

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования «Московский авиационный институт (национальный
исследовательский университет)»

На правах рукописи

Антоновский Иван Владимирович



ИССЛЕДОВАНИЕ ФОРМИРОВАНИЯ ДВУХФАЗНЫХ ГАЗОКАПЕЛЬНЫХ
СТРУЙ

Специальность 05.07.05 «Тепловые, электроракетные двигатели и
энергоустановки летательных аппаратов»

Диссертация на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
доктор технических наук, профессор
Лепешинский Игорь Александрович

Москва-2016

Оглавление

Введение	5
1. Обзор работ, посвященных формированию смесительных устройств и струй с двухфазным рабочим телом.	7
1.1. Смесительные устройства	7
б) пневматическая форсунка.....	9
в) форсунка с подачей вспомогательного воздуха.	10
1.2. Двухфазные эжекторы.....	12
2. Стенд для экспериментального исследования	17
2.1 Схема установки	17
2.2 Модернизация установки	19
2.3 Система измерений	20
2.4 Обозначения на схеме.....	22
2.5 Электрообеспечение установки.....	26
2.6 Измерение дисперсности жидкой фазы.....	27
2.6.1 Дистанционный лазерный измеритель дисперсности аэрозольного облака методом интегрирующей диафрагмы.	27
2.7 Измерение скоростей по изображению частиц (PIV –методы).....	33
2.7.1 Стерео - PIV фирмы LaVision	35
2.7.2 Результаты экспериментальных исследований.....	37
2.8 Обработка изображений.....	38
2.9 Проведение экспериментов (регистрируемые параметры).....	38
3. Теретическое и экспериментально исследование смесителя с двухфазным рабочим телом.....	40
3.1 Смесительное устройство с двухфазным рабочим телом.....	40
3.2 Алгоритм расчёта диаметра пропускного отверстия	43
3.3 Экспериментальное исследование смесителей с двухфазным рабочим телом	48
3.3.1 Сопло № 1	49
3.3.2 Сопло № 2	59

3.3.3	Сопло № 3.....	63
3.3.4	Сопло № 4.....	68
3.3.5	Сопло № 5.....	70
3.3.6	Сопло № 6.....	75
4.	Теретическое и экспериментально исследование течения в эжекторе с двухфазным рабочим телом.....	77
4.1	Введение	77
4.2	Постановка задачи.	78
4.3	Модель рабочего тела.....	78
4.4	Эффективность эжектора.....	88
4.5	Физические свойства рабочего тела (воды и воздуха).....	88
4.6	Математическое решение задачи.....	89
4.7	Формулировка задачи на ЭВМ.....	90
4.8	Алгоритм решения задач.....	92
4.9	Результаты расчета.....	100
4.10	Оптимизация течения газокапельной смеси в эжекторе.....	102
4.10.1	Влияние дисперсности двухфазной смеси на процесс смешения в эжекторе.....	103
4.10.2	Влияние перепада давления на эжекторе.....	104
4.10.3	Влияние расхода эжектируемого воздуха.....	105
4.10.4	Влияние длины канала эжектора	107
4.10.5	Влияние закона распределения давления	108
4.11	Описание конструкции эжектора.....	109
4.12	Экспериментальное исследование эжектора с двухфазным рабочим телом.....	113
4.12.1	Эжектор со смесителем с однофазным рабочим телом.....	117
4.12.2	Эжектор со смесителем с двухфазным рабочим телом.....	122
4.12.3	Сравнение эффективности эжекторов с одно- и двухфазным рабочим телом смесителя	125
4.12.4	Оценка величины скорости газа на выходе из эжектора.....	127
4.13	Практическое применение полученных результатов	128

Заключение	134
Список использованных источников	136

ВВЕДЕНИЕ

Данная работа посвящена исследованию и разработке устройств, формирующих двухфазные газокпельные струи с высокой концентрацией конденсированной фазы (капель), значительными скоростями и большой дальностью. Подобные устройства и струи, формирующиеся в них, в зависимости от параметров находят разнообразное применение в различных отраслях промышленности: в химической и пищевой, нефтегазодобывающей и нефтеперерабатывающей, теплоэнергетике, судостроении, ракетостроении, энергомашиностроении. Важным обстоятельством является использование двухфазных газокпельных высококонцентрированных струй для распыливания топлива и организации процессов в камере сгорания двигателей [1-16] и создания силы тяги двухсредных аппаратов: реактивных и гидрореактивных двигателей [17-30], организация высотных испытаний авиационной и ракетной техники [31, 32]. Другим важным применением таких струй может быть тушение пожаров [33-38], дезинфекция оборудования от радиоактивных загрязнений, аэрация карьеров [39], нанесение противообледенительных составов на поверхности фюзеляжа и крыльев, закрытие задней полусферы реактивных двигателей с помощью двухфазных струй от систем наведения ракет противника и т.д., т.е. там, где требуется большая дальность, мощность и другие специфические параметры таких струй. Анализ существующих разработок рассматриваемых устройств показывает весьма ограниченное число работ в этом направлении, причем основным и, пожалуй, единственным устройством способным формировать такие струи является камера смешения с газодинамическим соплом [40-52]. Для формирования струи необходимы источники газа (воздуха) и жидкости (воды), рабочие тела которых направляются в камеру смешения, в которой используются смесительные устройства открытого или закрытого типа, и где формируется двухфазное газокпельное рабочее тело заданных параметров. Далее это двухфазное рабочее тело поступает в сопло, в котором разгоняется до необходимой скорости, образуя на выходе двухфазную газокпельную струю с высокой концентрацией капель, большой скоростью и дальностью действия.

Вместе с тем, возможен альтернативный способ получения рассматриваемых струй, имеющий определенные преимущества перед вышеизложенным способом с использованием сопла. Таким устройством может быть эжектор с двухфазным рабочим телом, снабженный специальным смесительным устройством. При одинаковой исходной энергетике, используемой для получения двухфазной струи с одинаковыми параметрами в обоих устройствах, при

использовании эжектора отпадает необходимость в использовании компрессора для подачи воздуха с необходимым давлением.

Широкие возможности применения таких струй, недостаточная проработанность темы (отсутствие работ по альтернативному решению) и существенное снижение материальных затрат на создание и работу устройства (за счет исключения из схемы компрессора) обеспечивают актуальность данной темы.

Таким образом, целью работы является исследование нового способа формирования двухфазных газочапельных струй с высокой концентрацией конденсированной фазы, большой скоростью и дальностью действия. При этом решаются задачи разработки новых смесителей закрытого типа с двухфазным рабочим телом и вопросы оптимального проектирования эжектора с двухфазным рабочим телом. Научная новизна работы связана с тем, что смесители с двухфазным рабочим телом и вопросы профилирования и оптимизации эжектора с двухфазным рабочим телом исследуются впервые. Теоретическая и практическая значимость работы определяется разработкой метода профилирования и оптимизации камеры смешения эжектора, что позволило разработать рекомендации по повышению КПД эжектора более чем на 20%, что было подтверждено теоретическими расчетами и экспериментальными результатами.

На защиту выносятся новые способы организации процесса формирования с двухфазным рабочим телом и устройства его обеспечивающие: смесители, эжекторы, метод профилирования и оптимизации камеры смешения эжектора, обеспечивающий оптимизацию эжектора, теоретические и экспериментальные результаты исследования этих устройств. Степень достоверности результатов обеспечивается корреляцией теоретических и экспериментальных результатов, полученных на основе современных лазерно-оптических методов.

1. ОБЗОР РАБОТ, ПОСВЯЩЕННЫХ ФОРМИРОВАНИЮ СМЕСИТЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ И СТРУЙ С ДВУХФАЗНЫМ РАБОЧИМ ТЕЛОМ.

Существующие устройства и способы распыления жидкости для получения двухфазного рабочего тела связаны с процессами в камерах сгорания двигателей (получение топливно-воздушной смеси) [1-16], формирования струйных устройств для различных аппаратов, реактивных двигателей, энергетических установок и устройств, используемых в различных отраслях науки и техники [17-98].

Несмотря на широкое распространение двухфазных струйных систем в технике, а также большое количество экспериментальных и теоретических работ по их исследованию, развитие науки и техники позволяет предложить новые идеи для их совершенствования и повышения эффективности.

Следует отметить, что область настоящей работы ограничена изучением процессов в двухфазных газочапельных системах с высокой концентрацией конденсированной фазы (капель). Это обстоятельство позволяет ограничить круг работ рассматриваемых в обзоре, который целесообразно разделить два подраздела: смесительные устройства и, собственно, устройства формирования двухфазных струй высокой концентрации.

1.1. Смесительные устройства

Смесительное устройство – один из важнейших элементов системы для формирования двухфазного потока. Дальность получаемой струи, дисперсность капель жидкой фазы, режим работы сопла или эжектора и энергетику системы в целом определяет работа смесительного устройства. Принципиально смесительные устройства можно разделить на две группы:

- 1) смесительные устройства открытого типа - когда площадь сечения выхода больше или равна площади камеры смешения,

- 2) смесительные устройства закрытого типа - когда площадь сечения выхода меньше площади сечения камеры смешения.

Для данной работы интерес представляют смесительные устройства закрытого типа. Примером таких устройств могут служить различные форсунки [1-17, 99]. Характерной особенностью форсунок является то, что формирование двухфазного рабочего тела осуществляется подачей жидкости (однофазного рабочего тела), которая диспергируется в устройстве, а затем смешивается с газовым потоком. Иногда газовая фаза, как, например, в пневматических форсунках, тоже участвует в диспергировании жидкости. Такие устройства используются для организации рабочего процесса в камерах сгорания реактивных и ракетных двигателей, в различных топочных устройствах, химических реакторах и др. Особенностью данного типа устройств является требование к большому расходу газа для работы (в 5-15 раз больше чем расход жидкости [1-4]).

Газодинамические смесительные устройства с двухфазным рабочим телом различаются по структуре двухфазного потока, формируемой в устройстве, и по соотношению площади выходного сечения к сечению канала форсунки. Это либо пузырьковая структура, либо газокапельная структура, либо смешанное течение переменной структуры.

Имеется несколько типов форсунок [2-6]:

- а) центробежная форсунка.

Наиболее распространенный метод механического распыливания топлива заключается в продавливании его под большим перепадом давления через специальные отверстия. В камерах сгорания угол факела распыленного топлива обычно близок к 90° , что обусловлено необходимостью минимизации длины жаровой трубы. Получить угол распыла такой величины с помощью струйной форсунки не представляется возможным, поэтому большое распространение получили центробежные форсунки, в которых топливная струя предварительно закручивается. Основная проблема при этом заключается в обеспечении хорошего распыливания в широком диапазоне изменения расходов топлива, например, когда максимальный расход в 40 раз превышает минимальный. Если сопло в форсунке имеет малый диаметр, что обеспечивает хорошее распыливание при небольших расходах топлива, то перепад давления при большом расходе топлива возрастет до недопустимо высокого уровня. С другой стороны, в случае большого диаметра сопла форсунки топливо будет распыливаться неудовлетворительно при малых расходах, характерных для высотных режимов, на которых полнота сгорания обычно снижается из-за низкого давления окружающей среды. Проблема эта была решена путем применения форсунок с двумя концентрично расположенными соплами. Внутреннее цилиндрическое сопло малого диаметра в такой форсунке охватывается основным кольцевым соплом большого диаметра. При небольших расходах топливо хорошо распыливается потому, что

подается только через пусковое (дежурное) сопло малого диаметра. По мере увеличения давления подачи расход топлива возрастает. При некоторой заданной величине давления открывается клапан и топливо начинает поступать также через основное сопло форсунки. Такое устройство обеспечивает при относительно умеренных давлениях подачи удовлетворительное распыливание топлива в широком диапазоне изменения его расходов. Форсунку обычно проектируют так, чтобы угол конуса основного факела распыленного топлива был меньше угла топливного факела пусковой ступени. Благодаря этому обе топливные струи сливаются у самого выхода из форсунки. Наихудшие условия для распыливания возникают сразу после открытия клапана второй ступени, когда на распыливание ступени.

К основным достоинствам центробежных форсунок относятся их высокая механическая надежность и способность поддерживать процесс горения очень бедных смесей. К их недостаткам следует отнести, необходимость иметь две зоны работы, возможность засорения узких форсуночных каналов содержащимися в топливе посторонними включениями, а также склонность к сажеобразованию при высоких давлениях в камере сгорания.

б) пневматическая форсунка

Принцип действия такой форсунки весьма прост и состоит в том, что топливо подается при низком перепаде давления на некоторую поверхность, край которой находится в высокоскоростном потоке воздуха. Топливо, стекающее с этого края, дробится воздушным потоком на капли, которые вносятся потоком в зону горения. Размеры капель тем меньше, чем совершеннее контакт между жидкой пленкой и воздушным потоком. В частности, очень важно, чтобы жидкая пленка, стекающая с края поверхности, обтекалась воздухом с обеих сторон. В этом случае образующиеся капли жидкости остаются взвешенными в потоке воздуха и жидкость не осаждается на твердой поверхности.

Применение пневматических форсунок в камерах сгорания газотурбинных двигателей создает ряд преимуществ. Так, распределение топлива определяется в основном направлением воздушных потоков, и поэтому поля температуры газа на выходе из камеры не зависят от расхода топлива. При горении не образуется твердого углерода, вследствие чего снижается температура стенок жаровых труб, а также уровень дымления двигателя. Кроме того, поток воздуха, поступающего из компрессора, предохраняет от перегрева некоторые теплонапряженные элементы форсунки. К основным недостаткам такой конструкции следует отнести довольно узкие пределы устойчивого горения и низкое качество распыливания топлива при запуске вследствие малых скоростей воздуха на режимах запуска. Оба этих недостатка могут быть устранены, если пневматическую форсунку сочетать с пусковой центробежной форсункой. При малых расходах все топливо поступает через пусковую центробежную форсунку, обеспечивающую хорошее распыливание на режимах запуска и малой мощности. На рабочих режимах топливо подается

обеими форсунками, причем доля топлива, подаваемого пневматической форсункой, постепенно возрастает и становится доминирующей при максимальных расходах топлива. Таким образом, удастся использовать достоинства центробежной форсунки при малых расходах топлива, а именно легкий запуск и широкие пределы устойчивого горения, и преимущества пневматической форсунки при больших расходах топлива.

в) форсунка с подачей вспомогательного воздуха.

Это, по существу, центробежная форсунка, в которой для повышения качества распыливания при низких давлениях подачи топлива используется высокоскоростной поток воздуха. Такая форсунка отличается от пневматической главным образом тем, что воздух в нее поступает периодически (в основном при запуске), тогда как в пневматической форсунке — постоянно. Обе эти форсунки работают с малыми относительными расходами воздуха (составляющими около половины расхода топлива), однако скорость вспомогательного воздушного потока в рассматриваемой форсунке выше скорости воздуха в пневматической форсунке. Для создания высокоскоростного воздушного потока требуется внешний источник снабжения воздухом или паром. В этом состоит основной недостаток форсунок с вспомогательным подводом воздуха, особенно при их использовании в авиационных двигателях.

Также имеются форсунки с перепуском топлива, вращающиеся струйные форсунки, испарительные системы топливоподачи, но они не рассматривались в рамках данной работы.

Используются различные конструкции формирования двухфазного потока пузырьковой структуры. Пример пузырьковой форсунки из работы [13] показан на рисунке 1.1. Газ подавался через ряд отверстий диаметром 1 или 1,5 мм по нормали к потоку жидкости в цилиндрическую камеру смешения через коаксиальную камеру, внутренняя поверхность которой представляет перфорированную решетку.

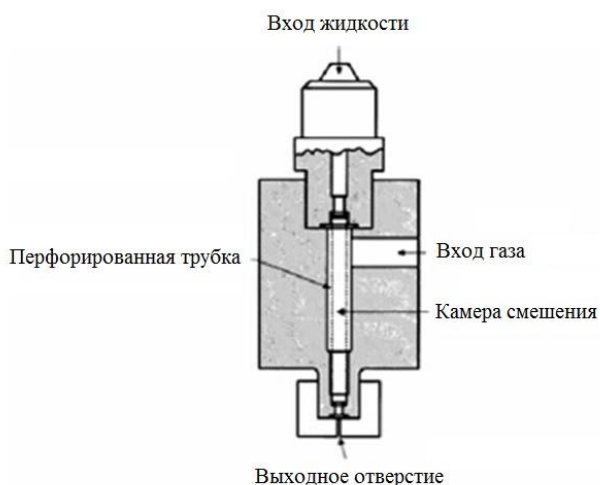


Рисунок 1.1 - Схема пузырьковой форсунки [9]

Успешная работа таких форсунок зависит от возможности получить однородное по концентрации стабильное пузырьковое течение. Такие течения зависят от геометрии форсунки, расходов жидкости и газа, а также от концентрации и давления. Стабильность пузырьковых течений определяется процессами образования пузырьков и возможностью их слияния. Слияние пузырей может происходить при различных режимах, в зависимости от различных параметров и геометрии. Размер пузырей влияет на их перенос в жидком потоке и взаимодействие между ними. Контакты между пузырьками, приводящие к слиянию, негативно сказываются на стабильности такого течения. Слишком большая разница плотностей газа и жидкости вызывает замедление продвижения только что образованных пузырьков, что увеличивает вероятность их слияния.

Механизм распыла жидкости в пузырьковых форсунках исследовался в работах [6-16]. Газ, использующийся в таких форсунках, несет на себе две основные функции, которые приводят к улучшению распыла жидкости. Газовая фаза заставляет жидкость проходить через маленькую часть области разрежения в выходном сечении, что приводит к уменьшению размера объемов жидкости и газожидкостных конгломератов, и, таким образом, размеров образующихся капель. Кроме того, импульс резко расширяющегося газа имеет разрушающий эффект на поток жидкости, истекающий из сопла, что еще больше улучшает распыление.

В рассматриваемых работах приведены различные модели расчета течения и данные по дисперсности капель, получаемых в таких устройствах. Особенностью исследованных пузырьковых форсунок является пузырьковая структура в камере смешения с объемной концентрацией порядка 0,01, использование высокого давления порядка 100 атм, что позволяло получать достаточно мелкие капли в диапазоне 1-10 мкм. При этом диаметре реализуются весьма малые расходы жидкости (диаметр выходного сечения 1,45мм). Среди отечественных работ аналогичного типа можно упомянуть лишь одну работы [4-5], однако экспериментальные данные по ним отсутствуют.

По смесителю открытого типа с двухфазным рабочим телом имеется работа [34], в которой исследовалась работа устройства на основе изобретения [40]. В отличие от пузырьковых смесителей, данный смеситель работал в диапазоне объемных концентраций газа более 0,6, что соответствовало газокапельной структуре потока в смесителе. При сравнительно низком давлении порядка 7 атм. смеситель обеспечивал получение среднего размера капель жидкости порядка 100 мкм. В дальнейшем этот смеситель использовался в камере смешения с соплом для формирования двухфазной газокапельной струи с высокой концентрацией конденсированной фазы.

Работы по смесителям закрытого типа с двухфазной газокапельной структурой обнаружены не были. Поэтому изучение смесителей такого типа является весьма актуальной задачей.

1.2. Двухфазные эжекторы

Все существующие методики расчета двухфазных эжекторов можно разделить на четыре основные группы:

- 1) методики, основанные на уравнении баланса энергии [55-56]
- 2) методики, основанные на эмпирических зависимостях [100, 57-62]
- 3) методики, основанные на уравнении сохранения количества движения [63-68]
- 4) методики, основанные на теоретических зависимостях, полученных в результате совместного решения уравнений неразрывности, количества движения, энергии и состояния при тех или иных допущениях. [69-76]

Рассмотрим их более подробно.

Предложенная С. Пфлайдерером [53] методика расчета двухфазного эжектора основывается на уравнении баланса энергии. При этом он предполагает, что кинетическая энергия вытекающей из сопла воды (за вычетом потерь) расходуется на изотермическое сжатие воздуха. Авторы работ [54-56] в отличие от С. Пфлайдерера учитывают некоторые дополнительные факторы, влияющие на характеристики двухфазного эжектора. Так, К. Клене [54], проведя экспериментальное исследование водовоздушного струйного аппарата и определив существование двух различных режимов его работы, дорабатывает методику С. Пфлайдерера. Он предлагает использовать уравнение баланса энергии только для расчета режимов работы двухфазного эжектора, на которых входное давление газа зависит от противодействия смеси на выходе из аппарата, а для остальных режимов предлагает эмпирическую зависимость. Г. А. Аронс [55] расширяет область использования эмпирической зависимости К. Клене.

Авторы более поздних работ [100, 57-62], убедившись в значительном расхождении проводимых ими экспериментов с результатами расчетов по приведенным выше методикам, предлагают чисто эмпирические зависимости, которые распространяются только на исследованный ими диапазон параметров, выбранный из области использования двухфазных эжекторов в конденсационных установках паровых турбин. Причем, если в ранних работах [100, 57-59] влияние длины камеры смешения на характеристики двухфазного эжектора не учитывалось, то в более поздних исследованиях [60-62] уже приводятся эмпирические зависимости для выбора оптимальных размеров камеры смешения в экспериментально исследованном диапазоне геометрических и режимных параметров двухфазного эжектора.

Ряд авторов при расчете двухфазного эжектора, как и при расчете жидкоструйных насосов, используют уравнение сохранения количества движения для камеры смешения совместно с

уравнением неразрывности [63-67]. Наиболее обоснованно такая методика расчета изложена в работе Р. Ж. Каннингэм [67]. В ней уравнения количества движения и неразрывности применяют только для режимов работы двухфазного эжектора, при которых зона смешения потоков заканчивается в камере смешения, в уравнение энергии используют при анализе предельно возможного диапазона работы аппарата на рассматриваемых режимах. Р. Ж. Каннингэм считает, что в двухфазном эжекторе в выходном сечении камеры смешения могут реализовываться только дозвуковые и, в крайнем случае, режимы течения смеси со скоростью, равной скорости звука. При этом зона смешения разнофазных потоков заканчивается в камере смешения. Кроме того, могут реализовываться режимы течения, при которых зона смешения потоков заканчивается в диффузоре. При этом жидкостная струя пробивает камеру смешения на большей части ее длины, подвергаясь полному распаду в диффузоре.

По результатам экспериментальных исследований двухфазного эжектора опубликовано большое количество работ [58-59, 68, 74, 77-85, 100, 101]. В них отмечается многообразие режимов работы двухфазных эжекторов, приводится структура потока в проточной части аппарата, показывается влияние геометрических (диаметра и длины камеры смешения, формы сопла и др.) и режимных (давления, температуры, расхода) параметров на его характеристики.

Рассмотренные выше методики расчета не обосновывают многообразие режимов работы двухфазного эжектора, не позволяют определить границы перехода с одного режима работы на другой, не описывают зависимость характеристик двухфазного эжектора от формы, длины камеры смешения и ряда других параметров.

Поэтому авторы работ [69-72, 76] предлагают методику расчета двухфазного эжектора, базирующуюся на теоретических зависимостях, полученных в результате совместного решения уравнений неразрывности, количества движения, энергии и состояния с привлечением тех или иных условий для определения режимов работы двухфазного эжектора, например вытекающих из теорем термодинамики необратимых процессов [73]. В работе [69] В. П. Шидловский, предполагая отсутствие теплообмена между газом и жидкостью в камере смешения и образование в ее выходном сечении однородной механически равновесной смеси, приводит вывод уравнений эжекции, которые позволяют для фиксированных параметров потока газа и жидкости на выходе двухфазного эжектора определить по два значения скорости, давления и температуры смеси в выходном сечении камеры смешения. В работе отмечается, что физически может реализоваться только режим течения смеси, соответствующий меньшей скорости; показывается, что обращение в нуль подкоренного выражения в решении квадратного уравнения, определяющего скорость течения смеси в выходном сечении камеры смешения, соответствует достижению ею скорости распространения в смеси бесконечно малых возмущений. Это приводит к запираанию камеры смешения двухфазного эжектора.

Ю. Н. Васильев в работе [70], в отличие от В. П. Шидловского, приводит вывод уравнений эжекции в предположении образования в выходном сечении камеры смешения однородной термодинамически и механически равновесной газожидкостной смеси. Эти уравнения дают два значения скорости смеси в выходном сечении камеры смешения. Сопоставляя полученные скорости со скоростью распространения звука в смеси, автор показывает, что меньшая из них соответствует дозвуковому, а большая – сверхзвуковому режиму течения двухфазной смеси в выходном сечении камеры смешения. Реализация сверхзвукового течения приводит к запираанию камеры смешения, в результате чего возмущения не передаются против течения потока. Далее автор рассматривает два возможных режима запираания камеры смешения: критический, при котором течение смеси на выходе из камеры смешения сверхзвуковое, и режим, при котором скорость смеси на выходе из камеры смешения равна скорости звука.

Различие между результатами испытаний ряда двухфазных эжекторов с одноствольным жидкостным соплом, приведенными в работах [57-60, 77-79], и расчетами по методике Ю. Н. Васильева авторы работы [70] объясняют неравномерностью потока на выходе из камеры смешения. В работах М. Е. Дейча [86] и Я. Г. Шапиро [87] учитывается неравномерность профиля скоростей на выходе из камеры смешения газо-газового и жидкостно-жидкостного струйного аппарата путем введения коэффициента в уравнение сохранения движения. Дальнейшее развитие теории и методика расчета двухфазного эжектора получила в работах, проведенных в МГТУ им Н. Э. Баумана [72-76, 85, 100].

Не все рассмотренные выше методики расчета двухфазного эжектора учитывают изменения их характеристик с изменением геометрических и режимных параметров аппарата. Это часто приводит к существенному рассогласованию между результатами расчетов по разным методикам (рисунок 1.2 из работы [72]) и экспериментом. Так, эмпирические зависимости, по которым построены характеристики 2 – 4 на рисунке, были получены авторами только для исследованного ими диапазона геометрических и режимных параметров двухфазного эжектора. При этом в процессе проведения эксперимента не уделялось должного внимания предыстории жидкостного потока, форме жидкостного сопла и другим параметрам. Ряд параметров не учитывает и методика, предложенная Ю. Н. Васильевым.

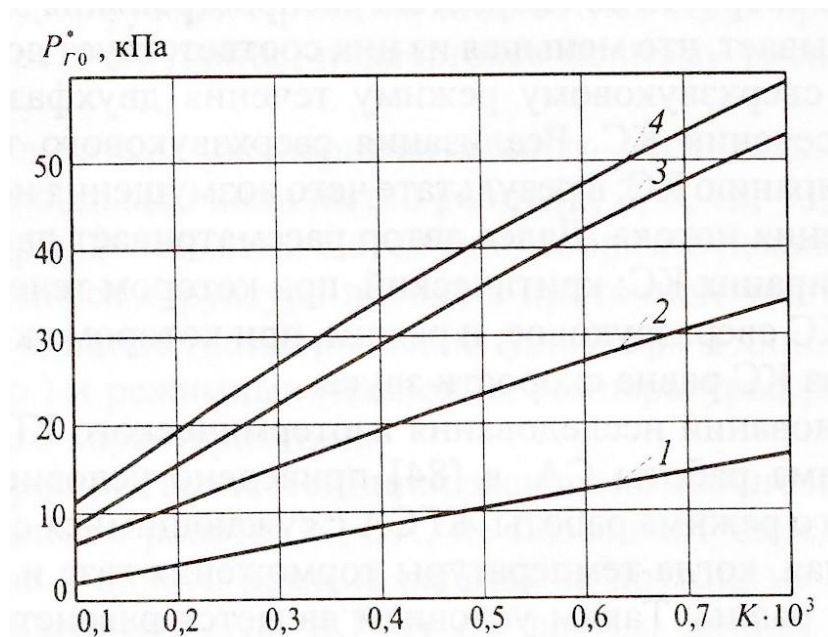


Рисунок 1.2 – Сравнение результатов расчета характеристики двухфазного эжектора ($\alpha=4,9$; $P_{ж0}^*=746$ кПа; $P_{сз}^*=132$ кПа): 1 – по Ю. Н. Васильеву; 2 – по М. И. Баженову; 3 – по Н. М. Зингеру; 4 – по Л. Д. Берману, Г. И. Ефимочкину.

Следует отметить, что в монографиях [30, 30, 100] проведено обобщение результатов теоретических и экспериментальных работ по эжекторам с двухфазным рабочим телом.

Изучение процесса в эжекторе с двухфазным газокапельным рабочим телом и высокой концентрацией конденсированной фазы потребует математической модели для численного исследования. Такие модели сегодня разработаны в работах [34,41,44,47-52,90-97] в одномерном многомерном приближении с учетом различных процессов межфазного взаимодействия, эти модели широко использовались для расчета течения двухфазного газокапельного потока с высокой концентрацией конденсированной фазы в соплах, что позволяет их использовать для расчета процессов в эжекторных системах. В частности, сравнение одномерной и с двумерной моделью [44] показало удовлетворительное совпадение результатов, что позволяет в дальнейшем использовать ее при исследовании процесса в эжекторе.

По результатам обзора можно сделать следующие выводы.

Отсутствуют теоретические и экспериментальные работы связанные с разработкой и исследованием смесительных устройств закрытого типа с двухфазной газокапельной структурой, и поэтому они не использовались в эжекторных газожидкостных системах.

Отсутствуют специальные теоретические и экспериментальные работы по использованию эжекторных систем для формирования двухфазных газокапельных струй.

Имеющиеся теоретические и экспериментальные работы по эжекторам с двухфазным рабочим телом недостаточно учитывают дисперсный характер жидкостного потока и его взаимодействие с газовым потоком.

Отсутствуют работы по профилированию и методам оптимизации камеры смешения и характеристик эжектора.

Поэтому предлагаемые в работе исследование смесителей закрытого типа с дисперсной газокапельной структурой в камере смешения смесителя и вопросы профилирования камеры смешения эжектора и оптимизации работы эжектора являются новыми и актуальными. Эти задачи и являются предметом исследования в настоящей работе.

2. СТЕНД ДЛЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ

Данный стенд предназначен для исследования двухфазных течений с заданными параметрами по расходу и давлениям газовой и жидкостной фазы при их смешении [102, 103].

Рабочими телами являются воздух и вода, которые подаются в смеситель по системе трубопроводов, содержащих в своем составе различные устройства.

2.1 Схема установки

Схема установки изображена на рисунке 2.1. Установку, чисто условно, можно представить состоящей из двух частей: гидравлического и пневматического контуров.

Гидравлический контур установки может работать по двум вариантам. Длительное время (имеется ввиду безостановочное время эксперимента), но с относительно малым давлением на входе в смеситель (до ~ 10 кГ/см²) по жидкости или относительно короткое время, но с высоким давлением жидкости на входе в смеситель (до 30 кГ/см²).

В первом варианте гидравлический контур установки работает по замкнутой схеме (см. рисунок Рисунок 2.1). Центробежный насос “Grundfos CR10-14” (P=5,5 kw; U=380 V; 50 Гц) поз. 6 при открытом вентиле поз. 5 через фильтр поз. 4 забирает воду из предварительно наполненной ванны поз. 1. Вода в ванну заливается через кран поз. 3 из водопровода. Предусмотрен так же слив воды из ванны через кран поз. 2 в канализацию.

Для освобождения трубопровода и насоса от воздуха предназначены краны поз. 7 и поз. 8. Кран поз. 8 используется так же в качестве перепускного. На выходе водяного расходомера марки “LIMATHERM 34-60” поз. 9 (G₂) для тонкой регулировки расхода воды установлен кран поз. 10 с байпасным перепуском и вентилем поз. 11. Кроме того регулирование параметров воды на выходе из насоса осуществляется изменением оборотов насоса частотным регулятором (на схеме не показан).

Газокапельная струя после выхода из смесителя тормозится на сепараторе поз. 13, вода стекает в ванну, а воздух выбрасывается в атмосферу вентилятором ВЦ 5-45 поз. 14.

При работе гидравлического контура установки по второму варианту расстыковывается узел поз. 12, отсоединяется магистраль “А” и присоединяется магистраль “Б”. Выходные концы магистралей “А”и “Б” идентичны – штуцера с внутренним конусом d_y 20, резьба М30х1,5.

Время эксперимента в этом случае ограничивается емкостью водяных баллонов. Источником воздуха высокого давления является баллонная раampa поз. 21, на схеме ограниченная штрих-пунктиром, содержащая 8 баллонов по 40 литров высокого давления (до 200 бар), которая может заправляться от баллонной станции высокого давления центральной компрессорной института через трубопровод корпуса 2 с выходом в помещение 93 корпуса 2 и далее в помещении 118 корп. 7.

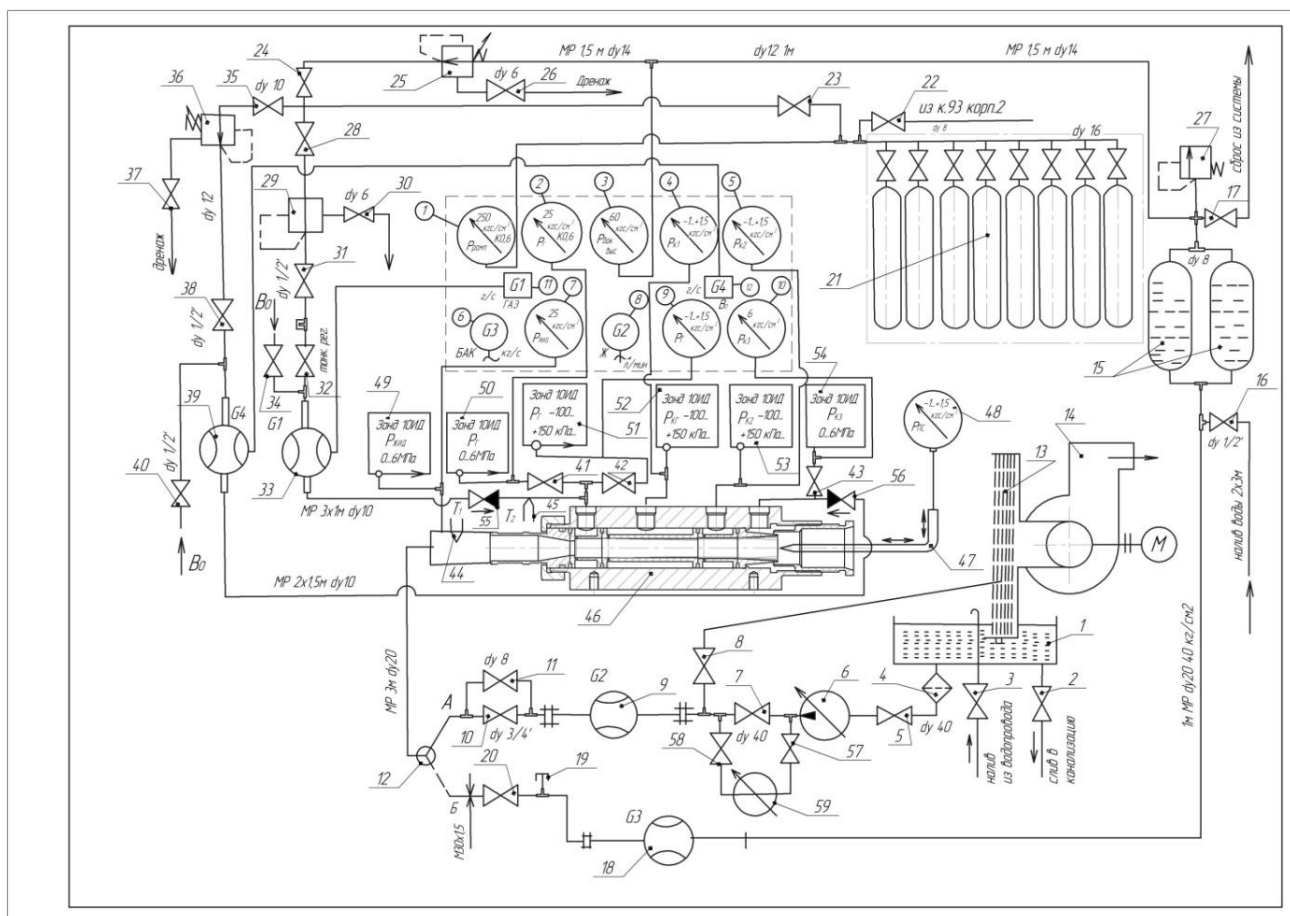


Рисунок 2.1 – Принципиальная схема установки [102, 103]

При заправке баллонов вентиль поз. 22 должен быть открыт, а выходной вентиль рампы поз. 23 закрыт.

При работе пневмосистемы вентиль поз. 22 закрывается.

В подводящей магистрали к водяным баллонам вмонтирован предохранительный клапан Т400 $\frac{P_{12}-50}{10}$ поз. 27, отрегулированный на давление сброса, равное $33,5 \text{ кг/см}^2$.

Воздух высокого давления подается в пузырьковую камеру смесителя из баллонной рампы через выходной вентиль рампы поз. 23, входной вентиль пневмомангистралы высокого давления

пузырьковой камеры поз. 28, редуктор AR 025-0,1 поз. 29 с дренажным вентиляем поз. 30, отсечной кран тонкой регулировки поз. 32, расходомер EL-Flow F 113A1-M50-AGD 44V (G_1) поз. 33. Кран подачи атмосферного воздуха поз. 34 в этом случае должен быть закрыт.

Подача и регулировка атмосферного воздуха в пузырьковую камеру смесителя осуществляется через кран поз. 34. При этом отсечной кран поз. 31 и входной вентиль пневмомагистрали высокого давления пузырьковой камеры поз. 28 должны быть закрыты.

Подача воздуха высокого давления в эжекторную часть смесителя проводится через выходной вентиль рампы воздуха высокого давления поз. 23, входной вентиль эжекторной магистрали поз. 35, редуктор AP025-0,1 поз. 36 с дренажным вентиляем поз. 37 через расходомер In Flow F206A1-AGD-44V (G_4) поз. 39. Атмосферный кран эжекторной части поз. 40 в этом случае должен быть закрыт.

Подача и регулировка расхода атмосферного воздуха в эжекторную часть смесителя осуществляется краном поз. 40. При этом отсечной кран поз. 38 и входной кран пневмомагистрали высокого давления эжекторной части поз. 35 должны быть перекрыты.

2.2 Модернизация установки

Экспериментально-отладочные работы на установке показали, что на некоторых режимах возможно попадание воды в выходную магистраль расходомера (G_1) поз. 33, что не позволяло измерить расход воздуха, а также могло привести расходомер к выходу из строя. Во избежание попадания воды в выходную магистраль расходомера был вмонтирован обратный клапан поз. 55. Аналогично расходомеру G_1 , для ликвидации возможности попадания воды в выходную магистраль расходомера G_4 (поз. 39) был введен обратный клапан поз. 56

В целях увеличения возможностей установки параллельно выходному вентилю водяного центробежного насоса “Grundfos CR 10-14” ($P=5,5$ kW; $U=380$ V, 50 Гц) поз. 7 был врезан дополнительный центробежный насос “Grundfos CRE 1-36” ($P=2,2$ kW; $U=380$ V, 50 Гц) поз. 59 с вентилями, соединяющими его с основной гидравлической магистралью, на входе насоса поз. 57 и на выходе поз. 58.

Таким образом, в гидравлический контур вода может подаваться или одним насосом поз. 6, при этом вентиль поз. 7 должен быть открыт, а вентили поз. 57 и 58 закрыты, или через два насоса

поз. 6 и поз. 59, расположенных последовательно. При этом вентиль поз. 7 должен быть закрыт, а вентили поз. 57 и 58 открыты. В этой компоновке второй насос поз. 59 работает на дожим и давление в гидравлической магистрали может быть существенно повышено.

Благодаря такой модернизации установки может быть реализовано три варианта работы гидравлического контура установки.

Первый – когда вода нагнетается одним центробежным насосом, при этом давление в гидравлической магистрали сравнительно невысокое – $10...20 \text{ кг/см}^2$ в зависимости от сопротивления системы, смесителя и сопла.

Второй – когда вода нагнетается двумя центробежными насосами, расположенными последовательно (второй работает на дожим). При такой компоновке давление в гидромагистрали может быть довольно высокое – порядка 30 кгс/см^2 .

В первом и втором варианте установка работает по замкнутой схеме. При этом возможно длительное время работы, которое ограничивается только запасом воздуха в пневматическом контуре, который весьма значителен (8 баллонов по 40л с давлением до 200 кгс/см^2).

В третьем варианте работы гидравлического контура установки вода подается в магистраль из водяных баллонов БМ-50-65-02 поз. 15 выдавливанием сжатым воздухом из пневмосистемы. Работа ограничивается по времени емкостью водяных баллонов (суммарная емкость баллонов 100 литров).

Давление в системе при этом в дальнейшем может повышено до 60 кгс/см^2 . Но это требует специальной подготовки системы т.е. соответствующей арматуры и опрессовки системы. В настоящее время давление в этом варианте ограничено предохранительным воздушным клапаном Т400 $\frac{P_{12-50}}{10}$ поз. 27, отрегулированным на давление сброса $33,5 \text{ кгс/см}^2$.

2.3 Система измерений

Все измерительные приборы, необходимые для управления и контроля за работой установки, вынесены на общую панель. На схеме, приведенной на рисунке 2.1 они ограничены пунктиром.

В левом верхнем углу панели находится манометр, показывающий давление воздуха высокого давления в коллекторе рампы (манометр $0-250 \text{ кг/см}^2$ кл.0,6) – Р_{рамп} №1 (все приборы на

панели на схеме обозначены цифрами в кружочках). Второй манометр в верхнем ряду (0-25 кг/см² кл.0,6) №2 и четвертый прибор в нижнем ряду – мановакууметр №9 ТМВ-610 РМТИ (-1...+1,5 кг/см², кл.1) показывают давление воздуха, подающегося в пузырьковую камеру смесителя – Р_г. Эти приборы запараллелены с датчиками “Зонд-10-ИД” (0- 0,6 Мпа, кл. 0,15) поз. 50 и “Зонд-10-ИД” и (-100...+150кПа, кл.=0,5) поз. 51. Для перехода измерений с приборов – манометр (0...25 кг/см²) и датчика “Зонд-10-ИД” (0-0,6 Мпа) на приборы – мановакууметр (-1...+1,5 кг/см²) и “Зонд-10-ИД” (-100...+150кПа) предусмотрены краны поз. 41 и 42.

Третий манометр ТМ610РМТИ (0-60 кг/см², кл.=0,4) в верхнем ряду №3 показывает давление воздуха Р_{бак}, вытесняющего воду из водяных баллонов БМ 50-65-02 поз. 15. Четвертый – мановакууметр ТМВ-610РМТИ (-1 ,+1,5 кг/см², кл.1) в верхнем ряду №4, запараллеленный с датчиком Зонд-10-ИД (-100...+150кПа, кл.0,5) поз. 52, показывает Р_{к1} – давление на участке поджата газовой воздушной смеси.

Пятый – мановакууметр ТМВ-610РМТИ (-1...+1,5 кг/см², кл.1) в верхнем ряду №5, запараллеленный с датчиком “Зонд-10-ИД” (-100...+150кПа, кл.0,5) поз. 53, показывает давление газовой воздушной смеси в тракте смесителя – Р_{к2}.

В нижнем ряду слева расположен дисплей водяного расходомера DVH-RV 255 SLL 230R, показывающий расход воды G₃ (кг/с) поз. 18, вытесняемой из водяных баллонов воздухом и подающимся на вход смесителя. В том же ряду под №7 помещен манометр (0-25 кг/см² кл.0,6), запараллеленный с датчиком “Зонд-10-ИД” (0-0,6 Мпа, кл.0,15) поз. 49, регистрирующий давление жидкости на входе в смеситель.

Расход жидкости (л/мин) на входе в смеситель G₂ поз. 9, подаваемой центробежным насосом “Grundfos CR 10-14” поз. 6, показывает дисплей расходомера №8. Давление Р_{к3} подаваемого воздуха в эжекционную камеру смесителя показывает правый крайний манометр №10 (6 кг/см² x 100ед, образцовый). С ним запараллелен, регистрирующий это давление датчик “Зонд-10-ИД” (0...6Мпа) поз. 54. На входе этой измерительной магистрали имеется перекрывной кран поз. 43. Дисплеи расходомеров, показывающие расход воздуха, подаваемого в пузырьковую камеру G₁ (кг/с) поз. 33, №11 и расход эжектируемого в эжекционную камеру G₄ (г/с) поз. 39, №12 расположены в среднем ряду.

Температура жидкостей на входе в смеситель T₁ и температура воздуха, подаваемого в пузырьковую камеру T₂, измеряются хромель-алюмелевыми термопарами поз. 44 и 45.

Корпус смесителя на схеме рисунке 2.1 обозначен поз. 46, зонд для снятия полей давлений за срезом смесителя поз. 47, а мановакууметр для измерений полей давлений поз. 48. Мановакууметр может быть запараллелен с датчиком, фиксирующим измеряемые зондом давления (на схеме не показан).

2.4 Обозначения на схеме

1. Ванна размером 1,2x0,68x0,3 полный объем 225л рабочий 110л. Нержавеющая сталь.
2. Кран слива воды из ванны в канализацию $d_y=3/4''$, $P=40$ бар, нержавеющая сталь.
3. Кран налива воды в ванну из водопровода $d_y=1/2''$, $P=40$ бар, латунь.
4. Водяной фильтр ванны $d_y=40$, 25 бар.
5. Входной кран центробежного водяного насоса, $d_y=40$, 25бар, пластик.
6. Центробежный водяной насос “Grundfos CR-10-14”.
7. Выходной кран центробежного водяного насоса 30 бар, пластик.
8. Кран перепуска водяной магистрали $d_y=20$, $P_{\max}=25$ кг/см², пластик.
9. Жидкостной расходомер (G_2) LIMATHERM – 34 – 600, ТУРЕхDiwin (2,2 кг/с).
10. Выходной кран расходомера G_2 $d_y=3/4''$, 40 бар, латунь.
11. Вентиль байпасного перепуска расходомера G_2 $d_y=8$.
12. Стыковочный узел гидромагистралей.
13. Сепаратор 1,2x1,2м x0,3 м: нержавеющая сетка, нержавеющая стружка, корпус нержавеющая сталь.
14. Вентилятор ВЦ 5-45-4,25: нержавеющая сталь, 3000 об/мин, 1700-4500 м³/час.
15. Водяные баллоны БМ 50-65-02, 2шт. x 50,8л, $P_{\text{раб}}=65$ кг/см².
16. Кран налива воды в баллоны $d_y=1/2''$, $P_{\text{раб}}=40$ кг/см², латунь.
17. Вентиль сброса давления из системы $d_y=4$, 100 кг/см².
18. Расходомер жидкостной (G_3) 0,14...4,2 кг/с DVH-RV-255S-LL250SD-HP, $P_{90}=63$ кг/см².
19. Заглушка технологическая.
20. Кран подачи жидкости на смеситель $d_y=3/4''$, $P_p=150$ кг/см².
21. Рампа воздушная высокого давления (8баллонов x 40л, $P_{\text{раб}}=200$ кг/см²).
22. Вентиль входа воздуха высокого давления из компрессорной через ком.93 корпуса 2, $d_y=8$, $P_p=200$ кг/см².
23. Входной вентиль пневмосистем установки T122, $d_y=20$, $P_p=300$ бар, нержавеющая сталь.
24. Входной вентиль пневмомагистрали наддува водяных баллонов, $d_y=10$.
25. Редуктор AR-025-0,1.
26. Дренажный вентиль редуктора AR-025-0,1, $d_y=6$.

27. Предохранительный клапан воздушный Т410 $\frac{P_{12}-50}{10}$.
28. Входной вентиль пневмомагистрали подачи воздуха в пузырьковую камеру смесителя, $d_y=10$.
29. Редуктор AR-025-0,1 пузырьковой камеры.
30. Дренажный вентиль редуктора AR-025-0,1, $d_y=6$.
31. Входной вентиль высокого давления пузырьковой камеры смесителя.
32. Кран тонкой регулировки высокого давления пузырьковой камеры смесителя.
33. Расходомер воздушный (G_1) EL-Flow, F113 AC-M50-AGD-44, воздух 10 г/с, P_g 16 кГ/см².
34. Атмосферный вентиль пузырьковой камеры смесителя $d_y=1/2$ ".
35. Входной вентиль пневмомагистрали в.д. эжекторной камеры смесителя.
36. Редуктор AR-025-0,1 магистрали высокого давления эжекторной камеры смесителя.
37. Дренажный вентиль редуктора AR-025-0,1, $d_y=6$.
38. Отсечной кран системы высокого давления пневмомагистрали эжекторной камеры смесителя, $d_y=1/2$ ".
39. Расходомер воздушный (G_4) In-Flow F206-FI-AGD-44V, воздух до 70 г/с, P до 15 кГ/см².
40. Атмосферный кран эжекторной пневмомагистрали смесителя, $d_y=1/2$ ".
41. Вентиль переключатель системы измерений, $d_y=4$.
42. Вентиль переключатель системы измерений, $d_y=4$.
43. Перекрывной вентиль системы измерений эжекторной камеры смесителя, $d_y=4$.
44. ХА-термопара – T_1 -температура жидкости на входе в смеситель.
45. ХА-термопара – T_2 -температура воздуха на входе в пузырьковую камеру.
46. Смеситель.
47. Зонд для снятия полей давлений.
48. Мановакууметр зонда для снятия полей давлений.
49. Датчик "Зонд 10-ИД" №53285 (0-0,6 Мпа), измеряющий давление смесителя $P_{ж}$.
50. Датчик "Зонд 10-ИД" №53283 (0-0,6 Мпа), измеряющий давление воздуха на входе в пузырьковую камеру $P_{п}$.
51. Датчик "Зонд 10-ИД" №53293 (-100...+150кПа), измеряющий давление воздуха на входе в пузырьковую камеру $P_{г}$.
52. Датчик "Зонд 10-ИД" №53291 (-100...+150кПа), измеряющий давление смеси на участке поджатия $P_{к1}$.
53. Датчик "Зонд 10-ИД" №53289 (-100...+150кПа), измеряющий давление смеси в горле смесителя $P_{к2}$.

54. Датчик “Зонд 10-ИД” №53286 (0...6 Мпа), измеряющий давление эжектируемого воздуха $P_{кз}$.
55. Обратный клапан ($d_y=4$) в выходной магистрали воздушного расходомера G_1 .
56. Обратный клапан ($d_y=4$) в выходной магистрали воздушного расходомера G_4 .
57. Входной вентиль насоса.
58. Выходной вентиль насоса.
59. Центробежный насос “Grundfos CRE 1-36”.

Все электрические средства измерения: датчики давления, водяные и воздушные расходомеры, термопары с усилителями сигналов, элементы питания сведены на рисунке 2.2. Сигналы с этих средств измерения подаются на персональный компьютер, где регистрируются и обрабатываются.

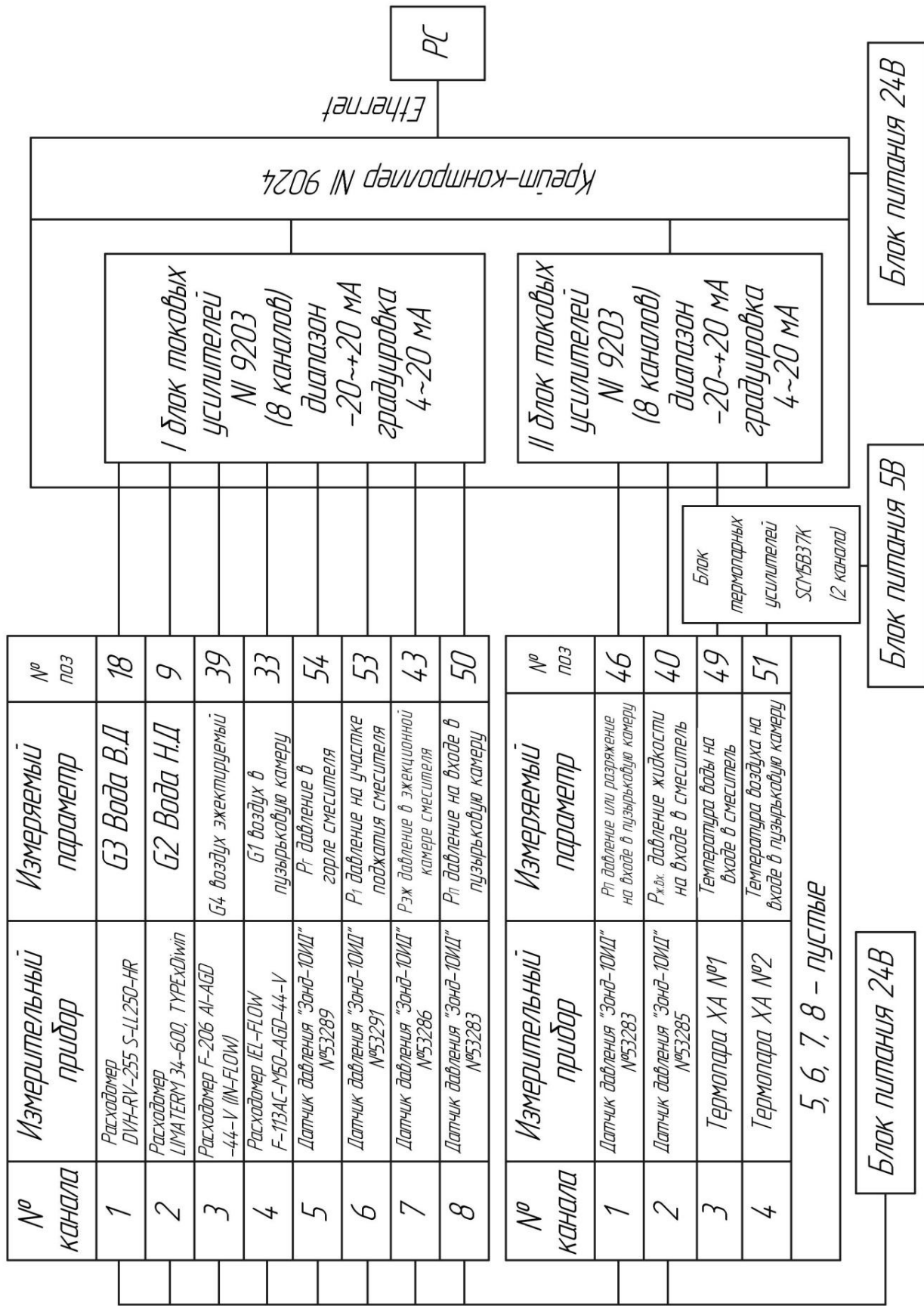


Рисунок 2.2 – Схема измерений давлений, температур и расходов

2.5 Электрообеспечение установки

Все электропотребители установки, кроме ламп освещения, запитаны от электрошита установки.

От автомата АВВ, ВА-4729, С16А, 400V запитан центробежный насос GRUNDFOS CR 10-14 мощностью 5,5 кВт, 380V и насос Grundfos мощностью 2,2 кВт, 380 В. Схема управления этим насосом приведена на рисунке 2.3.

Управление насосом производится посредством частотного регулятора Rexroth Frequency converter Fe, пульт управления которым вынесен на пульт управления установкой.

Автомат АВВ, SH203L, С40А~400V запитывает вентилятор, схема управления которым показана на рисунке 2.4. Вентилятор включается пусковой кнопкой ПКЕ 222-2, расположенной на стойке около пульта управления установкой через магнитный пускатель ПМЕ 221 с термореле ТРИ-25. Мощность вентилятора ВЦ5-45-4кВт (380V).

Управление насосом GRUNDFOS

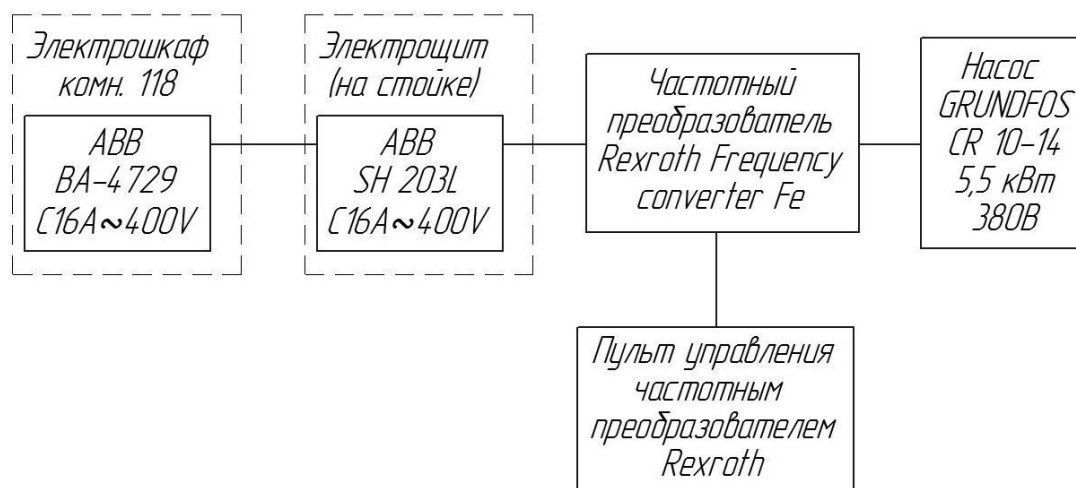


Рисунок 2.3 – Схема управления насосом

Управление вентилятором

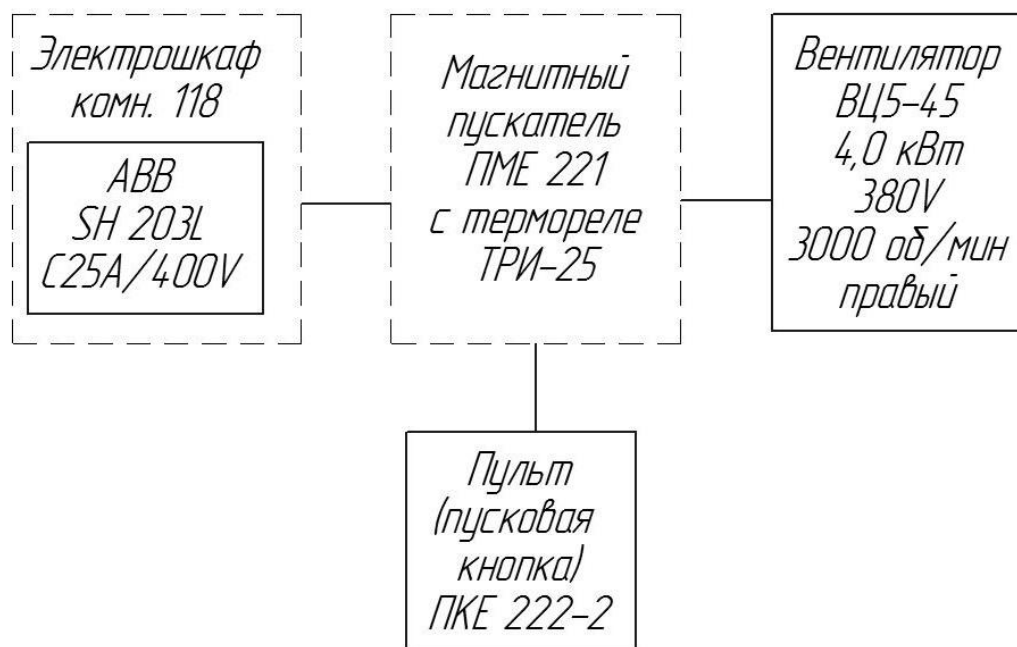


Рисунок 2.4 – Схема управления вентилятором

2.6 Измерение дисперсности жидкой фазы

2.6.1 Дистанционный лазерный измеритель дисперсности аэрозольного облака методом интегрирующей диафрагмы.

Среди методов малоуглового рассеяния своей оперативностью выделяется метод интегрирующей диафрагмы [104-106]. Он позволяет по отношению сигналов, полученных в результате прохождения рассеянного света через специальные диафрагмы (рисунок 2.5), найти

средний заутеровский диаметр капель, а также их суммарную поверхность и объемную концентрацию.

В основе метода интегрирующей диафрагмы, как и всех методов малоуглового рассеяния, лежит соотношение (2.1) [107-109].

$$\Phi(\Theta) = \frac{cI_0}{\Theta^2} \int_0^{\infty} a^2 n(a) J_1^2\left(\frac{\pi a}{\lambda} \Theta\right) da \quad (2.1)$$

где

$\Phi(\Theta)$ - распределение интенсивности рассеянного света (индикатриса рассеяния),

a – диаметр частиц,

$n(a)$ – функция распределение частиц по размерам,

c - аппаратная константа,

Θ - угол рассеяния потока,

λ - длина волны,

J_1 - функция Бесселя первого рода первого порядка,

I_0 - интенсивность падающего света.

Здесь, так как углы θ малы, принято $\theta \approx \sin\theta$ и функция $n(a)$ нормирована к 1, то есть

$$\int_0^{\infty} n(a) da = 1 \quad (2.2)$$

Обращение уравнения (2.1) позволяет получить решение обратной задачи. Однако такая обратная задача является некорректной и исправить положение в общем случае можно только применением регуляризации.

Однако известны инвариантные методы диагностики, обеспечивающие прямое определение моментов функции $n(a)$ без решения обратной задачи. Инварианты определяют из соотношения:

$$A = c \int_0^{\infty} a^k n(a) da \quad (2.3)$$

Средний заутеровский диаметр можно найти из формулы (2.3)

$$a_{32} = \frac{A_3}{A_2} = \frac{\int_0^{\infty} a^3 n(a) da}{\int_0^{\infty} a^2 n(a) da} = \frac{3\lambda \int_0^{\infty} \Phi(\Theta) d\Theta}{8 \int_0^{\infty} \Theta \Phi(\Theta) d\Theta} \quad (2.4)$$

Здесь $A_3 = \int a^3 n(a) da$ – третий момент функции $n(a)$, определяющий общий объем частиц, а $A_2 = \int a^2 n(a) da$ – второй момент функции $n(a)$, определяющий общую площадь поверхности частиц.

Для того чтобы аппаратно реализовать алгоритм, соответствующий формуле (2.4), диафрагмы должны иметь форму щели и сектора (рисунок 2.5). Фотоприемники измеряют энергию, падающую на их поверхность. Для диафрагмы в виде щели и сектора соответственно имеют место соотношения:

$$\begin{aligned} dE_{\text{щ}} &= \frac{\Phi(\theta) l_0 dx}{L^2} = \frac{\Phi(\theta) l_0 d\theta}{L} \\ dE_c &= \frac{\Phi(\theta) y' dx'}{L^2} = \frac{\Phi(\theta) L d\theta L \theta \varphi}{L^2} = \theta \Phi(\theta) \varphi d\theta \end{aligned} \quad (2.5)$$

где l_0 – ширина щели,

L – расстояние от исследуемой области до диафрагмы,

y' – длина дуги сектора,

dx' – ширина сектора при y' ,

dx – дифференциал высоты щели,

φ – угол сектора,

$dE_{\text{щ}}$ и dE_c – доля энергии, прошедшая через элементарные участки щели и сектора.

Диафрагмы щели и сектора с указанными обозначениями приведены на рисунке 2.6.

Выполнив интегрирование и подставив полученный результат в (2.3), получаем

$$a_{32} = \frac{3\lambda}{8} \frac{L\varphi}{l_0} \frac{E_{\text{щ}}}{E_c} \quad (2.6)$$

Метод интегрирующей диаграммы может работать и с Фурье-линзой. В этом случае снимается ограничение, связанное с условием $L/\Delta\ell \gg 1$ (где $\Delta\ell$ – глубина измерительного объема; отметим, что на практике считают удовлетворительным условие $L/\Delta\ell \geq 10$). В случае применения Фурье-линзы в приведенных выше выражениях вместо L надо подставлять ее фокусное расстояние F .

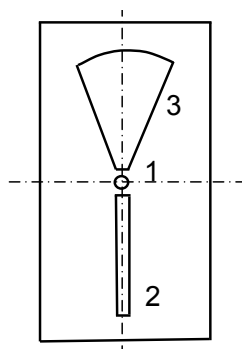


Рисунок 2.5 - Экран в методе интегрирующей диафрагмы (1 – круговая диафрагма; 2 – диафрагма в форме щели; 3 – диафрагма в форме сектора)

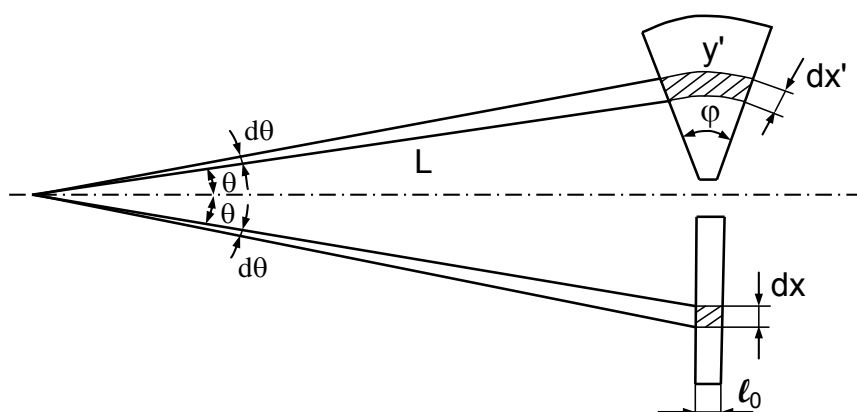


Рисунок 2.6 - Схема расчета элементарных площадей для сектора и щели

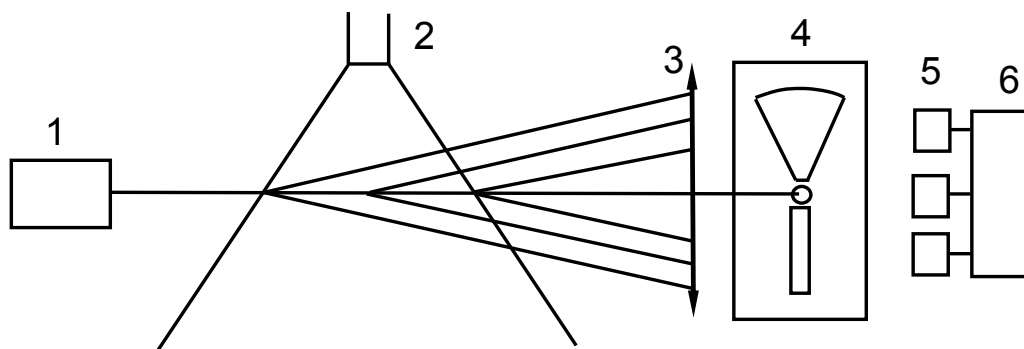


Рисунок 2.7 - Схема устройства по методу интегрирующей диафрагмы (1 – лазер; 2 – распыливающее устройство; 3 – Фурье-линза; 4 – экран с диафрагмами; 5 – фотоприемники; 6 – блок обработки)

Однако метод интегрирующей диафрагмы принципиально не позволяет измерять распределение размеров частиц.

Схема лазерной системы измерения параметров аэрозольного облака в широком диапазоне изменения параметров частиц показана на рисунке 2.8.

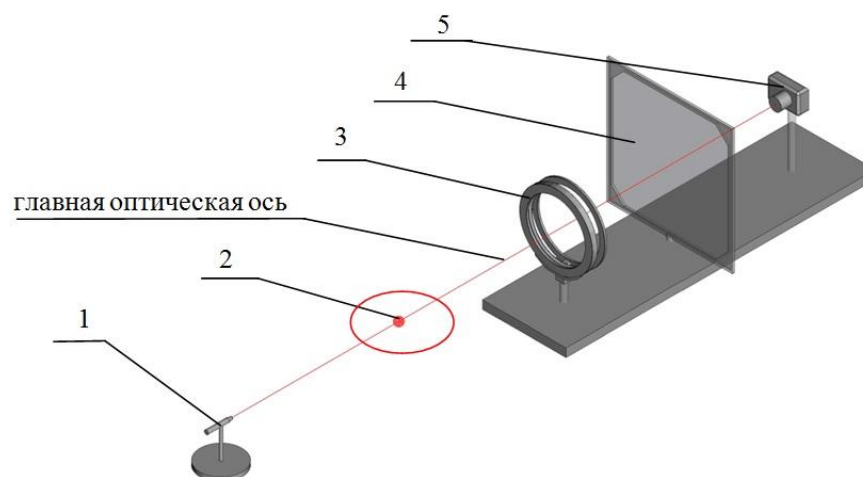


Рисунок 2.8 - Вариант схемы пространственного расположения основных элементов лазерного измерителя.[105]

Передающий блок измерителя содержит полупроводниковый лазер 1 (красный, длина волны 650нм, тип лазера KLM-650/20) зондирующего измерительный объем 2 с частицами аэрозоля (см. рисунок 2.8). Свет, рассеянный в прямом направлении и под малыми углами, попадает на Фурье-линзу 3, в фокальной плоскости которой установлен экран 4. Фокусное расстояние Фурье-линзы 500 мм, световой диаметр 195 мм. Экран изготовлен из матированного с одной стороны стекла толщиной 3 мм размером 300×300мм.

Распределение интенсивности света в фокальной плоскости линзы (часть индикатрисы, соответствующая малоугловому рассеянию) регистрируется цифровым фотоаппаратом 5 (Canon EOS 1000D). Фурье-линза 3, экран 4 и цифровой фотоаппарат 5 входят в состав приемного оптоэлектронного блока. Для отладки системы необходимы лазерные анализаторы [110-112]. Управление фотоаппаратом 5 осуществляется компьютером. Возможен и ручной режим управления фотоаппаратами. Также в компьютер поступает информация, зарегистрированная этими фотоаппаратами (см. рисунок 2.9), где по специальным программам она и обрабатывается (см. рисунок 2.10) [105].

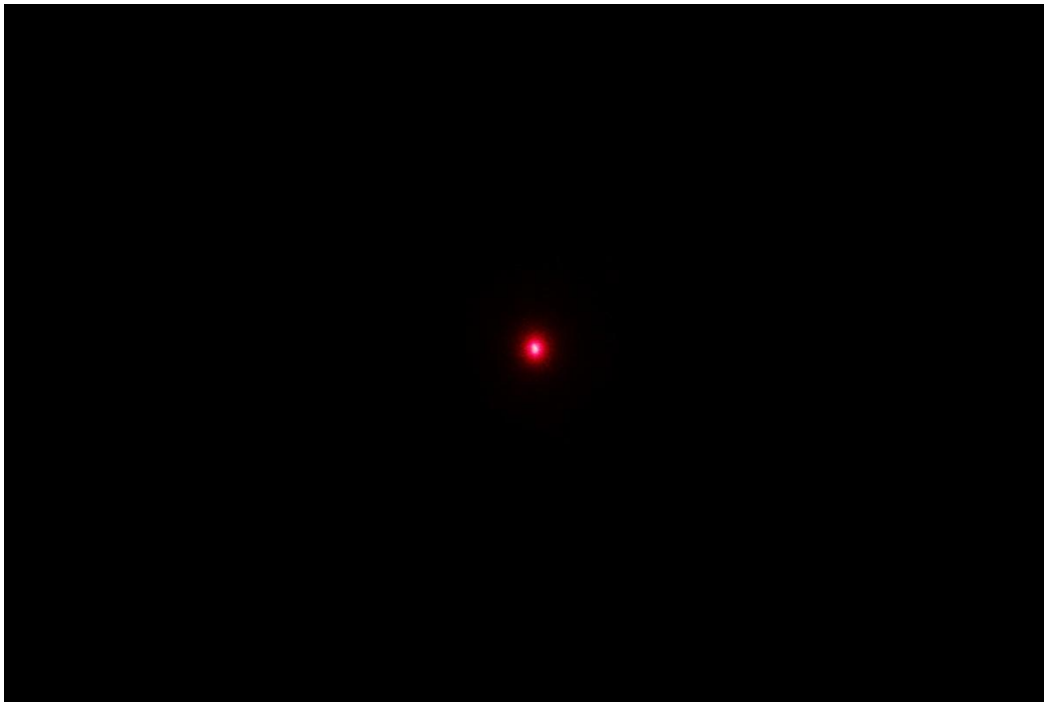


Рисунок 2.9 - Пример изображения, регистрируемого фотоаппаратом.[105]

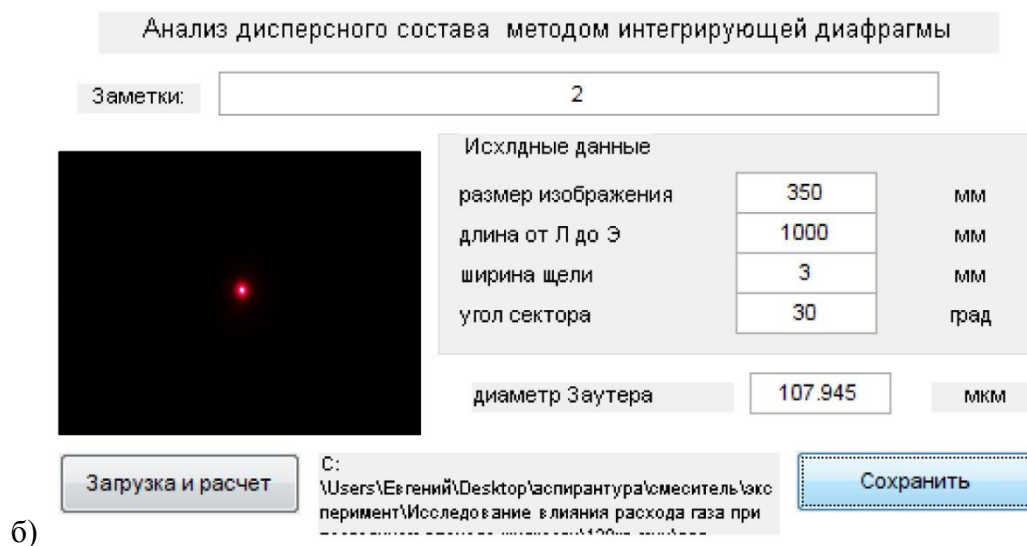


Рисунок 2.10 - Интерфейс программы обработки методом интегрирующей диафрагмы.[105]

Оценка достоверности измерения проводилась методом сравнения с 2d PIV. Благодаря разрешающей способности фотоаппаратов можно визуально установить средний размер частицы до 50мкм и более. Результаты, полученные методом интегрирующей диафрагмы коррелируются с результатами визуальной обработки изображений полученных с высокоскоростных камер с погрешностью, не превышающей 5%. Поэтому метод интегрирующих диафрагм можно считать адекватным.

2.7 Измерение скоростей по изображению частиц (PIV –методы)

В этих методах освещение потока частиц осуществляется импульсным лазером при помощи лазерного «ножа», который формируется цилиндрической оптикой. Рассеянный свет регистрируется в направлении, ортогональном направлению распространения лазерного луча. На рисунке 2.11 приведена схема PIV–метода, представленного фирмой LaVision [113], оборудование которой мы использовали при проведении газодинамических экспериментов по исследованию процессов смесеобразования двухфазного рабочего тела. В простейшем случае, когда измеряется только две проекции вектора скорости, используется одна кросскорреляционная камера. У неё изображения, соответствующие первой и второй экспозициям, регистрируются на разные кадры. Для измерения трёх проекций скорости в плоскости ножа используется стерео-PIV [113], содержащий две видеокамеры (рисунок 2.12). Камеры расположены под разными углами к плоскости лазерного «ножа», что и позволяет за счёт стереоэффекта находить проекцию скорости на направление нормали к световой плоскости.

При обработке полученное изображение разбивается на прямоугольные ячейки. В пределах каждой ячейке вычисляется кросскорреляционная функция, положение максимума которой и принимается за скорость (рисунок 2.13). По результатам вычисления скоростей в ячейках получается поле скоростей (для плоскости лазерного «ножа»). Пример результата такой обработки представлен на рисунке 2.14. Здесь же, для наглядности представления данных, выполнено цветовое кодирование скорости. Для того чтобы измерить поле скоростей методом стерео – PIV в исследуемом объёме, необходимо лазерным «ножом» произвести измерения в различных сечениях. Отметим, что использование кросскорреляционной камеры существенно снижает уровень шума, вызванного взаимным расположением частиц в пространстве. Также отметим, что метод работоспособен и при высокой концентрации частиц, даже когда частицы разрешить нельзя: в этом случае ищется корреляция световых полей, образованных двумя лазерными импульсами (корреляция спектров).

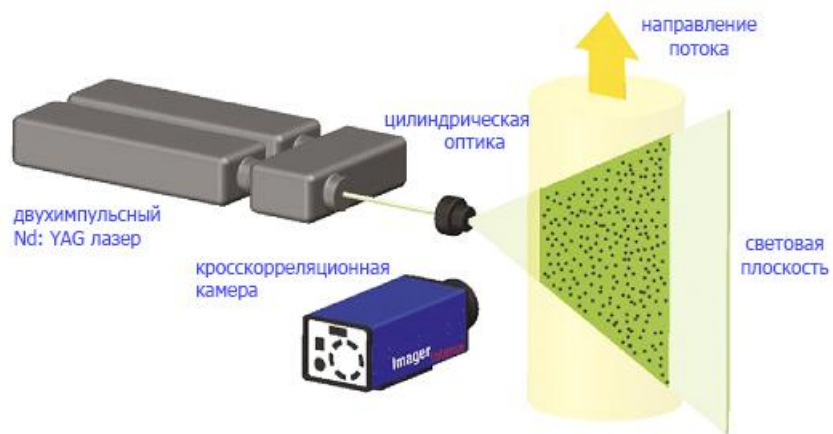


Рисунок 2.11 - Схема PIV –метода

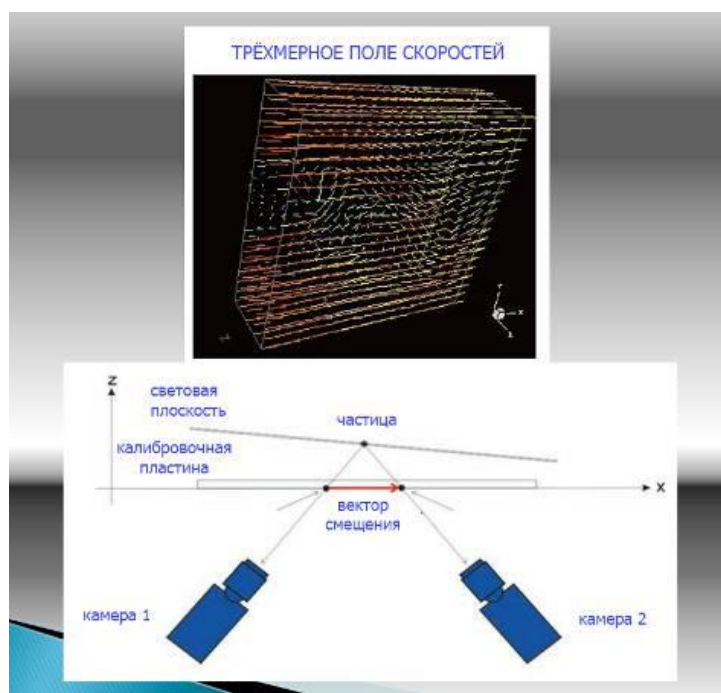


Рисунок 2.12 - Схема приёмной части метода стере – PIV (настройка камер осуществляется по калибровочной пластине)



Рисунок 2.13 - Вычисление кросскорреляционной функции в ячейке



Рисунок 2.14 - Пример нахождения поля скоростей по двухэкспозиционному изображению

2.7.1 Стерео - PIV фирмы LaVision

В данной работе измерение поля скоростей проводилось при помощи стерео- PIV немецкой фирмы LaVision (Гёттинген) [113]. Система содержит твердотельный двухимпульсный неодимовый лазер на иттрий - алюминиевом гранате (сокращённо Nd:YAG) с максимальной энергией излучения в импульсе 200 мДж, максимальной частотой повторения парных импульсов 15 Гц, длительностью светового импульса не более 5 нс и минимальным временем между

импульсами не более 15 нс (модель NANO-L 200-15, изготовитель –фирма Litron Lasers, Англия). Лазером можно управлять вручную с помощью выносного пульта и программно от компьютера. На рисунке 2.15 представлена фотография лазера с оптической «рукой», которая использовалась для направления лазерного луча в измерительный объём. К одному концу руки подсоединён лазер, к другому – объектив, формирующий оптическую плоскость, в которой и измеряется поле скоростей.



Рисунок 2.15 - PIV – лазер с оптической «рукой»

Изображение регистрируется на две кросскорреляционные видеокамеры Image proX с объективами Nikon типа Nikkor Lens с фокусным расстоянием 50 мм и относительным отверстием 1.4.

На компьютере было установлено программное обеспечение фирмы LaVision «DaVis 8», которое обеспечивает управление лазером и видеокамерами во время эксперимента, сбор информации с видеокамер и обработку изображений по различным алгоритмам. Мы использовали корреляционные алгоритмы. Программное обеспечение «DaVis 8» позволяет обрабатывать изображения по различным алгоритмам для разных методов, а не только PIV. При этом есть возможность предварительной обработки изображений (различные виды сглаживания и фильтрации, смещения окон, выбор размера окон и т.д.). Также имеется большой выбор программ представления результатов измерений и расчётов в наглядном виде: картины полей скоростей в виде векторов, линии токов, цветовое кодирование скорости, различные графики и т. д. Также

имеется PIV-калькулятор, который по предполагаемому значению скорости вычисляет рекомендуемое время между импульсами.

2.7.2 Результаты экспериментальных исследований

Эксперименты по изучению поля скоростей, как и эксперименты по изучению дисперсности, проводились на рабочем теле воздух-вода с образованием газок капельного потока, моделирующих процесс смесеобразования в камере сгорания двигателя [114-116]. На рисунке 2.16 приведено изображение двухфазной струи, сфотографированной в обычном свете. На рисунке 2.17 – изображение газок капельного потока, полученное на описанной выше лазерной установке. Освещение – лазерный «нож».



Рисунок 2.16 - Двухфазная газок капельная струя

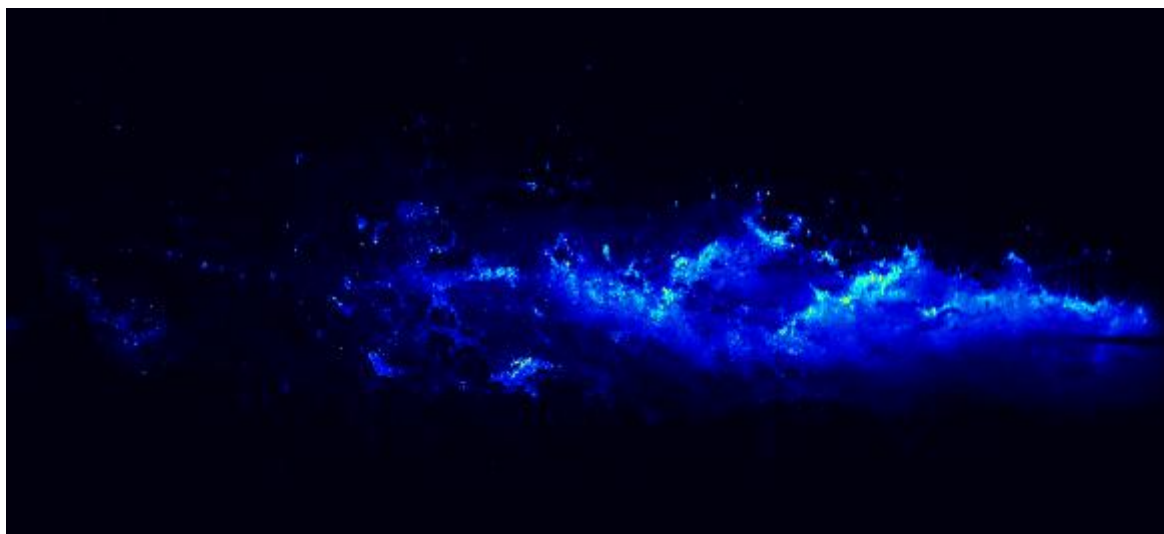


Рисунок 2.17 - Мгновенное изображение струи, предназначенное для обработки PIV-методом

2.8 Обработка изображений

Система лазерных измерений, в основу которой положен PIV – метод [102, 117], позволяет по изображениям потока капель вычислять:

- линии тока во всём измерительном объёме и вектора скорости в пределах каждого элементарного объёма для каждой пары импульсов лазера;
- карты проекций скоростей (V_x , V_y и V_z) также для каждой пары импульсов лазера;
- графики проекций скоростей V_x , V_y и V_z как функции координат X и Y , причём можно производить их усреднение как по пространству, так и по времени; это позволяет в дальнейшем исследовать динамику процессов.

Отметим, что обработка полученных изображений не происходит автоматически. Нужно установить соответствующие режимы предварительной обработки изображений, размеры и форму первичных и вторичных окон (ячеек), в пределах которых вычисляется кросскорреляционная функция, установить пороговые значения для кросскорреляционных пиков и т. д. В противном случае можно получить ошибочную информацию, например, сверхзвуковые скорости там, где их нет и физически быть не может.

2.9 Проведение экспериментов (регистрируемые параметры)

Во время экспериментов для каждого объекта исследования и каждого режима исследования регистрировались:

- показания интегральных датчиков, установленных в магистралях газодинамической установки (давления, расходы жидкости и газа, температуры);
- фотоизображение потока;

- индикатрисы малоуглового рассеяния для различных сечений потока (по ним далее вычислялась дисперсность капель);

- лазерные изображения капель PIV- метода, по которым вычислялись поля скоростей дисперсной фазы.

3. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНО ИССЛЕДОВАНИЕ СМЕСИТЕЛЯ С ДВУХФАЗНЫМ РАБОЧИМ ТЕЛОМ

3.1 Смесительное устройство с двухфазным рабочим телом

Процесс образования двухфазной смеси происходит в смесительном устройстве [37,114,118-127] (рисунок 3.1).

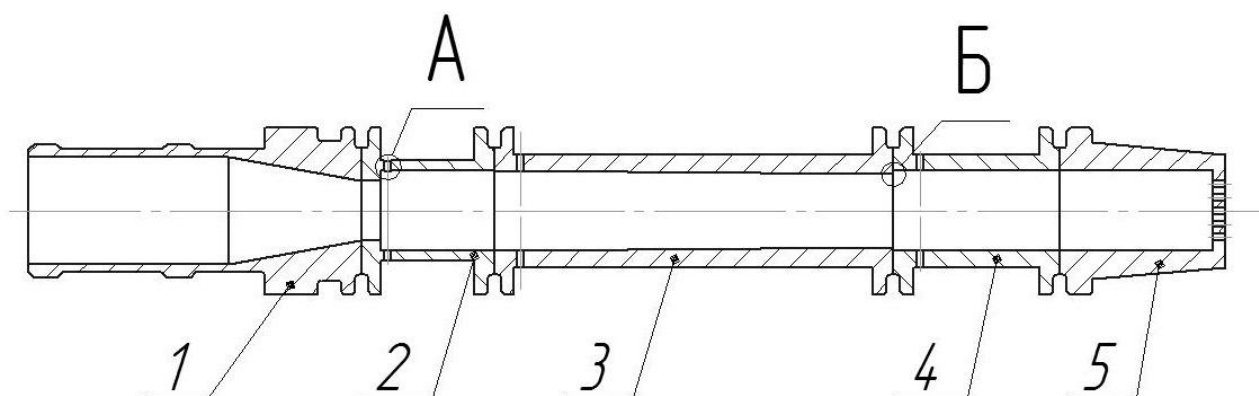


Рисунок 3.1 – Схема смесительного устройства

Жидкость поступает через сопло (поз. 1), на выходе из которого её скорость возрастает, а давление падает. Затем в цилиндре (поз. 2) через специальные отверстия А (рисунок 3.2) поступает воздух, который смешивается с жидкостью. Таким образом, происходит смешение жидкости с воздухом и образуется двухфазная водовоздушная смесь. Число и размер отверстий в цилиндре (поз. 2) определяется из условий структуры и параметров режима течения.

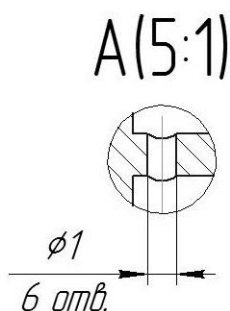


Рисунок 3.2 – Отверстие в смесителе для подачи воздуха

Система работает так, что давление жидкости и воздуха в цилиндре (поз. 2) примерно равны вследствие падения давления жидкости на выходе из сопла (поз. 1). В сечении Б диаметр канала несколько увеличивается, что при определенных условиях может приводить к возникновению скачка уплотнения, в котором осуществляется первичный развал струи на капли [118].

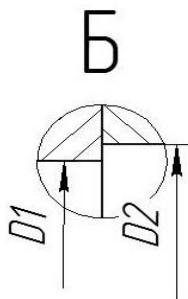


Рисунок 3.3 – Участок смесителя, в котором осуществляется первичный развал двухфазной струи на капли

Таким образом, на достаточно небольшом участке образуется двухфазный поток, структура которого может быть газокапельной, пузырьковой или смешанной с отдельным течением фаз. В цилиндрах (поз.3 и поз. 4 на рис. 3.1) имеются отверстия, предназначенные для отбора статического давления по тракту смесителя.

Одним из основных показателей течения в смесительном устройстве является объёмная концентрация газа - безразмерная величина, равная отношению объёма воздуха в смеси к объёму всей смеси.

$$\alpha_r = \frac{V_{\text{ВОЗД}}}{V_{\text{СМ}}} \quad (3.1)$$

Если полагать капли сферическими, то режим плотной упаковки будет соответствовать значению объёмной концентрации газа $\alpha_r = 0,523$ (см. (4.138)). Эта величина будет теоретической границей, разделяющей пузырьковый режим от газокапельного режима в смесителе

Рассматриваемый смеситель закрытого типа должен соответствовать газокапельной структуре в его смесительной камере (позиции 2, 3, 4 на рис. 3.1), т.е. значение объёмной концентрации должно быть $\alpha_r < 0,523$. При этом сопла смесителей (позиция 5 на рис.3.1) могут иметь как одно отверстие, так и несколько, а сам канал может иметь разную протяженность. На рисунке 3.4 показан вид одного из вариантов многосопельного смесителя.

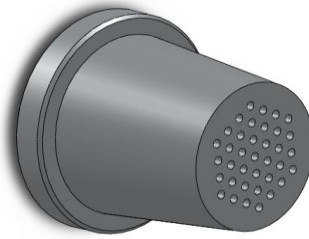


Рисунок 3.4 – Общий вид многоструйного сопла

Сопло является завершающей частью смесительного устройства [128, 129]. Оно служит для получения двухфазной смеси с заданными параметрами на выходе (скорость жидкой и газообразной фазы, дисперсность, структура смеси). Данное устройство представляет собой насадок конической формы, на конце которого имеется стенка с отверстиями. Количество отверстий и их диаметр определяется из условий расхода двухфазной смеси и перепада давления в смесителе [37]. Проточная часть канала сопла имеет постоянное сечение. Многоструйное сопло позволяет разделить водовоздушную смесь на несколько струек малого диаметра, что делает процесс дальнейшего смешения газодисперсной смеси с воздухом в эжекторе более эффективным.

Скорость двухфазной смеси на выходе из смесителя определяется перепадом давления на смесителе:

$$\bar{P} = \frac{P_0}{P_1}, \quad (3.2)$$

где P_0 - давление жидкости на входе в смесительное устройство, P_1 - давление на выходе из форсунки.

Максимально возможное рабочее давление жидкости на испытательном стенде (подробное описание см. в гл. 3) составляет 50 атм. при работе от баллонов, и 40 атм. при работе от насоса.

3.2 Алгоритм расчёта диаметра пропускного отверстия

Для обеспечения заданного расхода жидкости через многоструйное сопло необходимо вычислить диаметр пропускного отверстия. Алгоритм вычисления приведён ниже.

Исходные данные:

P_0 – давление на входе в смеситель,

P_H – давление на выходе из смесителя,

$G_{ж}$ – расход жидкости,

$\alpha_{г}$ – объёмная концентрация газа,

$T_{г}$ – температура газа,

$\rho_{ж}$ – плотность жидкости ($\rho_{ж} = 1000 \text{ кг/м}^3$),

$R_{г}$ – газовая постоянная воздуха ($R = 287 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$),

ψ – коэффициент расхода (значение определяется из рисунка 3.5).

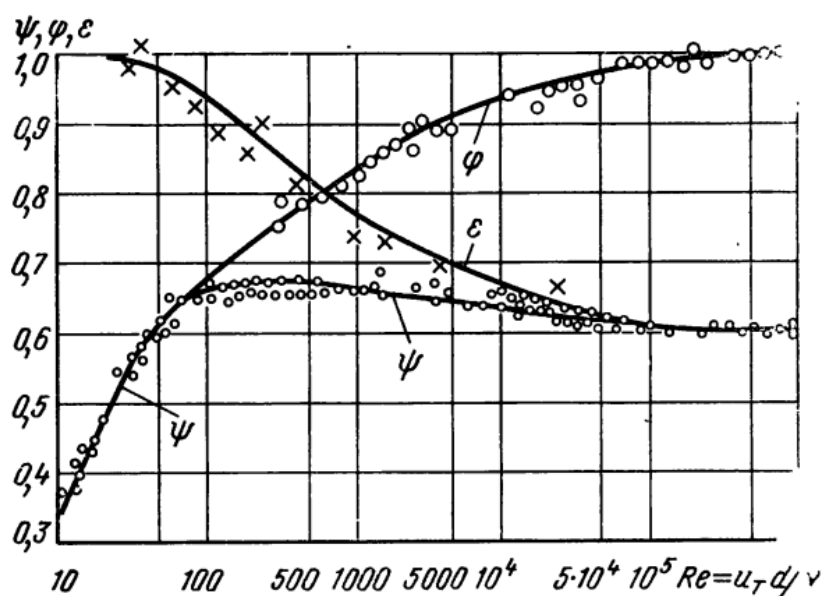


Рисунок 3.5 – Зависимость коэффициента расхода ψ от числа Re [130]

В данном случае область чисел $Re > 10^5$, поэтому ψ можно принять равным 0,6.

1) По уравнению состояния совершенного газа находится плотность газа $\rho_{г}$.

$$\rho_{г} = \frac{P_0}{R_{г} T_{г}}, \quad (3.1)$$

2) Из величины α_Γ находится расход газа G_Γ .

$$\alpha_\Gamma = \frac{\frac{\rho_{\text{ж}}}{G_\Gamma}}{\frac{G_{\text{ж}}}{G_\Gamma} + \frac{\rho_{\text{ж}}}{\rho_\Gamma}} \rightarrow G_\Gamma = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_\Gamma} - 1\right) \frac{\rho_{\text{ж}}}{\rho_\Gamma G_{\text{ж}}}}, \quad (3.2)$$

3) Объёмная концентрация жидкости $\alpha_{\text{ж}}$.

$$\alpha_{\text{ж}} = 1 - \alpha_\Gamma, \quad (3.3)$$

4) Плотность смеси $\rho_{\text{см}}$.

$$\rho_{\text{см}} = \alpha_\Gamma \rho_\Gamma + \alpha_{\text{ж}} \rho_{\text{ж}}, \quad (3.4)$$

5) По перепаду давления находится скорость u .

$$u = 0,97 \sqrt{2 \left(\frac{P_0 - P_1}{\rho_{\text{см}}} \right)}, \quad (3.5)$$

6) Суммарный расход жидкости и газа G_Σ .

$$G_\Sigma = G_{\text{ж}} + G_\Gamma, \quad (3.6)$$

7) По суммарному расходу находится площадь отверстия F .

$$F = \frac{G_\Sigma}{\rho_{\text{см}} \cdot u \cdot \psi}, \quad (3.7)$$

8) По площади находится диаметр отверстия d :

$$F = \frac{\pi d^2}{4} \rightarrow d = \sqrt{\frac{4F}{\pi}}. \quad (3.8)$$

Начальные параметры варьировались следующим образом:

P_0 – 10, 15, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50 атм.

P_1 – 0,5; 0,6; 0,7; 0,8; 0,9; 1 атм.

$G_{\text{ж}}$ – 150, 200, 300 г/с,

α_Γ – 0,3; 0,4; 0,45; 0,5; 0,6;

T_Γ – 288 К.

Пример расчёта приведён в таблицах 3.1 – 3.3.

По представленным расчётам построены зависимости диаметра пропускного отверстия и расхода газа от давления на входе в многоструйное сопло (рисунки 3.6, 3.7).

Таблица 3.1. Расчёт характеристик смесителя с расходом жидкости $G_{ж} = 150$ г/с.

$P_{г,атм}$	$P_{г}, Па$	$G_{ж}, кг/с$	$\alpha_{г}$	$\rho_{г}, кг/м^3$	$G_{г}, кг/с$	$\alpha_{ж}$	$\rho_{см}, кг/м^3$	$u, м/с$	$G_{\Sigma}, кг/с$	$F, м^2$	$d, мм$	Re	$G_{г}, г/с$
10	1000000	0.15	0.45	12.098335	0.00148	0.55	555.44425	55.2189	0.151484	8.23E-06	3.23824	1033597	1.48479
15	1500000	0.15	0.45	18.147502	0.00222	0.55	558.16637	68.7019	0.152227	6.62E-06	2.90314	11529014	2.22719
20	2000000	0.15	0.45	24.196670	0.00297	0.55	560.88850	79.8408	0.152969	5.69E-06	2.69303	12428547	2.96959
25	2500000	0.15	0.45	30.245838	0.00371	0.55	563.61062	89.5164	0.153711	5.08E-06	2.54332	13160098	3.71198
30	3000000	0.15	0.45	36.295005	0.00445	0.55	566.33275	98.1634	0.154454	4.63E-06	2.42872	13781062	4.45438
35	3500000	0.15	0.45	42.344173	0.00519	0.55	569.05487	106.035	0.155196	4.29E-06	2.33684	14322944	5.19678
40	4000000	0.15	0.45	48.393341	0.00593	0.55	571.77700	113.293	0.155939	4.01E-06	2.26074	14805074	5.93918
45	4500000	0.15	0.45	54.442508	0.00668	0.55	574.49912	120.051	0.156681	3.79E-06	2.19618	15240244	6.68158
50	5000000	0.15	0.45	60.491676	0.00742	0.55	577.22125	126.390	0.157423	3.6E-06	2.14041	15637400	7.42397

Таблица 3.2. Расчёт характеристик смесителя с расходом жидкости $G_{ж} = 200$ г/с.

$P_{г,атм}$	$P_{г}, Па$	$G_{ж}, кг/с$	$\alpha_{г}$	$\rho_{г}, кг/м^3$	$G_{г}, кг/с$	$\alpha_{ж}$	$\rho_{см}, кг/м^3$	$u, м/с$	$G_{\Sigma}, кг/с$	$F, м^2$	$d, мм$	Re	$G_{г}, г/с$
10	1000000	0.2	0.45	12.098335	0.00198	0.55	555.4442	55.2189	0.201979	1.1E-05	3.73920	11934960	1.979728
15	1500000	0.2	0.45	18.147502	0.00297	0.55	558.1663	68.7019	0.202969	8.82E-06	3.35226	13312559	2.969591
20	2000000	0.2	0.45	24.196670	0.00395	0.55	560.8885	79.8408	0.203959	7.59E-06	3.10964	14351250	3.959455
25	2500000	0.2	0.45	30.245838	0.00494	0.55	563.6106	89.5164	0.204949	6.77E-06	2.93678	15195972	4.949319
30	3000000	0.2	0.45	36.295005	0.00593	0.55	566.3327	98.1634	0.205939	6.17E-06	2.80445	15912999	5.939183
35	3500000	0.2	0.45	42.344173	0.00692	0.55	569.0548	106.035	0.206929	5.72E-06	2.69835	16538711	6.929047
40	4000000	0.2	0.45	48.393341	0.00791	0.55	571.7770	113.293	0.207918	5.35E-06	2.61048	17095427	7.91891
45	4500000	0.2	0.45	54.442508	0.00890	0.55	574.4991	120.051	0.208908	5.05E-06	2.53594	17597918	8.908774
50	5000000	0.2	0.45	60.491676	0.00989	0.55	577.2212	126.390	0.209898	4.8E-06	2.47153	18056514	9.898638

Таблица 3.3. Расчёт характеристик смесителя с расходом жидкости $G_{ж} = 300$ г/с.

$P_{г,атм}$	$P_{г}, Па$	$G_{ж}, кг/с$	$\alpha_{г}$	$\rho_{г}, кг/м^3$	$G_{г}, кг/с$	$\alpha_{ж}$	$\rho_{см}, кг/м^3$	$u, м/с$	$G_{\Sigma}, кг/с$	$F, м^2$	$d, мм$	Re	$G_{г}, г/с$
10	1000000	0.3	0.45	12.0983353	0.00297	0.55	555.444251	55.2189	0.30296959	1.65E-05	4.57957	14617281	2.969591
15	1500000	0.3	0.45	18.1475029	0.00445	0.55	558.166376	68.7019	0.30445438	1.32E-05	4.10567	16304489	4.454387
20	2000000	0.3	0.45	24.1966705	0.00593	0.55	560.888502	79.8408	0.30593918	1.14E-05	3.80852	17576620	5.939183
25	2500000	0.3	0.45	30.2458382	0.00742	0.55	563.610627	89.5164	0.30742397	1.02E-05	3.59681	18611189	7.423978
30	3000000	0.3	0.45	36.2950058	0.00890	0.55	566.332753	98.1634	0.30890877	9.26E-06	3.43474	19489364	8.908774
35	3500000	0.3	0.45	42.3441734	0.01039	0.55	569.054878	106.035	0.31039357	8.57E-06	3.30479	20255701	10.39357
40	4000000	0.3	0.45	48.3933411	0.01187	0.55	571.777003	113.297	0.31187836	8.02E-06	3.19717	20937536	11.87837
45	4500000	0.3	0.45	54.4425087	0.01336	0.55	574.499129	120.051	0.31336316	7.57E-06	3.10588	21552960	13.36316
50	5000000	0.3	0.45	60.4916763	0.01484	0.55	577.221254	126.390	0.31484795	7.19E-06	3.02699	22114623	14.84796

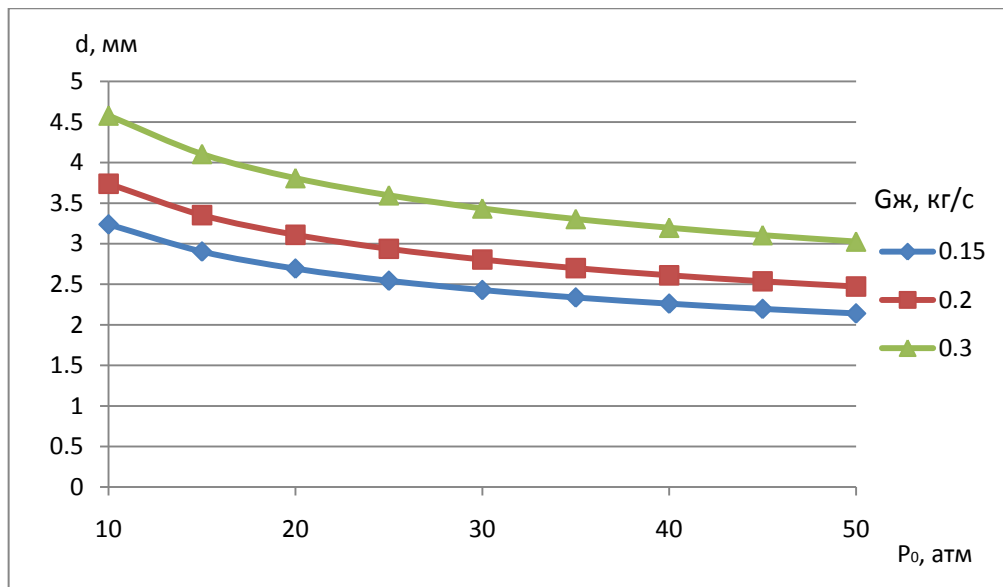


Рисунок 3.6 – Зависимость диаметра пропускного отверстия от давления на входе в смеситель

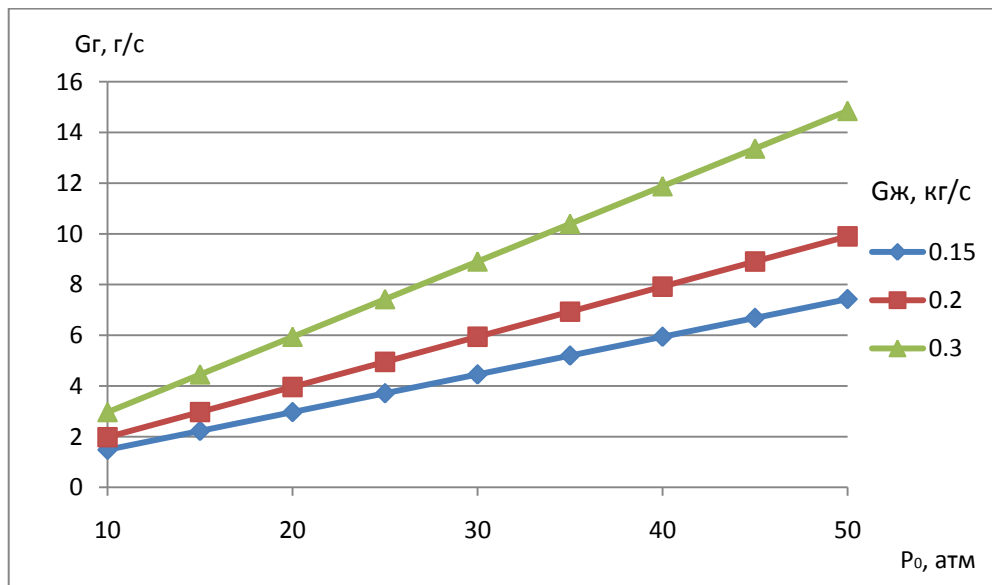


Рисунок 3.7 – Зависимость расхода газа от давления на входе в смеситель

Как следует из графиков, для заданных условий ($P_0 = 30$ атм. и $G_{ж} = 200$ г/с) диаметр одного пропускного отверстия равен 2,8 мм, а расход газа через смеситель равен $G_{г} = 6$ г/с.

С целью увеличения эффективности смешения фаз в эжекторе отверстие необходимо разбить на несколько отверстий меньшего диаметра, при этом сохраняя площадь проходного сечения, вследствие чего процесс смешения в эжекторе будет происходить на меньшей длине и с большей скоростью.

$$F = \frac{\pi d_1^2}{4} = \frac{n \pi d_2^2}{4}, \quad (3.9)$$

где d_1 – диаметр расчётного отверстия,

d_2 – диаметр отверстия меньшего размера,

n – количество отверстий.

Диаметр d_2 был принят равным 1,1 мм. Тогда количество отверстий будет

$$n = \frac{d_1^2}{d_2^2} = \frac{2,8^2}{1,1^2} \approx 7 \quad (3.10)$$

Тогда выходная часть смесителя будет выглядеть следующим образом:

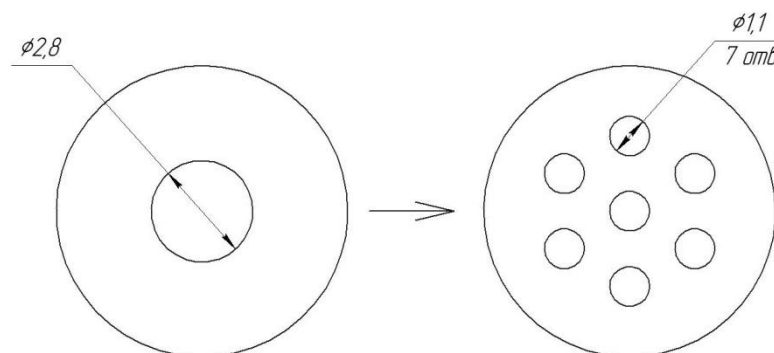


Рисунок 3.8 – Разбиение проходного отверстия

3.3 Экспериментальное исследование смесителей с двухфазным рабочим телом

В канал смесителя могут устанавливаться различные сопла. В частности, исследовались сопла следующих типов:

- 1) Сопло № 1 - одно отверстие \varnothing 3,5 мм, толщина стенки 10 мм.
- 2) Сопло № 2 - одно отверстие \varnothing 3,5 мм, толщина стенки 1,5 мм.
- 3) Сопло № 3 - 13 отверстий \varnothing 1 мм, толщина стенки 2 мм.
- 4) Сопло № 4 - 37 отверстий \varnothing 1 мм, толщина стенки 1,5 мм.
- 5) Сопло № 5 - 7 отверстий \varnothing 1 мм, толщина стенки 1,5 мм.
- 6) Сопло № 6 - 4 отверстия \varnothing 1 мм, толщина стенки 1,5 мм.

Сопла подбирались таким образом, чтобы выявить наиболее полную картину течения газокапельной смеси при различных условиях и конфигурациях устройств. Суммарная площадь

13 отверстий сопла № 3 равна площади одного отверстия сопла № 2. Рассмотрим более детально каждое из сопел.

3.3.1 Сопло № 1.

Схема сопла № 1 с некоторыми размерами представлена на рисунке 3.9. Оно представляет собой насадок с одним отверстием $\varnothing 3,5$ мм, выполненным по всей толщине сопла.

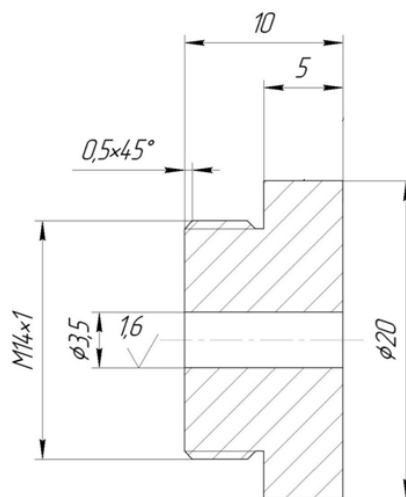


Рисунок 3.9 – Сопло №1 (одно отверстие $\varnothing 3,5$ мм, толщина стенки 10 мм)

Фотография струи, истекающей из него показана на рисунке 3.10.

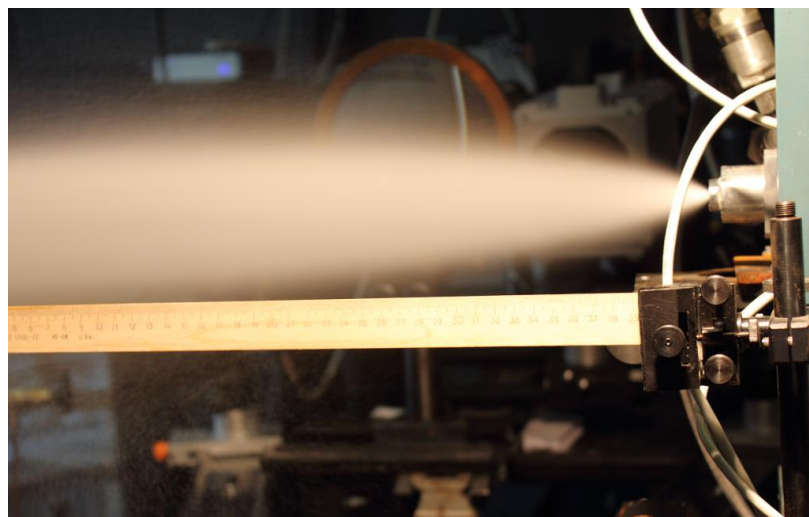


Рисунок 3.10 – Фотография струи, полученной с помощью сопла № 1.

С помощью системы PIV получались изображения струи в вертикальной плоскости, проходящей через ось струи. Они показаны на рисунке 3.11. По оси струи в миллиметрах отложено расстояние от точки 0 в обе стороны струи. По оси ординат можно определить ширину струи в миллиметрах. Видно, что на начальном участке струи поток не является однородным: в разных областях пространства различные концентрации. Например, две светящиеся области на рисунке 3.11 (снимок № 1), центры которых находятся в координатах $X = 0$ и $X = 50$ мм (ориентировочно). На снимке также видна тень от подводящей магистрали. Отметим, что при регистрации начального участка струи PIV – методом возникают трудности из-за магистралей, закрывающих объективы цифровых камер, а также резкого изменения концентрации потока (рисунок 3.11, снимок № 1), которое может привести к насыщению интенсивности изображения на срезе сопла. На рисунке 3.11 (снимок № 2) видна волновая структура течения, расстояние между гребнями около 50 мм. На последнем участке рисунок 3.11 (снимок № 3) неоднородность сохраняется. Кроме этого на всех снимках видно, что поток сильно полидисперсный: видны участки очень малых капель, которые оптика практически не разрешает, а есть очень крупные капли, выделяющиеся своей яркостью. На снимках скоростных камер они видны наиболее четко, но их относительно мало.

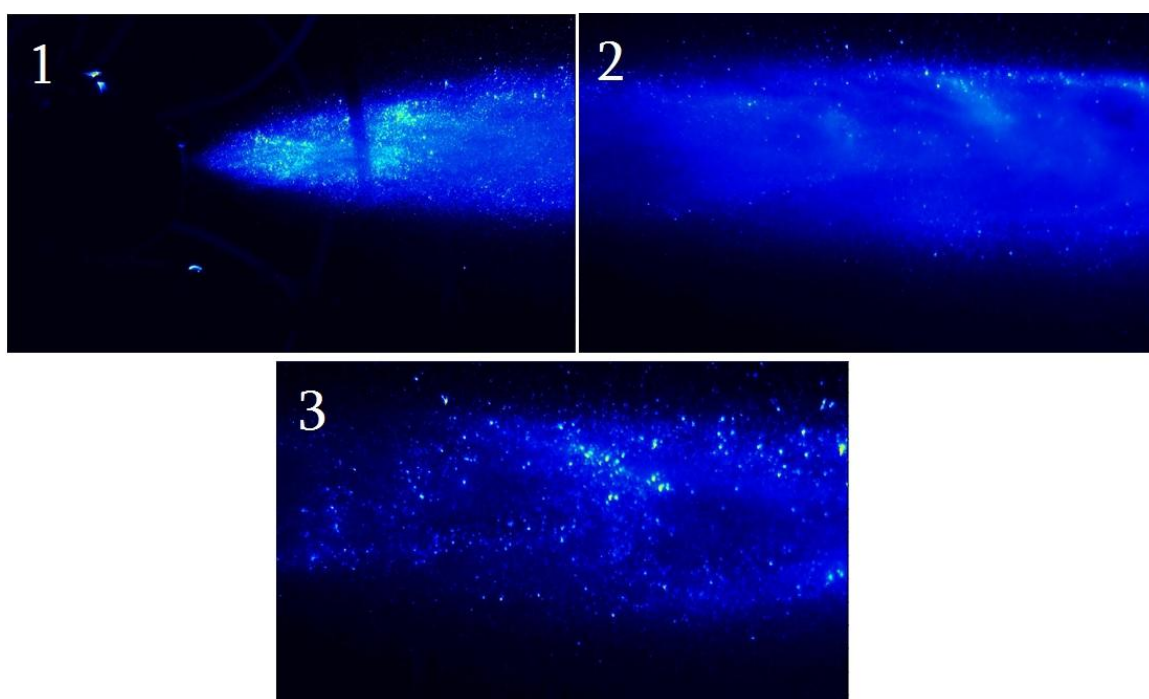


Рисунок 3.11 – Изображения струи, полученные при помощи метода PIV (1 – начальный участок струи; 2 – дальнейшее развитие струи; 3 – струя на большом расстоянии).

После обработки изображений были построены линии тока и модули скорости (рисунок 3.12), а также карты полей горизонтальной (рисунок 3.13) и вертикальной проекции скорости (рисунок 3.14).

Анализ начального участка показывает, что максимальное значение скорости составляет 50 м/с, что примерно соответствует используемому значению давления, но вдоль линии тока скорости капле меняются пульсационно: например, в центре скорость сначала 50 м/с, затем резко падает до 40, затем возрастают до 50, опять уменьшается до 45 и плавно растёт до 55 м/с. Отметим ещё раз, что это мгновенное поле скоростей – время между импульсами 5 мкс, длительность светового импульса – не более 10 нс.

На фото видны вихревые течения, сопровождающие распространение струи. По видимому, они возникли из-за пульсирующего течения на выходе из смесителя. Ступеньки, которые видны на начальном участке, объясняются дискретизацией областей и областями тангенциальных разрывов. Первый участок заканчивается расстоянием от среза сопла $X = 175$ мм (это соответствует расстоянию X по координатной сетке 125 мм).

Средний участок начинается с расстояния 175 мм от среза сопла, а заканчивается расстоянием 425 мм от среза сопла. Анализ среднего участка течения показывает, что начиная с $X = -25$ мм (по координатной сетке рисунка 3.12) скорость вдоль линий тока уменьшается монотонно. При этом линии тока выше и ниже оси сопла ведут себя по-разному: сверху они сгущаются, приближаясь к оси, а внизу они сначала удаляются, а затем становятся почти параллельными оси потока. В нижней части течения, начиная с $X=0$, появляется тенденция образования завихрений, в верхней части она отсутствует.

На рисунке 3.12 внизу отчётливо видны вихри. Здесь представлен участок потока с расстояниями 325 мм от среза сопла ($X = -125$ мм по координатной сетке) до 575 мм ($X = +125$ мм по координатной сетке), т. е. первые 100 мм участка потока на рисунке 3.12 (3) совпадают с последними 100 мм рисунка 3.12. Эти участки в общем похожи, но они сняты в разные моменты времени, поэтому не тождественны (турбулентность, пульсации). Тенденция приближения линий тока, расположенных выше оси струи, к оси сохраняется на протяжении всего участка. В центральной области линии тока расположены параллельно, а в нижней части расходятся (чем ниже, тем больше) и заканчиваются вихрями.

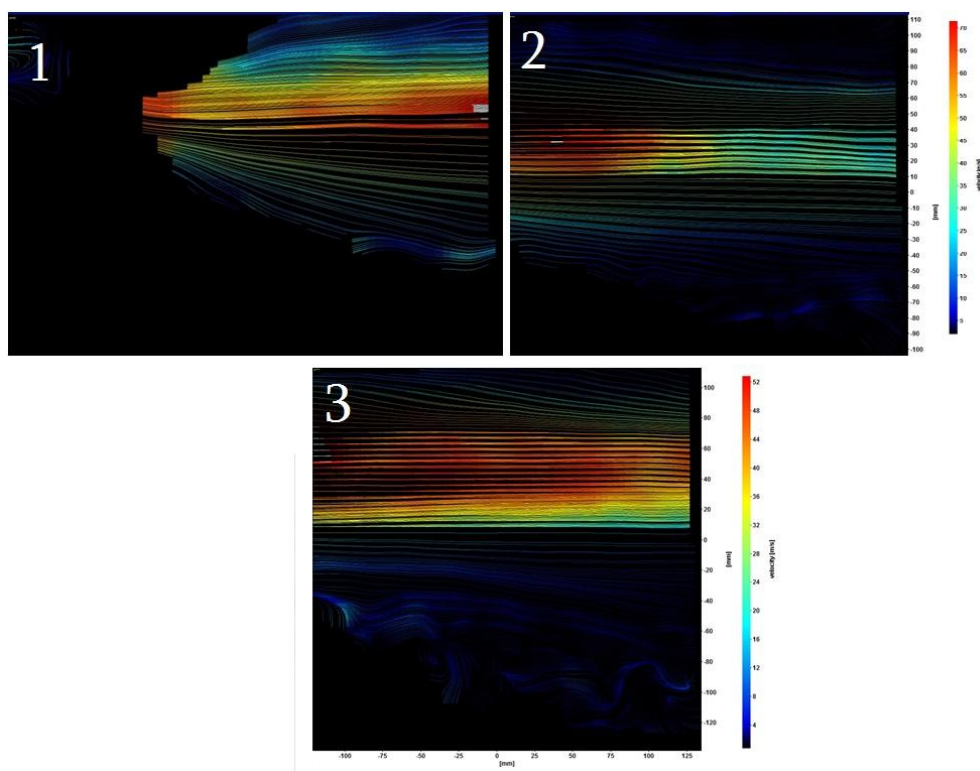


Рисунок 3.12- Линии тока и модули скорости газодисперсной струи сопла № 1 (1 – начальный участок струи; 2 – дальнейшее развитие струи; 3 – струя на большом расстоянии).

На рисунке 3.13 (1) представлен начальный участок струи. Срез сопла находится в координате $X = -50$ мм. Скорость потока непосредственно на срезе сопла составляет около 20 м/с. Далее она растёт и через 25 мм достигает 35 м/с, а на расстоянии 50 - 60 мм от среза сопла 60 м/с. Далее она начинает падать (на расстоянии 75 мм от среза сопла локальный минимум - 45 м/с), затем растёт (локальный максимум 60 м/с на расстоянии 100 мм от среза сопла), потом опять падает и растёт и т.д. При этом область высоких скоростей окружена жёлтой «линией» скорости 33 м/с. Отметим, что в непосредственной близости к срезу сопла ($X = -60$ мм) видна область обратных токов (скорость 5 – 10 м/с против течения потока). Также видно, что при X превышающем 25 мм сверху ($Y = 100 - 110$ мм) и при X превышающем 35 мм внизу ($Y = -30 + 10$ мм) также есть обратное течение.

На рисунке 3.13 (2) показано дальнейшее развитие струи. Оси струи здесь соответствует координата $Y = 35$ мм. Видно, что вдоль оси скорость меняется волнообразно: есть локальные минимумы и максимумы. Сверху и снизу потока есть обратное течение с невысокой скоростью до 5 – 10 м/с, которое возникает, по-видимому, из-за увлечения воздуха в поток.

На рисунке 3.13 (3) приведена карта горизонтальной скорости в дальней зоне. Здесь видно, как скорость волнообразно уменьшается и при регистрируемом максимальном расстоянии соответствует примерно 30 м/с. Снизу и сверху видны области, где скорости направлены против течения потока.

Следует отметить, что благодаря наличию воздуха в двухфазном рабочем теле, жидкость разгоняется до скорости порядка 60 м/с, что существенно превышает расчетное значение по давлению, которое составляет величину порядка 25 атм.

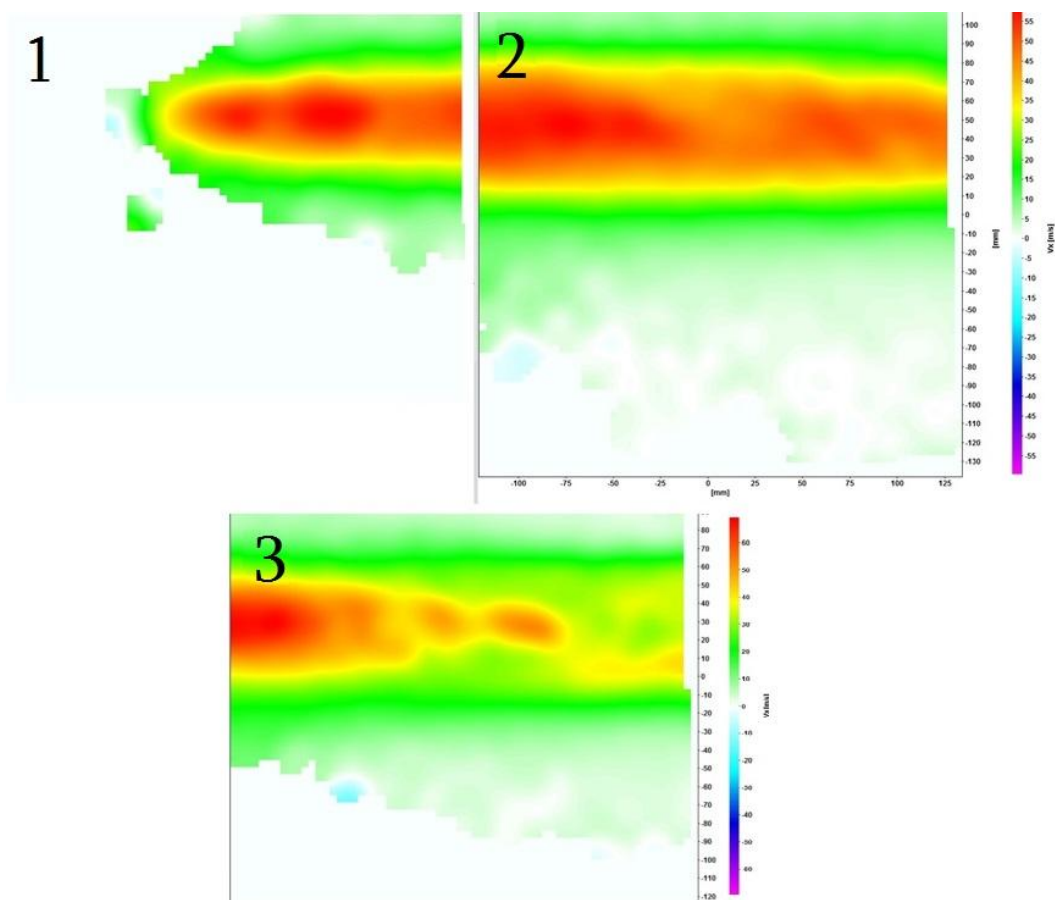


Рисунок 3.13 – Карты полей горизонтальной проекции осевой скорости (1 – начальный участок струи; 2 – дальнейшее развитие струи; 3 – струя на большом расстоянии).

На рисунке 3.14 (1) приведён начальный участок струи. Из него видно, что вертикальные составляющие, расположенные выше оси струи, направлены, в основном, вверх, а расположенные ниже оси струи направлены вниз. Величины этих скоростей не превышают 5 – 6 м/с. Но существуют области сверху, где вертикальная составляющая скорости отрицательна, а внизу – положительна. При этом линия нулевых скоростей вдоль направления оси, волнообразно искривлена.

При дальнейшем развитии струи (рисунок 3.14 (2)) выше оси струи резко возрастает площадь областей с направлением вертикальной составляющей скорости вниз, а ниже оси – вверх, но их площадь меньше. На большом расстоянии (рисунок 3.14 (3)) эта тенденция увеличивается, причём видны и вихревые области: на небольшой площади вертикальных скоростей есть положительные и отрицательные значения.

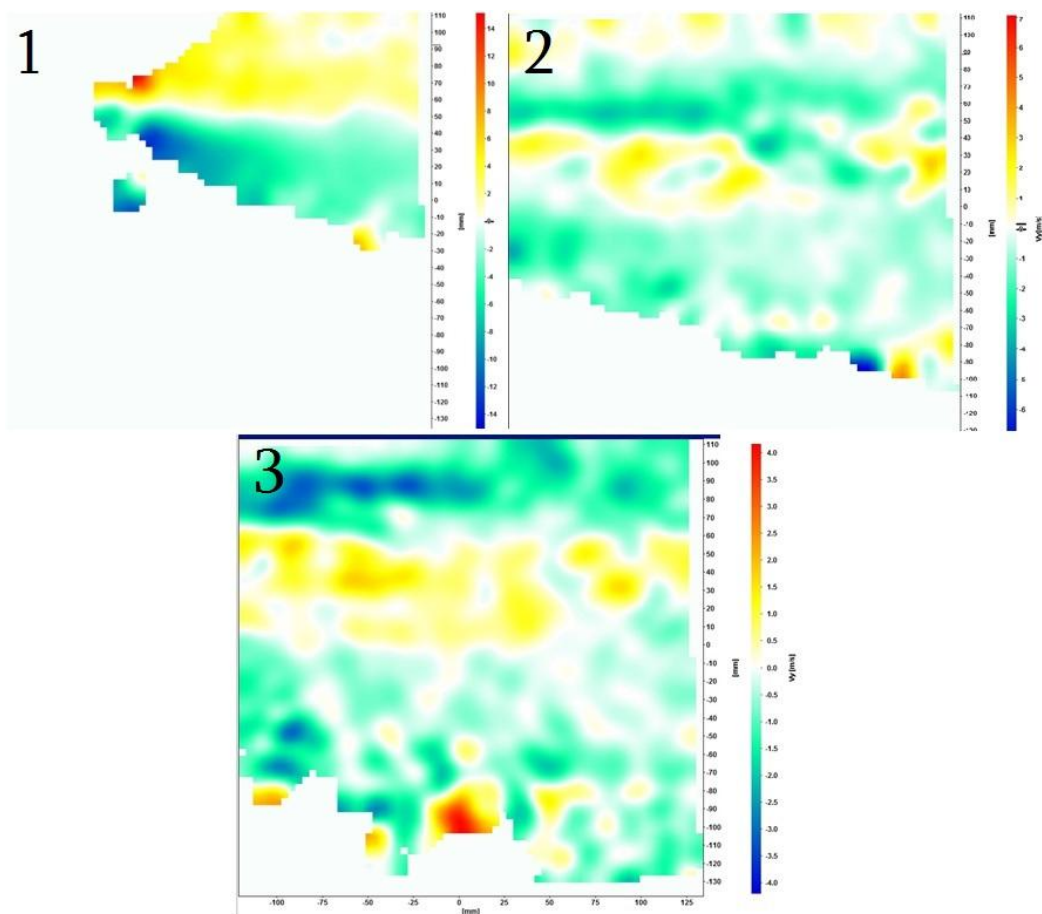


Рисунок 3.14 – Карты полей вертикальной проекции скорости V_y (1 – начальный участок струи; 2 – дальнейшее развитие струи; 3 – струя на большом расстоянии).

Опыты показали, что данная конструкция на ряде режимов отличается неустойчивой работой, поэтому приходилось специально подбирать устойчивые режимы. Такие режимы были найдены, параметры представлены ниже в таблице 3.4 Здесь $\Pi_1 = G_{\text{ж}} / G_{\text{в}}$

Таблица 3.4 – Протокол испытаний сопла № 1.

№	$P_{\text{ж}}$, атм	$P_{\text{в}}$, атм	P_2 , атм	P_3 , атм	$G_{\text{ж}}$, г/с	$G_{\text{в}}$, г/с	Π_1	α_{Γ}
1	14,4	14,4	14,2	14,4	204	6,32	32	0,64
2	14,4	14,4	14,2	14,4	142	8,60	17	0,77
3	14,4	14,4	14,2	14,4	117	11,09	11	0,84
4	14,4	14,4	14,2	14,4	186	7,37	25	0,69
5	14,4	14,4	14,2	14,4	200	7,1	28	0,67
6	14,4	14,4	14,2	14,4	200	6,7	30	0,65
7	8	8	8	8	129	3,9	33	0,75
8	8	8	8	8	143	3,60	40	0,72

Исследовались два режима, отличающихся расходом жидкости $G_{\text{ж}}$ и ее давлением $P_{\text{ж}}$, при этом определялись значения критерия Π_1 и объемной концентрации газа $\alpha_{\text{г}}$. С помощью лазерно-оптических методов определялись поля дисперсности средних размеров капель d_{32} в сечениях, отстоящих на разных расстояниях от среза сопла. Результаты измерения дисперсности с использованием двух различных методик измерения показаны на рисунке 3.15 - 3.16.

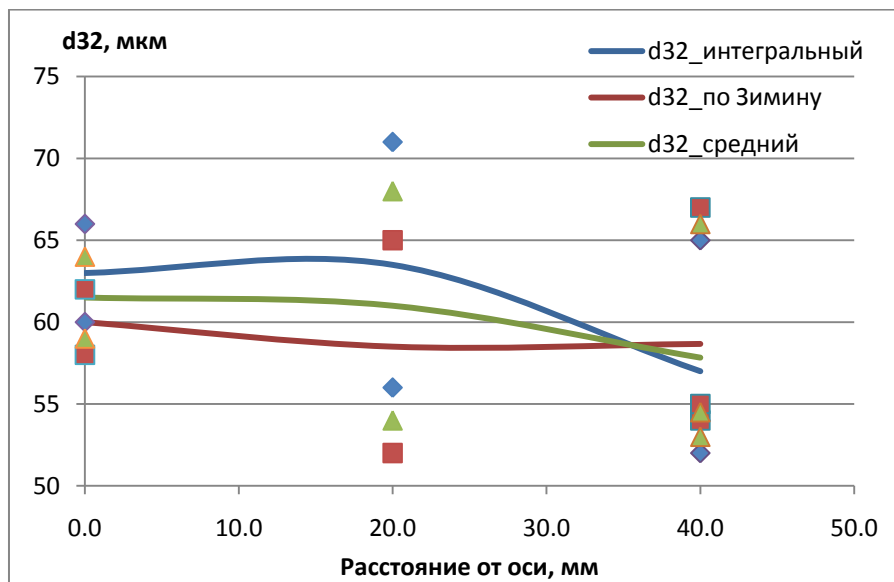


Рисунок 3.15 – Дисперсность потока при режиме $G_{\text{ж}} = 200$ г/с и $P_{\text{ж}} = 14.4$ атм.

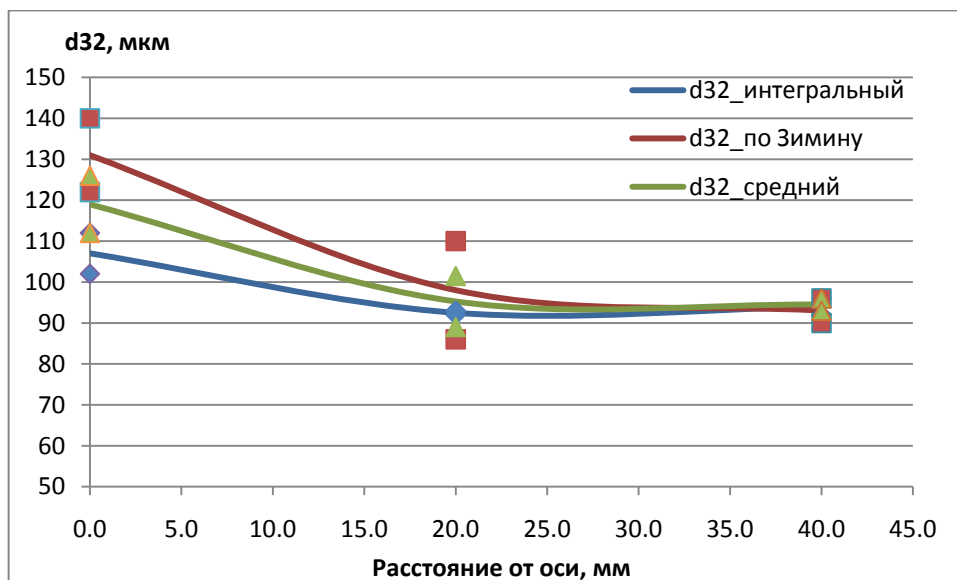


Рисунок 3.16 – Дисперсность потока при режиме $G_{\text{ж}} = 131$ г/с и $P_{\text{ж}} = 8$ атм.

Значения объемной концентрации газа $\alpha_{\text{г}}$ и критерия Π_1 от расхода воздуха $G_{\text{г}}$, подаваемого в смесительную камеру, показаны на рисунках 3.17 и 3.18. Из этих зависимостей следует, что смесительное устройство работает на режиме, соответствующем газок капельной

структуре, а не пузырьковой. При этом с повышением давления дисперсность капель уменьшается.

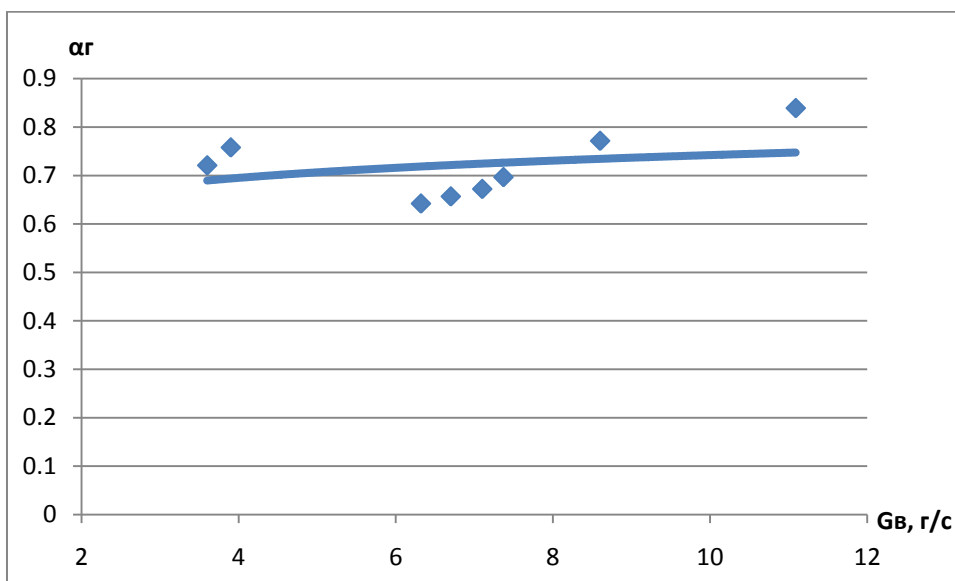


Рисунок 3.17 - Зависимость объёмной концентрации газа от расхода воздуха на режиме $G_{\text{ж}}=200\text{г/с}$ и $P_{\text{ж}}=14.4\text{атм.}$

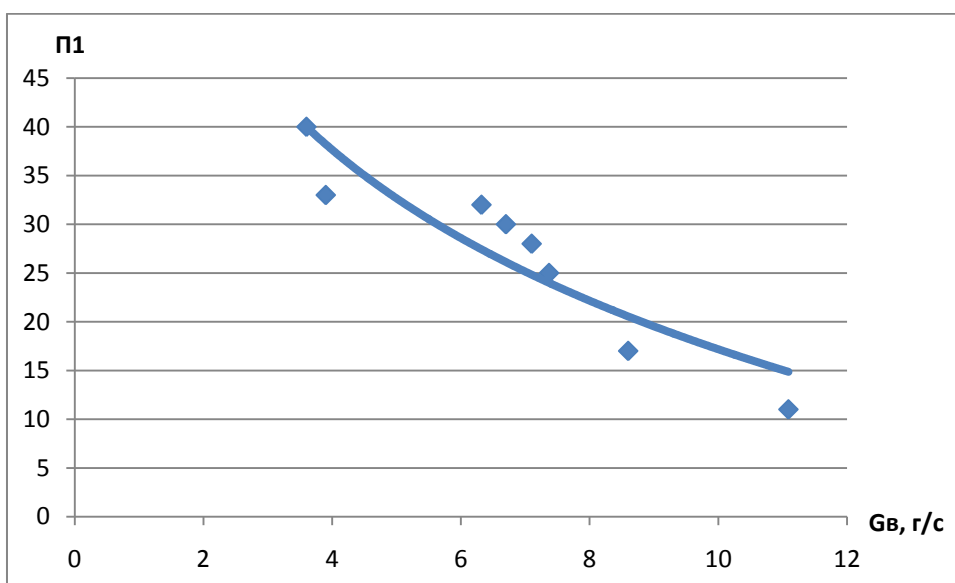


Рисунок 3.18 - Зависимость критерия Π_1 (массовой концентрации) от расхода воздуха на режиме $G_{\text{ж}}=200\text{г/с}$ и $P_{\text{ж}}=14.4\text{ атм.}$

Выявлена еще одна важная конструктивная особенность работы такого смесителя. Из протокола испытаний сопла № 1 видно, что давление жидкости и газа практически совпадают: $P_{\text{ж}}=P_{\text{в}}=14.4\text{ атм.}$ При использовании такого смесителя в камере сгорания двигателя можно с снизить давление подачи насоса. Воздух, отбираемый для смесителя, далее будет использован в камере сгорания. А снижение давления на насосе позволит увеличить КПД двигателя и ресурс насоса.

На рисунках 3.19-3.20 приведены поля U-проекции вектора средней скорости капель на ось X вдоль оси струи, и в трех поперечных сечениях струи. Следует отметить, что скорость капель увеличивается от начального сечения от 30 м/с до 70 м/с, причем полученные значения в 70 м/с превышают значения скорости, которое определяется располагаемым давлением жидкости в 14 атм. и составляет 50 м/с. Это увеличение обеспечивается воздухом, содержащимся в двухфазной смеси, который и разгоняет капли.

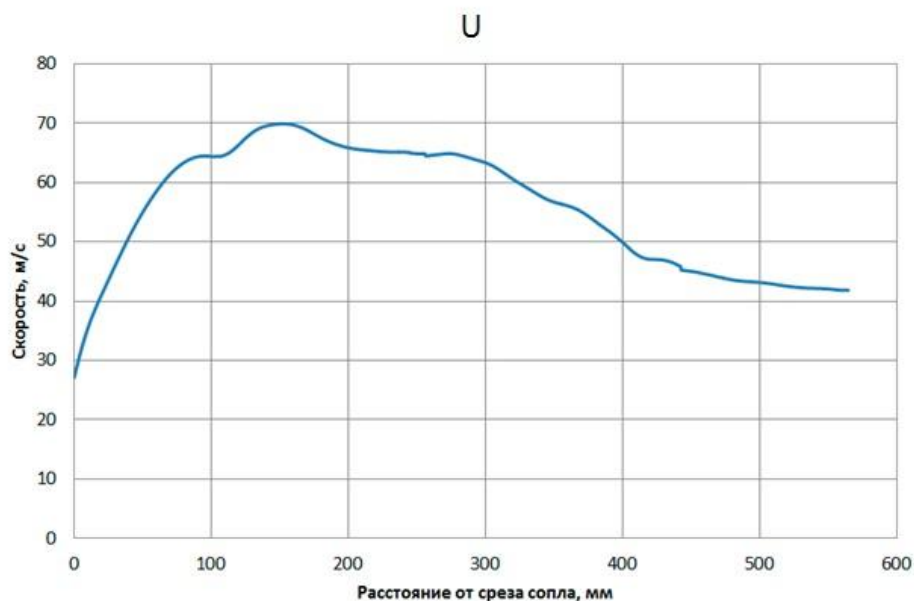


Рисунок 3.19- Профиль U-проекции вектора скорости капель на ось X вдоль струи

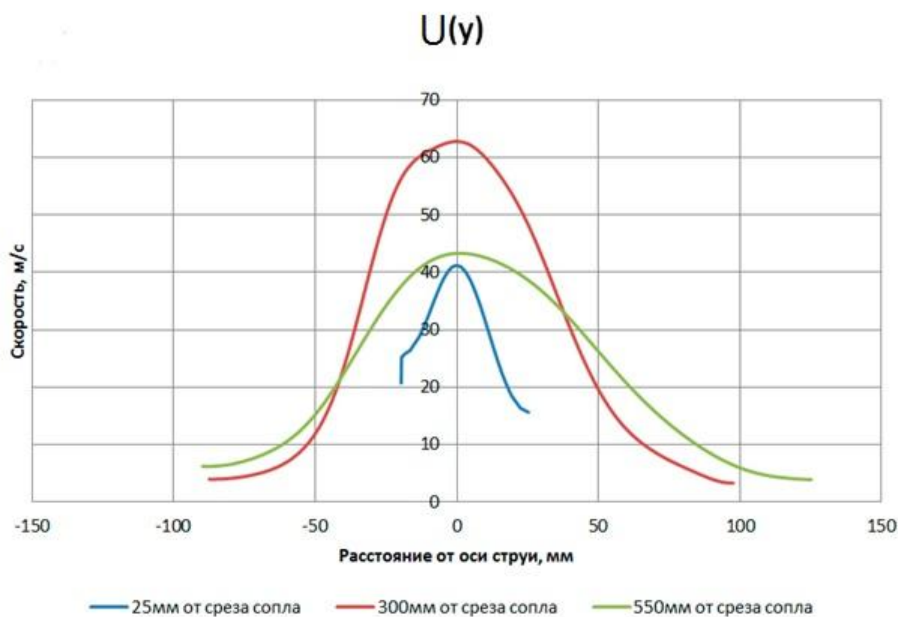


Рисунок 3.20- Профили U-проекции вектора скорости капель на ось X в поперечных сечениях струи

На рисунках 3.21 и 3.22 приведены результаты относительных пульсационных характеристик каплей $\varepsilon_x = \frac{u'}{u}$ и $\varepsilon_y = \frac{v'}{v}$ вдоль оси X и оси Y. Здесь u - проекция средней скорости на ось X, u' - средняя пульсационная скорость вдоль оси X, v - проекция вектора скорости каплей на ось Y, v' - средняя пульсационная скорость вдоль оси Y.

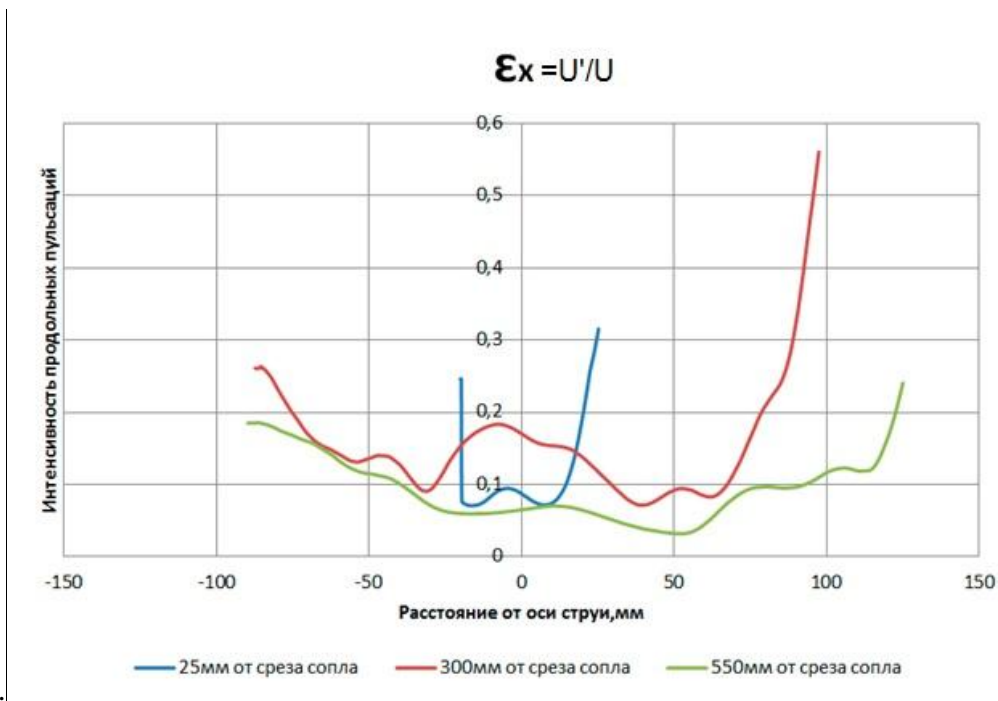


Рисунок 3.21- Профиль относительной пульсационной скорости вдоль оси струи в различных сечениях

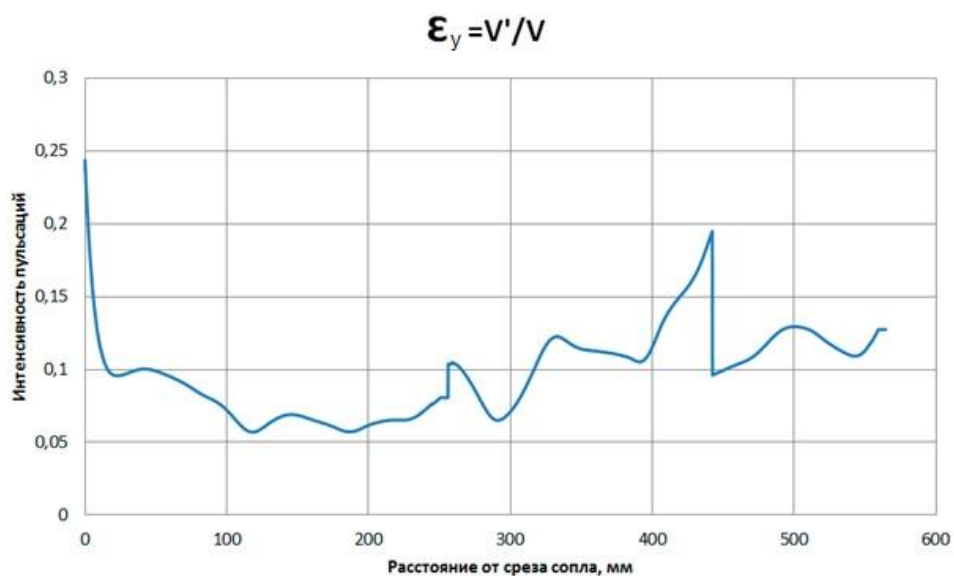


Рисунок 3.22- Профиль поперечной относительной пульсационной скорости вдоль оси струи

3.3.2 Сопло № 2.

Схема сопла № 2 с некоторыми размерами представлена на рисунке 3.23. Оно отличается от сопла № 1 тем, что толщина выходной стенки этого сопла составляет 2 мм вместо 10 мм.

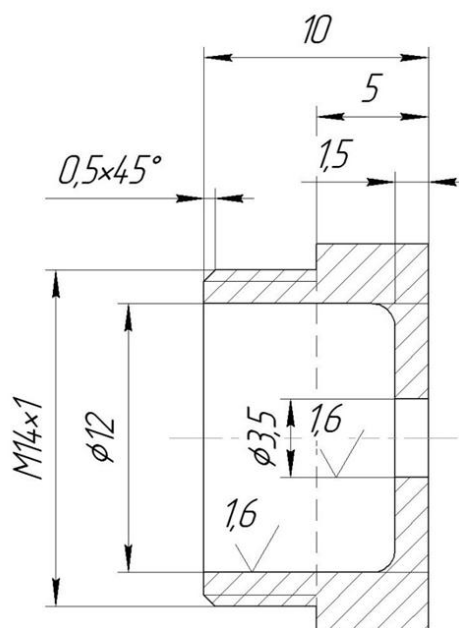


Рисунок 3.23 – Сопло № 2 (одно отверстие $\phi 3,5$ мм, толщина стенки 1,5 мм)

Снимки струи, полученные таким соплом, показаны на рисунках 3.24 – со вспышкой, 3.25 – с внешним освещением. На снимке со вспышкой хорошо видна периодическая структура струи.



Рисунок 3.24 – Снимок двухфазной струи со вспышкой



Рисунок 3.25 – Снимок двухфазной струи с внешним освещением

Измерения скоростей показали аналогичные результаты с соплом № 1 в том плане, что течение носит нестационарный характер с большой интенсивностью пульсаций.

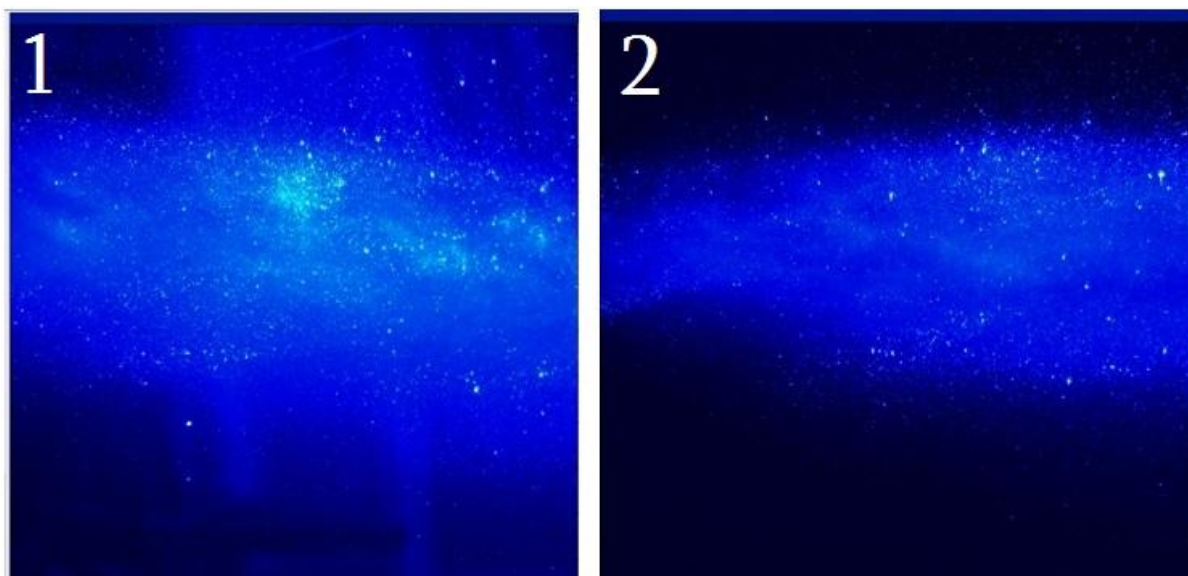


Рисунок 3.26 - Изображения струи, полученные при помощи метода PIV (1 – дальнейшее развитие струи; 2 – струя на большом расстоянии).

Линии тока и модули скорости , а также карты полей горизонтальной и вертикальной проекций скорости представлены на рисунках 3.27 - 3.29.

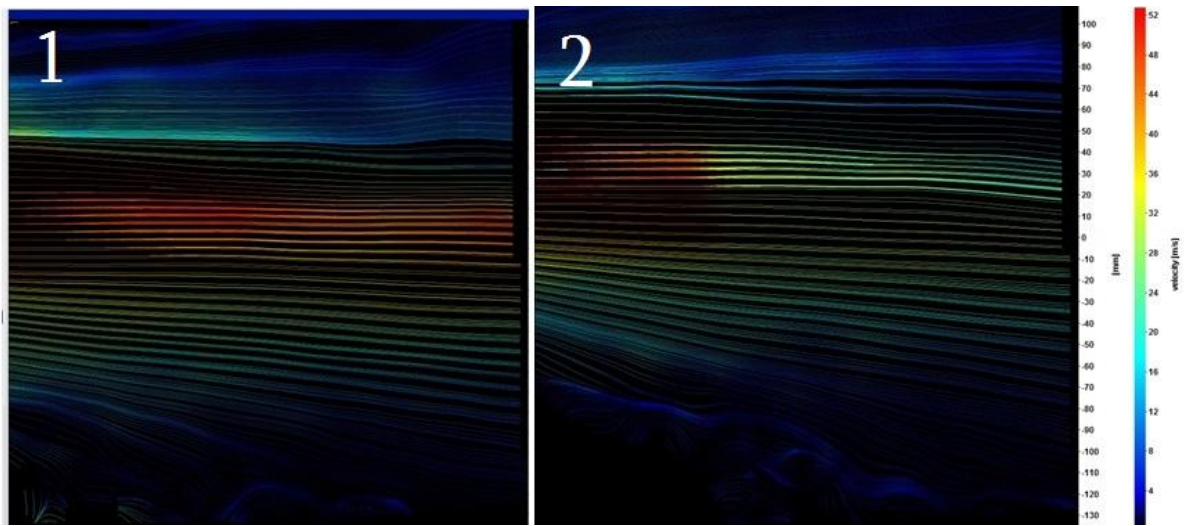


Рисунок 3.27 –Линии тока и модули скорости (1 – дальнейшее развитие струи; 2 – струя на большом расстоянии).

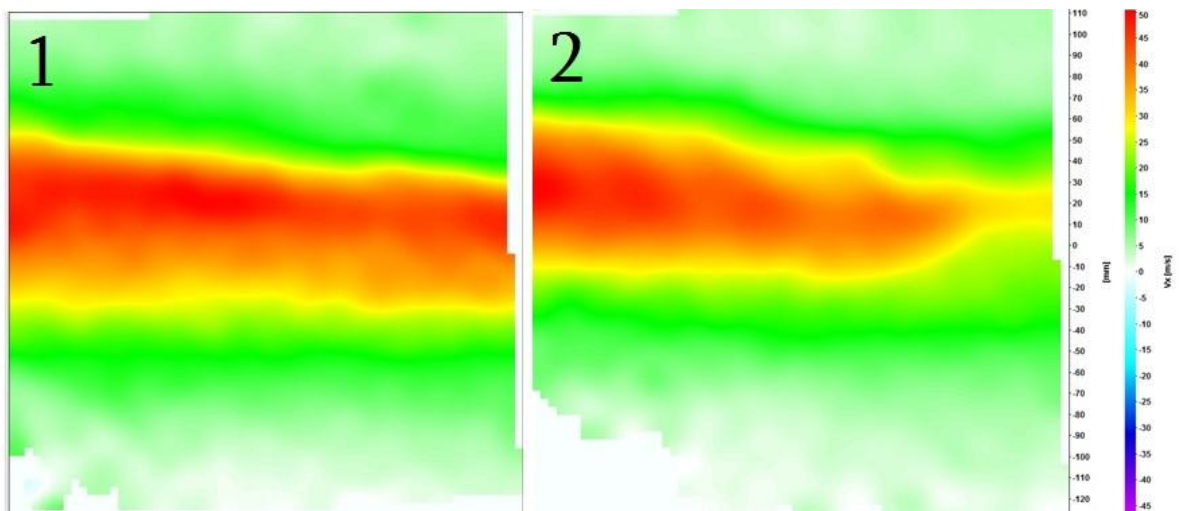


Рисунок 3.28 – Карты полей горизонтальной проекции осевой скорости (1 – дальнейшее развитие струи; 2 – струя на большом расстоянии).

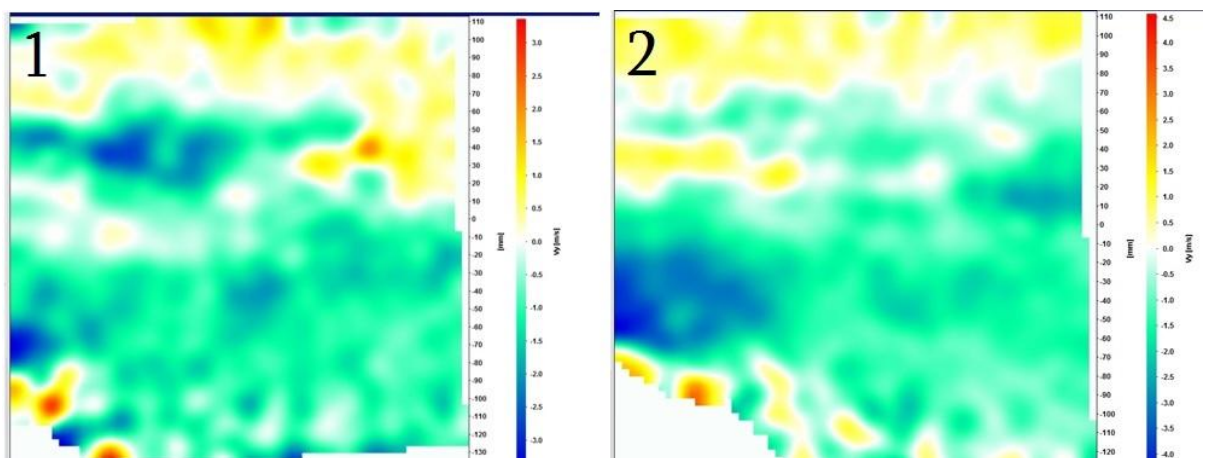


Рисунок 3.29 – Карты полей вертикальной проекции скорости V_y (1 – дальнейшее развитие струи; 2 – струя на большом расстоянии).

Измеренные газодинамические параметры сопла № 2 приведены в таблице

Таблица 3.5 - Протокол испытаний сопла № 2.

№	$P_{ж}$, атм	$P_{в}$, атм	P_2 , атм	P_3 , атм	$G_{ж}$, г/с	$G_{в}$, г/с	Π_1	$\alpha_{г}$
1	11,4	11,4	11,4	11,2	200	5	40	0,976

Измерялись поля дисперсности каплей и скоростей аналогично соплу № 1. Ниже на рисунках 3.30 - 3.32 показаны поля дисперсности в различных сечениях получаемой струи.

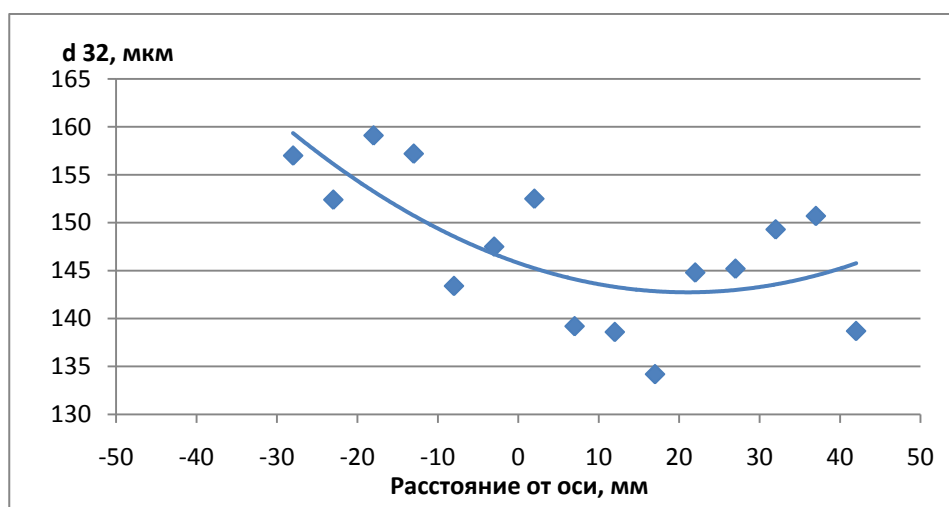


Рисунок 3.30 - Зависимость размера каплей от расстояния до оси струи (участок от среза сопла $x=100$ мм)

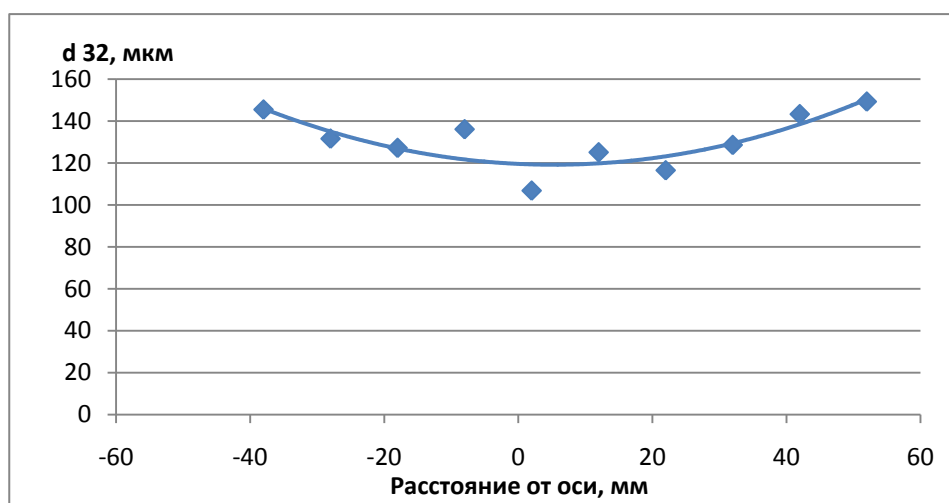


Рисунок 3.31 - Зависимость размера каплей от расстояния до оси струи (участок от среза сопла $x=350$ мм)

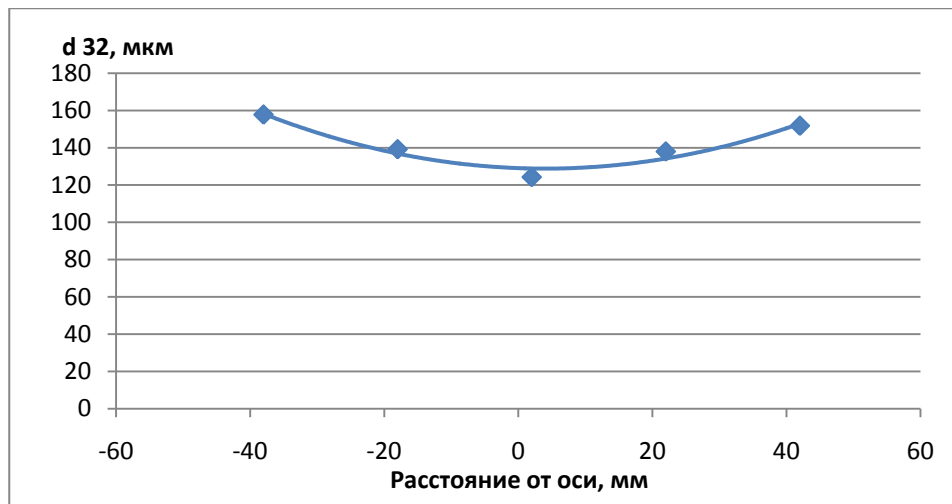


Рисунок 3.32 - Зависимость размера капель от расстояния до оси струи (участок от среза сопла $x=500$ мм)

Параметры размера капель d_{32} усреднялись по ширине поперечного сечения струи. Измерения проводились в сечениях на расстоянии 100, 350 и 500 мм от выходного сечения сопла смесителя. Из графиков видно, что, например, на оси струи средний размер d_{32} уменьшается от значения примерно 145 мкм до 120 мкм, причем после сечения 350 мм размер остается постоянным. Сравнение с соплом № 1 показало некоторое отличие в полученных значениях d_{32} , что связано с отличием исходных параметров по расходам и давлениям, а также в толщине стенки выходного сечения сопла. Длина канала смесителя может оказывать существенное влияние на дисперсность получаемых капель. Для выявления зависимостей от этих параметров необходимо проведение соответствующих экспериментов. Вместе с тем подтвердилось условие равенства давления жидкости и газа при различных параметрах расхода и давления, на которых испытывались эти смесители. Другой важный результат - это возможность управления дисперсностью для получения капель таких размеров, которые характерны для камер сгорания реактивных двигателей.

3.3.3 Сопло № 3.

Конструкция сопла № 3 с указанием некоторых размеров представлена на рисунке 3.33. На стенке толщиной 2 мм выполнено 13 отверстий диаметром 1 мм, которые равноудалены

друг от друга для достижения оптимального размера получаемых капель. Суммарная площадь отверстий соответствует площади отверстия у сопел № 1 и № 2.

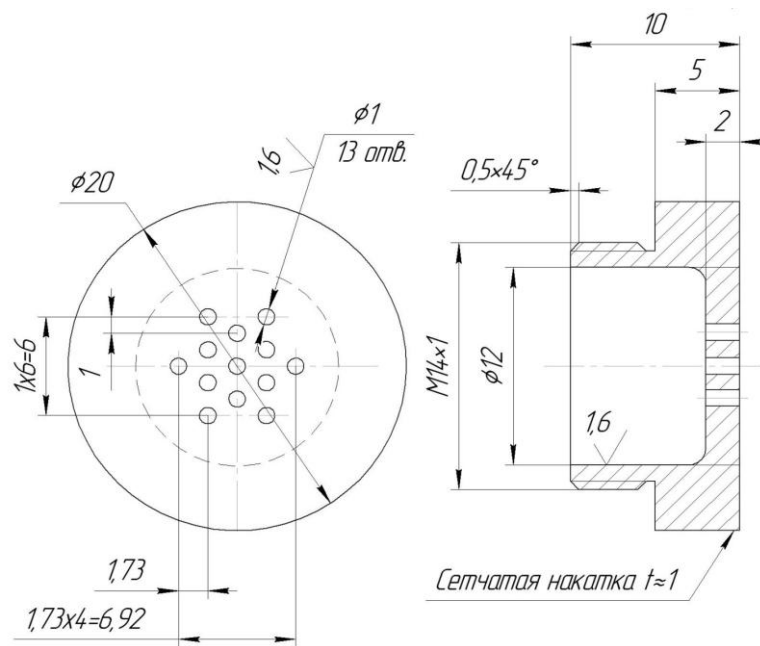


Рисунок 3.33 – Сопло № 3 (13 отверстий $\varnothing 1$ мм, толщина стенки 2 мм)

На рисунках 3.34 - 3.35 показана фотография работающего смесителя на разных режимах по расходу и давлению.



Рисунок 3.34 – Фотография работы сопла № 3 при $P_{ж}=9,6$ атм.



Рисунок 3.35 - Фотография работы сопла № 3 при $P_{ж}=11,4$ атм.

Ниже на рисунке 3.36 приведена расходная характеристика смесителя с соплом № 3, полученная при постоянном расходе воздуха $G_B = 5$ г/с. График показал, что в широком диапазоне расходов жидкости смеситель обеспечивает устойчивый режим работы и совпадение давлений жидкости и подаваемого воздуха. При этом следует отметить, что, по сравнению с одноструйными моделями сопел № 1 и № 2, давление на расчетном режиме расхода жидкости $G_{ж} = 200$ г/с у сопла № 3 оказалось одинаковым с соплом № 2. Так сопло № 1 имеет значение $P=14,4$ атм, сопло № 2 имеет $P=11,4$ и сопло № 3 имеет тоже значение $P = 11,4$ атм.

Таблица 3.6 - Протокол испытаний сопла № 3.

№	$P_{ж}$, атм	P_B , атм	P_2 , атм	P_3 , атм	$Q_{ж}$, г/с	Q_B , г/с	Π_1	α_Γ
1	9,6	9,7	9,4	9,2	134	6	22,3	0,792
2	10,9	10,9	10,5	10,5	158	6	26,3	0,742
3	13,0	13,0	12,5	12,5	200	6	33,3	0,656
4	14,4	14,4	14,1	14,2	233	6	38,8	0,596
5	7,5	7,6	7,4	7,4	105	5	21	0,838
6	8,4	8,6	8,1	8	124	5	24,8	0,794
7	9,3	9,4	9,2	9	153	5	30,6	0,741
8	10,3	10,4	10	10	167	5	33,4	0,704
9	11,4	11,5	11,2	11	195	5	39	0,648
10	12,3	12,4	12	12	211	5	42,2	0,612
11	13,8	13,8	13,5	13,6	240	5	48	0,555
12	14,4	14,5	14,1	14	253	5	50,6	0,529

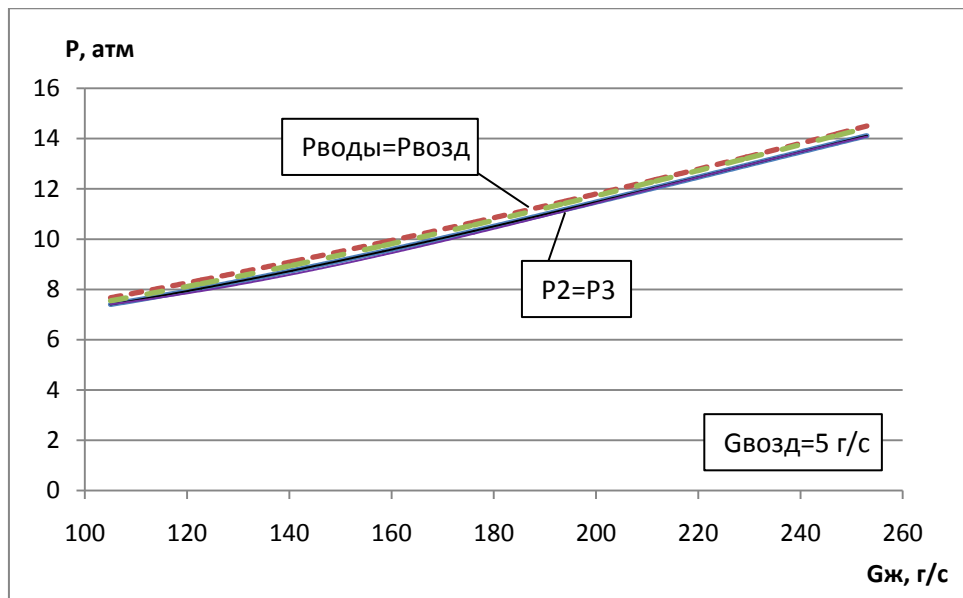


Рисунок 3.36 – Расходная характеристика смесителя с соплом № 3.

Также снимались характеристики дисперсности смесителя с многоструйным соплом №

3.

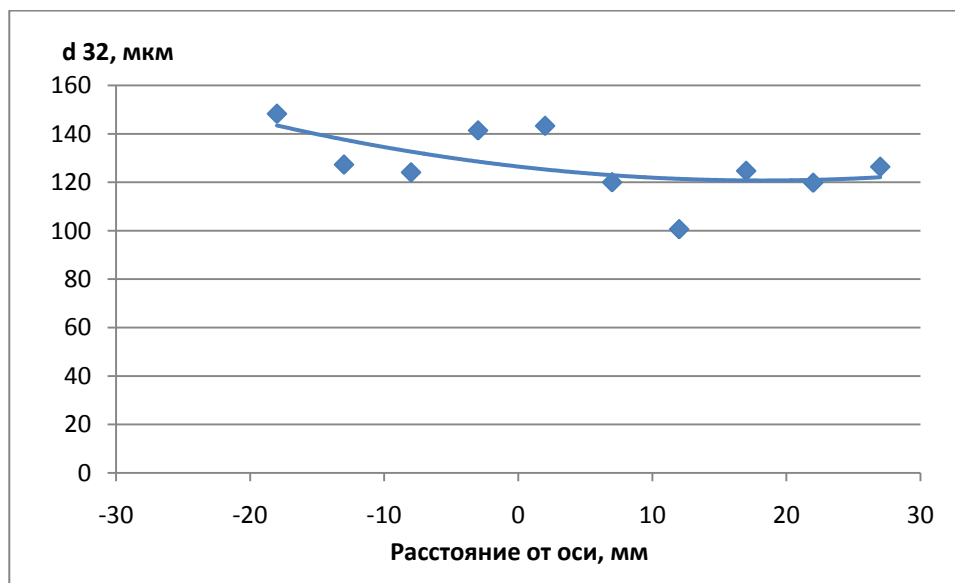


Рисунок 3.37 – Зависимость размера капель от расстояния до оси струи (участок от среза сопла X=100 мм)

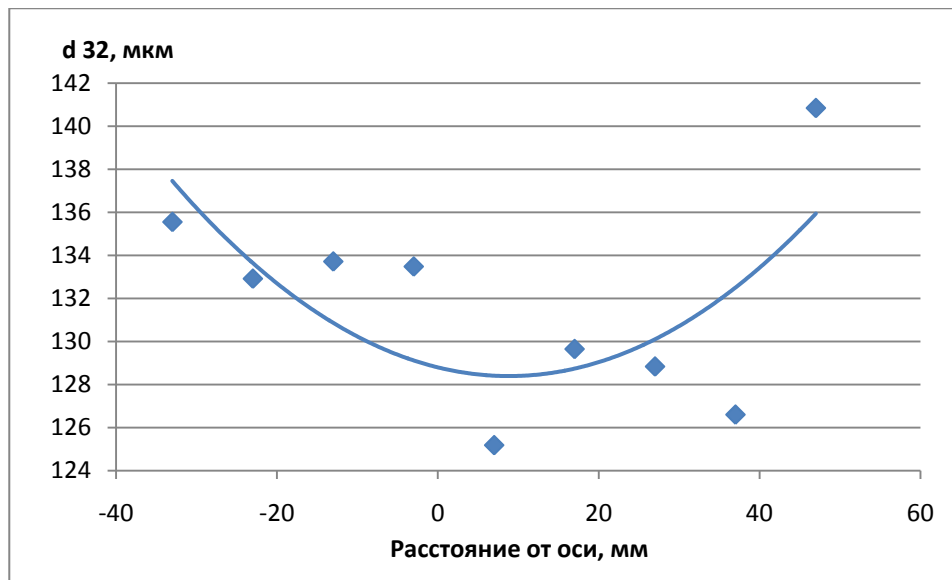


Рисунок 3.38 - Зависимость размера капель от расстояния до оси струи (участок от среза сопла X=350 мм)

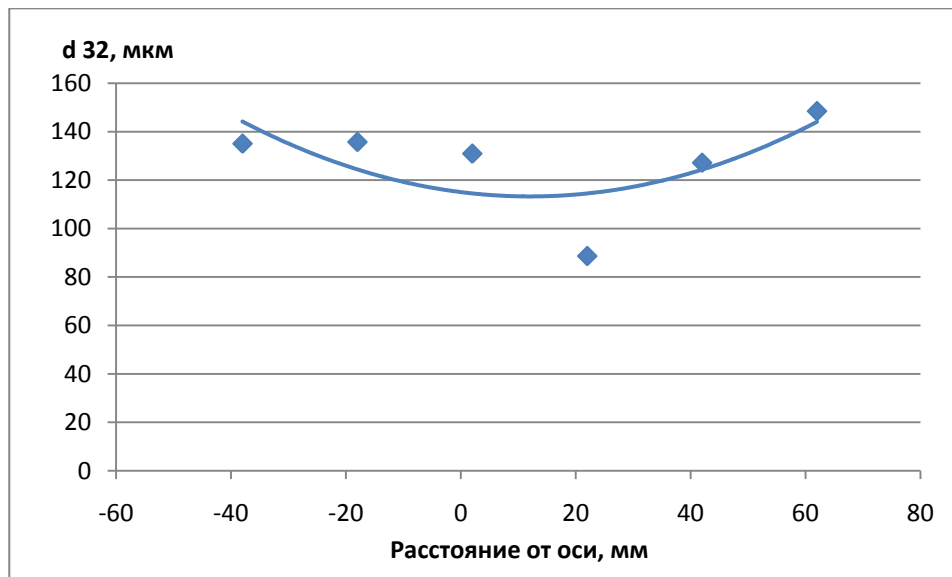


Рисунок 3.39 - Зависимость размера капель от расстояния до оси струи (участок от среза сопла X=500 мм)

Также была определена скорость капель по длине струи (рисунок 3.40). По оси X отложена длина струи в калибрах, по оси Y – скорость капель на оси струи.

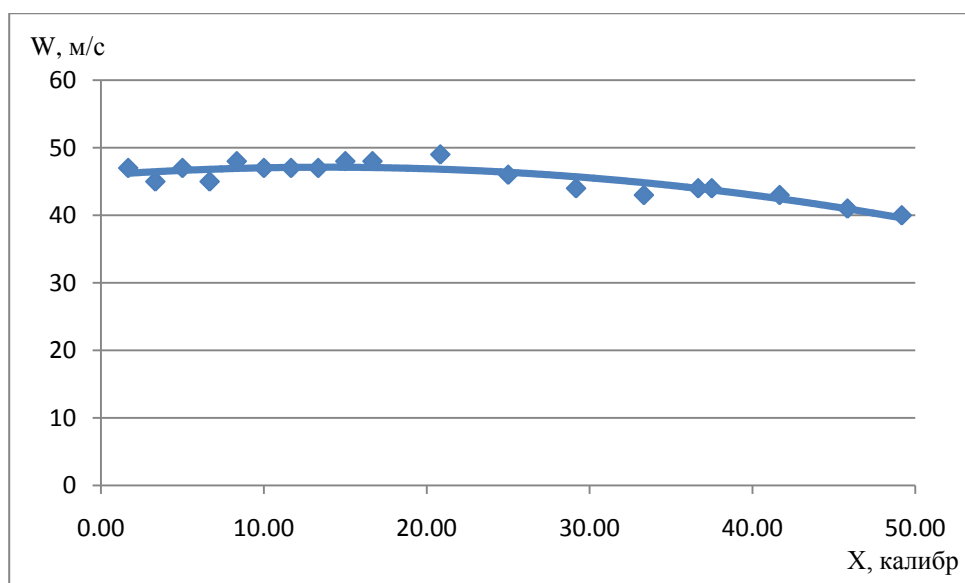


Рисунок 3.40 – Зависимость скорости капель по длине струи

Сравнение работы этих трех смесителей показывает, что смесители № 1 и № 3 обеспечивают дисперсность капель чуть меньше смесителя № 2.

3.3.4 Сопло № 4.

Для проверки условия совпадения давлений подачи жидкости и газа было проведено испытание сопла № 4 (с 37 отверстиями диаметром 1мм (рисунок 3.41). Протокол испытания представлен в таблице 3.7. Результаты эксперимента показаны на рисунке 3.42.

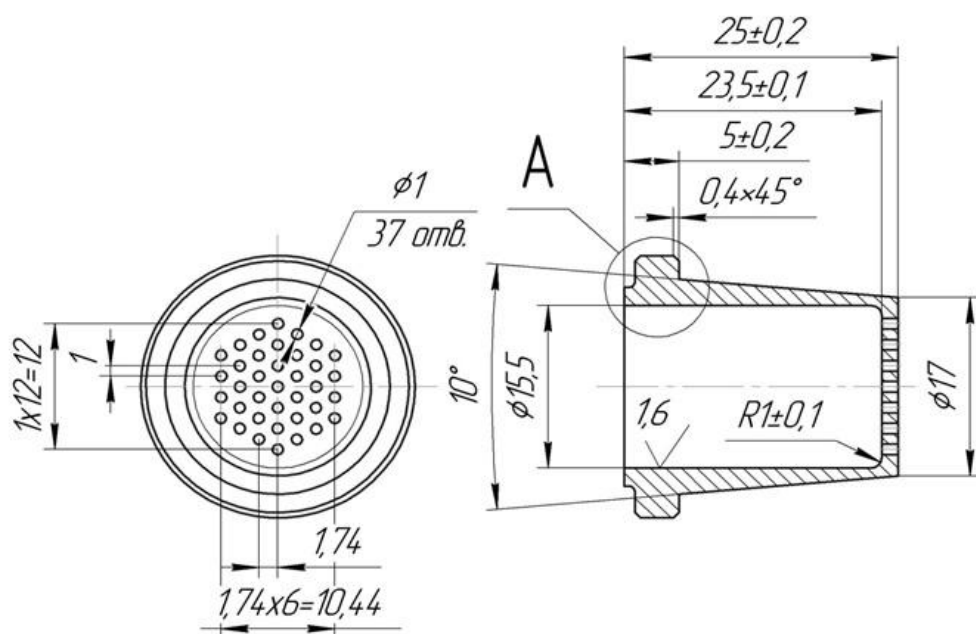


Рисунок 3.41 – Сопло № 4 (37 отверстий $\varnothing 1$ мм, толщина стенки 1,5 мм)

Таблица 3.7 – Протокол испытаний сопла № 4.

№	$P_{Ж}$, атм	$P_{В}$, атм	P_2 , атм	P_3 , атм	$G_{Ж}$, г/с	$G_{В}$, г/с	Π_1	$\alpha_{Г}$
1	5,6	7	5,1	5,2	200	11,42	17,51	0,870
2	6,2	7,6	5,6	5,8	200	12,2	16,39	0,869
3	6,4	8,0	5,8	6,0	200	13,05	15,32	0,870
4	6,7	8,4	6,0	6,1	200	13,9	14,38	0,872
5	7,1	9,1	6,3	6,5	200	15,4	12,98	0,874
6	7,8	9,8	6,8	7,0	205	16	12,81	0,868
7	7,4	9,8	6,9	7,0	205	17,1	11,98	0,875
8	8,2	10,6	7,6	7,8	210	18,05	11,63	0,870
9	8,4	11,0	7,7	7,9	200	19,25	10,38	0,878
10	8,6	11,4	8,0	8,0	200	20,25	9,876	0,880
11	8,8	11,6	8,0	8,09	210	20,7	10,14	0,875
12	9,0	12,0	8,2	8,3	200	21,3	9,38	0,880
13	9,2	12,4	8,6	8,5	202	22,2	9,09	0,879
14	10,2	14,2	9	9	200	26,3	7,60	0,884
15	10,5	14,6	9,8	10	201	27,35	7,34	0,885

Как видно из протокола испытаний - сопло № 4 может работать на достаточно низком давлении, сохраняя при этом значение расхода жидкости. Эту особенность можно применить при организации процесса горения в камерах сгорания.

График рисунка 3.42 свидетельствует, что при данной геометрии смесительного устройства условие равенства давлений воздуха и жидкости начинает нарушаться, при этом смеситель работает устойчиво.

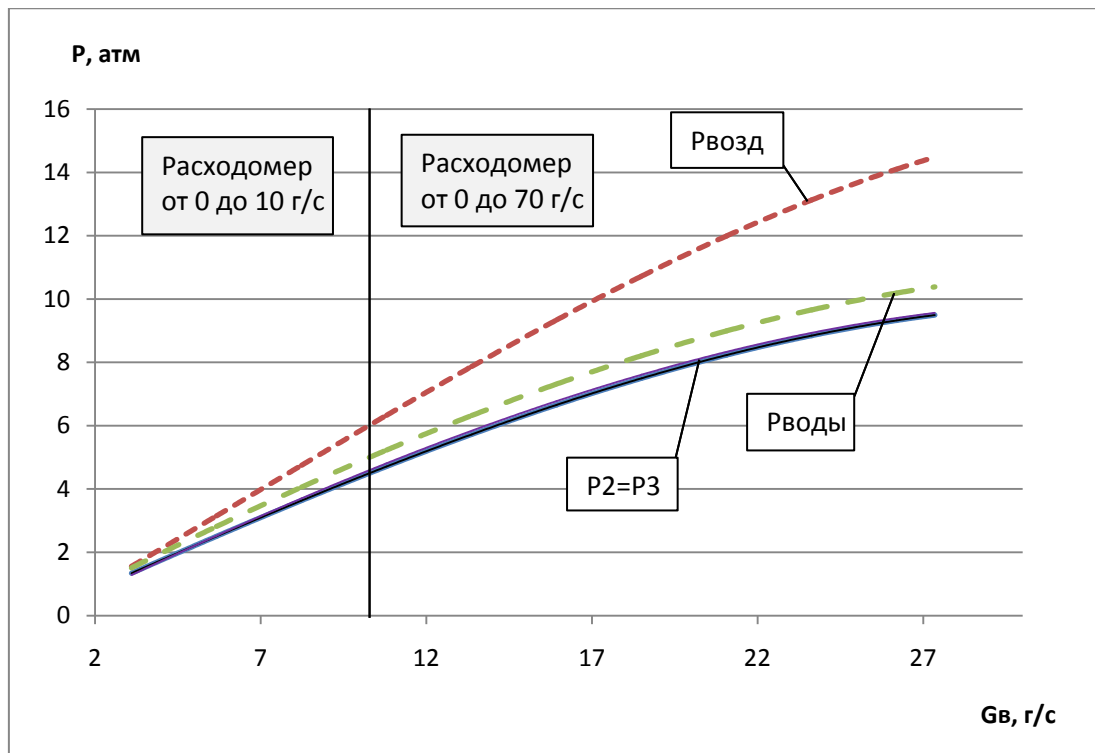


Рисунок 3.42 – Зависимость давлений в системе от расхода воздуха.

3.3.5 Сопло № 5.

В качестве многоструйного сопла смесительного устройства с двухфазным рабочим телом использовалось сопло с 7 отверстиями на выходе, изображённое на рисунке 3.43. Испытания проводились таким образом, что величины расходов и давлений в смесителях были одинаковыми.

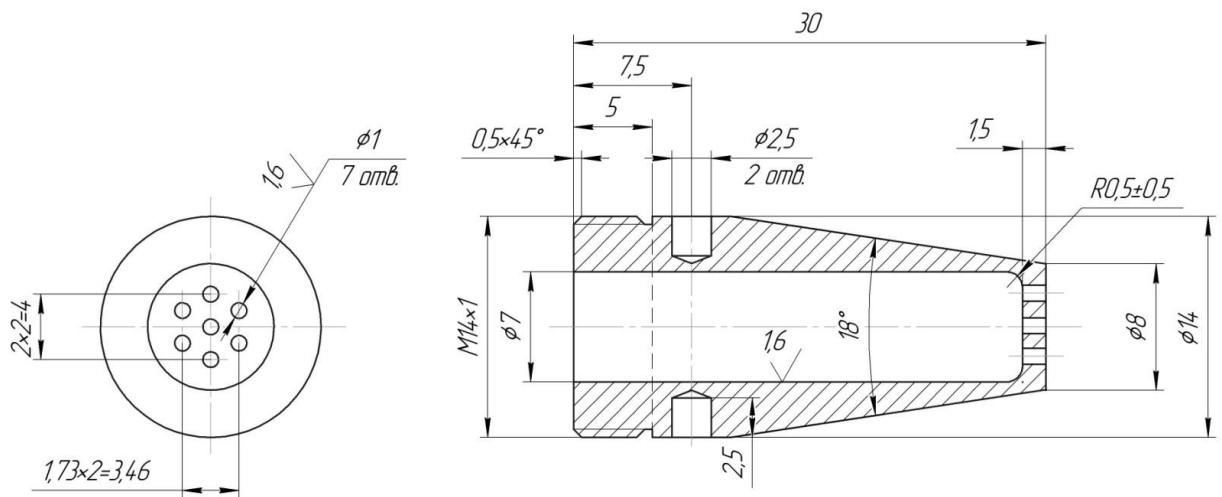


Рисунок 3.43 – Сопло № 5 (7 отверстий $\varnothing 1$ мм, толщина стенки 1,5 мм.)

В качестве исходных параметров были выбраны следующие:

$P_0 = 30$ атм. – давление на входе в смеситель,

$G_{ж} = 200$ г/с – расход жидкости через смеситель.

Фотография газокапельной струи, истекающей из многоструйного сопла № 5 смесителя с двухфазным рабочим телом, представлена на рисунке 3.44.



Рисунок 3.44 - Фотография газокапельной струи многоструйного сопла № 5 смесителя с двухфазным рабочим телом

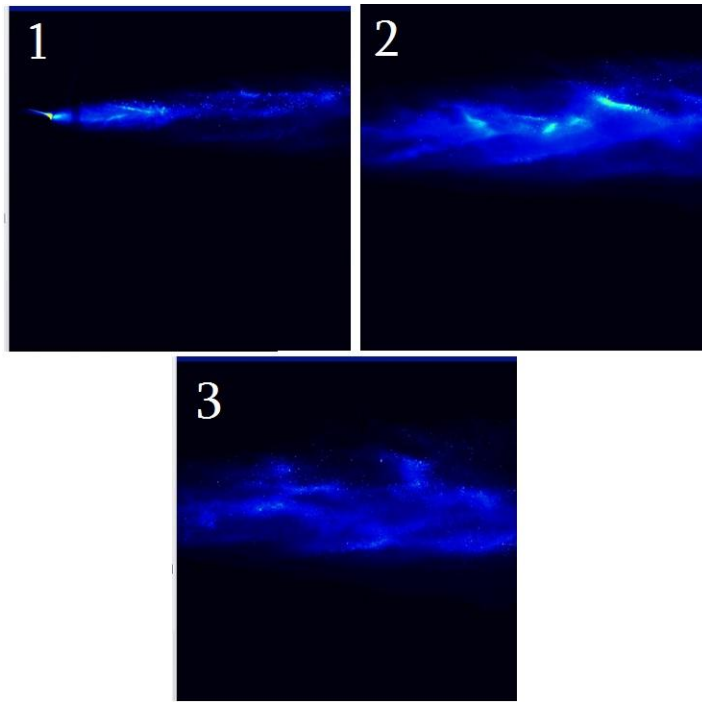


Рисунок 3.45 – Изображения газокпельной струи, полученные с помощью метода PIV (1 – начальный участок струи; 2 – дальнейшее развитие струи; 3 – струя на большом расстоянии).

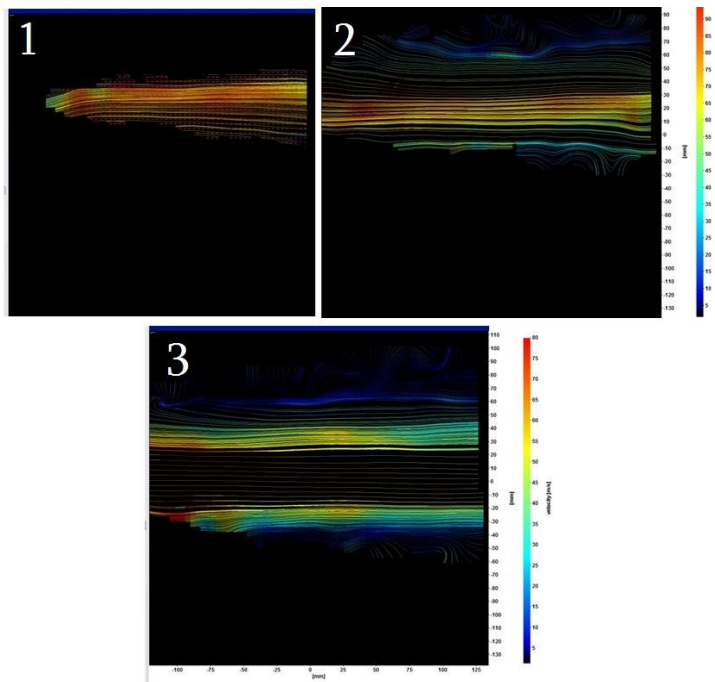


Рисунок 3.46 - Линии тока и модули скорости (1 – начальный участок струи; 2 – дальнейшее развитие струи; 3 – струя на большом расстоянии).

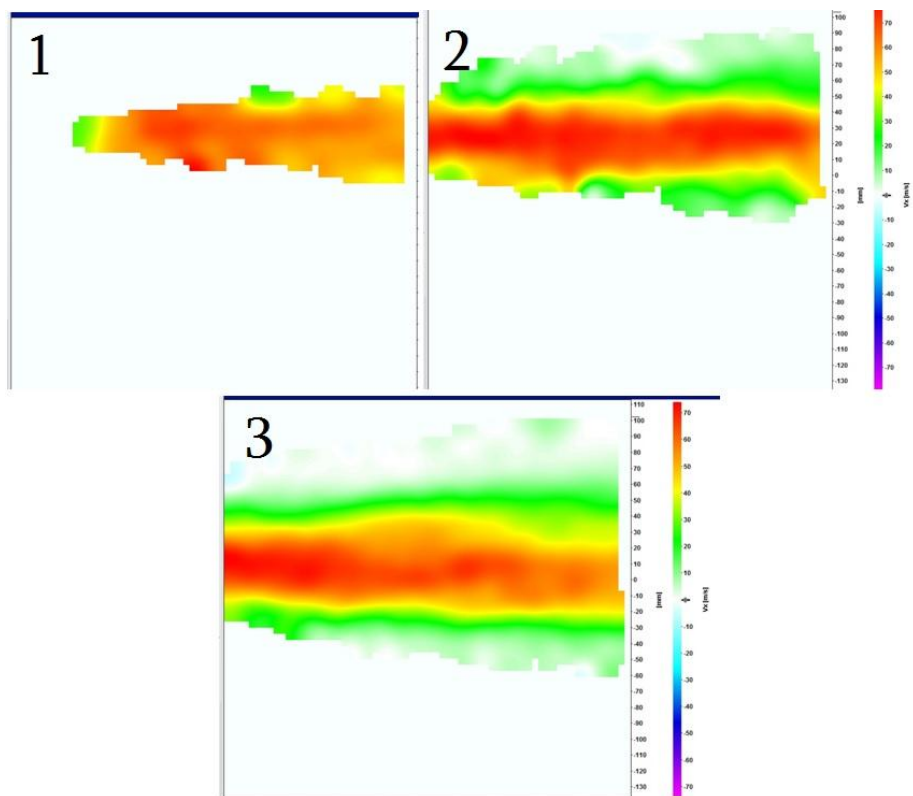


Рисунок 3.47 – Карты полей горизонтальной проекции осевой скорости (1 – начальный участок струи; 2 – дальнейшее развитие струи; 3 – струя на большом расстоянии)

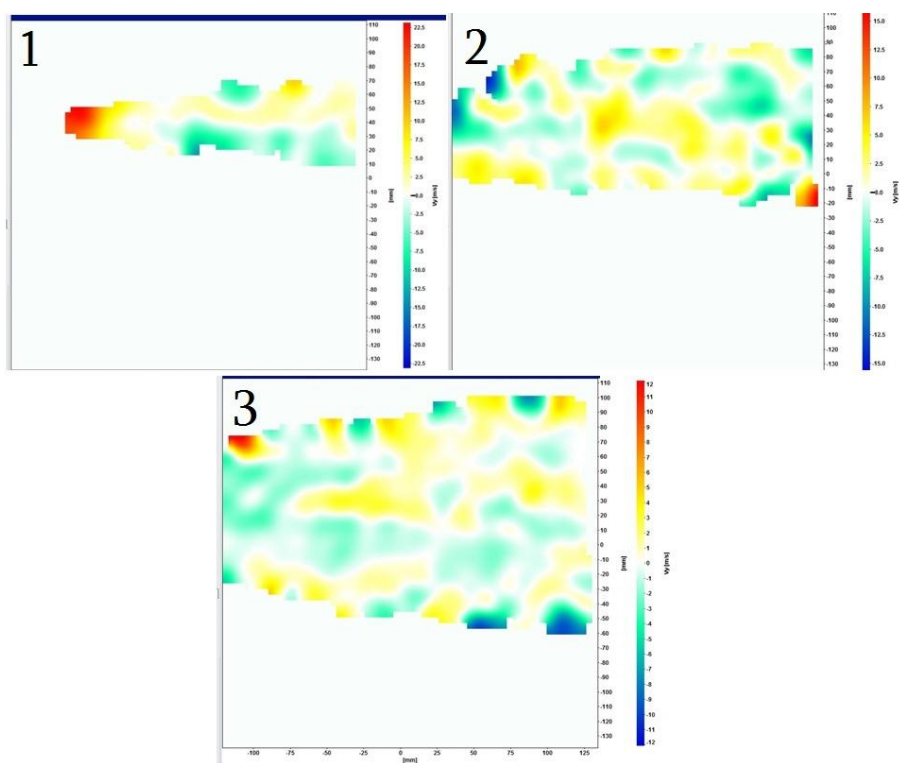


Рисунок 3.48 - Карты полей вертикальной проекции скорости V_y (1 – начальный участок струи; 2 – дальнейшее развитие струи; 3 – струя на большом расстоянии).

График зависимости скорости капель по длине двухфазной струи, получаемой в сопле № 5 изображен на рисунке 3.49:

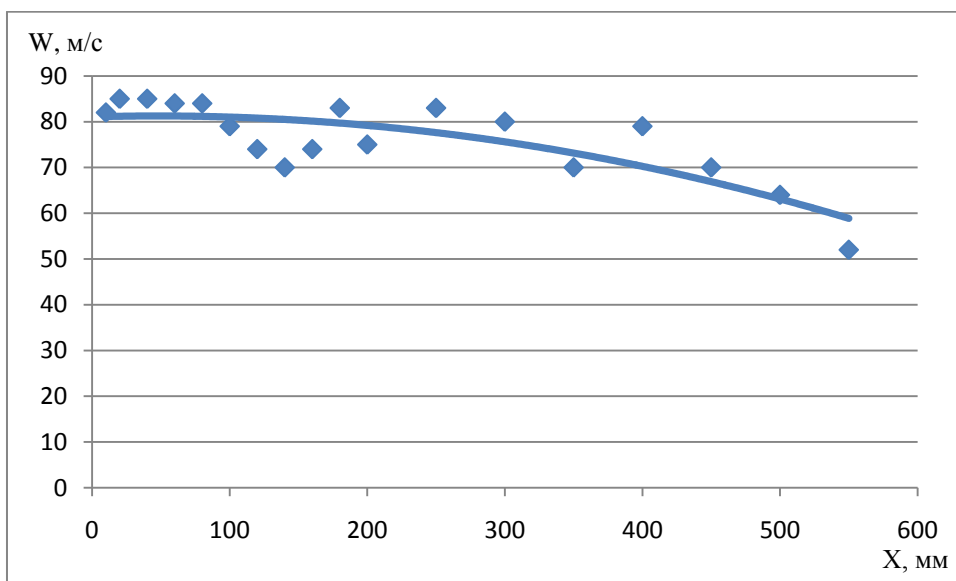


Рисунок 3.49 – График зависимости скорости капель по длине струи, получаемой с помощью сопла № 5.

Дисперсность капель газок капельной струи в поперечном сечении показана на рисунке 3.50. Измерение проводилось в непосредственной близости от среза сопла.

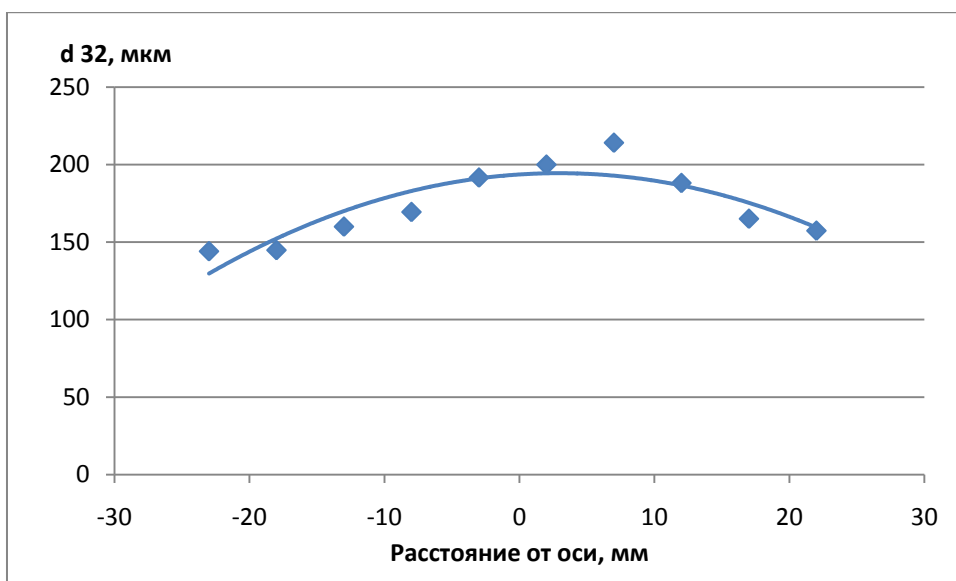


Рисунок 3.50 – Дисперсность капель на срезе сопла № 5.

3.3.6 Сопло № 6.

Схема сопла № 6 с некоторыми размерами представлена на рисунке 3.51. Оно было выполнено для проведения сравнительного эксперимента с эжектором. Смеситель №6 работает без добавления воздуха. Конструктивно это сопло схоже с соплом № 5 и отличается лишь количеством выходных отверстий. Ввиду того, что через многоструйное сопло № 5 проходит и вода и воздух - площадь проходного отверстия должна быть больше чем у сопла № 6, которое пропускает только воду. Расчеты показали, что для заданного расхода жидкости и газа у сопла № 5 должно быть 7 отверстий, а у сопла № 6 – 4 отверстия одинакового диаметра.

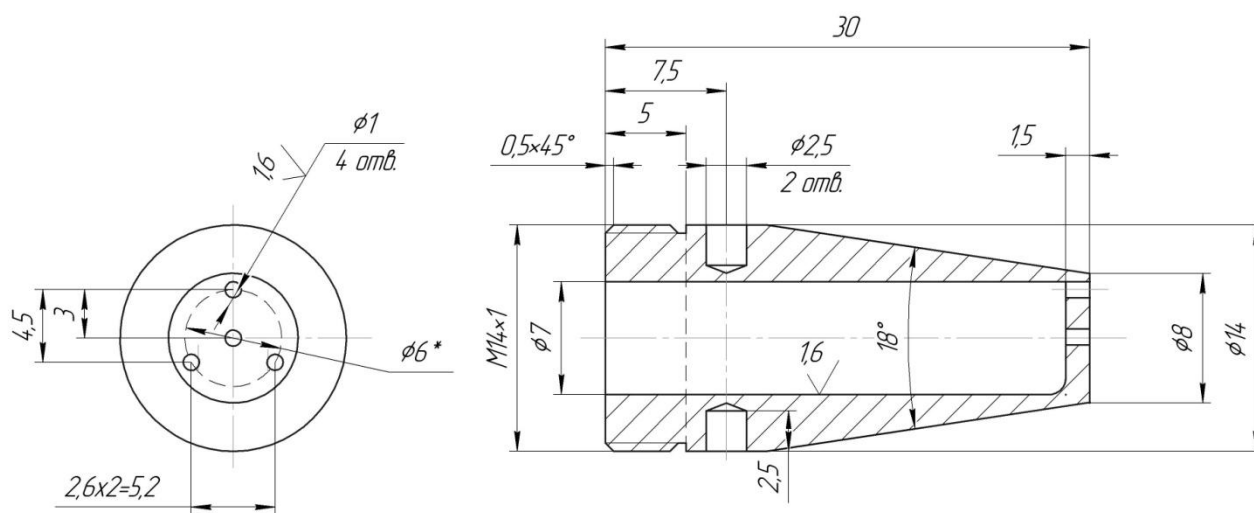


Рисунок 3.51 – Сопло № 6 (4 отверстия \varnothing 1 мм, толщина стенки 1,5 мм)

Скорость на выходе из многоструйного сопла с 4 отверстиями рассчитывается по перепаду давления и скоростному коэффициенту:

$$W = \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \quad (3.11)$$

Подставляя значения величин, получаем $w \approx 76 \text{ м/с}$.

Далее необходимо учесть коэффициент скорости ϕ , зависящий от числа Re (рисунок 3.5).

$$Re = \frac{\rho W d}{\mu} = 87861, \text{ значит коэффициент скорости } \phi \text{ примерно равен } 0,98. \text{ С учётом этого}$$

скорость на выходе из многоструйного сопла с 4 отверстиями будет равна $76 \times 0,98 = 74,48 \text{ м/с}$.

По экспериментальным данным были построены графики скоростей каплей в поперечных сечениях струи на различных расстояниях от среза смесителя, работавшего на различных режимах (рисунок 3.52).

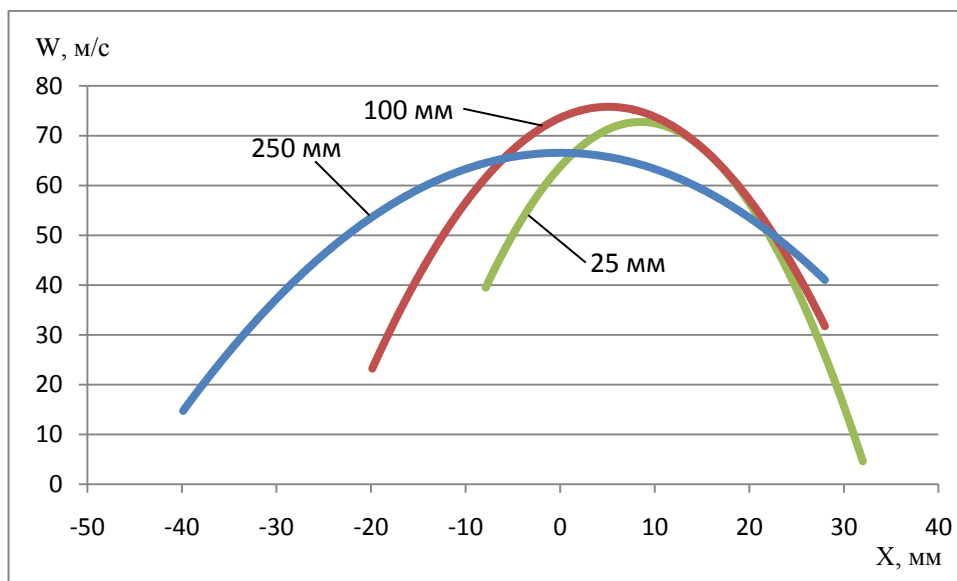


Рисунок 3.52 – Скорости каплей в поперечных сечении однофазной струи (подписи на графике указывают на расстояние от среза смесителя)

Как видно из графиков теоретические расчеты хорошо согласуются с экспериментом.

Таким образом, сопло с 7 отверстиями (смесителя с двухфазным рабочим телом) при прочих равных условиях позволяет получить скорость на выходе 80-90 м/с в сравнении 74 м/с для сопла с 4 отверстиями (у смесителя с однофазным рабочим телом).

Исследование смесителя закрытого типа показало, что варьируя геометрией (число, диаметры отверстий, протяженность канала) и расходом подаваемого воздуха, можно управлять характеристиками распыливания-расходом жидкости и дисперсностью распыла, что наряду со свойством одинакового давления рабочих тел, позволит использовать использовать смеситель для организации процесса смешения в камерах сгорания.

4. ТЕРЕТИЧЕСКОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНО ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ В ЭЖЕКТОРЕ С ДВУХФАЗНЫМ РАБОЧИМ ТЕЛОМ

4.1 Введение

Двухфазные эжекторы - это устройства, в которых энергия одного из рабочих тел используется для увеличения энергии другого рабочего тела, в результате чего формируется двухфазное рабочее тело, параметры которого зависят от задачи, которую решает данное устройство. В данной работе жидкость высокой энергии, предварительно сформированная в смесителе в виде высокоскоростного газокапельного потока, эжектирует воздух, в результате чего на выходе из эжектора формируется высокоскоростная газокапельная струя.

В соответствии с классификацией [100] такие аппараты называются газоструйными эжекторами.

Важнейшей проблемой в теории газоструйного эжектора, которая до сих пор не нашла своего решения, является профилирование камеры смешения, в особенности для высококонцентрированных двухфазных течений. Прежде всего, для этого необходима математическая модель двухфазного газокапельного потока. Такая модель в одномерном приближении для расчета двухфазных газокапельных течений в каналах и соплах была разработана в работах [37,48,50-52,94-131]. А в работе [44] эта модель сравнивалась с аналогичной моделью двумерного течения двухфазного газокапельного потока. Сравнение показало удовлетворительное совпадение результатов, что объясняется, тем, что канал сопла является достаточно длинным и пологим. Аналогичный канал мы имеем в камере смешения эжектора. Эти обстоятельства позволяют нам использовать эту модель для построения расчета эжектора.

Рассматриваемая модель описывает поведение двухкомпонентного газо-жидкостного рабочего тела с использованием квазиодномерной, двухплотностная, двухскоростной, двухтемпературной модели с учетом межфазного взаимодействия и зависимости физических свойств от параметров течения для монодисперсного потока конденсированной фазы. В частности, в работе [102, 132, 133] в рамках обратной задачи (задается закон распределения

давления вдоль эжектора) проведено исследование влияния начальных и граничных условий, а также закона распределения давления на параметры течения и эффективность эжектора.

Полученные результаты позволяют сформулировать некоторые рекомендации по проектированию и использованию эжекторов с двухфазным рабочем телом.

4.2 Постановка задачи.

Рассматривается следующая задача. Пусть на входе в эжектор имеется некоторое двухфазное рабочее тело, состоящее из жидких капель и газа.

Все параметры на входе в эжектор и начальный диаметр эжектора заданы. Кроме того, задано давление на выходе из эжектора. Требуется определить профиль канала эжектора (его длину, размер выходного сечения и профиль канала на участке от входного до выходного сечения), который бы обеспечивал при заданных граничных условиях получение максимальной эффективности процесса (определение эффективности будет дано ниже). Известно [90, 95, 96], что для двухфазного рабочего тела в общем случае профиль канала определяется неоднозначно. Для получения оптимальных характеристик задача может рассматриваться как вариационная задача на условный экстремум с правой подвижной границей [134, 135]. Однако решение задачи таким способом вызывает серьезные трудности. Поэтому в данной работе предлагается другой метод решения. Для этого необходимо прежде всего выбрать модель двухфазного рабочего тела.

4.3 Модель рабочего тела.

Выбрана модель рабочего тела, которая удовлетворяет следующим основным допущениям [50-52]:

1. капли равномерно распределяются в потоке газа и не взаимодействуют между собой;
2. поток капель монодисперсный;

3. газ является совершенным, псевдоидеальным (силы вязкости проявляются только при взаимодействии газа с частичками и со стенками эжектора);
4. течение одномерное, стационарное;
5. капли сферические;
6. отсутствуют фазовые переходы.

Рассматриваемая двухскоростная, двухтемпературная модель позволяет учесть наиболее существенные процессы в двухфазном потоке, связанные с термической и динамической неравновесностью фаз и их взаимодействием. Для описания данной модели течения используется следующая система уравнений:

1. Уравнения неразрывности:

$$G_{\Gamma} = \rho_{\Gamma} W_{\Gamma} S_{\Gamma} = const \quad (4.1)$$

$$G_K = \rho_K W_K S_K = const \quad (4.2)$$

2. Уравнение движения капель:

$$G_K \frac{dW_K}{dx} = -S_K \frac{dP}{dx} + \frac{S_K}{V_K} P_{сопп} \quad (4.3)$$

3. Уравнение движения двухфазного потока:

$$G_{\Gamma} \frac{dW_{\Gamma}}{dx} + G_K \frac{dW_K}{dx} = -S \frac{dP}{dx} - \frac{dF_{TP}}{dx} \quad (4.4)$$

4. Уравнение теплообмена:

$$m_K \frac{di_K}{dx} = \alpha \cdot f_{пов} (T_{\Gamma} - T_K) \frac{d\tau_K}{dx}, \quad (4.5)$$

5. Уравнение энергии:

$$\left(i_{\Gamma} + \frac{W_{\Gamma}^2}{2} \right) G_{\Gamma} + \left(i_K + \frac{W_K^2}{2} \right) G_K = \left(i_{\Gamma 0} + \frac{W_{\Gamma 0}^2}{2} \right) G_{\Gamma 0} + \left(i_{K0} + \frac{W_{K0}^2}{2} \right) G_{K0} \quad (4.6)$$

6. Уравнение состояния:

$$P = \rho_{\Gamma} R_{\Gamma} T_{\Gamma} \quad (4.7)$$

Здесь:

G_{Γ}, G_K - массовый, секундный расход газа и капель,

ρ_G, ρ_K - плотность газа и капель,
 W_G, W_K - скорости газа и капель,
 T_G, T_K - температуры газа и капель,
 i_G, i_K - удельные энтальпии газа и капель,
 S_G, S_K - сечения потока газа и капель,
 P - давление газа,
 m_K, V_K - масса и объем капли,
 S - сечение двухфазного потока,
 $P_{сопр}$ - сила сопротивления капли,
 $f_{пов}$ - площадь поверхности капли,
 $F_{тр}$ - сила трения потока о стенку канала эжектора,
 α - коэффициент теплоотдачи,
 τ_K - время,
 R_G - газовая постоянная.

Сечение двухфазного потока можно записать в виде суммы:

$$S = S_G + S_K \quad (4.8)$$

Для сферической капли диаметром a_K можно написать:

$$V_K = \frac{\pi \cdot a_K^3}{6} \quad (4.9)$$

$$m_K = \rho_K \frac{\pi \cdot a_K^3}{6} \quad (4.10)$$

Сила сопротивления для деформируемой капли записывается следующим образом [6]:

$$P_{сопр} = C_{ш} f_{сеч} \psi(We) \frac{\rho_G (W_G - W_K)}{2} |W_G - W_K| \quad (4.11)$$

где

$C_{ш}$ - коэффициент сопротивления пара, вычисляемый по формуле Олевского [91]

$$C_{ш} = A_{24} + \frac{A_{25}}{\sqrt{Re_{отн}}} + \frac{A_{26}}{Re_{отн}} \quad (4.12)$$

A_{24}, A_{25}, A_{26} - постоянные коэффициенты

Re_{OTH} - число Рейнольдса

$$Re_{OTH} = \frac{|W_{\Gamma} - W_K| a_K \rho_{\Gamma}}{\eta_{\Gamma}} \quad (4.13)$$

η_{Γ} - коэффициент динамической вязкости газа.

$f_{СЕЧ}$ - площадь сечения сферической капли

$$f_{СЕЧ} = \frac{\pi \cdot a_K^2}{4} \quad (4.14)$$

$\psi(We)$ - функция, учитывающая изменение сопротивления капли при её деформации

$$\psi(We) = \begin{cases} \exp(A_1 \cdot We^{m_3}) & \text{при } We \leq A_{16} \\ A_4 & \text{при } We > A_{16} \end{cases} \quad (4.15)$$

A_1, A_4, A_{16}, m_3 - постоянные коэффициенты

We - число Вебера

$$We = \frac{\rho_{\Gamma} (W_{\Gamma} - W_K)^2 a_K}{\sigma} \quad (4.16)$$

$\sigma = f(T_K)$ - коэффициент поверхностного натяжения, зависящий от температуры поверхности капли.

Вопрос об учете силы трения двухфазного потока о стенки канала эжектора в настоящее время недостаточно изучен. Поэтому сила трения будет учитываться следующим образом:

$$dF_{TP} = \xi_f \frac{\rho_{CP} W_{CP}^2}{2} \frac{S}{d_{\text{э}}} dx \quad (4.17)$$

где

$d_{\text{э}}$ - диаметр эжектора.

$\frac{\rho_{CP} W_{CP}^2}{2}$ - средний скоростной напор в сечении канала эжектора.

Принимается, что

$$\frac{\rho_{CP} W_{CP}^2}{2} = \frac{A_{67} m_{\Gamma} W_{\Gamma} + A_{68} G_K W_K}{2S} \quad (4.18)$$

где

A_{67}, A_{68} - некоторые постоянные коэффициенты, смысл которых состоит в учете влияния двухфазности. При $A_{67} = 1$ и $A_{68} = 0$ имеет место газовое трение.

ξ_f - коэффициент трения, который рассчитывается по следующим формулам [92] (влияние сжимаемости пренебрегается):

$$\xi_f = \begin{cases} \frac{A_{12}}{\text{Re}_{TP}} & \text{при } \text{Re}_{TP} \leq A_{17} \\ A_{13} \left(\frac{\Pi_{25}}{d_C} + \frac{A_{14}}{\text{Re}_{TP}} \right)^{m_{10}} & \text{при } \text{Re}_{TP} > A_{17} \end{cases} \quad (4.19)$$

- формула Колбрука.

где

$$\Pi_{25} = \frac{\kappa_{\text{э}}}{d_{\text{э}0}} \quad (4.20)$$

$\kappa_{\text{э}}$ - размер шероховатости, для стальных труб $\kappa_{\text{э}} = 0,014 \text{ мм}$.

$$\overline{d_{\text{э}}} = \frac{d_{\text{э}}}{d_{\text{э}0}} \text{ - относительный диаметр эжектора.} \quad (4.21)$$

$$\text{Re}_{TP} = \frac{\rho_{\Gamma} W_{\Gamma} d_{\text{э}}}{\eta_{\Gamma}} \text{ - число Рейнольдса.} \quad (4.22)$$

$A_{12}, A_{13}, A_{14}, A_{17}, m_{10}$ - постоянные коэффициенты

Предварительные расчеты показали, что температура поверхности капли T_p мало отличается от среднemasсовой температуры капли T_K . Поэтому принимается, что

$$T_p = T_K \quad (4.23)$$

Коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = \frac{Nu_{\text{СЛ}} \lambda_{\text{СЛ}}}{a_K} \quad (4.24)$$

где

$Nu_{\text{СЛ}}$ - тепловое число Нуссельта в пограничном слое капли.

$\lambda_{\text{СЛ}}$ - коэффициент теплопроводности газа в пограничном слое капли.

$$W_K = \frac{dx}{d\tau_K} - \text{скорость капель.} \quad (4.25)$$

Путем введения безразмерных параметров, как отношение текущего значения к начальному, все уравнения приводятся к безразмерному виду. Начальное значение параметров обозначается индексом «0». Безразмерные параметры отмечаются чертой.

Введем обозначения:

$$\begin{aligned} \bar{G}_\Gamma &= \frac{G_\Gamma}{G_{\Gamma 0}}, \quad \bar{G}_K = \frac{G_K}{G_{K0}}, \quad \bar{W}_\Gamma = \frac{W_\Gamma}{W_{\Gamma 0}}, \quad \bar{W}_K = \frac{W_K}{W_{K0}}, \quad \bar{W} = \frac{W}{W_0}, \quad \bar{T}_\Gamma = \frac{T_\Gamma}{T_{\Gamma 0}}, \quad \bar{T}_K = \frac{T_K}{T_{K0}}, \\ \bar{\rho}_\Gamma &= \frac{\rho_\Gamma}{\rho_{\Gamma 0}}, \quad \bar{\rho}_K = \frac{\rho_K}{\rho_{K0}}, \quad \bar{S}_\Gamma = \frac{S_\Gamma}{S_{\Gamma 0}}, \quad \bar{S}_K = \frac{S_K}{S_{K0}}, \quad \bar{S} = \frac{S}{S_0}, \quad \bar{i}_\Gamma = \frac{i_\Gamma}{i_{\Gamma 0}}, \quad \bar{i}_K = \frac{i_K}{i_{K0}}, \quad \bar{P} = \frac{P}{P_0}, \quad \bar{x} = \frac{x}{d_{\text{Э0}}}, \\ \bar{\lambda}_{\text{СЛ}} &= \frac{\lambda_{\text{СЛ}}}{\lambda_{\text{СЛ0}}} \end{aligned} \quad (4.26)$$

Используя (4.3.26) система основных уравнений (4.1) - (4.7) принимают следующий вид:

1. Уравнение неразрывности:

$$\bar{G}_\Gamma = \bar{\rho}_\Gamma \bar{W}_\Gamma \bar{S}_\Gamma = \text{const} \quad (4.27)$$

$$\bar{G}_K = \bar{\rho}_K \bar{W}_K \bar{S}_K = \text{const} \quad (4.28)$$

2. Уравнение движения капель:

Преобразуем уравнение (4.3) используя уравнения (4.2), (4.9), (4.11) и (4.14).

$$\frac{dW_K}{dx} = - \left(\frac{G_K}{W_K \rho_K} \right) \frac{dP}{dx} + \frac{\left(\frac{G_K}{W_K \rho_K} \right)}{\frac{\pi \cdot a_K^3}{6} G_K} \left(C_{\text{Ш}} \left(\frac{\pi \cdot a_K^2}{4} \right) \psi(We) \frac{\rho_\Gamma (W_\Gamma - W_K)}{2} |W_\Gamma - W_K| \right) \quad (4.29)$$

$$\frac{dW_K}{dx} = - \frac{1}{W_K \rho_K} \frac{dP}{dx} + \frac{3C_{\text{Ш}} \psi(We) \rho_\Gamma W_\Gamma^2 \left(1 - \frac{W_K}{W_\Gamma} \right) \left| 1 - \frac{W_K}{W_\Gamma} \right|}{4W_K \rho_K a_K} \quad (4.30)$$

Пользуясь формулами (4.26) полученное выражение (4.30) примет следующий вид:

$$\frac{d\bar{W}_K}{d\bar{x}} = -B_8 \frac{d\bar{P}}{d\bar{x}} + B_9 \quad (4.31)$$

где

$$B_8 = \frac{1}{\Pi_2^2 \Pi_5 \Pi_{35} \bar{\rho}_K \bar{W}_K} \quad (4.32)$$

$$B_9 = \frac{A_2}{\Pi_2^2 \Pi_5 \Pi_6} \frac{C_{III} \psi(We) \bar{\rho}_\Gamma (\bar{W}_\Gamma - \Pi_2 \bar{W}_K) \bar{W}_\Gamma - \Pi_2 \bar{W}_K}{\bar{\rho}_K \bar{W}_K a_K} \quad (4.33)$$

A_2 - постоянный коэффициент

$$\Pi_2 = \frac{W_{K0}}{W_{\Gamma 0}} - \text{начальное скольжение}; \quad (4.34)$$

$$\Pi_5 = \frac{\rho_{K0}}{\rho_{\Gamma 0}} - \text{отношение плотностей}; \quad (4.35)$$

$$\Pi_6 = \frac{a_{K0}}{d_{\text{Э}0}} - \text{критерий геометрического подобия}; \quad (4.36)$$

$$\Pi_{35} = \frac{\rho_{\Gamma 0} W_{\Gamma 0}^2}{P_0} - \text{величина, обратная критерию Эйлера}. \quad (4.37)$$

3. Уравнение движения двухфазного потока:

Учитывая, что

$$S = S_\Gamma + S_K \quad (4.38)$$

и используя соотношение (4.1) и (4.2), запишем выражение для площади сечения эжектора

$$S = \frac{G_\Gamma}{\rho_\Gamma W_\Gamma} + \frac{G_K}{\rho_K W_K} \quad (4.39)$$

Преобразуем уравнение (4.4) используя уравнения (4.17), (4.18) и (4.39).

$$\frac{G_\Gamma}{\frac{G_K}{\rho_K W_K} + \frac{G_\Gamma}{\rho_\Gamma W_\Gamma}} \frac{dW_\Gamma}{dx} + \frac{G_K}{\frac{G_K}{\rho_K W_K} + \frac{G_\Gamma}{\rho_\Gamma W_\Gamma}} \frac{dW_K}{dx} + \frac{dP}{dx} + \frac{1}{\frac{G_K}{\rho_K W_K} + \frac{G_\Gamma}{\rho_\Gamma W_\Gamma}} \frac{dF_{TP}}{dx} = 0 \quad (4.40)$$

где

$$dF_{TP} = \xi_f \frac{A_{67} G_\Gamma W_\Gamma + A_{68} G_K W_K}{2} \frac{1}{d_c} dx \quad (4.41)$$

Пользуясь формулами (4.26) полученное выражение (4.40) примет следующий вид:

$$B_4 \frac{d\bar{W}_\Gamma}{dx} + B_5 \frac{d\bar{W}_K}{dx} + \frac{d\bar{P}}{dx} + B_7 B_{15} \frac{d\bar{x}}{dx} = 0 \quad (4.42)$$

где

$$B_4 = \frac{\Pi_2 \Pi_5 \Pi_{35} \bar{G}_\Gamma}{(\Pi_2 \Pi_5 + \Pi_1) \bar{S}} \quad (4.43)$$

$$B_5 = \frac{\Pi_1 \Pi_2^2 \Pi_5 \Pi_{35} \bar{G}_K}{(\Pi_2 \Pi_5 + \Pi_1) \bar{S}} \quad (4.44)$$

$$B_7 = \frac{\Pi_2 \Pi_5 \Pi_{35}}{(\Pi_2 \Pi_5 + \Pi_1) \bar{S}} \quad (4.45)$$

$$B_{15} = \xi_f \frac{A_{67} \bar{G}_\Gamma \bar{W}_\Gamma + A_{68} \Pi_1 \Pi_2 \bar{G}_K \bar{W}_K}{2 \cdot \bar{d}_\ominus} \quad (4.46)$$

A_{67}, A_{68} - постоянные коэффициенты

$$\Pi_1 = \frac{G_{K0}}{G_{\Gamma 0}} - \text{критерий, выражающий значение концентрации конденсированной фазы в газовой.} \quad (4.47)$$

4. Уравнение теплообмена:

Для энтальпии капель используется следующая аппроксимирующая формула:

$$i_K = b_{61} T_K^2 + b_{62} T_K + b_{63} \quad (4.48)$$

или в безразмерном виде

$$\bar{i}_K = \frac{A_{62} \bar{T}_K^2 + A_{63} \bar{T}_K + 1}{A_{62} + A_{63} + 1} \quad (4.49)$$

где

$$A_{62} = \frac{b_{61} T_{K0}^2}{b_{63}} \quad (4.50)$$

$$A_{63} = \frac{b_{62} T_{K0}}{b_{63}} \quad (4.51)$$

Дифференцируя (4.49), получим следующее соотношение:

$$\frac{d\bar{i}_K}{d\bar{x}} = \left(\frac{2A_{62} \bar{T}_K + A_{63}}{A_{62} + A_{63} + 1} \right) \frac{d\bar{T}_K}{d\bar{x}} \quad (4.52)$$

Площадь поверхности капли определяется по формуле:

$$f_{\text{пов}} = \pi \cdot a_K^2 \quad (4.53)$$

Преобразуем уравнение (4.5) используя уравнения (4.10), (4.24), (4.25) и (4.53).

$$\frac{di_K}{dx} = \frac{6Nu_{\text{сл}} \lambda_{\text{сл}} T_{\Gamma} \left(1 - \frac{T_K}{T_{\Gamma}}\right)}{a_K^2 \rho_K W_K} \quad (4.54)$$

Пользуясь формулами (4.26) полученное выражение (4.54) примет следующий вид:

$$\frac{d\bar{i}_K}{d\bar{x}} = \frac{A_{21} \Pi_{20} Nu_{\text{сл}} \bar{\lambda}_{\text{сл}} (\bar{T}_{\Gamma} - \Pi_{11} \bar{T}_K)}{\Pi_6 \Pi_{11} \Pi_{17} \bar{a}_K^2 \bar{\rho}_K \bar{W}_K} \quad (4.55)$$

Приравняв правые части уравнений (4.52) и (4.55) получим

$$\frac{d\bar{T}_K}{d\bar{x}} = B_{17} \quad (4.56)$$

где

$$B_{17} = A_{21} \frac{A_{62} + A_{63} + 1}{2A_{62} \bar{T}_K + A_{63}} \frac{\Pi_{20} Nu_{\text{сл}} \bar{\lambda}_{\text{сл}} (\bar{T}_{\Gamma} - \Pi_{11} \bar{T}_K)}{\Pi_6 \Pi_{11} \Pi_{17} \bar{a}_K^2 \bar{\rho}_K \bar{W}_K} \quad (4.57)$$

A_{21} - постоянный коэффициент

$$\Pi_{11} = \frac{T_{K0}}{T_{\Gamma 0}} - \text{отношение температур}; \quad (4.58)$$

$$\Pi_{17} = \frac{W_{K0} a_{K0} \rho_{K0} i_{K0}}{\lambda_{K0} T_{K0}} - \text{критерий Пекле}; \quad (4.59)$$

$$\Pi_{20} = \frac{\lambda_{\text{сл}0}}{\lambda_{K0}} - \text{отношение теплопроводностей}. \quad (4.60)$$

λ_{K0} - коэффициент теплопроводности капли.

5. Уравнение энергии:

Преобразуем уравнение (4.6) используя формулы (4.26). Тогда получим следующее уравнение:

$$\left(\bar{i}_{\Gamma} + \Pi_{32} \frac{\bar{W}_{\Gamma}^2}{2} \right) \bar{G}_{\Gamma} + \left(\Pi_{33} \bar{i}_K + \Pi_{32} \Pi_2^2 \frac{\bar{W}_K^2}{2} \right) \Pi_1 \bar{G}_K = 1 + \frac{\Pi_{32}}{2} + \left(\Pi_{33} + \frac{1}{2} \Pi_{32} \Pi_2^2 \right) \Pi_1 \quad (4.61)$$

где

$$\Pi_{32} = \frac{W_{\Gamma 0}^2}{i_{\Gamma 0}} - \text{отношение начальной кинетической энергии газовой фазы к её начальному}$$

теплосодержанию; (4.62)

$$\Pi_{33} = \frac{i_{K0}}{i_{\Gamma 0}} - \text{отношение энтальпии.}$$

(4.63)

6. Уравнение состояния:

Преобразуем уравнение (4.7) используя формулы (4.26). Тогда получим следующее уравнение:

$$\bar{P} = \bar{\rho}_{\Gamma} \bar{T}_{\Gamma} \quad (4.64)$$

Для энтальпии газа (пара) используется следующая аппроксимирующая формула:

$$i_{\Gamma} = b_{64} T_{\Gamma}^2 + b_{65} T_{\Gamma} + b_{66} \quad (4.65)$$

или в безразмерном виде

$$\bar{i}_{\Gamma} = \frac{A_{64} \bar{T}_{\Gamma}^2 + A_{65} \bar{T}_{\Gamma} + 1}{A_{64} + A_{65} + 1} \quad (4.66)$$

где:

$$A_{64} = \frac{b_{64} T_{\Gamma 0}^2}{b_{66}} \quad (4.67)$$

$$A_{65} = \frac{b_{65} T_{\Gamma 0}}{b_{66}} \quad (4.68)$$

Дифференцируя (4.61) и (4.66), получаем следующие соотношения:

$$\left(\frac{d\bar{i}_{\Gamma}}{d\bar{x}} + \Pi_{32} \frac{d\bar{W}_{\Gamma}}{d\bar{x}} \right) \bar{G}_{\Gamma} + \left(\Pi_{33} \frac{d\bar{i}_K}{d\bar{x}} + \Pi_{32} \Pi_2^2 \frac{d\bar{W}_K}{d\bar{x}} \right) \Pi_1 \bar{G}_K = 0 \quad (4.69)$$

$$\frac{d\bar{i}_{\Gamma}}{d\bar{x}} = \left(\frac{2A_{64} \bar{T}_{\Gamma} + A_{65}}{A_{64} + A_{65} + 1} \right) \frac{d\bar{T}_{\Gamma}}{d\bar{x}} \quad (4.70)$$

В уравнение (4.69) подставим уравнения (4.52) и (4.70). Тогда получим:

$$\frac{d\bar{T}_{\Gamma}}{d\bar{x}} = B_{19} \frac{d\bar{W}_K}{d\bar{x}} + B_{20} \frac{d\bar{W}_{\Gamma}}{d\bar{x}} + B_{21} \frac{d\bar{T}_K}{d\bar{x}} \quad (4.71)$$

где:

$$B_{19} = -\frac{A_{64} + A_{65} + 1}{2A_{64}\bar{T}_\Gamma + A_{65}} \cdot \frac{\Pi_1 \Pi_{32} \Pi_2^2 \bar{W}_K \bar{G}_K}{\bar{G}_\Gamma} \quad (4.72)$$

$$B_{20} = -\frac{A_{64} + A_{65} + 1}{2A_{64}\bar{T}_\Gamma + A_{65}} \cdot \Pi_{32} \bar{W}_\Gamma \quad (4.73)$$

$$B_{21} = -\frac{A_{64} + A_{65} + 1}{2A_{64}\bar{T}_\Gamma + A_{65}} \cdot \frac{2A_{62}\bar{T}_K + A_{63}}{A_{62} + A_{63} + 1} \cdot \frac{\Pi_1 \Pi_{33} \bar{G}_K}{\bar{G}_\Gamma} \quad (4.74)$$

4.4 Эффективность эжектора.

Под эффективностью эжектора с двухфазным рабочим телом (η_ε) будем принимать отношение кинетической энергии двухфазного потока на выходе из эжектора к кинетической энергии жидкости на входе в эжектор:

$$\eta_\varepsilon = \frac{G_\Gamma W_\Gamma^2 + G_{\text{ж}} W_{\text{ж}}^2}{G_{\text{ж}} W_{\text{ж}0}^2} = \frac{W_\Gamma^2 + \Pi_1 W_{\text{ж}}^2}{\Pi_1 W_{\text{ж}0}^2} \quad (4.75)$$

4.5 Физические свойства рабочего тела (воды и воздуха).

В рассмотренной модели двухфазного рабочего тела учитывается зависимость физических свойств рабочего тела от температуры. На основе предварительного анализа имеющихся теоретических и экспериментальных данных были подобраны соответствующие

аппроксимирующие зависимости для параметров жидкости, газа и пограничного слоя в капле [93].

4.6 Математическое решение задачи.

Для выбранной модели двухфазного рабочего тела имеется система четырех дифференциальных уравнений и одного интегрального уравнения, содержащая шесть неизвестных функции $(\bar{W}_k, \bar{W}_r, \bar{T}_k, \bar{T}_r, \bar{P}, \eta)$ – аргумента \bar{x} .

Необходимо решить следующую задачу:

Для заданных граничных условий, выраженных критериями подобия Pi_i , найти такое решение, которое обеспечивает получение на правом конце максимума η_3 .

Таким образом, математически поставленная задача представляет краевую задачу с граничными условиями на право и левом конце, которая могла бы решаться с использованием какого либо метода оптимизации (вариационное исчисление, «принцип максимума» Понтрягина, динамическое программирование). Тогда решение поставленной задачи сведется к решению краевой многопараметрической задачи которую придется решать методом последовательного приближения, что является технически достаточно трудной задачей даже для современных ЭВМ.

В данной работе решение поставленной задачи проводится путем решения обратной задачи для эжектора, т. е. задания распределения давления вдоль канала эжектора, а оптимизация – путем варьирования параметров в законе распределения давления.

Будем понимать под оптимальным эжектором эжектор, теоретически обеспечивающий максимальное значение эффективности η_3 .

С учетом вышеизложенных результатов предлагается следующая аппроксимирующая формула, содержащая два параметра m и n :

$$\bar{P} = \frac{1+1/Pi_{27}}{2} + \frac{1-1/Pi_{27}}{2} \operatorname{sign} \left[\cos \left(\pi \left(\frac{\bar{x}}{\bar{l}_3} \right)^m \right) \right] \cdot \left| \cos \left(\pi \left(\frac{\bar{x}}{\bar{l}_3} \right)^m \right) \right|^n \quad (4.76)$$

Здесь

$$\bar{P} = \frac{P}{P_0} - \text{безразмерное давление,} \quad \Pi_{27} = \frac{P_n}{P_0} \quad (4.77)$$

$$\bar{x} = \frac{x}{d_{\text{э0}}} - \text{текущее значение длины канала эжектора (в калибрах),} \quad (4.78)$$

$$\bar{l}_{\text{э}} = \frac{l_{\text{э}}}{d_{\text{э0}}} - \text{длина канала эжектора (в калибрах).} \quad (4.79)$$

$$\frac{d\bar{P}}{d\bar{x}} = -\frac{1-1/\Pi_{27}}{2} \frac{mn\pi}{\bar{l}_{\text{э}}} \left(\frac{\bar{x}}{\bar{l}_{\text{э}}}\right)^{m-1} \sin\left[\pi\left(\frac{\bar{x}}{\bar{l}_{\text{э}}}\right)^m\right] \cdot \left|\cos\left(\pi\left(\frac{\bar{x}}{\bar{l}_{\text{э}}}\right)^m\right)\right|^{n-1} \quad (4.80)$$

Формула (4.80) обеспечивает выполнение условия

$$\frac{d\bar{P}}{d\bar{x}} = 0 \Bigg|_{\substack{\bar{x}=0 \\ \bar{x}=\bar{l}_{\text{э}}}}, \quad (4.81)$$

а параметры m и n позволяют варьировать законом изменения давления в широком диапазоне изменения градиентов и длиной канала.

Таким образом, решение обратной задачи путем задания закона распределения давления позволяет перейти от краевой задачи к задаче Коши для системы дифференциальных уравнений 1-го порядка. Граничное условие на правом конце по Π_{27} удовлетворяется автоматически выбранным законом изменения давления.

4.7 Формулировка задачи на ЭВМ.

Решается система дифференциальных уравнений с заданными граничными условиями в начальном сечении методом Рунге-Кутты на ЭВМ.

В общем виде система дифференциальных уравнений примет вид:

Правые части уравнений ω_i зависят от искомым безразмерных функций $\bar{W}_K, \bar{W}_G, \bar{T}_K, \bar{T}_G, \bar{P}$, постоянных коэффициентов A_i, m_i, P_i . Часть коэффициентов A_i и P_i зависит от выбранных физических и граничных условий, поэтому перед интегрированием системы необходимо произвести вычисление этих коэффициентов.

4.8 Алгоритм решения задач.

Задача состоит из двух частей:

1. вычисление по заданным физическим условиям коэффициентов A_i и P_i , а также некоторых физических величин на входе в сопло;
2. интегрирование системы дифференциальных уравнений.

Начальные данные:

$P_0, B_0 \left[\frac{H}{M^2} \right]$ - статическое давление на входе и на срезе эжектора,

$T_{G0}, T_{K0} [^{\circ}K]$ - температуры газа и капель на входе в эжектор,

$W_{G0}, W_{K0} \left[\frac{M}{сек} \right]$ - скорости газа и капель на входе,

$G_{G0}, G_{K0} \left[\frac{кг}{сек} \right]$ - массовые расходы газа и капель,

$a_{K0} [M]$ - размер капель,

$\bar{l}_{\varepsilon} = \frac{l_{\varepsilon}}{d_{\varepsilon 0}}$ - длина канала эжектора (в калибрах),

$R_G \left[\frac{кДж}{кг \cdot град} \right]$ - газовая постоянная.

Задаются следующие константы:

$m, n,$

$k_{\varepsilon},$

$m_3, m_4, m_5, m_6, m_7, m_{10},$

$$b_1, b_2, b_{15}, b_{16}, b_{43}, b_{44}, b_{57}, b_{58}, b_{62}, b_{63}, b_{65}, b_{66}, b_{69}, b_{70},$$

$$A_1, A_2, A_4, A_5, A_6, A_7, A_{12}, A_{13}, A_{14}, A_{16}, A_{17}, A_{21}, A_{24}, A_{25}, A_{26}, A_{67}, A_{68}.$$

На основе вышеперечисленных данных вычисляются коэффициенты A_i , Π_i , а также ряд физических величин на входе в эжектор:

$$\Pi_1 = \frac{G_{K0}}{G_{\Gamma 0}} \quad (4.95)$$

$$\Pi_2 = \frac{W_{K0}}{W_{\Gamma 0}} \quad (4.96)$$

$$\rho_{K0} = b_1 - b_2 T_{K0} \quad (4.97)$$

$$\rho_{\Gamma 0} = \frac{P_0}{R_{\Gamma} T_{\Gamma 0}} \quad (4.98)$$

$$\Pi_5 = \frac{\rho_{K0}}{\rho_{\Gamma 0}} \quad (4.99)$$

$$S_{K0} = \frac{G_{K0}}{\rho_{K0} W_{K0}} \quad (4.100)$$

$$S_{\Gamma 0} = \frac{G_{\Gamma 0}}{\rho_{\Gamma 0} W_{\Gamma 0}} \quad (4.101)$$

$$d_{\text{э}0} = \sqrt{\frac{4S}{\pi}} \quad (4.102)$$

$$l_{\text{э}} = \bar{l}_{\text{э}} \cdot d_{\text{э}0} \quad (4.103)$$

$$\Pi_6 = \frac{a_{K0}}{d_{\text{э}0}} \quad (4.104)$$

$$\eta_{\Gamma 0} = b_{69} T_{\Gamma 0} - b_{70} \quad (4.105)$$

$$\Pi_7 = \frac{W_{\Gamma 0} \rho_{\Gamma 0} a_{K0}}{\eta_{\Gamma 0}} \quad (4.106)$$

$$\Pi_{11} = \frac{T_{K0}}{T_{\Gamma 0}} \quad (4.107)$$

$$T_{CЛ0} = \frac{T_{Г0} + T_{K0}}{2} \quad (4.108)$$

$$\eta_{CЛ0} = b_{69}T_{CЛ0} - b_{70} \quad (4.109)$$

$$\rho_{CЛ0} = \frac{P_0}{R_{Г}T_{CЛ0}} \quad (4.110)$$

$$\lambda_{CЛ0} = b_{43}T_{CЛ0} - b_{44} \quad (4.111)$$

$$C_{PCЛ0} = b_{57}T_{CЛ0} + b_{58} \quad (4.112)$$

$$\varphi_{CЛ0} = \frac{\lambda_{CЛ0}}{C_{PCЛ0}\rho_{CЛ0}} \quad (4.113)$$

$$\Pi_{13} = \frac{\eta_{CЛ0}}{\rho_{CЛ0}\varphi_{CЛ0}} \quad (4.114)$$

$$\sigma_0 = b_{15} - b_{16}T_{K0} \quad (4.115)$$

$$\Pi_{16} = \frac{\rho_{Г0}W_{Г0}^2 a_{K0}}{\sigma_0} \quad (4.116)$$

$$i_{K0} = b_{62}T_{K0} + b_{63} \quad (4.117)$$

$$\Pi_{20} = \frac{\lambda_{CЛ0}}{\lambda_{K0}} \quad (4.118)$$

$$\Pi_{25} = \frac{\kappa_{\mathcal{D}}}{d_{\mathcal{D}0}} \quad (4.119)$$

$$\Pi_{27} = \frac{B_0}{P_0} \quad (4.120)$$

$$i_{Г0} = b_{65}T_{Г0} + b_{66} \quad (4.121)$$

$$\Pi_{32} = \frac{W_{Г0}^2}{i_{Г0}} \quad (4.122)$$

$$\Pi_{33} = \frac{i_{K0}}{i_{Г0}} \quad (4.123)$$

$$\Pi_{35} = \frac{\rho_{Г0}W_{Г0}^2}{P_0} \quad (4.124)$$

$$A_{18} = \frac{b_1}{b_2 T_{K0}} \quad (4.125)$$

$$A_{27} = \frac{b_{16} T_{K0}}{b_{15}} \quad (4.126)$$

$$A_{46} = \frac{b_{43} T_{CЛ0}}{b_{44}} \quad (4.127)$$

$$A_{49} = \frac{b_{57} T_{CЛ0}}{b_{58}} \quad (4.128)$$

$$A_{63} = \frac{b_{62} T_{K0}}{b_{63}} \quad (4.129)$$

$$A_{65} = \frac{b_{65} T_{Г0}}{b_{66}} \quad (4.130)$$

$$A_{69} = \frac{b_{69} T_{Г0}}{b_{70}} \quad (4.131)$$

$$A_{71} = \frac{b_{69} T_{CЛ0}}{b_{70}} \quad (4.132)$$

$$\Pi_{17} = \frac{W_{K0} a_{K0} \rho_{K0} i_{K0}}{\lambda_{K0} T_{K0}} \quad (4.133)$$

Перед тем, как начнем вычислять правые части, необходимо убедиться, что при заданных граничных (начальных) условиях газокпельное течение не станет пузырьковым. Критерием оценки этого перехода будет объемная концентрация капель в двухфазном потоке.

$$V_{K0} = S_{K0} W_{K0} d\tau - \text{объем капель, переносимый потоком за время } d\tau \quad (4.134)$$

$$V_{Г0} = S_{Г0} W_{Г0} d\tau - \text{объем газа, проходящий через сечение } S_{Г0} \text{ за время } d\tau \quad (4.135)$$

$$\alpha_{КАП.РАСЧ} = \frac{S_{K0} W_{K0} d\tau}{(S_{Г0} W_{Г0} + S_{K0} W_{K0}) d\tau} = \frac{\frac{S_{K0} W_{K0}}{S_{Г0} W_{Г0}}}{1 + \frac{S_{K0} W_{K0}}{S_{Г0} W_{Г0}}} \quad (4.136)$$

Преобразуем уравнение (4.136), используя уравнения (4.95), (4.96), (4.99), (4.100) и (4.101). Тогда получим:

$$\alpha_{КАП.РАСЧ} = \frac{\Pi_1}{\Pi_1 + \Pi_5} - \text{расчетная объемная концентрация капель в двухфазном потоке} \quad (4.137)$$

Будем считать, что режим течения газокapельный, если капли имеют сферическую форму и соприкасаются в шести плоскостях, то есть плотно упакованы (рисунок 4.1).

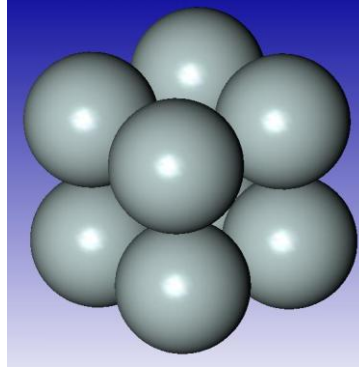


Рисунок 4.1 Схема плотной упаковки капель [128]

Тогда допустимая концентрация рассчитывается следующим образом:

$$\alpha_{КАП.ДОП.} = \frac{2^3 \frac{\pi \cdot a_K^3}{6}}{2^3 a_K^3} = 0,523598 \quad (4.138)$$

Вычисление правых частей

$$\bar{P} = \frac{1+1/\Pi_{27}}{2} + \frac{1-1/\Pi_{27}}{2} \cdot \text{sign} \left[\cos \left(\pi \left(\frac{\bar{x}}{\bar{l}_\varepsilon} \right)^m \right) \right] \cdot \left| \cos \left(\pi \left(\frac{\bar{x}}{\bar{l}_\varepsilon} \right)^m \right) \right|^n \quad (4.139)$$

$$\bar{\rho}_K = \frac{A_{18} - \bar{T}_K}{A_{18} - 1} \quad (4.140)$$

$$\bar{\rho}_\Gamma = \frac{\bar{P}}{\bar{T}_\Gamma} \quad (4.141)$$

$$\bar{S}_K = \frac{\bar{G}_K}{\bar{\rho}_K \bar{W}_K} \quad (4.142)$$

$$\bar{S}_\Gamma = \frac{\bar{G}_\Gamma}{\bar{\rho}_\Gamma \bar{W}_\Gamma} \quad (4.143)$$

$$\bar{S} = \bar{S}_\Gamma \frac{\Pi_2 \Pi_5}{\Pi_2 \Pi_5 + \Pi_1} + \bar{S}_K \frac{\Pi_1}{\Pi_2 \Pi_5 + \Pi_1} \quad (4.144)$$

$$\bar{d}_c = \sqrt{\bar{S}} \quad (4.145)$$

$$\bar{a}_K = \sqrt[3]{\frac{\bar{G}_K}{\bar{\rho}_K}} \quad (4.146)$$

$$\bar{\eta}_\Gamma = \frac{A_{69}\bar{T}_\Gamma - 1}{A_{69} - 1} \quad (4.147)$$

$$\bar{\sigma} = \frac{1 - A_{27}\bar{T}_K}{1 - A_{27}} \quad (4.148)$$

$$\text{Re}_{OTH} = \frac{\Pi_7 |\bar{W}_\Gamma - \Pi_2 \bar{W}_K| \bar{a}_K \bar{\rho}_\Gamma}{\bar{\eta}_\Gamma} \quad (4.149)$$

$$C_{III} = A_{24} + \frac{A_{25}}{\sqrt{\text{Re}_{OTH}}} + \frac{A_{26}}{\text{Re}_{OTH}} \quad (4.150)$$

$$\text{We} = \frac{\Pi_{16} \bar{\rho}_\Gamma (\bar{W}_\Gamma - \Pi_2 \bar{W}_K)^2 \bar{a}_K}{\bar{\sigma}} \quad (4.151)$$

$$\psi(\text{We}) = \begin{cases} A_4 & npu\text{We} > A_{16} \\ \exp(A_1 \text{We}^{m_3}) & npu\varepsilon < \text{We} \leq A_{16} \\ 1 & npu\text{We} \leq \varepsilon, \varepsilon \partial \varepsilon = 10^{-6} \end{cases} \quad (4.152)$$

$$B_8 = \frac{1}{\Pi_2^2 \Pi_5 \Pi_{35} \bar{\rho}_K \bar{W}_K} \quad (4.153)$$

$$B_9 = \frac{A_2}{\Pi_2^2 \Pi_5 \Pi_6} \frac{C_{III} \psi(\text{We}) \bar{\rho}_\Gamma (\bar{W}_\Gamma - \Pi_2 \bar{W}_K) |\bar{W}_\Gamma - \Pi_2 \bar{W}_K|}{\bar{\rho}_K \bar{W}_K \bar{a}_K} \quad (4.154)$$

$$\omega_5 = \begin{cases} 0, npu_{\bar{x}} = 0 \\ -\frac{1 - 1/\Pi_{27}}{2} \frac{mn\pi}{\bar{l}_\vartheta} \left(\frac{\bar{x}}{\bar{l}_\vartheta}\right)^{m-1} \sin \left[\pi \left(\frac{\bar{x}}{\bar{l}_\vartheta}\right)^m \right] \cdot \left| \cos \left(\pi \left(\frac{\bar{x}}{\bar{l}_\vartheta}\right)^m \right) \right|^{n-1} \end{cases} \quad (4.155)$$

$$\text{Re}_{TP} = \frac{\Pi_7 \bar{\rho}_\Gamma \bar{W}_\Gamma \bar{d}_\vartheta}{\Pi_6 \bar{\eta}_\Gamma} \quad (4.156)$$

$$\xi_f = \begin{cases} \frac{A_{12}}{\text{Re}_{TP}} & npu\text{Re}_{TP} \leq A_{17} \\ A_{13} \left(\frac{\Pi_{25}}{\bar{d}_c} + \frac{A_{14}}{\text{Re}_{TP}} \right)^{m_{10}} & npu\text{Re}_{TP} > A_{17} - \end{cases} \quad (4.157)$$

$$B_4 = \frac{\Pi_2 \Pi_5 \Pi_{35} \bar{G}_\Gamma}{(\Pi_2 \Pi_5 + \Pi_1) \bar{S}} \quad (4.158)$$

$$B_5 = B_4 \Pi_1 \Pi_2 \frac{\bar{G}_K}{\bar{G}_\Gamma} \quad (4.159)$$

$$B_{14} = \xi_f \frac{A_{67} \bar{G}_\Gamma \bar{W}_\Gamma + A_{68} \Pi_1 \Pi_2 \bar{G}_K \bar{W}_K}{2 \cdot \bar{d}_\varnothing \cdot \bar{G}_\Gamma} \quad (4.160)$$

$$\bar{T}_{CЛ} = \frac{\bar{T}_\Gamma + \Pi_{11} \bar{T}_K}{1 + \Pi_{11}} \quad (4.161)$$

$$\bar{\rho}_{CЛ} = \frac{\bar{P}}{\bar{T}_{CЛ}} \quad (4.162)$$

$$\bar{\lambda}_{CЛ} = \frac{A_{46} \bar{T}_{CЛ} - 1}{A_{46} - 1} \quad (4.163)$$

$$\bar{C}_{PCЛ} = \frac{A_{49} \bar{T}_{CЛ} + 1}{A_{49} + 1} \quad (4.164)$$

$$\bar{\eta}_{CЛ} = \frac{A_{71} \bar{T}_{CЛ} - 1}{A_{71} - 1} \quad (4.165)$$

$$\bar{\varphi}_{CЛ} = \frac{\bar{\lambda}_{CЛ}}{C_{PCЛ} \bar{\rho}_{CЛ}} \quad (4.166)$$

$$\text{Pr}_{CЛ} = \Pi_{13} \frac{\bar{\eta}_{CЛ}}{\bar{\rho}_{CЛ} \bar{\varphi}_{CЛ}} \quad (4.167)$$

$$Nu = A_5 + A_6 \text{Pr}_{CЛ}^{m_4} \text{Re}_{OTН}^{m_5} + A_7 \text{Pr}_{CЛ}^{m_6} \text{Re}_{OTН}^{m_7} \quad (4.168)$$

$$B_{17} = A_{21} \left(\frac{A_{63} + 1}{A_{63}} \right) \frac{\Pi_{20} Nu_{CЛ} \bar{\lambda}_{CЛ} (\bar{T}_\Gamma - \Pi_{11} \bar{T}_K)}{\Pi_6 \Pi_{11} \Pi_{17} \bar{a}_K^2 \bar{\rho}_K \bar{W}_K} \quad (4.169)$$

$$B_{19} = - \left(\frac{A_{65} + 1}{A_{65}} \right) \cdot \frac{\Pi_1 \Pi_{32} \Pi_2^2 \bar{W}_K \bar{G}_K}{\bar{G}_\Gamma} \quad (4.170)$$

$$B_{20} = - \left(\frac{A_{65} + 1}{A_{65}} \right) \cdot \Pi_{32} \bar{W}_\Gamma \quad (4.171)$$

$$B_{21} = - \left(\frac{A_{65} + 1}{A_{65}} \right) \cdot \left(\frac{A_{63}}{A_{63} + 1} \right) \cdot \frac{\Pi_1 \Pi_{33} \bar{G}_K}{\bar{G}_\Gamma} \quad (4.172)$$

$$\omega_1 = -B_8 \cdot \omega_5 + B_9 \quad (4.173)$$

$$\omega_2 = -\frac{B_5}{B_4} \omega_1 - \frac{1}{B_4} \omega_5 - B_{14} \quad (4.174)$$

$$\omega_3 = B_{17} \quad (4.175)$$

$$\omega_4 = B_{19} \cdot \omega_1 + B_{20} \cdot \omega_2 + B_{21} \cdot \omega_3 \quad (4.176)$$

После решения системы дифференциальных уравнений вычисляются следующие величины:

$$\bar{i}_K = \frac{A_{63} \bar{T}_K + 1}{A_{63} + 1} \quad (4.177)$$

$$\bar{i}_\Gamma = \frac{A_{65} \bar{T}_\Gamma + 1}{A_{65} + 1} \quad (4.178)$$

$$C_1 = \frac{\Pi_1 \Pi_{32}}{(1 + \Pi_1 \Pi_{33}) \Pi_5 \Pi_{35} - \Pi_5 \Pi_{32}} \quad (4.179)$$

$$C_2 = \frac{(1 + \Pi_1 \Pi_{33}) \Pi_{35}}{(1 + \Pi_1 \Pi_{33}) \Pi_{35} - \Pi_{32}} \quad (4.180)$$

$$\bar{W}_{WTP^2} = \left[\frac{2}{(\Pi_1 + 1) \Pi_{35}} \left(\left(\frac{1 - C_1}{1 - \frac{1}{C_2}} \right) \left(1 - \bar{P}^{(1 - 1/C_2)} \right) + (1 - \bar{P}) \left(C_1 + \frac{\Pi_1}{\Pi_5} \right) \right) + 1 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4.181)$$

$$W_{\Gamma WTP} = \frac{W_{\Gamma WTP}}{W_{\Gamma 0 WTP}} = \left[\frac{2}{\Pi_{32}} \left(1 - \bar{P}^{(\Pi_{32}/\Pi_{35})} \right) + 1 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4.182)$$

$$\bar{W}_{KWTP} = \left[1 + \frac{2}{\Pi_2^2 \Pi_5 \Pi_{35}} (1 - \bar{P}) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4.183)$$

$$\eta = \frac{\bar{W}_\Gamma^2 + \Pi_1 \Pi_2^2 \bar{W}_K^2}{(1 + \Pi_1) \bar{W}_{WTP^2}^2} \quad (4.184)$$

$$\eta_C = \frac{\bar{m}_\Gamma \bar{W}_\Gamma^2 + \Pi_1 \Pi_2^2 \bar{m}_K \bar{W}_K^2}{\bar{m}_\Gamma \bar{W}_{\Gamma WTP}^2 + \Pi_1 \Pi_2^2 \bar{m}_K \bar{W}_{KWTP}^2} \quad (4.185)$$

$$\varepsilon = \frac{\overline{W}_K \Pi_2}{\overline{W}_\Gamma} - \text{скольжение фаз} \quad (4.186)$$

$$\theta = \frac{\overline{T}_K \Pi_{11}}{\overline{T}_\Gamma} - \text{температурное скольжение фаз} \quad (4.187)$$

По полученному алгоритму была написана программа «ezhektor_d» на языке программирования Fortran. Программа предусматривает расчет как в относительных (безразмерных) величинах (для анализа), так и в абсолютных (размерных) величинах. В текстовый файл «starting» вводятся начальные параметры. Постоянные значения записаны в файле «Constant». После запуска программы результаты в относительных величинах записываются в текстовый файл «otvet_otn.txt», а в абсолютных величинах в файл «otvet_abs.txt». Графики строятся в среде Microsoft Excel после копирования полученных данных в файлы «graf_otn» «graf_abs», соответственно в безразмерном и размерном видах.

4.9 Результаты расчета.

По приведенному выше алгоритму было произведено численное исследование на ЭВМ течения воздуховодяного рабочего тела в эжекторе в широком диапазоне начальных параметров и граничных условий [136].

В качестве исходных данных были использованы следующие параметры:

$P_0 = 0,8 \cdot 10^5$ Па – давление на входе в эжектор,

$P_H = 1 \cdot 10^5$ Па – давление на выходе из эжектора (атмосферное давление),

$G_{\text{ж}} = 206$ г/с – расход двухфазной смеси через смеситель,

$G_\Gamma = 5$ г/с – расход эжектируемого газа,

$W_{\text{ж}} = 98,16$ м/с – скорость двухфазной смеси (на выходе из многоструйного сопла),

$W_\Gamma = 186$ м/с – скорость эжектируемого воздуха (определяется по перепаду давления (4.1)),

$T_{\text{ж}} = T_\Gamma = 288$ К – температура жидкости и газа,

$a_{\text{к0}} = 100$ мкм – размер капель двухфазной смеси,

$l = 10$ – число калибров диаметра эжектора.

$m = n = 1$ – показатели степени в формуле (4.11).

Некоторые результаты представлены на рисунках 4.2-4.4.

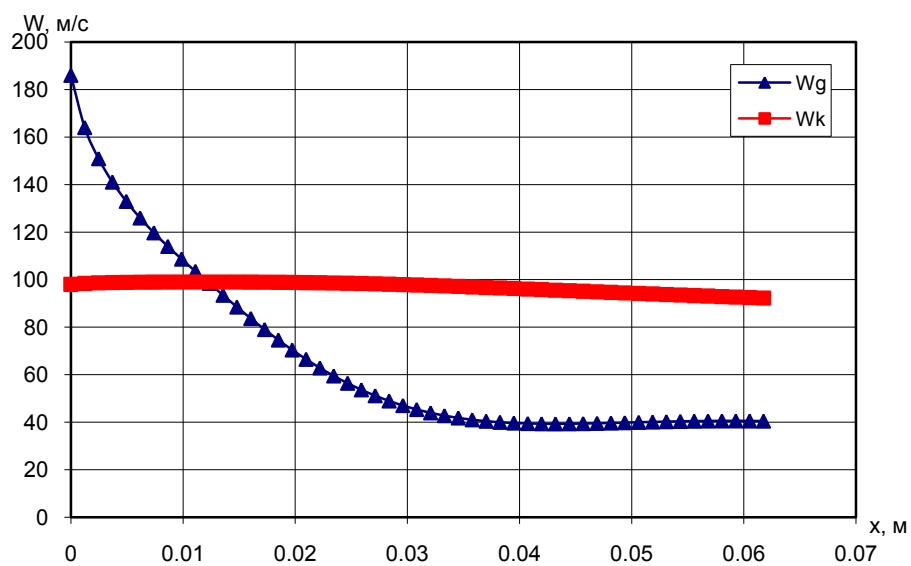


Рисунок 4.2 – Распределение скоростей жидкости и газа по длине эжектора

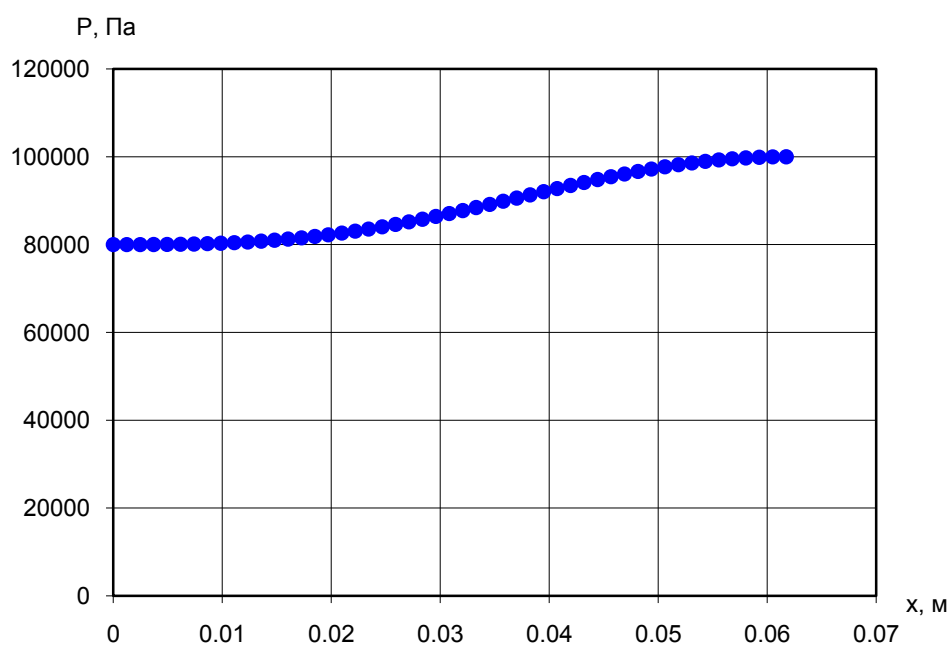


Рисунок 4.3 – Изменение статического давления по длине эжектора

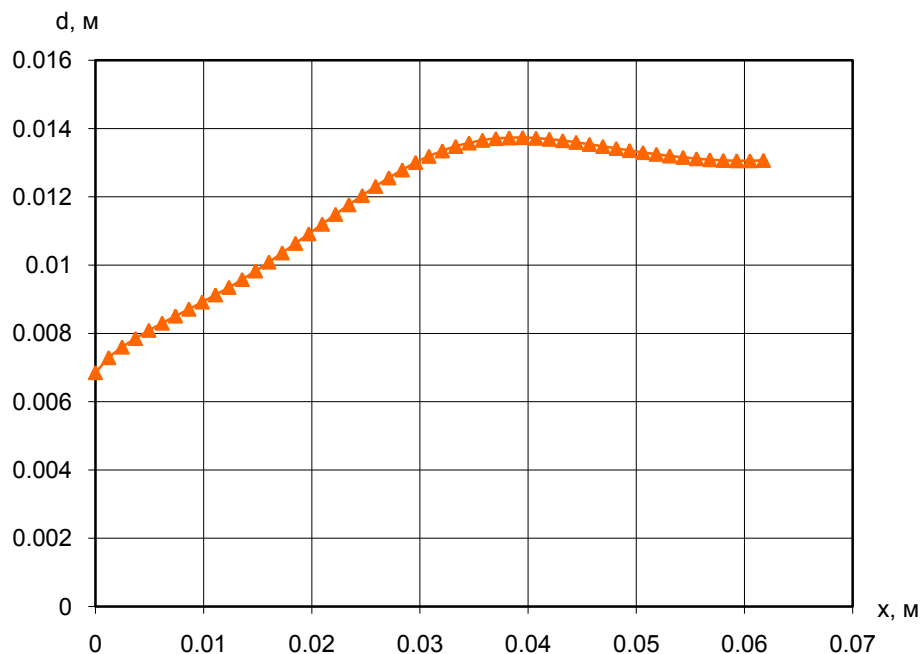


Рисунок 4.4 – Проточная часть канала эжектора

По результатам расчетов видно, что скорость газа плавно падает от 186 м/с на входе до 40 м/с на выходе, а скорость капель незначительно уменьшается по всей длине эжектора в диапазоне от 100 до 92 м/с. Таким образом в эжекторе осуществляется торможение газа водовоздушным потоком. Давление плавно возрастает от 0,8 до 1 атм. в соответствии с законом распределения (4.76). Проточная часть канала эжектора сначала расширяется, а затем имеет небольшое сужение ближе к краю эжектора. Следует заметить, что из канала исчез диффузор.

4.10 Оптимизация течения газок капельной смеси в эжекторе

С целью повышения эффективности эжектора были проведены исследования по оптимизации течения газок капельной смеси в канале эжектора [132]. Были задействованы следующие параметры:

- влияние дисперсности капель,
- влияние перепада давления,
- влияние расхода эжектируемого воздуха,
- влияние длины канала эжектора,

- Влияние закона распределения давления (коэффициенты m и n).

4.10.1 Влияние дисперсности двухфазной смеси на процесс смешения в эжекторе

Размер капле эжектирующей среды в базовом варианте составляет 100 мкм. В зависимости от величины капле меняется инерционность газокapельной струи и процесс смешения в целом. Рассматривался размер капле 50 и 25 мкм. На рисунке 4.5 4.5 показаны результаты исследования – « $W_{ж}$ » - соответствует скорости жидкости, она практически не меняется с изменением дисперсности капле, « $W_{г}$ 100 мкм» - соответствует скорости газа при размере капле 100 мкм, « $W_{г}$ 50 мкм» и « $W_{г}$ 25 мкм» аналогично для размеров капле 50 и 25 мкм. Как видно из графика – с уменьшением размера капле скорость эжектируемого воздуха по тракту эжектора увеличивается.

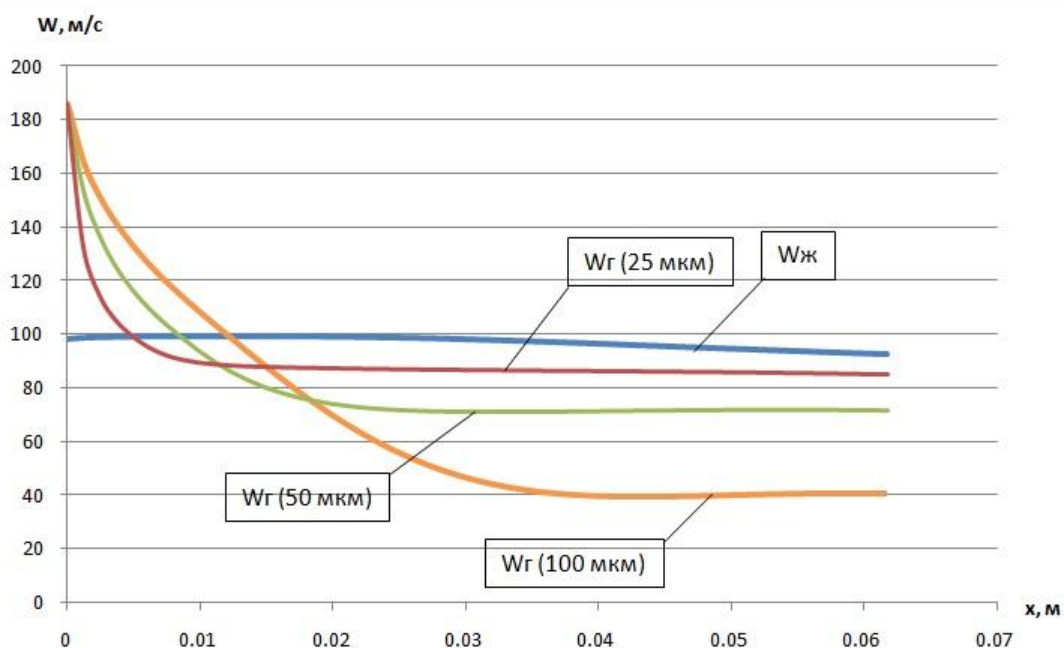


Рисунок 4.5 – Влияние дисперсности капле на распределение скоростей в эжекторе

4.10.2 Влияние перепада давления на эжекторе

В зависимости от величины перепада давления (4.1) меняется скорость эжектируемого газа, что сказывается на процессе смешения в эжекторе. Скорость рассчитывается следующим образом:

По перепаду давления $\pi(\lambda)$ из таблиц газодинамических функций определяется приведённая скорость λ :

$$\pi(\lambda) \rightarrow \lambda \quad (4.188)$$

Рассчитывается критическая скорость звука:

$$a_{кр} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT^*} \quad (4.189)$$

Определяется скорость газа:

$$W_{\Gamma} = \lambda \cdot a_{кр} \quad (4.190)$$

Рассматривались значения перепада давления 0,7 – 0,9 с шагом 0,1. Размер капель составляет 50 мкм.

Значения скоростей для этих перепадов приведены в таблице 4.1:

Таблица 4.1

P_0/P_1	W_{Γ} , м/с
0,7	235
0,8	186
0,9	127

Распределение давления по длине эжектора и его профиль представлены на рисунках 4.6 и 4.7. Как видно из графиков, в зависимости от величины перепада давления изменяется профиль канала эжектора.

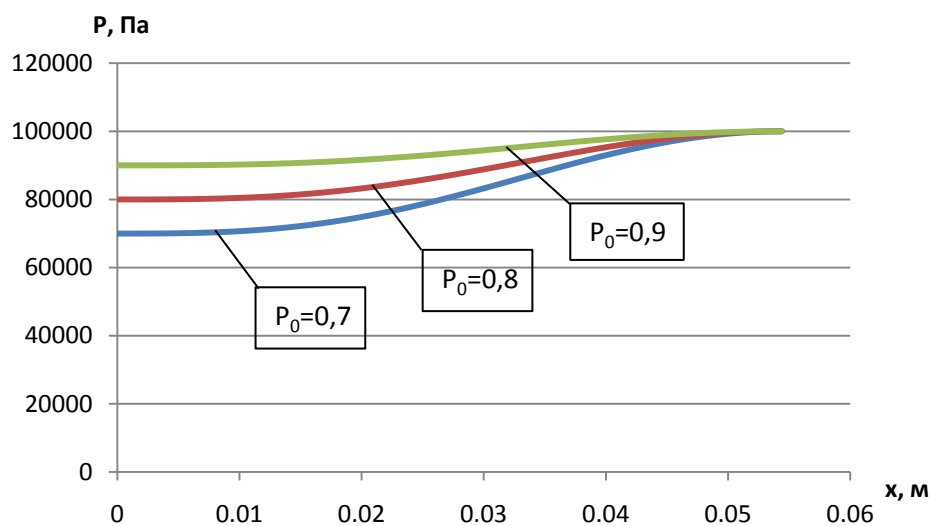


Рисунок 4.6 – Распределение давления по длине эжектора

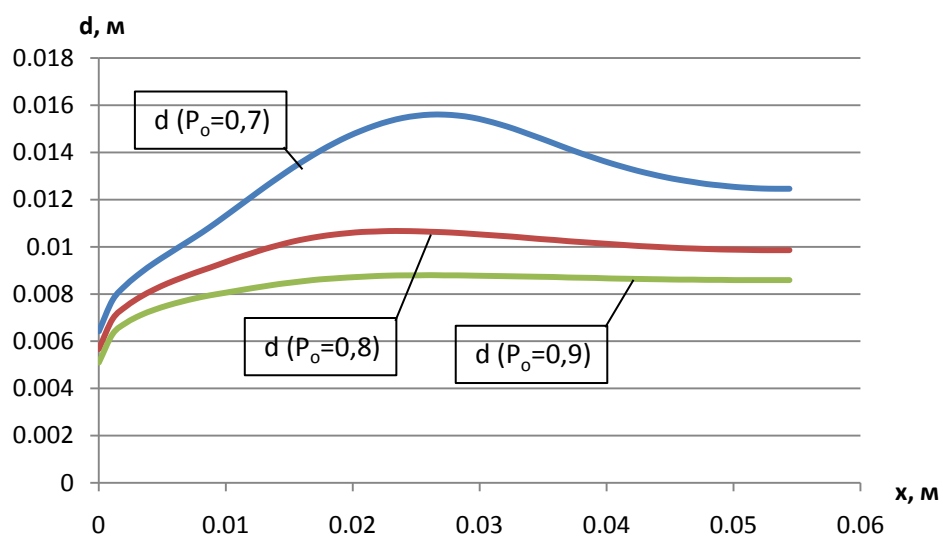


Рисунок 4.7 – Профиль эжектора при различных начальных давлениях

4.10.3 Влияние расхода эжектируемого воздуха

В зависимости от величины расхода эжектируемого воздуха меняется параметр

$$\Pi_1 = \frac{G_{\text{ж}}}{G_{\text{в}}}$$

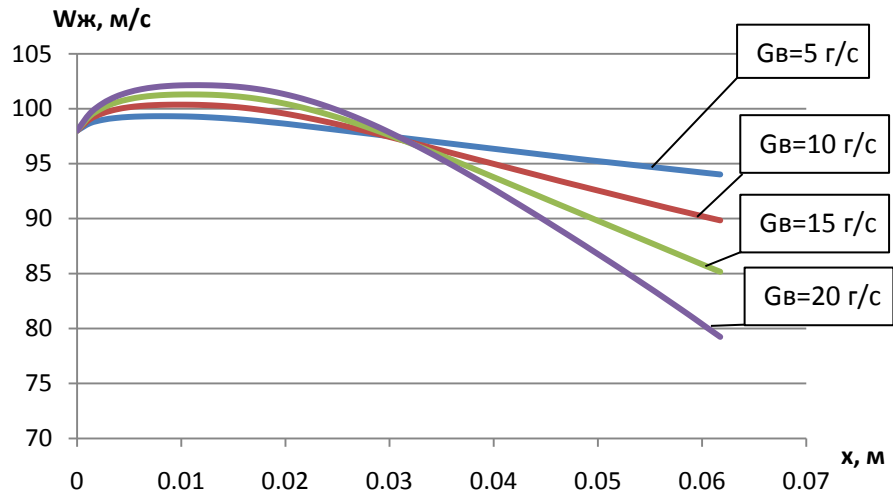


Рисунок 4.8 – Влияние расхода эжектируемого воздуха на скорость жидкости в эжекторе

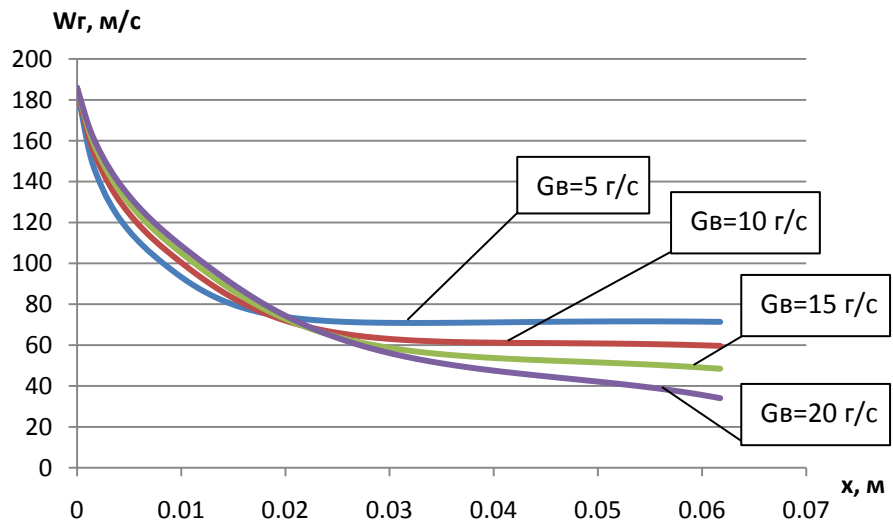


Рисунок 4.9 – Влияние расхода эжектируемого воздуха на скорость газа в эжекторе

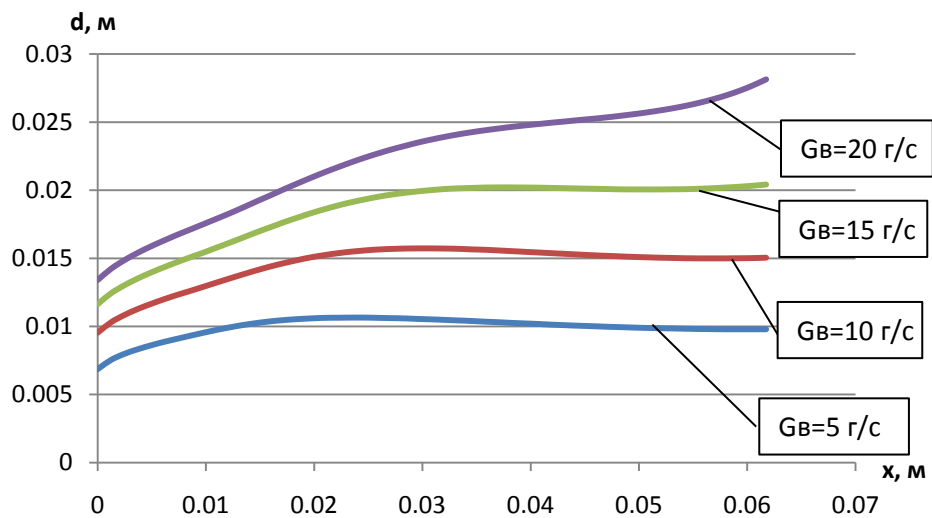


Рисунок 4.10 – Влияние расхода эжектируемого воздуха на геометрию эжектора

4.10.4 Влияние длины канала эжектора

В зависимости от длины канала эжектора изменяются параметры двухфазного потока на выходе из него. Влияние основных параметров показано на рисунках 4.11 и 4.12 .

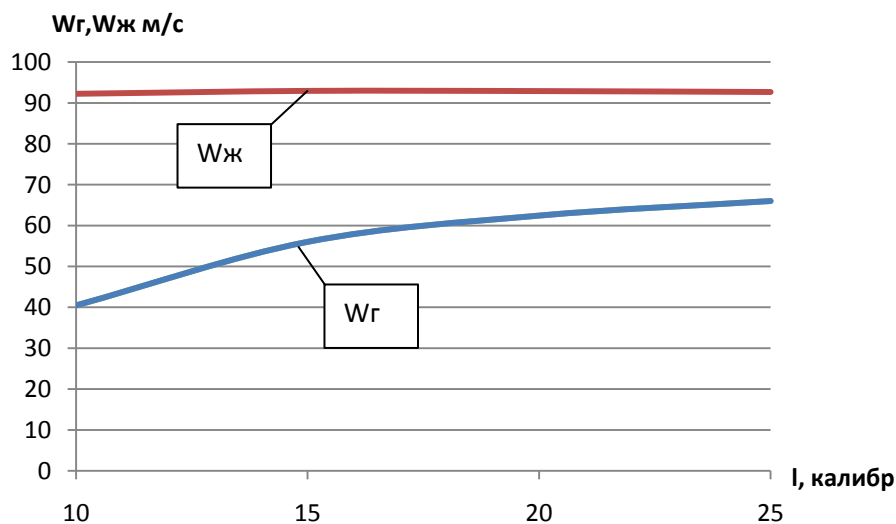


Рисунок 4.11 – Влияние длины канала эжектора на конечную скорость газа и жидкости

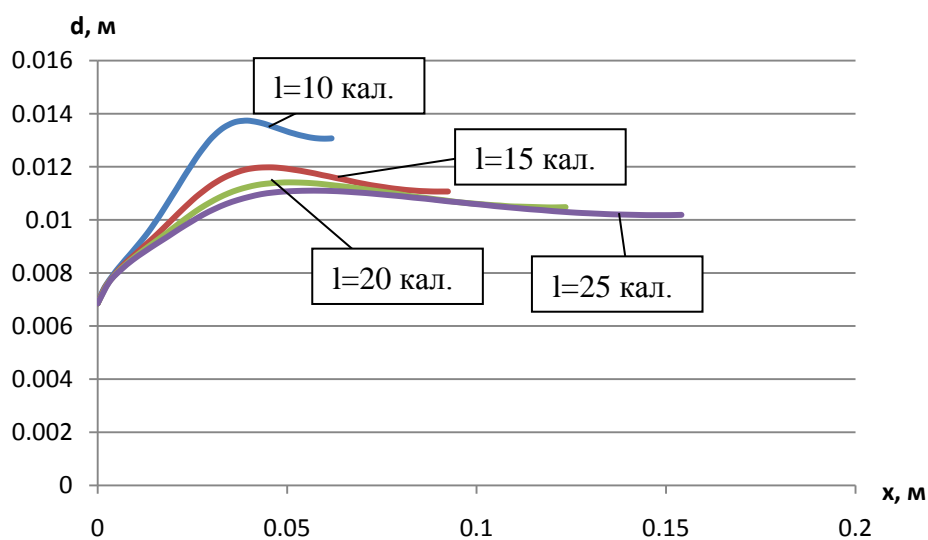


Рисунок 4.12 – Влияние длины эжектора на геометрию канала

4.10.5 Влияние закона распределения давления

Закон распределения давления в эжекторе задаётся формулой (4.11). В зависимости от величины коэффициентов m и n проточная часть эжектора принимает разные формы.

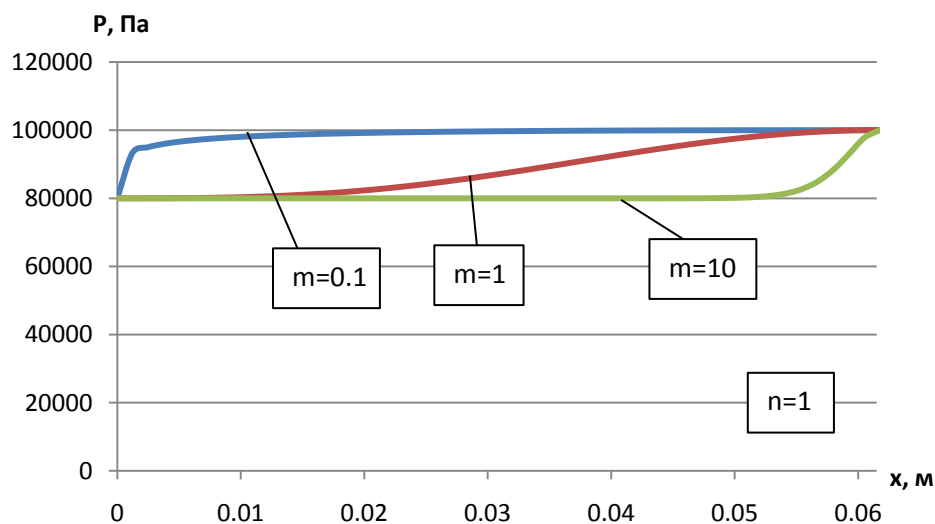


Рисунок 4.13 – Зависимость распределения давления в эжекторе от величины коэффициента m при $n=1$

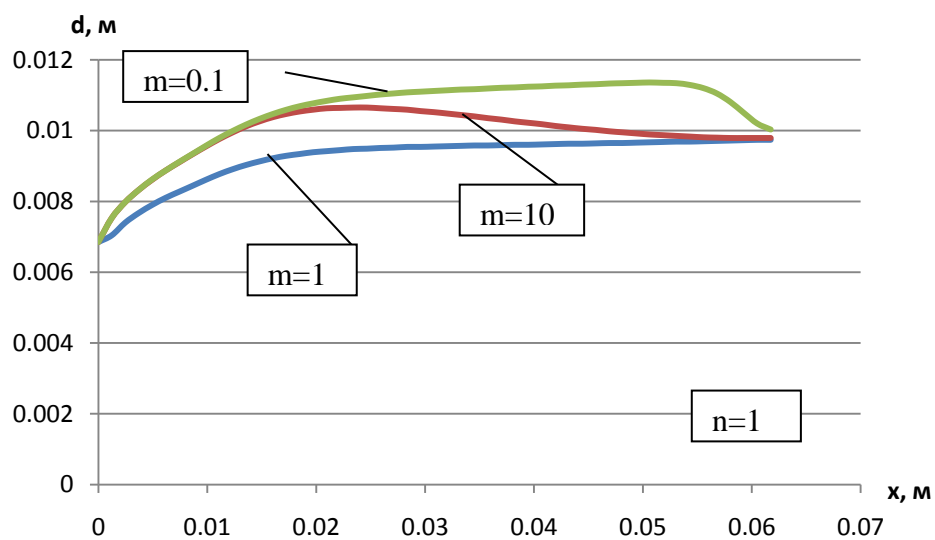


Рисунок 4.14 – Зависимость геометрии эжектора от величины коэффициента m при $n=1$

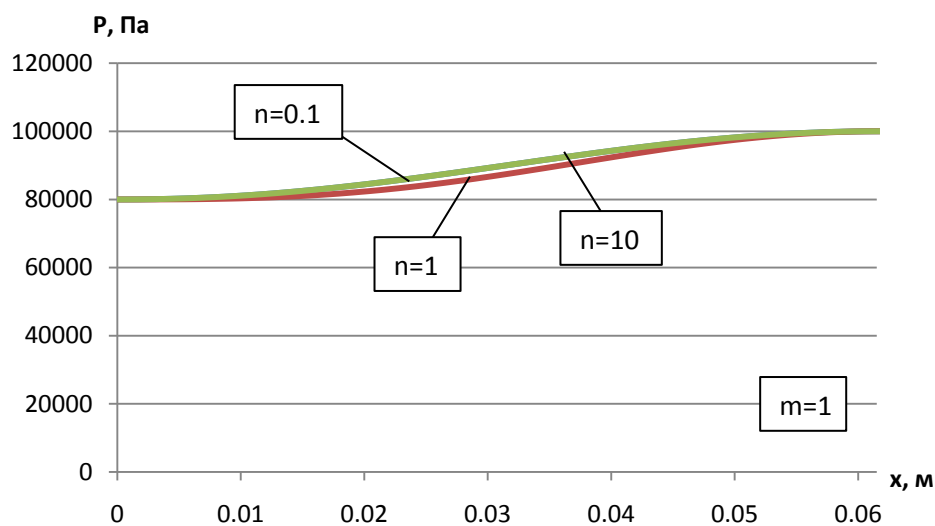


Рисунок 4.15 – Зависимость распределения давления в эжекторе от величины коэффициента n при $m=1$

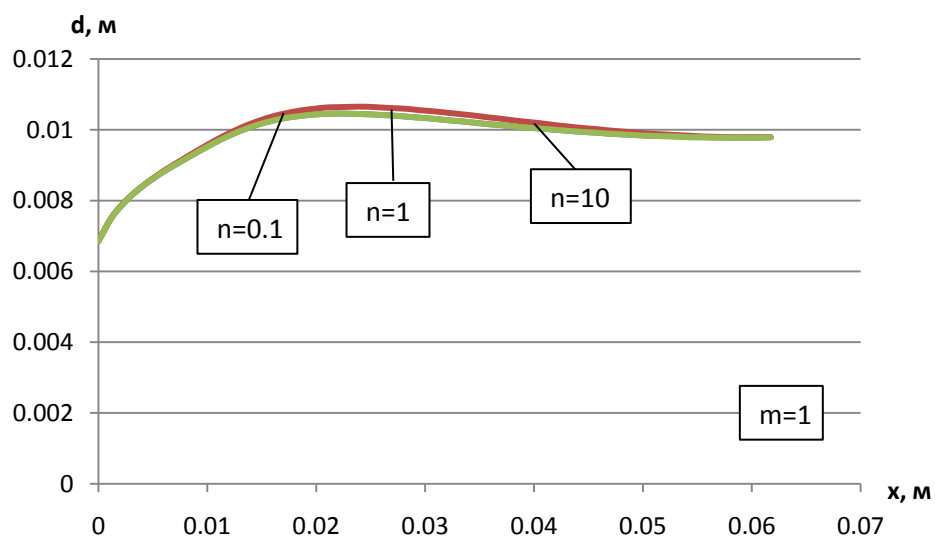


Рисунок 4.16 – Зависимость геометрии эжектора от величины коэффициента n при $m=1$

4.11 Описание конструкции эжектора.

Конструктивная схема эжектора представлена на рисунке 4.17.

- 1 – корпус смесительного устройства;
- 2 – корпус эжектора;

- 3 – винт М4;
- 4 – канал эжектора;
- 5 – переходник;
- 6 – сопло;
- 7 – расходомер.

В корпус смесительного устройства **1** помещается переходник **5**, в который вкручивается сопло **6**. Конструкция эжектора предусматривает возможность установки в переходник **5** сменных сопел с разными геометрическими характеристиками для экспериментального определения эффективности смешения фаз. Герметичность переходника обеспечивается за счёт уплотнительного кольца. Также в корпус смесительного устройства вкручивается корпус эжектора **2**, причем в зависимости от глубины вкручивания изменяется площадь проходного сечения, через которое эжектируется воздух (канал между соплом **6** и корпусом эжектора **2**). С помощью винта М4 (поз. **3**) в корпусе эжектора закрепляется канал эжектора **4**. Имеется несколько каналов разной длины и геометрии для определения их влияния на процесс смешения (теоретические аспекты этих вопросов рассматривались в гл. 5.2).

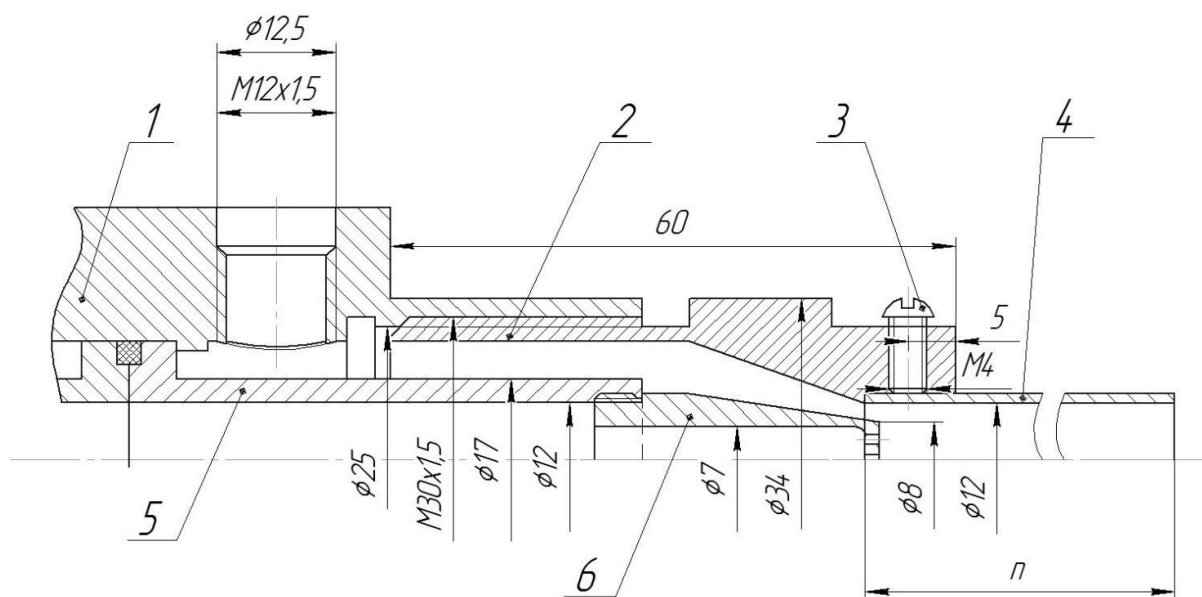


Рисунок 4.17 – Конструктивная схема эжектора

Отдельно показаны некоторые элементы конструкции эжектора:

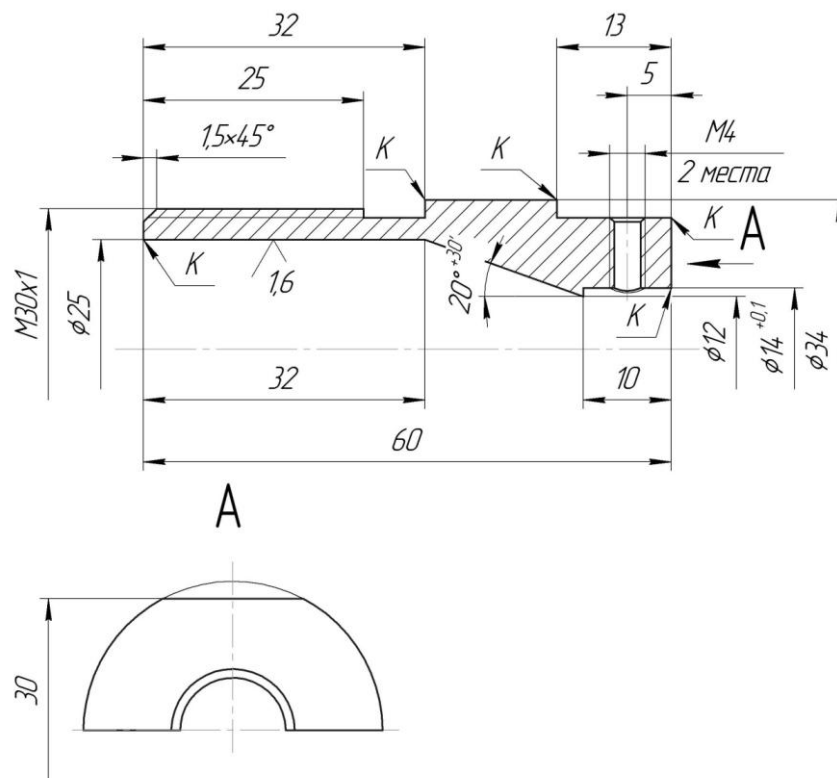
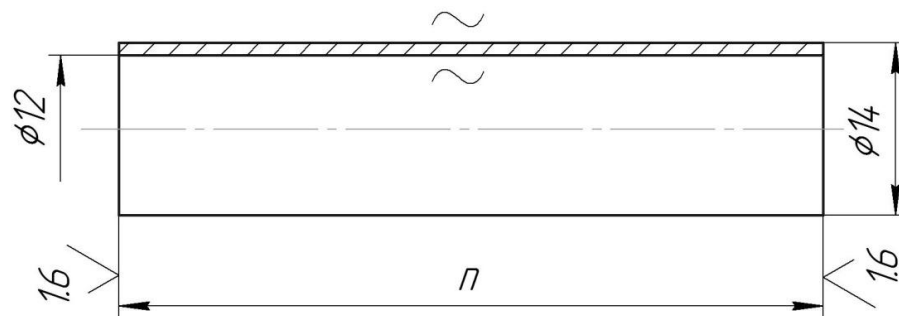


Рисунок 4.18 – Корпус эжектора



$$\begin{aligned} \pi_1 &= 120 \\ \pi_2 &= 180 \end{aligned}$$

Рисунок 4.19 – Канал эжектора

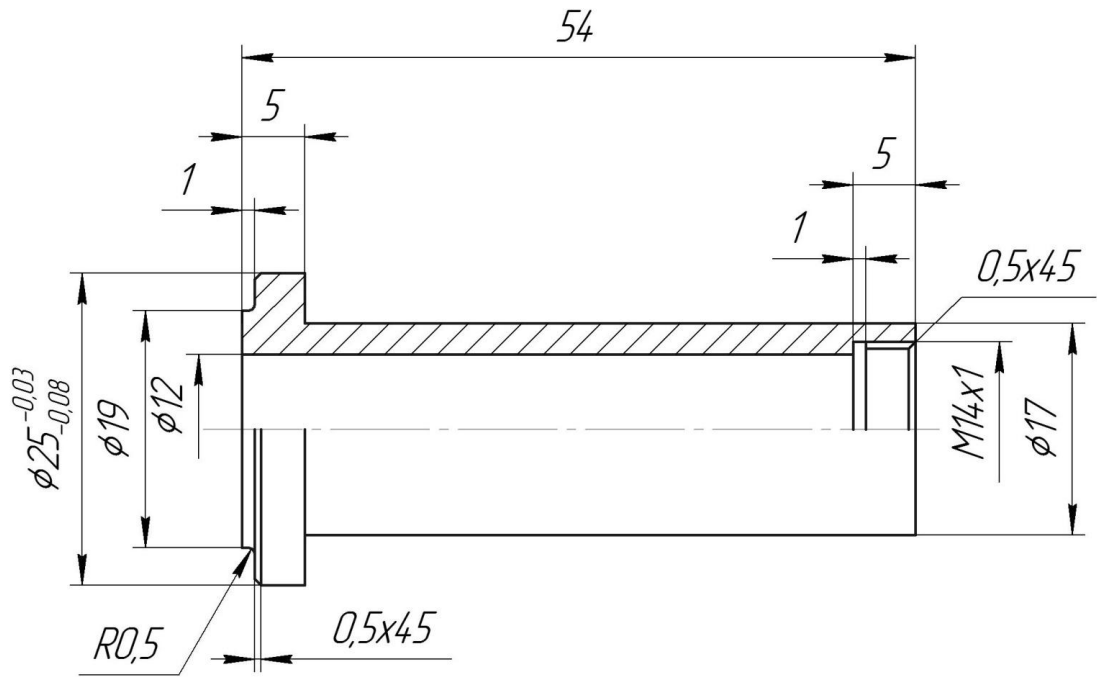


Рисунок 4.20 – Переходник

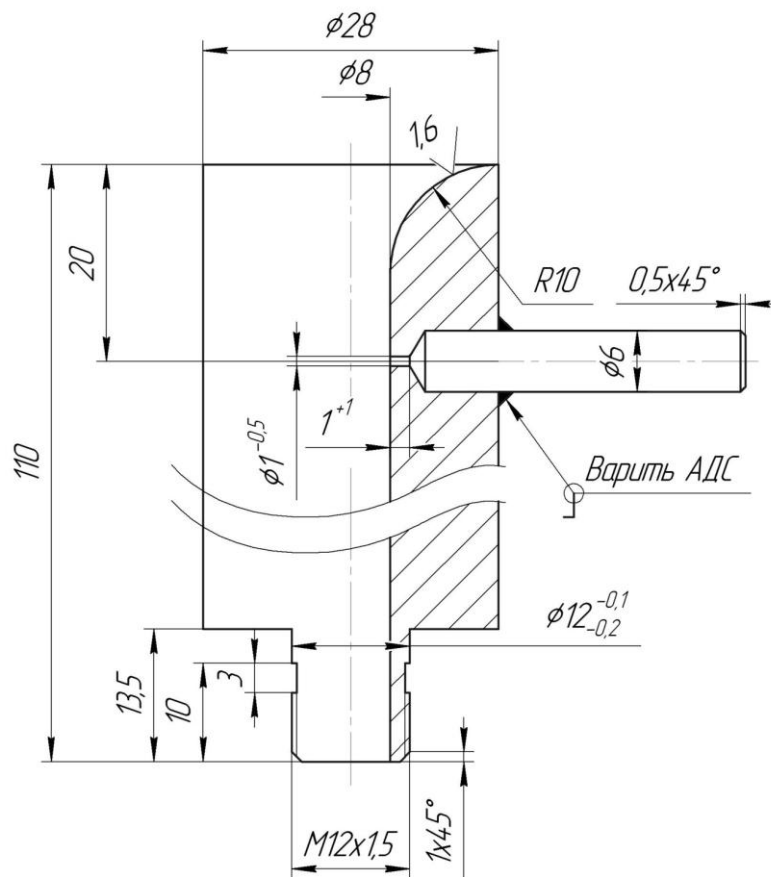


Рисунок 4.21 – Корпус расходомера

Многоструйные сопла, обозначенные на рисунке позицией 6 – это сопло № 5 и сопло № 6, описанные в главе 3.

4.12 Экспериментальное исследование эжектора с двухфазным рабочим телом.

Общий вид эжектора (с многоструйным смесителем с 7 отверстиями) и двухфазной струи, истекающей из него, представлены на рисунках 4.22 и 4.23 .

Аналогично выглядит эжектор с многоструйным смесителем с 4 отверстиями и газокапельная струя, истекающая из него.

После проведения экспериментальных исследований были построены зависимости расхода воздуха (рисунок 4.24) и коэффициента эжекции (рисунок 4.25) от площади проходного сечения для эжектируемого воздуха, которая рассчитывалась на основе геометрии эжектора (рисунок 4.17).

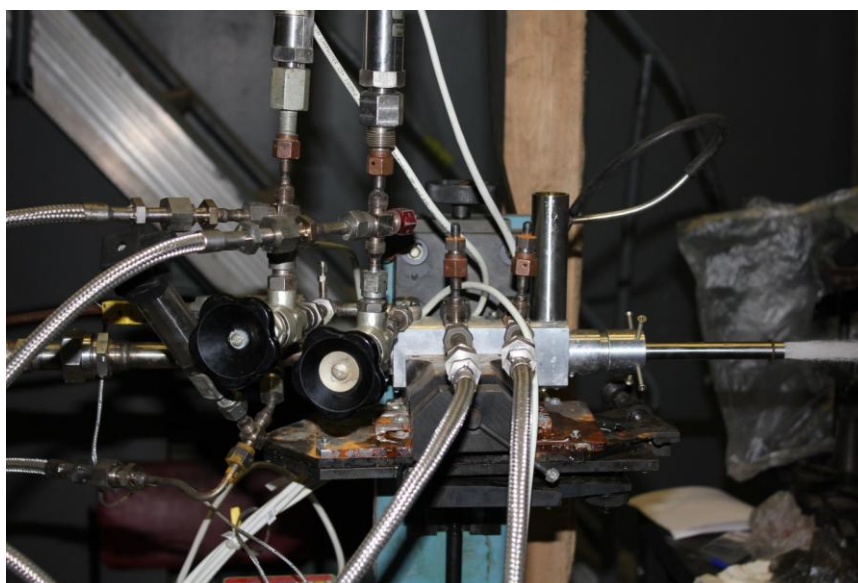


Рисунок 4.22 – Общий вид эжектора



Рисунок 4.23 – Фотография газокпельной струи, истекающей из эжектора

Расход эжектируемого воздуха рассчитывался по перепаду давления в расходомере (рисунок 4.21).

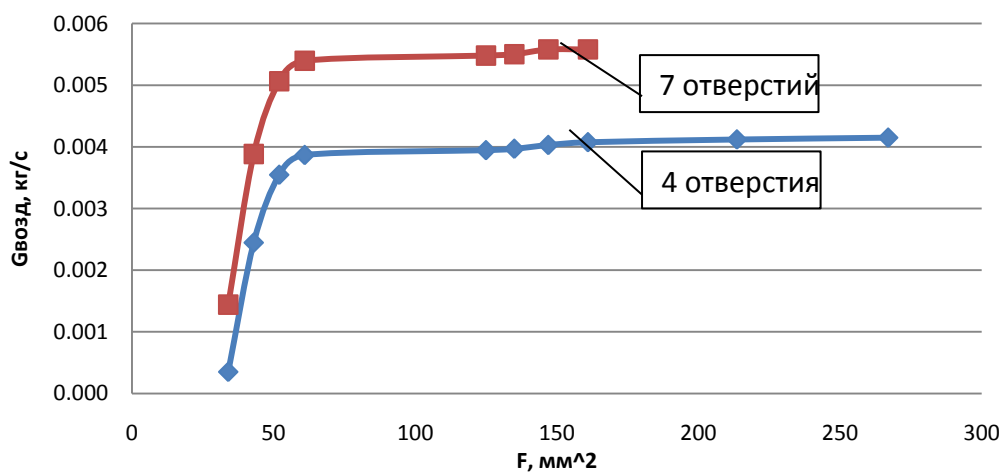


Рисунок 4.24 – Зависимость расхода эжектируемого воздуха от площади проходного сечения для многоструйных смесителей с 7 и 4 отверстиями

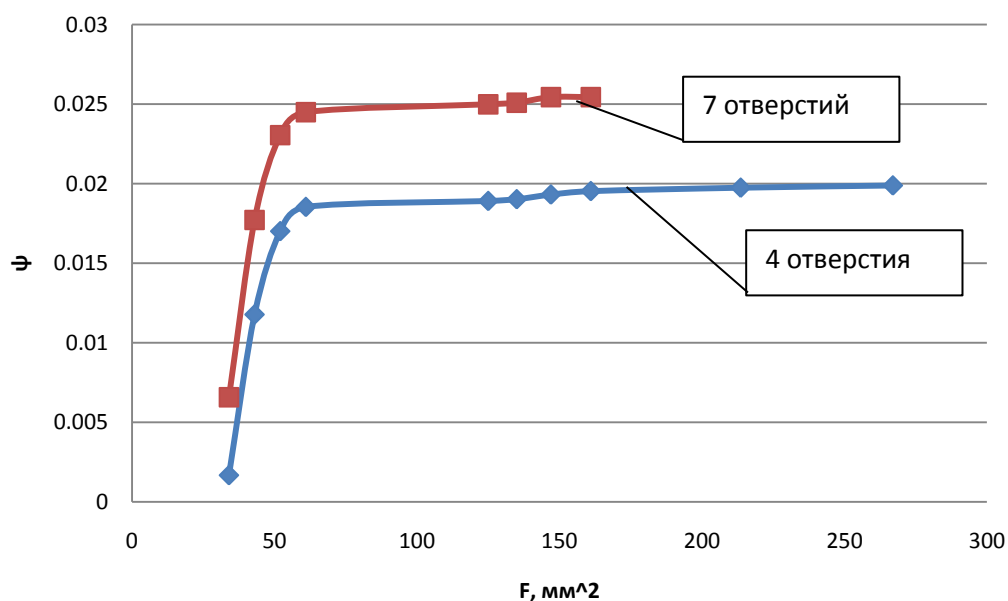


Рисунок 4.25 – Зависимость коэффициента эжекции от площади проходного сечения для многоструйных смесителей с 7 и 4 отверстиями

Коэффициент эжекции ψ определяется как

$$\psi = \frac{G_B}{G_{ж}}, \quad (4.191)$$

где G_B - расход эжектируемого воздуха, $G_{ж}$ - расход жидкости через смеситель.

Расход эжектируемого воздуха:

$$G_B = \rho w F, \quad (4.192)$$

где ρ - плотность воздуха, определяемая по уравнению состояния, w - скорость воздуха, определяемая по перепаду давления на расходомере, F - площадь проходного сечения расходомера.

Фотография струи, истекающей из эжектора, полученная с помощью PIV-метода представлена на рисунке 4.26:

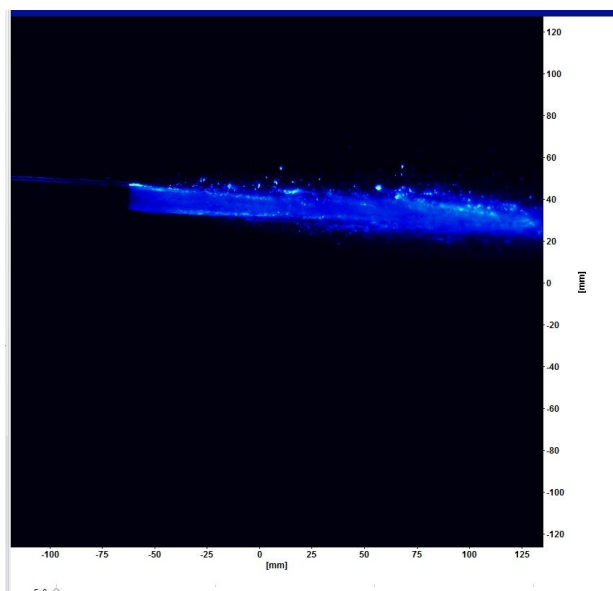


Рисунок 4.26 – Фотография газок капельной струи, истекающей из эжектора, полученная при помощи PIV-метода

Линии тока и модули скорости двухфазной струи, а также карта полей горизонтальной скорости показаны на рисунках 4.27 и 4.28 соответственно:

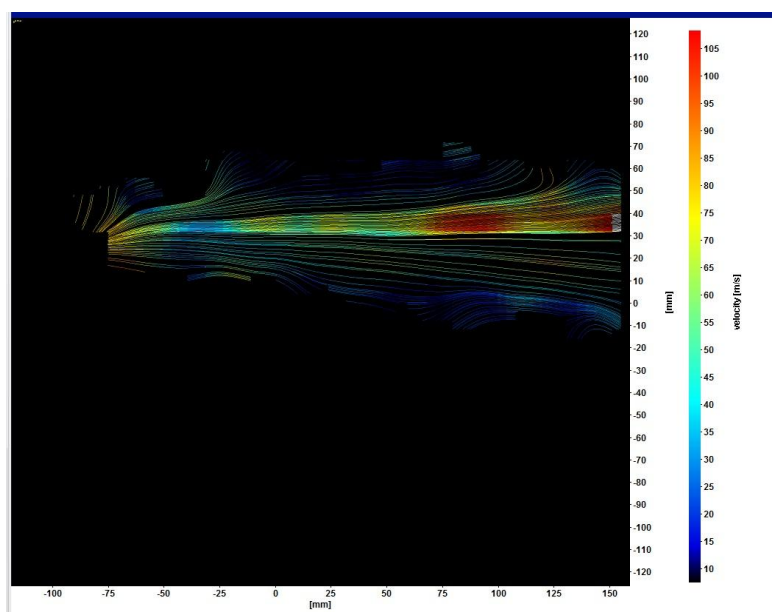


Рисунок 4.27 – Линии тока и модули скорости газок капельной струи на выходе из эжектора

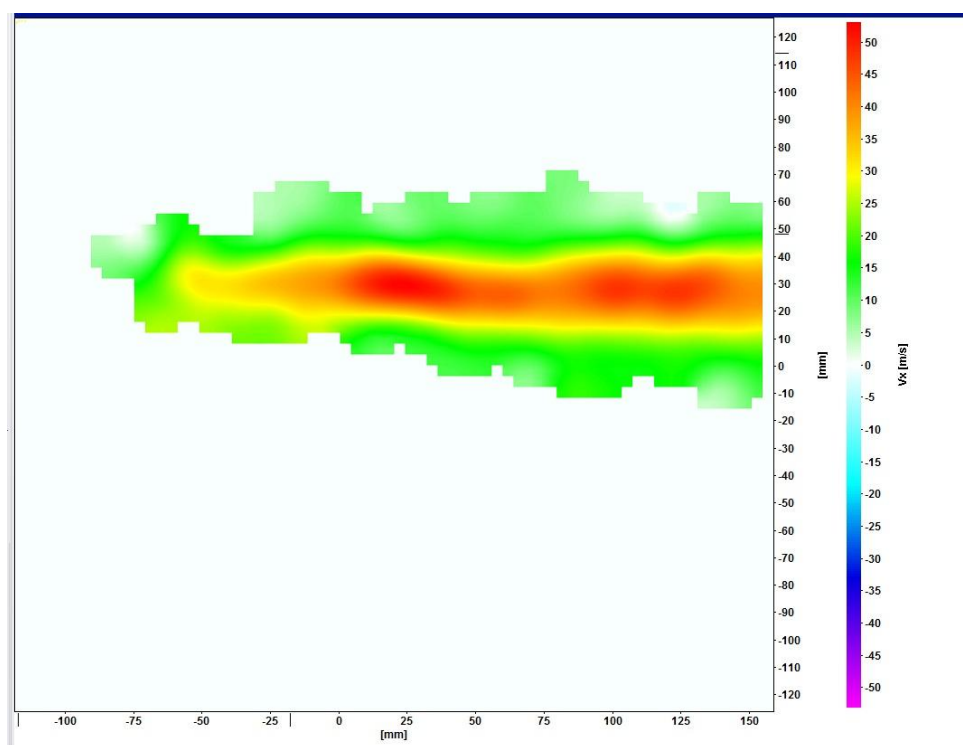


Рисунок 4.28 – Карта полей скоростей газокapельной струи на выходе из эжектора

4.12.1 Эжектор со смесителем с однофазным рабочим телом.

Проводилось экспериментальное исследование скорости капель в поперечных сечениях струи эжектора с однофазным смесителем (сопло № 6) на расстоянии $L=300$ мм от среза. Опыты проводились при различных расходах эжектируемого воздуха. При помощи метода PIV производилось определение скорости капель в поперечном сечении на различных расстояниях от оси струи с шагом 2 мм. После обработки экспериментальных данных были получены распределения скоростей капель в разные моменты времени (рисунок 4.29). Затем строились осредненные кривые (рисунок 4.30). После чего по точкам максимальных скоростей были получены следующие зависимости (рисунок 4.31 - 4.33).

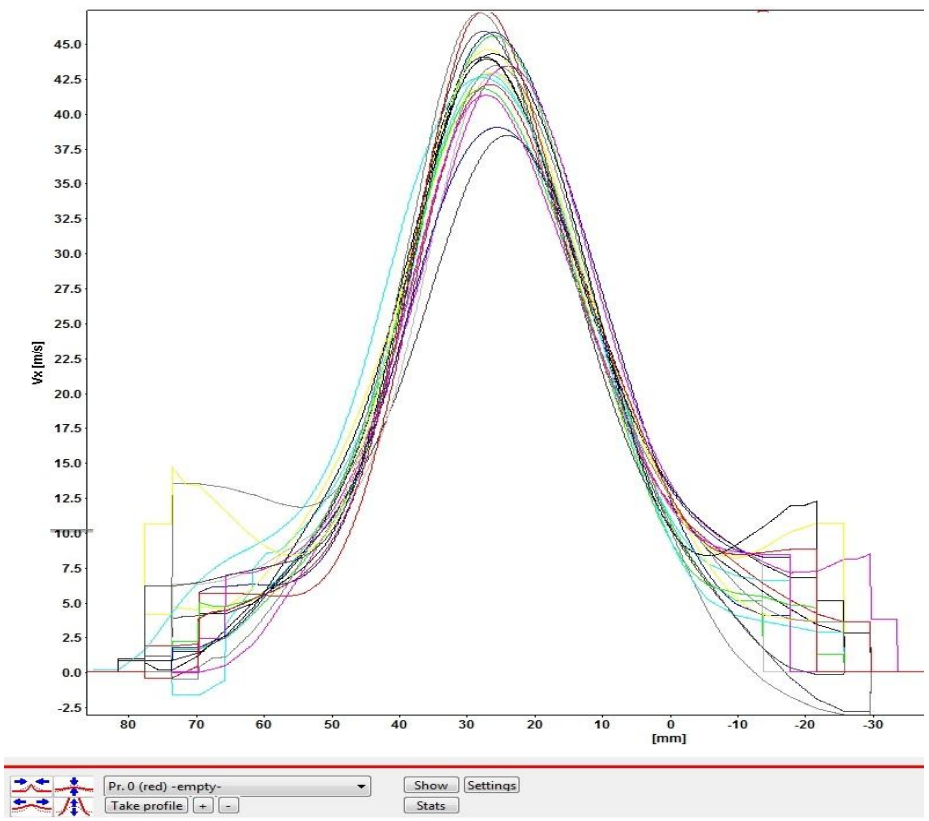


Рисунок 4.29 – Распределение скоростей капель в поперечном сечении струи

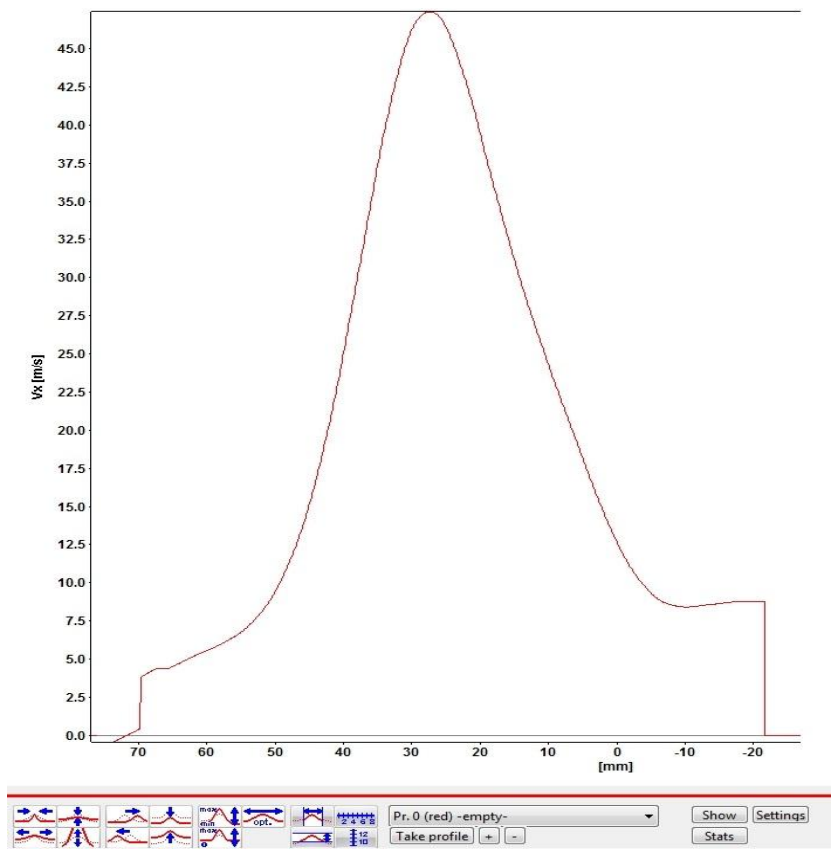


Рисунок 4.30 – Осредненная скорость капель в поперечном сечении струи

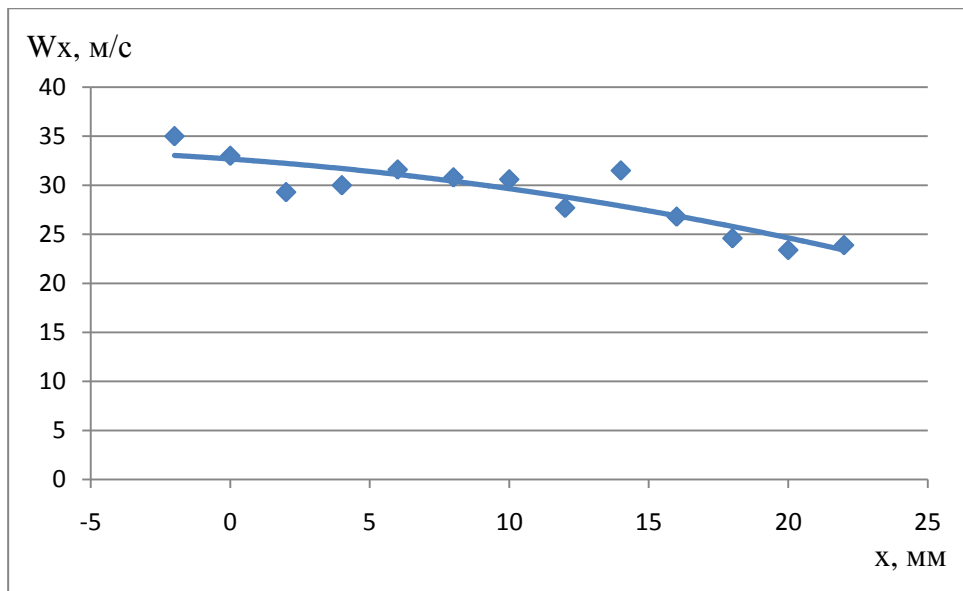


Рисунок 4.31 – Распределение скорости жидкости в поперечном сечении струи эжектора (эжекция отсутствует)

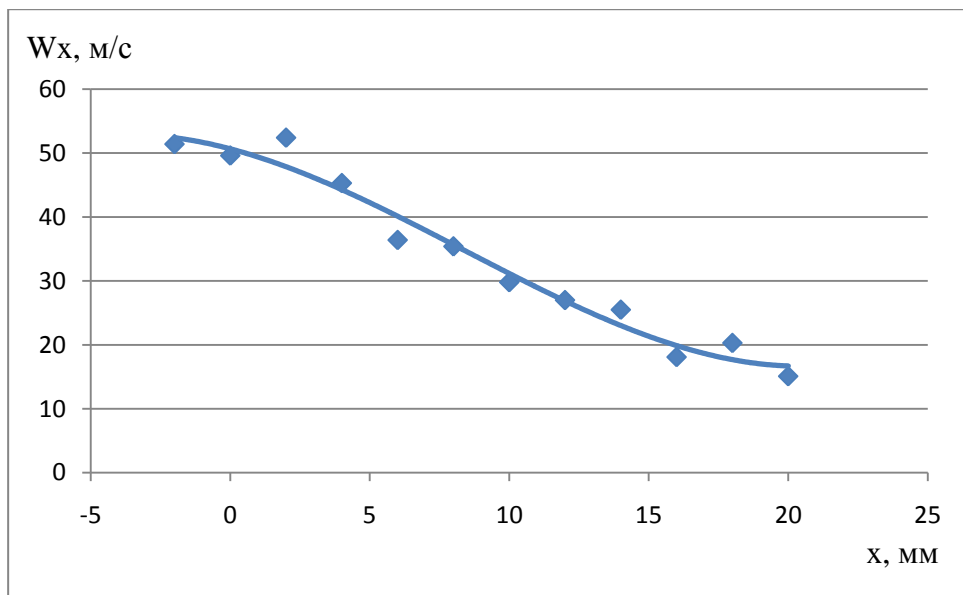


Рисунок 4.32 - Распределение скорости жидкости в поперечном сечении струи эжектора (расход эжектируемого воздуха – 3,7 г/с)

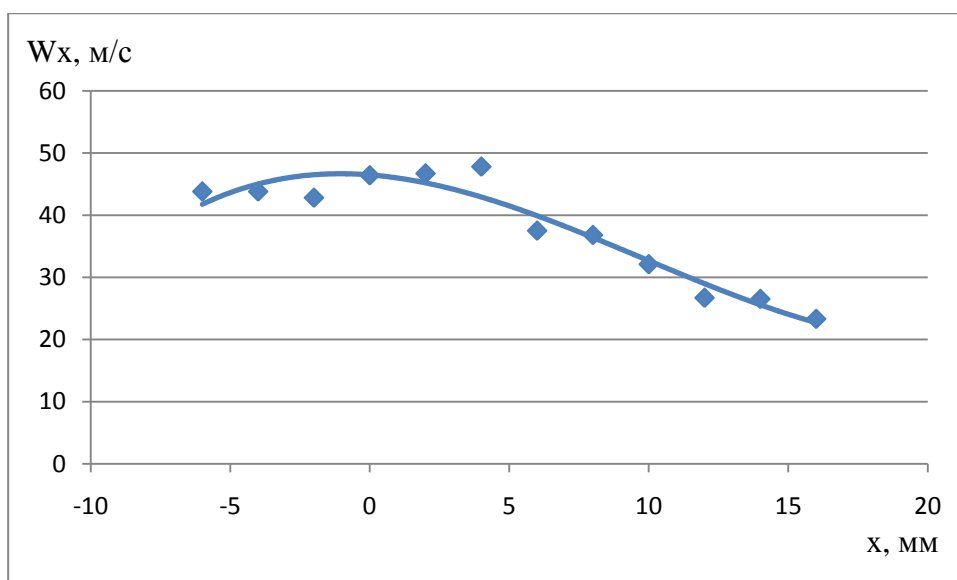


Рисунок 4.33 - Распределение скорости жидкости в поперечном сечении струи эжектора (расход эжектируемого воздуха – 4,3 г/с)

Далее рассчитывалась средняя скорость потока (интегрирование производилось по площади). Зависимость средней скорости от коэффициента эжекции показана на рисунке 4.34.

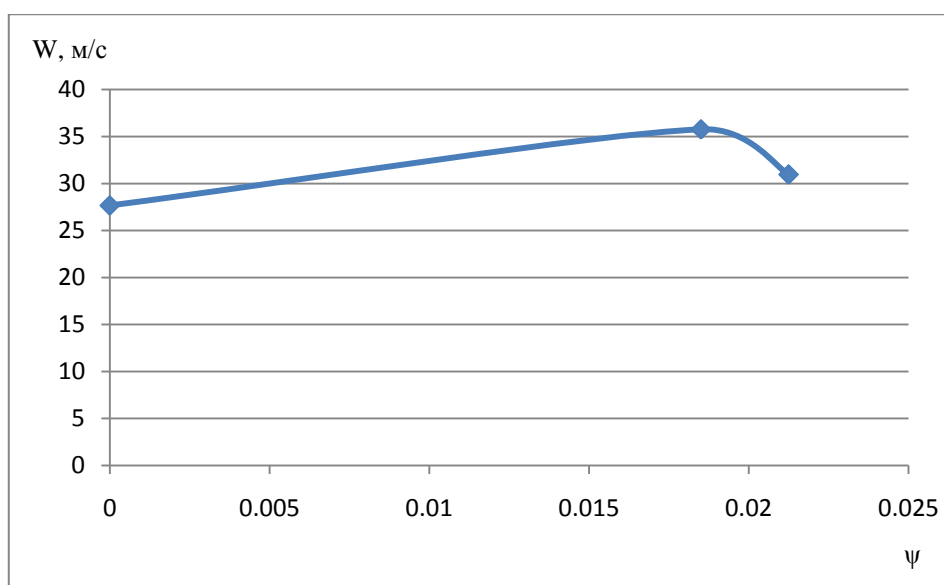


Рисунок 4.34 – Зависимость среднеинтегральной скорости потока от коэффициента эжекции.

Как видно из графика, имеет место оптимальное значение величины эжекции, при которой скорость потока достигает максимального значения. Это дает возможность выбора режима с наибольшей эффективностью смешения.

Скорости капель в различных сечениях струи при расходе эжектируемого воздуха 5,6 г/с представлены на рисунке 4.35. Подписи соответствуют расстояниям от среза эжектора.

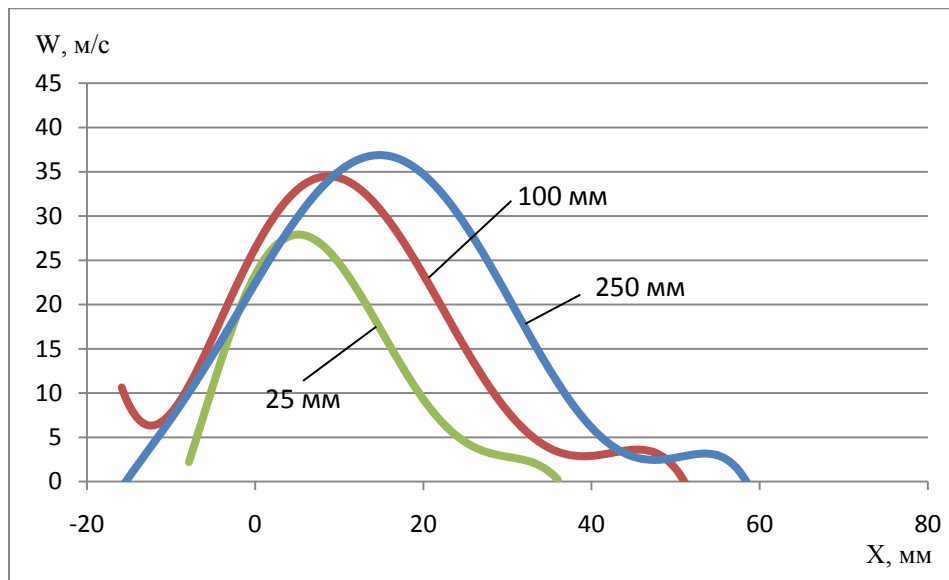


Рисунок 4.35 – Скорости капель в поперечных сечениях струи (подписи соответствуют расстоянию от среза эжектора)

Также была построена зависимость скорости струи от расхода эжектируемого воздуха (рисунок 4.36). Из результатов эксперимента видно, что скорость струи напрямую зависит от коэффициента эжекции (в выбранном диапазоне значений). При дальнейшем увеличении расхода эжектируемого воздуха будет наблюдаться падение скорости из-за изменения концентрации воздуха и жидкости.

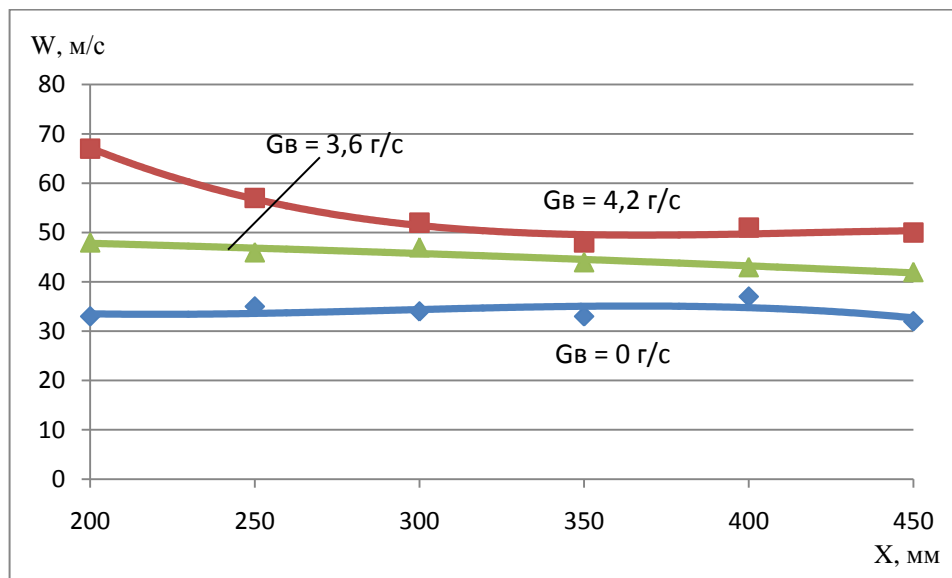


Рисунок 4.36 – Сравнение скоростей потока в зависимости от расхода эжектируемого воздуха

4.12.2 Эжектор со смесителем с двухфазным рабочим телом.

Также проводилось экспериментальное исследование эжектора со смесителем с двухфазным рабочим телом на двух режимах:

- а) с подачей воздуха
- б) без подачи воздуха

При обработке экспериментальных данных получались кривые распределения скорости в выбранном сечении. В качестве примера приведен график скоростей жидкости на расстоянии 350 мм. от среза эжектора (рис. 4.37):

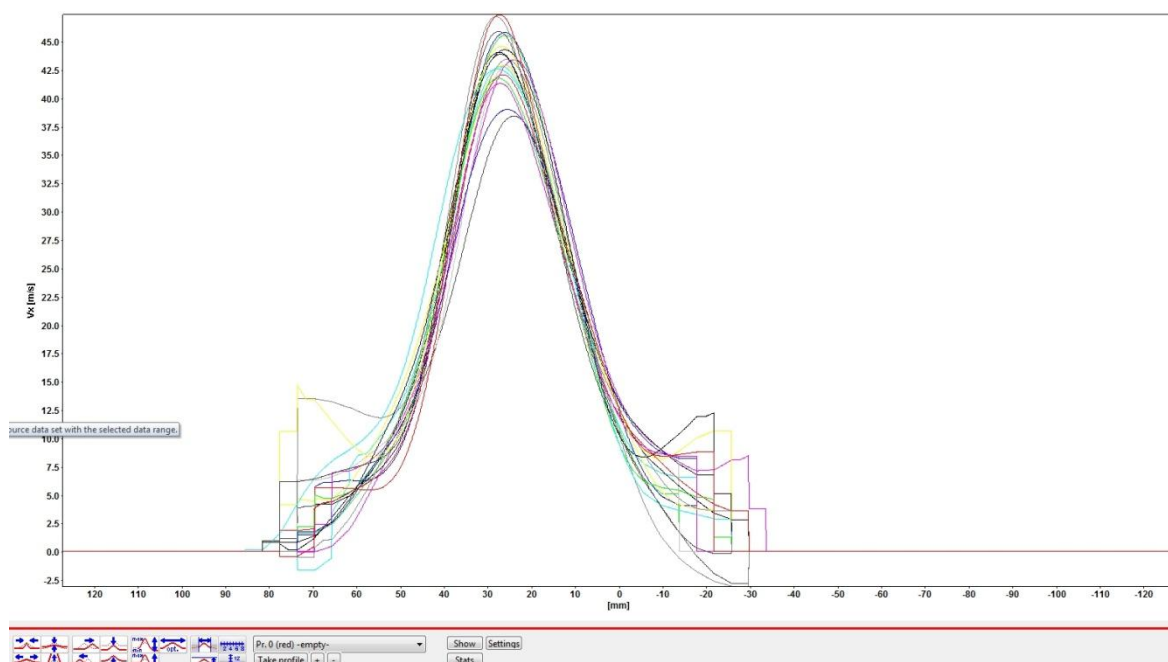


Рисунок 4.37 – Распределение скоростей жидкости в струе на расстоянии 350 мм от среза эжектора.

Такой характер распределения скоростей объясняется наличием пульсаций.

После осреднения данных строилась аппроксимирующая кривая скорости (рисунок 4.38).

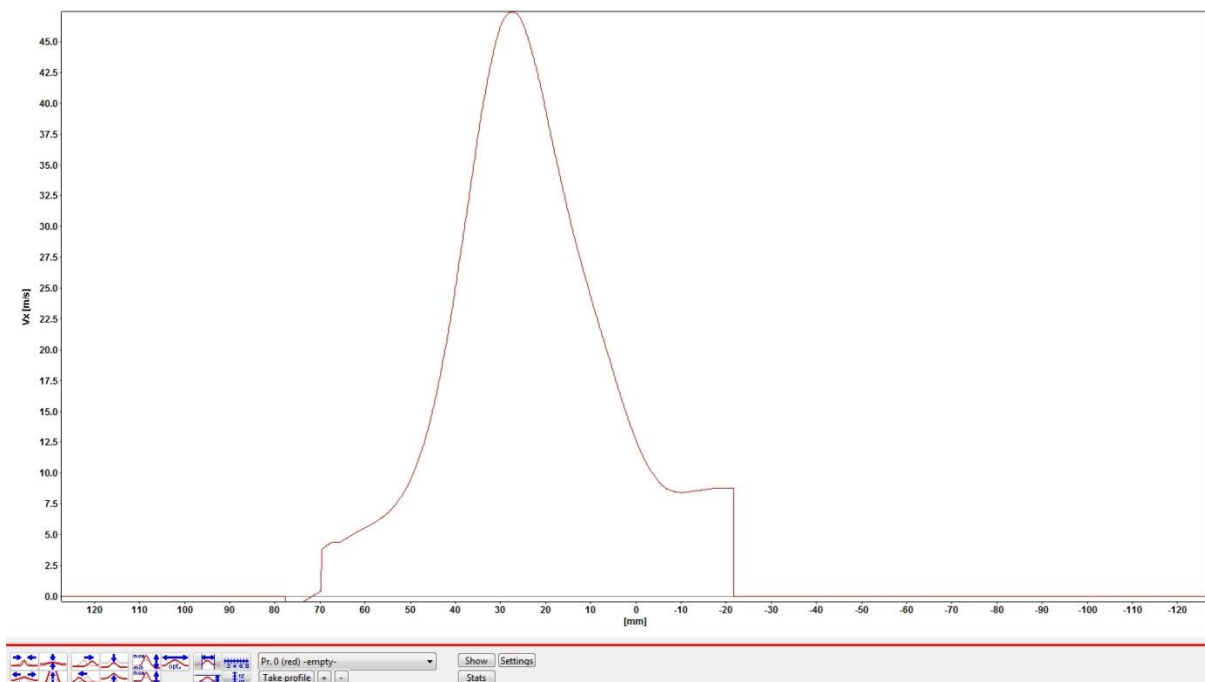


Рисунок 4.38 – Средняя скорость жидкости в струе на расстоянии 350 мм. от среза эжектора.

По итогам обработки графиков осредненных скоростей было получено распределение скорости жидкости по длине струи на оси (рисунок 4.39).

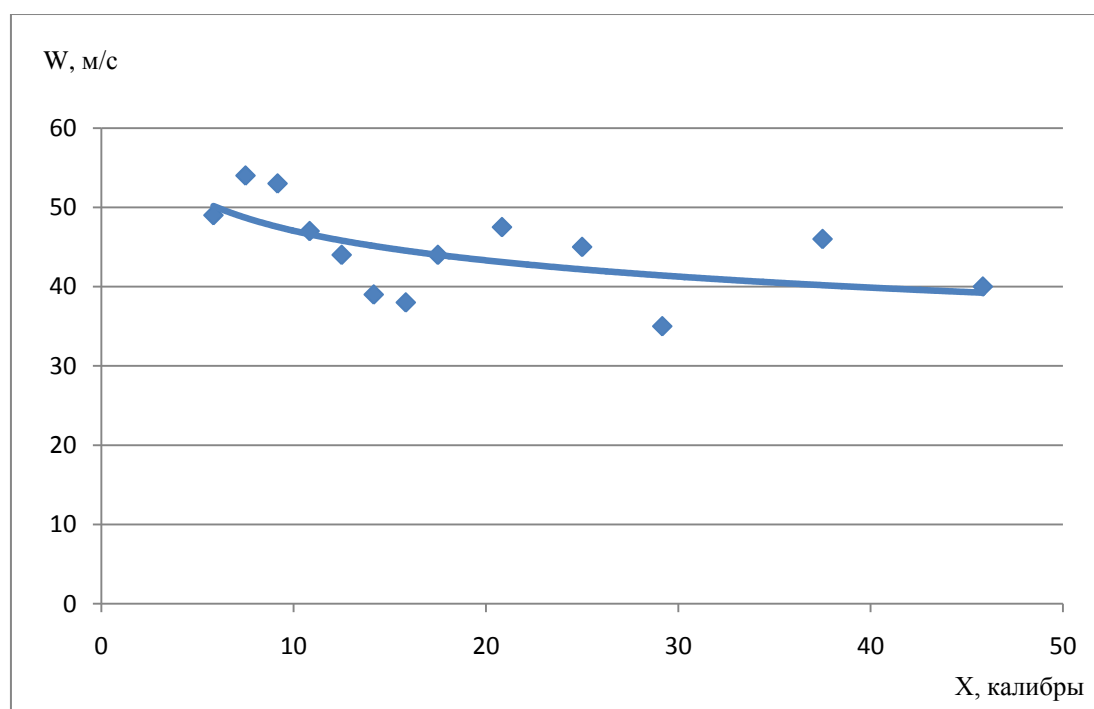


Рисунок 4.39 – Распределение осевой скорости жидкости по длине струи на оси (без эжекции).

Аналогичный алгоритм применялся и для эжектора с подачей воздуха. Результаты исследований представлены на рисунке 4.40.

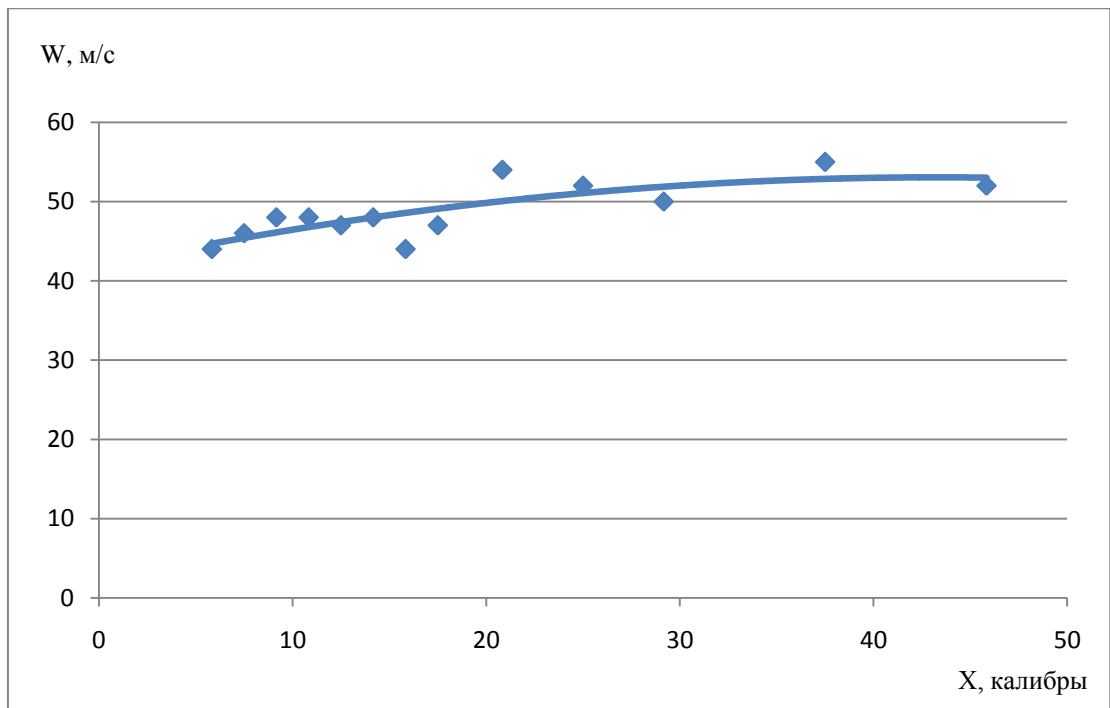


Рисунок 4.40 – Распределение осевой скорости жидкости по длине струи на оси (с эжекцией)

Также было проведено исследование по влиянию расхода эжектируемого воздуха на величину скорости газокпельной струи в одном сечении (рисунке 4.41):

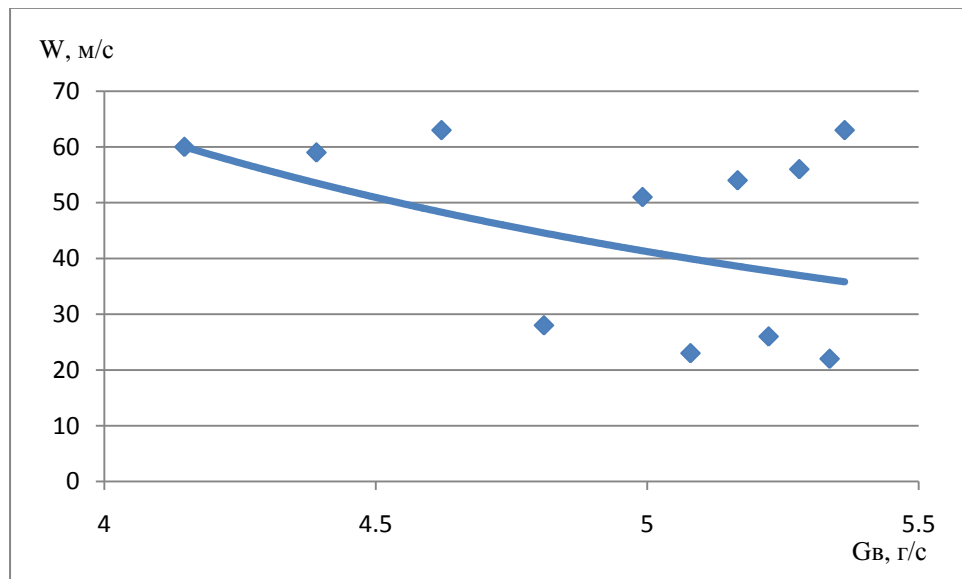


Рисунок 4.41 – Зависимость скорости газокпельной струи на оси от расхода эжектируемого воздуха.

Как следует из рисунка 4.41, при увеличении расхода эжектируемого воздуха скорость жидкости падает – это связано с изменением концентрации воздуха в газокпельной струе.

Также были измерены размеры капель на разных расстояниях от среза сопла (рисунок 4.42). Как видно из графика, на расстоянии 150 мм размер капель минимальный, затем он увеличивается (на расстоянии 350 мм) а потом снова падает (500 мм).

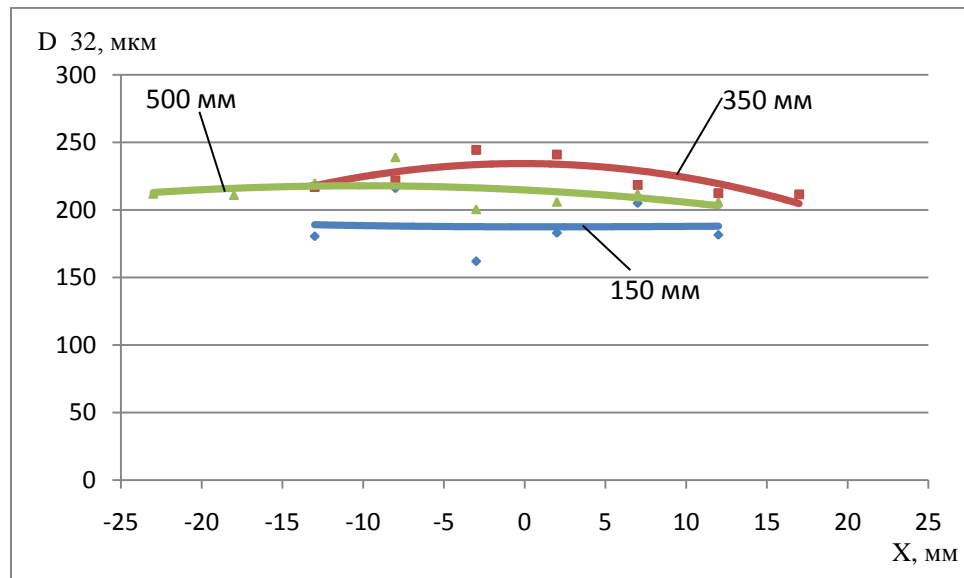


Рисунок 4.42 – Дисперсность капель в различных сечениях струи

4.12.3 Сравнение эффективности эжекторов с одно- и двухфазным рабочим телом смесителя

Также было проведено сравнение скоростей капель в двухфазном потоке, образующемся в эжекторах с разными смесителями: смесителем без подачи воздуха (однофазный смеситель) и со смесителем с подачей воздуха (двухфазный смеситель). Результаты представлены на рисунке 4.43. Как видно из графика, при одинаковых начальных условиях эжектор с двухфазным смесителем имеет преимущество в величине скорости по всей длине струи, что говорит о его преимуществе над эжектором с однофазным рабочим телом.

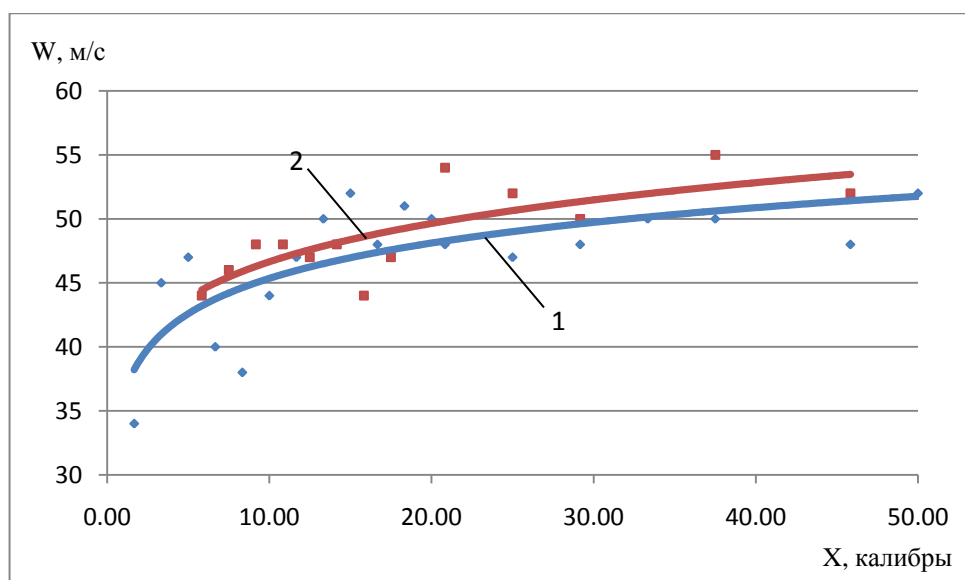


Рисунок 4.43 – Сравнение значений скоростей каплей на оси струи у эжекторов со смесителем с одно- (1) и двухфазным (2) рабочим телом.

Также имеется график распределения скоростей каплей в поперечном сечении струи у эжекторов со смесителем с однофазным (пунктирная линия) и двухфазным (сплошная линия) рабочим телом в двух сечениях от среза эжектора (250 и 350 мм) (рисунок 4.44). На всём протяжении струи эжектор со смесителем с двухфазным рабочим телом показывает лучшие результаты по сравнению с эжектором с однофазным рабочим телом.

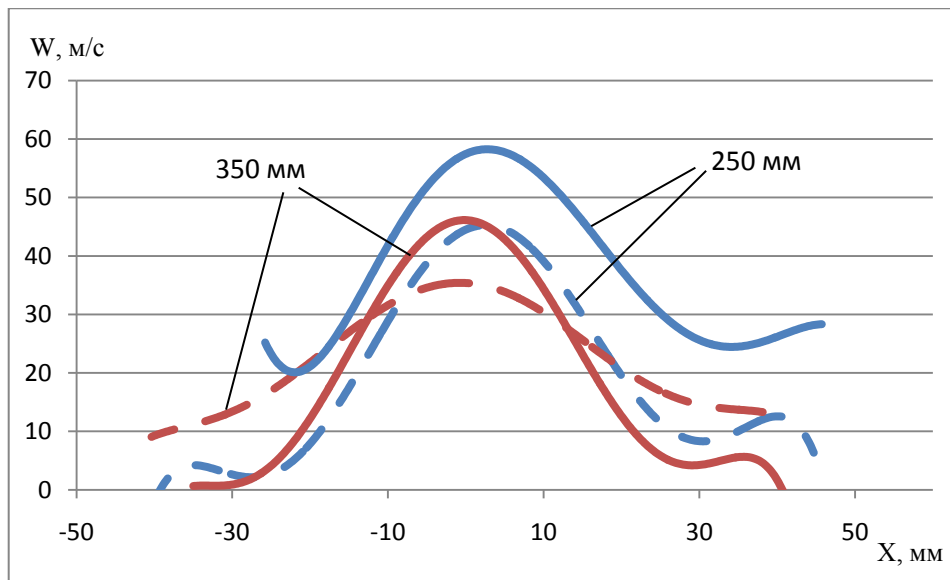


Рисунок 4.44 – Сравнение скоростей капель в поперечных сечениях струи у эжектора с о смесителем с двухфазным рабочим телом (сплошная линия) с эжектором со смесителем с однофазным рабочим телом (пунктирная линия). Подписи соответствуют расстоянию от среза канала эжектора.

4.12.4 Оценка величины скорости газа на выходе из эжектора.

На практике приближенную оценку скорости газа можно осуществить несколькими способами. В рамках диссертации была проведена только приближенная теоретическая оценка. Алгоритм представлен ниже.

По уравнению неразрывности рассчитывается площадь, занимаемая жидкой фазой:

$$F_{ж} = \frac{G_{ж}}{\rho_{ж} W_{ж}} = \frac{0.2}{1000 \cdot 70} = 2.85 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2. \quad (4.193)$$

Рассчитывается площадь проходного сечения эжектора

$$F_0 = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3.14 \cdot 0.012^2}{4} = 113 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2. \quad (4.194)$$

Рассчитывается площадь, занимаемая газообразной фазой как разность площадей проходного сечения и жидкой фазы

$$F_{\Gamma} = F_0 - F_{\Gamma} = 110 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 \quad (4.195)$$

По расходу газа и площади, занимаемой им в канале эжектора, рассчитывается скорость газа на выходе из эжектора:

Эжектор с двухфазным смесителем:

$$W_{\Gamma} = \frac{G_{\Gamma}}{\rho_{\Gamma} F_{\Gamma}} = \frac{0.0115}{1.25 \cdot 110 \cdot 10^{-6}} = 84 \text{ м/с} \quad (4.196)$$

Эжектор с однофазным смесителем:

$$W_{\Gamma} = \frac{G_{\Gamma}}{\rho_{\Gamma} F_{\Gamma}} = \frac{0.01}{1.25 \cdot 110 \cdot 10^{-6}} = 73 \text{ м/с} \quad (4.197)$$

Значение скорости газа у эжектора с двухфазным смесителем больше, чем у эжектора с однофазным смесителем, что вызвано большим расходом воздуха через смеситель с двухфазным рабочим телом. Следует отметить, что для правильной и точной оценки скорости газа, необходимо измерять профиль концентрации, что пока затруднительно в высококонцентрированном двухфазном потоке.

4.13 Практическое применение полученных результатов

На основе разработанного метода оптимизации камеры смещения эжектора было проведено численное сравнение эффективности двух эжекторов с двухфазным рабочим телом и смесителями с однофазным рабочим телом. Параметры на входе эжекторов были одинаковыми, а проточные формы каналов отличались друг от друга. Один эжектор имел традиционную схему, т.е. цилиндрическую камеру и диффузор на выходе, второй – профилированную камеру без диффузора. Расчетные параметры соответствовали следующим граничным условиям:

Определяющие параметры для течений в эжекторах: $G_{\text{ж}} = 40$ кг/с, $a_{\text{к}} = 100$ мкм, $r_0 = 0.095$ м, $\Pi_1 = 40$, $\Pi_3 = 1.25$, $l_e = 0.92$ м, $T_{\Gamma 0} = T_{\text{к}0} = 288\text{К}$, $W_{\text{к}0} = 50$ м/с, $W_{\Gamma 0} = 186$ м/с, $P_0 = 0.8 \cdot 10^5$ Па

Результаты расчетов показаны на рисунках 4.45 и 4.46. Параметры с индексом «профиль» относятся к профилированному эжектору, параметры с индексом «конус» к традиционному с диффузором.

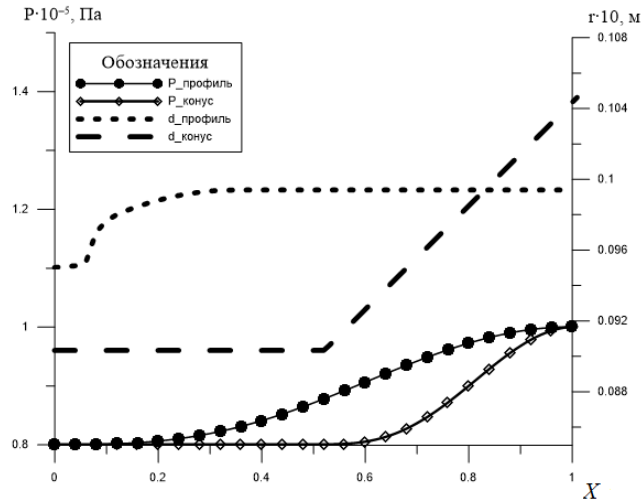


Рисунок 4.45 - Изменение давления P и радиуса каналов сравниваемых эжекторов вдоль канала эжекторов

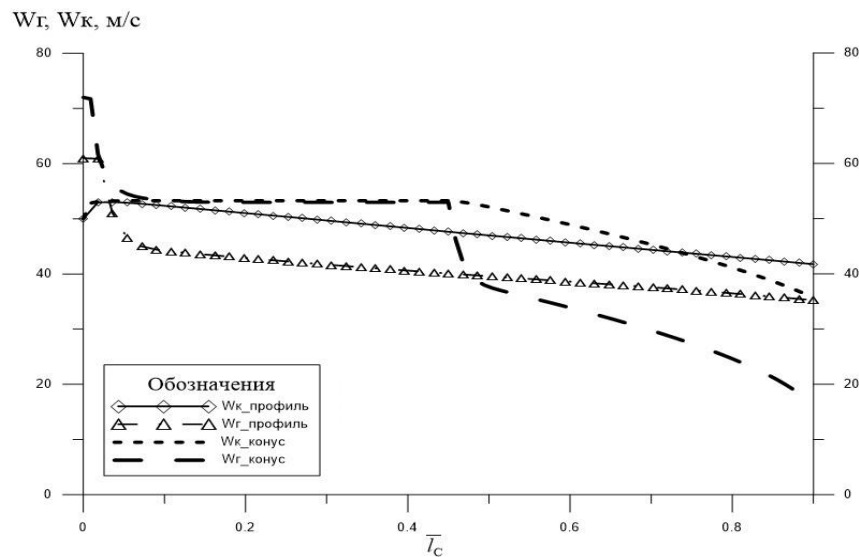


Рисунок 4.46 – Изменение скоростей фаз капель W_k и газа W_g вдоль канала сравниваемых эжекторов

Полученные результаты позволяют оценить сравнительную эффективность каждого эжекторов по КПД, в качестве которого использовалось выражение (4.75). Значения КПД профилированного эжектора составило величину $\eta_{\text{проф.}}=0,72$, а у стандартного $\eta_{\text{конус}}=0.58$.

Отношение $\frac{\eta_{\text{ПРОФ}}}{\eta_{\text{КОНУС}}}=1,24$. Таким образом, за счет профилирования можно существенно

повысить эффективность работы эжектора.

Повышение эффективности работы эжектора и возможность регулирования коэффициента эжекции дает основания попробовать применить его в качестве смесительного

устройства в камере сгорания. Для этого случая необходимо подобрать соответствующий смеситель и профиль камеры смешения.

Эжектор с двухфазным рабочим телом находит применение в гидрореактивных двигателях подводных ракет (ГРД) для увеличения тяги турбоводометных (ТВД) двигателей [18].

На рисунке 4.47 представлена схема ГРД турбоводометной схемы (ТВД) на гидрореагирующем топливе (ГРТ). Позициями обозначены:

1 - заряд ГРТ, 2 - форсунка, 3 - коллектор отсепарированного парогаса, 4 - турбина, 5 - подкачивающий насос, 6 - коллектор ввода воды в эжектор, 7 - водозаборник, 8 - осевой насос, 9 - камера жидкости водомета, 10 - эжектор, 11 - сопло водомета, 12 - выходной канал эжектора, 13 - коммуникации воды.

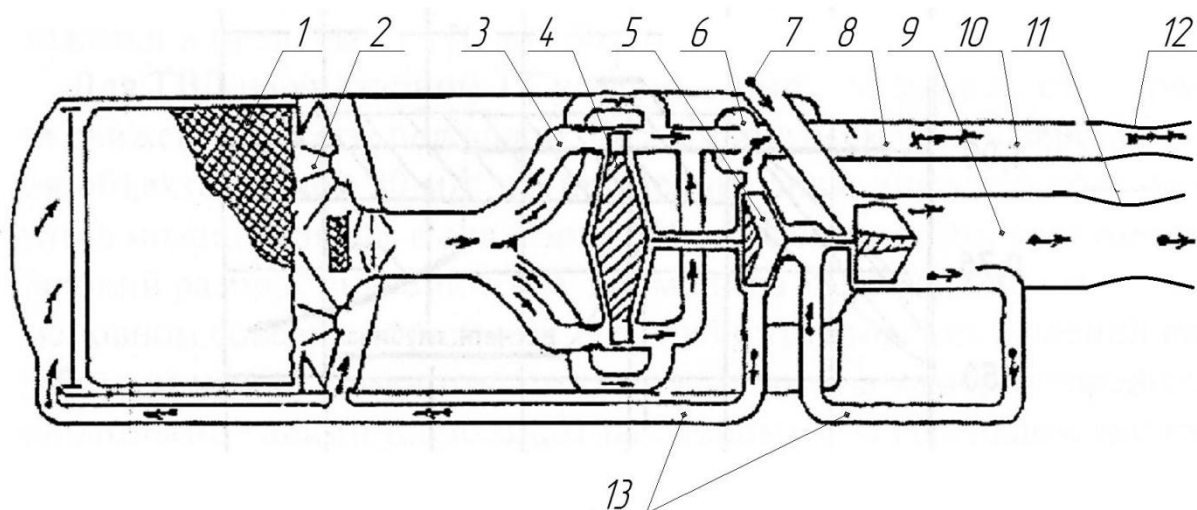


Рисунок 4.47 – Схема ГРД турбоводометной схемы на гидрореагирующем топливе с эжектором [18]

Следует рассмотреть дополнение к схеме ТВД на гидрореагирующем топливе (ГРТ), которое может обеспечить определенный успех в коррекции тягового усилия при изменении глубины движения ракеты. Исследования, проводимые в МГТУ им. Н. Э. Баумана [18] указывают на возможное повышение энергосъема в ТВД на ГРТ, если в схему включить дополнительное эжектирующее устройство. Некоторое усложнение конструкции позволит рассчитывать на более высокие параметры двигателя. И, что особенно важно, в представляемом варианте ТВД сохраняется независимость тягового усилия до определенной глубины движения ракеты.

В рабочем теле, поступающем на турбину, значительную долю составляют пары воды. Если в схему двигателя ввести устройство, которое могло бы охладить пары воды и перевести их в воду, объем парогаса резко уменьшится. Подобное устройство логично ввести в

затурбинную полость. Подаваемая в эту полость некоторая доля воды от подкачивающего насоса обратит пар в воду, что значительно уменьшит объем выбрасываемой за борт смеси воды и газа, а также и давление в затурбинной полости.

Чтобы вывести за борт ракеты полученную водогазовую смесь, в эжекторе смесь разгоняется до скорости, необходимой для преодоления забортного давления.

Эжектор в течение работы двигателя позволяет выдерживать в затурбинном коллекторе пониженное давление, сконденсированная же вода выбрасывается за борт через сопло эжектора. Мощность турбины, зависящая от перепада на турбине, обеспечивается при меньших расходах парогаса. График изменения тяги с глубиной движения подводного аппарата может выглядеть так, как это представлено на рисунке 4.48 [18].

Участок характеристики, обозначенный цифрой 1 на графике, отражает эффект от включения эжектора. После прекращения действия эжектора уровень тяги резко падает. Эта часть характеристики обозначена цифрой 2. На графике не приводится часть характеристики, отражающая требуемое снижение тягового усилия на малых глубинах движения объекта.

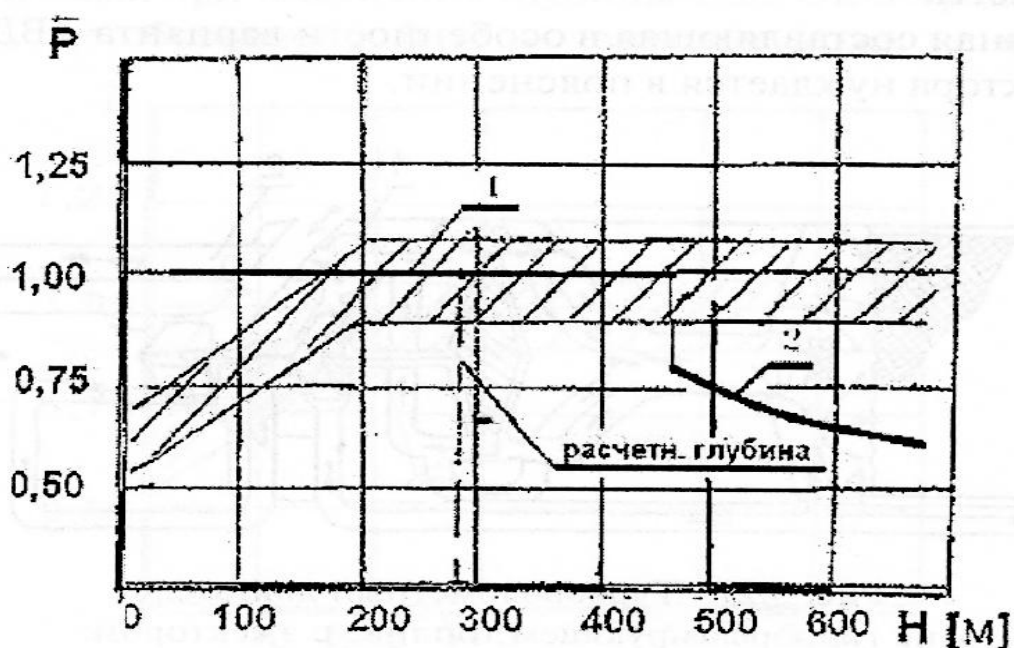


Рисунок 4.48 – Влияние наличия эжектора на величину тяги при изменении глубины движения ГРД с ТВД на ГРТ с эжектором [18]

Учитывая то обстоятельство, что профилирование эжектора позволяет существенно повысить его КПД, можно еще более увеличить тягу ГРД.

Другим важным использованием эжектора в двигателях являются реактивные двигатели, используемые на двухсредных аппаратах: двигатели на аппаратах, используемых на границе раздела воздушной и водной сред вблизи водной поверхности [20-30]. Одним из возможных

применений воздушно реактивного двигателя могут быть суда или экранопланы. Известно, что на малых скоростях движения судов реактивные двигатели проигрывают в экономичности из-за низкого полетного КПД, хотя при этом они имеют ряд преимуществ по сравнению с другими двигателями. На рисунке 4.49 показаны два варианта улучшения характеристик ВРД, используемого на малых скоростях на границе раздела сред [27]. Вариант «а» предполагает, что сила тяги формируется с использованием автономной газотурбинной установки, которая приводит воздушный компрессор, воздух которого эжектирует воду, создавая двухфазную газокпельную струю. Эта струя обеспечивает силу тяги системе, причем полетный КПД такой системы может быть существенно повышен. Однако, имеют место потери тепловой энергии, которая идет на нагрев воды.

Схема «б» на рисунке 4.49 в качестве активной струи двухфазного эжектора использует продукты сгорания за турбиной двигателя. В этом случае потери тепла на нагрев могут быть больше, однако не требуется дополнительный компрессор.

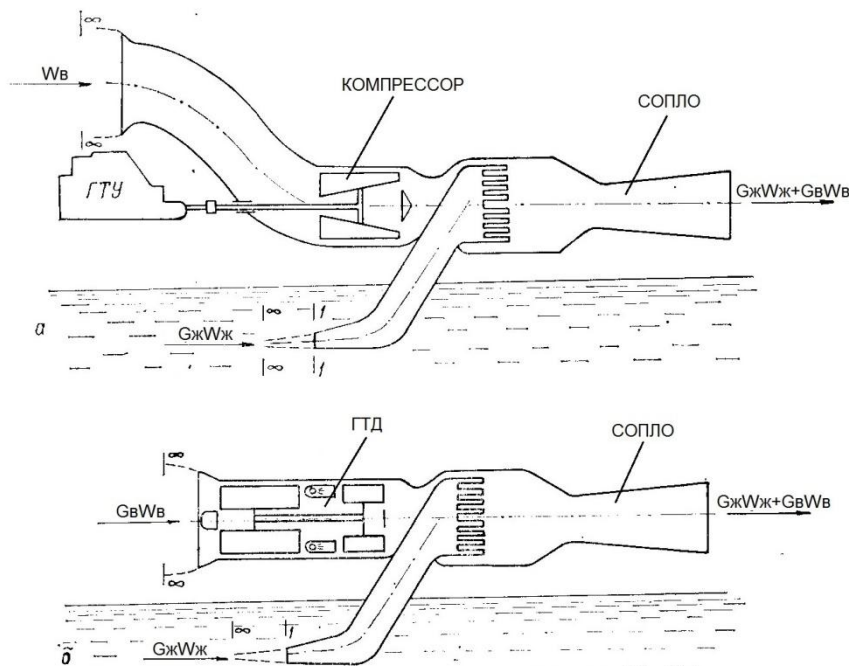


Рисунок 4.49 - Схемы форсирования энергетической реактивной установки.

Наряду с рассмотренными схемами, можно предложить еще один вариант, лишенный недостатков рассмотренных выше схем. Он представлен на рисунке 4.50.

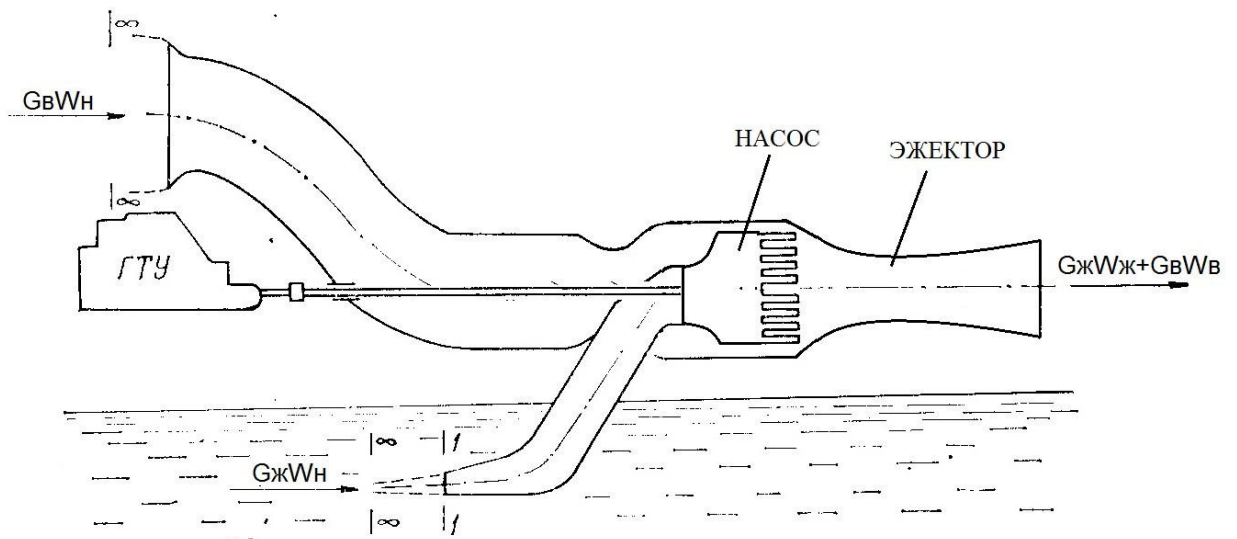


Рисунок 4.50 - Схема реактивного двигателя с насосом и эжектором.

Источником мощности является ГТУ, которая служит для привода насоса, эжектирующего воздух. Далее в эжекторе формируется двухфазная струя, создающая тягу системы. В этой схеме повышается полетный КПД и минимизируются тепловые потери на нагрев воды.

Еще одним применением полученных результатов по профилированию эжектора может быть повышение эффективности теплообменника использующего в схеме эжектор [137]. Схема теплообменника показана на рисунке 4.51. Следующими позициями обозначены: 1 - эжектор, 2 - насос, 3 - испаритель, 4 - дроссель, 5 - конденсатор, 6 - сопло активного рабочего тела, 7 - сопло пассивного рабочего тела, 8 - камера смешения, 9 - диффузор. В работе теплообменника используется однокомпонентное парожидкостное рабочее тело. Система работает следующим образом. Двухфазное парожидкостное рабочее тело после эжектора 1 поступает в конденсатор, где пары (или их часть) конденсируются. При этом тепло $Q_{отв}$ отводится в окружающую среду. Далее в сечении А-А поток, вышедший из конденсатора, разделяется на два: активный (жидкостный) и пассивный (паровой или пар с жидкостью). Активный поток направляется в насос 2, где за счет подвода энергии $N_э$, повышается его давление, которое далее в сопле эжектора 6, преобразуется в кинетическую энергию эжектирующего потока. Пассивный поток через дроссель 4, за которым он полностью испаряется (сечение Б-Б), поступает в нагреватель 3, где нагревается, отводя тепло $Q_{подв}$ от объекта охлаждения, и далее эжектируется через сопло 7 эжектором 1. Далее потоки смешиваются в камере эжектора 8 и через диффузор 9 направляются в конденсатор. Оценка работы системы проводится по холодильному коэффициенту

$$K_э = \frac{Q_{подв}}{N_э} \quad (4.198).$$

Расчетные значения $K_э$ лежат в диапазоне 0,8-1,5, причем потери эксергии,

определяющие его значение, в значительной степени (как полагают авторы [137]) связаны с рабочим процессом в эжекторе (потери на смешение). Поэтому оптимизация эжектора может существенно повысить эффективность такого теплообменника.

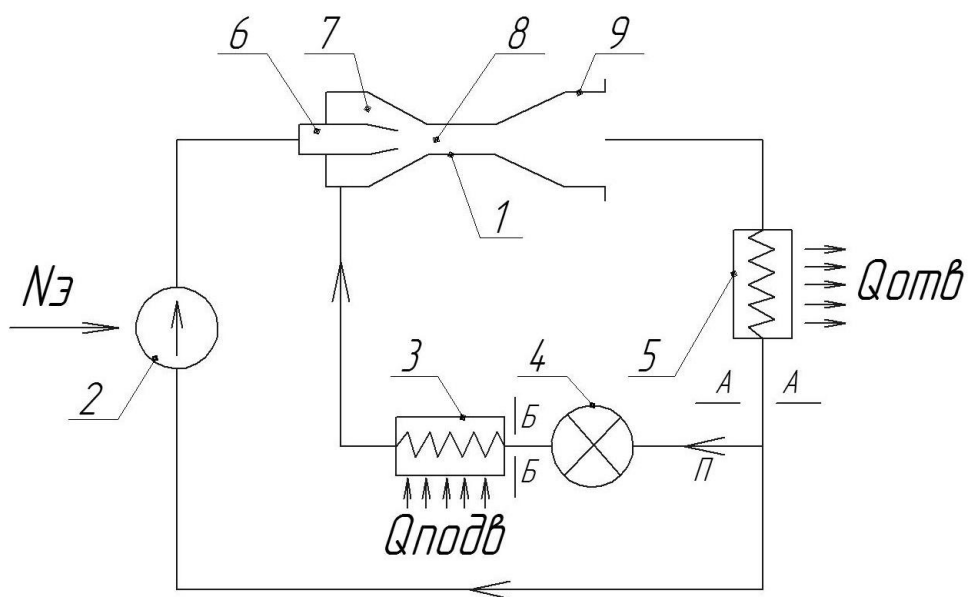


Рисунок 4.51 – Схема теплообменника на основе эжектора.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведено комплексное теоретическое и экспериментальное исследование устройств формирования двухфазных газочапельных струй, что позволило:

1. Предложить новые смесительные устройства с двухфазным рабочим телом закрытого типа с газочапельной структурой течения в камере смешения смесителя, обеспечивающие формирование двухфазных струй на входе в камеру сгорания.

2. Предложить новое устройство формирования двухфазной газочапельной струи с высокой концентрацией конденсированной фазы на основе смесительного устройства с двухфазным рабочим телом и эжектора с двухфазным рабочим телом.

3. Впервые предложить метод решения задачи о расчете и оптимизации камеры смешения эжектора на основе решения обратной задачи.

4. Подтвердить возможность создания эффективной системы формирования двухфазной газокапельной струи с высокой концентрацией конденсированной фазы на основе эжектора без использования компрессора и диффузора в эжекторе.

5. Повысить эффективность эжектора с двухфазным рабочим телом за счет профилирования на 20% и использования смесительного устройства с двухфазным рабочим телом газокапельной структуры в эжекторе еще примерно на 20 %.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Дитякин Ю.Ф., Клячко Л.А., Новиков Б.В. Ягодкин В.И. Распыливание жидкостей. М.: Машиностроение, 1987, 208с
2. А. Лефевр. Процессы в камерах сгорания ГТД. М.-М.: Мир, 1986. -586 с.
3. Пчелкин Ю.М. Камеры сгорания газотурбинных двигателей. М.: Машиностроение, 1984.-282с.
4. Д.Г. Пажи, В.С. Галустов. Основы техники распыливания жидкостей. М.: Химия, 1984.- 254с
5. Борисанов В.К. и др. А.С.929135-бюл. изобр. 1982 №19, с.78.
6. Раушенбах Б. В. и др. «Физические основы рабочего процесса в камерах сгорания воздушно-реактивных двигателей». М. Машиностроение 1964г. 526с.
7. Lund, M. T., Sojka, P. E., Lefebvre, A. H., and Gosselin, P. G Effervescent Atomization at Low Mass Flow Rates. Part 1: The Influence of Surface Tension, Atomization Sprays, Vol. 3, 1993, pp. 77.
8. D.C.Hammond and A.M.Mellor. Analytical predictions of Emission from and within on Allison J-33 Combustor, Combust. Sci. Technol, vol.6, no5, pp 279-286, 1973.
9. Whitlow, J. D., Lefebvre, A. H., Effervescent Atomizer Operation and Spray Characteristics, Atomization Sprays, Vol. 3, 1993, pp. 137–156.
10. Sutherland, J. J., Sojka, P. E., and Plesniak, M. W., Ligament Controlled Effervescent Atomization. Atomization Sprays, Vol. 7, No. 4, 1997, pp. 383–406.
11. Sovani, S. D., Sojka, P. E., and Sivathanu, Y. R., Predictions of Drop Size Distributions from First Principles: Joint-PDF Effects, Atomization Sprays, Vol. 10, No. 6, 2000, pp. 587–602.
12. Huang, X., Wang, X., and Liao, G., Visualization of Two Phase Flow Inside an Effervescent Atomizer, J. Visual., Vol. 11, No. 4, 2008, pp. 299–308.
13. Buckner, H. E., and Sojka, P. E., Effervescent Atomization of Higher Viscosity Fluids. Part 2: Non-Newtonian Fluids, Atomization Sprays, Vol. 3, 1993, pp. 157–170.
14. Lin, J., Qian, L., and Xiong, H., Relationship Between Deposition Properties and Operating Parameters for Droplet onto Surface in the Atomization Impinging Spray, Powder Technology, Vol. 191, No. 3, April 2009, pp. 340–348.

15. Qian, L., Lin, J., and Xiong, H., A Fitting Formula for Predicting Droplet Mean Diameter for Various Liquid in Effervescent Atomization Spray, *J. Thermal Spray Technol.*, 2009, pp. 1–16, DOI: 10.1007/s11666-009-9457-4.
16. Xiong, H.-B., Lin, J.-Z., and Zhu, Z.-F., Three-Dimensional Simulation of Effervescent Atomization Spray, *Atomization Sprays*, Vol. 19, No. 1, 2008, pp. 75–90.
17. Jan Jedelský, *Some Aspects of Effervescent Atomization: Experimental Study*, Brno University of Technology Faculty of Mechanical Engineering Energy Institute, 2013.
18. Дубенец С.А. Реактивные двигатели подводных аппаратов (схемы, конструкции, расчет) Москва Изд-во МАИ, 2011. - 162,с
19. Ивченко В.М, Приходько Н.А, Григорьев В.А Оптимальные гидрореактивные системы.Красноярск,Изд-воКраснояр.ун-та1985,218с.
20. Лепешинский И.А. О теории движителей с двухфазным рабочим телом.- Газотермодинамика многофазных потоков в энергоустановках. Харьков, вып.5.1982,с.21-35.
21. Лепешинский И.А. К теории двигателей с двухфазным рабочим телом.- В кн.: Исследование рабочего процесса в элементах двигателей и энергетических устройств с двухфазным рабочим телом.М.,1980,с57-62.
22. Романенко В.В. СеливановВ.Г., Фролов С.Д. Определение оптимального соотношения массовых расходов жидкости и газа для газоводомета.- Газотермодинамика многофазных потоков в энергоустановках.вып.2.Харьков,1979,с.89-104.
23. Романенко В.В. Селиванов В.Г., Фролов С.Д. О форсировании тяги турбореактивного двигателя подмешиванием воды за турбиной. В кн.: Вопросы газотермодинамики энергоустановок.Харьков,1978,вып5,с.17-21.
24. Черный И.М., Кравцова А.И. Повышение тяги воздушно –реактивного двигателя путем балластирования забортной водой. - В кн.: Гидромеханика.Вып.36,Киев,1977,с.41.46.
25. Лепешинский И.А. Теория оптимального реактивного движителя с двухфазным рабочим телом. В кн.: Вопросы газотермодинамики энергоустановок. Харьков, 1976, вып3, с.12-21.
26. Селиванов В.Г., Фролов С.Д.О влиянии подмешивания воды в газовый поток на тягу, развиваемую с помощью газожидкостного сопла. В кн.: Вопросы газотермодинамики энергоустановок.Харьков,1975,вып2,с.19-27.

27. Селиванов В.Г., Фролов С.Д. Сравнительный анализ эффективности двухконтурных турбореактивных двигателей и газоводометных установок. В кн.: Вопросы газотермодинамики энергоустановок. Харьков, 1974, вып 1, с. 29-37
28. Мокеев Ю.Г. Экспериментальное исследование моделей газожидкостного реактивного двигателя с форсированием тяги путем балластирования. - В кн.: Гидромеханика. Вып. 24, Киев, 1973, с. 73-77.
29. В.М. Основы теории гидрореактивного движения- В кн.: Современные вопросы гидродинамики больших скоростей. Киев, 1967, с. 155-178.
30. Шаманов Н.П. , Дядик А.Н., Лабинский А.Ю. Двухфазные струйные аппараты.- Л. Судостроение, 1989.-240с.
31. Muench R.K., Ford A.E. A water-augmented air jet for the Propulsion of High-Speed Marine Vehicles.-J. of Hydronautics, 1970, v4, No.4, p.130-135.
32. Васильев Ю.Н., Гладков ЕЛ. Экспериментальное исследование вакуумного водовоздушного эжектора с многоствольным соплом // Лопаточные машины и струйные аппараты. - М.: Машиностроение, 1971. -Вып. 5. - С. 262-306.
33. Лепешинский И.А., Зуев Ю.В. Истомин Е.А. Антоновский И.А. Гузенко А.А. Авиационные ГТД в системе получения дальнобойных газочапельных струй. Климовские чтения—2015: Перспективные направления развития авиадвигателестроения: Сборник докладов научно-технической конференции. — СПб.: Скифия-принт, 2015. — 320 с., С. 59-64.
34. Истомин Е. А. Авиационный ГТД в системе пожаротушения большой мощности и дальности действия: Дис. канд. технич. наук. Московский авиационный институт.- Москва 2012. 159с.
35. Лепешинский И.А. Новая технология получения газочапельных струй и системы пожаротушения на ее основе. Конверсия в машиностроении. М. 2005, №1-2, с 117-123.
36. В.В. Костюк, И.А. Лепешинский, А.В. Воронцовский, Г.В. Моллесон, А.В. Ципенко, А.А. Яковлев. Численное моделирование методом крупных частиц Давыдова двухфазных течений в соплах для газодинамической системы пожаротушения. 3 международный конгресс «Актуальные проблемы механики сплошных и сыпучих сред». Россия, Москва 2000г.
37. Истомин Е. А. Авиационный ГТД в системе пожаротушения большой мощности и дальности действия: дис. канд. технич. наук. Московский авиационный институт.- Москва 2012. С. 54-58.

38. Лепешинский И.А, Зуев Ю.В., Кирдсук С., Истомин Е.А. Газотурбинный двигатель как источник рабочего тела в системе пожаротушения большой мощности и дальности действия.- М.: Вестник МАИ, Т 15,№4, Изд-во МАИ, 2008.-с. 44-49.
39. Бересневич П.А., Михайлов В.А., Филатов С.С. Аэрология карьеров. М.: Недра, 1990. 216с.
40. Лепешинский И. А Способ формирования газокапельной струи. Патент №2492936.2013.
41. Лепешинский И. А., Истомин Е. А. Теоретическое исследование двухфазных, воздушно-водяных течений в соплах,- М, МАИ 2008г. 276с
42. Лепешинский И. А Устройство для формирования двухфазной газокапельной струи» Патент №57151.2006
43. Лепешинский И. А Способ создания газокапельной струи и устройство для его осуществления. Патент № 2292959.2005
44. Яковлев А.А. Численное и экспериментальное исследование течения в сопле двухфазного газокапельного потока с высокой массовой концентрацией жидкости в газе. Дис. канд. технич. наук. Московский авиационный институт.- Москва 2004. 157с.
45. Лепешинский И.А. Способ создания газокапельной струи и устройство для его выполнения. Патент РФ №2243036, 2003.
46. Лепешинский И. А Способ создания газокапельной струи и устройство для его осуществления » патент РФ № 2252080 ,2003.
47. И.А. Лепешинский, Г.В.Молессон, С.С. Янышев, А.А, Яковлев. Применение метода Давыдова к моделированию течения двухфазных сред в соплах с различными концентрациями конденсированной фазы. 4 межд. симпозиум «Актуальные проблемы машиностроения и механики сплошных и сыпучих сред», Россия, Москва 2003.
48. Лепешинский И. А, Зуев Ю. В, Яковлев А. А, Молессон Г. В, Воронежский А. В, Онес В. И, Ципенко А. В. Численное и экспериментальное исследование газокапельного течения в сопле с большими концентрациями дисперсной фазы // Математическое моделирование. 2002. Т.14. №7. С.
49. И.А. Лепешинский , Г.В.Молессон, С.С. Янышев, А.А. Яковлев, А.В.Воронецкий, В.И.Онес. Оптимизация начальных параметров при численных и экспериментальных исследованиях течения в сопле с большой концентрацией дисперсной фазы.10 юбилейная конференция «Метод Давыдова (метод крупных частиц) теория и приложения» Россия, Москва, 2001г.

50. Лепешинский И.А. Теоретическое исследование течения в сопле с двухфазным рабочим телом. //ТВТ №3, 1974.
51. Борисенко А.И., Селиванов В.Г., Фролов С.Д. Расчет и экспериментальное исследование газожидкостного сопла при значительном содежании жидкости в газе.-В кн.:Вопросы газотермодинамики энергоустановок.Харьков,1974,вып1,с.83-93.
52. Лепешинский И.А.,Бузов А.А.,Федорова Н.М.Теоретическое исследование течения пароводяного двухфазного рабочего тела с учетом неравновесного межфазового взаимодействия - В кн.: Вопросы газотермодинамики энергоустановок. Харьков, 1975, вып2, с.19-27.
53. Pfleiderer C. Zur Berechnung der Wasserstrahl-zufpumpen // Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure. 1914. Bd. 58, № 24. – S. 965 – 973.
54. Klone K. G. Untersuchungen an Wasserstrahl – Luftpumpen // Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure. 1935. Bd. 79, № 3. – S. 77 – 78.
55. Аронс. Г. А. Струйные аппараты. – М.: Госэнергоиздат, 1948. – 139 с.
56. Захариков Г. М. Основы теории водоструйных аппаратов для сжатия воздуха. – М.: Ин-т горного дела, 1965. – 156 с.
57. Берман Л. Д., Ефимочкин Г. И. Расчетные зависимости для водоструйных эжекторов // Теплоэнергетика. – 1964. - №7. – С. 44 – 48.
58. Зингер Н. М. Исследование водовоздушного эжектора // Теплоэнергетика. – 1958. - №8. – С. 26 – 31.
59. Баженов М. И. Исследование работы двухфазных струйных аппаратов // Электрические станции. – 1967. - № 4. – С. 39 – 41.
60. Ефимочкин Г. И., Кореннов Б. Е. Методика расчета водовоздушного эжектора с удлиненной цилиндрической камерой смешения // Теплоэнергетика. – 1976. - № 1. – С. 84 – 86.
61. Ефимочкин Г. И. Конструкция и расчет водоструйных эжекторов с удлиненной камерой смешения // Теплоэнергетика. – 1982. - № 12. – С. 48 – 51.
62. Ефимочкин Г. И., Кореннов Б. Е. Исследование и выбор водоструйных эжекторов с удлиненной цилиндрической камерой смешения // Электрические станции. – 1976. - № 4. – С. 46 – 49.
63. Шпитов А. Б., Спиридонов Е. К. О предельных режимах работы жидкостно-газового эжектора // Исследование силовых установок и шасси транспортных и тяговых машин: Тематический сб. научн. тр. – Челябинск: ЧГТУ, 1991. – С. 129 – 134.

64. Демьянова Л. А. Аналитический расчет характеристик струйного аппарата при откачке газожидкостных смесей // НТЖ. Нефтепромысловое дело. – 1999. -№ 5. – С. 39 – 44.
65. Каула Р. Д., Робинсон И. В., Яновский М. О. Конденсационные установки. – Л.: ГТИ, 1930. – 287 с.
66. Копьев С. Ф. Вспомогательное оборудование машинных цехов электростанций. – М.; Л.: Госэнергоиздат, 1954. – 296 с.
67. Канингэм Р. Ж. Сжатие газа с помощью жидкоструйного насоса // Тр. Американского общества инженеров-механиков. Сер. Д. Теоретические основы инженерных расчетов. – 1974. - № 3. – С. 112 – 118.
68. Канингэм Р. Ж., Допкин Р. И. Длины участка разрушения струи и смешивающей горловины жидкоструйного насоса для перекачки газа // Тр. Американского общества инженеров-механиков. Сер. Д. Теоретические основы инженерных расчетов. – 1974. - № 3. – С. 128 – 141.
69. Шидловский В. П. К расчету газожидкостного эжектора // Изв. АН СССР. ОТН. – 1954. - № 10. – С. 119 – 123.
70. Васильев Ю. Н. Теория двухфазного газожидкостного эжектора с цилиндрической камерой смешения // Лопаточные машины и струйные аппараты. – М.: Машиностроение, 1971. – вып. 5. – С. 262 – 306.
71. Васильев Ю. Н. Некоторые одномерные задачи течения двухфазной газопарожидкостной смеси // Лопаточные машины и струйные аппараты. – М.: Машиностроение. – 1977. – вып 6. – С. 79 – 85.
72. Цегельский В. Г. Двухфазные струйные аппараты. – М.: Из-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2003. – 408 с.: ил.
73. Цегельский В. Г. Определение режимов работы жидкостно-газового струйного аппарата // Изв. вузов. Машиностроение. – 1977. - № 5. – С. 60 – 65.
74. Цегельский В. Г. Выбор оптимальной длины камеры смешения жидкостно-газового струйного аппарата // Изв. вузов. Машиностроение. – 1988. - № 9. – С. 69 – 73.
75. Цегельский В. Г., Чернухин В. А., Глубоковский С. И. Расчет жидкостно-газового струйного аппарата с конической камерой смешения // Изв. вузов. Машиностроение. – 1979. - № 3. – С. 58 – 63.
76. Дорофеев А. А. Расчет динамического коэффициента связи жидкости в выходном сечении камеры смешения // Изв. вузов. Машиностроение. – 1978. - № 11. – С. 82 – 85.

77. Берман. Л. Д., Ефимочкин Г. И. Экспериментальное исследование водоструйного эжектора // Теплоэнергетика. – 1963. - № 9. – С. 9 – 15.
78. Берман. Л. Д., Ефимочкин Г. И. Особенности рабочего процесса и режима работы водоструйного эжектора // Теплоэнергетика. – 1964. - № 2. – С. 31 – 35.
79. Ефимочкин Г. И. Влияние конструкции сопла на работу водоструйного эжектора // Электрические станции. – 1964. - № 5. – С. 7 – 11.
80. Спиридонов Е. К., Темнов В. К. Исследование экстремальных характеристик водовоздушного эжектора // Динамика пневмогидравлических систем: Тематический сб. научн. тр. – Челябинск: ЧПИ, 1983. – С. 62 – 75.
81. Демьянова Л. А. Исследование работы струйного аппарата для различных конфигураций его проточной части при эжектировании струей жидкости газожидкостной смеси // НТЖ. Нефтепромысловое дело. – 1999. - № 1. – С. 16 – 22.
82. Арбат В. С., Брылин В. И., Коваленко Н. Е. Исследование всасывающей способности водоструйных эжекторов // Электрические станции. – 1980. - № 5. – С. 28 – 30.
83. Кирсанов И. Н. Конденсационные установки. – М.: Энергия, 1965. – 375 с.
84. Коренов Б. Е. Рабочий процесс в газожидкостном эжекторе // Теплоэнергетика. – 1977. - № 1. – С. 59 – 65.
85. Чернухин В. А., Цегельский В. Г., Дорофеев А. А. Экспериментальное исследование жидкостно-газовых струйных аппаратов // Изв. вузов. Машиностроение. – 1980. - № 3. – С. 48 – 52.
86. Дейч М. Е., Робожев А. В., Кох А. А. Влияние некоторых геометрических и газодинамических параметров ступени эжектора с изобарическим начальным участком смешения на эффективность ее работы // Труды МЭИ. – 1955. – Вып. 23. – С. 103 – 120.
87. Шапиро Я. Г. Экспериментальное исследование жидкостного эжектора // Присоединение дополнительной массы в струйных аппаратах: Тр. МАИ; Вып. 97. – М.: Оборонгиз, 1958. – С. 191 – 236.
88. Акимов М. В., Цегельский В.Г. Экспериментальные исследования жидкостно-газовых струйных аппаратов с двухфазным активным потоком // Ракетно-космические двигательные установки: Тез. докл. Российской конференции. – М., 1998. – С. 47.
89. Демьянова Л. А. Аналитический расчет характеристик струйного аппарата при откачке газожидкостных смесей // НТЖ. Нефтепромысловое дело. – 1999. - № 5. – С. 39 – 44.

90. Циклаури Г. В., Данилин В. С., Селезнев Л. И. «Адиабатные двухфазные течения». М. Атомиздат 1973г. 447с.
91. Соу С. «Гидродинамика многофазных систем». М. Мир 1971г. 535с
92. Альтшуль А. Д. и др. «Гидравлика и аэродинамика». М. Энергия 1965г.
93. Варгафтик Н. Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы. 1972г.
94. Стернин Л.Е. Многофазные течения газа с частицами / Л.Е. Стернин, А.А. Шрайбер. М.: Машиностроение, 1994. – 320 с.
95. Дейч М.Е., Филипов Г.А. Газодинамика двухфазных сред. М.: Энергоиздат, 1981. 472с.
96. Стернин Л.Е. Основы газодинамики двухфазных течений в соплах. М.: Машиностроение, 1981, 212с.
97. Нигматулин Р.И. Основы механики гетерогенных сред. М.: Наука, 1978. 366с.
98. Г. Уоллис. Одномерные двухфазные течения. М.: Мир, 1972. - 440с.
99. Лоренцетто, Лефевр. Измерение размера капель за плоскоструйной пневматической форсункой // Ракетная техника и космонавтика. – 1977. – Т. 15, № 7 – С. 135-140.
100. Соколов Е. Я., Зингер Н. М. Струйные аппараты. – М.: Энергия, 1970. – 287 с.
101. Донец К. Г. Гидроприводные струйные компрессорные установки. – М.: Недра, 1990. – 174 с.
102. Исследование смесительных устройств на основе использования пузырьковой и газочапельной структуры потоков и волновых эффектов в двухфазном потоке: отчёт о НИР (промежуточный): Государственное задание № 2014/92, № проекта 289, НИР П-4120-02000/ Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет) МАИ, рук. Лепешинский И.А.; исполнит. Решетников В.А., Зуев Ю.В., Антоновский И.В. и др. – М., 2014.-175с. -№ ГР 1140902400016.
103. Исследование формирования и распространения двухфазной струи с использованием сопловых и эжекторных устройств: отчёт о НИР (промежуточный): Государственное задание № 2014/92, № проекта 289, НИР П-4120-02000/ Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет) МАИ, рук. Лепешинский И.А.; исполнит. Решетников В.А., Зуев Ю.В., Антоновский И.В. и др. – М., 2015.-191 с. -№ ГР 1140902400016.
104. Зимин Э.П., Кругерский А.М., Пожарнов В.А. Использование инвариантов малоуглового рассеяния света для диагностики дисперсной фазы газожидкостной

- смеси // Газотермодинамика многофазных потоков в энергоустановках. – ХАИ: Харьков. 1979. Вып. 2. С. 125 - 130.
105. Лепешинский И. А., Зуев Ю.В., Истомин Е.А., Решетников В.А. Разработка и изготовление аппаратно-методического комплекса, обеспечивающего лазерный анализ дисперсности частиц. Технический отчет по Госконтракту № 71/3010 от 13.12.2008 ООО «Авиатехнозоль». 2010.-116 с.
106. Шифрин К.С., Колмаков И.Б. Влияние ограничения интервала измерения индикатрисы на точность метода малых углов // Изв. АН СССР. Физика атмосферы и океана. 1966. № 3. С. 851 - 858.
107. Борн М., Вольф Э. Основы оптики: перевод с англ.; под ред. Мотулевича Г.П. - М.: Наука, Гл. ред. физ.-мат. лит. 1973. - 720 с.
108. Дубнищев Ю.Н., Ринкевичюс Б.С. Методы лазерной доплеровской анемометрии. - М.: Наука, Гл. ред. физ.-мат. лит. 1982. - 304 с.
109. Ван де Хюлст Г. Рассеяние света малыми частицами: перевод с англ.; под ред. Соболева З.В. - М.: Изд-во иностр. лит. 1961. - 536 с.
110. Лазерный дифракционный анализатор частиц Analettes 22 Nanotech. Центр коллективного пользования научным оборудованием: <http://www.ckp-bsu.ru/lazernyi-difrakcionnyj-analizator-razmera-chastic-analizette-22-nanotech> 2009.
111. Лазерный анализатор Horiba LA-950: <http://rvs-ltd.ru/la9501> 2009.
112. Лазерный анализатор Partica LA-950: <http://www.rvs-ltd.ru/la950>. Прибор внесён в Государственный реестр средств измерений РФ под номером 36017-07.
113. <http://lavision.de/en/>
114. Зуев Ю. В., Истомин Е. А., Лепешинский И. А., Решетников В. А., Чабанов В. А. Разработка и исследование смесительных устройств. Материалы X Международной конференции по неравновесным процессам в соплах и струях «NPNG³ 2014», 25-31 мая 2014, Алушта.- М.: МАИ, 2014. - С. 96-98.
115. Зуев Ю.В., Лепешинский И.А., Решетников В.А., Истомин Е.А. Особенности двухфазных струй с большой концентрацией дисперсной фазы // Математическое моделирование, 2012, т.24, №1. - С.129-142.
116. Зуев Ю.В., Лепешинский И.А., Решетников В.А., Истомин Е.А. Выбор критериев и определение их значений для оценки характера взаимодействия фаз в двухфазных турбулентных струях // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Серия "Машиностроение", 2012, №1. - С.42-54.
117. Raffel M., Willert C., Kompenhans J. Particle Image Velocimetry. Berlin: Springer, 1998. - 252p.

118. Экспериментальное исследование газодинамического смесителя закрытого типа / И. А. Лепешинский, В. А. Решетников, И. А. Заранкевич, Е. А. Истомин, И. В. Антоновский, А. А. Гузенко // Вестник СГАУ. – 2016.
119. И.А. Лепешинский, Ю.В. Зуев, В. А. Решетников, И. В. Антоновский, А. А. Гузенко, И. А. Заранкевич. Эжектор с двухфазным рабочим телом и газодинамическим смесителем / Материалы XI Международной конференции по неравновесным процессам в соплах и струях (NPNJ'2016), 25–31 мая 2016 г., Алушта. — М.: Изд-во МАИ, 2016. С. 91 – 93
120. И.А. Лепешинский, В. А. Решетников, И. В. Антоновский, А. А. Гузенко, Ю.В. Зуев, И. А. Заранкевич. Смеситель с двухфазным рабочим телом / Материалы XI Международной конференции по неравновесным процессам в соплах и струях (NPNJ'2016), 25–31 мая 2016 г., Алушта. — М.: Изд-во МАИ, 2016. С. 93 – 95
121. И. В. Антоновский, А. А. Гузенко Эжектор с двухфазным рабочим телом / Гагаринские чтения – 2016: XLII Международная молодежная научная конференция: Сборник тезисов докладов; В 4 т. М.: Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет), 2016. С. 667 – 668.
122. И. В. Антоновский, И. А. Заранкевич Экспериментальное исследование газодинамического смесительного устройства закрытого типа / Гагаринские чтения – 2016: XLII Международная молодежная научная конференция: Сборник тезисов докладов; В 4 т. М.: Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет), 2016. С. 688 – 689.
123. И.А. Лепешинский, В. А. Решетников, И. А. Заранкевич, Е. А. Истомин, И. В. Антоновский, А. А. Гузенко Газодинамический смеситель закрытого типа и результаты его экспериментальных исследований / Международная научно-техническая конференция «Проблемы и перспективы развития двигателестроения»: Сборник тезисов докладов, 2016. С. 137 – 138.
124. Смесительное устройство пузырьковой структуры открытого типа / И. А. Лепешинский, Е. А. Истомин, И. А. Заранкевич, В. А. Решетников // Известия высших учебных заведений. Авиационная техника. - 2016. - № 3. - С. 71-75.
125. Сипатов А.М., Карабасов С.А., Гомзилов Л.Ю., Абрамчук Т.В., Семаков Г.Н. Оптимизация конструкции пневматического распыливающего устройства на основе методов трёхмерного моделирования // Изв. вузов. Авиационная техника. 2014. №1. С.57-62.
126. Лепешинский И.А. Способ создания газочастиц и устройство для его осуществления. Патент РФ №2243036.

127. Лепешинский И.А., Воронежский А.В., Зуев Ю.В., Онес В.И., Решетников В.А. и др. Методы экспериментальных исследований газокапельных струй с высокой массовой концентрацией жидкости в газе. Сб. трудов Третьей международной конференции по неравновесным процессам в соплах и струях (NPNJ-2000), Истра-Москва, 3-7 июля 2000 г. – М.:МГИУ, 2000. – с. 229 – 230.
128. Влияние граничных условий системы сопло-струя на распространение двухфазных газокапельных струй / И. А. Лепешинский, И. В. Антоновский, А. А. Гузенко, Ю. В. Зуев // Вестник МАИ №5 С. 75-84
129. Ю.В. Зуев, И.А. Лепешинский, А. А. Гузенко. Влияние граничных условий на дальнобойность двухфазной струи / Материалы XIX Международной конференции по вычислительной механике и современным прикладным программным системам (ВМСППС'2015), 24–31 мая 2015 г., Алушта. — М.: Изд-во МАИ, 2015. С. 451 – 453
130. Сергель О.С. Прикладная гидрогазодинамика. — М.: Машиностроение, 1981.— 374с.
131. И. А. Лепешинский, И. В. Антоновский, А. А. Гузенко, Ю.В. Зуев, Е. А. Истомин, В. А. Решетников. Профилирование эжектора с двухфазным рабочим телом на основе обратной задачи / Материалы XIX Международной конференции по вычислительной механике и современным прикладным программным системам (ВМСППС'2015), 24–31 мая 2015 г., Алушта. — М.: Изд-во МАИ, 2015. С. 481 – 483.
132. И. А. Лепешинский, И. В. Антоновский, А. А. Гузенко, Ю.В. Зуев, Е. А. Истомин, В. А. Решетников. Профилирование эжектора с двухфазным рабочим телом на основе обратной задачи / Материалы XIX Международной конференции по вычислительной механике и современным прикладным программным системам
133. Оптимизация двухфазных течений с помощью решения обратной задачи / И. В. Антоновский, А. А. Гузенко, Е. А. Истомин, И. А. Лепешинский, В. А. Решетников // Известия Российской академии наук. Механика жидкости и газа. – 2016. - № 6, С. 71-76. (ВМСППС'2015), 24–31 мая 2015 г., Алушта. — М.: Изд-во МАИ, 2015. С. 481 – 483
134. Крайко А.Н., Старков В.К., Стернин Л.Е. Решение в одномерном приближении вариационной задачи о построении сопла максимальной тяги при течении газа с инородными частицами // Изв.АН СССР. МЖГ. 1968. № 4. С. 52-62.
135. Крайко А.Н, Стернин Л.Е. К теории течений двухскоростной сплошной среды с твердыми или жидкими частицами// Прикладная математика и механика. 1965. Вып. 29. №3. С. 418-429.

136. И. А. Лепешинский, И. В. Антоновский, А. А. Гузенко, Ю.В. Зуев, Е. А. Истомин, В. А. Решетников. Решение краевых задач двухфазных течений на основе обратной задачи / Материалы XIX Международной конференции по вычислительной механике и современным прикладным программным системам (ВМСППС'2015), 24–31 мая 2015 г., Алушта. — М.: Изд-во МАИ, 2015. С. 484 – 486
137. Горбенко Г.А. Теоретический анализ эжекторной холодильной машины, работающей на пропане. Вопросы газотермодинамики энергоустановок -Харьков. ХАИ.вып.5.1978.с.49-57.