

**Федеральное государственное бюджетное учреждение науки  
Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе  
Сибирского отделения Российской академии наук  
(ИТ СО РАН)**

*Элоян Каранет Сагателович*



**НАУЧНЫЙ ДОКЛАД**

об основных результатах подготовленной научно-квалификационной работы  
(диссертации)

«Теплообмен и гидродинамика в пленочных, высоконапряженных по тепловым  
потокам системах охлаждения микроэлектроники»

Направление подготовки:

03.06.01 - Физика и астрономия

Специальность подготовки: 01.04.14 – теплофизика и теоретическая теплотехника

Научный руководитель

*Д.ф.-м.н.*

*Кабов О.А.*

## Оглавление

Оглавление .....	2
Введение .....	3
Цель и задачи .....	7
Научная новизна .....	8
Экспериментальные установки и методики исследований .....	9
Гидродинамика в миниканале .....	14
Теплообмен в миниканале .....	18
Теплообмен в миниканале с аддитивным нагревателем .....	24
Заключение .....	30
Список литературы .....	31

## Введение

Двухфазная система и соответственно двухфазный поток представляет собой систему, состоящую из направленного движения двух субстанций в различных фазах находящейся в одной области (трубы, миниканалы, поверхности материалов), а сами вещества — это обычно жидкость/жидкая смесь и газ. Существуют различные классификации, которые различным образом определяют мини-, нано-, макроканалы. К примеру, можно классифицировать по размеру канала, Мехендаль[1] определял миниканалы как каналы размером от 1 до 100 мкм, от 100 мкм до 1 мм как мезоканалы, от 1 мм до 6 мм как компактные каналы, более 6 мм – стандартные. Кандликар и Гранд[2] классифицировали каналы по гидравлическому диаметру, к примеру, от 3 мм каналы считались стандартными, от 200 мкм до 3 мм классифицировались как миниканалы, а от 200 мкм до 10 мкм как микроканалы. Кью и Корнуэлл[3] предложили классифицировать каналы по коэффициенту ограничения ( $C_0$ ), который определяется как отношение теоретического размера, выходящего пузыря к диаметру канала, для  $C_0$  больше 0,5 соответствуют для стандартного поведения каналов, а  $C_0$  равное 0,5 соответствует переходу к микроканальному поведению.

Долгое время считалось, что теоретические модели движения жидкости/газа в трубах и каналах различной формы подчиняются определённым законам и имеют чёткие характерные значения и виды режимов течения. Для стандартных труб и каналов имеется множество экспериментальных и теоретических исследований, которые очень хорошо описывают природу течения, но начиная от размеров 3 и менее мм, картина резко начинает отличаться от стандартной теории. Кроме характерного поведения с размерами каналов от 3 мм до несколько сот микрон, выделяется так же и отклонение или переход к совершенно другим механикам при размерах менее 100 микрон – микро- и нано- каналы.

Ещё недавно, по исследованиям и учебникам по кипению плёнки жидкости считалось, что чем тоньше плёнка жидкости, тем меньше коэффициент теплопередачи в такой системе, т.е., интенсификация процессов теплообмена не

значительная и не имеет перспектив использования в области охлаждения, процесс кипения в таких системах явно уступает кипению в трубе или в других макросистемах. Но, последние 10 лет, лаборатория интенсификации процессов теплообмена в институте теплофизики под руководством Кабова О.А. осуществляет исследования тонких плёнок жидкости,двигаемых под действием потока газа в миникале. Оказалось, что коэффициент теплопередачи в таких системах на несколько порядков выше, чем в трубах, макроканалах и могут достигать до 400000 Вт/м<sup>2</sup>К. На сегодняшний день на лабораторном прототипе системы охлаждения для мощного чипа удалось снять 1200 Вт/см<sup>2</sup> [4] при низком расходе жидкости и газа и при малой разнице температуры нагреваемой поверхности и жидкости.

Первые исследования, связанные с двухфазным/однофазным потоком в миниканалах и микроканалах стали проводить ещё в конце 1980х годов различные научные группы, как в СССР (Кутателадзе С.С. - кипение), так и за рубежом (Тайтл, Дуклер – карта режимов потока).

Тайтл и Дуклер [5,6] разработали и усовершенствовали методологию картирования режимов потока, которая с помощью экспериментальных данных позволяет получать карты режимов потока и предсказывать поведение потока в канале в зависимости от параметров скорости течения и качества уровня пара для пара-жидкой среды. Их метод и предсказанная точность на порядок оказались лучше, чем корреляции, которые предлагали другие исследовательские группы (Чен, Шах, Кунгор-Винтертон корреляции). В результате исследований было получено, что существует 4 основных режимов потока: кольцевой, смешанный, пузырьковый, расслоенный, которые могут чередоваться в режимах потока двухфазных систем в миниканалах. Так же отмечалось, что с уменьшением размера канала, кольцевой режим начинает доминировать над другими режимами. В работах Бар Койна [7] имеются аналитические труды, в которых хорошо описаны исследования, посвящённые двухфазным системам в миниканалах для систем охлаждения. Анализ данных, позволяет сказать, что системы охлаждения на основе

тонкой плёнки, возникающей в микросканалах размером менее 3 мм, могут эффективно решать проблему и задачи связанные с системами охлаждения микроэлектроники в виду их эффективности и возможности миниатюризации под любые масштабы, в том числе и для микросистем.

Проблема отведения высоких тепловых потоков от теплонапряжённых элементов микроэлектроники (чипы, микропроцессоры), свето-фотодиодных элементов солнечной энергетики является одной из самых основных проблем в области прикладной теплофизики. Величина отводимого теплового потока уже составляет порядка 200 Вт/см<sup>2</sup> при достаточно высоких затратах электроэнергии на работу систем охлаждения (в некоторых случаях достигает до 40% от всей затраченной энергии функционирования центров обработки и хранения данных). В настоящий момент уже существуют приложения с теплонапряжёнными элементами более 1 кВт/см<sup>2</sup>[1]. В области медицины, установки для облучения раковых клеток способны создавать тепловые потоки более 500 Вт/см<sup>2</sup> на “мишени”, которая охлаждается потоком однофазным литием, приводящим к высокой температуре на поверхности, что ухудшает эффективность получения различных квантовых частиц.

В настоящее время в теплоэнергетике и в атомной энергетике используются теплообменники с достаточно большими характерными размерами (десятки миллиметров по поперечной координате). Это приводит к необходимости использования трубных элементов больших длин. При этом эффективность теплоотдачи на испарительных поверхностях до настоящего времени остается достаточно низкой. Например, в типовых испарительных элементах паровых котлов коэффициенты теплоотдачи, как правило, не превышают 1000 Вт/(м<sup>2</sup>К). Можно утверждать, что эффективность современной тепло- и атомной энергетики во многом определяется интенсивностью теплоотдачи на испарительных поверхностях. Увеличение коэффициентов теплоотдачи в этих трактах, хотя бы в 2-3 раза, приведет к интенсификации, в 1,5-2 раза процессов парогенерации. Соответственно, появляется возможность существенно увеличить эффективность

парогенерирующего оборудования: снижение металлоемкости и экономия энергии. К настоящему времени, в научной литературе появились публикации, в которых приведены экспериментальные данные по интенсификации теплоотдачи в двухфазных потоках «жидкость – пар». Так, в частности, для каналов с небольшими характерными размерами получены коэффициенты теплоотдачи (на примере хладона) до  $100000 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$ . Хотя проект прежде всего направлен на высокоэффективные мини и микросистемы высоконапряженные по тепловым потокам, его результаты могут быть востребованы и в «большой» энергетике.

Для развития перспективных систем охлаждения на базе двухфазных систем (тонкая пленка жидкости, движущейся под действием газа) необходимы проведения обширных исследований в области тепломассобмена и гидродинамики. Особый интерес представляют исследования в мини- и микроканалах прямоугольного сечения с локальным источником тепла. При такой конфигурации сечения канала, в системе начинает преобладать расслоенный и кольцевой режимы течения в широком диапазоне значений расходов жидкости и газа. Отдельный интерес представляет собой изучения двухфазных систем с шириной канала эквивалентной размеру локальному нагревателю.

Для интенсификации процессов теплообмена в двухфазной системе с расслоенным режимом течения является перспективным использования сложных и интеллектуальных поверхностей. Для увеличения эффективности отвода тепла, возможно использовать высокоразвитые поверхности с микроструктурами для интенсификации процессов теплообмена за счёт образование менисков и увеличения контактной линии. В настоящее время начинает бурно развивается область аддитивного производства. Такие высокоразвитые поверхности возможно создавать на базе аддитивных технологий, так как такая технология изготовления открывает новые возможности в техническом плане и имеет ряд преимуществ перед традиционными: возможность создать сложные микромасштабные структуры, сокращенный производственный цикл, отсутствие дефектов в образце благодаря выращиванию из наноразмерных порошков, высокая прочность изделия

и точность изготовления, широкий выбор материалов для решения любых задач (авиастроение, автомобилестроение, медицина, тяжёлая промышленность и т.д.).

Аддитивные технологии могут стать ключом к развитию и созданию систем охлаждения нового поколения со сложной структурой и формой. Работ, связанных с исследованием теплообмена при плёночном течении с локальным нагревом и использованием микроструктур недостаточно, чтобы гарантировать эффективное функционирование подобных систем, что в свою очередь тормозит создание доступных систем охлаждения для микроэлектроники с высоким тепловыделением.

### **Цель и задачи**

Целью работы является экспериментальное исследование теплообмена и гидродинамики в двухфазной системе в миниканале с локальным источником нагрева для режима с тонкой пленкой жидкости, движущейся под действием потока газа в случае с шириной канала эквивалентной размеру нагревателя и в случае использования нагревателей созданных на базе аддитивных технологий.

В соответствии с целью работы были поставлены следующие задачи:

- Построение карты режимов течения для определения диапазонов значений расходов жидкости и газа при расслоенном режиме течения
- Проведение исследования теплообмена для системы с шириной канала эквивалентной размеру локального нагревателя. Определение коэффициентов теплоотдачи в зависимости от теплового потока, Построение зависимости критического теплового потока от приведённой скорости газа.
- Визуализация поверхности нагревателя при различных расходах жидкости и газа для расслоенного режима течения.
- Проведения исследования теплообмена для системы с локальным нагревателем, созданного на базе аддитивных технологий, с структурированной и гладкой поверхности. Построение зависимости критического теплового потока от приведённой скорости газа.

- Визуализация на различных поверхностях нагревателя, созданного на базе аддитивных технологий, при различных расходах жидкости и газа для расслоенного режима течения.
- Научное обоснование путей оптимизации строения и поверхности миниканала для создания эффективных систем охлаждения на основе двухфазных систем (расслоенный режим течения) с помощью аддитивных технологий.

### **Научная новизна**

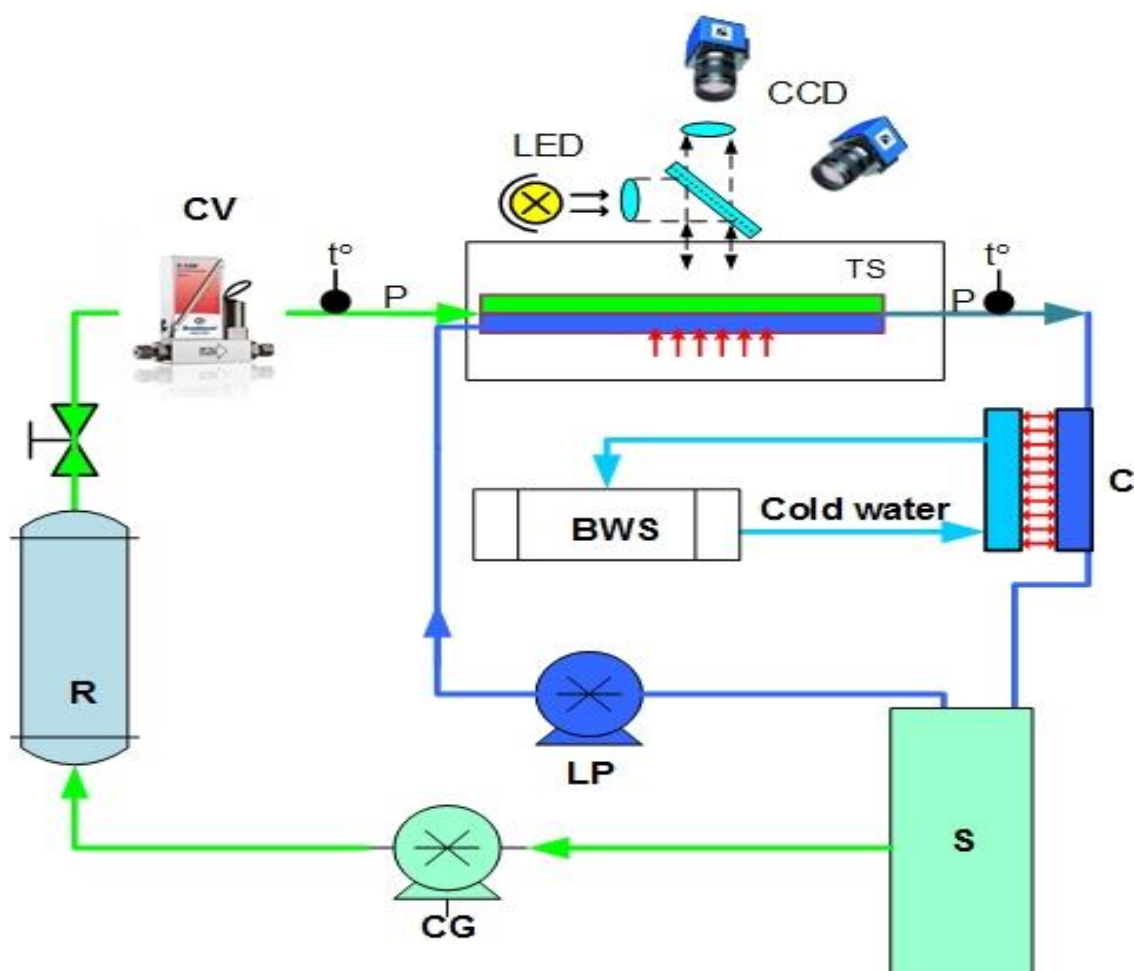
Ранее в ИТ СО РАН Лабораторией интенсификации процессов теплообмена под руководством Кабова О.А, были проведены обширные экспериментальные исследования теплообмена [9-11] в двухфазной системе в миниканале прямоугольного сечения для расслоенного режима течения для широкого спектра значений расходов жидкости и газа при ширине канала намного больше (в три раза), чем размер нагревателя. В результате исследований был выявлен отрицательный фактор для интенсификации процессов теплообмена: за счет термокапиллярных сил при приближении к кризису сил, часть жидкости, которая должна была протекать через нагреватель, начинала обтекать нагреватель. Возникла идея создания миниканала шириной эквивалентной размеру нагревателя, что в теории помогло бы избежать ситуации при котором, большая часть жидкости, за счет термокапиллярных сил, стала обтекать участок с локальным нагревом. Такая конфигурация позволила бы создать более высокоэффективную систему с минимальными затратами энергии на прокачку рабочей жидкости и газа.

Одной из сложных научно-технических проблем является методы и технологии создания мини- и микроканалов для систем охлаждения микроэлектроники. Для решения данной проблемы была предложена передовая масштабируемая технология аддитивной печати, позволяющая создавать высокоинтеллектуальные поверхности охлаждаемой/нагреваемой части для интенсификации процессов теплообмена.



## Экспериментальные установки и методики исследований

Схема экспериментальной установки с рабочим участком, где ширина канала равно размеру локальному источнику тепла (10 мм) приведена на рис. 1. Экспериментальный стенд представляет собой замкнутую циклическую систему, который имеет два рабочих контура: жидкостный контур и газовый контур. Жидкостный контур содержит насос для прокачки воды (LP): насос с постоянным расходом (Grundfos DDE 15-4). Газовый контур содержит мембранный вакуумный насос-компрессор MBHK 3x4 (CG), который выдает расход на выходе до 100 л/мин рабочего газа. Для контроля расхода газа используются регулятор расхода (CV) Bronkhorst F-111AC-70K, который имеет рабочий диапазон расходов газа от 0 до 100 литров/минуту. На выходе из рабочего участка (TS), парогазовая смесь конденсируется в пластинчатом теплообменнике (C) ACH16-14H-F, тепло из системы утилизируется в холодную систему водоснабжения здания (BWS). После конденсации, газ и жидкость попадает в сепаратор (S), из которого снова начинают циркулировать в прототипе системы охлаждения через ресивер (R), сглаживающий пульсации газа в системе. Таким образом, еще одна важная особенность данной системы, что она замкнута и приближена к рабочему прототипу системы охлаждения. В качестве рабочей газовой фазы используется атмосферный воздух, в качестве жидкой фазы используется сверхчистая дистиллированная вода Milli-Q. Соединительные элементы (трубки) выполнены из армированного силикона и не влияют на физические и химические свойства жидкости и газа. Система очистки воды Merck Millipore Direct-Q 3 UV позволяет получать воду типа I (сверхчистая вода). Характеристики качества получаемой сверхчистой воды: Сопротивление: 18,2 МОм/см, ТОС (общий органический углерод) <5 ppb (мкг/л), Микроорганизмы <0,1 КОЕ/мл, Пирогены (бактериальные эндотоксины) <0,001 ед. энд./мл, РНК-азы < 0,01 нг/мл, ДНК-азы < 4 пг/ мл, Частицы диаметром > 0,22 мкм < 1 частицы/мл.



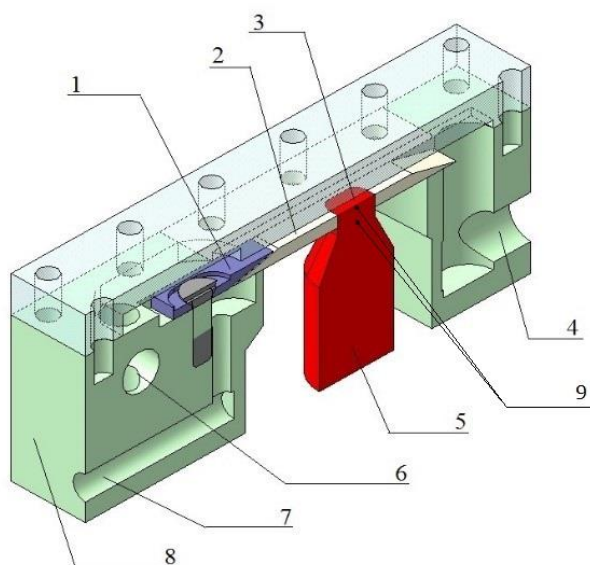
**Рисунок 1** – Схема экспериментальной установки с рабочим участком с каналом, ширина которого эквивалентна размеру локального источника тепла.

Схема рабочего участка приведена на рис. 2. Рабочий участок представляет собой герметичный канал с отверстиями для входа (7, 6) и выхода(4) жидкости и газа. Нижняя часть канала – пластина(2) из нержавеющей стали, располагающаяся на подложке(8), изготовленной из текстолита. В стальную пластину впрессован медный цилиндр(5), выполняющий роль нагревателя. Поверхность медного нагревателя(3) представляет собой квадратную область размером 10x10 мм<sup>2</sup>. Верхняя часть канала – оптическое стекло, установленное для наблюдения за процессами в канале. В нижней пластине под углом 15° сделано сопло(1) из нержавеющей стали, через которое в пространство между верхней и нижней стенкой подается жидкость. Расстояние от входа жидкости в микрочанал до начала нагревателя составляет 18 мм. Длина всего канала составляет 50 мм, высота 1.1 мм., ширина канала эквивалента размеру нагревателя и равна 10 мм. Шероховатость

поверхности канала и нагревателя достигает порядка  $Rz = 950$  нм. Обработка поверхности канала была выполнена с помощью порошка r20.

В качестве источника локального нагрева используется впрессованный в стальную пластину теплоизолированный медный цилиндр, нижняя часть которого обмотана изолированной нихромовой лентой с известным сопротивлением (не нарисована на схеме рабочего участка). В процессе пропускания электрического тока через нихромовую ленту, выделяющееся джоулево тепло создает тепловой поток внутри медного цилиндра. В качестве источника питания используется блок питания постоянного тока мощностью 3.3 кВт, AC-DC 3300W 100V SM 100-AR-75 DLT LPF.

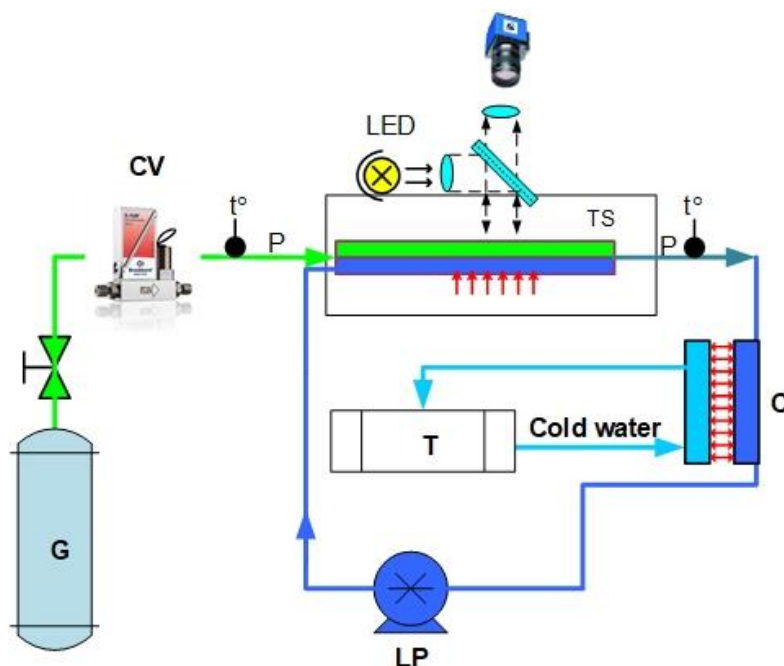
Полный тепловой поток определяется по суммарной электрической мощности. Также тепловой поток контролируется с помощью измерения теплового потока по перепаду температур между термопарами(9), встроенными в нагреватель на разной высоте.



**Рисунок 2** – Схема рабочего участка с шириной канала равное ширине локального нагревателя.

Схема экспериментальной установки с аддитивным нагревателем представлена на рис.3. Экспериментальный стенд представляет собой систему, которая имеет два рабочих контура: замкнутый жидкостный контур и газовый

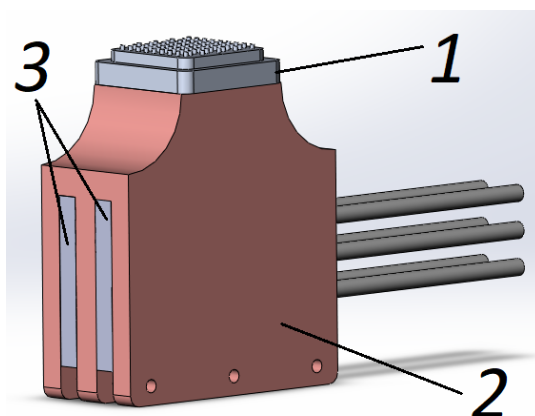
контур. Жидкостный контур содержит насос для прокачки воды (LP): насос с постоянным расходом (Grundfos DDE 15-4). Газовая смесь подается в контур из баллона с сухим  $N_2(G)$ . Для контроля расхода газа используются регулятор расхода (CV) Bronkhorst F-111AC-70K, который имеет рабочий диапазон расходов газа от 0 до 100 литров/минуту. На выходе из рабочего участка(TS), парогазовая смесь конденсируется в пластинчатом теплообменнике (C) АСН16-14Н-Ф, по второму контуру теплообменника постоянная температура поддерживается за счет работы термостата(T). После конденсации, жидкость попадает в емкость, из которого начинает прокачиваться с помощью насоса(LP) по жидкостному контуру. В качестве рабочей газовой фазы используется сухой газ  $N_2$ , в качестве жидкой фазы используется сверхчистая дистиллированная вода Milli-Q.



**Рисунок 3** – Схема рабочего участка с аддитивным нагревателем.

Главным отличием рабочего участка с аддитивным нагревателем является строение нагревателя (рис. 4). Ширина канала достигает 30 мм, а высота 0,89 мм., при этом площадь поверхности локального нагревателя равна 10x10 мм, как в случае с первым экспериментальным стендом. Нагреватель, вмонтированный в нержавеющую пластину, состоит из трех частей. Нагревательный элемент(1)

изготовлен с помощью 3D принтера по металлу EOS M 290. Композит алюминиевого порошка использовался в качестве материала, из которого был изготовлен нагревательный элемент с микроребрением. Теплопроводность материала составляет порядка 170-180 Вт/м°К. Шероховатость поверхности нагревательного элемента составляет порядка 40 мкм. Поверхность нагревательного элемента(1) имеет микроребрение в виде цилиндрических выступов с диаметром и высотой 300 мкм, а расстояние между центрами цилиндров 1 мм. Медный каркас(2) соединяет нагревательный элемент(1) и керамические нагреватели(3) в один функциональную часть – нагреватель. Два керамических нагревателя, встроенных в каркас с помощью высоко теплопроводящей термопасты, позволяют создавать суммарную мощность теплового потока до 500 Вт., но при ограничениях по рабочей температуре внутри нагревателей до 550 °С.



**Рисунок 4** – 3D модель нагревателя.

Важным пунктом при проведении экспериментов является одновременное сопоставление визуальных, тепловых и температурных данных. Эксперименты проводились с возможностью наблюдения за поведением температуры нагревателя, температуры на входе в рабочий участок и за распределением температуры на поверхности рабочего участка, а также за протекающими процессами в канале. В процессе экспериментов по кризису теплообмена ток и напряжение на нагревателе устанавливается вручную, используя режим точной настройки источника питания. Значения теплового потока будут изменяться с шагом около 5-7% и обязательным условием установления стационарного

температурного режима. С помощью цифровой камеры производится съемка, а также на ПК сохраняются данные с АЦП. При кризисе происходит резкий экспоненциальный рост температуры поверхности нагревателя, делается контрольная серия снимков и в целях безопасности нагреватель выключается. Таким образом, после проведения одного эксперимента получают набор фотографий с указанием текущей температуры и теплового потока, по которым ведется анализ данных.

## Гидродинамика в микросканале

Было проведено экспериментальное исследование двухфазного потока в микросканале прямоугольного сечения  $1,1 \times 10 \text{ мм}^2$ . Для определения границ исследования в диапазоне расслоенного режима течения, была получена режимная карта течения (Рис. 5). С помощью камеры производилась съемка поверхности канала. Режим течения определялся на участке канала, в котором располагался нагревательный элемент, тем самым при проведении экспериментов с теплообменом режим течения строго устанавливался до нагрева – расслоенный режим. В качестве координат на рисунке использованы приведенные скорости газа  $U_{SG}$  и жидкости  $U_{SL}$ , которые определяются как объемный расход газа или жидкости деленный на площадь поперечного сечения канала.

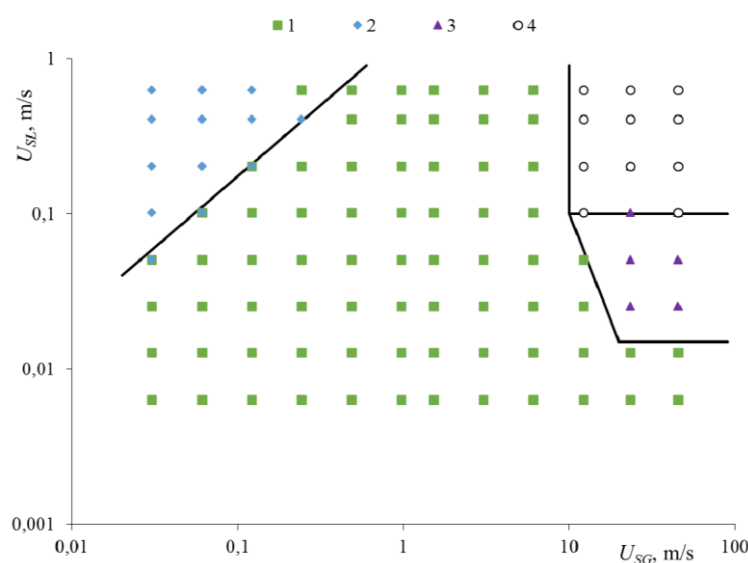
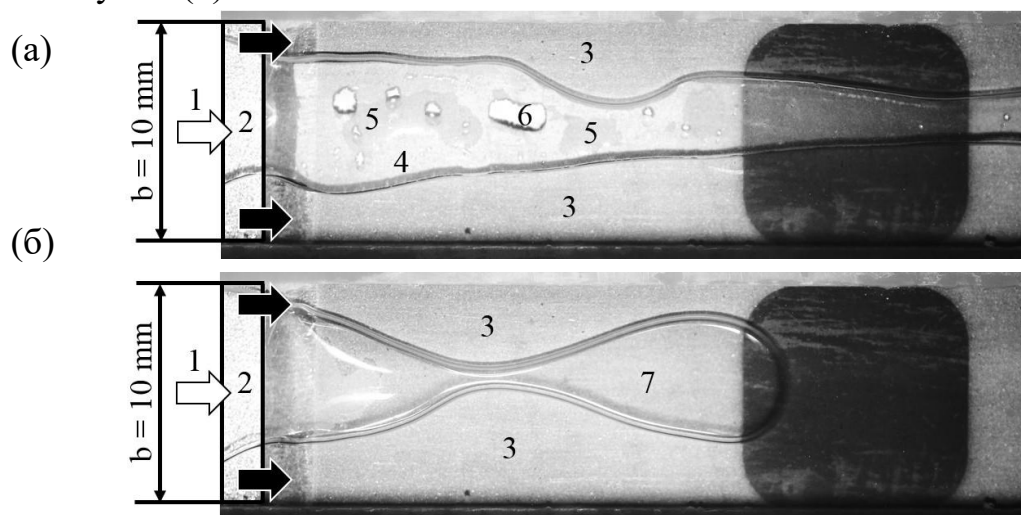


Рисунок 5 – Режимная карта течения.

Режимная карта для канала сечением  $1,1 \times 10 \text{ мм}^2$  построена для приведенных скоростей жидкости  $U_{SG}$  от 0 до 0,67 м/с, а приведенная скорость газа  $U_{SL}$  от 0 до 90 м/с. Было исследовано более 90 точек с различной скоростью потока. В экспериментах присутствовали следующие основные режимы течения: струйный(1), раздельный (3), пузырьковый(2) и кольцевой (4).

При очень низких приведенных скоростях жидкости и газа, мы наблюдаем струйный режим течения. На рис. 6 (а) представлено изображение струйного режима течения при  $U_{SL} = 0,102 \text{ м/с}$ ,  $U_{SG} = 0,121 \text{ м/с}$ . Цифрой 1 обозначен вход для газа, а цифрой 2 обозначено сопло для жидкости на рисунке. Темный квадрат - это нагреватель, который мы не используем в эксперименте по построению режимной карты. Жидкость (3) движется вдоль боковых стенок канала, а газовая струя движется в центральной части канала. Большая часть стенки нижнего канала остается сухой (4).

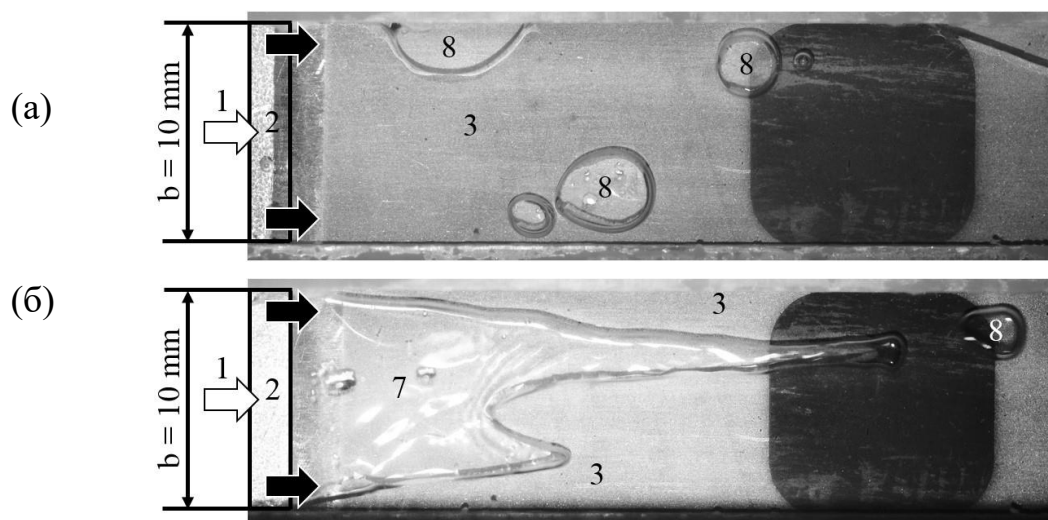


**Рисунок 6** – Характерные фотографии струйного режима течения в канале.

В некоторых частях стенки нижнего канала наблюдается остаточная пленка (5). Верхняя стенка канала остается сухой, наблюдаются только сидячие капли (6). Эти капли и остатки пленки образуются при разрушении пленки жидкости. Наблюдаются возмущения жидкости, движущейся вдоль боковых стенок. С увеличением поверхностных скоростей жидкости амплитуда возмущения увеличивается. Когда она становится равной половине ширины канала, горизонтальные мостики жидкости образуются в результате взаимодействия

возмущений жидкости (рис. 6 (б)), происходит переход в режим пузырькового течения. Наблюдается образование пузырьков из газовой струи (7).

В режиме пузырькового потока мы наблюдаем много маленьких пузырьков (8). Размер и частота пузырьков зависит от приведенной скорости потока газа и жидкости. Типичный размер пузырьков составляет около нескольких миллиметров и не превышает ширину канала. На рис. 7 (а) представлено характерное изображение пузырькового потока при  $U_{SL} = 0,17$  м/с,  $U_{SG} = 0,121$  м/с. По каналу движутся пузырьки газа разных размеров. В этом случае пузырьки образуются непосредственно возле сопла жидкости. С увеличением приведенной скорости газа частота образования пузырьков увеличивается. Дальнейшее увеличение приведенной скорости газа приводит к образованию газовой струи во впускной секции, на рис. 7 (б) происходит переход в струйный режим.

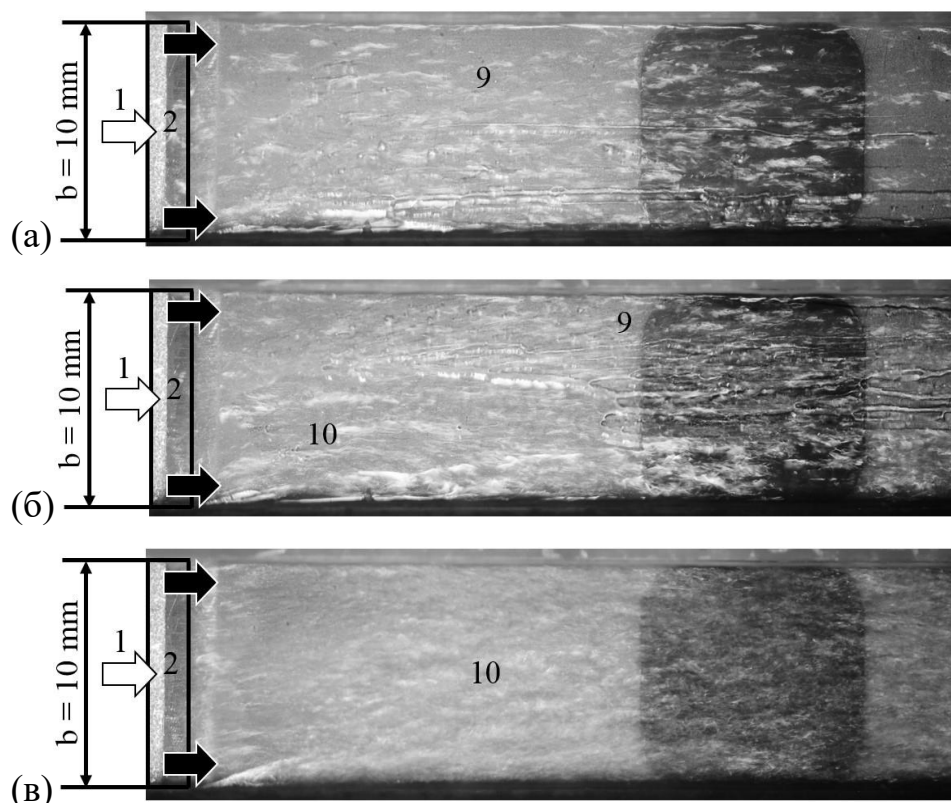


**Рисунок 7** – Характерные фотографии пузырькового режима течения в канале.

При низкой приведенной скорости жидкости ( $0,02$  м/с  $< U_{SL} < 0,1$  м/с) и высокой поверхностной скорости газа ( $U_{SG} > 13$  м/с) мы наблюдаем раздельный режим течения. В этом режиме пленка жидкости движется под действием потока газа. Типичное изображение раздельного режима течения представлено на рис. 8(а). Пленка жидкости обозначена на рисунке цифрой 9. Кроме того, на стенке верхнего канала имеются биения. С увеличением приведенной скорости жидкости образуется жидкая пленка на верхней стенке канала (10), см. рис. 8(б). Это переход к кольцевому режиму течения. В этом случае пленка на верхней стенке канала

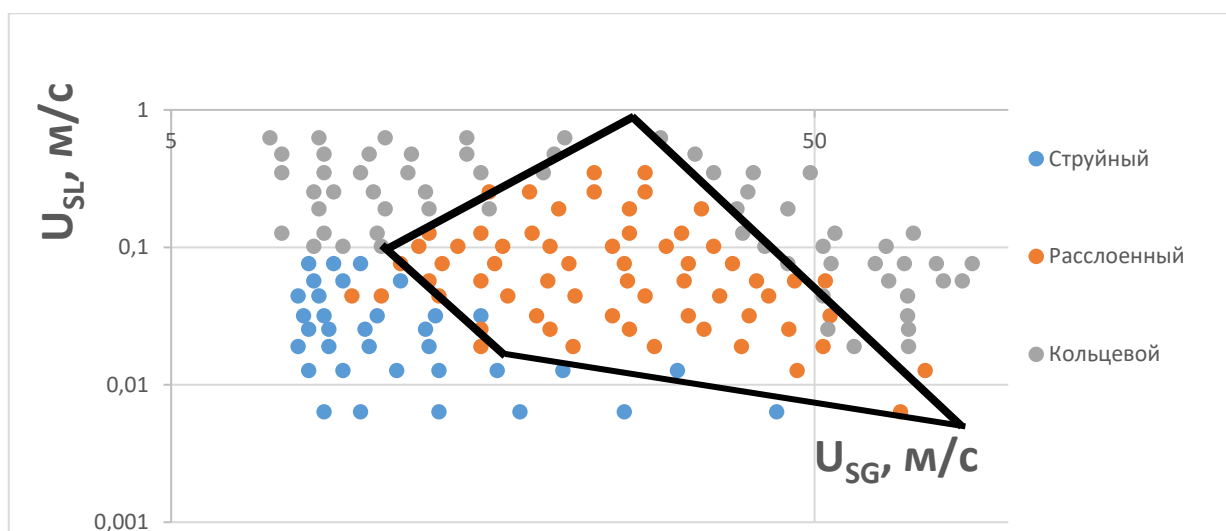


присутствует только в начальной зоне. Различия между пленками на верхней и нижней стенках канала хорошо видны. Мы не наблюдаем сидячих капель жидкости на верхней стенке канала, когда образуется пленка на верхней стенке канала. Дальнейшее увеличение скорости потока жидкости приводит к увеличению площади пленки на верхней стенке канала, рис. 8 (в).



**Рисунок 8** – Характерные фотографии раздельного режима течения в канале.

Для точного определения границ раздельного режима течения были получены дополнительные точки для режимной карты. На рис. 9 представлена режимная карта с использованием более 100 точек. Подробная режимная карта позволяет перейти к исследованию теплообмена тонкой пленки, движущейся под действием потока газа.



**Рисунок 9** – Режимная карта течения.

Режимная карта течения была создана для широкого диапазона параметров потока (приведенная скорость жидкости 0,005 - 1 м / с, приведенная скорость газа 0,05 - 50 м / с). Было исследовано более 200 точек с различной скоростью потока. Были определены четыре основных режима для миниканала: струйный, пузырьковый, расслоенный и кольцевой.

### **Теплообмен в миниканале**

Проведено экспериментальное исследование теплообмена в миниканале с локальным источником тепла, размер которого эквивалентен ширине канала. Для настройки технологии проведения экспериментов с замкнутой системой и оценки тепловых растечек были проведены пуско-наладочные и тестовые эксперименты. Определение кризиса теплообмена детектируется за счёт визуализации поверхности нагревателя (полное осушение поверхности) или резкого неконтролируемого роста температуры поверхности нагревателя, сопровождающийся осушением нагревателя и области вниз по течению. На рис. 10 представлен график зависимости температур от времени, проводимого эксперимента, на котором виден момент наступления кризиса. По показанию термопар ( $\Delta T$ ), встроенных в нагревательный элемент (Термопара 4 и Термопара 5), значению теплопроводности ( $\lambda$ ) меди (материал, из которого сделан

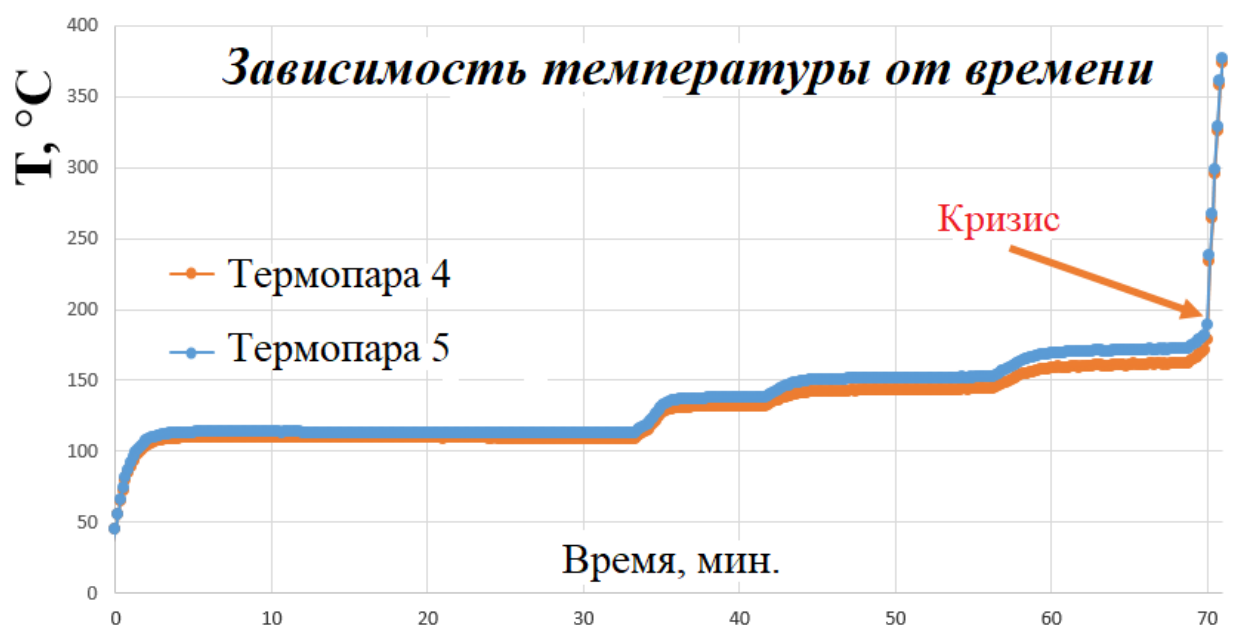
нагреватель) и измеренному расстоянию между термопарами ( $l=1,5$  мм) и поверхностью был рассчитан локальный тепловой поток:

$$q = \lambda \Delta T / l .$$

С помощью показания источника питания вычисляется общая мощность тепловыделения на нагревателе  $Q_i$ , который определяется следующим образом:

$$Q_i = V_i I_i ,$$

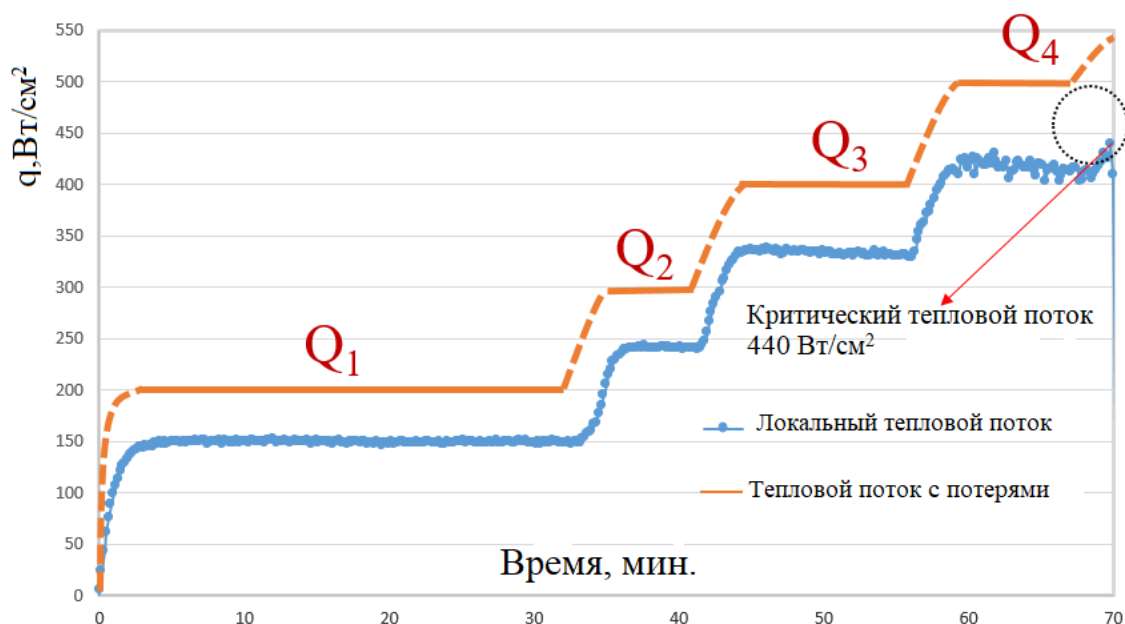
где  $V_i$  – задаваемое напряжение на нихромовой ленте, обмотанной вокруг медного нагревателя,  $I_i$  – значение тока, устанавливаемое в зависимости от сопротивления участка с нихромовой лентой.



**Рисунок 10** - График зависимости температуры от времени, показание термопары «4», термопары «5». Кризис в точке 70 минут.

На рис. 11 представлен график теплового потока в зависимости от времени с указанием кризиса теплообмена для одной точки, что и на рис.10. Значение приведенной скорости газа составляет  $U_{SG} = 21,6$  м/с, а значение приведенной скорости жидкости  $U_{SL} = 0,22$  м/с. В начале эксперимента, с помощью источника питания общая мощность тепловыделения с учетом тепловых растечек было установлено  $Q_1 = 201$  Вт. Пока не произошла стабилизация температуры, повышения мощности не производится. На примере данных на рис. 11 видно, повышение теплового потока происходит ступенчатым образом, пока температура

не меняется плавно и не стабилизируется со временем порядка от 3 до 5 минут. Следующее значение мощности тепловыделения  $Q_2 = 298$  Вт,  $Q_3 = 402$  Вт,  $Q_4 = 499$  Вт. При значениях  $Q = 533$  Вт произошел кризис в системе, который спровоцировал резкий рост температуры на поверхности в следствии полного осушения поверхности нагревателя.

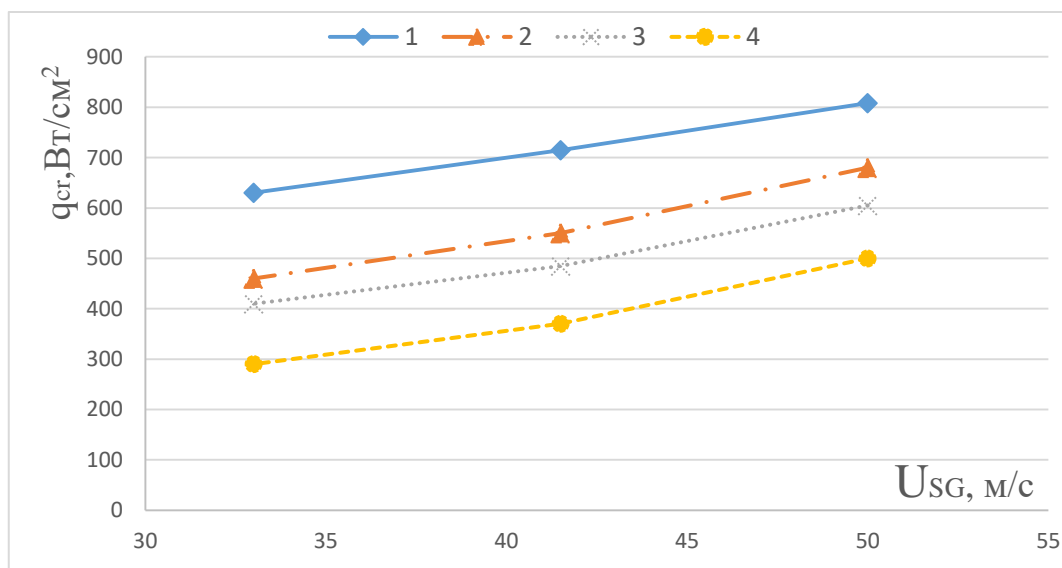


**Рисунок 11** – График зависимости теплового потока от времени для одной точки.

По мере приближения системы к кризису, значение показание термопар, расположенных вблизи поверхности нагревателя, начинают колебаться. Такое явление принято называть предкризисным – поверхность нагревателя начинает частично ощущаться и омываться с определенной частотой совпадающее с частотой изменение значения термопар. При сравнении значения мощности тепловыделения на единицу площади поверхности нагревателя ( $S = 100$  мм<sup>2</sup>) и локального теплового потока видно, что доля растечек в зависимости от полного тепла падает с увеличением мощности тепловыделения. При  $Q_1 = 201$  Вт,  $Q_{lose} = 50$  Вт, что составляет порядка 25 % от всего выделяемого тепла нагревателем. При  $Q_2 = 298$  Вт,  $Q_{lose} = 60$  Вт, тепловые потери порядка 20 % от всего выделяемого тепла нагревателем. При  $Q_3 = 402$  Вт,  $Q_{lose} = 71$  Вт, тепловые потери порядка 17,5%. При

$Q_4 = 499$  Вт,  $Q_{\text{lose}} \approx 83$  Вт, тепловые потери равны 16,5%. При достижении кризиса,  $Q_{\text{cr}} = 535$  Вт,  $Q_{\text{lose}} \approx 86$  Вт, тепловые потери составляют порядка 16-16,5%. Оценка тепловых растечек приблизительно для случая предкризисного явления и при кризисе, так как сложно оценить точное значение локального теплового потока из-за колебания температуры поверхности нагревателя.

Было проведено экспериментальное исследование теплообмена в двухфазной системе в миниканале для широкого спектра значений приведенных скоростей газа и жидкости. Получены зависимости критического теплового потока от приведенной скорости газа  $U_{SG}$  для двухфазной системы для приведенных скоростей жидкости  $U_{SL}$ : 1 -  $U_{sl} = 0,22$  м/с ( $Re = 220$ ), 2 -  $U_{sl} = 0,18$  м/с ( $Re = 180$ ), 3 -  $U_{sl} = 0,15$  м/с ( $Re = 150$ ), 4 -  $U_{sl} = 0,12$  м/с ( $Re = 120$ ). На рис. 12 показан график зависимости критического теплового потока  $q_{cr}$  от приведенной скорости газа. Диапазон значений расхода газа и жидкости были выбраны таким образом, чтобы в миниканале преобладал расслоенный режим течения. Были выбраны максимально правые точки из режимной карты для получения максимальных значений критического теплового потока.

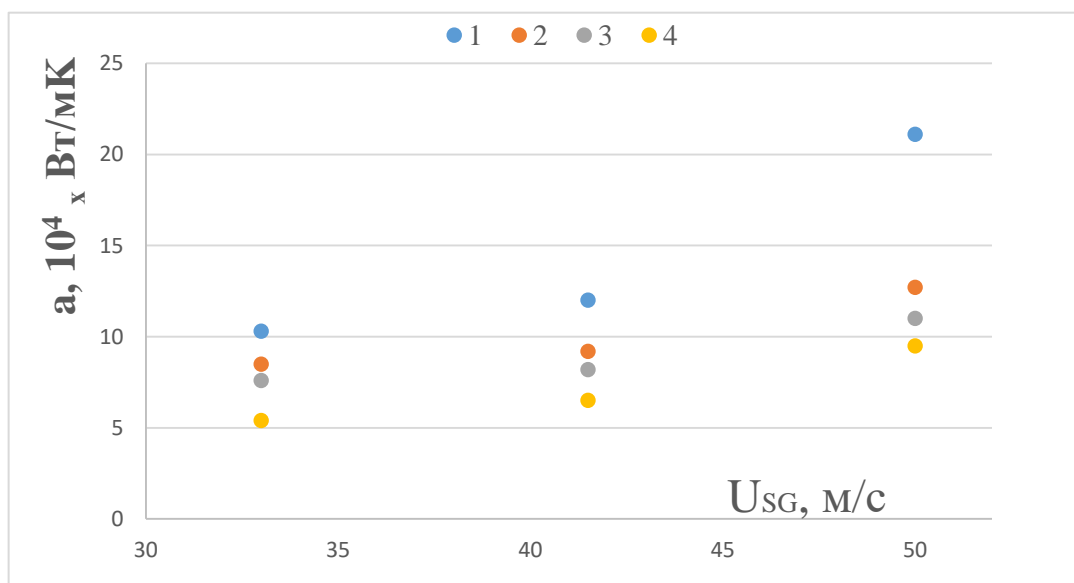


**Рисунок 12** – График зависимости критического теплового потока от приведенной скорости газа.

Критический тепловой поток сильно зависит от приведенной скорости газа. Видно, что зависимость почти линейна. С возрастанием приведенной скорости

газа, критический тепловой поток возрастает, и это хорошо согласуется с работами [4,12,13]. Кризис в системе наступает по схожему механизму в предыдущих работах[14] по теплообмену в системе тонкой пленки жидкости движущейся под действием потока газа. По мере возрастания теплового потока в системе, площадь сухих пятен  $S_{ds}$  увеличивается, а перед кризисом  $S_{ds}$  достигает максимального значения, после чего система уходит в кризис, а поверхность нагревателя становится полностью несмоченной.

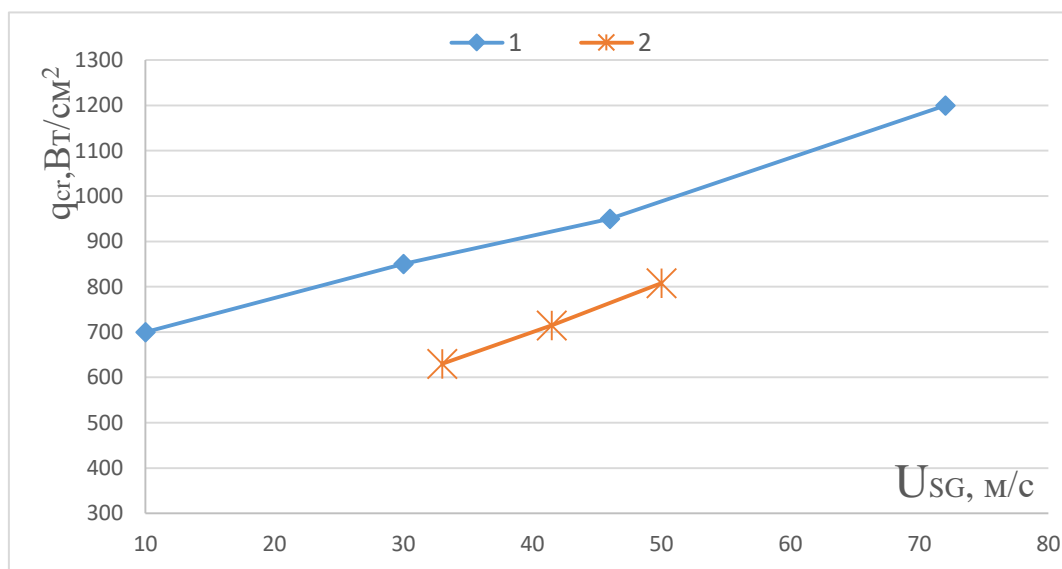
На рис. 13 приведен график зависимости коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  от приведенной скорости газа  $U_{SG}$  для данных представленных на рис. 12. Максимальный коэффициент теплоотдачи достигает максимум для  $q_{cr} = 808 \text{ Вт/см}^2$  при тепловых растечках не более 15%, это соответствует  $U_{SG} = 50 \text{ м/с}$  и  $U_{SL} = 0,22 \text{ м/с}$ .



**Рисунок 13** – График зависимости коэффициента теплоотдачи от приведенной скорости газа.

Для сравнения результатов экспериментального исследования было проведено сравнение с результатами данных в работе [4], в котором было исследование влияние приведенной скорости газа на критический тепловой поток на двухфазную систему с локальным источником тепла (ширина канал была равна 30 мм, а площадь нагревателя  $10 \times 10 \text{ мм}^2$ ). На рис. 14 представлено зависимость критического теплового потока от приведенной скорости газа 1 - из работы [4] для

$Re = 193$ , высота канала 1 мм, ширина канала 30 мм, 2 – проведённый эксперимент с  $Re = 220$ , высота канал 1,1 мм, ширина канала 10 мм.



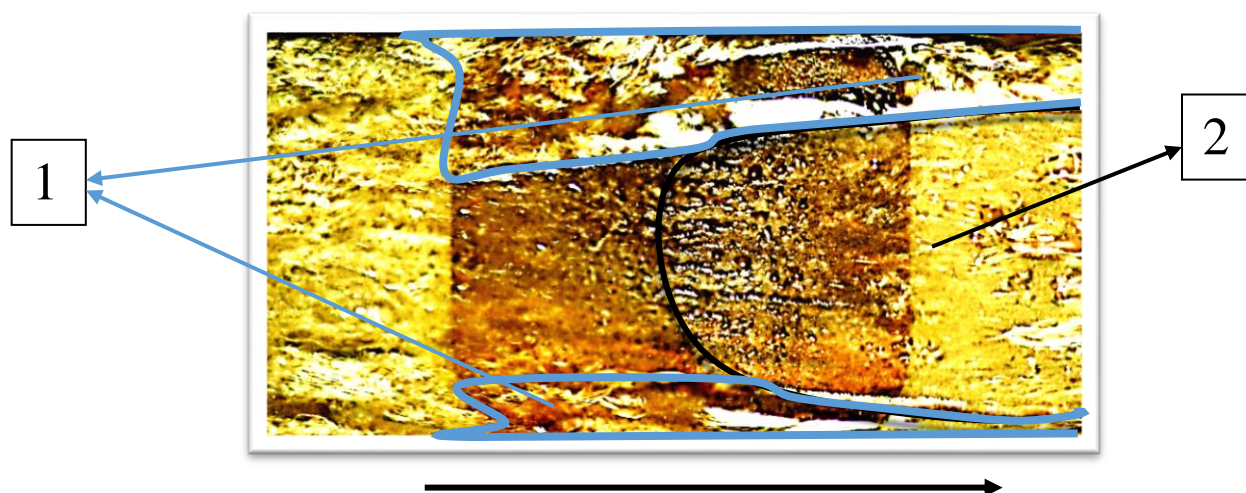
**Рисунок 14** – График зависимости критического теплового потока от приведенной скорости газа.

Из рис. 14 видно, что кривая зависимости критического теплового потока из работы [4]  $q_{cr}$  для  $Re_{\text{жидкости}} = 193$  располагается выше, чем кривая для  $Re_{\text{жидкости}} = 220$  проведенного исследования. Сравниваются тепловые потоки без учета растечек. Такое расположение зависимостей может быть связана с двумя факторами.

Первое, в случае с миниканалом шириной 30 мм как в работе [4], присутствуют тепловые растечки не только в атмосферу и в нагреве корпуса рабочего участка, но и тепловые растечки в пленку жидкости, которая обтекает нагреватель по обе стороны. Такие тепловые растечки могут достигать более 10%. В случае использование канала с шириной эквивалентной размеру нагревателя, тепловые растечки в пленку минимальны.

Второе, если в случае с шириной канала больше размера нагревателя термокапиллярные силы приводили к обтеканию пленки жидкости нагревателя, то в случае с каналом шириной эквивалентной размеру нагревателя, термокапиллярные силы приводят к тому, что при повышении теплового потока часть жидкость сначала начинает протекать по боковым стенкам канала, а после на верхнюю стенку начинает попадать пленка жидкости, тем самым режим течения переходит в кольцевой. Данный вывод подтверждается визуализацией. На рис. 15

представлена фотография поверхности миниканала при  $U_{SG} = 33$  м/с,  $U_{SL} = 0,22$  м/с,  $q = 400$  Вт/см<sup>2</sup> (кризис при 630 Вт/см<sup>2</sup>, с учетом растечек локальный тепловой поток  $q_{lcr} = 525$  Вт/см<sup>2</sup>). Стрелкой обозначено направление движения двухфазного потока. Цифрой 1 обозначена области в которых по боковой и верхней стенке протекает жидкость. Цифрой 2 обозначена осушенная область поверхности миниканала, которая включает в себе часть «сухой» поверхности нагревателя и участок после нагревателя.



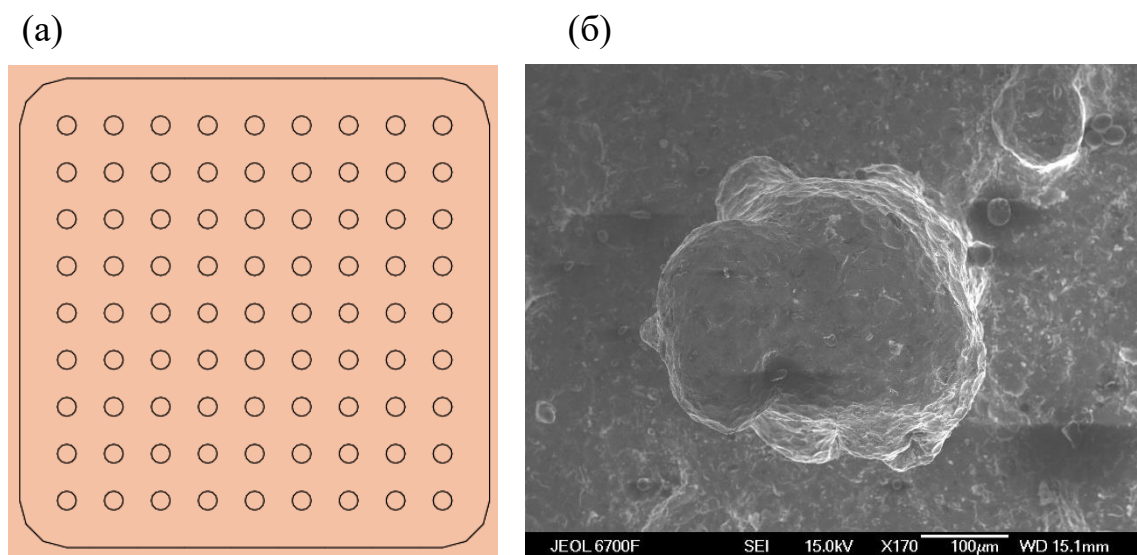
**Рисунок 15** – Фотография поверхности миниканала.

Таким образом выявлено влияние термпокапилярных сил на режим течения в случае с исследуемой конфигурацией миниканала. Термпокапилярные силы, в случае с широким каналом, приводили к тому, что часть пленки жидкости начинала обтекать нагревателя, при этом это не приводило к сильному изменению режима течения - режим течения оставался расслоенный, верхняя стенка оставалась сухой. В случае, с миниканалом шириной эквивалентной размеру канала, термокапилярные силы могут привести к тому, что часть жидкости начинает протекать по боковым стенкам и по верхней стенке. При такой конфигурации миниканала и локального источника тепла, режим течения существенно зависит теплового потока в системе, режим течения при «холодном» течении отличается от режима течения при высоких тепловых потоках близких к критическому (от 60-70%  $q_{cr}$ ).

### **Теплообмен в миниканале с аддитивным нагревателем**

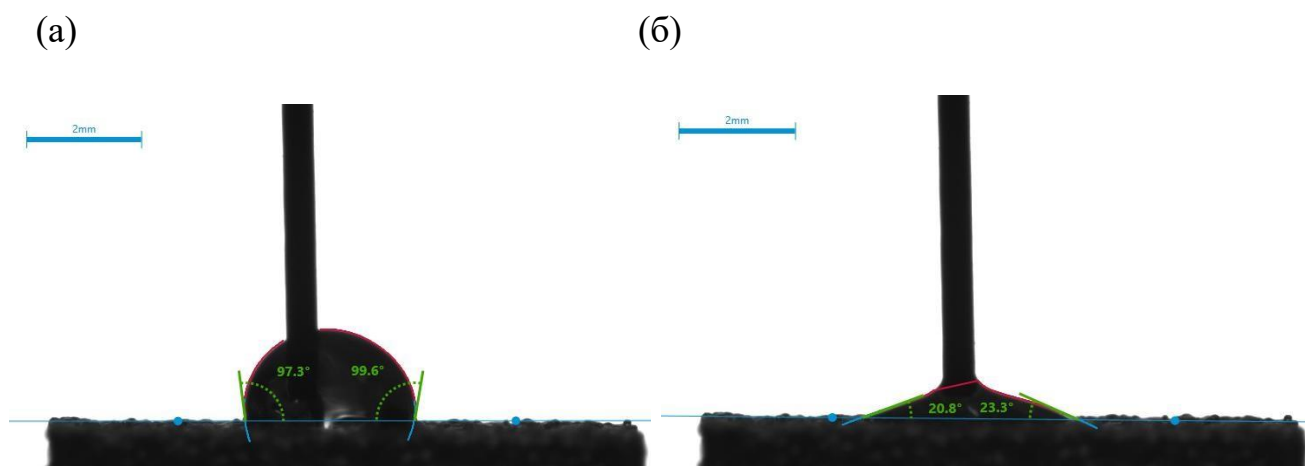


Выполнено экспериментальное исследование теплообмена для двухфазного течения с локальным источником тепла созданного на базе аддитивных технологий. Были разработаны и созданы два вида нагревательных аддитивных элемента: с гладкой поверхностью и с структурированной поверхностью. Структурированная поверхность состоит из периодических цилиндрических выступов с диаметром и высотой 300 мкм, схема строения поверхности представлена на рис. 16 (а). Расстояние между цилиндрическими выступами 1 мм, площадь поверхности нагревателя, впрессованного в нижнюю стенку миниканала, 10x10 мм<sup>2</sup>. На рис. 16 (б) представлена фотография участка поверхности созданного с помощью электронного лучевого микроскопа. Шероховатость поверхности аддитивного элемента составляет  $R_z = 40$  мкм.



**Рисунок 16** – Схема строения поверхности аддитивного элемента и фотография части участка поверхности.

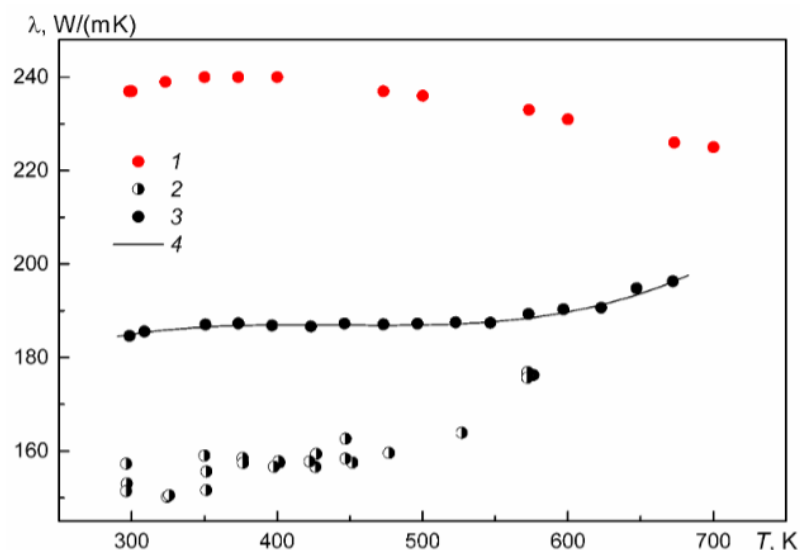
При помощи установки KRUSS DSA 100 проведены измерения углов смачивания поверхности аддитивного элемента. На рис. 17(а) показано измерение натекающего контактного угла  $100 \pm 5^\circ$ , оттекающий контактный угол равен  $20 \pm 5^\circ$ . Гистерезис угла составляет  $80^\circ$ . Высокая шероховатость поверхности (40 мкм) является одной из основных причин большого значения гистерезиса угла.



**Рисунок 17** – Фотографии контактного угла поверхности аддитивного элемента.

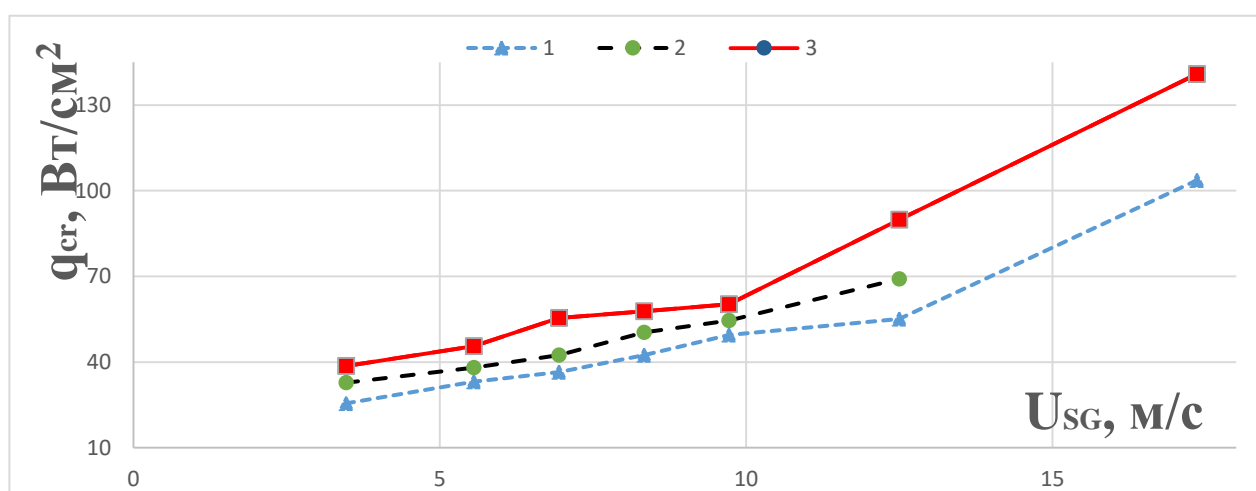
При сотрудничестве с лабораторией Теплофизических свойств веществ и материалов ИТ СО РАН было проведено исследование теплофизических свойств материала, из которого был изготовлен аддитивный элемент нагревателя. На рис. 18 представлено зависимости коэффициента теплопроводности от температуры. Зависимость для чистого алюминия Al [15] соответствует точкам «1», точки «2» зависимость аддитивного материала без отжига, точки «3» зависимость аддитивного материала после отжига, «4» аппроксимация данных «3». Видно, что после отжига или термической обработки коэффициент теплопроводности вырос почти на 20%. При этом теплопроводность аддитивного материала, созданного из

композитного порошка, ниже чем теплопроводность чистого алюминия почти на 50 Вт/мК.



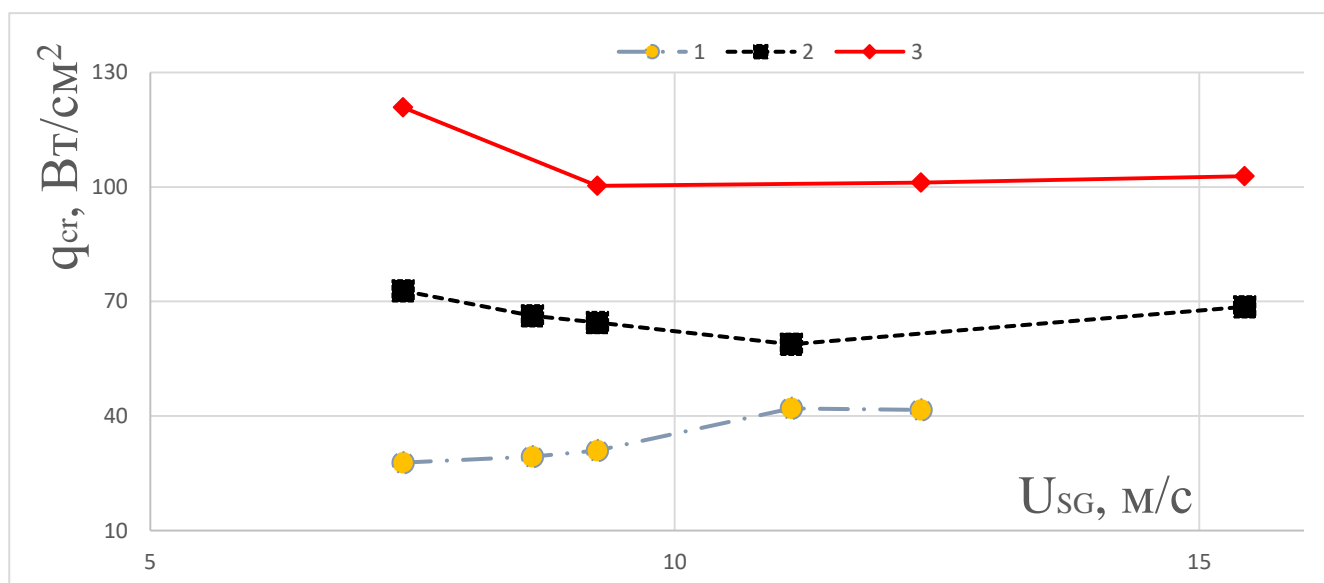
**Рисунок 18** – Зависимость коэффициента теплопроводности от температуры.

Проведено исследование теплообмена для двух поверхностей: гладкая и с структурами. На рис. 19 показана зависимость критического теплового потока (без учета тепловых растечек) от приведенной скорости газа для гладкого аддитивного нагревателя в канале прямоугольного сечения 30x0,8 мм<sup>2</sup>. Зависимость от приведенной скорости газа  $U_{SG}$  такая же, как и в классическом случае. При увеличении приведенной скорости газа критический тепловой поток возрастает. Получены зависимости для  $U_{SL}$ : 1-  $U_{SL} = 0,0145$  м/с,  $U_{SL} = 0,0175$  м/с,  $U_{SL} = 0,02$  м/с.



**Рисунок 19** – График зависимости критического теплового потока от приведенной скорости газа.

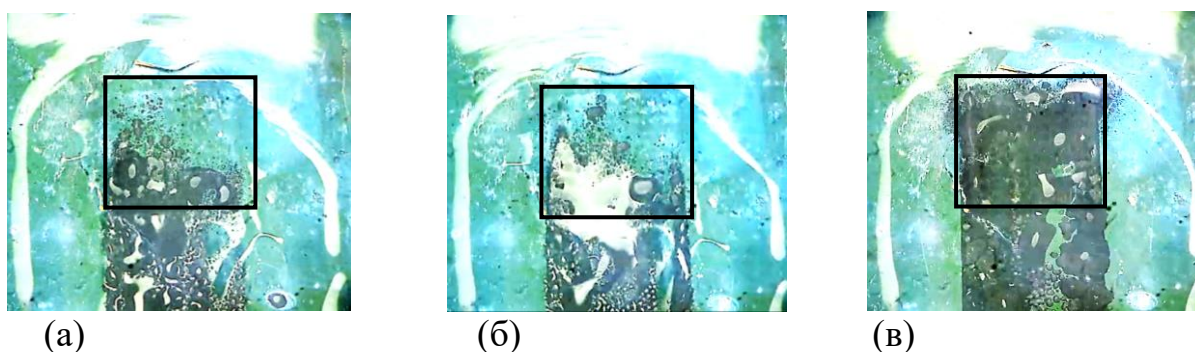
На рис. 20 показана зависимость критического теплового потока без учета тепловых растечек от приведенной скорости газа для структурированной поверхности в виде цилиндрических выступов. Получены зависимости для  $U_{SL}$ : 1-  $U_{SL} = 0,0145$  м/с,  $U_{SL} = 0,02$  м/с,  $U_{SL} = 0,029$  м/с. При  $U_{SL} = 0,0145$  м/с, приведенная скорость газа существенно влияет на критический тепловой поток, при увеличении  $U_{SG}$  критический тепловой поток увеличивается. Для  $U_{SL} = 0,02$  м/с,  $U_{SL} = 0,029$  м/с имеется более сложная зависимость  $q_{cr}$  от  $U_{SG}$ , но при осреднении возникает постоянное значение порядка  $70$  Вт/см<sup>2</sup> и  $101$  Вт/см<sup>2</sup> соответственно.



**Рисунок 20** – График зависимости критического теплового потока от приведенной скорости газа.

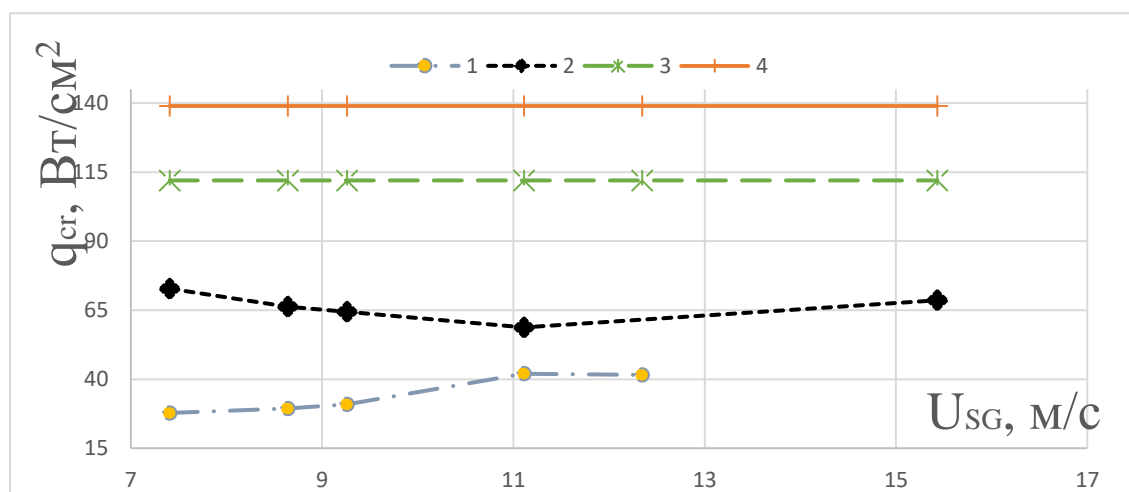
Критические тепловые потоки для гладкой поверхности при одних и тех  $U_{SL}$  и  $U_{SG}$  лежат выше, чем для структурированной поверхности. Это связано с тем, что когда натекает тонкая пленка жидкости на структурированную поверхность, то пленка разбивается об цилиндры тем самым, вместо испарения эффективной тонкой пленки образуется разлетающиеся капли и снаряды жидкости, большая часть которых попадают на верхнюю стенку или на участки вне поверхности нагревателя. В то же время, как и в случае с классическим теплообменом в двухфазной системе (тонкая пленка жидкости, движущаяся под действием потока газа) эволюция кризиса схожа. С увеличением теплового потока увеличивается площадь сухих пятен и при достижениях кризиса теплообмена поверхность

нагревателя полностью осушается. На рис. 21 представлена серия фотографий, полученных с помощью шлирен метода, показывающие осушение и смачиваемость жидкостью поверхности нагревателя в канале для  $U_{SG} = 8,6 \text{ м/с}$ ,  $U_{SL} = 0,02 \text{ м/с}$  при  $a - q = 60,5 \text{ Вт/см}^2$ ,  $b - q = 64,5 \text{ Вт/см}^2$ ,  $b - q_{cr} = 66,3 \text{ Вт/см}^2$ . В случае 3 – в системе наступает кризис, и поверхность нагревателя становится полностью сухой, происходит резкий рост температуры на поверхности. Черным квадратом выделен периметр нагревателя.



**Рисунок 20** – Фотографии поверхности канала с помощью шлирен метода.

Картина зависимости критического потока для поверхности со структурами меняется полностью, если полностью перекрыть поток воздуха. На рис. 21 показан график зависимости критического теплового потока от приведенной скорости газа  $U_{SG}$  в сравнении с критическим тепловым потоком без потока газа.



**Рисунок 20** – График зависимости критического теплового потока от приведенной скорости газа.

Цифрой 1 показана зависимость  $q_{cr}$  от  $U_{SG}$  для  $U_{SL} = 0,0145 \text{ м/с}$ , цифрой 3 –  $q_{cr}$  для  $U_{SL} = 0,0145 \text{ м/с}$ , но уже без потока газа. Цифрой 2 показана зависимость  $q_{cr}$  от

$U_{SG}$  для  $U_{SL} = 0,02$  м/с, цифрой 4 –  $q_{cr}$  для  $U_{SL} = 0,02$  м/с, но уже без потока газа. Видно, что критический поток для случая однофазного потока (без потока газа) критический тепловой поток относительно с двухфазным потоком отличается 2,5-3 раза. В этом случае интенсификацию процессов теплообмена эффективно осуществлять с помощью однофазного потока – кипения при вынужденном движении жидкости.

Одним из главных аспектов исследования является расчет растечек тепла, которые могут достигать в нашем случае порядка 50%. Для более точной оценки растечек тепла следует точно оценить растечки в пленку жидкости, в нагреве воздуха и корпуса рабочего участка. Модель оценки тепловых растечек осложнена ещё тем, что нагреватель имеет сложное строение, состоящее из трех частей, соединённых между собой через термопасту, свойства которого меняются со временем. Нагрев имеет ограничения, связанный с рабочими температурами керамического нагревателя, а коэффициент теплопроводности материал аддитивного элемента почти в два раза меньше, чем материала каркаса (медь), и это создает дополнительные технические сложности для проведения экспериментов и измерения локального теплового потока.

## **Заключение**

1. Проведено исследование двухфазного потока. Создана режимная карта течения широкого диапазона параметров потока (приведенная скорость жидкости 0,005 - 1 м / с, приведенная скорость газа 0,05 - 50 м / с) для миниканала прямоугольного сечения  $1,1 \times 10$  мм<sup>2</sup>. Было исследовано более 200 точек с различной скоростью потока. Были определены четыре основных режима для миниканала: струйный, пузырьковый, расслоенный и кольцевой. Более точно был определен диапазон значений приведенных скоростей жидкости и газа для расслоенного режима течения.

2. Проведено исследование теплообмена в канале  $1,1 \times 10$  мм для расслоённого режима течения – тонкая пленка, движущаяся под действием потока газа. Показано, что для канала с шириной эквивалентной размеру нагревателя, режим

течения начинает зависеть от теплового потока. При высоких значениях теплового потока (от 60-70%  $q_{cr}$ ) расслоенный режим течения переходит полностью или частично в кольцевой режим течения из-за термокапиллярных сил.

3. Показано, что конфигурация миниканала с локальным источником тепла, где ширина канала равна размеру нагревателя, позволяет минимизировать тепловые растечки в пленку жидкости, тем самым создавая более энергоэффективную систему охлаждения. Термокапиллярные силы приводят к обтеканию пленки жидкости, как и в случае с миниканалом ширина которого больше локального нагревателя. В этом случае, при одних и тех же значений  $Re$  жидкости и газа не достигаются более высоких значений критических тепловых потоков, но при этом достигается минимальный расход жидкости и газа, так как ширина миниканал в три раза меньше по сравнению с работами, где использовался миниканал шириной 30 мм с локальным источником тепла.

4. Проведено исследование теплообмена с локальным источником тепла, созданным на базе аддитивных технологий. Разработаны два нагревательных элемента с гладкой поверхностью и со структурированной поверхностью. Показано, что интенсификация процессов теплообмена на структурированной поверхности в сравнении с гладкой не происходит при двухфазном течении в расслоенном режиме. Это связано с тем, что при движении тонкой пленки жидкости через зону нагревателя с микрорезьбными, размерами которых сопоставимые с толщиной пленки и больше, эффективно-испаряющаяся пленка жидкости начинает разрушаться. Такой эффект приводит к разбросу части жидкости и образование больших капель жидкости, которые приводят к ухудшению теплообмена. Интенсификация теплообмена происходит при использовании режима течения без потока газа, в этом случае критический тепловой поток  $q_{cr}$  выше в 2,5-3 раза, чем  $q_{cr}$  для двухфазного потока. Аддитивные технологии имеют высокий потенциал для решения задач по охлаждению при использовании эффективных режимов течения, соответствующие структуре

поверхности канала. Для гладкой поверхности раздельный режим течения, для структурированной – однофазный поток без газа на входе.

### **Список литературы**

1. Mehendale, S.S., Jacobi, A.M. and Shah, R.K., Fluid Flow and Heat Transfer at Micro- and Meso-Scales with Applications to Heat Exchanger Design // Applied Mechanics Review, Vol. 53, pp. 175-193, 2000.
2. Kandlikar, S.G. and Grande, W.J., Evolution of Microchannel Flow Passages – Thermohydraulic Performance and Fabrication Technology // Heat Transfer Engineering, Vol. 24, no. 1, pp. 3-17, 2003.
3. Kew, P.A. and Cornwell, K., Correlations for the Prediction of Boiling Heat Transfer in Small-Diameter Channels // Applied Thermal Engineering, Vol. 17, no. 8-10, pp. 705-715, 1997.
4. Zaitsev D., Tkachenko E., Kabov O. An experimental study of high heat flux removal by shear-driven liquid films // EPJ Web of Conferences. – EDP Sciences, 2017. – Т. 159. – С. 00054.
5. Taitel, Y., and Dukler, A.E., A Model For Predicting Flow Regime Transitions in Horizontal and Near Horizontal Gas-Liquid Flow // AIChE Journal, Vol. 22, no. 1, pp. 47-55, 1976.
6. Taitel, Y., and Dukler, A.E., Effect of Pipe Length on the Transition Boundaries for High Viscosity Liquids // International Journal of Multiphase Flow, Vol. 13, no. 4, pp 577-581, 1987.
7. Avram Bar-Cohen, Emil Rahim, Modeling and Prediction of Two-Phase Microgap Channel Heat Transfer Engineering // February 19, 2008
8. Bar-Cohen A, Wang P. Thermal Management of On-Chip Hot Spot // ASME. J. Heat Transfer, 134(5), 051017, 2012.
9. Kabov O. A. et al. Locally heated shear-driven liquid films in microchannels and minichannels // International Journal of Heat and Fluid Flow. – 2007. – Т. 28. – №. 1. – С. 103-112.



10. Kabov O. A. et al. Evaporation and flow dynamics of thin, shear-driven liquid films in microgap channels //Experimental Thermal and Fluid Science. – 2011. – Т. 35. – №. 5. – С. 825-831.
11. Zaitsev D. V., Rodionov D. A., Kabov O. A. Critical heat flux in a locally heated liquid film driven by gas flow in a minichannel //Technical Physics Letters. – 2009. – Т. 35. – №. 7. – С. 680-682.
12. Tkachenko E. M. et al. Critical heat flux in locally heated liquid film moving under the action of gas flow in a mini-channel //Journal of Physics: Conference Series. – IOP Publishing, 2016. – Т. 754. – №. 3. – С. 032019.
13. Kabov O. A. et al. Evaporation, dynamics and crisis phenomena in thin liquid films sheared by gas in a narrow channel //International Heat Transfer Conference Digital Library. – Begel House Inc., 2014.
14. Зайцев Д. В., Родионов Д. А., Кабов О. К. Критический тепловой поток в локально нагреваемой пленке жидкости, движущейся под действием потока газа в мини-канале //Письма в ЖТФ. – 2009. – Т. 35. – №. 14. – С. 88-94.
15. Ho C.Y., Powell R.W., Liley P.E. Thermal conductivity of the elements: a comprehensive review // Journal of Physical and Chemical Reference Data. – 1974. – Vol. 3, No. 1. – P. 279–422.