима работы клапанов.

## 2.5 Исследование структуры многоструйного импульсного газочапельного потока

Многофункциональность созданного оригинального источника многоструйного газочапельного потока позволяет решить большой спектр прикладных

задач. Для решения проблем связанных с охлаждением больших поверхностей необходимо было определить оптимальные начальные условия системы, такие как: давление спутного потока, давление жидкости, расстояние между источником и теплообменной поверхностью. Важными параметрами также являются структура потока и равномерность расхода каждой жидкостной форсунки. Ниже приведены результаты серии отладочных исследований, которые помогли определить начальные условия разработанной газокапельной системы для проведения экспериментальных работ по определению влияния на интенсификацию тепло- и массообмена при охлаждении большой поверхности импактным газокапельным потоком в режиме испарительного охлаждения.

Многоструйный поток охлаждающей жидкости формируется работой 16 электромагнитных форсунок. Необходимым условием является создание равномерного по сечению потока, для этого были проведены измерения расхода каждой электромагнитной форсунки. Мгновенный и интегральный расход жидкой фазы (Рисунок 2.9), зависит от четырёх параметров:

- период работы форсунки  $T_{pr}$ ;
- интервал времени, в течении которого происходит открытие форсунки и нарастание плотности потока ( $t_{op}$ );
- интервал постоянного расхода ( $t_{cl}$ );
- интервал времени, в течении которого происходит закрытие форсунки и спад плотности потока ( $t_{op}$ ).

Интервал времени между открытием форсунки и закрытием определяет длительность потока капель, а значение периода  $T_{pr}$  характеризует частоту работы форсунки  $F = \frac{1}{T_{pr}}$ . Эти же параметры определяют скважность  $S = \frac{T_{pr}}{t_{cl}}$

или наполненность потока  $Q = \frac{t_{cl} + t_{op}/2}{T_{pr}}$  (непрерывный поток при  $T_{pr} = t_{cl} + t_{op}/2$ ).

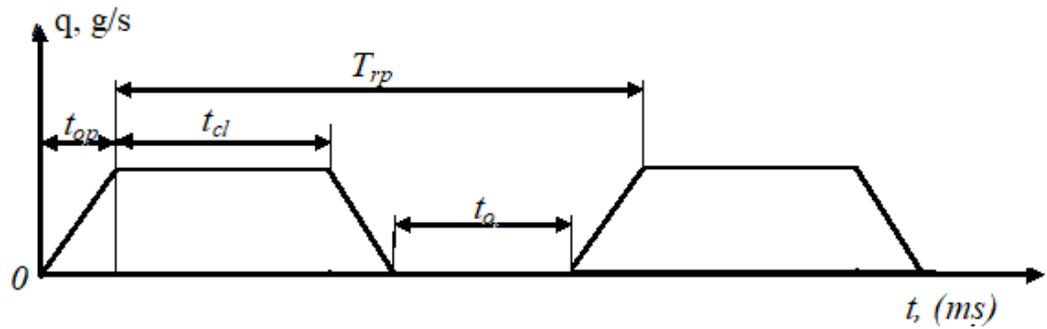


Рисунок 2.9 – Временные параметры работы жидкостной форсунки

На рисунке 2.10 приведены относительные данные о расходе отдельной форсунки в непрерывном режиме при избыточном давлении в магистрали  $P = 1$  атм. Форсунки с характеристикой по отклонению от единицы более 5 % были отбракованы.

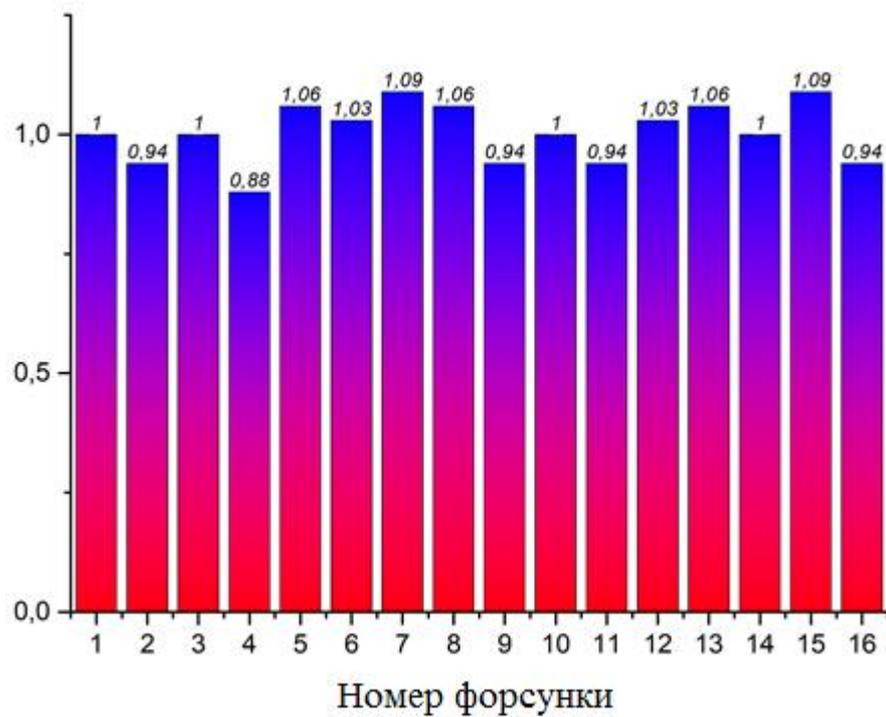


Рисунок 2.10 – Относительное отклонение от среднего расхода для форсунок в непрерывном режиме

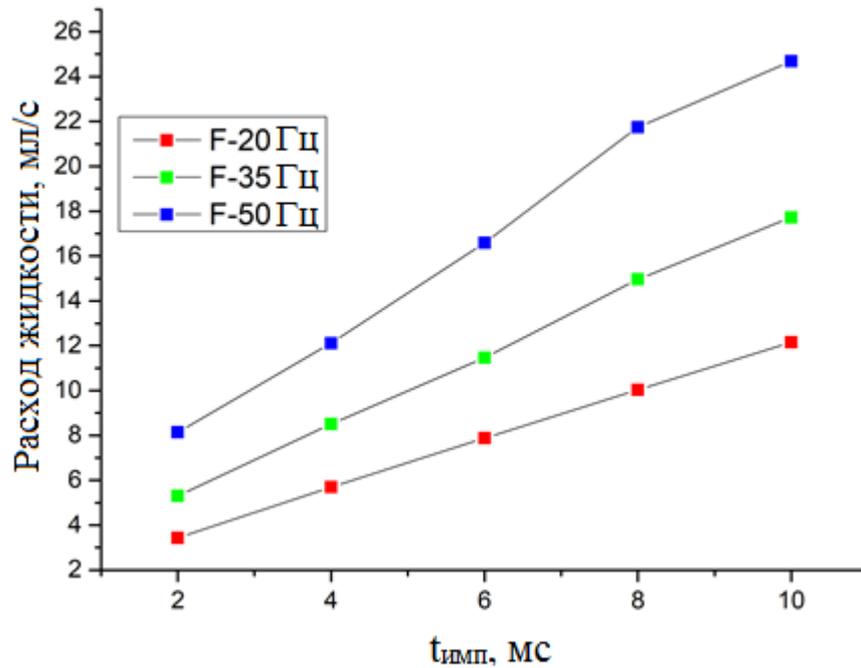


Рисунок 2.11 – Интегральный расход жидкой фазы через электромагнитную форсунку. Давление на входе форсунок  $P_{жидкости} = 1$  атм,  $F$  – частота импульсов,  $t_{имп}$  – длительность фазы открытия

Далее были получены данные об общем расходе в импульсном режиме. Интегральные расходные характеристики форсунок измерялись при длительности капельного потока  $T_{имп} = (2, 4, 6 \text{ и } 10)$  мс и частоте  $F = (20, 35, 50)$  Гц. Зависимости расхода жидкости от времени длительности фазы открытия форсунок, показанная на рисунке 2.11 имеет линейный характер. Это говорит о слабом влиянии на расходные характеристики фаз открытия и закрытия форсунок.

## 2.6 Формирование факела

Поступающая во впускное отверстие камеры под давлением жидкость благодаря системе электромагнитного клапана, имеет возможность истекать из выходного отверстия инжектора порциями (импульсом), который открывается на определенное время под действием управляющего электрического сигнала. На рисунке 2.12 приведена фотография формирования потока капель длительностью  $t_{имп} = 2$  мс на выходе одиночной форсункой. Измерение скорости и размера капель

были выполнены по данным полученным при обработке видеоматериала, зарегистрированного скоростной цифровой камерой «FONTOM».

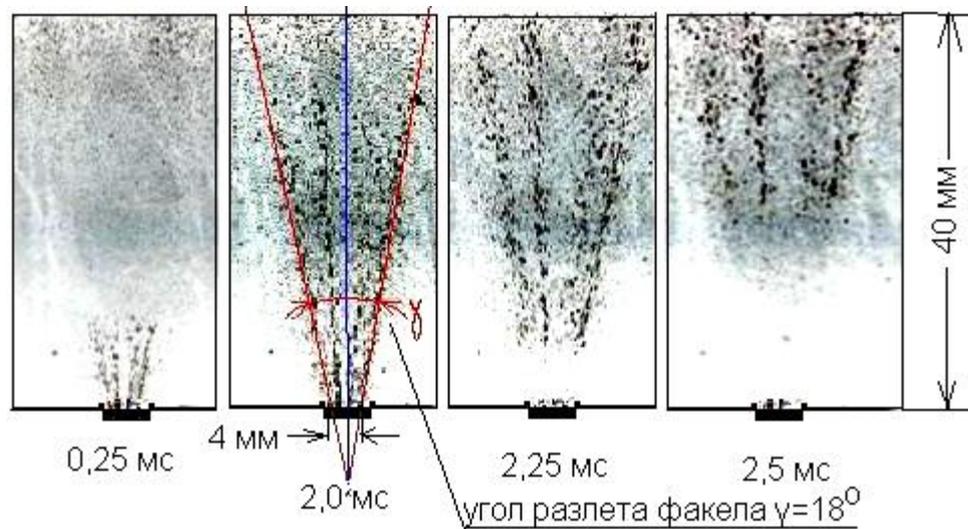


Рисунок 2.12 – Фотография импульсного потока капель отдельного клапана

В зависимости от расстояния между теплообменником и источником импульсного газочапельного потока при изменении давления в системе подачи жидкости и газа имеется возможность варьировать угол разлёта цуга капель и формировать на поверхности теплообменника орошаемое поле в широких пределах.

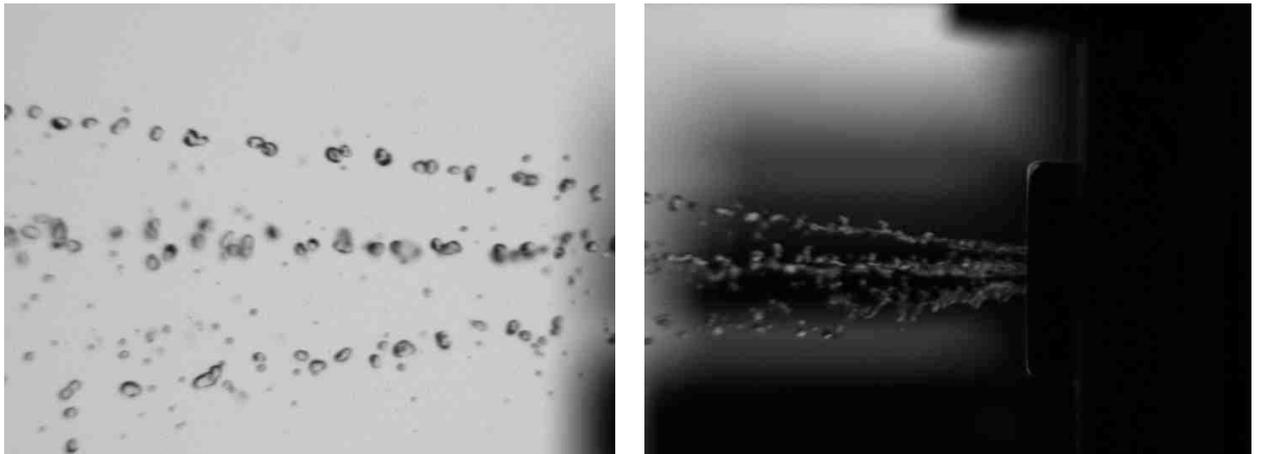


Рисунок 2.13 – Фотография динамики капельной струи

Средний расход жидкости измерялся объемным расходомером, регулировался за счет изменения давления на входе ( $P_{\text{жидкости}} = 0.05\text{--}1.0$  МПа), что позво-

ляло формировать поток заданного расхода со стартовой скоростью жидкой фазы в диапазоне от 0 до 20 м/с. Для определения локальной концентрации жидкости в сечении газочапельного потока в зависимости от режима работы инжектора были созданы и применен емкостной измеритель концентрации. Принцип регистрации основан на изменении величины электрической емкости зонда. Чем больше капля жидкости с более высокой диэлектрической проницаемостью ( $\epsilon_{\text{вода}} \sim 80$ ,  $\epsilon_{\text{спирт}} \sim 30$ ,  $\epsilon_{\text{воздух}} \sim 1$ ) попадает во внутренний объем зонда в пространство между центральным электродом и сеткой, тем больше изменение ёмкости. Чувствительность объемного зонда при заданной относительной диэлектрической проницаемости воды определяется его объемом. Калибровка выполнялась смесью воздух – вода с заданной концентрацией. На рисунке 2.14 приведен результат тарировки датчика концентрации влаги в потоке с действующим объемом  $V = 0,28 \text{ см}^3$ .

Применение регистратора концентрации позволило в процессе проведения исследований определять влияние расхода жидкости и воздуха на распределение жидкой фазы в газочапельном потоке. Для измерения распределения воды в различных точках выбранного сечения газочапельного потока зонд устанавливался на кронштейн программируемого двухкоординатного устройства (Рисунок 2.15).

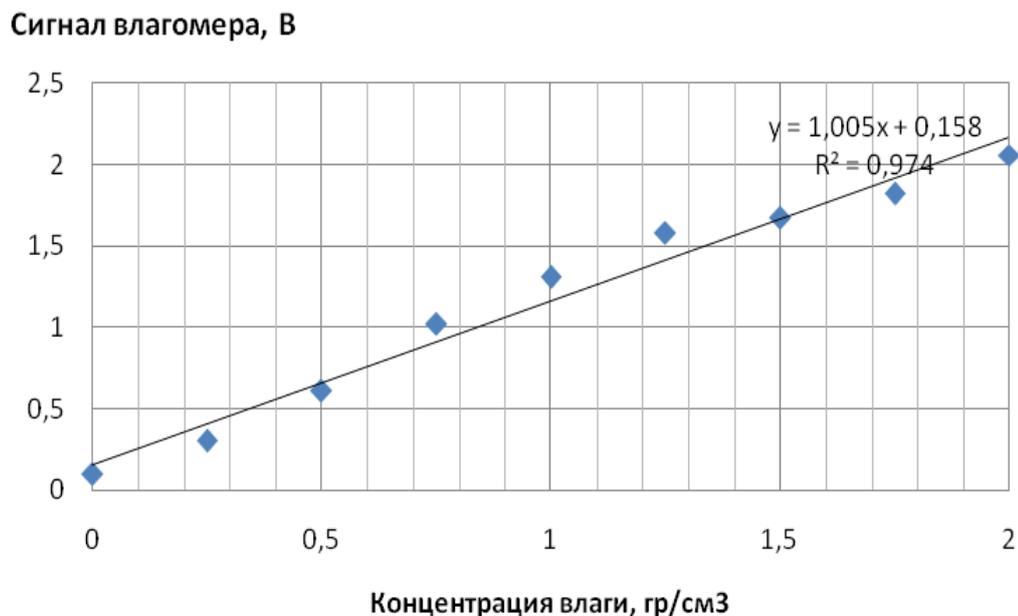


Рисунок 2.14 – Чувствительность емкостного объемного зонда

Концентрация воды регистрировалась с помощью автоматизированной системы сбора данных на базе АЦП типа ADCU14-8D, ПЭВМ типа IBM PC и специально написанного программного обеспечения.

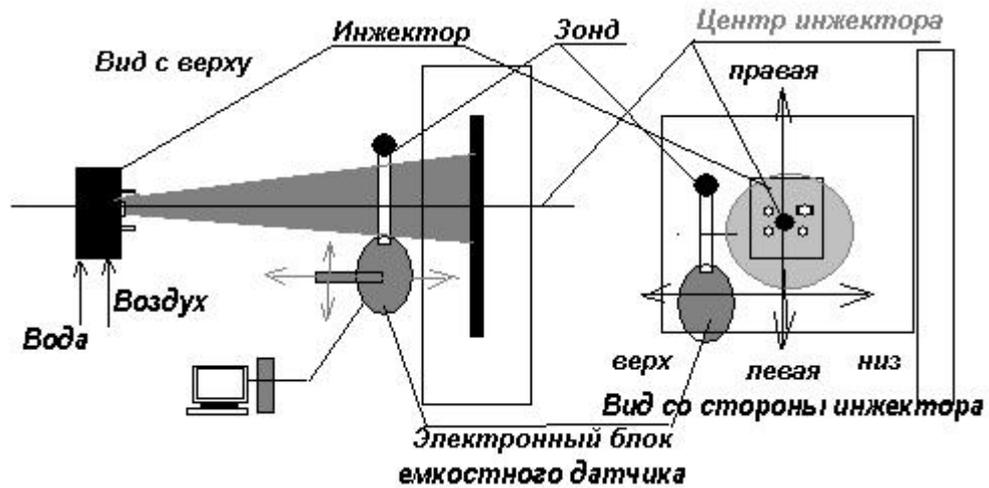


Рисунок 2.15 – Схема расположения устройства регистрации концентрации влаги

Сканирование выполнялось по двум координатам на различном расстоянии от инжектора. На рисунке 2.16 приведен график распределения жидкости для одного из режимов в водо-капельной струе одиночного инжектора на расстоянии 200 мм.

Информация о распределении влаги от одиночного инжектора позволила определить режимы формирования общего потока многоканального инжектора. Опыты показали, что наиболее однородный газокапельный поток формируется при давлении  $P_{\text{жидкости}} = 2$  атм и  $P_{\text{воздух}} = 0,5$  атм.

На рисунке 2.17 приведён график распределения влаги в газокапельном потоке относительно вертикального направления на расстоянии  $L = 200$  мм от инжектора в режиме синхронного включения всех клапанов.

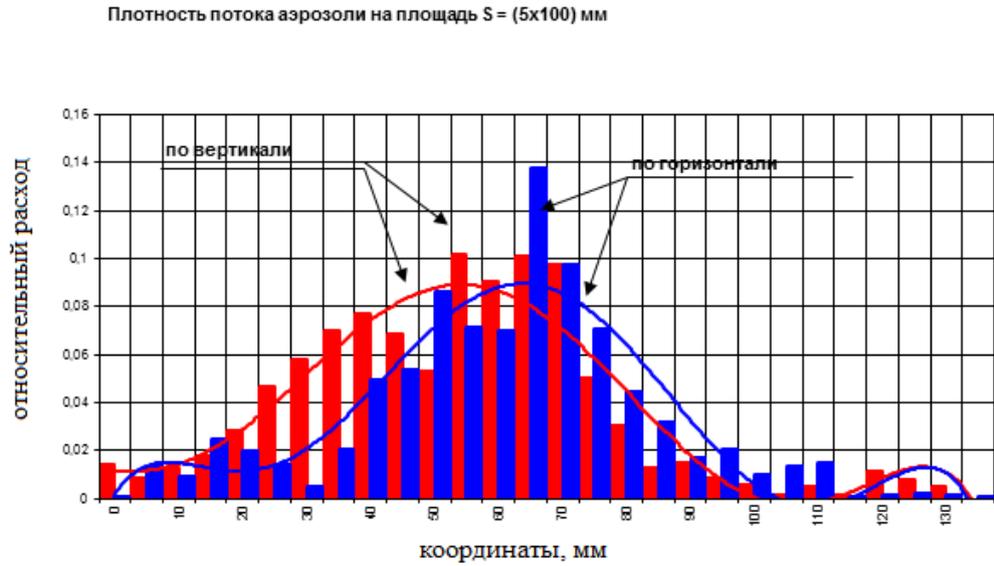


Рисунок 2.16 – График распределения жидкости в потоке аэрозоля



Рисунок 2.17 – Относительное распределение влаги в потоке.  $G$  – локальный расход воды,  $G_{\text{полное}}$  – суммарный расход воды

При проведении исследований часть формируемого потока попадает на поверхность теплообменника. В этой связи было определено влияние режимов потока на распределение жидкости по поверхности теплообменника. Весовым методом определялась часть жидкости, попадающая на рабочую поверхность тепло-

обменника и на окружающую его поверхность. На рисунке 2.18 приведены результаты измерений для различных условий работы инжектора.

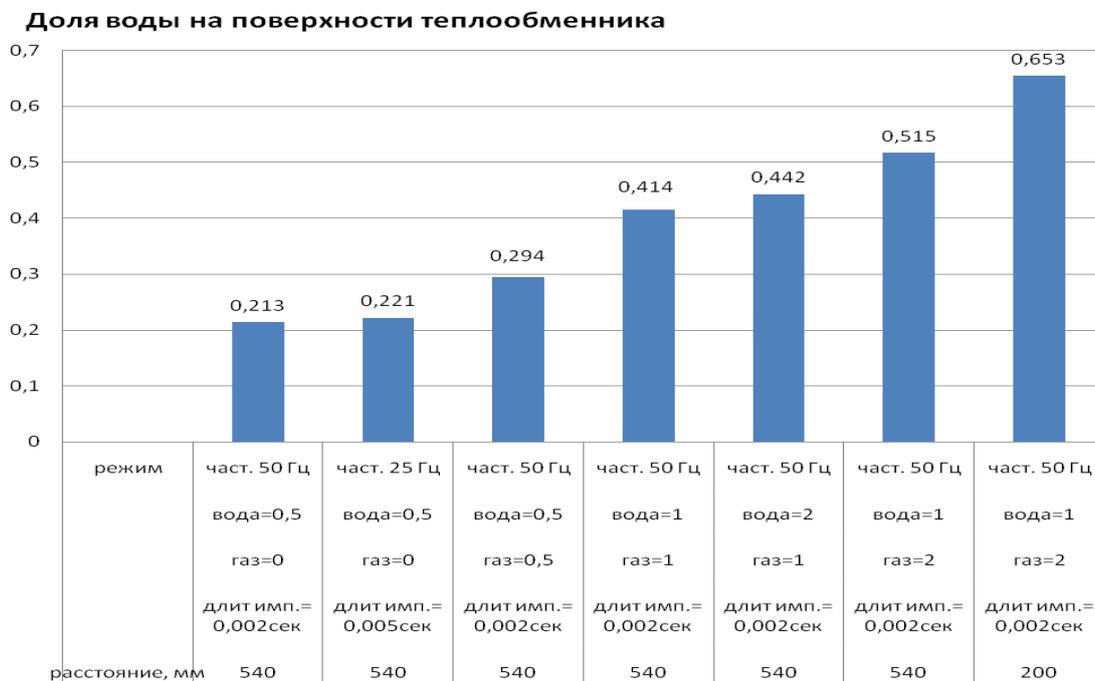


Рисунок 2.18 – Доля воды на поверхности теплообменника

Полученные данные позволили определить расстояние между источником газокапельного потока и теплообменником при котором реализуется равномерное осаждение жидкости на исследуемой поверхности, Это расстояние составляло 230 мм. При таком расположении Источника и теплообменника площадь орошения занимает площадь (300×300) мм, что обеспечивает неполное использование охладителя, так как на поверхность теплообменника оседает в зависимости от параметров спутного воздушного потока от 40 % до 70 %. Расстояние было выбрано из условия, что пристенная скорость воздушного осесимметричного потока достигает максимального значения на границе области с радиусом  $r \sim 125$  мм.

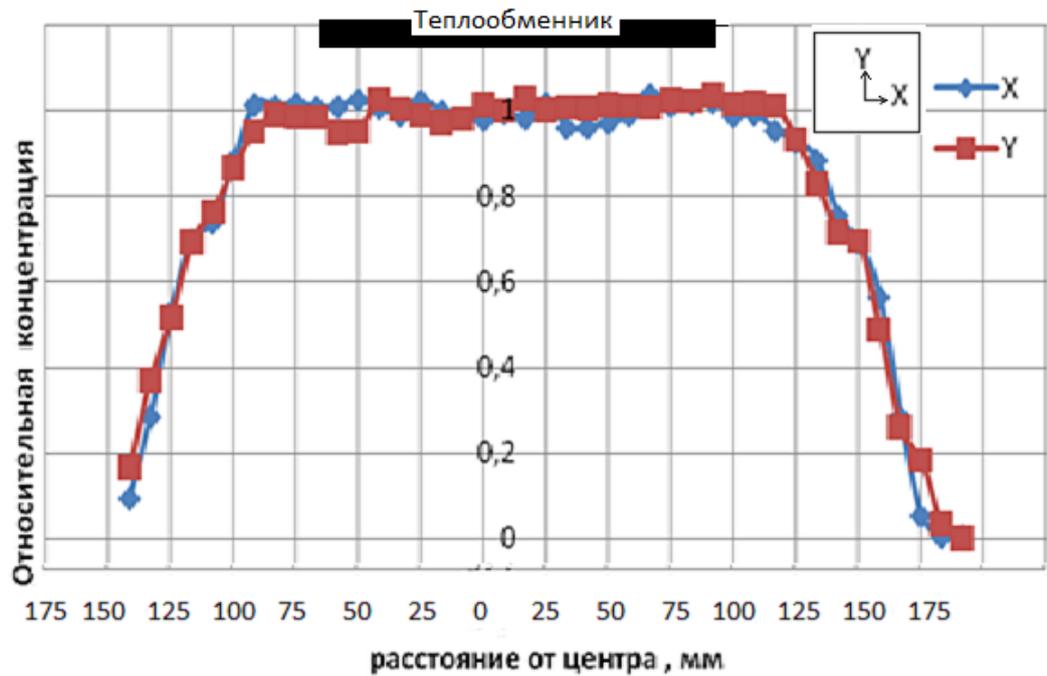


Рисунок 2.19 – Плотность потока капель у поверхности теплообменника

Измерения однородности распределения капельного потока у поверхности теплообменника ( $h = 20$  мм) показали (Рисунок 2.19), что отклонение концентрации жидкости от среднего не превышают 5% на площади равной поверхности теплообменника, несмотря на разброс индивидуальных расходов клапанов ( $\pm 5\%$ ).

## 2.7 Анализ неопределенности измерений

При проведении измерений осредненного по времени коэффициента теплообмена калориметрическим методом основной вклад в неопределенность вносит калориметр за счет малой разности между температурой теплоносителя на входе и выходе теплообменника и расходомер тепловычислителя.

Для снижения первой неопределенности были подобраны два термосопротивления с близкими характеристиками, датчики были установлены непосредственно на входных патрубках и изолированы от внешней среды.

На рисунке 2.20 приведены данные об абсолютных значениях разности температуры при полной теплоизоляции рабочей поверхности теплообменника. Среднее отклонение показаний  $dT = 0,057^\circ\text{C}$  при рабочей температуре теплоносителя  $T_{\text{стенки}} = 70^\circ\text{C}$ .

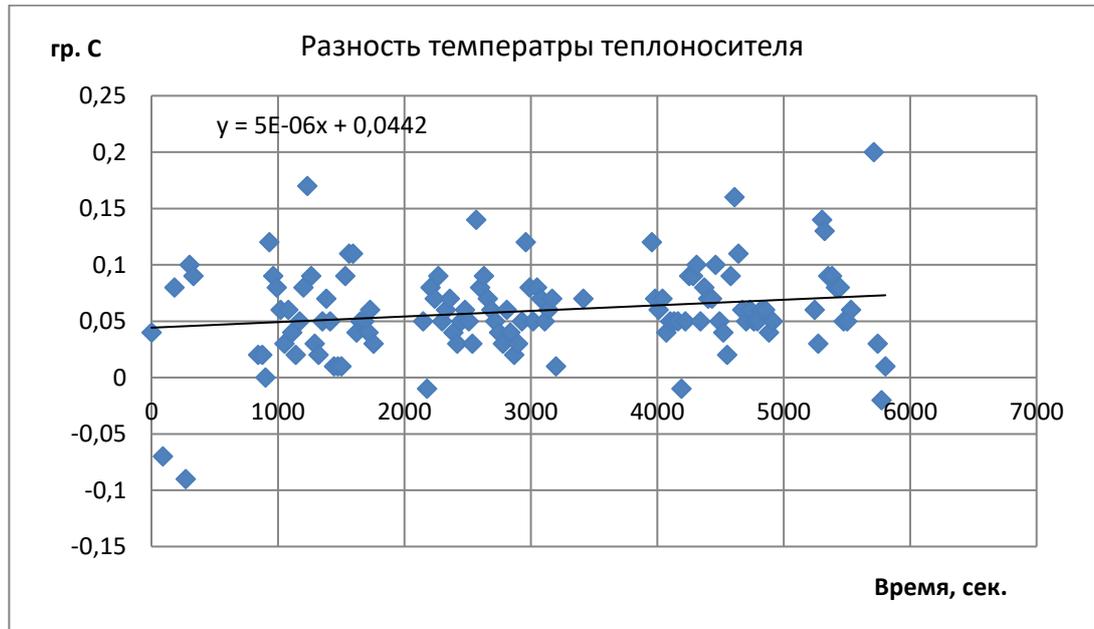


Рисунок 2.20 – Абсолютные значения разности температуры между входом и выходом в теплообменнике

Вторая неопределенность возникает из-за нестабильности давления, создаваемого циркуляционным насосом. Для ряда тестов теплообменная поверхность располагалась вертикально и стекающая пленка жидкости собиралась в специальный резервуар, что позволяло определять массовый расход неиспарившейся части спрея и, соответственно, количество теплоты, расходуемой на нагрев пленки жидкости. Вычислитель калориметра содержит ультразвуковой модуль измерения расхода с относительной неопределенностью измерения расхода  $< 0,5\%$  в диапазоне расходов 200 – 3000 л/час и  $< 1\%$  в диапазоне расходов 100 – 190 л/час. Экспериментально было определено, что система регулирования термостата обеспечивает поддержание температуры контура со статической ошибкой не более  $0,2^\circ\text{C}$  и среднеквадратичным отклонением промежуточных значений температуры

0,1°C. Для учета этой нестабильности в калориметре ведется постоянное измерение значения расхода, и эти данные используются при вычислении теплоотдачи с поверхности теплообменника. На рисунке 2.21 приведены абсолютные значения отклонений значения теплового потока в режиме калибровки для семи значений расхода. Калибровка показала, что среднее отклонение нег превышает  $dW = 7,5$  кал/с.

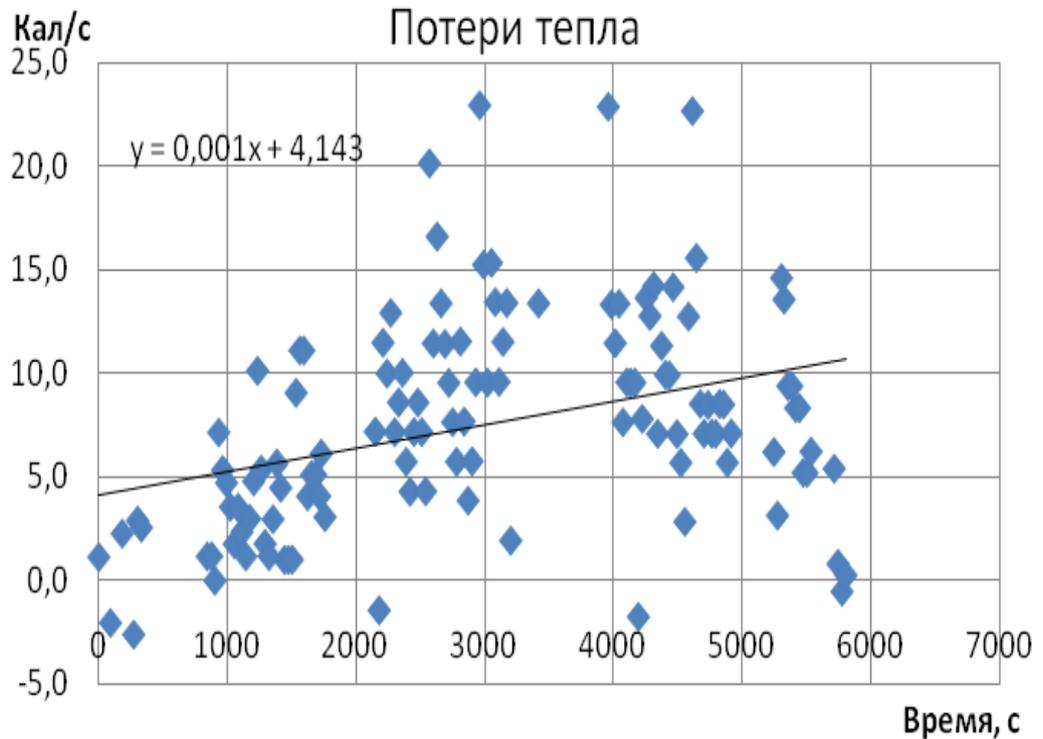


Рисунок 2.21 – Абсолютные значения отклонений значения теплового потока

Суммарная среднеквадратичная ошибка регистрации тепловой энергии с учётом ошибок измерения температур и расходов показана на рисунке 2.22 для расходов менее 200 л/час и для расходов более 200 л/час. Созданный калориметр позволил провести ряд оригинальных экспериментов по изучению процесса теплопередачи при взаимодействии потока капель с мишенью.

Для определения суммарной неопределенности разработанной системы газокапельного потока экспериментальный стенд можно разделить на две части: источник импульсного газокапельного потока и теплообменник с контуром калориметра.

Источник формирует ударный поток диспергированной жидкости различной длительности. Проведя измерения плотности (равномерности) газокапельного потока, получаем неопределенность расхода жидкой фазы по потоку  $\delta G - 2,5 \%$ .

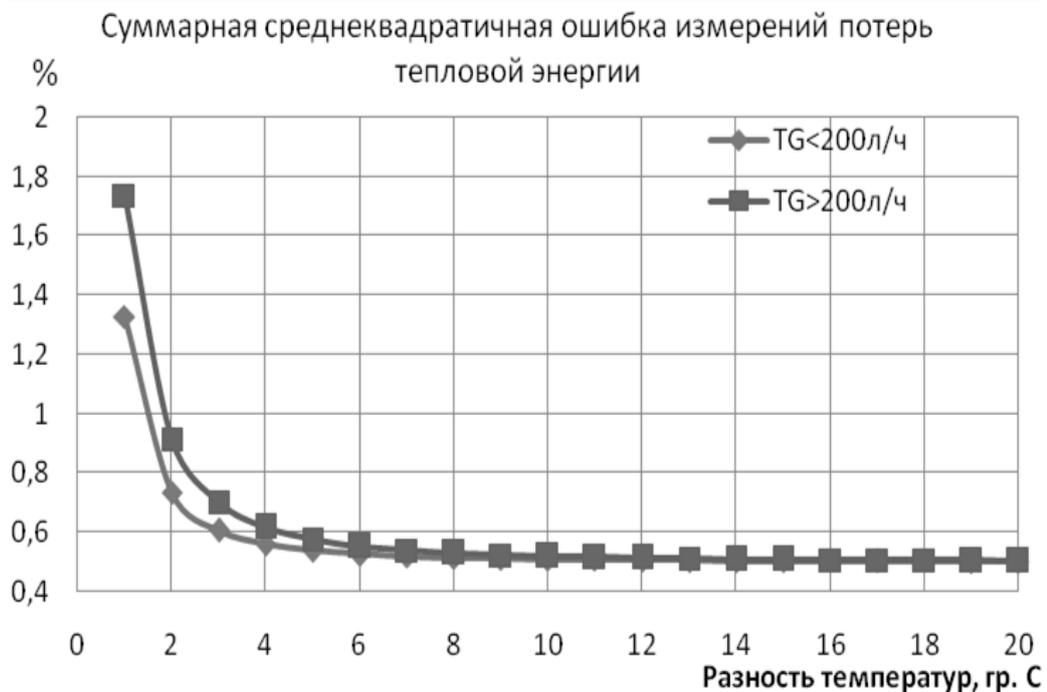


Рисунок 2.22 – Суммарная среднеквадратичная ошибка регистрации тепловой энергии

Интегральный тепловой поток определяется стабильностью расхода теплоносителя (насосом) и максимальная неопределенность расхода калориметра  $\delta g - 1 \%$ . Неопределенность распределения жидкой фазы на поверхности теплообменника  $\delta h - 5 \%$

Неопределенность теплового потока:

$$\frac{\delta q}{q} = \sqrt{\left(\frac{\delta g}{g}\right)^2 + \left(\frac{\delta G}{G}\right)^2 + \left(\frac{\delta h}{h}\right)^2} = 5,7\%$$

Неопределенность температуры поверхности:

$$\delta T_w = 0,2^\circ\text{C}$$

По правилу пренебрежения малыми составляющими при суммировании неопределенности величины  $T$  можно пренебречь. Так как суммирование под корнем производится над квадратами этой величины, то его вклад в общую неопределенность невелик. Общее значение неопределенности определения коэффициента теплоотдачи:

$$\frac{\delta\alpha}{\alpha} = \sqrt{\left(\frac{\delta q}{q}\right)^2 + \left(\frac{\delta T_w}{T_w}\right)^2} = 5,7\%$$

Неопределенность измерения средней температуры поверхности и коэффициента теплоотдачи соответствуют требованиям экспериментальной точности.

### **Выводы ко второй главе**

1. Созданная экспериментальная установка позволяет проводить комплекс исследований в области быстро протекающих процессов тепломассопереноса при охлаждении импульсным газокапельным потоком различной длительности и частоты повторений.

2. Источник газокапельного имеет программируемое управление, что позволяет управлять параметрами импактного газокапельного потока в широких диапазонах - продолжительность импульса 2-50 мс, частота их повторения 1-50 Гц.

3. С использованием датчика теплового потока градиентного типа отработана методика измерения нестационарного теплообмена при взаимодействии одиночного импульса спрея различной длительности в режиме постоянной температуры стенки.

4. Разработан цифровой динамический калориметр для измерения осредненного во времени коэффициента теплоотдачи от вертикальной теплообменной поверхности в широком диапазоне режимных параметров спрея.

5. Суммарная неопределенность измерения теплового потока с учетом неопределенности регистрации газочапельного потока, может быть обеспечена в пределах 5,7 %, что позволяет с достаточной точностью определять параметры рабочей поверхности, коэффициент теплоотдачи и их зависимость от режима охлаждающего потока.

### ГЛАВА 3 ТЕПЛООТДАЧА ПРИ НАТЕКАНИИ ОДИНОЧНОГО ПО ВРЕМЕНИ ИМПУЛЬСА ОХЛАЖДАЮЩЕЙ ЖИДКОСТИ НА ТЕПЛООБМЕННУЮ ПОВЕРХНОСТЬ

#### 3.1 Нестационарный теплообмен при натекании одиночного импульса

Оригинальное программируемое устройство управления клапанами инжектора позволяет формировать многоструйные импульсные газокапельные потоки в широком диапазоне изменения временных параметров рабочего цикла и задавать требуемые начальные условия охлаждающего спрея. Под «одиночными» импульсами понимается одномоментная кратковременная работа всех жидкостных форсунок, которая обеспечивает выбросы импульсов жидкости с заданной длительностью и частотой повторения, которые обеспечивают режим капельного потока с рабочим циклом при скважности больше  $S > 20$  ( $S = T_{\text{период}}/t_{\text{имп}}$ ). Исследование теплоотдачи при натекании различных по продолжительности одиночных импульсов на эффективность теплоотдачи представляет большой интерес для целей оптимизации тепловых режимов и полного использования энтальпии охлаждающей жидкости. Имея такие данные легко прогнозировать частоту следования импульсов и их продолжительность так, чтобы к моменту прихода следующего импульса теплообменная поверхность максимально освобождалась от жидкой фазы.

На рисунке 3.1 в качестве примера представлено изменение теплоотдачи по времени при натекании на теплообменник одиночного импульса жидкости длительностью  $t_{\text{имп}} = 4$  мс, зарегистрированной при помощи градиентного датчика локального теплового потока.

На рисунке 3.1 наблюдается три характерных интервала:

– быстрое нарастание теплового потока после попадания жидкой фазы на поверхность с достижением максимального значения теплообмена;

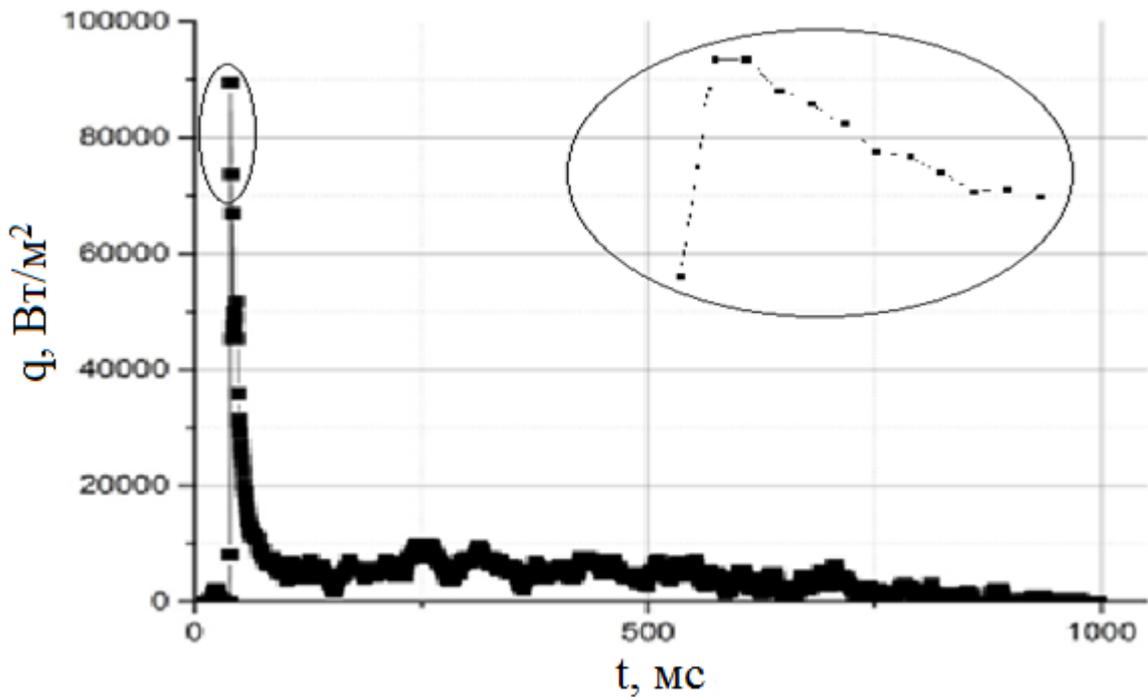


Рисунок 3.1 – Плотность теплового потока, полученная с датчика локального теплового потока (длительность цуга капель  $t_{\text{имп}} = 4$  мс)

– плато отбора тепла в интервале  $T_{\text{мс}} \sim 50$  мс при прогреве и испарении сформировавшейся из крупных капель «головой» импульса пленки жидкости, в этом интервале тепловой поток достигает больших величин и составляющих порядка  $\sim 1$  МВт/м<sup>2</sup>;

– за пиком теплоотдачи следует длительный интервал теплообмена капельного потока мелких капель «хвоста» цуга и отражённых стенкой вторичных капель. Вслед за этим теплоотдача снижается и достигает уровня, характерного для натекания однофазной импактной струи воздушного потока

Для регистрации динамики процесса возникновения и развития локальных воздействий одиночных импульсов, падающих на поверхность пленки в центральной части теплообменника, был установлен градиентный датчик локального теплового потока (ГДЛТП) [119,120].

Максимальная интегральная теплоотдача зависит от оптимального сочетания параметров охлаждающего потока и характерных особенностей образовавшегося охлаждающего потока плёнки. Об этом свидетельствуют данные, представ-

ленные на рисунке 3.2, которые были получены при неизменной длительности фазы подачи импульса, но при вариации частоты их следования. Подбирая частоту импульсов и их длительность можно в широких пределах изменять интенсивность, как мгновенного, так и среднего теплообмена.

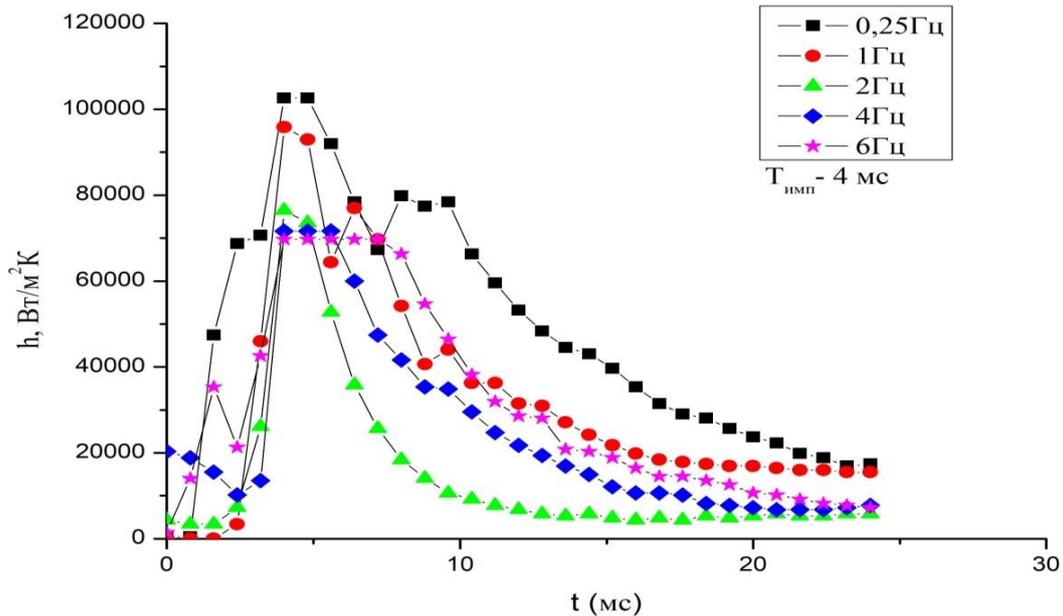


Рисунок 3.2 – Значения плотности теплового потока, полученные с датчика локального теплового потока ( $t_{\text{имп}}=4$  мс) при различной частоте повторений

В таблице 3.1 представлены данные о зависимости коэффициента теплоотдачи от удельного расхода при постоянной длительности капельного потока ( $t_{\text{имп}}=4$  мс), но переменного интервала между импульсами, когда очередной импульс приносит на поверхность очередную порцию охлаждающей жидкости ( $T_{\text{период}}$  от 3,7сек до 0,16 сек). Частота повторения импульсов соответствовала условию, когда охлаждающая жидкость предыдущий импульс не полностью испаряется на всей локальной поверхности орошения.

Приведенные в таблице 3.1 соотношение данных для ряда частот показывают, что при удельном расходе охлаждающей жидкости более в 10 раз ( $F = 6$  Гц) наблюдается рост коэффициента теплообмена только в 3 раза ( $F = 0,25$  Гц).

Таблица 3.1 – Экспериментальные данные

F, Гц	S	g, г / (м <sup>2</sup> с)	h, Вт/(м <sup>2</sup> К)	η
0.25	1000	1,4	269,1	0.96
1	250	3,6	446,8	0.87
2	125	5,9	596,4	0.81
4	62.5	10,7	795,5	0.75
6	42.5	16,2	888,4	0.69

Выводы, полученные при анализе экспериментальных данных этой серии, послужили основой для систематических исследований процессов, протекающих на поверхности теплообменника при воздействии коротких импульсов длительностью от 2 до 50 мс и следующих с частотой повторения 0,25 Гц. Расход охлаждающей жидкости изменялся в диапазоне 0,1 кг/м<sup>2</sup>с до 0,13 кг/м<sup>2</sup>с.

Все экспериментальные данные были получены при одних и тех же тепловых и газодинамических условиях: температура поверхности теплообменника  $T_w = 70^{\circ}\text{C}$ , температура насыщения  $T_s = 18^{\circ}\text{C}$ , избыточное давление в форкамере перед форсунками  $P_0 = 2$  бар. В экспериментах изменялась только длительность импульса и состав охлаждающей жидкости. Результаты измерений представлены на рисунке 3.3 в виде изменения коэффициента теплоотдачи по времени от момента подачи одиночного импульса различной продолжительности. При подаче коротких импульсов  $t_{имп} < 10$  мс кривые имеют единственный максимум, который наблюдается сразу же по достижению передним фронтом импульса теплообменной поверхности. При этом абсолютная величина максимального теплообмена не велика вследствие небольшого количества испарившейся жидкой фазы в коротких импульсах.

Анализ показывает, что наблюдается два интервала, сумма которых превышает длительность управляющего импульса клапана для данного режима. Интервал малых значений теплоотдачи ( $h > 5000$  Вт/м<sup>2</sup>·К) длится от (5 до 20) мс и его можно отнести к периоду конвективного охлаждения плёнкой жидкости. Второй

интервал наступает с момента включения испарительного охлаждения, который характерен большими значениями теплоотдачи ( $h \sim 12500 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ ) и длится для разных длительностей рабочего импульса (от 3 до 50) мс. Зависимость амплитуды и площади пиков коэффициента теплоотдачи указывают на массу охлаждающей жидкости, которая образовалась на поверхности датчика и теплообменника.

По мере возрастания длительности импульса  $t_{\text{имп}} > 10$  мс изменение коэффициента теплоотдачи носит своеобразный двугорбый характер. Первый максимум имеет место при  $t_{\text{имп}} \approx 10$  мс, а второй при  $t_{\text{имп}} \approx 30$  мс практически независимо от длительности открытия клапана. Столь сложное поведение коэффициента теплоотдачи во времени обусловлено несколькими факторами, среди которых является интенсификация теплоотдачи за счет турбулизации пристенного слоя крупными каплями, а также их повторным возвращением к нагретой стенке после их отскока от поверхности. В пользу этого вывода говорят результаты визуализационных исследований процесса взаимодействия одиночного импульса с теплообменником.

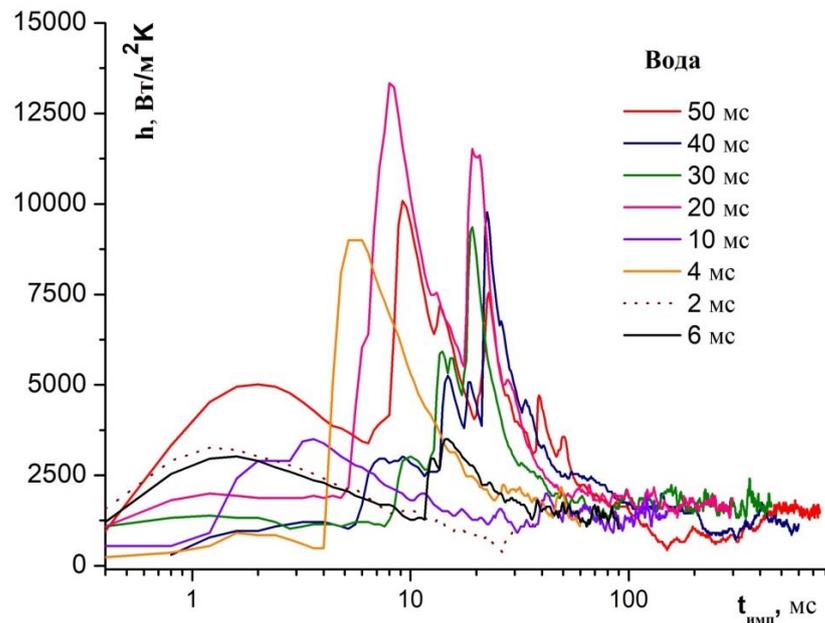


Рисунок 3.3 – Изменение коэффициента теплоотдачи во времени при импактном натекании одиночного газокпельного импульса различной продолжительности.

Рабочая жидкость - вода,  $P_0 = 2$  атм

Продолжительность фазы повышенного теплообмена, в течение которой завершаются испарительные процессы на стенке, как правило, не превышает 100 мс. После этого теплоотдача стабилизируется по времени, и ее величина соответствует примерно значению в лобовой точке импактных однофазных струй [10,18].

Очевидно, что следующий импульс спрея целесообразно подавать по окончании этого периода, когда теплообменная поверхность освобождается от жидкой фазы.

### **3.2 Изменение основных параметров теплообмена для одиночных импульсов**

Влияние длительности импульса спрея  $t_{\text{имп}}$  на максимальный и средний по времени коэффициенты теплоотдачи демонстрируется на рисунке 3.4. При анализе данных следует иметь в виду, что массовая скорость жидкой фазы в период подачи импульса остается одной и той же независимо от длительности импульса. В то же время, общая масса жидкости, выбрасываемая инжектором за один импульс, прямо пропорциональна его длительности. При выполнении исследований использовалась минимальная ( $t_{\text{имп}} = 2$  мс) и максимальная длительность ( $t_{\text{имп}} = 50$  мс), что позволило обобщить опытные данные для широкого диапазона удельного расхода охладителя ( $k = g_{50}/g_2 = 25$ ).

Несмотря на то, что масса инжектируемой жидкой фазы с ростом длительности импульса растет, что должно было, на первый взгляд, привести к большему вкладу в тепломассообмен испарительных процессов, на самом деле максимальная величина коэффициента теплоотдачи достигается при длительности фазы открытия  $t_{\text{имп}} \approx 10$  мс, а тепловые потоки здесь приближаются к значению  $q_w \sim 1$  МВт/м<sup>2</sup>.

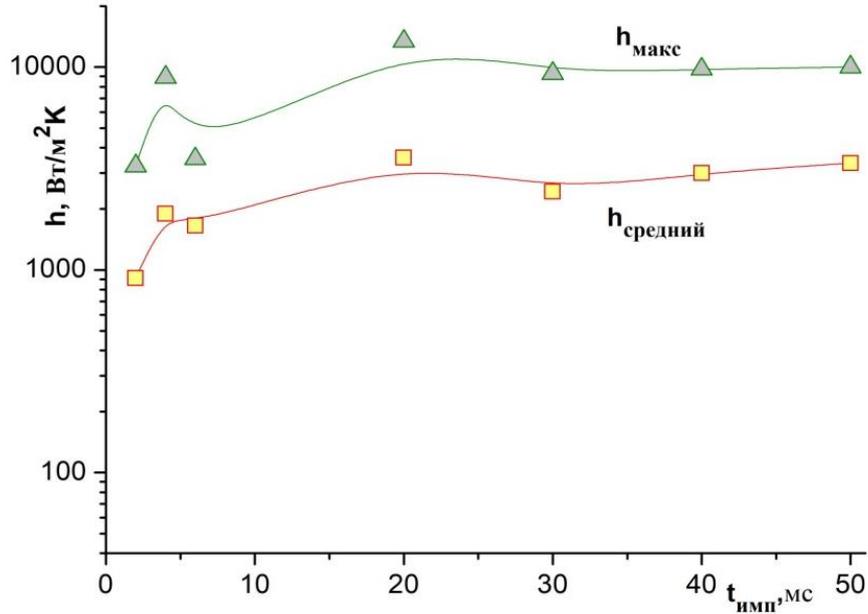


Рисунок 3.4 – Влияние длительности импульса спрея на максимальный и средний по времени коэффициенты теплоотдачи. Рабочая жидкость – вода,  $P_0 = 2$  атм

Для более коротких импульсов, как это наглядно следует из рисунка 3.4, имеет место понижение теплообмена за счет дефицита капельной фазы, а для продолжительных импульсов – теплообмен ухудшается вследствие возможного образования на поверхности жидких пленок.

Величина среднего теплообмена, являющаяся важным параметром в приложениях, определялась процедурой осреднения во времени экспериментальных данных (Рисунок 3.3):

$$h_{\text{средний}} = (1/t^*) \int_0^{t^*} h \cdot dt \quad (3.1)$$

За характерное время осреднения было принято  $t^* = 100$  мс, когда испаряется вся жидкая фаза и наступает режим однофазного теплообмена. Данные по среднему коэффициенту теплоотдачи также показаны на рисунке 4.3. Зависимость среднего коэффициента теплоотдачи  $h_{\text{средний}}$  достаточно близко повторяет поведение его максимального значения, хотя столь ярко выраженного экстремума, как

это есть для  $h_{\text{макс}}$ , не наблюдается. При этом абсолютное значение максимальных значений интенсивности теплообмена в 3...6 раз выше, чем ее средняя величина на промежутке  $t^* = 0 \dots 100$  мс.

Полученные ранее результаты показали, что интенсивность теплообмена сильно зависит от длительности импульса и по мере его увеличения коэффициент теплоотдачи в целом возрастает.

В этом случае между пленкой и охлаждаемой поверхностью происходит сложный процесс теплообмена, связанный, по крайней мере, с тремя факторами: с возникновением температурного градиента в пристенном ламинарном слое пленки, текущем вдоль охлаждаемой поверхности, с термокапиллярной конвекцией, возникающей из-за наличия градиента температуры на границе жидкость – твердая поверхность, а также с «ударной» турбулизацией крупными каплями, которая интенсифицирует теплоотдачу.

Но более значительный вклад вносит термокапиллярная конвекция за счет испарительного охлаждения в процессе формирования подвижной границы пленка - сухая поверхность. В этом режиме поверхностное натяжение является переменным потому, что возникают тангенциальные силы в направлении градиента поверхностного натяжения. Градиент поверхностного натяжения приводит к разрыву пленки и образованию ручейков и капель [66,96].

Параметром, характеризующим степень производительности спрей - системы, является ее тепловая эффективность. В общем случае, она равна отношению интегрального потока тепла через теплообменник к суммарной величине разности энтальпий паро-газо-капельной смеси [123]:

$$\eta = \frac{q}{m \cdot [c_p \cdot (T_w - T_s) + r]}, \quad (3.2)$$

где  $q_w$  - плотность теплового потока ( $\text{Вт}/\text{м}^2$ ),  $m$  – удельный массовый расход ( $\text{кг}/\text{м}^2\text{с}$ ),  $c_p$  – удельная теплоемкость ( $\text{Дж}/\text{кг}\cdot\text{К}$ ) и  $r$  – скрытая теплота парообразо-

вания (Дж/кг) жидкой фазы, а  $J_g, C_{pg}$  – соответствующие величины для газовой фазы. Здесь  $T_w, T_s$  – температуры теплообменной поверхности и насыщения (К).

Параметр тепловой эффективности спрея  $\eta$ , определяемый по формуле (3.2) в общем случае характеризует полноту использования энтальпии жидкой и газовой фаз для охлаждения поверхности. В предельном случае полной утилизации энергии на поверхности теплообменника величина  $\eta = 1$ . При этом вся жидкая фаза, подаваемая через инжектор превращается в пар, а температура парогазовой смеси становится равной значению на стенке теплообменника.

Формула (3.2) справедлива для стационарного непрерывного спрея. Для импульсного спрея, когда тепловые и массовые потоки изменяются во времени, необходимо использовать интегральные значения указанных параметров. В частности, для одиночного спрея формула (3.2) может быть преобразована к виду:

$$\eta_m = \int_0^{t^*} q_i dt / \left\{ \int_0^{t^*} J_L \cdot [C_{pL}(T_w - T_s) + r] dt + \int_0^{t^*} J_G \cdot C_{pG}(T_w - T_s) dt \right\}, \quad (3.3)$$

Как и при определении средних величин коэффициентов теплоотдачи в формуле (3.3) интегрирование производилось по одному и тому же временному интервалу  $t^* = 100$  мс, когда преимущественно завершаются испарительные процессы для всех исследованных в работе длительностей одиночных импульсов.

С одной стороны, увеличение длительности импульса ведет к росту выбрасываемой инжектором массы охлаждающего спрея и, соответственно, к интенсификации теплообмена. С другой стороны, при продолжительных импульсах, как отмечалось выше, возможно образование стекающих по поверхности теплообменника пленок жидкости. Однако этот вопрос требует совместного изучения сложных нестационарных тепловых процессов и особенностей формирования жидких пленок и их влияния на интенсивность тепломассопереноса.

Получены данные о максимальном и среднем значении коэффициента теплоотдачи. Среднее значение коэффициента, является усредненной по времени

(100 мс) величиной от воздействия одного импульса. В то время как максимальное значение соответствует пиковому показателю теплоотдачи при осаждении большей массы ансамбля капель на поверхности теплообменника.

### Выводы к третьей главе

Экспериментальное исследование интенсивности теплообмена при взаимодействии одиночного импульса спрея с теплообменной поверхностью в режиме испарительного охлаждения ( $T_w = 70^{\circ}\text{C}$ ) показало, что характер изменения коэффициента теплоотдачи во времени зависит, прежде всего, от длительности импульса  $t_{\text{имп}}$ . Для коротких по времени импульсов ( $t_{\text{имп}} < 10$  мс) в распределении формируется один максимум, а для более длительных наблюдаются два ярко выраженных экстремума. Возможной причиной второго максимума является возврат и повторное осаждение крупных капель, отраженных от поверхности.

Максимальные и осредненные по времени коэффициенты теплоотдачи сильно зависят от длительности импульса. Они достигают наибольших значений при  $t_{\text{имп}} \approx 10$  мс и, несмотря на увеличение массы инжектируемой жидкой фазы по мере роста длительности импульса, коэффициент теплоотдачи при  $t_{\text{имп}} > 10$  мс изменяется очень слабо. Подобная тенденция поведения теплообмена отмечается и для других исследованных кроме воды жидкостей.

Фаза испарения осажденных на теплообменник капель жидкости при всех длительностях импульса не превышает  $t^* < 100$  мс. После этого промежутка времени наблюдается режим однофазного теплообмена за счет импактного натекания спутного воздушного потока на поверхность теплообменника. Опытные данные по средней теплоотдаче одиночного импульса спрея определялись интегрированием по этому временному промежутку.

Получены экспериментальные данные по коэффициенту тепловой эффективности охлаждения одиночным импульсом спрея  $\eta$ , представляющим собой степень использования энтальпий жидкой и парогазовой фаз (формула (3.3)) для охлаждения поверхности. Установлено, что наибольшее значение параметра  $\eta$  до-

стигается при очень коротких импульсах. При длительных импульсах, возрастающий расход жидкой фазы не успевает полностью испариться, и он стекает вдоль поверхности теплообменника в виде жидкой пленки и ривулетов.

Интенсификация теплообмена обусловлена вкладом испарительного охлаждения, который в свою очередь зависит от термического сопротивления жидкой пленки. Взаимодействие этих факторов, противоположно влияющих на пристенный тепломассоперенос, вызывает локальный экстремум в зависимости параметра эффективности от длительности импульса подачи спрея. Показано, что длительностях импульса примерно равным  $t_{\text{имп}} \sim 10$  мс наблюдается максимум коэффициента тепловой эффективности спрея.

Полученные результаты позволяют подобрать оптимальные режимы охлаждения импульсным спреем, в том числе длительность фазы открытия  $t_{\text{имп}}$ , а также момент открытия следующего по времени импульса или частоту их следования.

## ГЛАВА 4 ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ИМПУЛЬСНОГО СПРЕЯ НА ИНТЕГРальный ТЕПЛООБМЕН

### 4.1 Компоненты теплового потока при охлаждении спреем

Охлаждение большой теплонагруженной поверхности импактным газочапельным потоком является сложным, с точки зрения моделирования, процессом. Необходимо учитывать большое количество факторов: расход газа, расход охлаждающей жидкости, расстояние от источника до теплообменной поверхности, временных характеристик импульсов, температуры поверхности и других параметров. Сложность описания вышеизложенных факторов выводит экспериментальное исследование на первый план при изучении процессов тепло - и массообмена при охлаждении большой поверхности импактным газочапельным потоком.

В режиме капельного импульсного орошения со спутным воздушным потоком теплоотдача определялась суммой трех процессов: охлаждение воздушным, пленочным потоком и тепловой энергии, затрачиваемой на фазовый переход:

$$Q_T = Q_l + Q_g + Q_w, \quad (4.1)$$

где:

$Q_l$  – тепловая энергия снимаемая пленочным потоком;

$Q_g$  – тепловая энергия снимаемая воздушным потоком;

$Q_w = r \cdot (G_w - G_l) \cdot F_T$  – тепловая энергия снимаемая испарением;

$r$  – удельная теплота испарения воды.

С учетом всех составляющих коэффициент теплоотдачи можно записать в виде:

$$h = Q_l/F_T(T_w - T_l) + Q_w/F_T(T_w - T_g) + r \cdot (G_w - G_l)/F_T, \quad (4.2)$$

где  $G_w$  и  $G_l$  – потоки жидкой фазы спрея, скорость орошения жидкой пленки на поверхности теплообменника,  $r$  – скрытая теплота парообразования,  $F_T$  – площадь теплообменника.

## 4.2 Влияние спутного потока газа

На рисунке 4.1 представлены экспериментальные данные зависимости коэффициента теплообмена от интенсивности капельного потока и скорости воздуха. Как видно, тепловая энергия, снимаемая воздушным потоком при отсутствии, составляет небольшую величину и с ростом скорости потока изменяется не значительно. Нижняя кривая на (Рисунок 4.1) как раз соответствует интенсивности теплообмена от скорости воздушной струи без капельного потока.

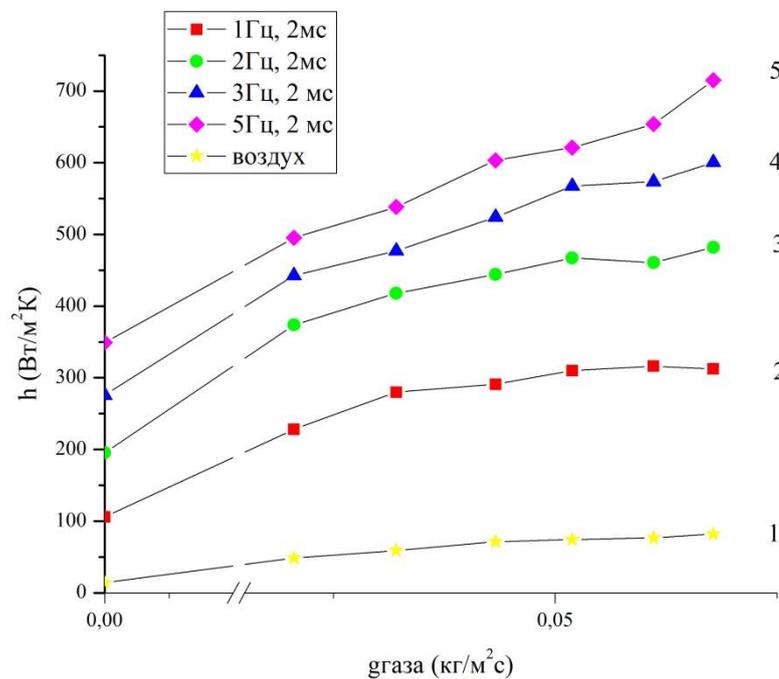


Рисунок 4.1 – Зависимость коэффициента теплоотдачи от удельного расхода спутного воздушного потока для разных расходов капельной фазы

Однако ситуация резко изменяется, когда газовый спутный поток подается совместно с капельной фазой. Влияние газовой фазы усиливается и по мере увеличения ее скорости теплоотдача также возрастает причем, как это следует из рисунка 4.1, эффект интенсификации увеличивается при больших расходах жидкой фазы. Таким образом, спутный поток газа оказывает положительный эффект на усилении теплоотдачи спрея, что физически обусловлено изменением структуры течения жидкой пленки на поверхности, о чем ниже будет подробно обсуждаться.

Немаловажную роль может играть эффект возврата отраженных от поверхности пленки капель. Этому процессу в последнее время уделяется все более пристальное внимание [124–126].

Тепловая энергия, снимаемая пленочным потоком при отсутствии спутного газового течения, ведет себя аналогично ситуации, рассмотренной выше. На поверхности теплообменника в данном случае отсутствует равномерная пленка жидкости, наблюдаются фрагменты островков с образованием отдельных ручейков. Это становится возможным из-за отсутствия равномерного охлаждающего потока капель.

Тепловая энергия, снимаемая при испарении, зависит, прежде всего, от температуры поверхности и термического сопротивления жидкой пленки. При неизменной температуре стенки, как это было в настоящем исследовании, для реализации режима максимального охлаждения необходимо создать тонкую пленку жидкости по всей поверхности теплообменника. Это становится возможным при охлаждении импульсным газокапельным потоком. Данные на рисунке 4.1 показывают, что спутный поток воздуха участвует в двух процессах: охлаждение объекта пропорционально удельному расходу сухого воздуха и влияние на гидродинамический режим образования и характера течения охлаждающей пленки, что значительно увеличивает теплоотдачу до 2 раз. Это достигается за счет воздействия потока газа на сформировавшуюся пленку жидкости на поверхности и за счет возврата на поверхность отраженных вторичных капель. Двухфазный поток формируются синхронным открытием жидкостных клапанов длительностью  $T_i = 2$  мс и частотой  $F_i = 1, 2, 3$  и  $5$  Гц, и непрерывным воздушным спутным потоком.

При помощи установленного на поверхности датчика теплового потока были получены данные о величине локального коэффициента теплоотдачи при различной скорости спутного потока. На рисунке 4.2 приведены типичные графики изменения во времени локального теплового потока при разных значениях скорости спутного воздуха для постоянного режима жидкой фазы: скорость  $5$  м/с, открытие жидкостных клапанов источника – частота  $F = 1$  Гц, длительность

$t_{\text{имп}} = 3$  мс. На графике кривые теплового потока расположены последовательно с увеличением скорости спутного воздушного потока.

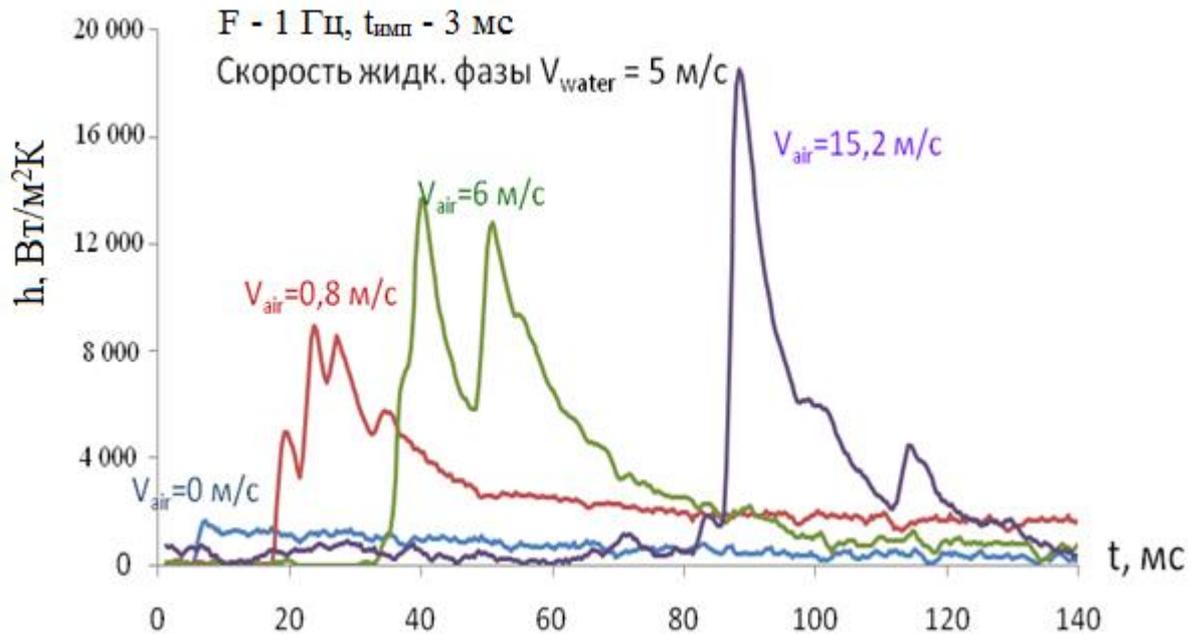
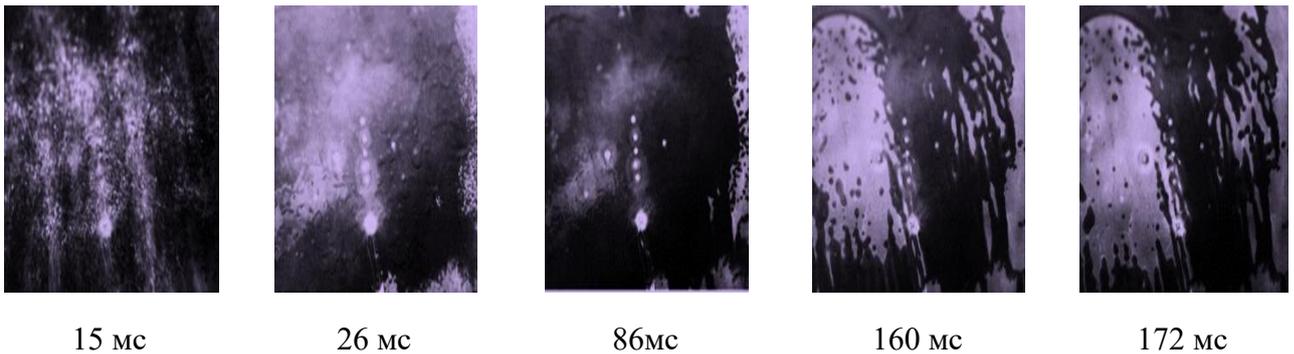


Рисунок 4.2 – Влияние скорости спутного воздушного потока на локальный тепловой поток

Анализ экспериментальных данных, показывает, что неравномерность локального теплового потока чаще наблюдается в диапазоне скоростей спутного газового потока от 0 м/с до 8 м/с. При некоторых режимах локальная неоднородность теплового потока может достигать до 50 % от максимального значения. Интенсивная бомбардировка каплями потока охлаждающей пленки (0,003 – 0,006 сек.) вызывает мощный выброс обратного мелкодисперсного потока жидкости, который спутным потоком воздуха прижимается к поверхности теплообменника и образует охлаждающую «шубу». Вышеописанный разнохарактерный во времени процесс теплопереноса позволяет предположить, что на интенсификацию теплопереноса влияют существующие в течение периода три фазы импульсного процесса охлаждения.

### 4.3 Особенности формирования пленки жидкости на поверхности теплообменника

Характерной особенностью охлаждения короткими импульсами является частичное смачивание рабочей поверхности теплообменника. В этом режиме наблюдается снижение коэффициента теплоотдачи при учете всей поверхности теплообменника пропорционально расходу, но наблюдается увеличение эффективности использования теплоносителя. Для определения факторов, влияющих на повышение эффективности, был выполнен ряд экспериментов для сопоставления режимов течения с толстой и тонкой пленками. Для определения мгновенного значения площади пленки была применена фотометрическая методика и выполнены измерения в одноимпульсном режиме. На фотографиях (Рисунок 4.3 и Рисунок 4.4) черным цветом показана смоченная поверхность.



15 мс

26 мс

86 мс

160 мс

172 мс

Рисунок 4.3 – Фотография образования и развития сухой поверхности при формировании толстой пленки ( $\sim 200 - 350$  мкм).  $t_{\text{имп}} = 50$  мс,  $F = 0,25$  Гц,  $g = 0,13$  кг/м<sup>2</sup>с в диапазоне длительности импульса



5,5 мс

30 мс

84,1 мс

113 мс

162 мс

Рисунок 4.4 – Фотография образования и развития сухой поверхности при формировании тонкой пленки ( $\sim 50 - 150$  мкм).  $t_{\text{имп}} = 10$  мс,  $F = 0,25$  Гц,  $g = 0,0051$  кг/м<sup>2</sup>с

На рисунке 4.3 показана эволюция осаждения жидкости на поверхность теплообменника и ее испарение последовательно во времени. При длительности открытия жидкостных клапанов  $t_{\text{имп}} = 50$  мс ( $F = 0,25$  Гц,  $g = 0.13$  кг/м<sup>2</sup>с) на всей поверхности образуется сплошная пленка жидкости с толщиной порядка 200 мкм – 350 мкм. На рисунке 4.3 времени  $t = 15$  мс соответствует началу осаждения капель на вертикальную стенку из спрея, а  $t = 26$  мс – завершению осаждения. На фотографиях с моментами времени 86 мс, 160 мс и 172 мс показано испарение жидкостных образований с поверхности теплообменника.

На рисунке 4.4 показан аналогичный процесс, но с длительностью открытия жидкостных клапанов  $t_{\text{имп}} = 10$  мс (удельный расход  $g = 0.0051$  кг/м<sup>2</sup>с). При этом режиме на поверхность капли жидкости осаждаются в виде пятен толщиной 5 мкм – 150 мкм, разделенные сухими участками, площадь которых занимает значительную долю теплообменной поверхности.

Скоростная съемка позволила определить коэффициент покрытия рабочей поверхности теплообменника пленкой жидкости в зависимости от режима спрея для двух характерных участков для разных удельных расходов жидкой фазы.

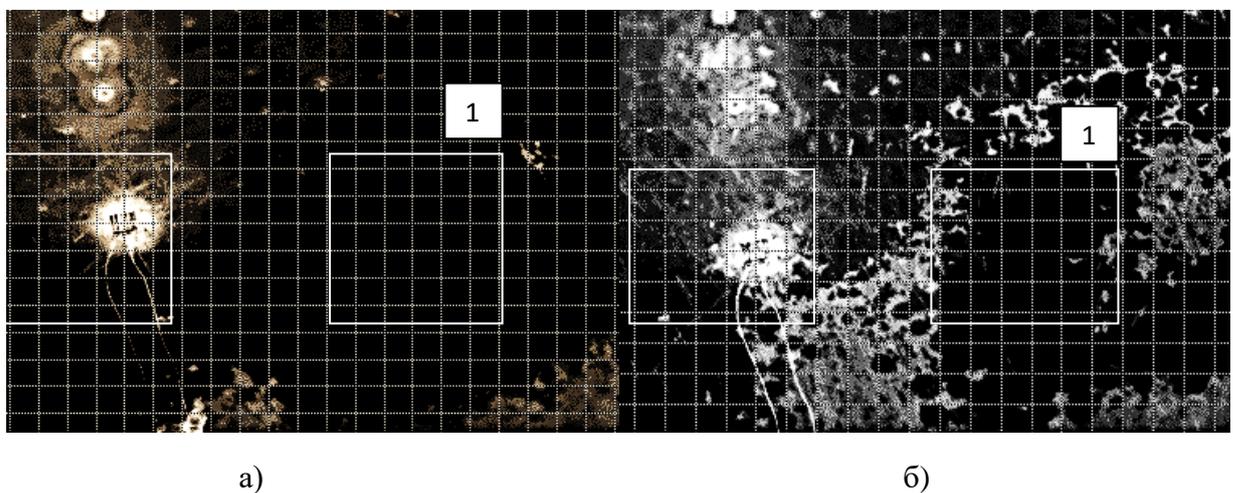


Рисунок 4.5 – Фотография образования на поверхности теплообменника «толстой» и «тонкой» пленки: (а)  $t_{\text{имп}} = 50$  мс,  $g = 0.023$  кг/м<sup>2</sup>с; (б)  $t_{\text{имп}} = 10$  мс,  $g = 0,0051$  кг/м<sup>2</sup>с

На рисунках 4.5(а) и 4.5(б) показан момент завершения образования пленки в области установленного датчика локального теплового потока и свободной гладкой поверхности.

Скорость осушения поверхности была определена сеточным методом с шагом (2x2) мм. Погрешность регистрации сухой поверхности определялась как отношение половины площади ячейки сетки к наблюдаемой площади теплообменника  $S_g/S_t \sim 1\%$ .

Выполненные исследования влияния параметров многоструйного двухфазного воздушно-капельного потока на эффективность охлаждения большой поверхности позволяют применять мульти струйные методы при решении задач в современных энергетических системах. Наиболее часто встречающиеся принципы построения систем интенсивного тепломассопереноса основываются на использовании системы импактных струй, что позволяет снимать значительные тепловые нагрузки при относительно малых расходах жидкой охлаждающей фазы.

Изучение структуры пленочного течения показывает, что в режиме с импактным многоструйным потоком наблюдается значительное отличие течения от случая стекания по вертикальной поверхности гравитационной пленки. На поверхности теплообменника наблюдаются области со слабым разнонаправленным течением и области с интенсивным волновым течением, которое направлено от центра к периферии. Анемометрические измерения у поверхности теплообменника ( $h = 7,5\text{мм}$ ) в режиме трех направлений, приведённые на рисунке 4.6, позволили с погрешностью  $\sim 15\%$  определить пристенные скорости воздушного потока в «сухом» режиме по трем векторам: вертикальное направление к поверхности теплообменника и два ортогональных. Важно отметить, что пристенное течение газовой фазы имеет ярко выраженный двумерный характер с минимальными значениями скорости в центре и максимальными на периферии, причем горизонтальная компонента превалирует над вертикальной.

Система регистрации течения пленки, построенная на видеонаблюдении, скоростной фотографии и данных многоканального емкостного регистратора о локальной толщине пленки, позволила выполнить измерения течения пленки на поверхности теплообменника.



Рисунок 4.6 – Карта пристенных скоростей (вид со стороны сопел)

На рисунке 4.7 приведена общая картина течения образовавшейся волновой пленки (Рисунок 4.7(а)) и карта скоростей (Рисунок 4.7(б)), полученная по данным видеонаблюдения.

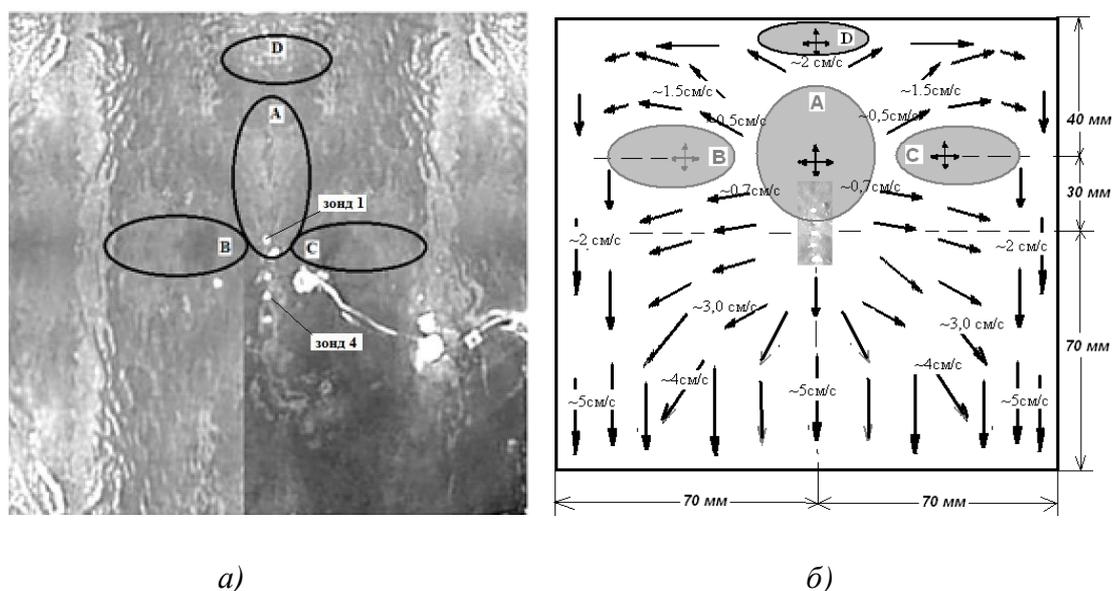


Рисунок 4.7 – Карта проекции волнового течения охлаждающей пленки

В вытесненных к периферии потоках наблюдаются несколько различных видов трехмерных неустойчивостей, возникающих при малых числах Рейнольдса пленки в различных зонах теплообменника. Оптические наблюдения показали, что вне выделенных областей А, D, C, D (Рисунок 4.7(а)) существуют устойчивые двух- и трехмерные волны малой амплитуды ( $dh \sim 0,05 \text{ мм}$ ) с поперечной модуля-

цией вдоль потока. Частота колебаний вынужденных двумерных волн в значительной степени зависит от положения поверхности теплообменника. Особо выделены характерные зоны А,В,С,Д, где измерения показали слабое течение и отсутствие крупных волн.



Рисунок 4.8 – Быстрые и медленные пульсации толщины пленки в зоне А

На рисунке 4.8 приведен график изменения толщины пленки ( $h_{\max} = 0,92\text{мм}$ ) в зоне А в пределах  $dh = 0,06\text{ мм}$  на зонде №1 и  $dh=0,02\text{ мм}$  на зонде №2. Кроме медленных волн регистратор показал наведенные пульсации толщины пленки, что можно отнести к движению очень слабых медленных волн амплитудой  $dH = 0,06\text{ мм}$  от центра к краям теплообменника со скоростью  $V = (0 - 0,01)\text{ м/с}$  и числом Рейнольдса пленки  $Re = (4 - 12)$  и частотой колебаний  $F = (0,2 - 1)\text{ Гц}$ .

#### 4.4 Теплообмен при изменении параметров спрея

Под термином «параметры спрея» здесь понимается время фазы открытия форсунок (длительность импульса  $t_{\text{имп}}$ ) и частота их следования  $F_i$ . Длительность импульса в экспериментах изменялась в пределах  $t_{\text{имп}} = 2 - 10\text{ мс}$  с интервалом в  $1\text{ мс}$ , а частота  $F_i = 0,25 - 10\text{ Гц}$  при трех значениях давления воздуха и жидкости на входе перед форсунками. В данной серии экспериментального исследования было изучено более 400 режимов. Параметры экспериментов подбирались таким образом, чтобы, варьируя длительностью импульсов, их частотой и начальным

давлением получать одинаковые значения массовой скорости жидкой фазы. Тем самым предоставлялось возможным непосредственно в экспериментах выявлять влияние перечисленных выше параметров на интенсивность среднего теплообмена. Подробные экспериментальные данные представлены в таблицах в Приложении Б. Ниже приводятся наиболее характерные результаты, иллюстрирующие основные закономерности процесса теплопереноса. Экспериментальные данные о коэффициенте теплоотдачи при вариации длительности импульса подачи спрея и при различных частотах их следования демонстрируются на рисунке 4.9. В этих экспериментах избыточное давление воздуха и воды перед форсунками было одинаковым и равным  $P_{\text{газа}} = P_{\text{жидкости}} = 0.5$  атм.

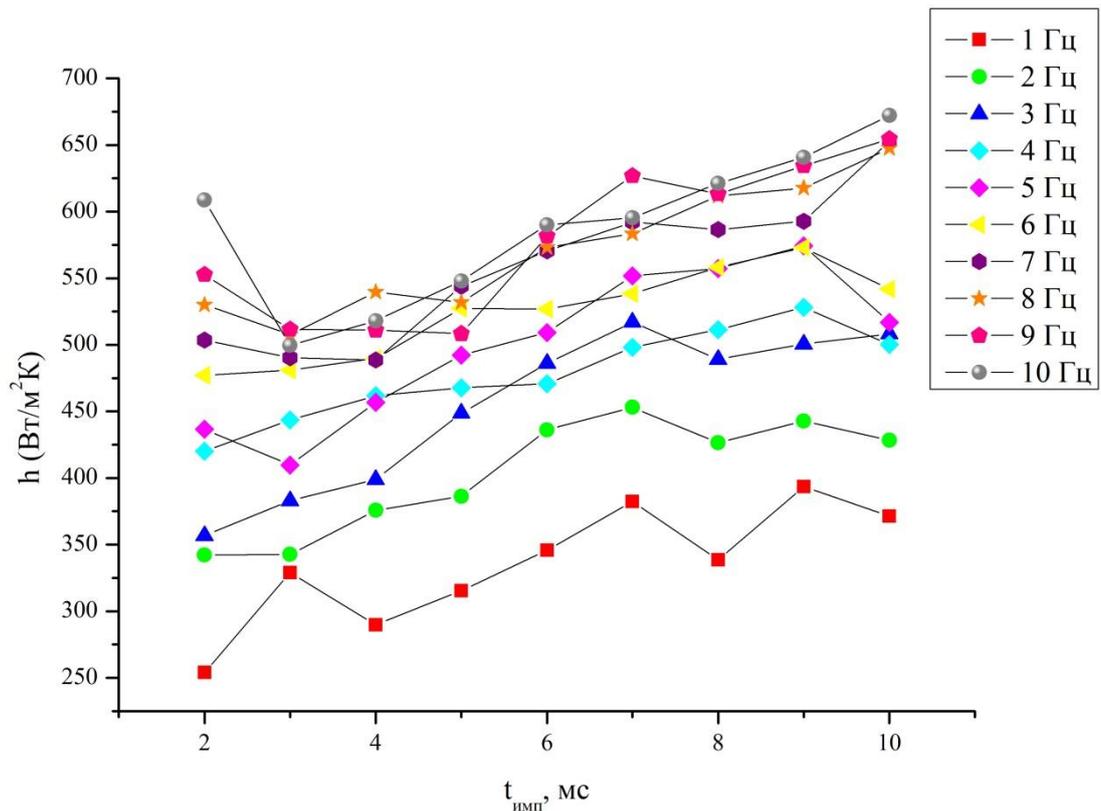


Рисунок 4.9 – Средний коэффициент теплоотдачи при изменении длительности импульса спрея и частоты.  $P_{\text{газа}} = 0,5$  атм,  $P_{\text{жидкости}} = 0,5$  атм

Отметим, что коэффициент теплоотдачи возрастает по мере увеличения как продолжительности импульса, так и частоты. Объясняется это, прежде всего тем, что в зависимости от этих величин изменяется и количество выбрасываемой ис-

точником спрея жидкой фазы. В идеальном случае для импульсов прямоугольной формы расход жидкой фазы будет пропорционален времени открытия форсунки и частоты повторения импульсов. Поэтому в качестве параметра, определяющего интенсивность теплообмена, следует использовать осредненную по времени величину массовой скорости жидкой фазы.

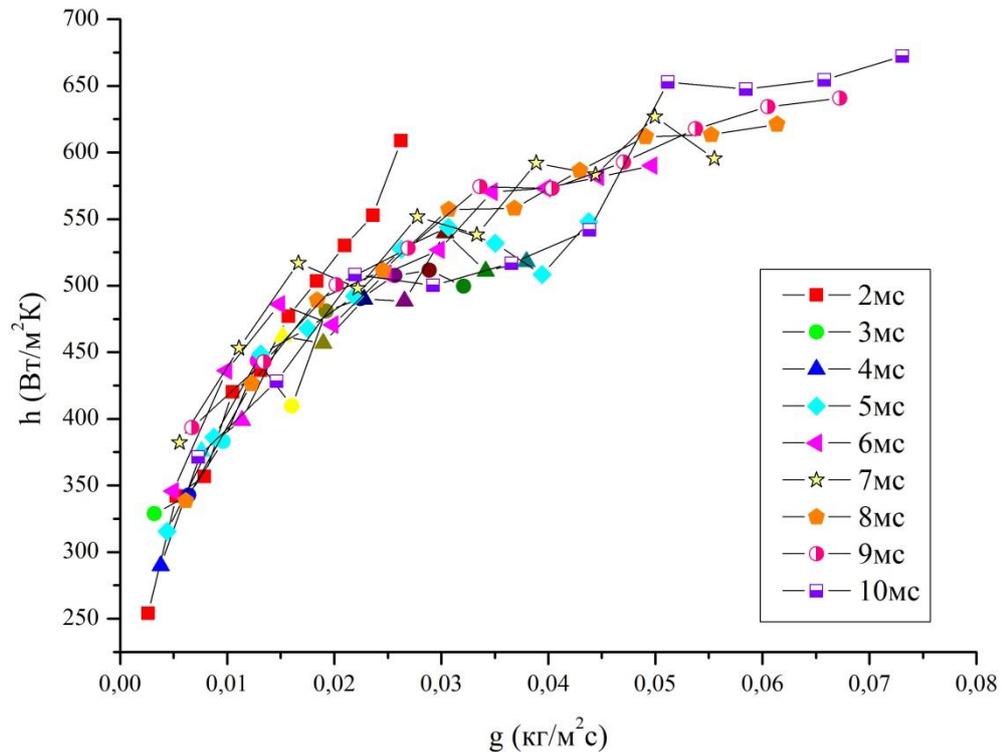


Рисунок 4.10 – Влияние коэффициента теплоотдачи от удельного расхода охлаждающей жидкости.  $P_{\text{газа}} = 0,5 \text{ атм}$ ,  $P_{\text{жидкости}} = 0,5 \text{ атм}$

Анализируя данные на рисунке 4.10 можно сделать важный вывод о том, основным параметром, влияющим на теплоперенос, является значение среднемассовой скорости капель  $g$ . Опытные данные, полученные в широком диапазоне изменения частоты и скважности импульсов, имеют ярко выраженную тенденцию к обобщению. То же самое наблюдается и при иных начальных условиях, в чем можно убедиться, обратившись к рисунку 4.11, где представлены данные при более высоких давлениях на входе для газовой и жидкой фаз.

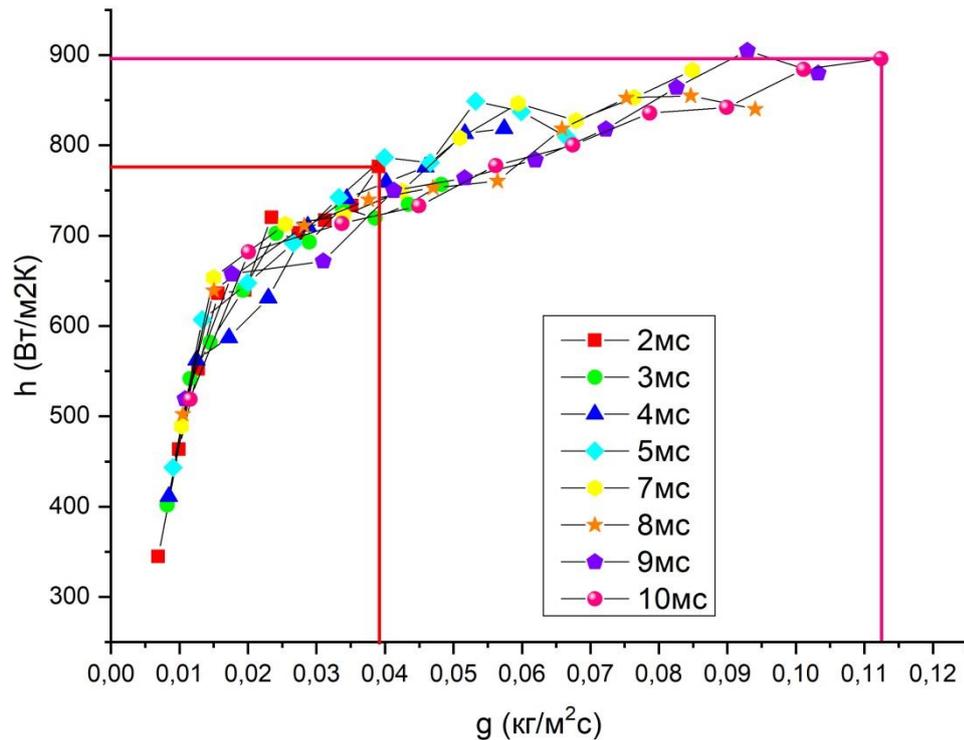


Рисунок 4.11 – Влияние коэффициента теплоотдачи от удельного расхода охлаждающей жидкости:  $P_{\text{газа}} - 2,0 \text{ атм}$ ,  $P_{\text{жидкости}} - 1,0 \text{ атм}$

Области малых значений  $g$  на графиках рисунок 4.10 и 4.11 соответствуют коротким по времени импульсам и при малых их частотах. Видно, что в этой области величина коэффициентов теплоотдачи резко нарастает по мере увеличения расхода жидкой фазы. Затем эта зависимость становится более полой и постепенно выходит на плато. Такое изменение коэффициента теплоотдачи говорит о том, что использование коротких импульсов 2 мс дает больший вклад в эффективность использования воды и интенсификацию по сравнению с более длительными импульсами 10 мс. Рост величины коэффициента теплоотдачи на 100 единиц влечет за собой увеличение расхода почти в 3 раза (0,04 кг/м<sup>2</sup>с и 0,11 кг/м<sup>2</sup>с соответственно).

#### 4.5 Влияние давления на входе газовой и жидкой фаз на теплообмен спрея

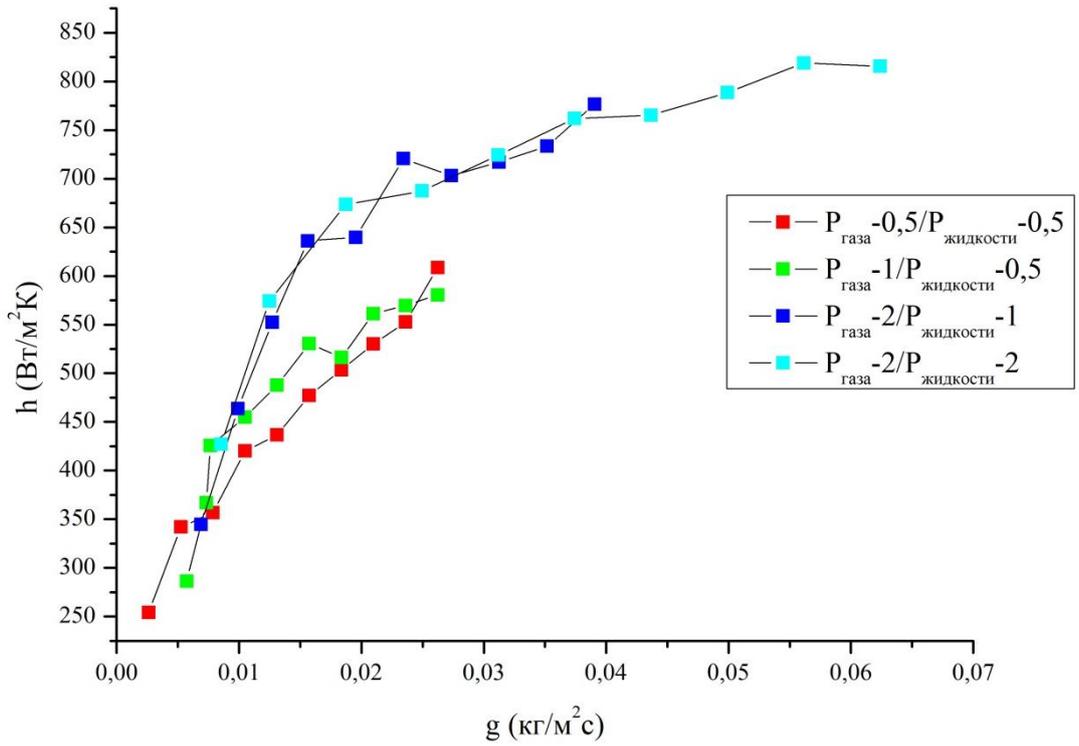
Большинство имеющихся в литературе данных по теплообмену спреев представлены в виде зависимости коэффициентов теплоотдачи от давления. Величина перепада давления на жидкостных форсунках может приводить к изменению качества распыла капель, а также скорости движения капельной фазы. Для спутной газовой фазы скорость ее движения также связана с перепадом давления между камерой наддува и окружающей средой.

Для изучения влияния давлений жидкости и газа на коэффициент теплоотдачи была проведена специальная серия экспериментов. В этих исследованиях длительность импульса  $t_{\text{имп}}$  варьировалась от 2 до 10 мс, а частота повторений  $F$  от 1 до 10 Гц. Результаты этой серии опытов представлены на рисунке 4.12 для двух длительностей импульсов  $t_{\text{имп}} = 2$  мс (Рисунок 4.12(а)) и  $t_{\text{имп}} = 5$  мс (Рисунок 4.12(б)) соответственно. Опытные данные здесь показаны в зависимости от средней массовой скорости жидкой фазы. Они соответствуют трем значения давления газа и трем давлениям жидкой фазы.

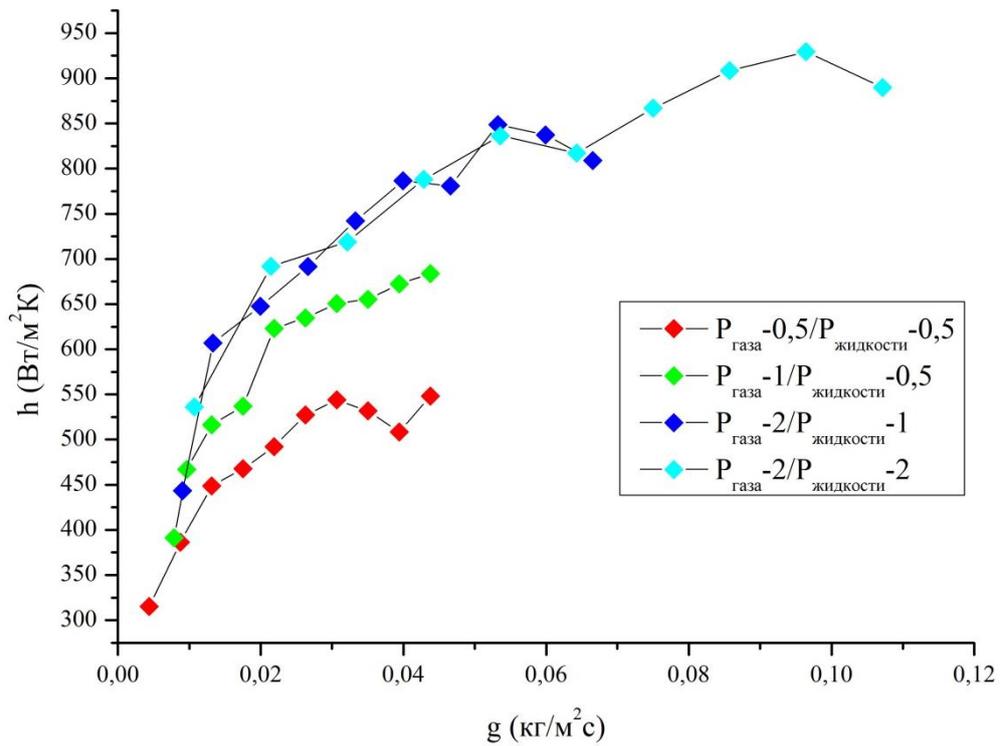
Если давление для газовой фазы возрастает, что приводит к увеличению скорости воздушного потока, то происходит рост теплоотдачи. Об этом уже упоминалось выше (Глава 3, Рисунок 3.1) как результат турбулизации пристенного течения и эффекта возврата капель. Изменение перепада давления на жидкостных форсунках, напротив, не оказывает заметного влияния на интенсивность теплообмена.

Действительно, опытные точки, полученные при фиксированном перепаде на воздушных форсунках, но при различных давлениях жидкости, практически не отличаются друг от друга. Причем, если сравнить рисунок 4.12(а) и 4.12(б), то это наблюдается при разных длительностях импульсов.

Из этого можно сделать важный вывод о том, что интенсивность теплообмена не зависит от скорости соударения капель с поверхностью теплообменника, а зависит от удельного массового расхода жидкости и скорости спутного воздушного потока.



а)



б)

Рисунок 4.12 – Влияние давления жидкой и газовой фаз на теплоотдачу спрея:

(а)  $t_{имп} = 2$  мс, (б)  $t_{имп} = 5$  мс

В этом диапазоне перепадов давления процесс каплеобразования также изменяется слабо и не сказывается на закономерностях теплопереноса.

#### 4.6 Параметр тепловой эффективности спрея

Параметр тепловой эффективности спрея, как это отмечалось в Главе 3, характеризует степень полноты использования энтальпии спрея в процессе его теплообмена с поверхностью. В соответствии с формулой (3.2) при полной утилизации тепловой энергии, когда газовая фаза нагрелась до температуры поверхности, вся жидкость испарилась, а ее пары также достигли значения на стенке. В этом случае параметр эффективности достигает предела  $\eta = 1$ . В реальных условиях значение этого параметра ниже единицы.

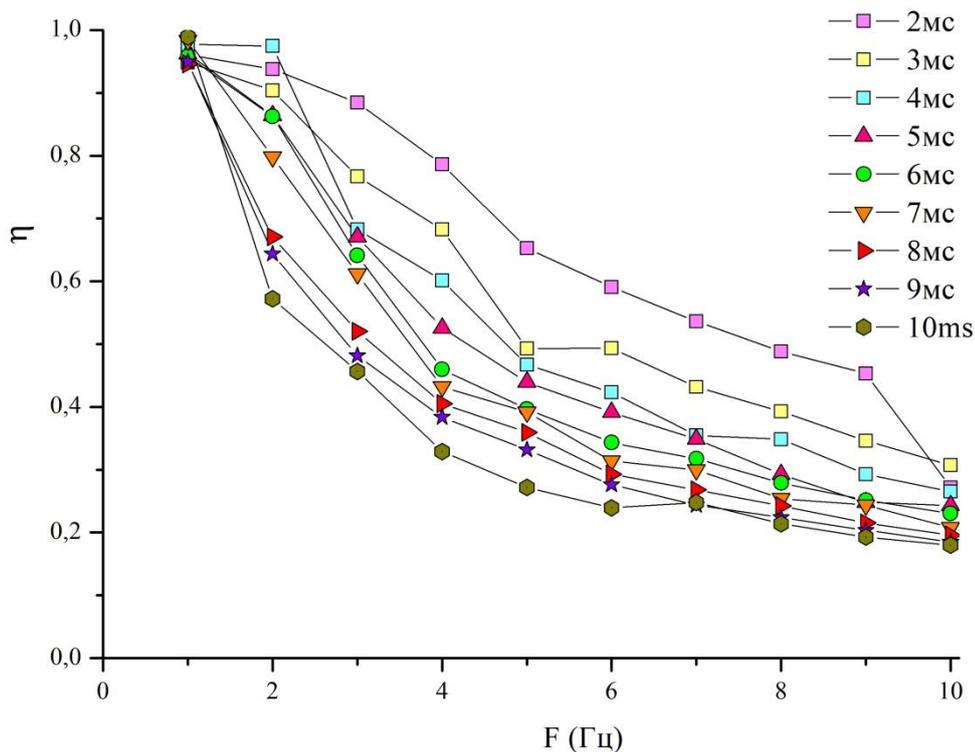


Рисунок 4.13 – Зависимость параметра тепловой эффективности спрея от длительности и частоты импульсов.  $P_{\text{газа}} = 0,5$  атм,  $P_{\text{жидкости}} = 0,5$  атм

Поведение параметра тепловой эффективности в зависимости от частоты импульсов и их длительности демонстрируется на рисунке 4.13. Отметим основ-

ные особенности поведения этого параметра. По мере повышения частоты следования импульсов, а также и их длительности эффективность спрея снижается. Причем это снижение может быть очень существенным, когда, согласно данным рисунка 4.14, используется не более 20% энтальпии спрея на выходе из форсунок. Это говорит о преимуществах спрея при использовании коротких импульсов, что является важным фактором в тех процессах, когда утилизация жидкой фазы играет главенствующую роль.

Опытные данные на рисунке 4.13 имеют значительный разброс в зависимости от режимных параметров спрея. Если же в качестве определяющей величины использовать среднемассовую скорость  $g$ , как это было сделано для коэффициента теплоотдачи в разделе 4.3 (Рисунок 4.10 и 4.11), то все данные по параметру тепловой эффективности обобщаются. В этом можно убедиться, обратившись к рисунку 4.14, где опытные данные (Рисунок 4.13) представлены как функция от массовой скорости  $g$ .

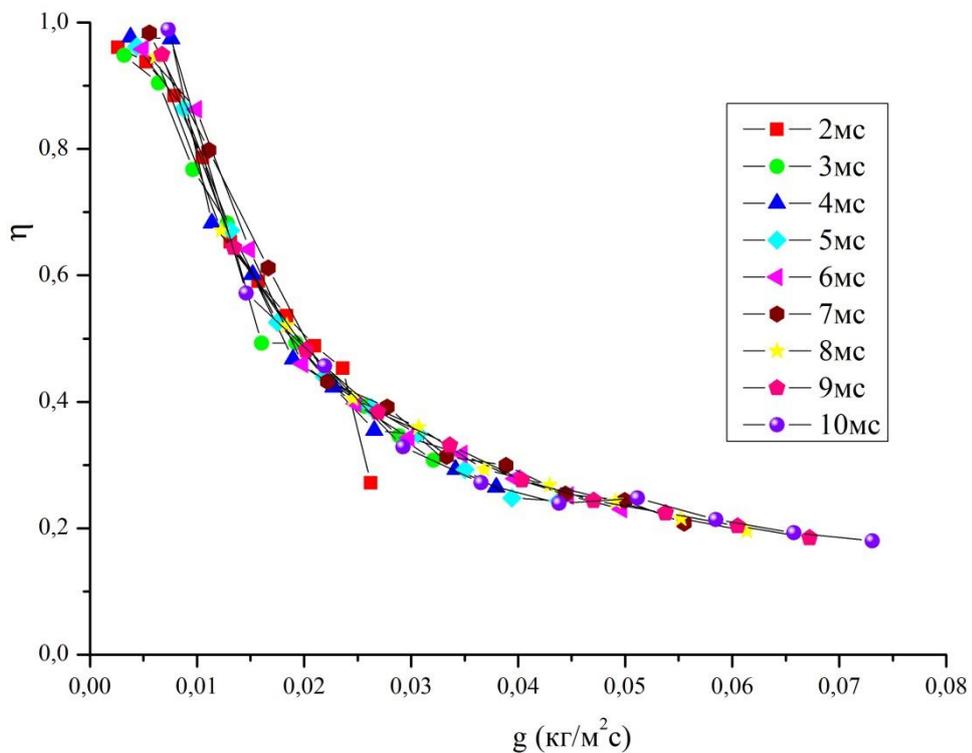


Рисунок 4.14 – Обобщение опытных данных по коэффициенту тепловой эффективности.

$P_{\text{газа}} = 0,5 \text{ атм}$ ,  $P_{\text{жидкости}} = 0,5 \text{ атм}$

Подобный вид имеют данные и при иных давлениях на входе, что говорит об универсальности среднemasсовой скорости  $g$  и возможности использования этой величины при обобщении экспериментальных данных в широких пределах и получении критериальных зависимостей, описывающих поведение экспериментальных результатов.

#### 4.7 Обобщение экспериментальных данных по теплообмену импульсного спрея

Обобщение экспериментальных данных и построение корреляционных соотношений является важным этапом исследовательских задач. Это помогает глубже понять физические механизмы происходящих процессов, а также с приемлемой достоверностью служить основой новых инженерных методов расчета при решении сложных прикладных задач.

Методы подобия процессов переноса базируются на ряде фундаментальных подходов, включающих теорию размерностей, законы сохранения и др. [127–129]. Для задач теплопереноса традиционным является представление результатов в виде корреляционного соотношения

$$Nu = F(S_{i,j}) Re^n, \quad (4.3)$$

Число Нуссельта в (4.3) записывается в традиционном виде

$$Nu = hL/\lambda, \quad (4.4)$$

где  $h$  и  $\lambda$  – коэффициенты теплоотдачи и теплопроводности жидкой фазы.

Выбор характерного линейного размера в (4.4) является не принципиальным и, как например, в теории крыла он может быть принят равным 1 м. В нашем анализе для определенности эта величина принимается равной размеру стороны теплообменника  $L = 0.14$  м. Этот же характерный размер используется и при расчете числа Рейнольдса.

Как показано выше на рисунках 4.10 и 4.11 характерной величиной является средняя по времени массовая скорость жидкой фазы  $g$ . Поэтому логичным является использование этой величины в качестве масштаба скорости. Тогда число Рейнольдса можно записать в виде соотношения

$$Re = gL/\mu , \quad (4.5)$$

где  $\mu$  – динамическая вязкость жидкости.

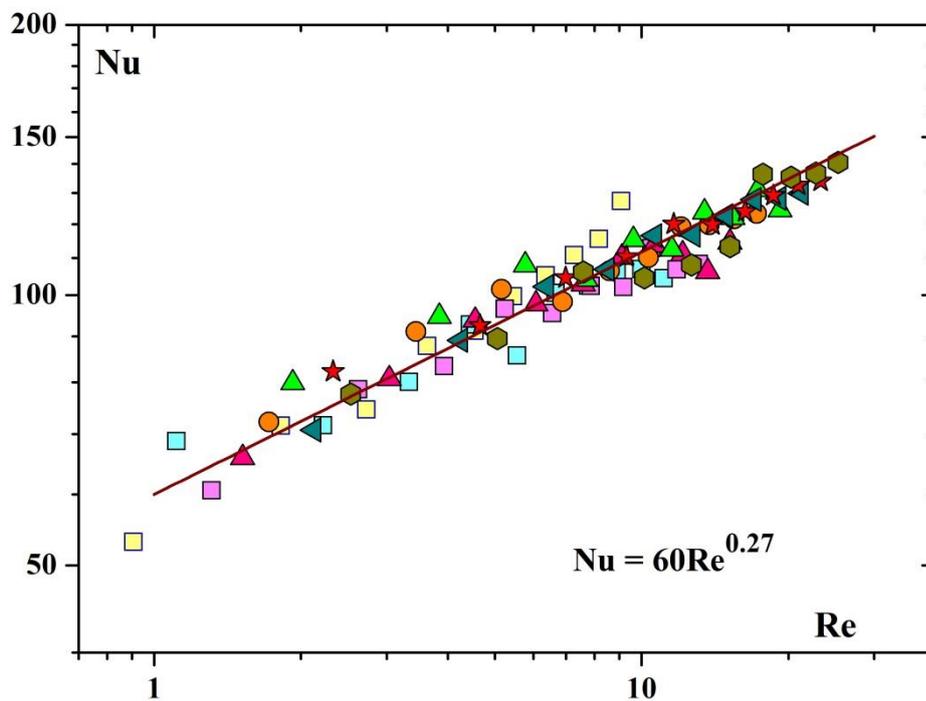
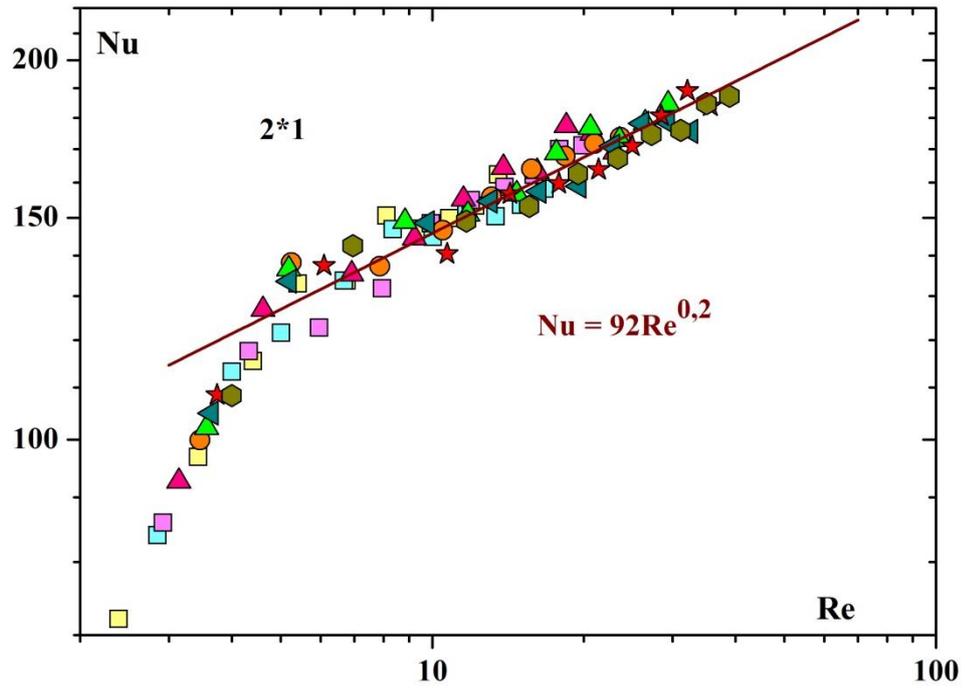


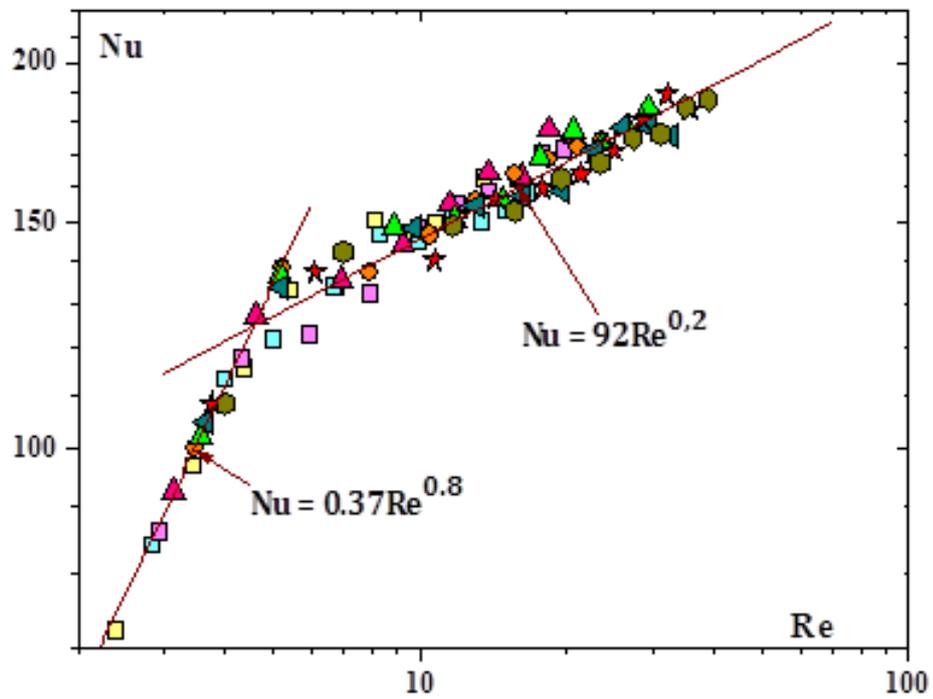
Рисунок 4.15 – Обобщение данных по теплообмену спрея.  $P_{\text{газа}} = 0,5$  атм,  $P_{\text{жидкости}} = 0,5$  атм

Результаты представления опытных данных в координатах (4.3) демонстрируются на рисунке 4.15. Здесь показаны данные, полученные при одинаковых давлениях в воздушной и жидкостной камерах перед форсунками  $P_{\text{газа}} = P_{\text{жидкости}} = 0,5$  атм. Результаты экспериментов хорошо обобщаются и описываются эмпирическим соотношением

$$Nu = 60 \cdot Re^{0.27} , \quad (4.6)$$



a)



б)

Рисунок 4.16 – Корреляционные соотношения для теплообмена спрея: (а)  $P_{\text{газа}} = 2$  атм,  $P_{\text{жидкости}} = 1$  атм; (б)  $P_{\text{газа}} = 2$  атм,  $P_{\text{жидкости}} = 2$  атм

Повышение давления в воздушной магистрали приводит к интенсификации теплообмена. Так при давлениях  $P_{\text{газа}} = 1$  атм, при неизменном давлении жидкости  $P_{\text{жидкости}} = 0,5$  атм опытные данные аппроксимируются соотношением

$$Nu = 70 \cdot Re^{0.27}, \quad (4.7)$$

тогда как изменение давления жидкости существенного влияние на закономерности теплообмена практически не оказывают. В этом можно убедиться, обратившись к рисунку 4.16, где представлено обобщение данных экспериментов при одном и том же давлении газа ( $P_{\text{газа}} = 2$  атм), но при различных давлениях жидкости  $P_{\text{жидкости}} = 1$  атм, (Рисунок 4.16(а)) и  $P_{\text{жидкости}} = 2$  атм (Рисунок 4.16(б)). Видно, что опытные данные описываются одним и тем же соотношением, что говорит об отсутствии ощутимого влияния перепада давления на жидкостных форсунках.

Отметим еще одно важное обстоятельство, следующее из рисунка 4.16(б). Здесь хорошо видны две характерные области поведения теплоотдачи: при малых орошениях ( $Re < 5$ ), где показатель степени в законе теплообмена равен  $n = 0.8$  и интенсивных потоках капельной фазы ( $Re > 5$ ), где темп нарастания теплоотдачи снижается до  $n = 0.2$ .

Такое поведение числа Нуссельта трудно интерпретировать в настоящее время при отсутствии данных о структуре динамического и теплового поля в окрестности теплообменной поверхности при различных числах Рейнольдса. Это большая и важная проблема, требующая самостоятельного и глубокого изучения.

### **Выводы к четвертой главе**

Проведен комплекс экспериментальных исследований интенсивности осредненной по времени теплоотдачи импульсного спрея при вариации его параметров: длительности импульса подачи жидкой фазы, частоты следования импульсов и скорости спутного потока воздуха, а также перепадов давления на жид-

костных и газовых форсунках. Все опыты проведены в режиме постоянной температуры поверхности  $T_{ст} = 70$  °С.

Установлено, что спутный поток воздуха оказывает существенное влияние на интенсификацию теплообмена за счет турбулизации пристенного течения, разрушения жидкой пленки и возврата капель жидкости, отраженных от поверхности. Индивидуальный вклад импактной струи воздуха в суммарный теплообмен не велик и на балансе тепловой энергии практически не сказывается.

Наиболее интенсивный рост теплообмена наблюдается при коротких по времени импульсах и малых частотах их повторения. По мере возрастания этих параметров темп роста теплоотдачи замедляется и наступает режим насыщения. Это связано с ростом толщины пленки и увеличению ее термического сопротивления, что свидетельствует о преимуществах использования коротких импульсов при организации газочапельного охлаждения поверхностей.

Параметр тепловой эффективности, характеризующий полноту утилизации начальной энтальпии спрея, также максимален при коротких длительностях спрея. Увеличение же продолжительности импульсов сопровождается сильным падением эффективности, достигающим пяти и более раз. Это может быть определяющим фактором при разработке и оптимизации систем охлаждения.

Установлено, что основным фактором, определяющим интенсивность теплообмена при натекании спрея на поверхность, является осредненная во времени массовая скорость жидкой фазы. С использованием этой величины экспериментальные данные о теплообмене хорошо обобщаются. На этой же основе получены корреляционные соотношения для закономерностей теплообмена при вариации параметров спрея в широких пределах. Наблюдается обобщение и параметра тепловой эффективности спрея, если в качестве характерной величины будет использоваться среднемассовая скорость капель.

Показано, что перепад давления на воздушном тракте существенно сказывается на коэффициенте теплоотдачи за счет изменения скорости движения газовой среды. Перепад давления на жидкостных форсунках, при условии сохранения средней массовой скорости, напротив, заметного влияния на интенсивность теп-

лообмена не оказывает. Это говорит о том, что скорость соударения капель с теплообменной поверхностью не влияет на процесс теплопереноса.

## ГЛАВА 5 ВЛИЯНИЕ СВОЙСТВ ОХЛАЖДАЮЩЕЙ ЖИДКОСТИ НА ТЕПЛООБМЕН ИМПУЛЬСНОГО СПРЕЯ

### 5.1 Влияние концентрации этанола на средний теплообмен спрея

Для более глубокого понимания физики протекающих аэродинамических и тепломассообменных процессов были проведены экспериментальные исследования теплообмена импульсного многоструйного спрея при вариации состава капельной фазы. Основное внимание в данном разделе уделено изучению влияния состава бинарного раствора этанола в воде на интенсивность теплообмена и тепловую эффективность спрея при различных значениях длительности импульса подачи капель жидкости.

Вода и этанол являются наиболее распространенными теплоносителями, поэтому изучение характеристик тепломассопереноса, как для чистых жидкостей, так и их смесей представляет большой интерес в научном и прикладном плане. Особого внимания заслуживают случаи теплотеноса при наличии фазовых переходов – испарении и кипении. Эта проблема начала рассматриваться давно [1,17,18], но она не потеряла своей актуальности и по нынешний день [2–9]. Дело в том, что вода и этанол сильно отличаются по теплофизическим свойствам: с одной стороны скрытая теплота парообразования у воды почти в 3 раза выше, чем у спирта, а с другой – этанол испаряется значительно быстрее воды, так как обладает более высокой фугитивностью. Свойства смесей в этом случае ведут себя сложным образом так, что невозможно заранее предсказать скорость их испарения. Это наглядно показано в экспериментах по испарению капель бинарных растворов [2,4,8], а также при охлаждении поверхностей пристенными газочапельными струями [2,52], когда эффективность охлаждения зависит от большого числа параметров процесса: составом раствора, температур основного потока и охлаждающей струи, соотношением их скоростей и т.п. Кроме того, при изучении процесса кипения водно – спиртовых растворов в [1,17,18] были обнаружены аномалии поведения критического теплового потока в области малых содержаний

этанола в воде. Все отмеченное выше мотивировало постановку специального цикла экспериментов по изучению тепловых характеристик импульсных спреев смесей воды и этилового спирта [5,53].

Опыты были проведены во всем диапазоне изменения концентраций этанола в воде  $K = 0 - 96\%$  и длительностях импульсов подачи жидкости 2, 4 и 10 мс при частоте их следования 10 Гц, что соответствовало массовому расходу жидкости капельной фазы  $g = 0.0397, 0.0717, 0.173$  кг/м<sup>2</sup>с, приходящейся на единицу поверхности теплообменника. Результаты измерения коэффициентов теплоотдачи спрея для указанных условий представлены на рисунке 5.1. Как видно, интенсивность теплообмена сильно зависит от длительности импульса и по мере его увеличения коэффициент теплоотдачи в целом возрастает. Это обусловлено, прежде всего, увеличением интегральной величины расхода орошаемой жидкости, который в опытах был пропорционален длительности импульса. Для чистой воды увеличение более чем в 4 раза расхода жидкой фазы (при длительности импульсов  $t_{\text{имп}} = 2$  и 10 мс соответственно расход составлял  $g = 0, 0397$  кг/м<sup>2</sup>с и  $0.173$  кг/м<sup>2</sup>с) приводит к интенсификации теплообмена всего на  $\sim 50\%$ . Для водно-спиртовых растворов эффект интенсификации становится еще меньше, а при длительности  $t_{\text{имп}} = 4$  мс результаты измерений практически совпадают с данными для  $t_{\text{имп}} = 2$  мс. Это объясняется особенностями поведения жидкой фазы на поверхности теплообменника. При малых длительностях открытия клапана ( $t_{\text{имп}} = 2$  мс), как показали результаты скоростной видеосъемки, имеет место режим испарительного теплообмена, когда капельная фаза спрея, попав на поверхность теплообмена, успевает испариться до прихода следующей порции жидкости. Для длительности импульса равного 10 мс на поверхности теплообменника режим испарительного охлаждения переходит в режим пленочного охлаждения. При промежутке между ними наблюдаются режимы с сухими пятнами и ручейковыми течениями.

Отметим главный вывод, который следует сделать по рисунку 5.1. Все опытные

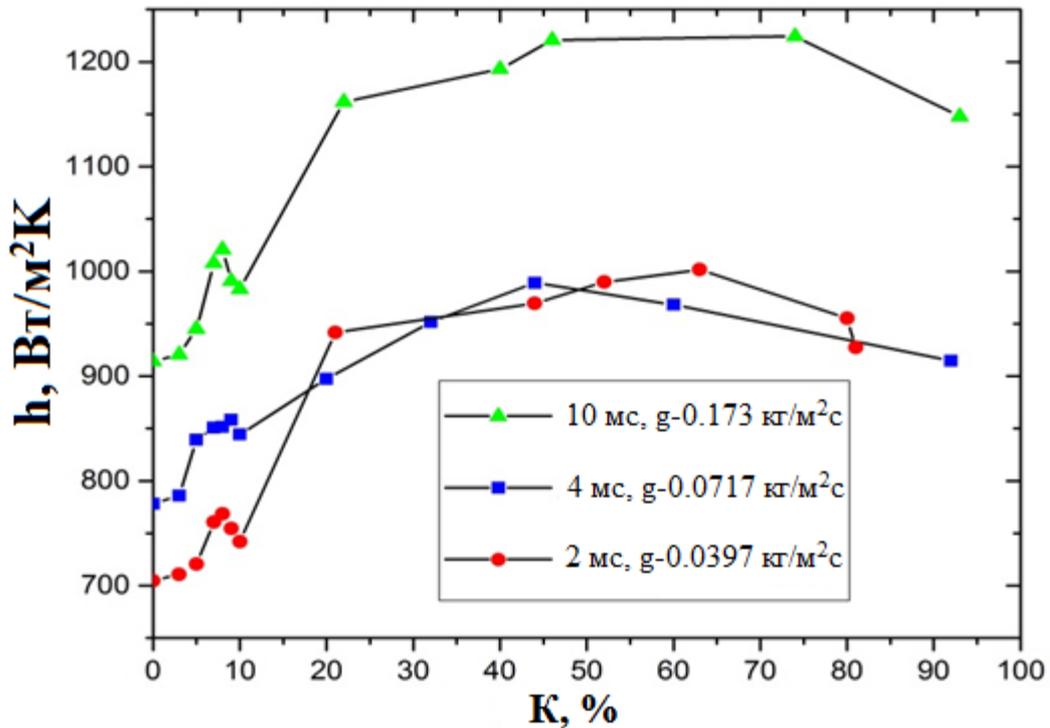


Рисунок 5.1 – Зависимость среднего по времени коэффициента теплоотдачи от состава водно-спиртового раствора

кривые, независимо от длительности импульсов подачи спрея, при величине концентрации этанола в растворе  $K \approx 50\%$  демонстрируют максимум коэффициента теплоотдачи, составляющий примерно 60% от интенсивности теплообмена чистой воды с тем же массовым расходом. При этом необходимо подчеркнуть, что теплообмен для этанола заметно выше, чем для чистой воды, несмотря на более высокие значения скрытой теплоты парообразования у воды по сравнению с этанолом (2750 и 970 кДж/кг, соответственно). Такое поведение коэффициента теплоотдачи объясняется как гидродинамическими особенностями взаимодействия капельной фазы с теплообменной поверхностью, так и различием теплофизических свойств компонентов смеси. Действительно, при малых содержаниях спирта из-за низкой фугитивности паров воды скорость испарения невелика. Постепенное увеличение содержания этанола ускоряет процесс парообразования и теплоотдача соответственно возрастает. В области высокого содержания спирта ( $K > 50\text{--}60\%$ ) определяющее влияние начинает оказывать более низкий уровень теплоты фазо-

вого перехода этанола, что по мере увеличения концентрации этанола в итоге приводит к снижению интенсивности теплообмена.

Как и в работах по кипению смесей [1,17,18] при анализе опытных данных на рисунке 5.1 можно отметить аномалию поведения коэффициента теплоотдачи в области значений концентраций  $K \sim 4\%$ . В более крупном масштабе эти данные демонстрируются на рисунке 5.2. Действительно, в области малых концентраций этанола имеется максимум коэффициента теплоотдачи, наличие которого авторы [1,17,18] объясняют комплексом факторов, обусловленных изменением поверхностного натяжения, эффективной плотности и скрытой теплоты паров воды и спирта. Очевидно, что при испарении особенности протекающих процессов будут иными по сравнению с кипением, поэтому объяснение физического механизма этого явления должны быть различными. Тем не менее, отмеченная аналогия поведения коэффициентов теплоотдачи при кипении и испарении смесей представляет интерес.

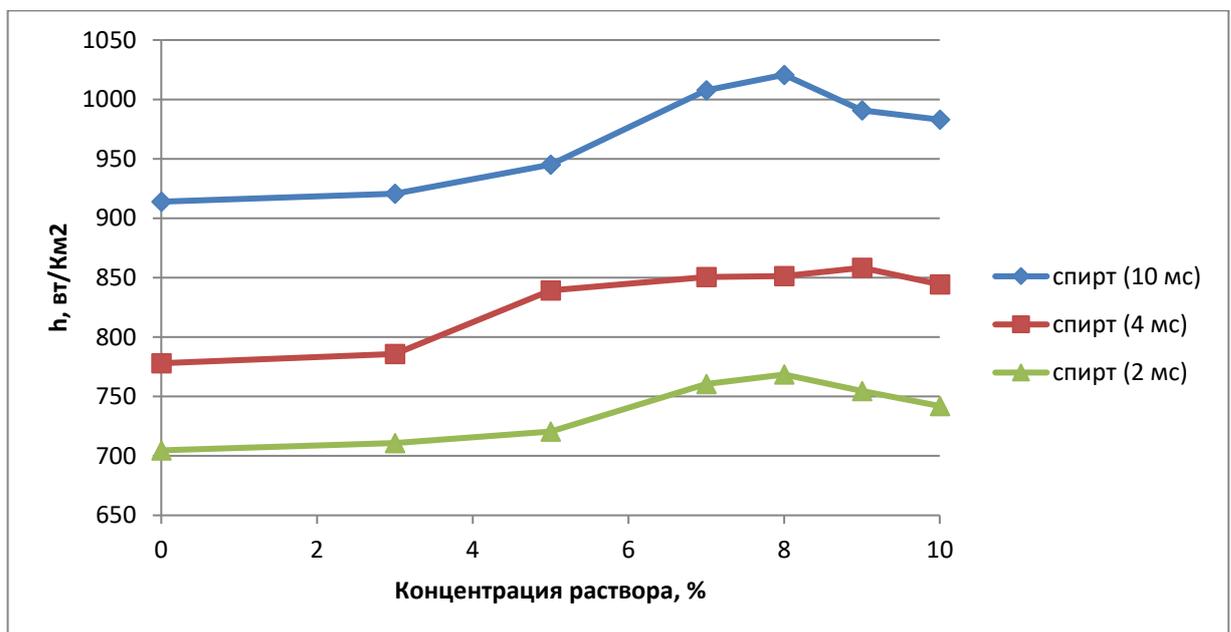


Рисунок 5.2 – Аномалия поведения теплоотдачи в области малых значений концентрации этанола

Выявить же причину аномального поведения теплообмена к настоящему времени не удалось и эта проблема представляет интерес для дальнейших исследований.

## 5.2 Тепловая эффективность спрея раствора этанол-вода

При определении тепловой эффективности импульсного спрея, когда тепловые и массовые потоки изменяются во времени, следует иметь в виду, что интегральная величина этого параметра определяется по формуле (3.3). Опытные данные о тепловой эффективности спрея в зависимости от состава жидкости и при различных длительностях импульса представлены на рисунке 5.3.

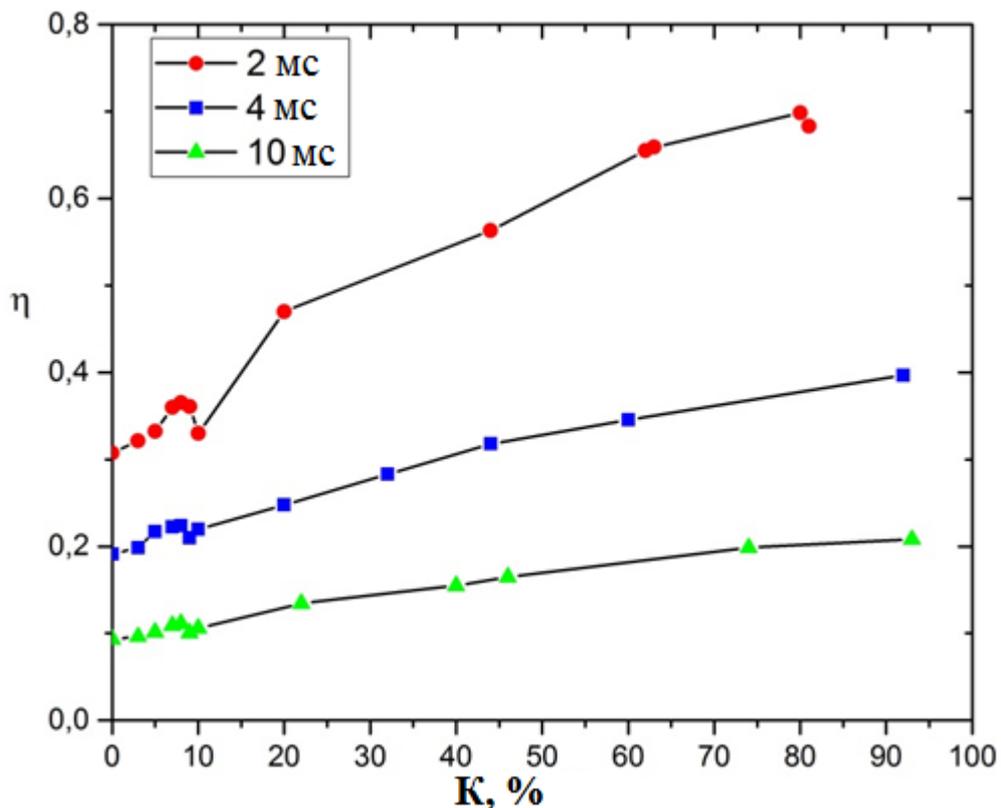


Рисунок 5.3 – Параметр тепловой эффективности водно-спиртового раствора

В отличие от данных о коэффициенте теплоотдачи на рисунке 5.1, у параметра  $\eta$  наблюдается последовательный рост при уменьшении длительности импульса, в отличие от коэффициента теплоотдачи, где кривые для  $t_{\text{имп}} = 2$  и 4 мс очень близки и наблюдается практически линейное увеличение с ростом концен-

трации этанола. При этом наибольшее значение у параметра  $\eta$  при самом коротком импульсе  $t_{\text{имп}} = 2$  мс. Это говорит о том, что в данном случае большая часть капельной фазы, достигающей теплообменной поверхности, успевает испариться до прихода следующей порции жидкости.

Из рисунка 5.3 также видно, что концентрация спирта совершенно иным образом сказывается на параметре тепловой эффективности  $\eta$ , нежели на коэффициенте теплоотдачи. Действительно, зависимость  $\eta = f(K)$  не имеет экстремума и непрерывно возрастает по мере увеличения содержания этанола в растворе и достигает максимума для чистого спирта. Причем эта тенденция наблюдается при всех исследованных длительностях импульса, что говорит о более высокой степени утилизации энергии охлаждающей жидкости, когда в качестве теплоносителя используется этанол, по сравнению с водой. Как видно, КПД спрей – охлаждения при импульсном способе охлаждения может достигать больших значений и особенно при малых временах импульса и при использовании в качестве охлаждающей жидкости этанола. Совершенно очевидно, что при других значениях температуры поверхности картина процесса теплообмена может кардинальным образом измениться, поэтому для выяснения этого вопроса необходимы дальнейшие исследования.

В продолжении исследований нестационарного теплообмена одиночных по времени импульсов были проведены эксперименты с применением в качестве рабочей жидкости водно-спиртового раствора с массовой концентрацией этанола в смеси  $K = 50\%$  и  $96\%$ .

Изменение состава рабочей жидкости не приводит к принципиальному отличию результатов измерений коэффициента теплоотдачи. Для  $96\%$  раствора этанола, данные по которому представлены на рисунке 5.4, как и результаты для чистой воды (Глава 4, Рисунок 4.2), при малых длительностях импульсов имеется один максимум, в то время как для продолжительных импульсов наблюдается два экстремума. Данные (Глава 4, Рисунок 4.2) и рисунка 5.4 находятся в согласии с экспериментами [14,38], где установлено, что интенсивность теплообмена в сильной мере зависит от состава охлаждающей жидкости.

Все опытные кривые, вне зависимости от длительности импульсов подачи спрея, демонстрируют максимум коэффициента теплоотдачи при величине концентрации этанола в растворе, равном  $K = 50 - 60 \%$ . При этом, теплообмен для этанола заметно выше, чем для чистой воды, несмотря на более высокие значения скрытой теплоты парообразования у воды по сравнению с этанолом.

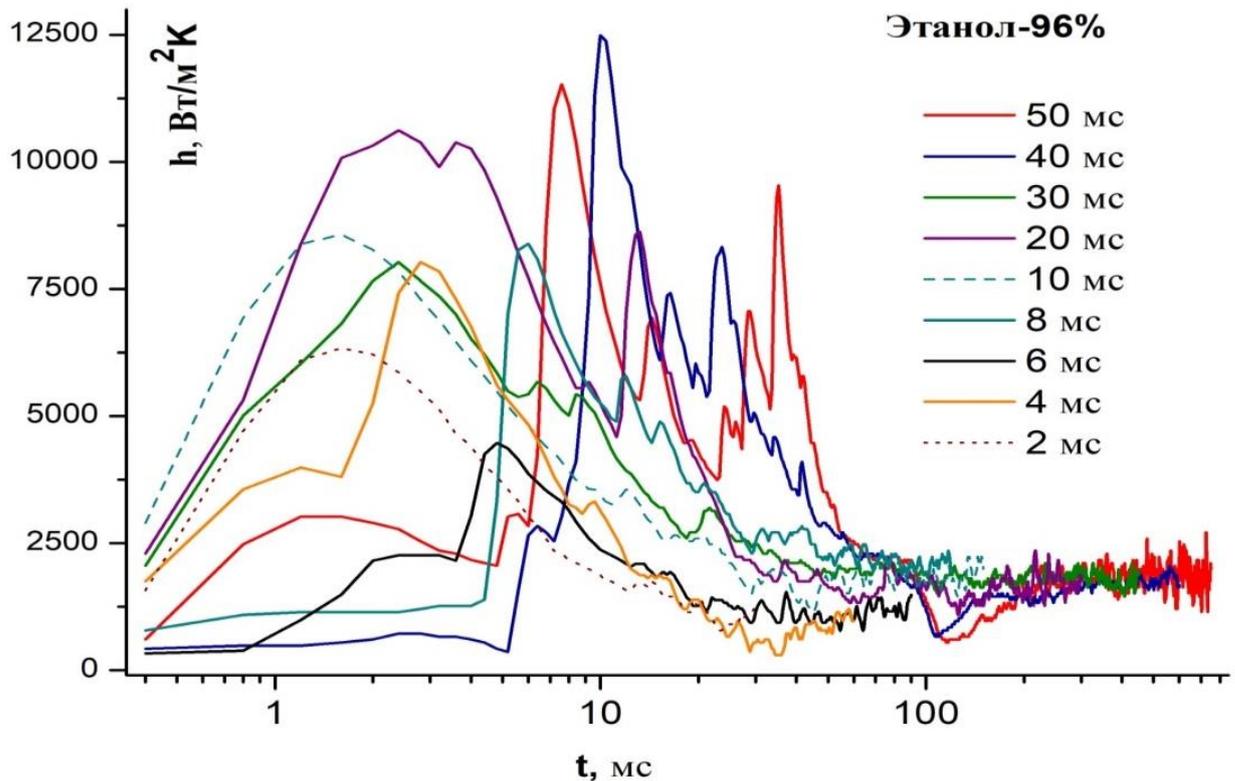
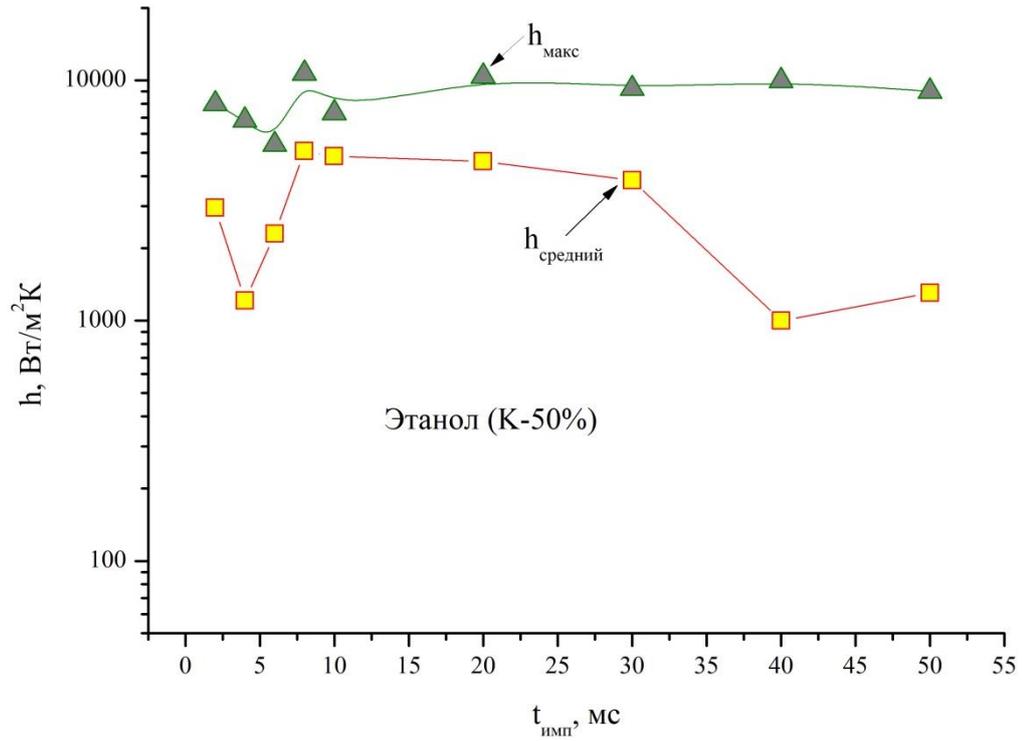


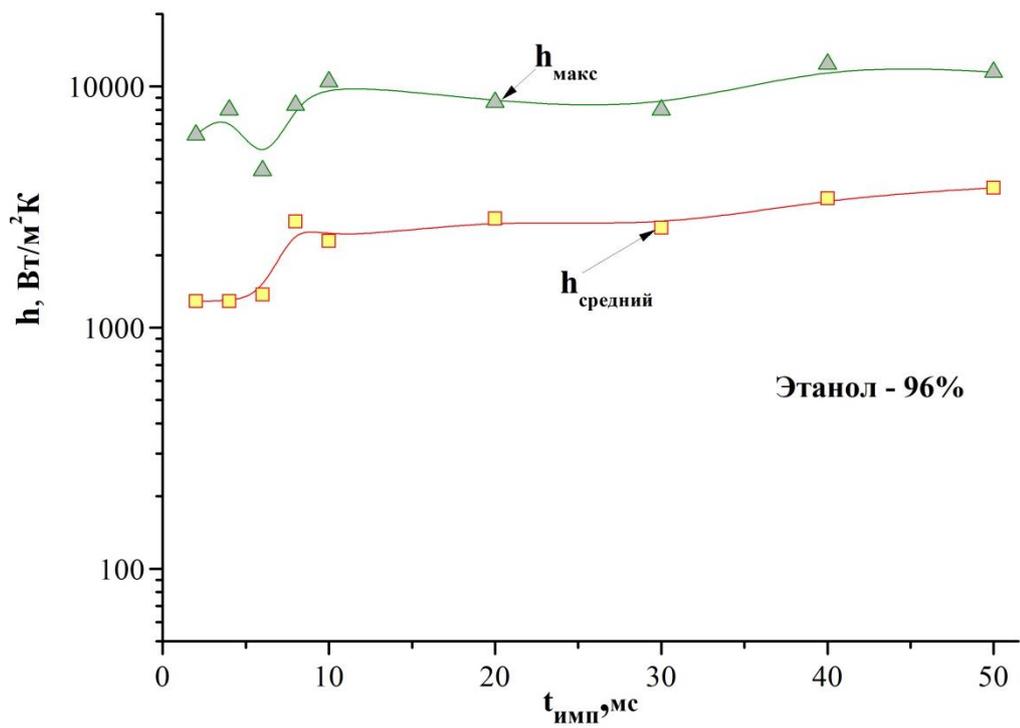
Рисунок 5.4 – Изменение коэффициента теплоотдачи во времени при импульсном натекании одиночного газочапельного импульса различной продолжительности.

Рабочая жидкость – этанол 96 %,  $P_0 = 2$  атм

Для спрея, рабочей жидкостью которого является 96 % этанол, поведение максимального и среднего по времени коэффициента теплоотдачи сохраняет те же тенденции, что и для чистой воды. В этом можно убедиться, обратившись к рисунку 5.5. Действительно, при длительности  $t_{\text{имп}} \sim 10$  мс можно наблюдать слабо выраженный максимум, а при дальнейшем росте времени открытия форсунки увеличение теплоотдачи незначительное, хотя количество выбрасываемой жидкости возрастает при этом во много раз.



а)



б)

Рисунок 5.5 – Влияние концентрации этанола при переменной длительности импульса спрея на максимальный и средний по времени коэффициенты теплоотдачи.

Рабочая смесь: (а) вода и этанол 50 %, (б) вода и этанол 96%

Зависимость коэффициента тепловой эффективности спрея от длительности импульса и состава охлаждающей жидкости представлена на рисунке 5.6. Наибольшее значение величины  $\eta$  имеет место при малой длительности импульса. Так для 50 % и 96% смеси этанола с водой значение  $\eta \rightarrow 1.0$ , что говорит о практически полной утилизации охлаждающего потенциала спрея.

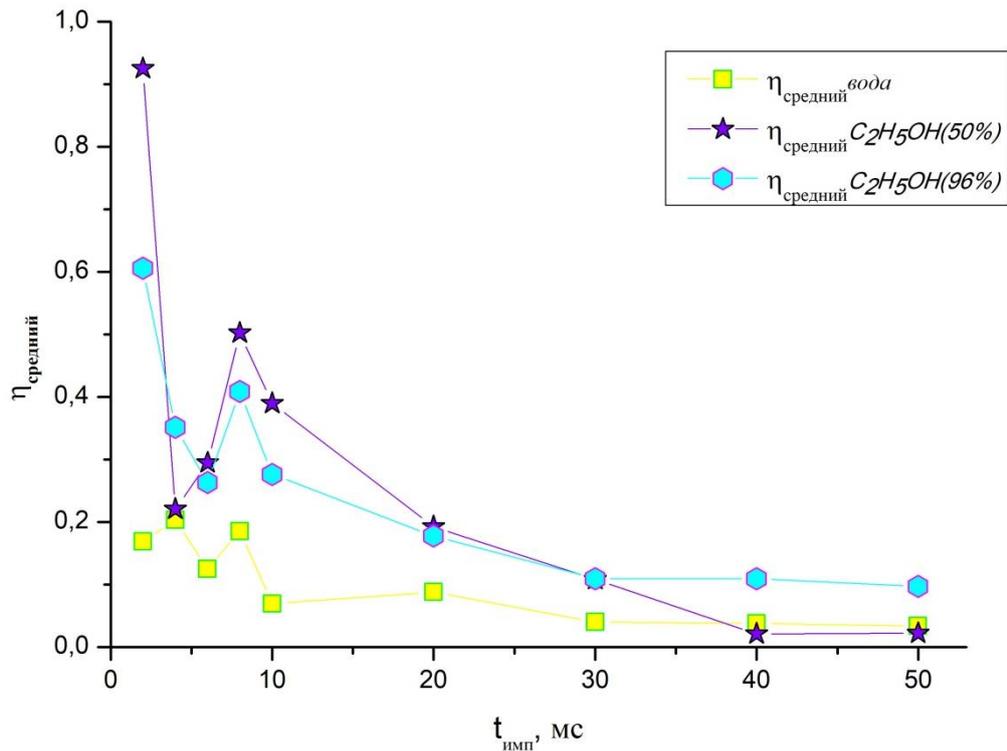


Рисунок 5.6 – Зависимость тепловой эффективности спрея от длительности импульса подачи

Если время импульса увеличивается, то эффективность охлаждения резко снижается, что говорит об образовании толстых пленок на поверхности, в результате чего большая часть жидкости, стекая в виде пленки и ривулетов, в испарительном процессе не принимает участия. По этой причине режимы с продолжительными импульсами с точки зрения охлаждения не являются эффективными. В этом смысле более предпочтительным является использование спрея из чистого этанола, либо его смеси с водой с концентрацией 50% по массе.

## Выводы к пятой главе

Таким образом, обнаружено, что при концентрации спирта в смеси  $K \sim 50\text{--}60\%$  коэффициент теплоотдачи имеет максимум. При этом, несмотря на более высокий уровень скрытой теплоты парообразования у воды, коэффициент теплоотдачи при ее распылении, оказался ниже, чем при использовании чистого спирта.

Параметр тепловой эффективности спрея возрастает по мере сокращения длительности импульсов подачи жидкой фазы и увеличения содержания этанола в бинарной смеси охлаждающей жидкости.

Анализ полученных данных показывает, что водные смеси этанола являются более эффективными жидкостями в тепловом отношении по сравнению со спреем из чистой воды.

Показаны направления оптимизации процесса спрей-охлаждения поверхностей теплоносителя с помощью импульсного метода и с использованием в качестве охлаждающей жидкости смесей жидкостей с различными теплофизическими свойствами.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Диссертационная работа посвящена экспериментальному исследованию локальных и интегральных характеристик теплообмена при взаимодействии импульсного импульсного газочапельного потока со слабонагретой поверхностью в условиях испарительного охлаждения. Основные результаты работы:

1. Впервые проведен комплекс экспериментальных исследований нестационарного теплообмена при взаимодействии импульсного многоструйного спрея с вертикальной поверхностью в режиме испарительного охлаждения. Изучено влияние длительности импульса (2-50 мс), частоты их следования (1-50 Гц), давления газа на входе (0.05-0.2 МПа), его скорости (0 - 20 м/с) и состава капельной фазы на интенсивность теплообмена и параметр тепловой эффективности.

2. Установлено, что основным фактором, определяющим интенсивность теплообмена спрея, является массовая скорость охлаждающей жидкости. Лученные данные имеют тенденцию к обобщению, если в качестве характерной использовать среднюю массовую скорость жидкой фазы. При этом наибольшей эффективностью обладают потоки с малыми временами импульсов ( $t_{\text{имп}} < 10$  мс). Параметр тепловой эффективности спрея также максимален при малых длительностях импульсов.

3. Наличие спутного потока газа оказывает интенсифицирующий эффект на теплоперенос (более чем в 2 раза). Это происходит в основном за счет турбулизации пристенного слоя и вторичного возврата капель, отраженных от теплообменной поверхности.

4. Изучена нестационарная теплоотдача от одиночного во времени импульса спрея различной длительности. Показано, что для коротких импульсов ( $t_{\text{имп}} < 10$  мс) наблюдается один максимум теплового потока, приходящийся на момент столкновения цуга капель с поверхностью. Для длительных импульсов появляется еще один максимум, вызванный бомбардировкой каплями жидкой пленки. Для всех исследованных режимов продолжительность интенсивной теплоотдачи не превышает  $\sim 100$  мс.

5. Опытные данные о влиянии состава охлаждающей жидкости показали, что при концентрации этанола в смеси  $K \sim 50 - 60 \%$  коэффициент средней во времени теплоотдачи имеет максимум. При этом, несмотря на более высокий уровень скрытой теплоты парообразования у воды, его величина оказалась ниже, чем при использовании этанола, что объясняется более высокой скоростью его испарения. Параметр тепловой эффективности спрея возрастает по мере сокращения длительности импульсов подачи жидкой фазы и увеличения содержания этанола в бинарной смеси охлаждающей жидкости.

**СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. J. Breitenbach, I.V. Roisman, C. Tropea, From drop impact physics to spray cooling models: a critical review // *Experiments in Fluids*. Springer Verlag, 2018. Vol. 59, № 3.
2. N. Zhou, F. Chen, Y. Cao, M. Chen, Y. Wang, Experimental investigation on the performance of a water spray cooling system // *Applied Thermal Engineering*. Elsevier Ltd, 2017. Vol. 112. P. 1117–1128.
3. Oliphant K., Webb B.W., McQuay M.Q. An experimental comparison of liquid jet array and spray impingement cooling in the non-boiling regime.
4. Labergue A., Gradeck M., Lemoine F. Comparative study of the cooling of a hot temperature surface using sprays and liquid jets // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Elsevier Ltd, 2015. Vol. 81. P. 889–900.
5. Moreira A.L.N., Moita A.S., Panão M.R. Advances and challenges in explaining fuel spray impingement: How much of single droplet impact research is useful // *Progress in Energy and Combustion Science*. Elsevier Ltd, 2010. Vol. 36, № 5. P. 554–580.
6. Chen R.-H., Chow L.C., Navedo J.E. Effects of spray characteristics on critical heat flux in subcooled water spray cooling.
7. Chen R.H., Chow L.C., Navedo J.E. Optimal spray characteristics in water spray cooling // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2004. Vol. 47, № 23. P. 5095–5099.
8. O. Lamini, R. Wu, C.Y. Zhao, Z.G. Xu, Enhanced heat spray cooling with a moving nozzle // *Applied Thermal Engineering*. Elsevier Ltd, 2018. Vol. 141. P. 921–927.
9. Liang G., Mudawar I. Review of spray cooling – Part 1: Single-phase and nucleate boiling regimes, and critical heat flux // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Elsevier Ltd, 2017. Vol. 115. P. 1174–1205.
10. Пахомов М.А., Терехов В.И. Структура течения и турбулентный тепло-массоперенос в лобовой точке импактной импульсной газочапельной струи // *Теплофизика высоких температур*. Akademizdatcenter Nauka, 2014. Vol. 52, № 4. P. 588–596.
11. Назаров А.Д., Серов А.Ф., Терехов В.И. Структура импульсной распыленной струи при изменении ее частотных характеристик // *Теплофизика высоких температур*. 2011. Vol. 1, № 49. P. 116–121.

12. Назаров А.Д., Серов А.Ф., Терехов В.И., Карпов П.Н., Мамонов В.Н., Влияние режима течения пленки на теплообмен импульсного много соплового спрея // XV Минский междунар. форум по тепло - и массообмену. 2016. Vol. 1. P. 110.
13. Карпов П.Н., Назаров А.Д., Серов А.Ф., Терехов В.И., Испарительное охлаждение импульсным спреем бинарного раствора этанола и воды // ПЖТФ. 2015. Vol. 41, № 14. P. 8–15.
14. Назаров А.Д., Серов А.Ф., Бодров М.В, Интенсификация охлаждения импульсным газокапельным потоком. аппаратура, параметры, результаты. // ЖТФ. 2010. Vol. 80, № 5. P. 132–135.
15. Назаров А.Д., Серов А.Ф., Терехов В.И., Шаров К.А., Экспериментальное исследование испарительного охлаждения импульсным спреем // ИФЖ. 2009. Vol. 6, № 82. P. 1160–1166.
16. Назаров А. Д., Серов А. Ф., Терехов В. И., Влияние спутного газового потока в импульсном аэрозоле на процесс испарительного охлаждения // Теплофизика высоких температур. 2014. Vol. 52, № 4. P. 1–4.
17. Kim J. Spray cooling heat transfer: The state of the art // International Journal of Heat and Fluid Flow. 2007. Vol. 28, № 4. P. 753–767.
18. Исаченко В. П., Кушнырёв В. И., Струйное охлаждение. Москва: Энергоатомиздат, 1984. 216 р.
19. Labergue A., Gradeck M., Lemoine F. Comparative study of the cooling of a hot temperature surface using sprays and liquid jets // International Journal of Heat and Mass Transfer. Elsevier Ltd, 2015. Vol. 81. P. 889–900.
20. Mudawar I., Recent advances in high-flux, two-phase thermal management, J.Therm. Sci. Eng. Appl. 5 (2013) 021012
21. W. Yu , D. M. France , J. L. Routbort & Stephen U. S. Choi, Review and comparison of nanofluid thermal conductivity and heat transfer enhancements // Heat Transfer Engineering. 2008. Vol. 29, № 5. P. 432–460.
22. Huminic G., Huminic A. Application of nanofluids in heat exchangers: A review // Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2012. Vol. 16, № 8. P. 5625–5638.
23. В.И. Терехов, С.В. Калинина, В.В. Леманов, Механизм теплопереноса в наножидкостях: современное состояние проблемы (обзор). Часть 1. Синтез и свойства наножидкостей // ТиА. 2010. Vol. 17, № 1. P. 1–15.

24. Bar-Cohen A., Arik M., Ohadi M. Direct liquid cooling of high flux micro and nano electronic components // Proceedings of the IEEE. Institute of Electrical and Electronics Engineers Inc., 2006. Vol. 94, № 8. P. 1549–1570.
25. Lu Qiu, S. Dubey, F. Hoong Choo, F. Duan, Recent developments of jet impingement nucleate boiling // International Journal of Heat and Mass Transfer. Elsevier Ltd, 2015. Vol. 89. P. 42–58.
26. Guo D., Wei J.J., Zhang Y.H., Enhanced flow boiling heat transfer with jet impingement on micro-pin-finned surfaces // Applied Thermal Engineering. 2011. Vol. 31, № 11–12. P. 2042–2051.
27. Lin L., Ponnappan R., Heat transfer characteristics of spray cooling in a closed loop // International Journal of Heat and Mass Transfer. Elsevier Ltd, 2003. Vol. 46, № 20. P. 3737–3746.
28. Pavlova A.A., Otani K., Amitay M., Active control of sprays using a single synthetic jet actuator // International Journal of Heat and Fluid Flow. 2008. Vol. 29, № 1. P. 131–148.
29. Whelan B.P., Robinson A.J., Nozzle geometry effects in liquid jet array impingement // Applied Thermal Engineering. 2009. Vol. 29, № 11–12. P. 2211–2221.
30. Чиннов Е.А., Роньшин Ф.В., Кабов О.А., Режимы двухфазного течения в микро- и миниканалах (обзор) // ТИА. 2015. Vol. 22, № 3. P. 275–297.
31. Люлин Ю.В., Кабов О.А., Измерение массовой скорости испарения в горизонтальном слое жидкости, частично открытом в движущийся газ // ПЖТФ. 2013. Vol. 39, № 17. P. 88–94.
32. Yang J., Pais M.R., Chow L.C. Critical heat flux limits in secondary gas atomized liquid spray cooling // Experimental Heat Transfer. 1993. Vol. 6, № 1. P. 55–67.
33. Hall D.D., Mudawar I., Experimental and numerical study of quenching complex-shaped metallic alloys with multiple, overlapping sprays // Int. J. Heat Mass Transfer. 1995. Vol. 38, № 7. 1201–1216 p.
34. H. Xu, C. Si, S. Shao, C. Tian, Experimental investigation on heat transfer of spray cooling with isobutane (R600a) // International Journal of Thermal Sciences. Elsevier Masson s.r.l., 2014. Vol. 86. P. 21–27.
35. C. Si, S. Shao, C. Tian, H. Xu, Development and experimental investigation of a novel spray cooling system integrated in refrigeration circuit // Applied Thermal Engineering. 2012. Vol. 33–34, № 1. P. 246–252.

36. Z. Zhang, P.-X. Jiang, Y.-T. Hu, J. Li, Experimental investigation of continual- and intermittent-spray cooling // *Experimental Heat Transfer*. 2013. Vol. 26, № 5. P. 453–469.
37. Panão M.R.O., Moreira A.L.N. Intermittent spray cooling: A new technology for controlling surface temperature // *International Journal of Heat and Fluid Flow*. 2009. Vol. 30, № 1. P. 117–130.
38. Sailor D.J., Rohli D.J., Fu Q. Effect of variable duty cycle flow pulsations on heat transfer enhancement for an impinging air jet.
39. J. Mohammadpour, M.M. Zolfagharian, A.S. Mujumdar, M.R. Zargarabadi, M. Abdulazadeh, Heat transfer under composite arrangement of pulsed and steady turbulent submerged multiple jets impinging on a flat surface // *International Journal of Thermal Sciences*. Elsevier Masson SAS, 2014. Vol. 86. P. 139–147.
40. Jia W., Qiu H.H., Experimental investigation of droplet dynamics and heat transfer in spray cooling // *Experimental Thermal and Fluid Science*. Elsevier Inc., 2003. Vol. 27, № 7. P. 829–838.
41. Mudawar I., Deiters T.A. A universal approach to predicting temperature response of metallic parts to spray quenching // *Int.J. Heat Mass Transfer*. 1994. Vol. 37, № 3. 341–362 p.
42. Ma C.F., Tian Y.Q., Experimental investigation on two-phase two-component jet impingement heat transfer from simulated microelectronic heat sources // *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 1990. Vol. 17, № 4.
43. Z. Zhang, P.-X. Jiang, D.M. Christopher, X.-G. Liang, Experimental investigation of spray cooling on micro-, nano- and hybrid-structured surfaces // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Elsevier Ltd, 2015. Vol. 80. P. 26–37.
44. Kim B., Park S. Study on in-nozzle flow and spray behavior characteristics under various needle positions and length-to-width ratios of nozzle orifice using a transparent acrylic nozzle // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Elsevier Ltd, 2019. Vol. 143.
45. Y. Wang, M. Liu, K. Xu, Y. Chen, Experimental study on the effects of spray inclination on water spray cooling performance in non-boiling regime // *Experimental Thermal and Fluid Science*. Elsevier Inc., 2010. Vol. 34, № 7. P. 933–942.
46. F. Raoult, S. Lacour, B. Carissimo, F. Trinquet, A. Delahayea, L. Fournaison, CFD water spray model development and physical parameter study on the evaporative cooling // *Applied Thermal Engineering*. Elsevier Ltd, 2019. Vol. 149. P. 960–974.

47. S. Feng, L. Xiao, Z. Ge, L. Yang, X. Du, H. Wu, Parameter analysis of atomized droplets sprayed evaporation in flue gas flow // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Elsevier Ltd, 2019. Vol. 129. P. 936–952.
48. Hou Y., Tao Y., Huai X., The effects of micro-structured surfaces on multi-nozzle spray cooling // *Applied Thermal Engineering*. 2014. Vol. 62, № 2. P. 613–621.
49. Zhang Z., Li J., Jiang P.X., Experimental investigation of spray cooling on flat and enhanced surfaces // *Applied Thermal Engineering*. 2013. Vol. 51, № 1–2. P. 102–111.
50. Garimella S.V., Yeh L.T., Persoons T. Thermal management challenges in telecommunication systems and data centers // *IEEE Transactions on Components, Packaging and Manufacturing Technology*. 2012. Vol. 2, № 8. P. 1307–1316.
51. S.V. Garimella, T. Persoons, J. Weibel, L.-T. Yeh, Technological drivers in data centers and telecom systems: Multiscale thermal, electrical, and energy management // *Applied Energy*. Elsevier Ltd, 2013. Vol. 107. P. 66–80.
52. Kheirabadi A.C., Groulx D. Cooling of server electronics: A design review of existing technology // *Applied Thermal Engineering*. Elsevier Ltd, 2016. Vol. 105. P. 622–638.
53. N. Zhou, F. Chen, Y. Cao, M. Chen, Y. Wang, Experimental investigation of aircraft spray cooling system with different heating surfaces and different additives // *Applied Thermal Engineering*. Elsevier Ltd, 2016. Vol. 103. P. 510–521.
54. Y. Wang, M. Liu, K. Xu, Y. Chen, Experimental study on the effects of spray inclination on water spray cooling performance in non-boiling regime // *Experimental Thermal and Fluid Science*. Elsevier Inc., 2010. Vol. 34, № 7. P. 933–942.
55. N. Liu, Z. Yu. Y. Liang, H. Zhang, Effects of mixed surfactants on heat transfer performance of pulsed spray cooling // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Elsevier Ltd, 2019. Vol. 144.
56. Li X., Gaddis J.L., Wang T. Modeling of heat transfer in a mist/steam impinging jet // *Journal of Heat Transfer*. 2001. Vol. 123, № 6. P. 1086–1092.
57. J.L. Xie, Y.B. Tan, T.N. Wong, F. Duan, K.C. Toh, K.F. Choo, P.K. Chan, Y.S. Chua, Multi-nozzle array spray cooling for large area high power devices in a closed loop system // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Elsevier Ltd, 2014. Vol. 78. P. 1177–1186.
58. Y. Sun, Z. Guan, H. Gurgenci, X. Li, K. Hooman, A study on multi-nozzle arrangement for spray cooling system in natural draft dry cooling tower // *Applied Thermal Engineering*. Elsevier Ltd, 2017. Vol. 124. P. 795–814.

59. L. Lin, R. Ponnappan, K. Yerkes, B. Hager, Large area spray cooling, in: 42<sup>nd</sup> AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, AIAA, Reno, USA, 2004.60.
61. S. Escobar-Vargas, J.E. Gonzalez, D. Fabris, R. Sharma, C. Bash, High heat flux with small scale monodisperse sprays // *Journal of Heat Transfer*. 2012. Vol. 134, № 12.
62. L.J. Elston, K.L. Yerkes, S.K. Thomas, J. McQuillen, Cooling performance of a 16-nozzle array in variable gravity // *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*. American Institute of Aeronautics and Astronautics Inc., 2009. Vol. 23, № 3. P. 571–581.
63. Попов П.А., Бобашев С.В., Резников Б.И., Сахаров В.А., Метод расчета нестационарного теплового потока по сигналу датчика на основе анизотропных термоэлементов из монокристалла висмута // *ПЖТФ*. 2018. Vol. 44, № 8. P. 3–10.
64. Pakhomov M.A., Terekhov V.I. The effect of confinement on the flow and turbulent heat transfer in a mist impinging jet // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2011. Vol. 54, № 19–20. P. 4266–4274.
65. Caliskan S., Baskaya S., Calisir T. Experimental and numerical investigation of geometry effects on multiple impinging air jets // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Elsevier Ltd, 2014. Vol. 75. P. 685–703.
66. Z. Ren, W.C. Buzzard, P.M. Ligrani, C. Nakamata, S. Ueguchi, Impingement jet array heat transfer: Target surface roughness shape, reynolds number effects // *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*. American Institute of Aeronautics and Astronautics Inc., 2017. Vol. 31, № 2. P. 346–357.
67. Y. Houa, Y. Taob, X. Huai, Y. Zoua, D. Sun, Numerical simulation of multi-nozzle spray cooling heat transfer // *International Journal of Thermal Sciences*. Elsevier Masson SAS, 2018. Vol. 125. P. 81–88.
68. Hsieh S.S., Luo S.Y., Droplet impact dynamics and transient heat transfer of a micro spray system for power electronics devices // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Elsevier Ltd, 2016. Vol. 92. P. 190–205.
69. Y.J. Tao, X.L. Huai, L. Wang, Z.X. Guo, Experimental characterization of heat transfer in non-boiling spray cooling with two nozzles // *Applied Thermal Engineering*. 2011. Vol. 31, № 10. P. 1790–1797.
70. H.M. Hofmann, D.L. Movileanu, M. Kind, H. Martin, Influence of a pulsation on heat transfer and flow structure in submerged impinging jets // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2007. Vol. 50, № 17–18. P. 3638–3648.

71. Visaria M., Mudawar I. A systematic approach to predicting critical heat flux for inclined sprays // *Journal of Electronic Packaging, Transactions of the ASME*. 2007. Vol. 129, № 4. P. 452–459.
72. Rybicki J.R., Mudawar I. Single-phase and two-phase cooling characteristics of upward-facing and downward-facing sprays // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2006. Vol. 49, № 1–2. P. 5–16.
73. Qiao Y.M., Chandra S. Spray Cooling Enhancement by Addition of a Surfactant. 1998.
74. Hsieh C.C., Yao S.C. Evaporative heat transfer characteristics of a water spray on micro-structured silicon surfaces // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2006. Vol. 49, № 5–6. P. 962–974.
75. Choi K.J., Yao S.C. Mechanisms of film boiling heat transfer of normally impacting spray // *Heat Mass TransJer*. 1987. Vol. 30, № 2. 31–318 p.
76. K.-I. Yoshida, Y. Abe, T. Oka, Y. Mori, A. Nagashima, Spray cooling under reduced gravity condition // *Journal of Heat Transfer*. 2001. Vol. 123, № 2. P. 309–318.
77. G. Aguilar, B. Majaron, W. Verkruysse, Y. Zhou, J.S. Nelson, E.J. Lavernia, Theoretical and experimental analysis of droplet diameter, temperature, and evaporation rate evolution in cryogenic sprays.
78. D. Li, B. Chen, W.J. Wu, G.-X. Wang, Y.L. He, Multi-scale modeling of tissue freezing during cryogen spray cooling with R134a, R407c and R404a // *Applied Thermal Engineering*. Elsevier Ltd, 2014. Vol. 73, № 2. P. 1489–1500.
79. M.H. Sadafi, S.G. Ruiz, M.R. Vetrano, I. Jahn, J. van Beeck, J.M. Buchlin, K. Hooman, An investigation on spray cooling using saline water with experimental verification // *Energy Conversion and Management*. Elsevier Ltd, 2016. Vol. 108. P. 336–347.
80. J. Yang, L.C. Chow, M.R. Pais, Nucleate boiling heat transfer in spray cooling // *J. Heat Transf*. 1996. Vol. 118. P. 668–671.
81. M.R. Pais, L.C. Chow, E.T. Mahefkey, Surface roughness and its effects on the heat transfer mechanism in spray cooling, *J. Heat Transf. – Trans. ASME* 114 (1992) 211–219.
82. Misyura S.Y., Kuznetsov G.V., Volkov R.S., Orlova E.G., Feoktistov D.V., Morozov V.S., The influence of the surface microtexture on wettability properties and drop evaporation // *Surface and Coatings Technology*. 2019. Vol. 375.

83. Cebo-Rudnicka A., Malinowski Z., Buczek A. The influence of selected parameters of spray cooling and thermal conductivity on heat transfer coefficient // *International Journal of Thermal Sciences*. Elsevier Masson SAS, 2016. Vol. 110. P. 52–64.
84. Kang B.-S., Choi K.-J. Cooling of a Heated Surface with an Impinging Water Spray // *KSME International Journal*. 1998. Vol. 4. 734–740 p.
85. M.S. Sehmbe, L.C. Chow, O.J. Hahn, M.R. Pais, Spray cooling of power electronics at cryogenic temperatures. American Institute of Aeronautics and Astronautics (AIAA), 1994.
86. M.S. Sehmbe, L.C. Chow, O.J. Hahn, M.R. Pais, Effect of spray characteristics on spray cooling with liquid nitrogen // *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*. American Institute of Aeronautics and Astronautics Inc., 1995. Vol. 9, № 4. P. 757–765.
87. Ortiz L., Gonzalez J.E. Experiments on steady-state high heat fluxes using spray cooling // *Experimental Heat Transfer*. 1999. Vol. 12, № 3. P. 215–233.
88. E. Martínez-Galván, R. Antón, J.C. Ramos, R. Khodabandeh, Influence of surface roughness on a spray cooling system with R134a. Part I: Heat transfer measurements // *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2013. Vol. 46. P. 183–190.
89. H. Fukuda, N. Nakata, H. Kijima, T. Kuroki, A. Fujibayashi, Y. Takata, S. Hidaka Effects of surface conditions on spray cooling characteristics // *ISIJ International*. Iron and Steel Institute of Japan, 2016. Vol. 56, № 4. P. 628–636.
90. Duursma G., Sefiane K., Kennedy A. Experimental studies of nanofluid droplets in spray cooling // *Heat Transfer Engineering*. 2009. Vol. 30, № 13. P. 1108–1120.
91. Hsieh S.S., Leu H.Y., Liu H.H. Spray cooling characteristics of nanofluids for electronic power devices // *Nanoscale Research Letters*. Springer New York LLC, 2015. Vol. 10, № 1. P. 1–16.
92. Lee J., Mudawar I. Assessment of the effectiveness of nanofluids for single-phase and two-phase heat transfer in micro-channels // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2007. Vol. 50, № 3–4. P. 452–463.
93. J.-X. Wang, Y.-Z. Li, X.-K. Yu, G.-C. Li, X.-Y. Ji, Investigation of heat transfer mechanism of low environmental pressure large-space spray cooling for near-space flight systems // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Elsevier Ltd, 2018. Vol. 119. P. 496–507.

94. X. Zhao, B. Zhang, Z. Yang, Y. Zhao, Surface orientation effects on heat transfer performance of spray cooling // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Elsevier Ltd, 2020. Vol. 147.
95. Somasundaram S., Tay A.A.O., Comparative study of intermittent Spray cooling in single and two phase regimes // *International Journal of Thermal Sciences*. Elsevier Masson SAS, 2013. Vol. 74, № C. P. 174–182.
96. Y. Houa, Y. Taob, X. Huai, Y. Zoua, D. Sun, Numerical simulation of multi-nozzle spray cooling heat transfer // *International Journal of Thermal Sciences*. Elsevier Masson SAS, 2018. Vol. 125. P. 81–88.
97. W.W. Zhang, Y.Y. Li, W.J. Long, W. L. Cheng, Enhancement mechanism of high alcohol surfactant on spray cooling: Experimental study // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Elsevier Ltd, 2018. Vol. 126. P. 363–376.
98. H. Chen, W. L. Cheng, Y.H. Peng, W.-W. Zhang, L.J. Jiang, Experimental study on optimal spray parameters of piezoelectric atomizer based spray cooling // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Elsevier Ltd, 2016. Vol. 103. P. 57–65.
99. Abed A.H., Shcheklein S.E., Pakhaluev V.M. An experimental investigation on the transient heat transfer characteristics using air/water droplets two-phase flow // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2020. Vol. 791.
100. Abed A.H., Shcheklein S.E., Pakhaluev V.M. Heat transfer of a spherical element with air-water aerosol in a cylindrical channel // *Thermophysics and Aeromechanics*. 2020. Vol. 27, № 1.
101. Высокоморная О.В., Кропотова С.С., Кузнецов Г.В., Стрижак П.А., Коагуляция, дробление и фрагментация капель жидкости в многофазных и многокомпонентных газопарокапельных средах. Новосибирск: СО РАН, 2021. 532 р.
102. O. V. Vysokomornaya, G. V. Kuznetsov, P. A. Strizhak, N. E. Shlegel, Influence of the Concentration of Water Droplets in an Aerosol Cloud on the Characteristics of their Collisional Interaction // *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*. 2020. Vol. 93, № 2.
103. Кузнецов Г.В., Стрижак П.А. Столкновения капель жидкости разной формы в газовом потоке // *Письма в журнал технической физики*. 2019. Vol. 45, № 6.
104. Кузнецов Г.В., Стрижак П.А., Шлегель Н.Е. Взаимодействие капель воды и суспензий при их столкновениях в газовой среде // *Теоретические основы химической технологии*. 2019. Vol. 53, № 5.

105. Zhang Z., Li J., Jiang P.X. Experimental investigation of spray cooling on flat and enhanced surfaces // *Applied Thermal Engineering*. 2013. Vol. 51, № 1–2. P. 102–111.
106. Кузма-Кичта Ю.А., Лавриков А.В., Интенсификация теплообмена при кипении на микро- и наномасштабах // В сб.: *Альтернативная и интеллектуальная энергетика. Материалы Международной научно-практической конференции*. 2018. P. 63–64.
107. Abed A.H., Shcheklein S.E., Pakhaluev V.M. Heat transfer intensification in emergency cooling heat exchanger of nuclear power plant using air-water mist flow // *Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zawedeniy, Yadernaya Energetika*. 2019. Vol. 2019, № 3.
108. Мирнов С.В., Комов А.Т., Варава А.Н., Дедов А.В., Люблинский И.Е., Вертков А.В., Захаренков А.В., Экспериментальное исследование теплообмена при охлаждении рабочего участка диспергированным потоком теплоносителя при индукционном нагреве. СПб, 2019. 258–259 p.
109. Мирнов С.В., Комов А.Т., Варава А.Н., Люблинский И.Е., Дедов А.В., Захаренков А.В., Вертков А.В., Сморгчова Ю.В., Охлаждение высоко нагруженных элементов конструкций термоядерного реактора диспергированным потоком. 2019. 94–97 p.
110. Мирнов С.В., Комов А.Т., Верткой А.В., Люблинский И.Е., Варава А.Н., Дедов А.В., Захаренков А.В., Экспериментальное исследование теплоотдачи при охлаждении стенки диспергированным потоком в условиях интенсивного одностороннего нагрева // В сборнике: *Труды 7-ой Российской национальной конференции по теплообмену*. В 3х томах. 2018. С. 256-259.
111. Terekhov V.I., Karpov P.N., Nazarov A.D., Serov A.F., Unsteady heat transfer at impinging of a single spray pulse with various durations // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Elsevier Ltd, 2020. Vol. 158.
112. Серов А.Ф., Назаров А.Д., Мамонов В.Н., Мискив Н.Б., Карпов П.Н., Импульсная система охлаждения импульсным воздушно-капельным потоком // *ТИА*. 2021. Vol. 28, № 5. P. 731–738.
113. Karpov P.N., Nazarov A.D., Serov A.F., Terekhov V.I., Heat and mass transfer are in the interaction of multi-pulsed spray with vertical surfaces in the regime of evaporative cooling // *Journal of Physics: Conference Series*. 2017. Vol. 891.
114. Karpov P., Miskiv N., Serov A. Characteristics of the behavior of a liquid film in a pulsed gas-droplet flow // *MATEC Web of Conferences*. 2017. Vol. 115.

115. Karpov P.N., Nazarov A.D., Serov A.F., Terekhov V.I., Experimental investigation of transient characteristics of a liquid film, formed from an impinging gas-droplet multi-jet pulsed spray // Int. Symp. and School for Young Scientists IPHT. 2016. P. 110.
116. Терехов В.И., Серов А.Ф., Назаров А.Д., Карпов П.Н., Экспериментальное исследование охлаждения импульсным воздушно - капельным потоком смеси этанол-вода. // Труды РНКТ – 6. 2014. Vol. 6. P. 52–64.
117. Назаров А.Д., Серов А.Ф., Терехов В.И., Карпов П.Н., Мамонов В.Н., Гидродинамика пленки жидкости, осажденной из импульсного импактного газочапельного потока на вертикальной поверхности теплообменника // Труды XV Минский междуна. форум по тепло- и массообмену. 2016. Vol. 3. P. 172–175.
118. Карпов П.Н., Назаров А.Д., Серов А.Ф., Терехов В.И., Экспериментальное исследование охлаждения большой поверхности многоструйным импульсным газочапельным потоком в испарительном режиме // Труды 7-ой РНКТ. 2010. P. 360–363.
119. С.З. Сапожников, В.Ю. Митяков, А.В. Митяков, Основы градиентной теплометрии. СПб: СПбГТУ, 2012. 203 p.
120. S.Z. Sapozhnikov, V.Yu. Mityakov, A.V. Mityakov, V.I. Terekhov, S.V. Kalinina, V.V. Lemanov, Testing and Using of Gradient Heat Flux Sensors // Heat Transfer Research. 2008. Vol. 39, № 7.
121. H. Knauss, T. Roediger, U. Gaisbauer, E. Kraemer, D. A. Bountin, B. V. Smorodsky, A. A. Maslov, J. Scrlujes, and F. Sailer, A Novel Sensor for Fast Heat Flux Measurements, AIAA Paper 2006-3637 (2006).
122. Бобашев С.В., Менде Н.П., Попов П.А., Резников Б.И., Сахаров В.А., Сапожников С.З., Митяков В.Ю., Митяков А.В., Бунтин Д.А., Маслов А.А., Кнаусс Х., Редигер Т., Использование анизотропных датчиков теплового потока в аэродинамическом эксперименте // ПЖТФ. 2009. Vol. 35, № 5. P. 36–42.
123. C. O. Pedersen. An experimental study of the dynamic behavior and heat transfer characteristics of water droplets impinging upon a heated surface // Int. J. Heat Mass Transf. 1970. Vol. 13. P. 369–381.
124. X. Gao, L. Kong, R. Li, J. Han, Heat transfer of single drop impact on a film flow cooling a hot surface // International Journal of Heat and Mass Transfer. Elsevier Ltd, 2017. Vol. 108. P. 1068–1077.
125. E. Berberović, N.P. van Hinsberg, S. Jakirlić, I.V. Roisman, and C. Tropea, Drop impact onto a liquid layer of finite thickness: Dynamics of the cavity evolution //

Physical Review E - Statistical, Nonlinear, and Soft Matter Physics. 2009. Vol. 79, № 3.

126. I. V. Roisman, C. Tropea, Impact of a drop onto a wetted wall: Description of crown formation and propagation // Journal of Fluid Mechanics. 2002. № 472. P. 373–397.
127. Гухман А.А. Введение в теорию подобия. Москва: Высшая школа, 1973. Vol. 2. 296 p.
128. Кутателадзе С.С. Анализ подобия и физические модели. Новосибирск: Наука, 1986. 297 p.
129. Михеев М.А., Михеева И.М., Основы теплопередачи. Москва: Энергия, 1977. Vol. 2. 344 p.

## Приложение А Акты о внедрении

«УТВЕРЖДАЮ»

Директор Высшего Колледжа Информатики,  
структурного подразделения федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Новосибирский национальный исследовательский государственный университет» (НГУ), к.х.н.



Окунев А.Г.

«14» сентября 2021 г.

### АКТ

об использовании результатов научной работы соискателя Карпова Павла Николаевича «ТЕПЛООБМЕН ПРИ ИСПАРИТЕЛЬНОМ ОХЛАЖДЕНИИ ПОВЕРХНОСТИ МНОГОСТРУЙНЫМ ИМПУЛЬСНЫМ ПОТОКОМ» в учебном процессе бакалавриата НГУ «Мехатроника и робототехника».

Настоящий акт подтверждает, что результаты исследований, полученные в диссертационной работе Карпова Павла Николаевича, использованы в курсе «Механика» учебного направления НГУ «Мехатроника и робототехника» как практический материал, демонстрирующий механику движения частиц жидкости капельного потока в неподвижной и движущейся спутно газовой среде. На практическом материале диссертации показывается влияние размера и скорости капель потока, длины пробега, скорости спутного потока газа на движение частиц. Материал диссертации Карпова В.Н. позволяет показать связь теории с практикой в разделах закон сохранения энергии, закон сохранения момента импульса, механика жидкостей и газов.

Зав. кафедрой

Интеллектуальных систем теплофизики НГУ, д.т.н.  Назаров А.Д.

Доцент кафедры

Интеллектуальных систем теплофизики НГУ, к.ф.-м.н.  Сахнов А.Ю.

«УТВЕРЖДАЮ»

директора ФГБУН  
Института ядерной физики им. Г.И. Будкера



Беркаев Д.Е.

\_\_\_\_\_ сентября 2021 г.

## АКТ

об использовании результатов научной работы соискателя Карпова Павла Николаевича «ТЕПЛООБМЕН ПРИ ИСПАРИТЕЛЬНОМ ОХЛАЖДЕНИИ ПОВЕРХНОСТИ МНОГОСТРУЙНЫМ ИМПУЛЬСНЫМ ПОТОКОМ», в научно-технических разработках Института ядерной физики им. Г.И. Будкера СО РАН

Настоящим актом подтверждаем, что результаты исследований, полученные в диссертационной работе аспиранта кафедры технической теплофизики НГТУ Павла Николаевича Карпова, использованы в Институте ядерной физики при разработке системы охлаждения узлов высоковольтного питания кулера для установки NICA г.Дубна, (научный руководитель В.В.Пархомчук).

Применение рекомендованных принципов построения системы охлаждения высоковольтных сильноточных узлов позволило с достаточной для практики эффективностью спроектировать и изготовить рабочий макет, который в настоящее время проходит стендовые испытания.

Зав. лабораторией,  
к.ф.-м.н.



В.Б. Рева

СНС  
к.т.н



А.Д. Гончаров

Ведущий инженер



В.И. Кремнёв

## Приложение Б Экспериментальные данные

$P_{\text{газа}} - 2 \text{ атм}$ ,  $P_{\text{жидкости}} - 2 \text{ атм}$ ,  $F - \text{const} - 0.25 \text{ Гц}$ ,  $t_{\text{имп}} - 2, 4, 6, 8, 10, 20, 30, 40 \text{ мс}$

Таблица Б.1 – Интегральные значения теплового потока

ТА	ТВ	dT	OpA	GlnA	c	G	Tcp	Q	q
7147	7117	0,300	6	745	3229	0,206944	71,32	259,5083	13240,22
7147	7117	0,300	6	745	3232	0,206944	71,32	259,5083	13240,22
7150	7120	0,300	6	745	3245	0,206944	71,35	259,5083	13240,22
7150	7120	0,300	6	745	3248	0,206944	71,35	259,5083	13240,22
7150	7120	0,300	6	745	3251	0,206944	71,35	259,5083	13240,22
7150	7120	0,300	6	744	3254	0,206667	71,35	259,16	13222,45
7150	7120	0,300	6	744	3257	0,206667	71,35	259,16	13222,45
7150	7120	0,300	6	744	3260	0,206667	71,35	259,16	13222,45
7150	7120	0,300	6	744	3263	0,206667	71,35	259,16	13222,45
7151	7120	0,310	6	744	3276	0,206667	71,355	267,7987	13663,2
7151	7120	0,310	6	744	3279	0,206667	71,355	267,7987	13663,2
7151	7120	0,310	6	743	3282	0,206389	71,355	267,4387	13644,83
7151	7120	0,310	6	743	3285	0,206389	71,355	267,4387	13644,83
7151	7120	0,310	6	742	3288	0,206111	71,355	267,0788	13626,47
7151	7120	0,310	6	742	3291	0,206111	71,355	267,0788	13626,47
7151	7120	0,310	6	742	3294	0,206111	71,355	267,0788	13626,47
7146	7116	0,300	6	742	3307	0,206111	71,31	258,4633	13186,9
7146	7116	0,300	6	743	3310	0,206389	71,31	258,8117	13204,68
7146	7116	0,300	6	743	3313	0,206389	71,31	258,8117	13204,68
7146	7116	0,300	6	744	3316	0,206667	71,31	259,16	13222,45
7146	7116	0,300	6	744	3319	0,206667	71,31	259,16	13222,45
7146	7116	0,300	6	745	3322	0,206944	71,31	259,5083	13240,22
7146	7116	0,300	6	745	3325	0,206944	71,31	259,5083	13240,22
7149	7118	0,310	6	743	3399	0,206389	71,335	267,4387	13644,83
7149	7118	0,310	6	745	3403	0,206944	71,335	268,1586	13681,56
7149	7118	0,310	6	745	3406	0,206944	71,335	268,1586	13681,56
7149	7118	0,310	6	745	3409	0,206944	71,335	268,1586	13681,56
7149	7118	0,310	6	745	3412	0,206944	71,335	268,1586	13681,56
7149	7118	0,310	6	746	3415	0,207222	71,335	268,5186	13699,93
7149	7118	0,310	6	746	3418	0,207222	71,335	268,5186	13699,93
7148	7117	0,310	6	746	3430	0,207222	71,325	268,5186	13699,93
7148	7117	0,310	6	746	3433	0,207222	71,325	268,5186	13699,93
7148	7117	0,310	6	745	3436	0,206944	71,325	268,1586	13681,56
7148	7117	0,310	6	745	3439	0,206944	71,325	268,1586	13681,56
7148	7117	0,310	6	745	3443	0,206944	71,325	268,1586	13681,56
7148	7117	0,310	6	745	3446	0,206944	71,325	268,1586	13681,56
7148	7117	0,310	6	745	3449	0,206944	71,325	268,1586	13681,56
7127	7091	0,360	6	742	332	0,206111	71,09	310,156	15824,29
7127	7091	0,360	6	742	335	0,206111	71,09	310,156	15824,29

## Продолжение таблицы Б.1

7127	7091	0,360	6	742	338	0,206111	71,09	310,156	15824,29
7127	7091	0,360	6	743	341	0,206389	71,09	310,574	15845,61
7127	7091	0,360	6	743	344	0,206389	71,09	310,574	15845,61
7127	7091	0,360	6	743	347	0,206389	71,09	310,574	15845,61
7116	7080	0,360	6	744	390	0,206667	70,98	310,992	15866,94
7116	7080	0,360	6	744	393	0,206667	70,98	310,992	15866,94
7116	7080	0,360	6	744	396	0,206667	70,98	310,992	15866,94
7116	7080	0,360	6	744	400	0,206667	70,98	310,992	15866,94
7116	7080	0,360	6	744	403	0,206667	70,98	310,992	15866,94
7116	7080	0,360	6	744	406	0,206667	70,98	310,992	15866,94
7116	7080	0,360	6	744	409	0,206667	70,98	310,992	15866,94
7064	7028	0,360	8	740	607	0,205556	70,46	309,32	15781,63
7064	7028	0,360	8	740	610	0,205556	70,46	309,32	15781,63
7064	7028	0,360	8	741	613	0,205833	70,46	309,738	15802,96
7064	7028	0,360	7	741	616	0,205833	70,46	309,738	15802,96
7064	7028	0,360	6	739	619	0,205278	70,46	308,902	15760,31
7064	7028	0,360	6	739	622	0,205278	70,46	308,902	15760,31
7064	7028	0,360	8	739	626	0,205278	70,46	308,902	15760,31
6974	6937	0,370	7	738	1321	0,205	69,555	317,053	16176,17
6974	6937	0,370	7	738	1324	0,205	69,555	317,053	16176,17
6974	6937	0,370	7	737	1327	0,204722	69,555	316,6234	16154,25
6974	6937	0,370	7	737	1330	0,204722	69,555	316,6234	16154,25
6974	6937	0,370	7	737	1334	0,204722	69,555	316,6234	16154,25
6974	6937	0,370	7	737	1336	0,204722	69,555	316,6234	16154,25
6966	6930	0,360	7	735	1358	0,204167	69,48	307,23	15675
6966	6930	0,360	7	735	1361	0,204167	69,48	307,23	15675
6966	6930	0,360	7	736	1364	0,204444	69,48	307,648	15696,33
6966	6930	0,360	7	736	1367	0,204444	69,48	307,648	15696,33
6966	6930	0,360	7	736	1370	0,204444	69,48	307,648	15696,33
6966	6930	0,360	7	736	1373	0,204444	69,48	307,648	15696,33
6966	6930	0,360	7	737	1376	0,204722	69,48	308,066	15717,65
6949	6914	0,350	7	738	1389	0,205	69,315	299,915	15301,79
6949	6914	0,350	7	738	1392	0,205	69,315	299,915	15301,79
6949	6914	0,350	7	737	1395	0,204722	69,315	299,5086	15281,05
6949	6914	0,350	7	737	1398	0,204722	69,315	299,5086	15281,05
6949	6914	0,350	7	736	1401	0,204444	69,315	299,1022	15260,32
6949	6914	0,350	7	736	1404	0,204444	69,315	299,1022	15260,32
6949	6914	0,350	7	736	1407	0,204444	69,315	299,1022	15260,32
6950	6915	0,350	7	735	1419	0,204167	69,325	298,6958	15239,58
6950	6915	0,350	7	735	1423	0,204167	69,325	298,6958	15239,58
6950	6915	0,350	7	735	1426	0,204167	69,325	298,6958	15239,58
6950	6915	0,350	7	737	1429	0,204722	69,325	299,5086	15281,05
6950	6915	0,350	7	737	1432	0,204722	69,325	299,5086	15281,05
6950	6915	0,350	7	738	1435	0,205	69,325	299,915	15301,79

## Продолжение таблицы Б.1

6950	6915	0,350	7	738	1438	0,205	69,325	299,915	15301,79
6950	6914	0,360	7	738	1450	0,205	69,32	308,484	15738,98
6950	6914	0,360	7	738	1453	0,205	69,32	308,484	15738,98
6950	6914	0,360	7	738	1456	0,205	69,32	308,484	15738,98
6950	6914	0,360	7	738	1459	0,205	69,32	308,484	15738,98
6950	6914	0,360	7	738	1462	0,205	69,32	308,484	15738,98
6950	6914	0,360	7	738	1466	0,205	69,32	308,484	15738,98
6950	6914	0,360	7	738	1469	0,205	69,32	308,484	15738,98
6936	6899	0,370	7	738	1481	0,205	69,175	317,053	16176,17
6936	6899	0,370	7	738	1484	0,205	69,175	317,053	16176,17
6936	6899	0,370	7	738	1487	0,205	69,175	317,053	16176,17
6936	6899	0,370	7	737	1491	0,204722	69,175	316,6234	16154,25
6936	6899	0,370	7	737	1494	0,204722	69,175	316,6234	16154,25
6936	6899	0,370	7	735	1496	0,204167	69,175	315,7642	16110,42
6936	6899	0,370	7	735	1499	0,204167	69,175	315,7642	16110,42
6945	6910	0,350	7	735	1512	0,204167	69,275	298,6958	15239,58
6945	6910	0,350	7	735	1515	0,204167	69,275	298,6958	15239,58
6945	6910	0,350	7	736	1518	0,204444	69,275	299,1022	15260,32
6945	6910	0,350	7	736	1521	0,204444	69,275	299,1022	15260,32
6945	6910	0,350	7	738	1524	0,205	69,275	299,915	15301,79
6945	6910	0,350	7	738	1527	0,205	69,275	299,915	15301,79
6945	6910	0,350	7	740	1531	0,205556	69,275	300,7278	15343,25
7020	6984	0,360	7	740	1604	0,205556	70,02	309,32	15781,63
7020	6984	0,360	7	740	1607	0,205556	70,02	309,32	15781,63
7020	6984	0,360	7	739	1610	0,205278	70,02	308,902	15760,31
7020	6984	0,360	7	739	1613	0,205278	70,02	308,902	15760,31
7020	6984	0,360	7	738	1617	0,205	70,02	308,484	15738,98
7020	6984	0,360	7	738	1620	0,205	70,02	308,484	15738,98
7020	6984	0,360	7	738	1623	0,205	70,02	308,484	15738,98
7019	6982	0,370	7	738	1635	0,205	70,005	317,053	16176,17
7019	6982	0,370	7	737	1638	0,204722	70,005	316,6234	16154,25
7019	6982	0,370	7	737	1641	0,204722	70,005	316,6234	16154,25
7019	6982	0,370	7	737	1644	0,204722	70,005	316,6234	16154,25
7019	6982	0,370	7	737	1647	0,204722	70,005	316,6234	16154,25
7019	6982	0,370	7	738	1650	0,205	70,005	317,053	16176,17
6964	6924	0,400	7	737	2204	0,204722	69,44	342,2956	17464,06
6964	6924	0,400	7	737	2207	0,204722	69,44	342,2956	17464,06
6964	6924	0,400	7	737	2210	0,204722	69,44	342,2956	17464,06
7010	6971	0,390	7	738	2407	0,205	69,905	334,191	17050,56
7010	6971	0,390	7	738	2410	0,205	69,905	334,191	17050,56
7010	6971	0,390	7	738	2414	0,205	69,905	334,191	17050,56
7010	6971	0,390	7	739	2417	0,205278	69,905	334,6438	17073,66
7010	6971	0,390	7	739	2420	0,205278	69,905	334,6438	17073,66
7010	6971	0,390	7	739	2423	0,205278	69,905	334,6438	17073,66

## Продолжение таблицы Б.1

7010	6971	0,390	7	739	2426	0,205278	69,905	334,6438	17073,66
6978	6939	0,390	7	739	2500	0,205278	69,585	334,6438	17073,66
6978	6939	0,390	7	740	2504	0,205556	69,585	335,0967	17096,77
6978	6939	0,390	7	740	2507	0,205556	69,585	335,0967	17096,77
6978	6939	0,390	7	738	2510	0,205	69,585	334,191	17050,56
6978	6939	0,390	7	738	2512	0,205	69,585	334,191	17050,56
6978	6939	0,390	7	738	2515	0,205	69,585	334,191	17050,56
6978	6939	0,390	7	739	2519	0,205278	69,585	334,6438	17073,66
6968	6928	0,400	7	740	3220	0,205556	69,48	343,6889	17535,15
6968	6928	0,400	7	740	3223	0,205556	69,48	343,6889	17535,15
6968	6928	0,400	7	740	3226	0,205556	69,48	343,6889	17535,15
6968	6928	0,400	7	740	3229	0,205556	69,48	343,6889	17535,15
6968	6928	0,400	7	740	3233	0,205556	69,48	343,6889	17535,15
6968	6928	0,400	7	740	3236	0,205556	69,48	343,6889	17535,15
6968	6928	0,400	7	739	3239	0,205278	69,48	343,2244	17511,45
6952	6913	0,390	7	739	3251	0,205278	69,325	334,6438	17073,66
6952	6913	0,390	7	738	3254	0,205	69,325	334,191	17050,56
6952	6913	0,390	7	738	3257	0,205	69,325	334,191	17050,56
6952	6913	0,390	7	738	3261	0,205	69,325	334,191	17050,56
6952	6913	0,390	7	738	3264	0,205	69,325	334,191	17050,56
6952	6913	0,390	7	739	3267	0,205278	69,325	334,6438	17073,66
6952	6913	0,390	7	739	3270	0,205278	69,325	334,6438	17073,66
6985	6944	0,410	7	737	3375	0,204722	69,645	350,8529	17900,66
6985	6944	0,410	7	737	3378	0,204722	69,645	350,8529	17900,66
6985	6944	0,410	7	739	3381	0,205278	69,645	351,8051	17949,24
6985	6944	0,410	7	739	3384	0,205278	69,645	351,8051	17949,24
6985	6944	0,410	7	739	3387	0,205278	69,645	351,8051	17949,24
6985	6944	0,410	7	739	3390	0,205278	69,645	351,8051	17949,24
6985	6944	0,410	7	739	3393	0,205278	69,645	351,8051	17949,24
6994	6953	0,410	7	739	3406	0,205278	69,735	351,8051	17949,24
6994	6953	0,410	7	739	3408	0,205278	69,735	351,8051	17949,24
6994	6953	0,410	7	739	3412	0,205278	69,735	351,8051	17949,24
6994	6953	0,410	7	739	3415	0,205278	69,735	351,8051	17949,24
6994	6953	0,410	7	739	3418	0,205278	69,735	351,8051	17949,24
6994	6953	0,410	7	739	3421	0,205278	69,735	351,8051	17949,24
6994	6953	0,410	7	739	3424	0,205278	69,735	351,8051	17949,24
6981	6942	0,390	7	740	3436	0,205556	69,615	335,0967	17096,77
6981	6942	0,390	7	740	3440	0,205556	69,615	335,0967	17096,77
6981	6942	0,390	7	740	3443	0,205556	69,615	335,0967	17096,77
6981	6942	0,390	7	740	3446	0,205556	69,615	335,0967	17096,77
6981	6942	0,390	7	740	3449	0,205556	69,615	335,0967	17096,77
6981	6942	0,390	7	740	3452	0,205556	69,615	335,0967	17096,77
6981	6942	0,390	7	740	3455	0,205556	69,615	335,0967	17096,77
6970	6931	0,390	7	739	3467	0,205278	69,505	334,6438	17073,66

## Продолжение таблицы Б.1

6970	6931	0,390	7	739	3470	0,205278	69,505	334,6438	17073,66
6970	6931	0,390	7	738	3473	0,205	69,505	334,191	17050,56
6970	6931	0,390	7	738	3476	0,205	69,505	334,191	17050,56
6970	6931	0,390	7	738	3480	0,205	69,505	334,191	17050,56
6970	6931	0,390	7	738	3483	0,205	69,505	334,191	17050,56
6970	6931	0,390	7	737	3486	0,204722	69,505	333,7382	17027,46
6973	6932	0,410	7	737	3498	0,204722	69,525	350,8529	17900,66
6973	6932	0,410	7	738	3501	0,205	69,525	351,329	17924,95
6973	6932	0,410	7	738	3504	0,205	69,525	351,329	17924,95
6973	6932	0,410	7	739	3508	0,205278	69,525	351,8051	17949,24
6973	6932	0,410	7	739	3511	0,205278	69,525	351,8051	17949,24
6973	6932	0,410	7	739	3514	0,205278	69,525	351,8051	17949,24
6973	6932	0,410	7	739	3517	0,205278	69,525	351,8051	17949,24
6955	6916	0,390	7	739	3591	0,205278	69,355	334,6438	17073,66
6961	6910	0,510	7	737	610	0,204722	69,355	436,4268	22266,68
6961	6910	0,510	7	737	613	0,204722	69,355	436,4268	22266,68
6961	6910	0,510	7	737	616	0,204722	69,355	436,4268	22266,68
6961	6910	0,510	7	737	618	0,204722	69,355	436,4268	22266,68
6961	6910	0,510	7	737	622	0,204722	69,355	436,4268	22266,68
6961	6910	0,510	7	737	625	0,204722	69,355	436,4268	22266,68
6961	6910	0,510	7	737	628	0,204722	69,355	436,4268	22266,68
6957	6906	0,510	7	737	640	0,204722	69,315	436,4268	22266,68
6957	6906	0,510	7	737	643	0,204722	69,315	436,4268	22266,68
6957	6906	0,510	7	737	646	0,204722	69,315	436,4268	22266,68
6957	6906	0,510	7	737	650	0,204722	69,315	436,4268	22266,68
6957	6906	0,510	7	737	653	0,204722	69,315	436,4268	22266,68
6957	6906	0,510	7	737	656	0,204722	69,315	436,4268	22266,68
6957	6906	0,510	7	737	659	0,204722	69,315	436,4268	22266,68
6953	6903	0,500	7	736	671	0,204444	69,28	427,2889	21800,45
6953	6903	0,500	7	736	674	0,204444	69,28	427,2889	21800,45
6953	6903	0,500	7	736	678	0,204444	69,28	427,2889	21800,45
6953	6903	0,500	7	736	681	0,204444	69,28	427,2889	21800,45
6953	6903	0,500	7	735	683	0,204167	69,28	426,7083	21770,83
6953	6903	0,500	7	735	686	0,204167	69,28	426,7083	21770,83
6953	6903	0,500	7	735	689	0,204167	69,28	426,7083	21770,83
6943	6892	0,510	7	736	764	0,204444	69,175	435,8347	22236,46
6943	6892	0,510	7	736	767	0,204444	69,175	435,8347	22236,46
6943	6892	0,510	7	736	770	0,204444	69,175	435,8347	22236,46
6943	6892	0,510	7	736	773	0,204444	69,175	435,8347	22236,46
6943	6892	0,510	7	736	776	0,204444	69,175	435,8347	22236,46
6943	6892	0,510	7	736	779	0,204444	69,175	435,8347	22236,46
6943	6892	0,510	7	736	782	0,204444	69,175	435,8347	22236,46
6965	6916	0,490	7	736	887	0,204444	69,405	418,7431	21364,44
6965	6916	0,490	7	736	890	0,204444	69,405	418,7431	21364,44

## Продолжение таблицы Б.1

6965	6916	0,490	7	737	893	0,204722	69,405	419,3121	21393,47
6965	6916	0,490	7	737	896	0,204722	69,405	419,3121	21393,47
6965	6916	0,490	7	737	899	0,204722	69,405	419,3121	21393,47
6965	6916	0,490	7	737	902	0,204722	69,405	419,3121	21393,47
6965	6916	0,490	7	736	905	0,204444	69,405	418,7431	21364,44
6951	6902	0,490	7	736	918	0,204444	69,265	418,7431	21364,44
6950	6896	0,540	7	732	1514	0,203333	69,23	458,964	23416,53
6950	6896	0,540	7	732	1517	0,203333	69,23	458,964	23416,53
6950	6896	0,540	7	731	1520	0,203056	69,23	458,337	23384,54
6950	6896	0,540	7	731	1523	0,203056	69,23	458,337	23384,54
6950	6896	0,540	7	731	1526	0,203056	69,23	458,337	23384,54
6950	6896	0,540	7	731	1529	0,203056	69,23	458,337	23384,54
6950	6896	0,540	7	732	1533	0,203333	69,23	458,964	23416,53
6975	6920	0,550	7	734	1576	0,203889	69,475	468,7406	23915,33
6975	6920	0,550	7	735	1579	0,204167	69,475	469,3792	23947,92
6975	6920	0,550	7	735	1582	0,204167	69,475	469,3792	23947,92
6975	6920	0,550	7	735	1585	0,204167	69,475	469,3792	23947,92
6975	6920	0,550	7	736	1588	0,204444	69,475	470,0178	23980,5
6975	6920	0,550	7	736	1591	0,204444	69,475	470,0178	23980,5
6975	6920	0,550	7	736	1594	0,204444	69,475	470,0178	23980,5
6977	6923	0,540	7	736	1607	0,204444	69,5	461,472	23544,49
6977	6923	0,540	7	736	1610	0,204444	69,5	461,472	23544,49
6977	6923	0,540	7	736	1613	0,204444	69,5	461,472	23544,49
6977	6923	0,540	7	736	1616	0,204444	69,5	461,472	23544,49
6977	6923	0,540	7	736	1619	0,204444	69,5	461,472	23544,49
6977	6923	0,540	7	736	1622	0,204444	69,5	461,472	23544,49
6977	6923	0,540	7	736	1625	0,204444	69,5	461,472	23544,49
6951	6897	0,540	7	734	1668	0,203889	69,24	460,218	23480,51
6951	6897	0,540	7	734	1671	0,203889	69,24	460,218	23480,51
6951	6897	0,540	7	733	1675	0,203611	69,24	459,591	23448,52
6951	6897	0,540	7	733	1678	0,203611	69,24	459,591	23448,52
6951	6897	0,540	7	733	1681	0,203611	69,24	459,591	23448,52
6951	6897	0,540	7	733	1684	0,203611	69,24	459,591	23448,52
6951	6897	0,540	7	734	1687	0,203889	69,24	460,218	23480,51
6942	6888	0,540	7	734	1699	0,203889	69,15	460,218	23480,51
6942	6888	0,540	7	733	1702	0,203611	69,15	459,591	23448,52
6942	6888	0,540	7	733	1705	0,203611	69,15	459,591	23448,52
6942	6888	0,540	7	732	1708	0,203333	69,15	458,964	23416,53
6942	6888	0,540	7	732	1711	0,203333	69,15	458,964	23416,53
6942	6888	0,540	7	733	1715	0,203611	69,15	459,591	23448,52
6942	6888	0,540	7	733	1718	0,203611	69,15	459,591	23448,52
6974	6918	0,560	7	735	2348	0,204167	69,46	477,9133	24383,33
6974	6918	0,560	7	735	2351	0,204167	69,46	477,9133	24383,33
6974	6918	0,560	7	734	2354	0,203889	69,46	477,2631	24350,16

6974	6918	0,560	7	734	2357	0,203889	69,46	477,2631	24350,16
6974	6918	0,560	7	733	2361	0,203611	69,46	476,6129	24316,98
6974	6918	0,560	7	733	2364	0,203611	69,46	476,6129	24316,98
6974	6918	0,560	7	734	2367	0,203889	69,46	477,2631	24350,16
6952	6895	0,570	7	734	2379	0,203889	69,235	485,7857	24784,98
6952	6895	0,570	7	734	2382	0,203889	69,235	485,7857	24784,98
6952	6895	0,570	7	734	2386	0,203889	69,235	485,7857	24784,98
6952	6895	0,570	7	734	2388	0,203889	69,235	485,7857	24784,98
6952	6895	0,570	7	734	2391	0,203889	69,235	485,7857	24784,98
6952	6895	0,570	7	734	2394	0,203889	69,235	485,7857	24784,98
6952	6895	0,570	7	734	2398	0,203889	69,235	485,7857	24784,98
6938	6881	0,570	7	734	2408	0,203889	69,095	485,7857	24784,98
6938	6881	0,570	7	734	2411	0,203889	69,095	485,7857	24784,98
6938	6881	0,570	7	734	2414	0,203889	69,095	485,7857	24784,98
6938	6881	0,570	7	735	2416	0,204167	69,095	486,4475	24818,75
6938	6881	0,570	7	735	2419	0,204167	69,095	486,4475	24818,75
6938	6881	0,570	7	736	2422	0,204444	69,095	487,1093	24852,52
6938	6881	0,570	7	736	2425	0,204444	69,095	487,1093	24852,52
6938	6881	0,570	7	737	2429	0,204722	69,095	487,7712	24886,28
6967	6909	0,580	7	737	2441	0,204722	69,38	496,3286	25322,89
6967	6909	0,580	7	737	2444	0,204722	69,38	496,3286	25322,89
6967	6909	0,580	7	737	2447	0,204722	69,38	496,3286	25322,89
6967	6909	0,580	7	736	2450	0,204444	69,38	495,6551	25288,53
6967	6909	0,580	7	736	2454	0,204444	69,38	495,6551	25288,53
6967	6909	0,580	7	735	2457	0,204167	69,38	494,9817	25254,17
6967	6909	0,580	7	735	2460	0,204167	69,38	494,9817	25254,17
6942	6886	0,560	7	735	2629	0,204167	69,14	477,9133	24383,33
6942	6886	0,560	7	734	2632	0,203889	69,14	477,2631	24350,16
6942	6886	0,560	7	734	2635	0,203889	69,14	477,2631	24350,16
6942	6886	0,560	7	735	2638	0,204167	69,14	477,9133	24383,33
6942	6886	0,560	7	735	2642	0,204167	69,14	477,9133	24383,33
6942	6886	0,560	7	735	2645	0,204167	69,14	477,9133	24383,33
6930	6872	0,580	7	736	2657	0,204444	69,01	495,6551	25288,53

$P_{\text{газа}} - 2 \text{ атм}$ ,  $P_{\text{жидкости}} - 2 \text{ атм}$ ,  $F - \text{const}-0.25 \text{ Гц}$ ,  $t_{\text{имп}} - 20 \text{ мс}$

Таблица Б.2 – Локальное значение теплового потока

<i>N</i>	<i>CH1</i>	<i>CH2</i>	<i>t</i>	<i>h</i>
1030	36	133	0	724,3857
1031	42	133	0,4	1086,579
1032	54	133	0,8	1810,964
1033	57	133	1,2	1992,061
1034	56	133	1,6	1931,695
1035	55	133	2	1871,33
1036	55	133	2,4	1871,33
1037	55	133	2,8	1871,33
1038	55	133	3,2	1871,33
1039	56	133	3,6	1931,695
1040	55	133	4	1871,33
1041	56	133	4,4	1931,695
1042	55	133	4,8	1871,33
1043	60	133	5,2	2173,157
1044	96	133	5,6	4346,314
1045	124	133	6	6036,548
1046	130	133	6,4	6398,741
1047	177	134	6,8	9235,918
1048	206	133	7,2	10986,52
1049	223	133	7,6	12012,73
1050	245	133	8	13340,77
1051	243	133	8,4	13220,04
1052	230	133	8,8	12435,29
1053	216	133	9,2	11590,17
1054	205	134	9,6	10926,15
1055	193	133	10	10201,77
1056	183	133	10,4	9598,111
1057	174	133	10,8	9054,822
1058	166	133	11,2	8571,898
1059	158	133	11,6	8088,974
1060	152	133	12	7726,781
1061	148	133	12,4	7485,319
1062	148	133	12,8	7485,319
1063	149	133	13,2	7545,685
1064	145	133	13,6	7304,223
1065	140	133	14	7002,395
1066	137	133	14,4	6821,299
1067	135	133	14,8	6700,568
1068	133	133	15,2	6579,837
1069	129	133	15,6	6338,375

1070	126	134	16	6157,279
1071	124	133	16,4	6036,548
1072	121	133	16,8	5855,451
1073	117	133	17,2	5613,989
1074	115	133	17,6	5493,258
1075	140	133	18	7002,395
1076	185	134	18,4	9718,842
1077	204	133	18,8	10865,79
1078	215	133	19,2	11529,81
1079	212	134	19,6	11348,71
1080	211	133	20	11288,34
1081	211	133	20,4	11288,34
1082	212	133	20,8	11348,71
1083	205	133	21,2	10926,15
1084	193	133	21,6	10201,77
1085	182	133	22	9537,745
1086	171	133	22,4	8873,725
1087	160	134	22,8	8209,705
1088	150	133	23,2	7606,05
1089	142	133	23,6	7123,126
1090	135	133	24	6700,568
1091	129	133	24,4	6338,375
1092	123	133	24,8	5976,182
1093	117	133	25,2	5613,989
1094	113	133	25,6	5372,527
1095	109	133	26	5131,066
1096	107	133	26,4	5010,335
1097	107	133	26,8	5010,335
1098	107	133	27,2	5010,335
1099	109	133	27,6	5131,066
1100	109	133	28	5131,066
1101	108	133	28,4	5070,7
1102	107	133	28,8	5010,335
1103	105	133	29,2	4889,604
1104	104	133	29,6	4829,238
1105	102	133	30	4708,507
1106	99	133	30,4	4527,411
1107	97	133	30,8	4406,68
1108	95	133	31,2	4285,949
1109	93	133	31,6	4165,218
1110	90	133	32	3984,121
1111	88	133	32,4	3863,391
1112	86	133	32,8	3742,66
1113	84	133	33,2	3621,929

1114	82	133	33,6	3501,198
1115	80	133	34	3380,467
1116	79	133	34,4	3320,101
1117	78	133	34,8	3259,736
1118	78	133	35,2	3259,736
1119	77	133	35,6	3199,37
1120	75	133	36	3078,639
1121	74	133	36,4	3018,274
1122	73	133	36,8	2957,908
1123	72	133	37,2	2897,543
1124	71	133	37,6	2837,177
1125	70	133	38	2776,812
1126	69	133	38,4	2716,446
1127	69	133	38,8	2716,446
1128	68	133	39,2	2656,081
1129	68	133	39,6	2656,081