

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«МОСКОВСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

На правах рукописи

Михальченкова Анна Николаевна

**ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ И РЕЖИМНЫХ ПАРАМЕТРОВ
РАБОТЫ ВИХРЕВОГО АППАРАТА НА ПРОЦЕСС ЭЖЕКЦИИ
ЖИДКИХ СРЕД**

Специальность 05.17.08
«Процессы и аппараты химических технологий»

Диссертация
на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
Доктор технических наук, профессор
Лагуткин Михаил Георгиевич

Москва
2018

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	4
Глава 1. Анализ аппаратов используемых при организации процесса эжекции.....	11
1.1. Гидроциклоны, как устройства с аналогичным принципом действия....	14
1.2. Предпосылки создания и первые модели вихревых эжекторов.....	17
1.3. Возможность приложения методов теории подобия к расчету вихревых эжекторов.....	23
1.4. Существующие последовательности расчета вихревых эжекторов.....	25
1.5. Обобщение обзора литературных источников, постановка задачи исследования.....	33
Глава 2. Компьютерный анализ влияния конструктивных параметров и режимов работы вихревого эжектора для жидкостной эжекции на величину коэффициента эжекции.....	35
2.1. Численное изучение влияния на величину коэффициента эжекции соотношений элементов конструкции и режимов функционирования вихревого жидкостного эжектора. Математическое моделирование процесса.....	41
2.2. Изучение влияния изменения давления перед штуцером вывода соединенного потока жидкостей и штуцером ввода эжектируемой жидкости на коэффициент эжекции.....	64
2.3. Изучение влияния увеличения давления перед штуцером ввода эжектируемой жидкости и разряжения перед штуцером выхода соединенного потока жидкостей на величину коэффициента эжекции.....	80
2.4. Исследование зависимости гидравлического сопротивления эжектора от конструктивных параметров и режимов функционирования вихревого жидкостного эжектора.....	81
Глава 3. Расчет жидкостного вихревого эжектора. Сопоставление показателей функционирования вихревого жидкостного эжектора и струйного насоса.....	89
3.1. Последовательность расчета вихревого жидкостного эжектора с применением полученных математических зависимостей.....	89

3.2. Сравнение геометрических параметров вихревого и струйного жидкостных эжекторов для организации процесса эжекции с заданным коэффициентом эжекции в равных условиях..	94
Глава 4. Методика проведения лабораторного эксперимента. Сравнение результатов эксперимента и данных, рассчитанных по выведенным зависимостям.	100
4.1. Описание опытной лабораторной установки.	100
4.2. Итоги исследования расчетной модели, идентичной лабораторному образцу вихревого жидкостного эжектора.	111
4.3. Сравнительный анализ экспериментальных и расчетных результатов.	113
Заключение.	115
Перечень условных обозначений, критериев и единиц	117
Список литературы.	119
Приложения.	130
Приложение А. Гидродинамическая картина внутри жидкостного вихревого эжектора.	130
Приложение Б. Блок-схема расчета вихревого жидкостного эжектора.	132
Приложение В. Справка о практической значимости работы.	135
Приложение Г. Патент на изобретение РФ №2638100 от 11.12.2017г.	136

Введение

В различных отраслях промышленности во все времена существовала необходимость получения многокомпонентных смесей, в которых доли соединяемых компонентов строго определены природой проводимого процесса. Например, подкисление культуральной жидкости в производстве лизина в химической промышленности, формирование водомазутной смеси в виде топлива для теплоэнергетики для снижения вредных выбросов, добавление парафиновых паст в бетонную смесь для изготовления водостойкого бетона в строительстве, соединение компонентов рецептуры теста в хлебопекарной промышленности и многое другое. Организацию данных процессов можно осуществить с помощью соединения требуемых компонентов в смесительном оборудовании после подачи их с использованием нагнетательных устройств. Однако, всегда существует желание сделать производство более выгодным с экономической точки зрения, сохраняя при этом безопасность и надежность работы оборудования. Существуют предложения по использованию для осуществления смешения струйных насосов и вихревых эжекторов. Аппараты данного типа позволяют отказаться от насоса на линии подачи одной из контактируемых сред, в связи с его подсосом ввиду формирования разряжения на оси, которое возникает благодаря вводу эжектирующей среды под давлением.

Подача эжектирующей среды в струйных аппаратах производится в виде струи, а в вихревых – как закрученный поток через штуцер, который располагается тангенциально к камере эжектора. Струйные насосы широко распространены и успешно применяются ввиду того, что для их изучения проведено много опытных исследований и апробаций, на которых построена надежная методика расчета. Но нужно сказать, что струйные насосы достаточно "капризны" в случаях смены режимов работы линии, в составе которой находится насос, аппарат может перестать работать, в то время как вихревой эжектор в

данной ситуации будут продолжать работать с измененным КПД. Также, следует отметить, что струйные насосы, ввиду большой длины необходимой для обеспечения подсоса эжектирующей среды, занимают большие площади производственных помещений. В литературе встречаются сведения о том, что вихревые эжекторы не уступают по эффективности проведения процесса эжекции струйным насосам, а в случае наиболее удачного конструктивного оформления, даже опережают их. Однако малая экспериментальная база, которая опирается главным образом на лабораторные исследования, и отсутствие проверенной последовательности расчета вихревых эжекторов не позволяет им соперничать со столь распространенными струйными.

Проблемам увеличения эффективности функционирования вихревых эжекторов посвящены работы большого количества иностранных и русских ученых, таких как А. П. Меркулов, который вместе с группой исследователей создали конструкцию отсасывающего аппарат «Вихрь», которым возможно отсасывать газы во время сварочных работ. Существенный вклад при конструктивном оформлении устройств, предназначенных для формирования вихревого эффекта, внес М.Г. Дубинский, предложивший первую конструкцию вакуум-насоса. Подробные исследования аппаратов, принцип работы которых основан на вихревых потоках, осуществленный В.И. Метениным, способствовал и появлению противоточного вихревого эжектора, применяемого при организации вакуума замкнутых пространств, если подсасываемый газ применяют в производстве. Что касаето предложений по последовательностям расчета конструкций вихревых эжекторов, то их не много, в частности рекомендации В.Г. Волова, причиной является небольшое количество экспериментов. На сегодняшний день существуют более современные предложения последовательности расчета вихревых устройств, опирающиеся на большое количество экспериментальных показаний. В работе С. Исаева предложена последовательность расчета эжектора, работающего на газовых средах и имеющего цилиндрическую камеру с двумя тангенциально расположенными к камере эжектора штуцерами, имеющими прямоугольное сечение. Автор

опирается на данные компьютерного расчета (моделирование аэродинамики процесса с применением программного обеспечения) с подтверждением показаний на лабораторных моделях. Однако результаты работы не могут быть в чистом виде применены для расчета вихревых эжекторов, так как в значительной части исследования охватывают только эжекцию газовых сред, не учитывая особенностей проведения данного процесса относительно жидкостей и газо-жидкостных смесей. В трудах известного исследователя вихревых течений Ш.А. Пиралишвили отмечается, что, несмотря на продолжительное изучение вихревого эффекта, многое остается непонятым, и сейчас нет адекватной общепризнанной физико-математической модели.

Вышесказанное объясняет актуальность темы исследования вихревых эжекторов для рассмотрения их как более эффективных устройств для осуществления эжекции. Тему диссертационной работы предложил институт по проектированию заводов основной химической промышленности ООО «Гипрохим», который в практической деятельности столкнулся с проблемой, заключающейся в отсутствии последовательности расчета вихревого эжектора для системы жидкость-жидкость.

Чтобы изучить работу аппарата необходимо проведение большого количества экспериментов, которые влекут за собой существенные материальные затраты при изготовлении лабораторных стендов для практических исследований, а также требуются временные ресурсы. Поэтому все чаще рассматриваются альтернативные методы исследований. При достижении целей, установленных в работе, применяются методы математического моделирования опирающегося на законы механики сплошных сред и инструменты графического и численного анализов полученных данных. Компьютерное моделирование конструкции аппарата с последующим исследованием гидродинамики организованного процесса позволяет значительно ускорить изучение особенностей организации эжекции в аппарате с достаточно высокой точностью и достоверностью полученных данных. Одним из программных комплексов гидродинамического моделирования является Solid Works и встроенный дополнительный модуль Flow

Simulation по газо/гидродинамическим расчетам. С помощью программы создается трехмерная модель аппарата, а далее моделируется течение жидкостей либо газов внутри камеры аппарата. Возможность проведения многочисленных экспериментов с использованием указанного программного обеспечения позволяет получить данные воздействия геометрических модификаций жидкостного эжектора для изменяющихся режимов функционирования и свойств смешиваемых жидкостей на повышение коэффициента эжекции. На основе этих данных можно найти наиболее рациональные конструктивные решения и режимы функционирования устройства и получить уравнения для подсчета величины коэффициента эжекции.

Однако, для подтверждения возможности применения составленных уравнений, нужно проводить сравнение рассчитанных на компьютере показаний с опытными данными, снятыми на лабораторном стенде, в состав которого включен вихревой эжектор.

Исходя из вышесказанного, в работе установлены следующие цели и задачи:

- рассмотреть влияние конструктивных особенностей и режимов работы вихревого эжектора, функционирующего в системе жидкость-жидкость, на коэффициент эжекции;
- найти рациональные соотношения базовых конструктивных элементов вихревого эжектора, функционирующего в системе жидкость-жидкость, обеспечивающие наибольший коэффициент эжекции;
- составить последовательность для расчета вихревого эжектора, функционирующего на жидкостных средах, обеспечивающую заданный коэффициент эжекции;
- осуществить лабораторное исследование, для обоснования допустимости применения выведенных уравнений для определения коэффициента эжекции.

Научная новизна работы:

1. Результаты исследований влияния конструктивных особенностей вихревого жидкостного эжектора на коэффициент эжекции, позволившие выявить рациональные соотношения базовых конструктивных элементов жидкостного эжектора, при которых обеспечивается наибольшая величина коэффициента эжекции: диаметр штуцера ввода эжектирующей жидкости более 0,15 диаметра камеры эжектора, сумма площадей торцевых сечений штуцера ввода эжектирующей жидкости и штуцера ввода эжектируемой жидкости равна $0,5 \div 0,9$ площади торцевого сечения тангенциального штуцера вывода соединенного потока жидкостей, расстояние от нижнего края тангенциального штуцера ввода эжектирующей жидкости до верхнего края тангенциального штуцера вывода соединенного потока жидкостей более 1,0 диаметра камеры эжектора, диаметр торцевого сечения штуцера ввода эжектируемой жидкости не менее 0,5 диаметра цилиндрической камеры эжектора. Вышеуказанные соотношения базовых геометрических параметров эжектора запатентованы как изобретение РФ №2638100 от 11.12.2017.

2. Результаты исследований влияния режимов функционирования вихревого жидкостного эжектора, а также физических параметров эжектирующей и эжектируемой жидкостей на величину коэффициента эжекции.

3. Расчетные зависимости для определения коэффициента эжекции.

Практическая значимость исследования включает следующее:

1. Обоснованы рациональные соотношения базовых конструктивных элементов вихревого жидкостного эжектора, способствующие получению наибольшего коэффициента эжекции.

2. Составлена последовательность расчета геометрических параметров и режимов функционирования вихревого эжектора для системы жидкость-жидкость, обеспечивающая требуемую величину коэффициента эжекции.

3. Итоги сопоставления струйного и вихревого эжекторов, показывающие преимущество вихревого жидкостного эжектора по габаритным

размерам. Вихревой эжектор меньше струйного насоса при тех же показателях функционирования.

4. Последовательность расчета аппарата предполагается использовать в проектных работах ООО «Гипрохим».

Достоверность представленных в диссертации данных подтверждается корректностью целей и задач, а также использованием для изучения показателей функционирования вихревого жидкостного эжектора современного программного продукта Flow Simulation. Прослежена хорошая сходимость данных расчетов по выведенным зависимостям и экспериментальных результатов, организованных на лабораторном оборудовании кафедры АОиАТП МОСКОВСКОГО ПОЛИТЕХА с применением поверенных измерителей.

Положения, выносимые на защиту:

1. Результаты анализа влияния конструктивных параметров, режимов работы вихревого жидкостного эжектора и свойств, соединяемых в ходе процесса жидкостей, на коэффициент эжекции.

2. Рациональные соотношения базовых элементов конструкции вихревого эжектора, функционирующего в системе жидкость-жидкость, позволившие получить наибольшие коэффициенты эжекции.

3. Выведенные зависимости для расчета жидкостного вихревого эжектора.

4. Последовательность расчета вихревого аппарата, функционирующего в системе жидкость-жидкость, позволяющая обеспечить требуемое значение коэффициента эжекции.

Материалы диссертационной работы докладывались и обсуждались на IX международной научно-практической конференции «Эффективные инструменты современных наук» 2013 г, Прага; международной научно-практической конференции «Роль науки в развитии общества», 2014 г, Уфа; XXVII международной научно-практической конференции «Математические методы в технике и технологиях ММТТ-27», 2014 г, Саратов; международной научно-практической конференции студентов, магистрантов и аспирантов имени

Л. А. Кастандова, 2014 г, Москва; международной научно-практической конференции студентов, магистрантов и аспирантов, посвященная 100-летию со дня рождения Л.А. Кастандова, 2015 г, Москва; международной научно-практической конференции «Инновационная наука: прошлое, настоящее, будущее», 2016 г, Саранск; международной научно-практической конференции «Новая наука: проблемы и перспективы.», 2016 г, Стерлитамак; международной научно-практической конференции «Инновации, технологии, наука», 2017 г, Пермь.

По теме диссертации опубликовано 10 научных работ, в том числе 2 в журналах из списка ВАК, получен патент на изобретение РФ №2638100 от 11.12.2017.

Диссертация состоит из введения, четырех глав с выводами на 137 страницах, 52 рисунков, 7 таблиц, списка литературы из 112 наименований и 4 приложений.

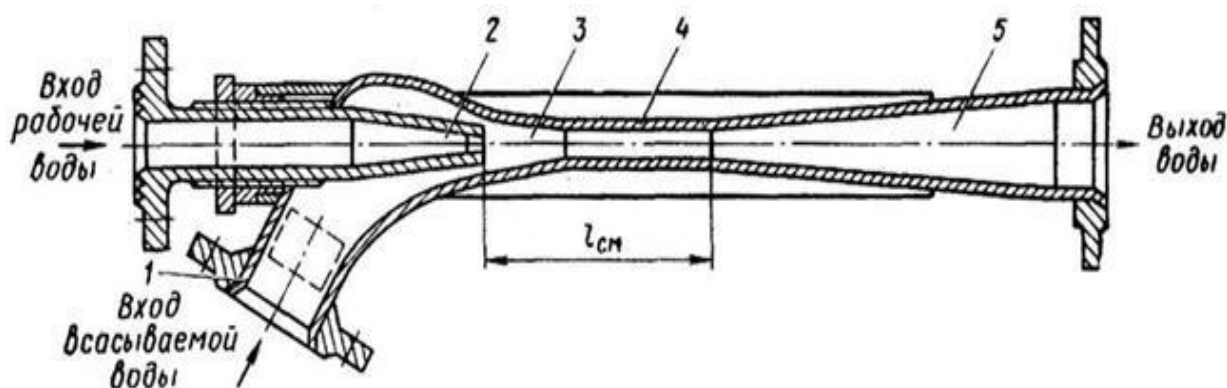
ГЛАВА 1. АНАЛИЗ АППАРАТОВ ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ПРИ ОРГАНИЗАЦИИ ПРОЦЕССА ЭЖЕКЦИИ

"Эжекция - процесс смешения двух каких-либо сред, в котором одна среда, находясь под давлением, воздействует на другую и, увлекая за собою, выталкивает ее в необходимом направлении" [23]. Данный процесс можно осуществить в струйных и вихревых эжекторах и изучался не одним поколением ученых. Эжекторы позволяют экономить на нагнетательном оборудовании при вводе эжектируемой среды, к тому же при этом сохраняется простота и надежность устройств.

Эжекция в струйных насосах заключается в отдаче кинетической энергии эжектирующего потока эжектируемому во время смешения. Схема струйного аппарата показана на рисунке 1.1 Эжектирующая среда, подаваемая в насос с определенной скоростью, вводится в виде струи по рабочему соплу и увлекает инжектируемую среду. Существует мнение, что в струйных насосах вначале осуществляется превращение потенциальной энергии и теплоты в кинетическую энергию, а во время тока в проточной части насоса выравниваются скорости контактируемых сред. Далее осуществляется обратное превращение кинетической энергии соединенного потока в потенциальную энергию или теплоту. Первые теории струйных аппаратов предложены Зейнером и Ренкиным, выводы которых основываются на применение уравнения импульсов к смешивающимся потокам.

Как чаще всего бывает, при появлении нового вида аппаратов, все исследования ведут к поиску последовательности расчета под конкретную задачу, при решении которой предполагается применение устройств. Поиск единой теории и последовательности расчета струйных насосов тормозились по причине отсутствия полного понимания природы процесса, происходящего в аппарате. Совершенствование гидро- и газовой динамики позволило подойти к разрешению этой задачи, а успехи изучения техники теплоснабжения и вентиляции стали

толчком в разработке конструкций и теорий расчета струйных насосов [83]. В 40-х годах 20 века Баулиным К.К., Берманом Л.Д. проводились исследования, в итоге которых авторами-исследователями предложена последовательность расчета и предложены наиболее рациональные конструктивные модификации струйных насосов [11]. Из практических исследований струйных аппаратов очень интересны эксперименты ВТИ. В них проведено подробное изучение параметров пароструйных эжекторов и выявлена специфичность функционирования и характеристики пароструйных эжекторных аппаратов конденсации, проанализированы характеристики функционирования многоступенчатых струйных эжекторов при смене режимов их функционирования. Издано много трудов по систематизации алгоритмов расчета и усовершенствованию струйных насосов [2; 4; 8; 24; 31; 32; 34; 46; 79; 83; 84; 108].



Примечание: 1 – штуцер ввода эжектируемой среды; 2 – сопло активного потока; 3 – камера приемная; 4 – камера смесительная; 5 – диффузор

Рисунок 1.1 – Принципиальная схема струйного насоса

Одно из направлений развития энергосберегающих технологий представляет собой промышленное использование устройств, обеспечивающих превращение энергии в вихревых потоках. В работе всех типов вихревых преобразователей энергии выделяется общее свойство, типичное большинству вихревых устройств, заключающееся в интенсификации процессов тепло- и массопереноса, меняющих физические характеристики контактируемых сред, а в некоторых случаях и состояние, при создании вихревых потоков газа или

жидкости. При этом энергетическое влияние на эжектирующую среду осуществляется за счет способов организации и регулирования закрученного движения.

Интенсивное развитие тепло- и массопереноса, происходящие в закрученных потоках обуславливают все большее использование вихревых аппаратов в разных областях промышленности в виде циклонов, вихревых охладителей воздуха, горелок, гидравлических теплогенераторов, распылителей, разделителей газовых смесей и др. Тем не менее в технологических процессах машиностроительных производств вихревые аппараты используются не часто, но возможность их использования весьма широка. Применение вихревых аппаратов в химической промышленности обеспечит ресурсосбережение за счет повышения производительности обработки, уменьшения энергозатрат, увеличение надежности инструмента и т.д.

Изучению процессов преобразования энергии в вихревых потоках посвятили свои работы зарубежные исследователи Т.Т. Cockerlill [100], R. Hilsch [104], R. Kassner, G. J. Ranque [106], W. Sheper, Takahama H. [110], Riu K. [107], Colgate S.A. [101], Harnett J.R. [102], Blatt T.A. [99], Stephan K. [108; 109], Lewins J., Bejan A. [105], Cockerill T.T., Yang, X. [111], HENDAL W.P. [103], и русские ученые В. С. Мартыновский [51; 52], М. Г. Дубинский [19], А.П. Меркулов [55–59], А.В. Мартынов и В.М. Бродянский [50], А. Д. Суслов [85], М. А. Гольдштик [16], Ш.А. Пиралишвилли [71; 72], Ю.К. Аркадов [4], В.М. Арсеньев [7], А.Н. Балалаев [9; 10], В.Т. Волов [13–15], В.И. Елифанов [21–23], А.В. Ильин [28; 29], В.А. Инякин [31,32], В. И. Метенин [60-62], И.А. Райзман [76–78], Л.А. Тарасова [86–88] и др.

Рост эффективности производственных процессов посредством разработки и использования вихревых преобразователей энергии, обеспечивающих интенсификацию процессов тепло- и массопереноса в закрученных потоках газов, жидкостей и двухфазных жидкостно-газовых технологических средах и решающих комплекс технологических проблем, представляет собой актуальный вопрос и имеет немаловажную роль для современной науки.

1.1. Гидроциклоны, как устройства с аналогичным принципом действия

Возможность подсоса эжектируемой среды в вихревых эжекторах базируется на свойстве аппарата, которое заключается в зарождении области пониженного давления на оси цилиндрической камеры. Этот эффект возникает вследствие организации центробежного течения рабочего потока, который присутствует, помимо вихревых эжекторов, также в гидроциклонах. Гидроциклоны являются одними из наиболее распространенных аппаратов для модификации дисперсных систем, в которых дисперсионной средой является вода, а дисперсной фазой – тонкоизмельченные твердые материалы или капли другой (нерастворимой) жидкости. Модификация дисперсных систем (пульп, суспензий, шламов, эмульсий) может быть трех видов:

- осветление (очистка жидкости от взвешенных частиц);
- сгущение (повышение концентрации твердой фазы в готовом продукте);
- классификация (разделение потока взвесенесущей жидкости на две части с различным гранулометрическим составом твердой фазы).

Конструкции гидроциклонов достаточно просты, содержат движущихся частей. В настоящее время существует немало конструктивных исполнений гидроциклонов и аппаратов циклонного типа [73; 82; 97; 99; 100; 102; 106; 109; 113]. Однако наиболее широкое применение имеют гидроциклоны цилиндрикоконического типа (Рисунок 1.1.1), закрутка потока в которых осуществляется посредством подвода суспензии по касательной к поверхности цилиндра и осевой разгрузки продуктов разделения.

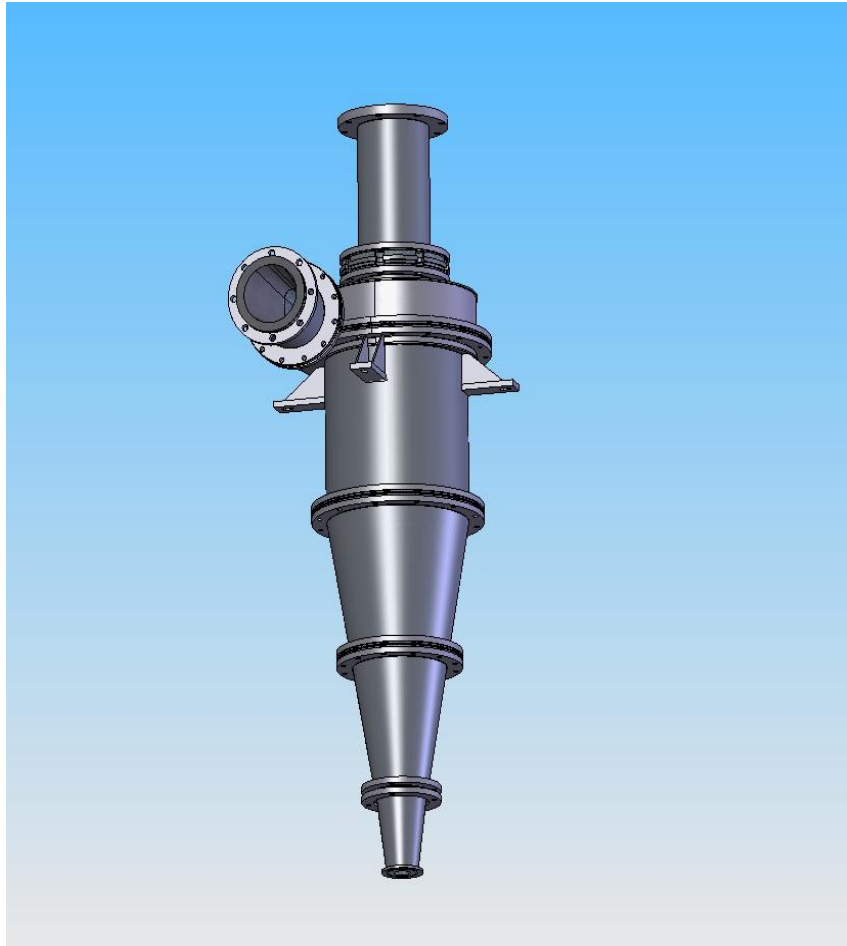


Рисунок 1.1.1 – Общий вид гидроциклона

В процессе работы гидроциклона образуется два винтовых потока: периферийный нисходящий, направленный от питающего отверстия в сторону конуса, и внутренний восходящий [73, 97].

В приосевой зоне сплошность потока нарушается и образуется газовый столб, который состоит из паров воды и воздуха, подсасываемых по отводному отверстию (Рисунок 1.1.2).

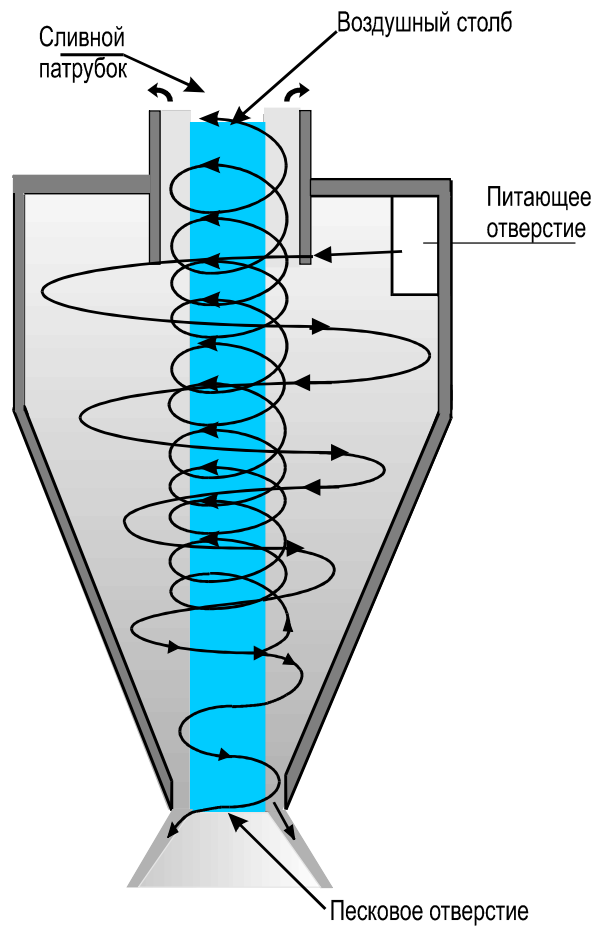


Рисунок 1.1.2 – Схема потоков жидкости в цилиндрикоконическом гидроциклоне

В конической зоне нисходящий поток делится на две части: часть жидкости с наиболее крупными частицами выходит через песковое отверстие, а большая часть жидкости с мелкими частицами выносятся в сливной патрубок.

Не смотря на то, что принцип функционирования и гидроциклонов, и вихревых эжекторов основывается на использовании вихревого потока, вследствие геометрических особенностей конструкции, в них реализуются принципиально разные процессы.

1.2. Предпосылки создания и первые модели вихревых эжекторов

На сегодняшний день известно немало исследований устройств, принцип которых заключается в наличии закрученного потока. Но стоит заметить, что весь опыт изучения закрученных потоков указывает на сложность их теоретического описания, которое показывает в общем случае получить приблизительные сведения. Однако, несмотря на обширный теоретический и экспериментальный материал, широкое внедрение вихревых преобразователей энергии сдерживается тем, что отсутствует единая надежная методика их расчета.

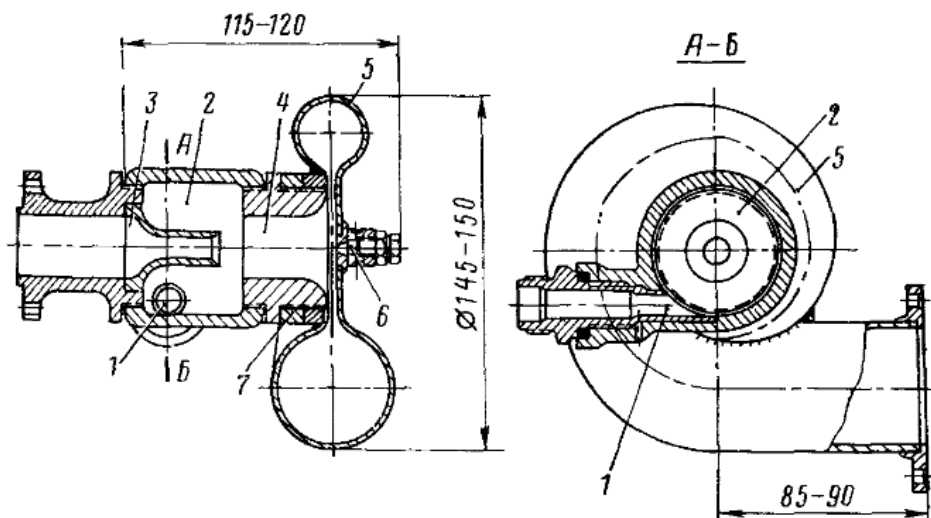
Преимущества вихревого течения газообразных и жидких сред известны и хорошо изучены [71]. Они основываются на присутствии сдвиговых напряжений, которые приводят к увеличению уровня турбулентности в закрученном потоке, при сопоставлении с прямолинейными струйными течениями. В основном закрученные потоки организуют в вихревых аппаратах, которые приводят интенсификации тепло- и массопереноса и переходов фаз, формирующихся в вихревых газовых потоках, жидкостных и газовой-жидкостных потоках. Большое количество направлений использования закрученных потоков и многообразие конструктивных исполнений устройств, которые функционируют на основе закрученных потоков (циклоны, горелки, вихревые трубы, гидравлические теплогенераторы, распылители) не дают возможности прийти к единой последовательности расчета, осложняют и удорожают поиск оптимальных решений при поиске новых конструкций вихревых аппаратов. В трудах известного исследователя закрученных течений Ш.А. Пиралишвилли отмечается, что, несмотря на продолжительное изучение вихревого эффекта, многое остается непонятым, на сегодняшний день нет адекватной общепризнанной физико-математической модели.

Несмотря на то, что большая часть научных работ по изучению и усовершенствованию вихревых аппаратов приводилась с применением в роли

рабочих сред - газов, для изучения вихревых эжекторов, функционирующих в системе жидкость-жидкость данная информация будет полезной, ввиду возможности выявления определенных закономерностей и проведения аналогий, а далее и сравнения принципов работы изучаемых вихревых аппаратов, функционирующих как на газовых, так и на жидкостных средах.

Главные характеристики, выявляющие эффективность функционирования вихревого эжектора [55], - коэффициент эжекции U , который равен соотношению массовых расходов эжектируемого и эжектирующего потоков, и степень повышения давления эжектируемой среды σ_3 - это соотношение давления смеси потоков на выводе из аппарата к давлению эжектируемого потока. $U = G_3 / G_p$, $\sigma_3 = p_{см} / p_3$, где G_p и G_3 - расход соответственно эжектирующей и эжектируемой сред, кг/с; $p_{см}$, p_3 - давление соответственно смеси на выводе из эжектора и эжектируемой среды, Па.

Эффект формирования в приосевой области вихревого потока зоны пониженного давления дает возможность конструировать устройства, применяемые при эжекции газовых сред и вакуумировании замкнутых пространств. Первый вихревой эжектор, общий вид которого показан на рисунке 1.2.1, был разработан М.Г. Дубинским [19].



Примечание: 1 – сопло тангенциальное; 2 – камера завихрения; 3 – трубка центральная; 4 – диффузор; 5 – улитка; 6 – клапан регулируемый

Рисунок 1.2.1 – Вихревой вакуум-насос

Сжатый воздух в вихревом вакуум-насосе подается по тангенциальному соплу 1 в цилиндрическую камеру завихрения 2, там его траектория приобретает вращательное движение, которое становится причиной образования на оси камеры разрежения. Далее, из-за разрежения, поток воздуха проходит по центральной трубке 3 в камеру завихрения 2, и далее в диффузор 4. На конце диффузора располагается улитка 5, оттуда смесь эжектирующего и эжектируемого потоков выводится из аппарата. На оси задней стенки диффузора расположен регулируемый клапан 6, способствующий устойчивой работе вакуум-насоса благодаря дозированному поступлению атмосферного воздуха. Изменение щели диффузора посредством кольца 7.

Реализованные автором исследования позволили получить рациональные конструктивные отношения и режимы функционирования устройства. При диаметре камеры 2 в 50 мм диаметр трубы 4 (Рисунок 1.2.1) 25 мм, наименьший диаметр трубки 3 (Рисунок 1.2.1) выбирался согласно режиму работы насоса: для достижения большего коэффициента эжекции он составлял 20 мм, для организации разряжения – 4 мм. Диаметр сечения сопла 12 мм, длина трубы 75 мм.

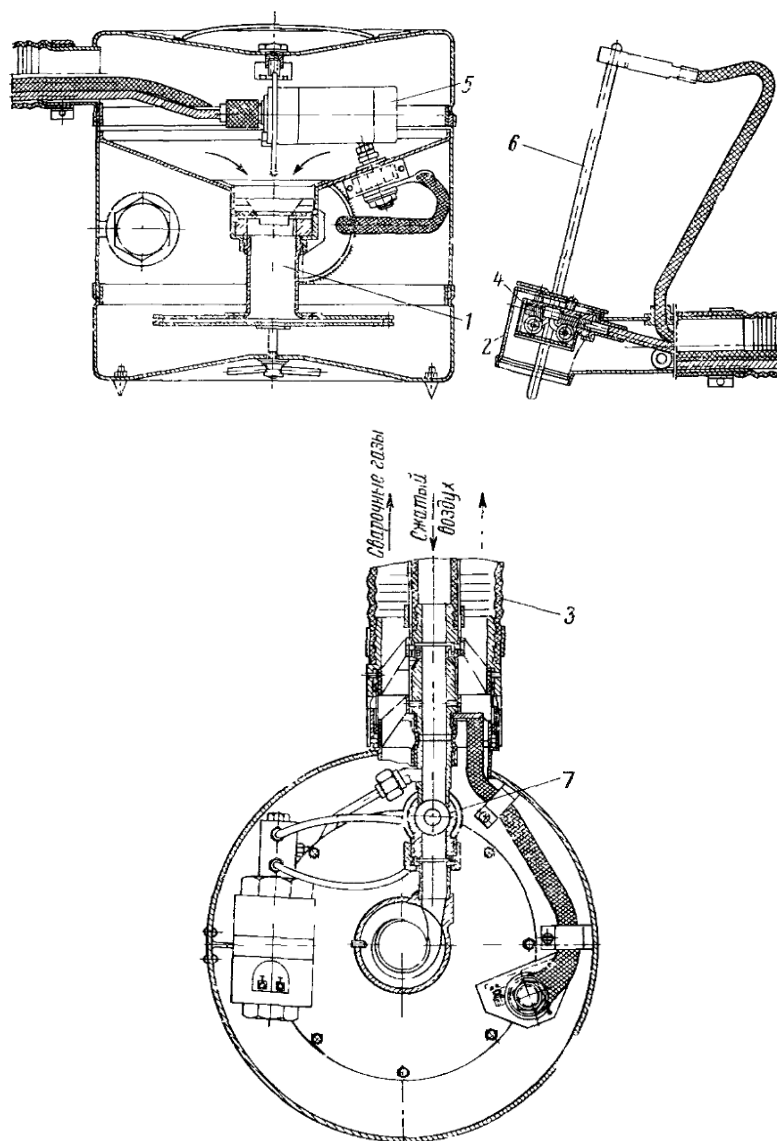
Наибольшая величина коэффициента эжекции при описанной конструкции 2,1, степень увеличения давления в данных условиях составила $\mu_v=1$ и $\mu=1,5$. Предельный достигнутый вакуум в ограниченном пространстве оказался равным 0,001 МПа, причем это давление было достигнуто через 90 секунд при вакуумировании пространства в 0,04 м³.

Значительным достоинством вихревого вакуум-насоса, в сопоставлении со струйными насосами, является его «всережимность», определяемая созданием пониженного давления за счет центробежных сил, возникающих в закрученном потоке. При функционировании в условиях большого разброса давлений эжектирующего потока и степеней увеличения давления вакуумируемой среды не нужно производить замену сопла и остальных элементов.

На основе вихревого вакуум-насоса А. П. Меркуловым с группой исследователей создан отсасывающий аппарат «Вихрь» [59], предназначение

которого было определено, как улавливание опасных для здоровья веществ, находящихся в области сварки при использовании обмазанного электрода. На рисунке 1.2.2 предложена конструкция аппарата «Вихрь». Посредством «Вихря» стало возможным безопасное нахождение сварщика в течении продолжительного времени в закрытых помещениях, где осуществляется сварка. Главным отличием данного аппарата является тангенциальный патрубок подвода рабочей среды прямоугольного сечения улиткой, представляющего собой спирали Архимеда с высотой торцевого сечения по отношению к длине $b/l=2$, оптимальность такого соотношения была подтверждена лабораторным исследованием [56].

Во время изучения функционирования аппарата «Вихрь» рассматривалось влияние давления сжатого газа на эффективность работы устройства. Повышение давления способствует формированию вихря на вводе в устройство, что благотворно сказывается на повышении коэффициента эжекции. Однако, с увеличением давления повышается расход сжатого газа, что, в дальнейшем содействует понижению коэффициента эжекции. А так же по достижении критической скорости на сечении сопла возникает заметное уменьшение активной внутренней поверхности свободного вихря, на которой и осуществляется «захват» эжектируемого по отверстию диафрагмы газа. Вследствие чего было высказано предположение, что наибольшая величина коэффициента эжекции возникает при скорости, приближенной к критической, что в дальнейшем доказано посредством проведения эксперимента.

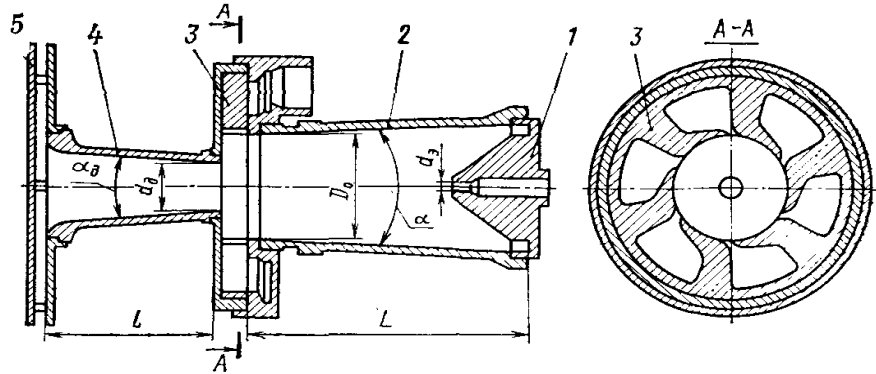


Примечание: 1 – вихревой вакуум-насос; 2 – электрододержатель; 3 – шланг для отвода газов; 4 – механизм подачи электрода; 5 – электродвигатель; 6 – обмазанный электрод

Рисунок 1.2.2 – Вакумирующий аппарат «Вихрь»

По принципу функционирования вихревые эжекторы делятся на: прямоточные и противоточные. Исследование вихревых устройств, осуществленный В.И. Метениным, способствовал появлению противоточного аппарата (Рисунок 1.2.3). При течении эжектирующего потока из сопла 3 в конической камере 2 формируется вихревой поток, обладающий в приосевом пространстве зоной разряжения, притом самое низкое давление возникает вблизи большего диаметра торцевого сечения камеры. В область разряжения по сопловому насадку 1 входит эжектируемый газ. Соединенный поток газов

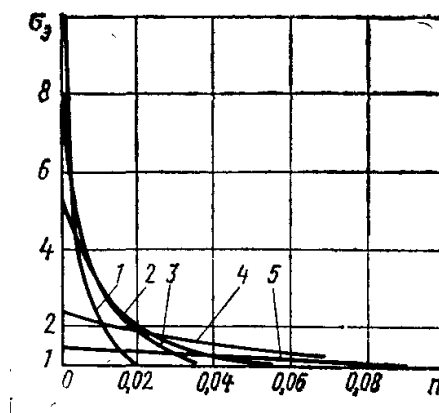
выводится из камеры смешения в осевой диффузор 4, а далее в щелевой диффузор 5, там кинетическая энергия переходит в потенциальную энергию давления.



Примечание: 1 –насадок сопловой; 2 – камера коническая; 3 – аппарат сопловой; 4 – диффузор осевой; 5 – диффузор щелевой

Рисунок 1.2.3 – Противоточный вихревой эжектор

Возможностью формирования вакуума противоточные эжекторы схожи с эжекторами М. Г. Дубинского. Главное преимущество противоточных аппаратов – возможность получения высокой степени повышения давления эжектируемой среды, несмотря на значительное сопротивление на выходе. К минусам этих эжекторов следует отметить небольшой коэффициент эжекции во время перекачки газа (Рисунок 1.2.4). По возможности организации вакуумирования схожи с эжекторами Дубинского М.Г.



Примечание: 1 - $d_3=0,067$; 2 - $d_3=0,133$; 3 - $d_3=0,166$; 4 - $d_3=0,233$; 5 - $d_3=0,333$

Рисунок 1.2.4 – Зависимость степени повышения давления от коэффициента эжекции ($D_0=0,03$ м; $p_c=0,3$ МПа)

Из указанных материалов экспериментальных исследований [85] можно сделать вывод, что область использования противоточных эжекторов сводится к разряжению объемов с малым поступлением воздуха из атмосферы и газовыделениями от находящихся в них объектов. Противоточные эжекторы стоит применять при вакуумировании замкнутых пространств, при условии применения эжектируемого газа в производственных схемах. Иначе предпочтение стоит отдавать прямоточным эжекторам.

1.3. Возможность приложения методов теории подобия к расчету вихревых эжекторов

Из анализа дифференциальных уравнений гидродинамики, как известно, получаются три основных классических критерия подобия [47]:

$$\text{Критерий Рейнольдса} \quad Re = \frac{V \cdot d}{\nu} = \frac{\rho \cdot V \cdot d}{\eta} \quad (1.3.1)$$

$$\text{Критерий Фруда} \quad Fr = \frac{V^2}{g \cdot d} \quad (1.3.2)$$

$$\text{Критерий Эйлера} \quad Eu = \frac{P}{\rho V^2} \quad (1.3.3)$$

Критерий Эйлера по своей функции отличается от остальных. Чаще всего он не может быть заранее задан, а является результатом расчета или эксперимента, то есть это определяемый критерий. С данной точки зрения он поход на число Нуссельта, которое широко применяется при моделировании тепломассообмена. Критерий Рейнольдса может быть заранее определен конструкцией, если известна геометрия устройства, свойства рабочей среды и

необходимый расход. Критерий Фруда, например, при транспортировке газожидкостных смесей по трубопроводам, определяется по заданным расходам жидкости и газа.

Таким образом, критериальное уравнение движения жидкости в общем случае должно иметь вид:

$$Eu=f(Re, Fr).$$

При этом нужно заметить, что критерием гидродинамического подобия является не только равенство этих критериев, но и геометрическое подобие. Рассмотрим каждый из этих критериев.

В отличие от прямой трубы, в которой движение одномерное, классическое число Рейнольдса рассчитывается по средней скорости и определяющий размер один, в вихревом эжекторе можно принять разные варианты этого числа. Масштаб скоростей в объеме определяется скоростью на входе, поэтому в качестве характерной скорости естественно принять скорость на входе эжектирующего либо эжектируемого потоков.

Несмотря на элементарность конструкции вихревых эжекторов, конструктивных размеров, влияющих на процесс, достаточно много:

- диаметр цилиндрической части эжектора;
- диаметр входного отверстия эжектирующего потока;
- его форма, по крайней мере, отношение высоты к ширине;
- диаметр штуцера входа эжектируемой среды;
- диаметр сливного патрубка;

Следует отметить, что эти размеры не зависят друг от друга. Таким образом, для практических расчетов не представляется возможным задать характерный размер для определения числа Рейнольдса.

Рассмотрим критерий Фруда. При расчете аппаратов центробежного принципа действия вместо g нужно подставлять центробежное ускорение $a = \frac{V^2}{r}$.

За радиус можно взять радиус цилиндрической камеры эжектора, но скорость на

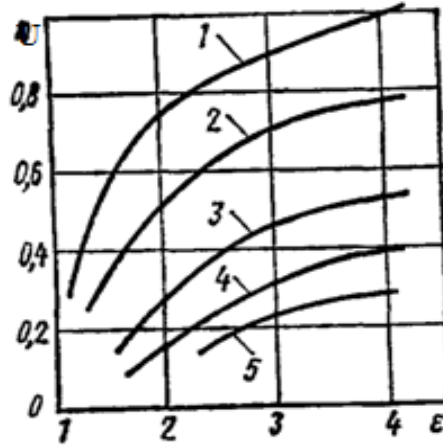
стенке камеры будет зависеть от целого ряда, как режимов работы, так и от конструктивного исполнения.

Таким образом, сложность использования известных критериев подобия для расчета вихревого эжектора, несмотря на простоту его конструкции, обусловлена большим количеством вариантов сочетаний, как геометрических размеров, так и режимов функционирования. Отсюда стоит сказать о том, что при поиске зависимости для расчета коэффициента эжекции в безразмерном виде, более логично будет использование анализа размерности и π -теоремы, учитывая параметры, которые оказывают воздействие на величину коэффициента эжекции.

1.4. Существующие последовательности расчета вихревых эжекторов

Расчет вихревого эжектора, основывается на лабораторных экспериментах, которых не достаточно. Советы по подбору базовых геометрических соотношений и режимов работы имеются для испытаний небольшого количества устройств. Следовательно, чаще всего возникает необходимость экспериментальной доводки устройств, если габариты требуемого аппарата значительно разнятся от геометрии лабораторных моделей. Алгоритм расчета зависит от предназначения устройства. Когда эжектор предполагается применять для перекачки газов, например, для вентилирования, следует выбирать прямоточные эжекторы, например типа ДКМ, формирующие наибольшие значения коэффициента эжекции. Начальными данными принимаются расход G_3 эжектируемого газа, давление p_c эжектирующего потока газа, гидравлическое сопротивление Δp_3 по ходу эжектируемого газа и смеси на выводе p_{cm} . Степень увеличения давления эжектируемого потока $\sigma_3 = (p_0 + \Delta p_{cm}) / (p_3 - \Delta p_3)$ и располагаемая степень расширения эжектирующего потока $\varepsilon = p_c / (p_0 + \Delta p_{cm})$, где p_0 - давление окружающей среды.

По кривым, изображенным на рисунке 1.4.1, находят коэффициент эжекции U . И расход эжектирующего газа $G_c = G_s/U$. По рассчитанному расходу G_c определяется площадь торцевого сечения соплового ввода F_c , его высота h и ширина b .



Примечание: 1 - $\sigma_3=1,1$; 2 - $\sigma_3=1,2$; 3 - $\sigma_3=1,4$; 4 - $\sigma_3=1,6$; 5 - $\sigma_3=1,8$

Рисунок 1.4.1 – Зависимость коэффициента эжекции U от степени расширения ϵ эжектирующего газа

Максимальные значения коэффициента эжекции зарегистрированы В.Г. Воловым для вихревых эжекторов с относительной площадью торцевого сечения соплового ввода $F_c=0,03-0,04$ (меньшая величина F_c соответствует наибольшему значению коэффициента эжекции U). Следовательно, диаметр камеры

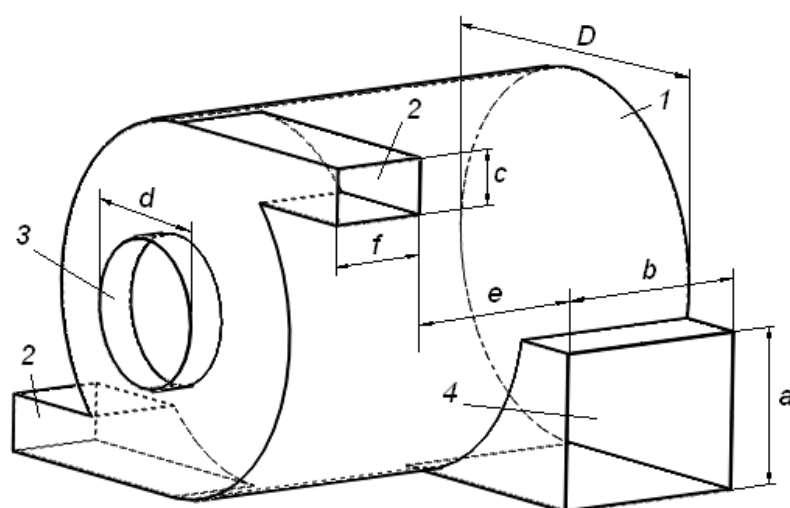
$$D_0 = \frac{\sqrt{4F_c}}{\pi F_c} = (5,1 \dots 6,6) \sqrt{F_c}$$

В.Г. Волон советует задавать длину камеры $L = D_0$, диаметр щели трубки ввода эжектируемого газа $d=0,9D_0$, наибольший диаметр диффузора $D_d=5D_0$, ширину диффузора $\Delta_d=(0,15-0,25)D_0$, радиус соединения камеры с диффузором $R_d=0,20 D_0$ для $\epsilon \leq 2$ и $R_d=0,35 D_0$ для $\epsilon > 2$.

Для некоторых случаев применения вихревого эжектора расход эжектирующей среды G_p ограничен техническими условиями, но, в то же время, существует возможность подбора давления p_p и определена требуемая величина коэффициента эжекции U . По рисунку 1.4.1 определяется степень расширения ϵ ;

находим давление сжатой среды $p_p = \varepsilon(p_0 + \Delta p_{cm})$. Последующий расчет осуществляют по предложенной ранее последовательности.

На сегодняшний день существуют более современные предложения последовательности расчета вихревых эжекторов, построенные на базе большого количества показаний эксперимента. В источнике [33] предложена последовательность расчета эжектора, работающего на газах и имеющего цилиндрическую камеру с двумя тангенциально расположенными к камере аппарата штуцерами, имеющими прямоугольное сечение, схема которого предложена на рисунке 1.4.2 Вихревой эжектор функционирует таким образом: эжектирующий газ подается в камеру 1 устройства по тангенциально расположенным штуцерам 2 и приобретает траекторию вихря, на оси камеры аппарата возникает зона пониженного давления при повышении давления в закрученном потоке в направлении к стенке камеры, вследствие этого осуществляется подсос газа по штуцеру ввода эжектируемого потока 3, установленного коаксиально цилиндрической камере 1 эжектора со стороны ввода эжектирующего газа, внутри устройства эжектирующий и эжектируемый газы соединяются и выводятся по тангенциальному штуцеру вывода соединенного потока 4, находящегося с другой стороны устройства [68].



Примечание: 1 – цилиндрическая камера, 2 – штуцеры ввода эжектирующего газа, 3 – штуцер ввода эжектируемого газового потока, 4 – штуцер вывода соединенного потока.

Рисунок 1.4.2 – Схема газового вихревого эжектора

На рисунке 1.4.3 показано распределение скоростей внутри вихревого устройства.

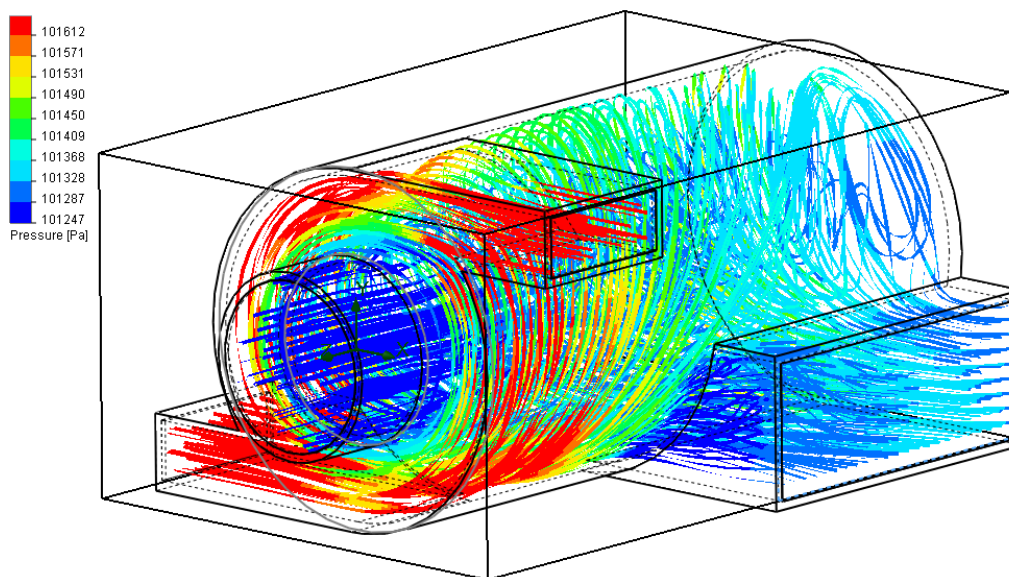


Рисунок 1.4.3 – Траектории движения газовых потоков в камере вихревого эжектора

Автор опирается на сведения компьютерного расчета (моделирование аэродинамики в эжекторе с применением специального программного обеспечения SolidWorks и встроенного пакета COSMOSFloWorks) с подтверждением полученных данных с помощью проведенных лабораторных экспериментов. В работе раскрываются преимущества выбранного программного обеспечения, которые заключаются в быстродействии, базировании на адекватных, учитывающих физические явления, протекающие в исследуемых аппаратах, математических моделях.

Предложенная методика заключается в следующем:

Изначально задается скорость эжектирующего потока газа, которая в первом приближении принимает максимально возможное значение $\omega_p=30$ м/с. Затем определяем число Маха по следующей зависимости [33]:

$$M = \frac{\omega_{вх}}{\omega_{36}}$$

где $\omega_{\text{вх}}$ – скорость газа в штуцере ввода эжектирующего потока, м/с, $\omega_{\text{зв}}$ – скорость звука в эжектирующем потоке газа (зависит от химического состава газа и температуры), м/с.

Далее определяется общая площадь торцевого сечения штуцеров ввода эжектирующего газа:

$$F_{\text{ex}} = \frac{Q_{\text{ex}}}{\omega_{\text{ex}}}$$

Площадь торцевого сечения цилиндрической камеры эжектора связывается с общей площадью торцевых сечений штуцеров ввода эжектирующей среды:

$$F = \frac{F_{\text{ex}}}{(0,05 - 0,3)}$$

В первом приближении выбираем максимальное отношение $F_{\text{вх}}/F$, что обеспечивает минимальную площадь торцевого сечения цилиндрической камеры эжектора.

Далее определяется диаметр камеры:

$$D = 2\sqrt{\frac{F}{\pi}}$$

и диаметр штуцера ввода эжектируемого газа, который будет зависеть от давления окружающей среды:

$$d = (0,25 - 0,8)D$$

В первом приближении задаемся наибольшим значением диаметра штуцера ввода эжектируемого газа.

Площадь торцевого сечения штуцера вывода соединенного потока:

$$F_{\text{вых}} = \frac{F_{\text{ex}} + F_{\text{ec}}}{(0,67 - 0,25)}$$

Если разность величин давления перед штуцером вывода соединенного потока и штуцером ввода эжектируемой среды потока $\Delta P_{\text{вых}} > 0$, то размер коэффициента эжекции определяется из соотношения

$$u = u_{атм} - k_1 \frac{P_{вых} - P_{атм}}{P_{атм}}$$

Если разность давлений перед штуцером вывода соединенного потока и штуцером ввода эжектируемой среды $\Delta P_{вых} < 0$, значение коэффициента эжекции рассчитывается с помощью зависимости

$$u = j u_{вс} u_{вх} u_{вых} u_{скор} u_{плот}, \text{ где}$$

$$u_{вс} = \left(13,85 \cdot \sin\left(\frac{d}{D} + 0,857\right) - 12,13 \right) \ln\left(\frac{P_{атм} - \Delta P_{вых}}{P_{атм}} + 0,008 \frac{d}{D} + 0,9923\right) + \frac{12,39}{1 + 27,97 e^{-8,24 \frac{d}{D}}},$$

$$u_{вх} = \left(0,0707 \cdot \left(\frac{F_{вх}}{F}\right)^{-1,17} + 0,247 \right) \ln\left(\frac{P_{атм} - \Delta P_{вых}}{P_{атм}} + 0,999\right) + 0,736 \cdot \left(\frac{F_{вх}}{F}\right)^{-1,073} + 1,35,$$

$$u_{вых} = \left(4,374 \sin\left(\frac{F_{вых}}{F_{вс} + F_{вх}} + 0,695\right) - 2,67 \right) \ln\left[\frac{P_{атм} - \Delta P_{вых}}{P_{атм}} - \left(0,98945 + 0,0065 \frac{F_{вых}}{F_{вс} + F_{вх}}\right)\right] + 24,4 \sin\left(\frac{F_{вых}}{F_{вс} + F_{вх}} + 0,555\right) - 14,49,$$

$$u_{скор} = \left(0,113 \cdot M^{-0,814} - 0,0294\right) \ln\left(\frac{P_{атм} - \Delta P_{вых}}{P_{атм}} + 0,033M - 0,999\right) + 0,641M^{-0,852} - 0,258,$$

$$u_{плот} = \left(1,83 \frac{\rho_{вс}}{\rho_{вх}}^{-3,2} + 64\right) \left(\log\left(\frac{P_{атм} - \Delta P_{вых}}{P_{атм}}\right)\right)^{0,1 \frac{\rho_{вс}}{\rho_{вх}} + 0,66} + 0,45 \left(\frac{\rho_{вс}}{\rho_{вх}}\right)^{-0,33}.$$

$$j = 7,39 \left(\frac{P_{атм} - \Delta P_{вых}}{P_{атм}}\right)^{-1,860} + 0,247.$$

После подсчета значения коэффициента эжекции определяются конструктивные соотношения штуцеров и длина камеры устройства.

Ширина торцевого сечения штуцеров ввода эжектирующего газа:

$$c = 0,4f,$$

где f – длина торцевого сечения штуцеров ввода эжектирующего газа, может быть найдена из соотношения:

$$f = 0,5\sqrt{5F_{вх}}$$

Ширина a и длина b площади торцевого сечения штуцера вывода соединенного потока рассчитываются по уравнению:

$$a = 0,4D, b = \frac{F_{\text{вых}}}{a}$$

Длина цилиндрической камеры устройства определяется из следующих параметров:

$$L = f + e + b$$

где e – расстояние от нижнего края штуцеров ввода эжектирующего газа до верхнего края штуцера вывода смешанного потока, находится из уравнения:

$$e = 0,5D$$

Предложенный алгоритм расчета вихревого эжектора дает возможность подобрать геометрические размеры устройства, обеспечивающие требуемую величину коэффициента эжекции для эжектора, работающего на газонных средах.

В источниках [7; 54] авторами было смоделировано трехмерное течение в вихревом аппарате при численном изучении взаимодействия сред с применением программного приложения FlowVision. В итоге проделанных расчетов было показано влияние конструкции аппарата и режимов функционирования вихревого устройства на характеристики эффективности. В частности было организовано исследование воздействия количества штуцеров ввода эжектирующей среды и угла наклона к оси приемной камеры на эффективность функционирования эжектора. Результаты показали: четное число каналов и не более четырех более разумно, потому что при большем числе каналов повышаются потери на удар при вводе эжектирующей среды в приемную камеру, это приводит к ухудшению характеристик функционирования эжектора, а при наличии нечетного числа каналов ввода активного потока происходит нарушение осесимметричности движения на оси устройства. Рациональная величина угла наклона штуцеров ввода эжектирующей среды к оси камеры 60° , при соблюдении данного условия образуется наибольшая осевая и тангенциальная составляющие скорости в камере смешения. Данные исследования представляют большую значимость и должны

быть применены в дальнейшем изучении функционирования вихревых эжекторов, но стоит отметить, что моделирование проводилось лишь для шести вариантов конструктивного исполнения эжектора (таблица. 1.4.1), причем изменялись только несколько параметров: диаметр d_A и число штуцеров m ввода рабочей среды и диаметр сопла эжектируемого (пассивного) потока d_{II} . Остальные же геометрические параметры эжекторов в процессе исследования оставались постоянными, следовательно, влияние их изменения на величину коэффициента эжекции в рассматриваемом труде не освещено и осталось неизвестным.

Таблица. 1.4.1

	Вар. 1	Вар. 2	Вар. 3	Вар. 4	Вар. 5	Вар. 6
d_A , мм	3	5	5	3	5	5
d_{II} , мм	8	4	12	12	8	8
m	1	2	1	2	1	2

Имеются предложения применения вихревых аппаратов при организации процесса эжекции и соединения неупругих жидкостей. Например, Чупраков Е.Г. [95] в ходе работ по улучшению функционирования очистных систем посредством расходования избыточной энергии перекачиваемого на них потока сточных вод использовал вихревой гидродинамический аппарат с применением активного ила. В источнике показано, что своевременная обработка сточных вод в поле движения центробежного движения во время усиленного воздействия на воды турбулентности и окислительного потенциала среды позволяет реализовать качественную отмывку минеральных песчаных частиц от налипания на минералы органической грязи, что приведет к росту эффективности функционирования песколовок и первичных отстойников.

1.5. Обобщение обзора литературных источников, постановка задачи исследования

Подводя итог всему вышесказанному, необходимо заметить, что струйные насосы широко распространены и успешно применяются ввиду того, что для их расчета имеется большая экспериментальная база и проверенная последовательность расчета. Но меньшая чувствительность к смене режимов работы технологических линий, в которые включены вихревые аппараты, обеспечивает им большое преимущество. В тоже время стоит заметить, что струйные насосы занимают значительные пространства производственных помещений, ввиду большой длины. В литературе встречаются сведения о том, что вихревые эжекторы не уступают по эффективности струйным насосам, а при наиболее удачном конструктивном оформлении, даже опережают их. Однако малая экспериментальная база, в особенности для случая функционирования вихревых эжекторов с жидкостями, и отсутствие проверенной последовательности расчета вихревых устройств, функционирующих в системе жидкость-жидкость, не дает им конкурировать в отношении применимости со столь распространенными струйными насосами.

В связи с вышесказанным, в работе были определены следующие задачи:

- рассмотреть влияние конструктивных особенностей и режимов работы вихревого эжектора, функционирующего в системе жидкость-жидкость, на величину коэффициента эжекции;
- найти рациональные отношения базовых конструктивных элементов вихревого аппарата, функционирующего в системе жидкость-жидкость, обеспечивающие максимальные величины коэффициента эжекции;

- составить последовательность расчета для вихревого эжектора, функционирующего на жидкостных средах, обеспечивающую поставленную заданными условиями величину коэффициента эжекции;
- провести экспериментальное исследование, для подтверждения возможности использования составленных зависимостей при расчете величины коэффициента эжекции.

ГЛАВА 2. КОМПЬЮТЕРНЫЙ АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ И РЕЖИМОВ РАБОТЫ ВИХРЕВОГО ЭЖЕКТОРА ДЛЯ ЖИДКОСТНОЙ ЭЖЕКЦИИ НА ВЕЛИЧИНУ КОЭФФИЦИЕНТА ЭЖЕКЦИИ

Основой каждого научного изыскания и подтверждения теоретических выводов считается экспериментальное исследование, являющееся надежным и проверенным методом. Однако, при осуществлении исследования связанного с поиском наиболее эффективной конструкции, могут быть применены лабораторные исследования, но они влекут за собой изготовление не только опытного стенда с моделью исследуемого образца, но и многочисленные модификации исследуемой конструкции лабораторной модели. Это говорит о том, что при осуществлении данного исследования посредством лабораторного эксперимента, необходимы большие затраты времени и финансов, что сказывается на цене разрабатываемой техники и тем самым тормозит развитие в условиях требований рынка. Но, на сегодняшний день, многие исследователи уже начали использование расчетного программного обеспечения. Возможности таких программ на данный момент очень велики. С их помощью можно моделировать физические явления, определяя важные характеристики исследуемого образца. Однако, для получения надежного результата, необходимо проверка показаний, полученных с помощью компьютерных расчетов проведением эксперимента в лабораторных условиях.

Для проведения расчетных исследований необходимо подобрать программу, отвечающую всем требуемым для проведения расчетного эксперимента параметрам, которая базируется на признанных физических явлениях и успешно применяющуюся в аналогичных работах. Для решения задачи, поставленной в диссертационной работе, выбрано программное обеспечение SolidWorks с использованием встроенного модуля по

газо/гидродинамическим расчетам FlowSimulation, с помощью которого возможно осуществление моделирования гидродинамических и тепловых процессов, хода жидких и газообразных сред, контроля над расчетной сеткой, применения стандартных газов и жидкостей, теплового расчета, гидро/газодинамических и тепловых систем, проведение нестационарного и нестационарного анализа, расчета вращающихся объектов. Программа позволяет легко исследовать разнообразные варианты конструкций. В качестве вариантов могут предлагаться различные геометрические габариты, новые элементы, новые детали в сборке и другое. Эта функция способствует быстрой и легкой работе инженеров-конструкторов при определении наиболее рациональной конструкции аппарата для проведения требуемого процесса. FlowSimulation поддерживает интегрированную базу данных стандартных жидкостей, газов и веществ в твердом состоянии. Твердые среды применяются для исследований связанных с обменом тепла. В ходе расчета можно выбрать до десяти типов жидких и газовых веществ.

Варьирование физическими параметрами во времени и в пространстве описывается посредством математических моделей, представляющих систему дифференциальных уравнений с начальными и граничными условиями, которые привязывают математическую модель к конкретной задаче. В модуле FlowSimulation динамика и обмен теплом текучей среды моделируется, используя уравнения Навье-Стокса, которые в нестационарной постановке представляют собой законы сохранения массы, энергии и импульса исследуемого вещества. Помимо этого применяются уравнения состояния компонентов вещества, а также эмпирические зависимости вязкости и теплопроводности компонентов от температурных условий. Таким образом описываются ламинарные, переходные и турбулентные режимы. Для описания турбулентных режимов течений, уравнения Навье-Стокса осредняются по Рейнольдсу, то есть применяется осредненное по малому масштабу времени воздействия турбулентности на параметры потока, а крупномасштабные временные изменения осредненные по малому масштабу времени составляющих гидродинамических параметров потока (давления, скоростей, температуры) отмечаются добавлением соответствующих временных

производных. Следовательно, уравнения приобретают дополнительные члены – напряжения по Рейнольдсу, а чтобы замкнуть эту систему уравнений в FlowSimulation применяются уравнения переноса кинетической энергии турбулентности и ее диссипации в рамках $k - \varepsilon$ модели турбулентности.

Эта система уравнений сохранения массы, импульса и энергии нестационарного пространственного движения получает вид в пределах подхода Эйлера в декартовой системе координат $(x_i, i=1,2,3)$, вращающейся с угловой скоростью Ω вокруг оси, идущей через ее начало:

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho \omega_k) = 0, \quad (2.1)$$

$$\frac{\partial (\rho \omega_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho \omega_i \omega_k - \tau_{ik}) + \frac{\partial P}{\partial x_i} = S_i, \quad (2.2)$$

$$\frac{\partial (\rho E)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} ((\rho E + P) \omega_k + q_k - \tau_{ik} \omega_i) = S_k \omega_k + Q_H, \quad (2.3)$$

где t – время, ω – скорость движущейся среды, ρ – плотность движущейся среды, P – давление движущейся среды, S_i – внешние массовые силы, воздействующие на единичную массу движущейся среды: $S_{iporous}$ – воздействие сопротивления пористой среды, $S_{igravity}$ – воздействие гравитации, $S_{irotation}$ – воздействие завихрения системы координат, т.е.

$$S_i = S_{iporous} + S_{igravity} + S_{irotation}, \quad (2.4)$$

E – полная энергия единичной массы движущейся среды, Q_H – тепло, которое выделяется тепловым источником в единичном объеме движущейся среды, τ_{ik} – тензор вязких сдвиговых напряжений, q_i – диффузионный температурный поток, индексы показывают сумму по координатным направлениям.

Для ньютоновских текучих сред тензор вязких сдвиговых напряжений находится данным образом:

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial \omega_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \omega_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial \omega_l}{\partial x_l} \delta_{ij} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij}, \quad (2.5)$$

где $\mu = \mu_l + \mu_t$, μ_l – коэффициент динамической вязкости, μ_t – коэффициент турбулентной вязкости, δ_{ij} – дельта-функция Кронекера ($\delta_{ij} = 1$ при $i = j$; $\delta_{ij} = 0$ при $i \neq j$), k – кинетическая энергия турбулентности. Согласно k - ε модели турбулентности, μ_t находится через величины кинетической энергии турбулентности k и рассеивания данной энергии ε :

$$\mu_t = f_\mu \frac{C_\mu \rho k^2}{\varepsilon}, \quad (2.6)$$

где $f_\mu = [1 - \exp(-0,025R_y)]^2 \cdot \left(1 + \frac{20,5}{R_T}\right)$; $R_y = \frac{\rho \sqrt{k} y}{\mu_l}$; $R_T = \frac{\rho k^2}{\mu_l \varepsilon}$, y – расстояние от стенки, $C_\mu = 0,09$.

Кинетическая энергия турбулентности k и рассеивание данной энергии ε рассчитываются по данным решения следующих двух уравнений:

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho \omega_k k) = \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\left(\mu_l + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_k} \right) + S_k, \quad (2.7)$$

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho \omega_k \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\left(\mu_l + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_k} \right) + S_\varepsilon, \quad (2.8),$$

где:

$$S_k = \tau_{ij}^R \frac{\partial \omega_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon + \mu_l P_B,$$

$$S_\varepsilon = C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \left(f_1 \tau_{ij}^R \frac{\partial \omega_i}{\partial x_j} + \mu_t C_B P_B \right) - C_{\varepsilon 2} f_2 \frac{\rho \varepsilon^2}{k},$$

$$\tau_{ij}^R = \mu_t \left(\frac{\partial \omega_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \omega_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial \omega_l}{\partial x_l} \delta_{ij} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij}; \quad P_B = -\frac{g_i}{\sigma_B} \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x_i},$$

g_i – составляющая гравитационного ускорения в координатном направлении x_i ,

$\sigma_B = 0,9$, $C_B = 1$ при $P_B > 0$ и $C_B = 0$ при $P_B \leq 0$, $f_1 = 1 + \left(\frac{0,05}{f_\mu} \right)^3$, $f_2 = 1 - \exp(-R_T^2)$,

$C_{\varepsilon 1} = 1,44$, $C_{\varepsilon 2} = 1,92$, $\sigma_\varepsilon = 1,3$, $\sigma_k = 1$.

Диффузионный тепловой поток определяется из уравнения

$$q_k = - \left(\frac{\mu_l}{Pr} + \frac{\mu_t}{\sigma_c} \right) c_p \frac{\partial T}{\partial x_k}, \quad k = 1, 2, 3, \quad (2.9),$$

где $\sigma_c = 0,9$, Pr – число Прандтля, c_p – удельная теплоемкость для постоянного давления, T – температура движущейся среды.

При описании ламинарных режимов течения указанную систему уравнений видоизменяем, а именно полагаем, что $\mu_t = 0$ и $k = 0$. Посредством применения функции f_μ описывается переход ламинарного режима течения в турбулентный режим и обратно - турбулентного в ламинарный.

Граничные слои в ламинарном и турбулентном режимах течений близ поверхности твердой фазы и переход из режима в другой режим описываются достаточно точно при использовании модифицированных универсальных пристеночных функций.

Для сжимаемых движущихся сред применяются уравнения состояния следующего вида:

$$\rho = \rho(P, T, y), \quad (2.10)$$

здесь $y = (y_1, y_2, \dots, y_N)$ – вектор концентрации компонентов вещества. При использовании в процессе газообразных веществ, применяется уравнение состояния идеального газа $\rho = P/(RT)$, где R рассчитывается как $R = R_{\text{óíèà}} \sum_{i=1}^N \frac{y_i}{M_i}$, где M_i – молекулярная масса i -го компонента смеси.

Соответственно, при расчете несжимаемых жидких сред взамен зависимости (2.10) применяется $\rho = \rho(T, y)$. Для многокомпонентного состава

$\rho = \left(\sum_{i=1}^N \frac{y_i}{\rho_i} \right)^{-1}$. При учете влияния температуры применяется уравнение

$$\rho = \left(\sum_{i=1}^N \frac{y_i}{\rho_{0i}} (1 + \beta_{Ti} (T - T_0)) \right)^{-1},$$

где β_{Ti} – коэффициент объемного теплового расширения i -го компонента, ρ_{0i} – плотность i -го компонента с определенной температурой T_0 .

Все продукты CFD основываются на схожих технологических принципах. Ключевым элементом является применение сетки, пересекающей определенным образом аппарат, созданный в среде проектирования.

При расчете поставленной задачи нестационарная математическая модель физических процессов, применяемая в FlowSimulation, дискретизируется во времени и в пространстве. Процесс дискретизации в пространстве заключается в применении расчетной сетки с ячейками, грани которых лежат в параллели к координатным плоскостям, применяемым в расчете декартовой Глобальной системы координат. В FlowSimulation применяется метод конечных объемов, то есть величины независимых переменных определяются в центрах ячеек параллелепипедальной формы. Такую же геометрию параллелепипеда принимает и область, для построения модели.

При расчетах задачи (присущим настоящей диссертации), когда заполняется движущей средой зона ограниченная стенками аппарата, применяется метод фиктивных областей, то есть формально расчетная сетка покрывает всю параллелепипедообразную область, где строилась исследуемая модель, но решение производится исключительно в ячейках, находящихся в расчетной зоне, то есть в области, где находится движущая среда. В ячейках, которые не вошли в расчетную зону, подсчеты не осуществляются. Данный подход дает возможность рассчитать движение в каналах достаточно сложных конфигураций, не усложняя алгоритмов решения рассматриваемой задачи.

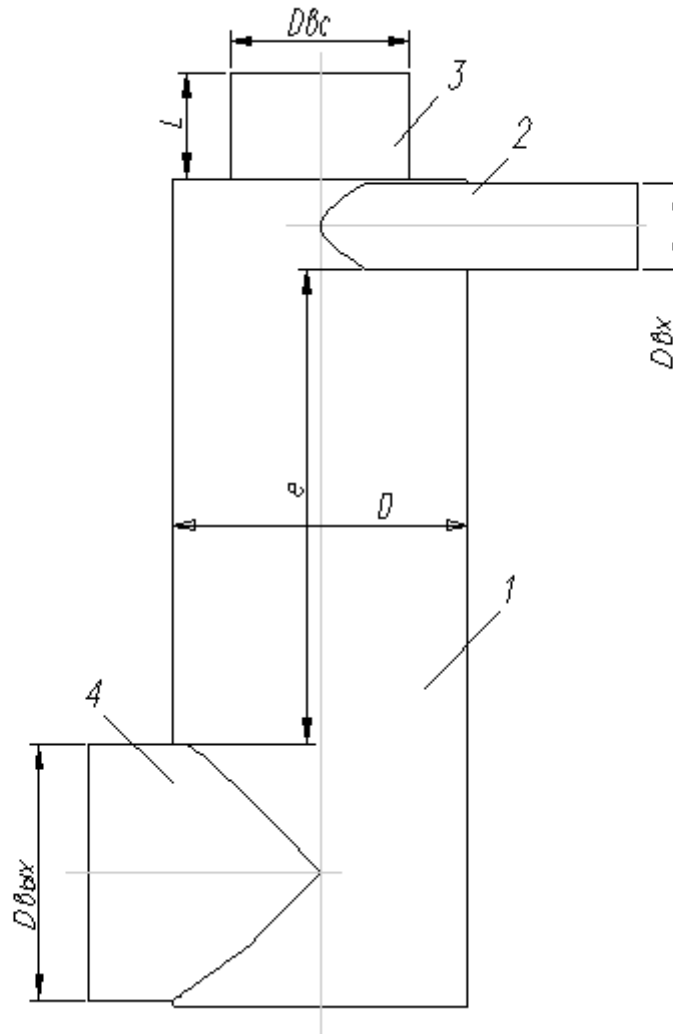
2.1. Численное изучение влияния на величину коэффициента эжекции соотношений элементов конструкции и режимов функционирования вихревого эжектора. Математическое моделирование процесса

При проведении исследования выбрана конструкция эжектора, которая показала наиболее целесообразной. При выборе типа конструкции, прежде

всего, опирались на литературные данные, а также вероятность как можно больше упростить изготовление и уменьшить металлоемкость устройства при сохранении эффективности, что должно обеспечить вихревой жидкостной эжектор наибольшей конкурентоспособностью на рынке. Выбор конструкции изучаемого вихревого жидкостного эжектора опирается, прежде всего, на данные исследований аппарата полученных ранее. В главе литературного обзора представлены и обобщены сведения о конструкциях устройств, которые явились предшественниками вихревого эжектора, а также особенности конструктивных исполнений вихревых аппаратов, которые были использованы для исследований процесса эжекции с применением газовых сред. Там же представлены материалы по особенностям конструктивных исполнений вихревого эжектора. Ввиду того, что вихревой эжектор, изучаемый в данной работе, предполагается использовать для работы с жидкостными средами, было решено минимизировать количество штуцеров ввода эжектирующей среды. Способ ввода эжектирующей жидкости по тангенциально расположенному по отношению к камере вихревого эжектора штуцеру способствует возникновению закрученного тока внутри цилиндрической камеры устройства. Камера вихревого эжектора в форме цилиндра выбрана для предотвращения возникновения препятствий для хода подаваемого эжектирующего потока жидкости, что может отрицательно сказаться на формировании стабильного движения вихревого потока и вследствие на возникновении разряжения на оси камеры. Предполагается коаксиальное относительно камеры эжектора расположение штуцера, через который будет подсасываться эжектируемая жидкость, что связано с тем, что понижение давления в аппарате возникает на оси цилиндрической камеры. Для уменьшения сопротивления беспрепятственного хода соединенного потока и сохранения простоты конструкции, было решено расположить штуцер вывода соединенного потока также тангенциально камере вихревого эжектора с противоположной стороны от подачи эжектирующей жидкости по ходу движения вихревого потока максимально приближенно к торцу [65].

Простая конструкция вихревого эжектора способствует не только простоте изготовления аппарата, но и упрощает эксплуатацию. Вихревые эжекторы привлекательны также отсутствием движущихся частей, что может стать решающим при выборе аппарата для реализации эжекционных процессов.

Для возможности проведения расчета гидродинамики процесса в FlowSimulation, была построена модель жидкостного вихревого эжектора в среде SolidWorks, конструктивное оформление которого было описано ранее. Схематическое изображение аппарата показано на рисунке 2.1.1 Вихревой эжектор функционирует следующим образом: эжектирующая жидкость поступает с заданной скоростью в цилиндрическую камеру 1 эжектора по тангенциально расположенному к камере 1 эжектора штуцеру ввода эжектирующей жидкости 2 и приобретает траекторию вихря, на оси камеры вихревого эжектора образуется зона пониженного давления при одновременном росте давления в вихревом потоке жидкости в течении к стенкам камеры, вследствие этого осуществляется подсос эжектируемой жидкости по штуцеру ввода эжектируемой жидкости 3, который размещен коаксиально оси камеры 1 аппарата с торца у штуцера ввода эжектирующей жидкости 2, в аппарате эжектирующая и эжектируемая жидкости соединяются и выводятся по тангенциально расположенному по отношению к камере вихревого эжектора штуцеру вывода соединенного потока жидкостей 4, с противоположной штуцеру ввода эжектируемой жидкости стороны вихревого эжектора [44].



Примечание: 1 – цилиндрическая камера, 2 – штуцер ввода эжектирующей жидкости, 3 – штуцер ввода эжектируемой жидкости, 4 – штуцер вывода соединенного потока жидкостей.

Рисунок 2.1.1 – Расчетная схема вихревого эжектора

На рисунке 2.1.2 показано распределение давления внутри камеры одной из модификаций расчетной модели вихревого жидкостного эжектора, согласно которой прослеживается образование разряжения на оси камеры устройства.

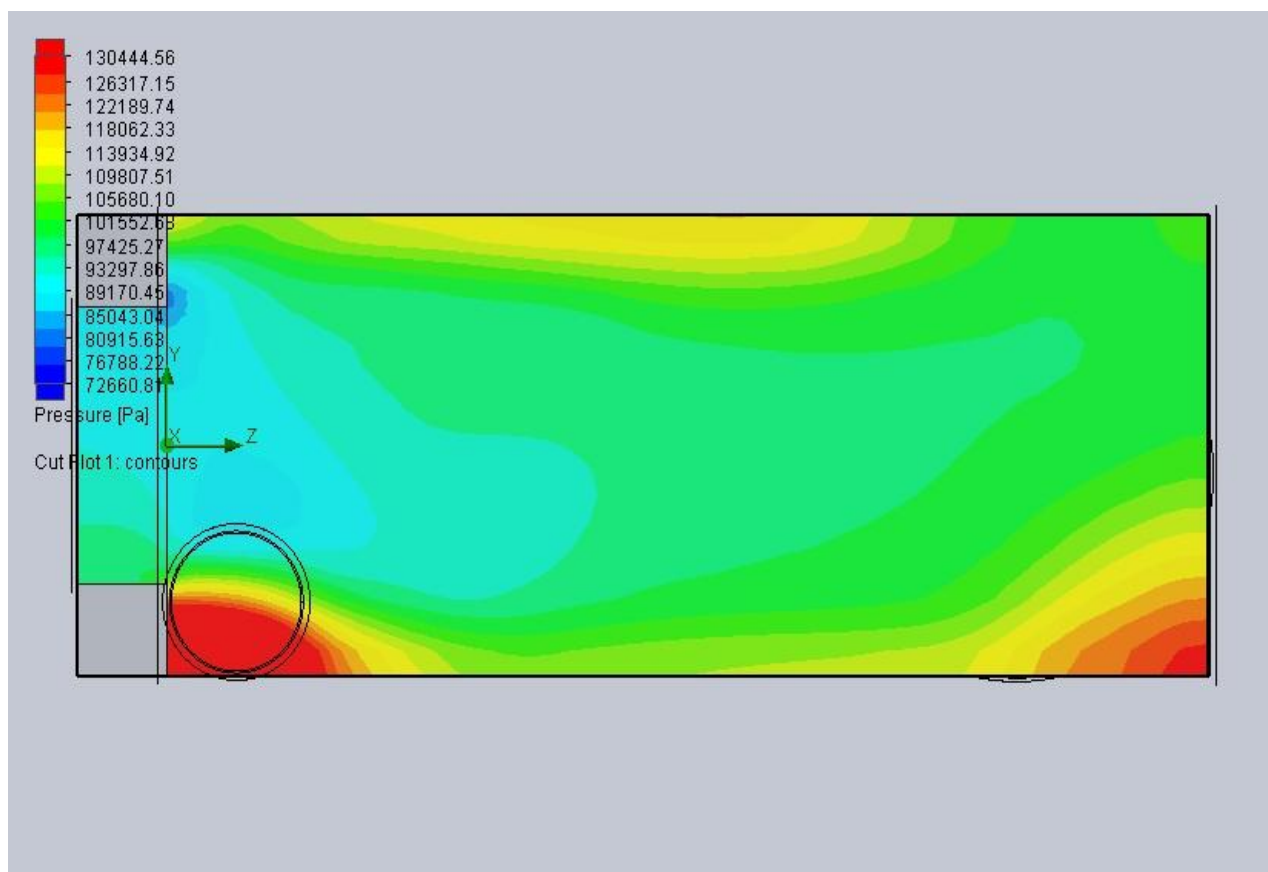


Рисунок 2.1.2 – Распределение давления внутри камеры расчетной модели вихревого эжектора

При обеспечении идентичности организованных процессов в созданной модели и конкретной инженерной задачи, для области пространства, в которой будет решаться установленная задача, должны задаваться начальные и граничные условия. Граничные условия нужны для обозначения при вводе в систему или выводе из нее исследуемых потоков, они могут быть установлены в виде обозначения величины давления, массового расхода, объёмного расхода или скорости. Таким образом, в виде граничных условий стоит определять вышеперечисленные характеристики текучей среды на вводных и выводных отверстиях модели.

Требуемые для реализации расчетной задачи граничные условия определяем в виде скорости подачи эжектирующей жидкости или её расхода в штуцере ввода эжектирующей жидкости 2 (Рисунок 2.1.1). В процессе организации эжекции в вихревых жидкостных эжекторах существует

возможность смены направления тока в штуцерах ввода эжектируемой жидкости и вывода соединенного потока жидкостей в противоположном направлении, из аппарата по штуцеру ввода эжектируемой жидкости. В указанном варианте аппарат не будет работать по назначению, а коэффициент эжекции будет принимать отрицательные значения. Чтобы проследить за возможностью возникновения данных режимов функционирования и предотвратить их появление, в штуцере ввода эжектируемой жидкости и штуцере вывода соединенного потока задается статическое давление, что позволит установить не только режимы функционирования вихревого жидкостного эжектора, но и направление хода токов жидкостей.

Выбранное программное обеспечение дает возможность не только получать численные значения требуемых параметров при контроле гидродинамических процессов в эжекторе, а также увидеть ход потоков, траекторию их движения, в том числе разброс всех интересующих вычисляемых характеристик представленных красочной картинкой. В приложении 1 показан разброс давления в секущей плоскости, вдоль оси камеры эжектора, и направленность тока жидкостей.

В среде SolidWorks есть возможность создания моделей исследуемого аппарата с разнообразными конструкциями. В том числе последовательное изменение геометрии исследуемого конструктивного элемента, при сохранении всех других соотношений, автоматизировано, задавая шаг. Это позволяет определить значение воздействия базовых конструктивных параметров на эффективность функционирования вихревого жидкостного эжектора. А при использовании пакета FlowSimulation полностью автоматизировано проследить и просчитать гидродинамику процесса эжекции. Все это способствует возможности накопить необходимое количество показаний исследования и значительно уменьшить временные и финансовые затраты, требующиеся при изучении эффективности разных конструкций эжектора.

Эффективность функционирования жидкостного вихревого эжектора может быть оценена с помощью определения коэффициента эжекции U , который

определяется как отношение массовых расходов эжектируемой и эжектирующей жидкостей.

Вероятность рационализации конструкции и увеличения эффективности функционирования вихревого эжектора анализировалась не малым количеством ученых, в данной работе будет использована последовательность исследований, аналогичная использованной в источнике [33]. Это решение связано с тем, что автор труда более полно и логично отразил воздействие конструктивного исполнения и режимов функционирования вихревого эжектора на его эффективность, исследуя данный процесс в газовых средах. Соответственно, для полноты картины раскрытия поставленной в работе задачи, и для удобства расчета вихревых эжекторов, функционирующих на разных средах, будет полезно отмеченное сопоставление. После анализа материалов литературных источников, делаем вывод, что на коэффициент эжекции вероятно оказание воздействия конструктивного исполнения и режимов функционирования вихревого эжектора (в настоящей диссертации соотношения геометрии штуцеров вводящих и выводящего жидкостей к величине диаметра аппарата и длина камеры устройства, условия поступления эжектирующей жидкости в вихревой жидкостной эжектор, давления внешней среды перед штуцерами ввода эжектируемой и вывода соединенной жидкости), а ещё такие свойства эжектирующей и эжектируемой жидкостей, как вязкость и плотность.

Главной задачей, установленной в диссертации, является исследование возможного влияния конструктивного исполнения и режимов функционирования вихревого аппарата, используемого при эжекции в системе жидкость-жидкость, на размер коэффициента эжекции. Значимые конструктивные параметры - диаметр цилиндрической камеры l , величины диаметров штуцера ввода эжектирующей жидкости 2 (Рисунок 2.1.1), штуцера ввода эжектируемой жидкости 3 (Рисунок 2.1.1) и штуцера вывода соединенного потока жидкостей 4 (Рисунок 2.1.1), длина цилиндрической камеры l (Рисунок 2.1.1) вихревого жидкостного эжектора [62].

Зависимость коэффициента эжекции от указанных характеристик после выбора основных размерностей и составления безразмерных комбинаций, согласно методу анализа размерностей записывается как функция:

$$U=f(D_{\text{вх}}/D; D_{\text{вс}}/D; e/D; (F_{\text{вх}}+F_{\text{вс}})/F_{\text{вых}}; Hd/P_{\text{атм}}; \rho_{\text{вс}}/\rho_{\text{вх}}; \mu_{\text{вс}}/\mu_{\text{вх}}) \quad (2.1.1)$$

где u – коэффициент эжекции, D – диаметр цилиндрической камеры аппарата, e – расстояние от нижнего края штуцера ввода эжектирующей жидкости 2 до верхнего края штуцера вывода соединенного потока жидкостей 4, м, $D_{\text{вх}}$ – диаметр штуцера ввода эжектирующей жидкости 2, м, $F_{\text{вх}}$ – площадь торцевого сечения штуцера ввода эжектирующей жидкости 2, м², $D_{\text{вс}}$ – диаметр штуцера ввода эжектируемой жидкости 3, м, $F_{\text{вс}}$ – площадь торцевого сечения штуцера ввода эжектируемой жидкости 3, м², $D_{\text{вых}}$ – диаметр штуцера вывода соединенного потока жидкости 4, м, $F_{\text{вых}}$ – площадь торцевого сечения штуцера вывода соединенной жидкости 4, м², Hd – динамический напор в штуцере ввода эжектирующей жидкости 2, Па, $P_{\text{атм}}$ – атмосферное давление, Па, $\rho_{\text{вс}}$ – плотность эжектируемой жидкости, кг/м³, $\rho_{\text{вх}}$ – плотность эжектирующей жидкости, кг/м³; $\mu_{\text{вс}}$ – вязкость эжектируемой жидкости, Пас, $\mu_{\text{вх}}$ – вязкость эжектирующей жидкости, Пас.

Выражение 2.1.1. можно представить в следующем виде:

$$u = k \left(\frac{Hd}{P_a} \right)^{n_1} \left(\frac{D_{\text{вх}}}{D} \right)^{n_2} \left(\frac{D_{\text{вс}}}{D} \right)^{n_3} \left(\frac{F_{\text{вх}} + F_{\text{вс}}}{F_{\text{вых}}} \right)^{n_4} \left(\frac{\rho_{\text{вс}}}{\rho_{\text{вх}}} \right)^{n_5} \left(\frac{\mu_{\text{вс}}}{\mu_{\text{вх}}} \right)^{n_6} \left(\frac{e}{D} \right)^{n_7},$$

где k – некоторая безразмерная постоянная; $n_1, n_2, n_3, n_4, n_5, n_6, n_7$ – числа, подлежащие определению.

Приравниваем размерности левой и правой частей уравнения:

$$\begin{aligned} \kappa z^0 \cdot m^0 \cdot c^0 &= k \left(\frac{\text{кг}}{m \cdot c} \right)^{n_1} \left(\frac{\text{кг}}{m \cdot c} \right)^{-n_1} m^{n_2} \cdot m^{-n_2} \cdot m^{n_3} \cdot m^{-n_3} \cdot \left(\frac{m^2 + m^2}{m^2} \right)^{n_4} \cdot \\ &\cdot (\kappa z \cdot m^{-3})^{n_5} \cdot (\kappa z \cdot m^{-3})^{-n_5} \cdot (\kappa z \cdot m^{-1} \cdot c^{-1})^{n_6} \cdot (\kappa z \cdot m^{-1} \cdot c^{-1})^{-n_6} \cdot m^{n_7} \cdot m^{-n_7} \end{aligned}$$

После упрощения, получаем:

$$\kappa z^0 \cdot m^0 \cdot c^0 = 2k \cdot \kappa z^0 \cdot m^0 \cdot c^0$$

Таким образом, анализ размерностей не дал возможности определить степени множителей уравнения, но согласно первой части теоремы Бекингема: «Если какое-либо уравнение однородно относительно размерностей, то его можно преобразовать к соотношению, содержащему набор безразмерных комбинаций величин» выбранная нами комбинация для определения коэффициента эжекции справедлива.

Затем, чтобы раскрыть вероятность влияния масштабности конструкции вихревого эжектора, велось исследование моделей эжектора с разными диаметрами камер: 0,05 м, 0,1 м и 0,15 м. Все остальные геометрические параметры конструктивных элементов при изменении диаметра, варьировались пропорционально масштабу. Таким образом, для расчета принимаем три разных модели аппарата, конструкции которых тождественны, но созданы со сменой масштаба. Когда исследовались возможности влияния конструктивных характеристик на значение коэффициента эжекции, менялся лишь исследуемый параметр, другие отношения размеров, сохранялись постоянными.

В итоге осуществленного исследования выявлено, что наиболее рационально длину камеры эжектора, которая суммируется из диаметров штуцеров ввода эжектирующей и вывода соединенной жидкостей и расстояния между указанными штуцерами, принять в определенном неизменном значении, благодаря которому обеспечивается образование устойчивого вихря, что определяет возможность организации процесса эжекции, в тоже время не приводит к большой длине устройства. В ходе дальнейшего анализа, длина конструкции моделей эжектора представляет определенное к диаметру камеры вихревого эжектора соотношение [67].

На рисунке 2.1.3 представлено воздействие на величину коэффициента эжекции отношения расстояния от нижнего края штуцера ввода эжектирующей жидкости до верхнего края штуцера вывода соединенного потока жидкостей к диаметру камеры аппарата для $D_{ex}=0,15D$, $D_{ec}=0,6D$, $F_{ex}+F_{ec}=0,7F_{вых}$; $Nd/Pa=0,396$. Коэффициент эжекции приобретает свои наибольшие значения при $e=1,3D$, дальнейшее увеличение анализируемого соотношения не ведет к

увеличению эффективности, но спровоцирует лишние затраты на материалоемкость вследствие удлинения камеры устройства. Соотношение $e=1,3D$ является наиболее рациональным и в дальнейших исследованиях принимается постоянным [69].

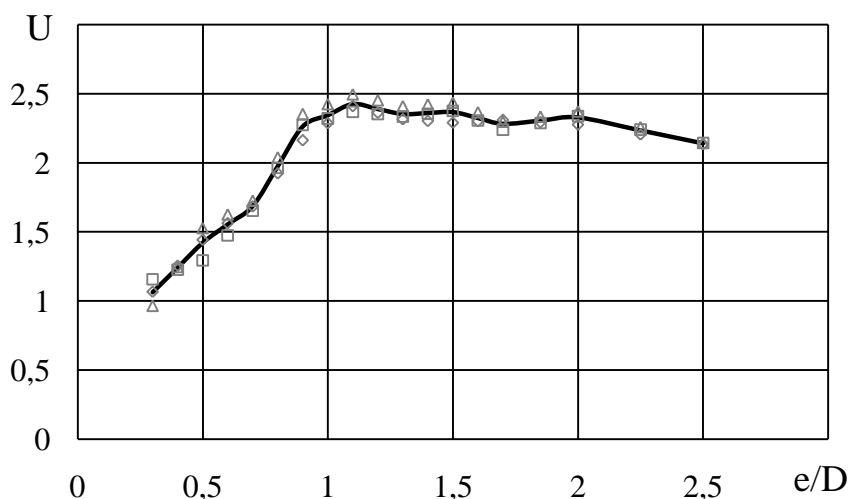


Рисунок 2.1.3 – Зависимость величины коэффициента эжекции от соотношения расстояния от нижнего края штуцера ввода эжектирующей жидкости до верхнего края штуцера вывода соединенного потока жидкостей к диаметру вихревого эжектора для аппарата с внутренним диаметром камеры D : \circ - 50 мм; \square - 100 мм; Δ - 150 мм

На рисунке 2.1.3 показаны экспериментально полученные результаты и принято определенное рациональное значение соотношения расстояния между штуцерами ввода эжектирующей и вывода соединенного потока жидкостей к диаметру камеры аппарата, обеспечивающее наибольшее значение величины коэффициента эжекции, а именно $e=1,3D$. Возможность и степени воздействия остальных, оговариваемых ранее характеристик, на коэффициент эжекции (зависимость (2.1.1)) будем рассматривать более подробно, а их рациональные соотношения, благодаря которым вихревой жидкостной эжектор будет использоваться для осуществления эжекции, будет представлено посредством интервалов.

На рисунке 2.1.4 Зависимость величины коэффициента эжекции от соотношения величины диаметра штуцера ввода эжектирующей жидкости к величине диаметра камеры эжектора при $D_{oc}=0,6D$; $F_{ex}+F_{oc}=0,7F_{вых}$; $Nd/Pa=0,08$; $e=1,3D$. Коэффициент эжекции во время снижения величины отношения диаметра штуцера ввода эжектирующей жидкости к диаметру камеры аппарата начинает значительно повышаться. Но, по достижению отношения диаметра штуцера ввода эжектирующей жидкости к диаметру камеры жидкостного вихревого эжектора меньше 0,15 значительно возрастают гидравлические сопротивления вихревого жидкостного эжектора, в том числе с понижением площади торцевого сечения штуцера ввода эжектирующей жидкости при постоянной скорости жидкости, будет понижаться расход эжектирующей, а вследствие и эжектируемой жидкостей. Используя полученные показания, стоит отметить, что функционирование аппарата сконструированного таким образом, что соотношение диаметра штуцера ввода эжектирующей жидкости к диаметру камеры жидкостного вихревого эжектора будет находиться в интервале значений $D_{ex}=(0,15-0,25)$, является наиболее эффективной в отношении получения наибольшего размера коэффициента эжекции [69].

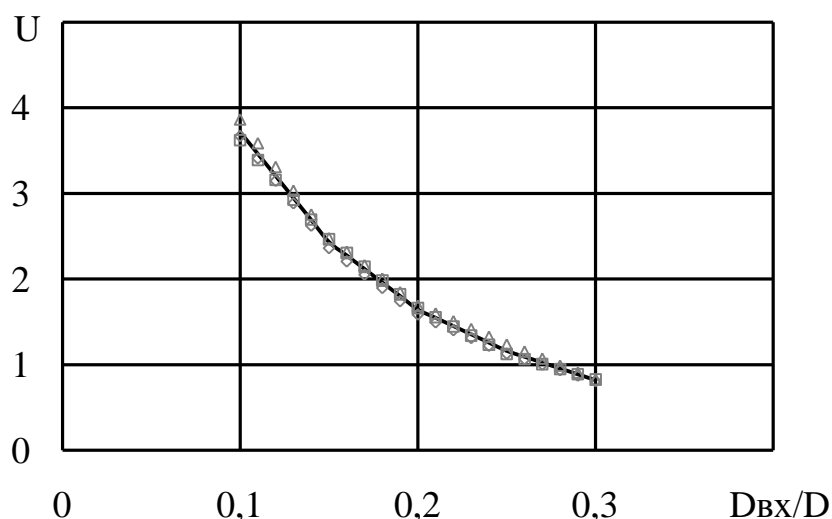


Рисунок 2.1.4 – Зависимость величины коэффициента эжекции от соотношения величины диаметра штуцера ввода эжектирующей жидкости к величине диаметра камеры жидкостного вихревого эжектора для устройства с внутренним диаметром камеры D : ○- 50 мм; □- 100 мм; △- 150 мм

На рисунке 2.1.5 показан график воздействия отношения диаметра штуцера ввода эжектируемой жидкости к диаметру камеры аппарата на величину коэффициента эжекции при $D_{ex}=0,2D$, $F_{ex}+F_{ec}=0,7F_{вых}$; $Hd/Pa=0,396$; $e=1,3D$. Коэффициент эжекции приобретает наибольшую величину, когда конструкция аппарата предполагает соблюдения соотношения диаметра штуцера ввода эжектируемой жидкости к диаметру камеры эжектора более 0,5. Таким образом наиболее рациональное соотношение диаметра торцевого сечения штуцера ввода эжектируемой жидкости превышает 0,5 от размера диаметра камеры эжектора $D_{ec} \geq 0,5D$.

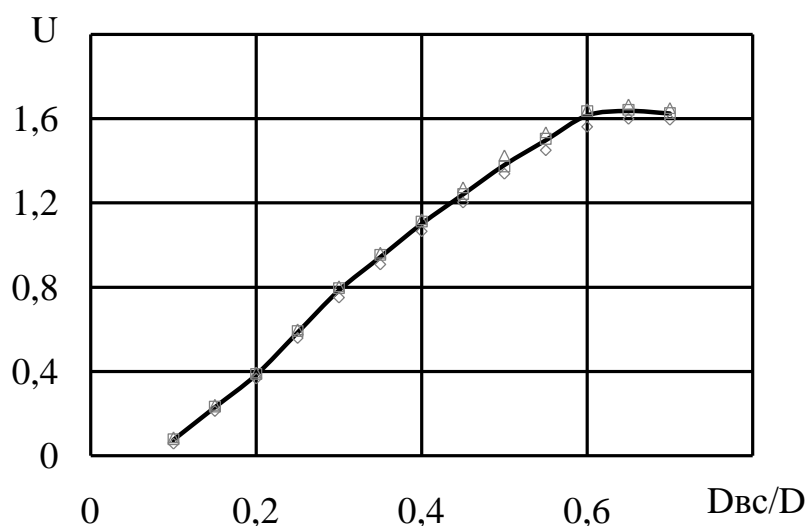


Рисунок 2.1.5 – Зависимости коэффициента эжекции от соотношения диаметра штуцера ввода эжектируемой жидкости к диаметру камеры жидкостного вихревого эжектора при внутреннем диаметре камеры аппарата D : \circ - 50 мм; \square - 100 мм; Δ - 150 мм

На рисунке 2.1.6. представлено воздействие на величину коэффициента эжекции отношения суммы площадей торцевых сечений штуцеров ввода эжектирующей и ввода эжектируемой жидкостей к величине площади торцевого сечения штуцера вывода соединенного потока жидкостей для $D_{ex}=0,15D$, $D_{ec}=0,6D$; $Hd/Pa=0,08$; $e=1,3D$. Значение $F_{ex}+F_{ec}=0,7F_{вых}$ способствует получению наибольшей величины коэффициента эжекции. Величина соотношения суммы

площадей торцевых сечений тангенциального штуцера ввода эжектирующей жидкости и штуцера ввода эжектируемой жидкости, входящие в интервал, составляющий $0,5 \div 0,9$ от площади торцевого сечения тангенциального штуцера вывода соединенного потока жидкостей более рационален $F_{вх} + F_{вс} = (0,5 \div 0,9) F_{вых}$ [69].

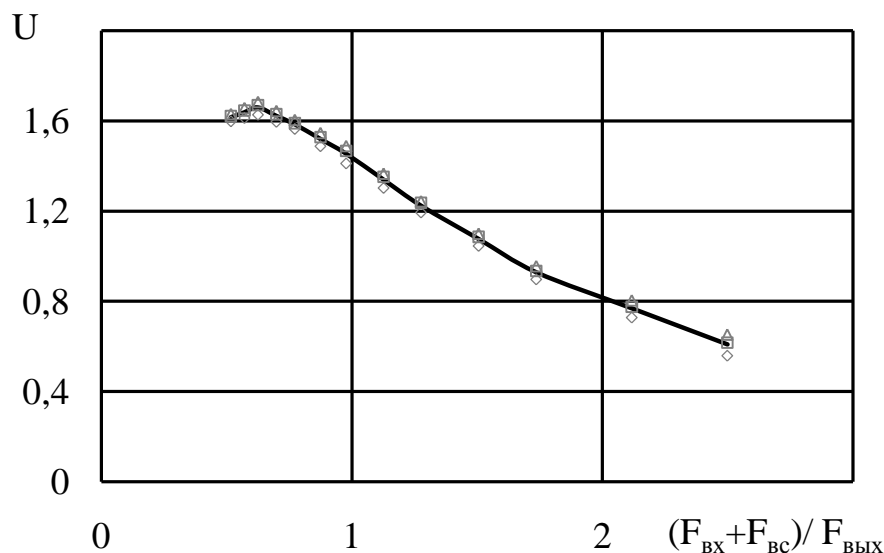


Рисунок 2.1.6 – Зависимость величины коэффициента эжекции от отношения суммы площадей торцевых сечений штуцеров ввода эжектирующей жидкости и ввода эжектируемой жидкости к площади торцевого сечения штуцера вывода соединенного потока жидкостей для аппарата с внутренним диаметром камеры D : \circ - 50 мм; \square - 100 мм; Δ - 150 мм

Вышеописанные зависимости отражают степень воздействия соотношений особенностей конструкции вихревого жидкостного эжектора, функционирующего в системе жидкость-жидкость, на коэффициент эжекции. Однако, как грамотно не был бы сконструирован вихревой эжектор, невозможно полностью описать его работу при организации процесса эжекции, не касаясь режимов функционирования устройства. Основываясь на материалах литературных источников [2, 3, 9-11, 15, 22-24, 33, 40-45, 49, 55-58, 60, 63-71, 74, 77, 80, 83, 85, 97, 108, 110], предполагаем, что коэффициент эжекции будет зависеть от скорости подачи эжектирующей жидкости в аппарат. Чтобы рассмотреть влияние данного

режима работы и уйти в безразмерный вид, для соблюдения правил π -теоремы и выражения соотношений через тривиальные критерии подобия, рассмотрим влияние скорости подачи эжектирующей жидкости, через отношение гидродинамического напора $Hd = \rho v^2 / 2$, включающего в себя скорость подачи эжектирующей жидкости v , к атмосферному давлению $P_{атм}$.

На рисунке 2.1.7 изучалось воздействие на коэффициент эжекции отношения величины динамического напора в штуцере ввода эжектирующей жидкости к атмосферному давлению - Hd/Pa для $D_{вх} = 0,15D$, $D_{вс} = 0,6D$, $F_{вх} + F_{вс} = 0,7F_{вых}$, $e = 1,3D$, $Pa = 101325$ Па. При значениях отношения $Hd/Pa \geq 0,08$ коэффициент эжекции почти прекращает повышаться. Однако, в результате лабораторного эксперимента и проведение исследования с учетом оговариваемого параметра, было выявлено, что функционирование вихревого жидкостного эжектора в пределах значений отношения $Hd/Pa \leq 0,08$ нестабильно, а при возникновении малейшего сопротивления в системе, вовсе прекращается процесс эжекции. Таким образом, реальные рабочие соотношения величины динамического напора в штуцере ввода эжектирующей жидкости к атмосферному давлению превышают 0,08 [69].

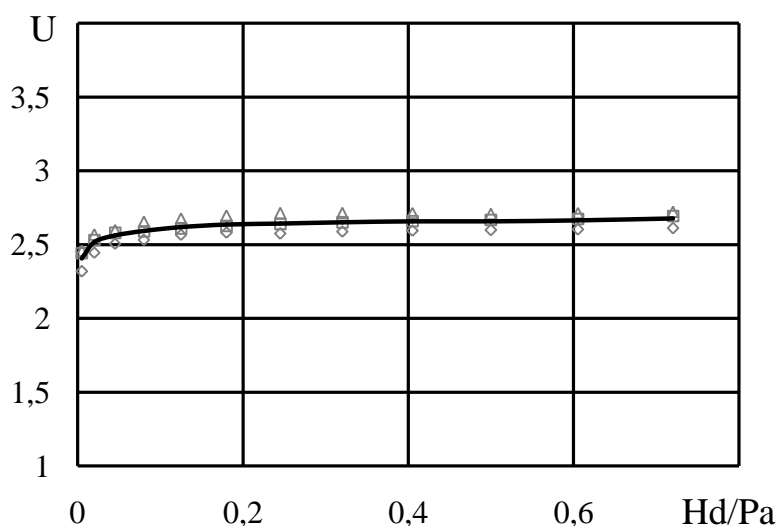


Рисунок 2.1.7 – Воздействие на коэффициент эжекции отношения величины динамического напора в штуцере ввода эжектирующей жидкости к атмосферному давлению для аппарата с внутренним диаметром камеры D : ○- 50 мм; □- 100 мм; Δ- 150 мм

Приведенное выше изучение влияния величин конструктивных решений и режимов функционирования жидкостного вихревого эжектора на коэффициент эжекции было проведено с применением жидкостей в качестве эжектирующей и эжектируемой, физические свойства которых не отличались друг от друга, обе жидкости имели физические характеристики воды. Для работы аппарата с жидкостями, которые по физическим свойствам отличны от воды, необходимо провести дополнительные расчеты, показания которых позволят определить степень воздействия на величину коэффициента эжекции вязкости и плотности контактируемых жидкостей.

На рисунке 2.1.8 представлено воздействие на коэффициент эжекции отношения плотности эжектируемой жидкости к плотности эжектирующей жидкости при $D_{ex}=0,15D$, $D_{ec}=0,6D$, $F_{ex}+F_{ec}=0,7F_{вых}$; $Нd/Pa=0,396$; $e=1,3D$. Взаимное соотношение плотностей применяемых в эжекторе жидкостей исследовалось в интервале значений $\rho_{вс}/\rho_{вх}=(0,497-1,471)$. С увеличением плотности эжектируемой жидкости, коэффициент эжекции увеличивается. Это можно объяснить исходя из определения массового расхода. Поскольку при расчете коэффициента эжекции необходимо проследить за сменой массовых расходов жидкостей, поступаемых в аппарат, а массовый расход эжектирующей жидкости задается, то особое внимание обращаем на массовый расход эжектируемой жидкости. Массовый расход вычисляется через перемножение плотности вещества, площади торцевого сечения, через которое проходит жидкость и средней скорости потока. Откуда понятно, что при увеличении плотности, массовый расход увеличивается, что подтверждается ходом кривых.

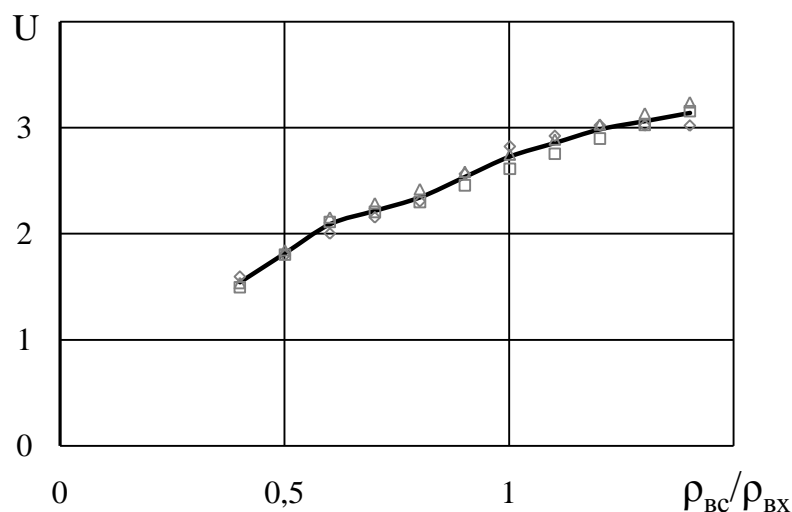


Рисунок 2.1.8 – Зависимость коэффициента эжекции от соотношения плотности эжектируемой жидкости к плотности эжектирующей жидкости для аппарата с внутренним диаметром камеры D : \circ - 50 мм; \square - 100 мм; Δ - 150 мм

На рисунке 2.1.9 представлено воздействие на величину коэффициента эжекции соотношения вязкости эжектируемой жидкости к вязкости эжектирующей жидкости для $D_{ex}=0,15D$, $D_{vc}=0,6D$, $F_{ex}+F_{vc}=0,7F_{вых}$; $Nd/Pa=0,396$; $e=1,3D$. Взаимное соотношение вязкостей применяемых для расчета жидкостей изучалось в пределах интервала значений $\mu_{vc}/\mu_{ex}=(0,2-40,2)$. Во время увеличения вязкости эжектируемой жидкости по отношению к вязкости эжектирующей жидкости, величина коэффициента эжекции снижается, что объясняется тем, что на эжекцию жидкости большей вязкости, требуется затрата большего количества энергии, которая возникает во время функционирования с большими скоростями подачи эжектирующей жидкости, что в свое время влечет больший расход эжектирующей жидкости. Следовательно, исходя из определения коэффициента эжекции, понятно, что коэффициент эжекции уменьшится.

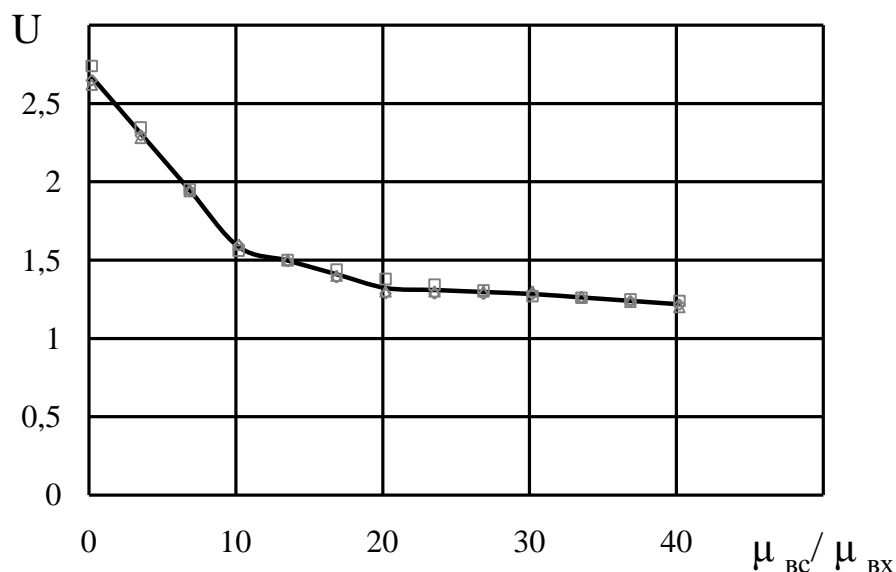


Рисунок 2.1.9 – Зависимость коэффициента эжекции от соотношения вязкости эжектируемой жидкости к вязкости эжектирующей жидкости для аппарата с внутренним диаметром камеры D : \circ - 50 мм; \square - 100 мм; Δ - 150 мм

Чтобы преобразовать полученные графические зависимости коэффициента эжекции (рис. 2.1.3 - 2.1.9) от изучаемых соотношений элементов конструкции и режимов функционирования устройства, работающего в системе жидкостей, посредством математической зависимости, нужно провести регрессию принятых кривых. С высокой достоверностью вышеуказанные кривые описываются с использованием степенной функции. Тогда уравнение (2.1.1) при условии принятия соотношение e/D как постоянной величины, записывается как зависимость:

$$u = k \left(\frac{Hd}{P_a} \right)^{n_1} \left(\frac{D_{вх}}{D} \right)^{n_2} \left(\frac{D_{вс}}{D} \right)^{n_3} \left(\frac{F_{вх} + F_{вс}}{F_{вх}} \right)^{n_4} \left(\frac{\rho_{вс}}{\rho_{вх}} \right)^{n_5} \left(\frac{\mu_{вх}}{\mu_{вс}} \right)^{n_6} \quad (2.1.2)$$

Тогда создание математической зависимости для подсчета коэффициента эжекции определяется нахождением показателей степеней n_1, n_2, n_3, n_4, n_5 и n_6 , что осуществляется посредством выстраивания графика зависимости коэффициента эжекции от подстепенного соотношения в логарифмической системе координат. Тангенс угла наклона построенной прямой к оси абсцисс является показателем степени n .

Очередное нахождение показателей степеней подразумевает учет предшествующих расчетов, то есть значение коэффициента эжекции логарифм которого делится на значение подстепенных отношений, показатель степени которых n к уже определен. Таким образом, будет возмещен разброс значений величины коэффициента эжекции, характерный при варианте, когда отношения исследуемых величин различны для диаметров камер исследуемых конструкций вихревого жидкостного эжектора. В этой работе, как уже отмечалось ранее, подстепенные соотношения зависимости (2.1.2) являются постоянными величинами в конструкциях исследуемых моделей, но отмеченный подход дает возможность при нахождении показателя n_4 определить коэффициент k , являющийся коэффициентом пропорциональности при вычислении заключительного показателя степени n_4 .

На рисунке 2.1.10 представлено воздействие на величину коэффициента эжекции соотношения величины динамического напора в штуцере ввода эжектирующей жидкости к атмосферному давлению для организации жидкостной эжекции в вихревом эжекторе (Рисунок 2.1.7) в диапазоне рабочих скоростей, определенном ранее в логарифмической системе координат. Угол наклона прямой к оси абсцисс равен $\alpha_1=3,34^\circ$, что позволяет определить показатель степени $n_1=\text{tg}(3,34^\circ)=0,058$.

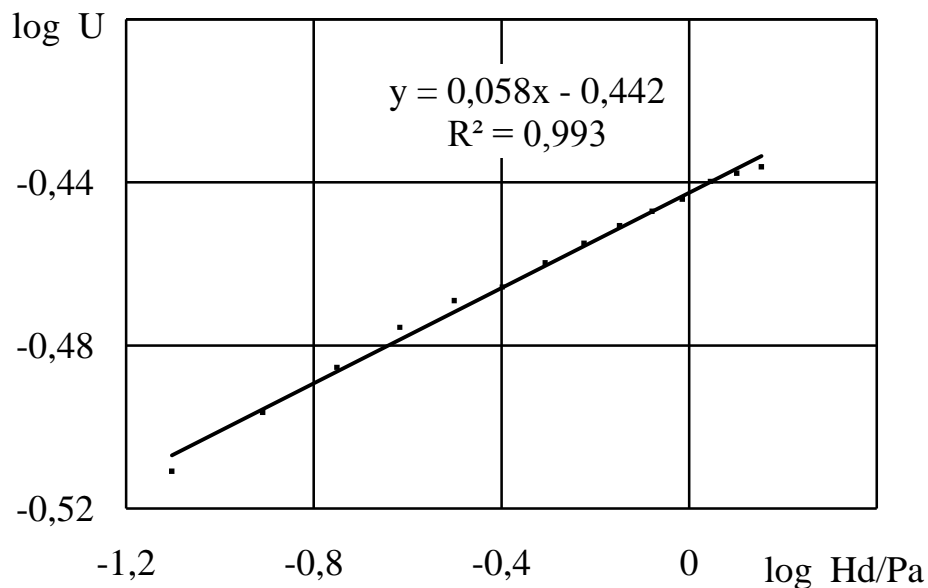


Рисунок 2.1.10 – Зависимость логарифма коэффициента эжекции от логарифма соотношения гидродинамического напора ввода эжектирующей жидкости к атмосферному давлению

На рисунке 2.1.11 изображен график зависимости величины i_1 , которая описывается в подрисуночных подписях, от отношения диаметра торцевого сечения штуцера ввода эжектирующей жидкости к диаметру торцевого сечения камеры вихревого эжектора (Рисунок 2.1.4), представленный в логарифмической системе координат. Угол наклона кривой к оси абсцисс принимает значение $\alpha_2=124,41^\circ$, что позволяет определить показатель степени $n_2=\text{tg}(124,41^\circ)=-1,459$.

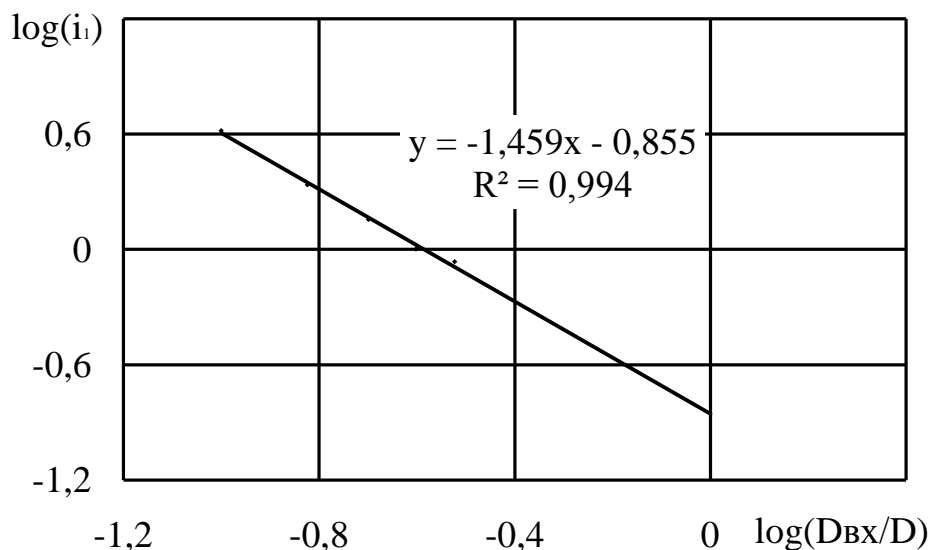


Рисунок 2.1.11 – Зависимость величины i_1 от отношения диаметра торцевого сечения штуцера ввода эжектирующей жидкости к диаметру торцевого сечения камеры вихревого эжектора, построенная в логарифмической системе координат,

$$i_1 = \frac{u}{\left(\frac{Hd}{Pa}\right)^{n_1}}$$

На рисунке 2.1.12 изображена зависимость величины i_2 , определение которой описывается в подрисуночной подписи, от отношения суммарной площади торцевого сечения штуцеров ввода эжектирующей жидкости и штуцера ввода эжектируемой жидкости к площади торцевого сечения штуцера вывода соединенного потока жидкостей (Рисунок 2.1.9), построенный в логарифмической системе координат. Полученная кривая имеет более сложное распределение по сравнению с линейным, для увеличения точности условно разделим ее на диапазоны I, II и III, для каждого в отдельности определим уравнение линии тренда в соответствующем диапазоне и углы наклона к оси абсцисс. Для первого диапазона (I), в котором исследуемое соотношение площадей принимает значения $D_{\text{эжк}}/D=[0,2-0,5)$ угол $\alpha_{21}=62,26^\circ$, показатель степени $n_2=\text{tg}(62,26^\circ)=1,901$. Для диапазона II при $D_{\text{эжк}}/D=[0,5-0,6)$ угол

$\alpha_{22}=44,44^\circ$, $n_2=\text{tg}(44,44^\circ)=0,98$. Для диапазона III при $D_{\text{эж}}/D=[0,6-0,7)$ угол $\alpha_{23}=21,27^\circ$, $n_3=\text{tg}(21,27^\circ)=0,389$.

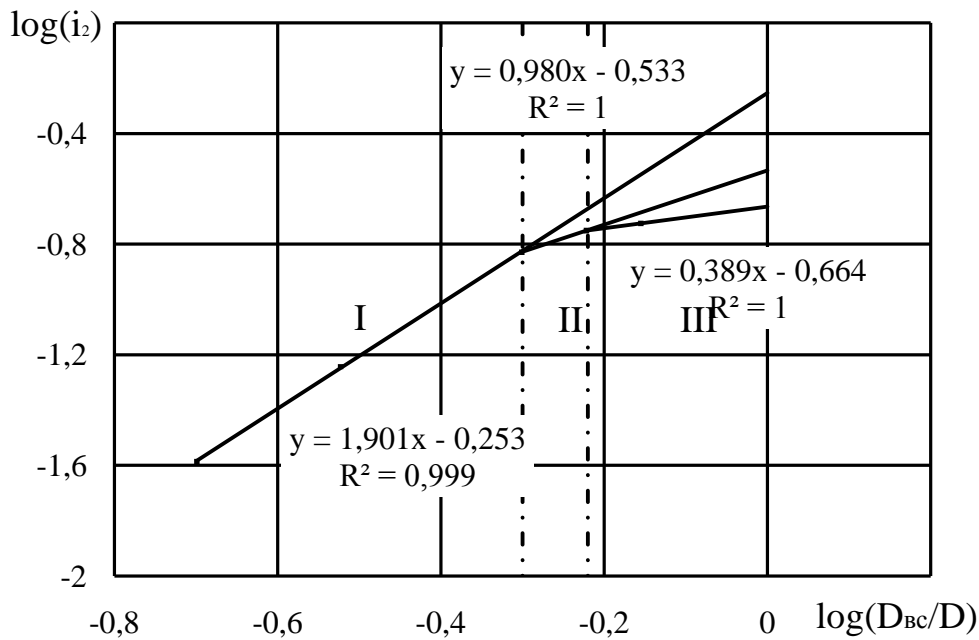


Рисунок 2.1.12 – Зависимость величины i_2 от соотношения диаметра торцевого сечения штуцера ввода эжектируемой жидкости к диаметру камеры жидкостного вихревого эжектора, построенная в логарифмической системе координат,

$$i_2 = \frac{u}{\left(\frac{Hd}{Pa}\right)^{n_1} \left(\frac{D_{\text{вс}}}{D}\right)^{n_2}}$$

На рисунке 2.1.13 изображена зависимость величины i_2 , определение которой дается в подрисуночной подписи, от отношения суммы площадей торцевого сечения штуцеров ввода эжектирующей жидкости и эжектируемой жидкости к площади торцевого сечения штуцера вывода соединенного потока жидкостей (Рисунок 2.1.6), построенный в логарифмической системе координат. С целью увеличения точности расчета кривая разбита на два диапазона I и II. В первом диапазоне (I) при $F_{\text{вх}}+F_{\text{вс}}=[0,5-1,23]F_{\text{вых}}$ угол $\alpha_{31}=158,98^\circ$, $n_3=\text{tg}(158,98^\circ)=-$

0,384. В диапазоне II при $F_{\text{вх}}+F_{\text{вс}}=(1,23-2,0]F_{\text{вых}}$ угол $\alpha_{32}=144,2^\circ$, $n_3= \text{tg}(144,2^\circ)=-0,721$.

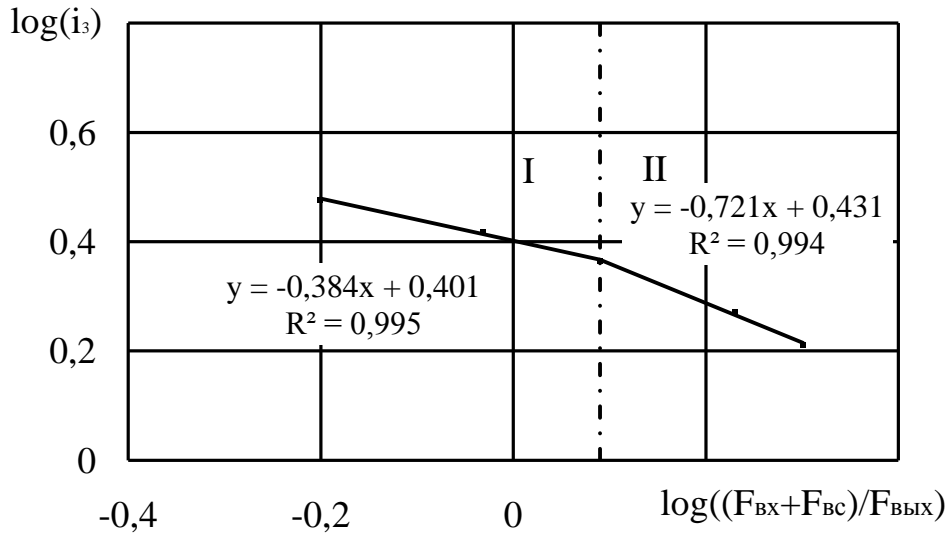


Рисунок 2.1.13 – Зависимость величины i_3 от соотношения суммы площадей торцевых сечений штуцеров ввода эжектирующей и эжектируемой жидкостей к площади торцевого сечения штуцера вывода соединенного потока жидкостей, построенный в логарифмической системе координат,

$$i_3 = \frac{u}{\left(\frac{Hd}{Pa}\right)^{n_1} \left(\frac{D_{\text{вх}}}{D}\right)^{n_2} \left(\frac{D_{\text{вс}}}{D}\right)^{n_3}}$$

На рисунке 2.1.14 представлена зависимость величины i_4 от отношения плотности эжектируемой жидкости к плотности эжектирующей жидкости (Рисунок 2.1.8), построенная в логарифмической систем координат. Определение величины i_4 раскрывается в подрисуночных подписях. Характер распределения исследуемой величины отвечает линейному закону, угол наклона кривой к оси абсцисс $\alpha_5=28,29^\circ$, тогда показатель степени $n_5=\text{tg}(28,29^\circ)=0,538$.

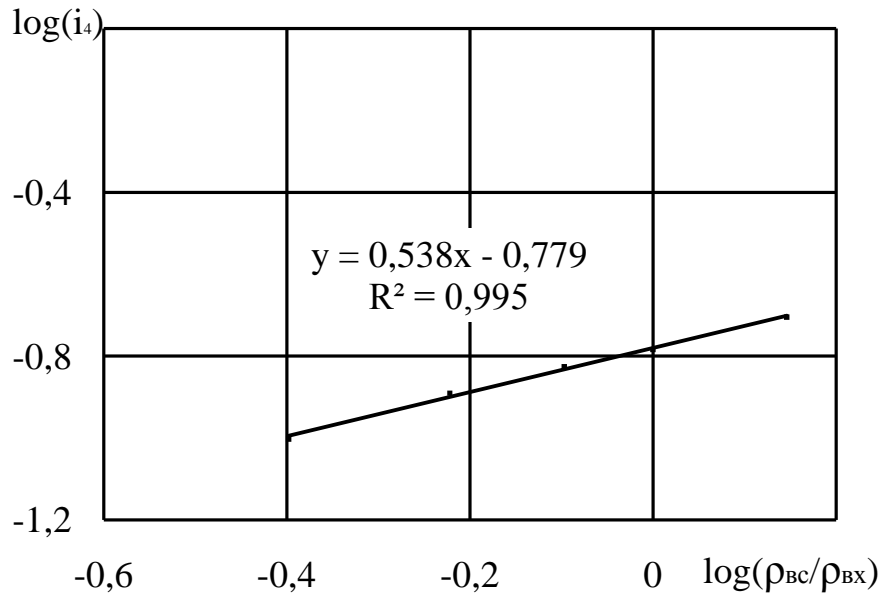


Рисунок 2.1.14 – Зависимость величины i_4 от отношения плотности эжектируемой жидкости к плотности эжектирующей жидкости, построенная в логарифмической системе координат,

$$i_4 = \frac{u}{\left(\frac{Hd}{Pa}\right)^{n_1} \left(\frac{D_{ex}}{D}\right)^{n_2} \left(\frac{D_{ec}}{D}\right)^{n_3} \left(\frac{F_{ex} + F_{ec}}{F_{вых}}\right)^{n_4}}$$

На рисунке 2.1.15 изображена зависимость величины i_5 , определение которой раскрывается в подрисуночных подписях, от отношения вязкости эжектируемой жидкости к вязкости эжектирующей жидкости (Рисунок 2.1.9), построенная в логарифмической систем координат. Исключая возможность воздействия на коэффициент эжекции плотности жидкости, покажем, как изменение вязкости жидкости проявляет воздействие на величину коэффициента эжекции. С этой целью осуществлена оценка функционирования вихревого жидкостного эжектора с использованием разнообразных жидкостей в качестве эжектирующей и эжектируемой сред, которые отличаются между собой вязкостью. Так как кривая рассматриваемой зависимости не подчиняется линейному распределению, для повышения точности исследования условно разобьем ее на три диапазона I, II и III, для которых отдельно определим

уравнение линии тренда в соответствующем диапазоне и угол наклона к оси абсцисс. Для первого диапазона (I), в котором исследуемое соотношение вязкостей принимает значения $\mu_{вс}/\mu_{вх}=[0,2-1]$ угол $\alpha_{21}=179,89^\circ$, показатель степени $n_2= \text{tg}(179,89^\circ)=-0,002$. Для диапазона II при $\mu_{вс}/\mu_{вх}=[1-30,2]$ угол $\alpha_{22}=178,7^\circ$, $n_2= \text{tg}(178,7^\circ)=-0,023$. Для диапазона III при $\mu_{вс}/\mu_{вх}=(30,2-40,2]$ угол $\alpha_{23}=173,12^\circ$, $n_2= \text{tg}(173,12^\circ)=-0,121$.

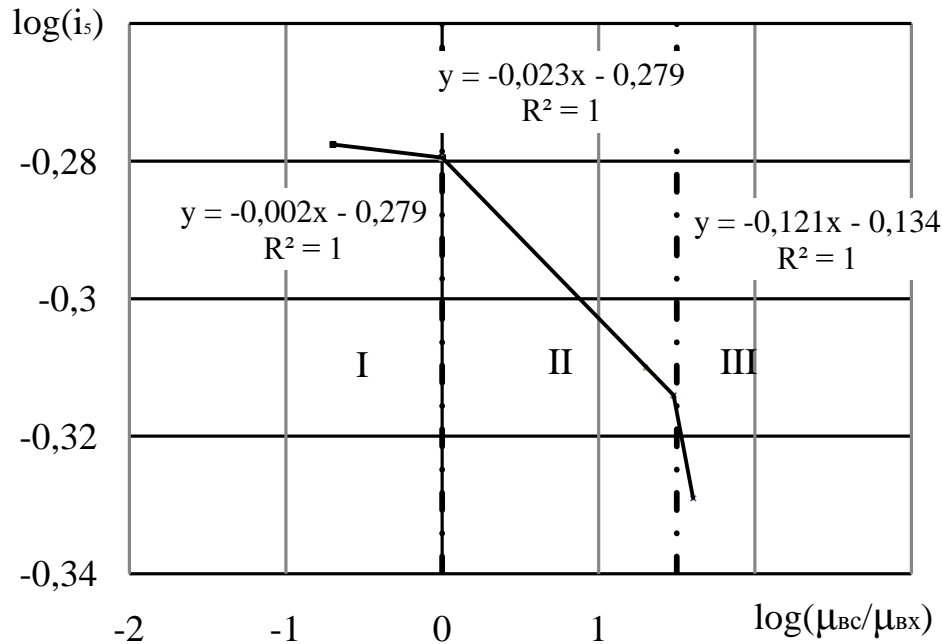


Рисунок 2.1.15 – Влияние на коэффициент эжекции отношения вязкости эжектируемой жидкости к вязкости эжектирующей жидкости, построенной в логарифмической системе координат,

$$i_5 = \frac{u}{\left(\frac{Hd}{Pa}\right)^{n_1} \left(\frac{D_{вх}}{D}\right)^{n_2} \left(\frac{D_{вс}}{D}\right)^{n_3} \left(\frac{F_{вх} + F_{вс}}{F_{вых}}\right)^{n_4} \left(\frac{\rho_{вс}}{\rho_{вх}}\right)^{n_5}}$$

В итоге уравнение (2.1.2) для расчета величины коэффициента эжекции при условии атмосферного давления перед штуцерами ввода эжектируемой жидкости и вывода смешенного потока жидкостей записывается в следующей форме:

$$u_{атм} = 0,198 \cdot \left(\frac{Hd}{P_{атм}} \right)^{0,058} \left(\frac{D_{вх}}{D} \right)^{-1,459} \left(\frac{D_{вс}}{D} \right)^{n_1} \left(\frac{F_{вх} + F_{вс}}{F_{вых}} \right)^{n_2} \left(\frac{\rho_{вс}}{\rho_{вх}} \right)^{0,538} \left(\frac{\mu_{вх}}{\mu_{вс}} \right)^{n_3} \quad (2.1.3),$$

где $n_1=1,901$ для $D_{эжс}=[0,2-0,5]D$; $n_1=0,98$ для $D_{эжс}=[0,5-0,6]D$; $n_1=0,389$ для $D_{эжс}=[0,6-0,7]D$; $n_2=-0,384$ для $(F_{эжс}+F_{вх})=[0,5-1,23]F_{вых}$; $n_2=-0,721$ для $(F_{эжс}+F_{вх})=(1,23-2]F_{вых}$; $n_3=-0,002$ для $\mu_{вс}=[0,2-1]\mu_{вх}$; $n_3=-0,023$ для $\mu_{вс}=[1-30,2]\mu_{вх}$; $n_3=-0,121$ для $\mu_{вс}=(30,2-40,2]\mu_{вх}$.

Зависимость составлена при условии, что расстояние от нижнего края штуцера ввода эжектирующей жидкости до верхнего края штуцера вывода соединенного потока жидкостей $e=1,3D$.

2.2. Изучение влияния изменения давления перед штуцером вывода соединенного потока жидкостей и штуцером ввода эжектируемой жидкости на коэффициент эжекции

В предшествующей главе показаны итоги изучения воздействия на значение коэффициента эжекции базовых конструктивных параметров и режимов функционирования жидкостного вихревого эжектора в условиях давления перед штуцером ввода эжектируемой жидкости и штуцером вывода соединенного потока жидкостей равного атмосферному. Увеличение давления на выходе из штуцера вывода соединенного потока жидкостей либо понижение давления на входе в штуцер ввода эжектируемой жидкости спровоцирует уменьшение коэффициента эжекции, а по достижении критического давления аппарат перестанет работать, как эжектор.

Во время функционирования вихревых устройств при эжекции жидкостных сред потокам часто приходится преодолевать гидравлические сопротивление, связанные, например, с длиной и материалом трубопровода, по которому

подсасывается эжектирующая жидкость, либо давление в емкости, из которой эжектируется жидкость, ниже атмосферного давления, а давление в приемнике соединенного потока жидкостей выше атмосферного. В этих ситуациях коэффициент эжекции будет понижаться, поэтому зависимость коэффициента эжекции от понижения давления перед штуцером ввода эжектируемой жидкости $P_{вс}$ должна быть учтена во время расчета аппарата.

В настоящей главе рассматривается воздействие на коэффициент эжекции образования противодавления на выводе соединенного потока жидкостей и пониженного давления в эжекторе с эжектируемой жидкостью, то есть перед штуцером ввода эжектируемой жидкости. Уровень воздействия изменения давления будет рассматриваться от следующих характеристик: от особенностей конструкции вихревого жидкостного эжектора, свойств эжектируемой и эжектирующей жидкостей, от скорости подачи эжектирующей жидкости. После обработки полученных расчетным путем показаний исследования, можно сказать, что в случае противодавления на выводе из аппарата и разряжения на вводе эжектируемой среды в эжектор, все рассматриваемые в предыдущей главе базовые конструктивные соотношения устройства воздействуют на коэффициент эжекции. Однако влияние это не пропорционально тому, что отмечено для условий атмосферного давления [63].

Графики, предложенные в предыдущей главе на рисунках 2.1.6-2.1.12, дают возможность сделать вывод, что уменьшение либо увеличение конструкции вихревого эжектора в масштабе на коэффициент эжекции не оказывают влияния. Вследствие чего пропадает необходимость исследовать модели вихревого эжектора с разными диаметрами камер. Таким образом, в данной главе все исследования по определению влияния на коэффициент эжекции вышеуказанных характеристик моделей вихревого эжектора производятся по одному типоразмеру.

В процессе изучения влияния давления перед вводным и выводным штуцерами выявлено, что понижение давления перед штуцером ввода эжектируемой жидкости оказывает влияние на величину коэффициента эжекции в той же мере, что и увеличение давления на выводе соединенного потока

жидкостей. Следовательно, в формуле при расчете коэффициента эжекции вместо величины избыточного давления на выходе ($P_{\text{ВЫХ}}-P_{\text{АТМ}}$) либо разряжения на вводе эжектируемой жидкости ($P_{\text{АТМ}}-P_{\text{ВС}}$), можно подставлять разность давлений на выводе соединенного потока жидкостей и при вводе эжектируемой жидкости $\Delta P_{\text{ВЫХ}}=(P_{\text{ВЫХ}}-P_{\text{ВС}})$, величина $\Delta P_{\text{ВЫХ}}$ характеризует перепад давлений, формируемый в жидкостном вихревом эжекторе [45].

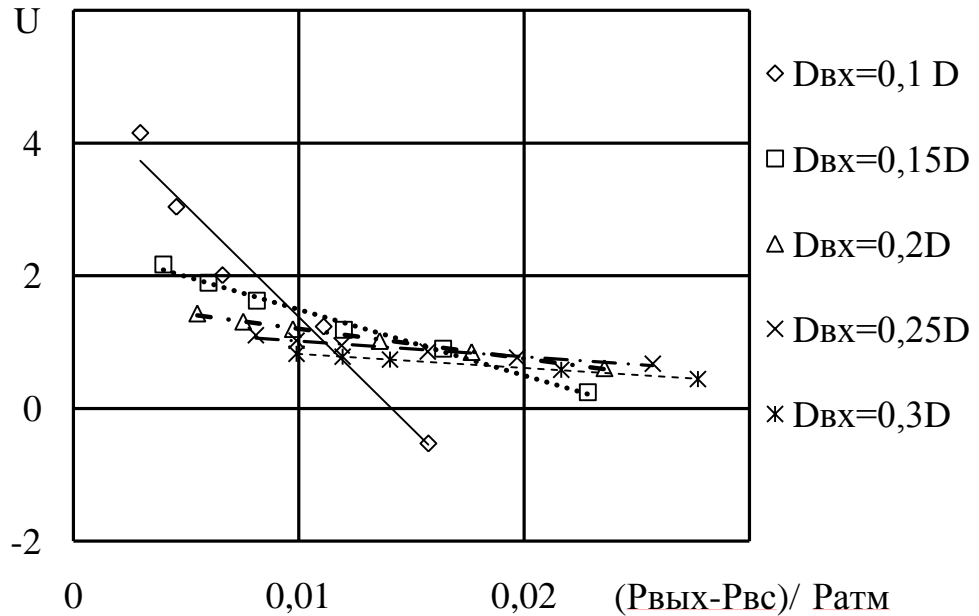


Рисунок 2.2.1 – Воздействие изменения давления перед штуцером вывода соединенного потока жидкостей и перед штуцером ввода эжектируемой жидкости на коэффициент эжекции при разных соотношениях диаметра штуцера ввода эжектирующей жидкости к диаметру камеры жидкостного вихревого эжектора

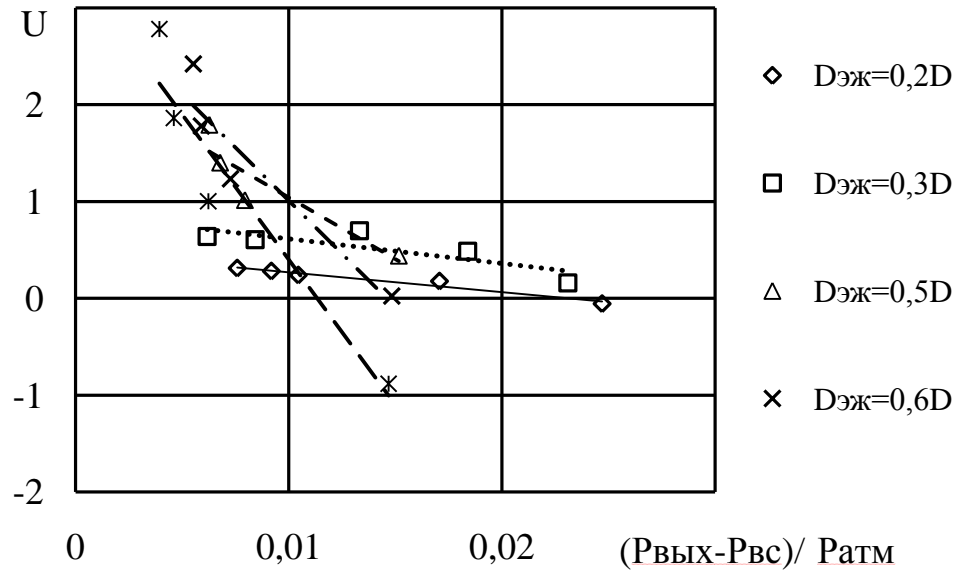


Рисунок 2.2.2 – Воздействие изменения давления перед штуцером вывода соединенного потока жидкостей и перед штуцером ввода эжектируемой жидкости на значение коэффициента эжекции для разных соотношений диаметра штуцера эжектируемой жидкости к диаметру камеры жидкостного вихревого эжектора

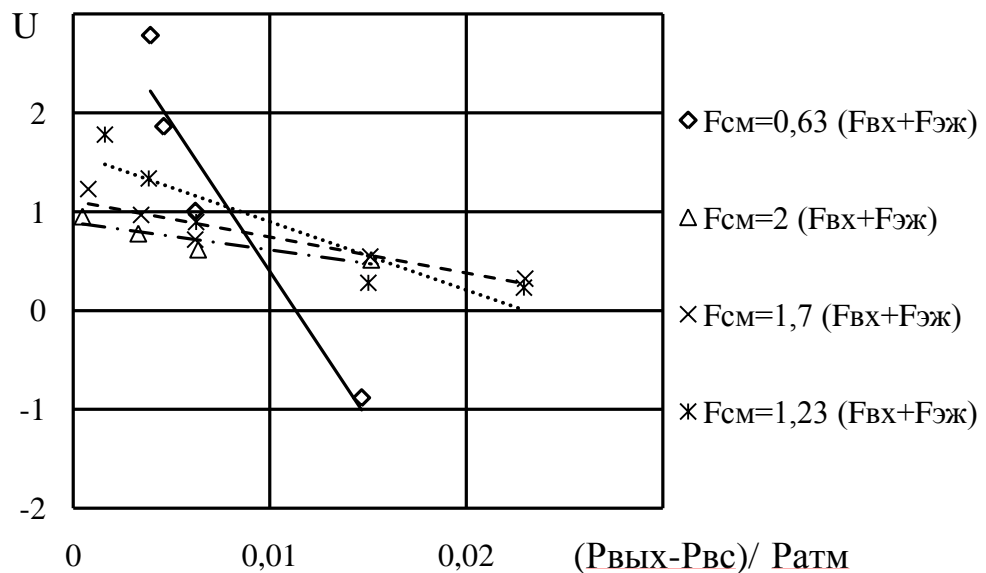


Рисунок 2.2.3 – Воздействие изменения давления перед штуцером вывода соединенного потока жидкостей и перед штуцером ввода эжектируемой жидкости на коэффициент эжекции при разных соотношениях суммы площадей штуцеров вводящих потоков жидкостей к площади торцевого сечения штуцера выхода соединенного потока

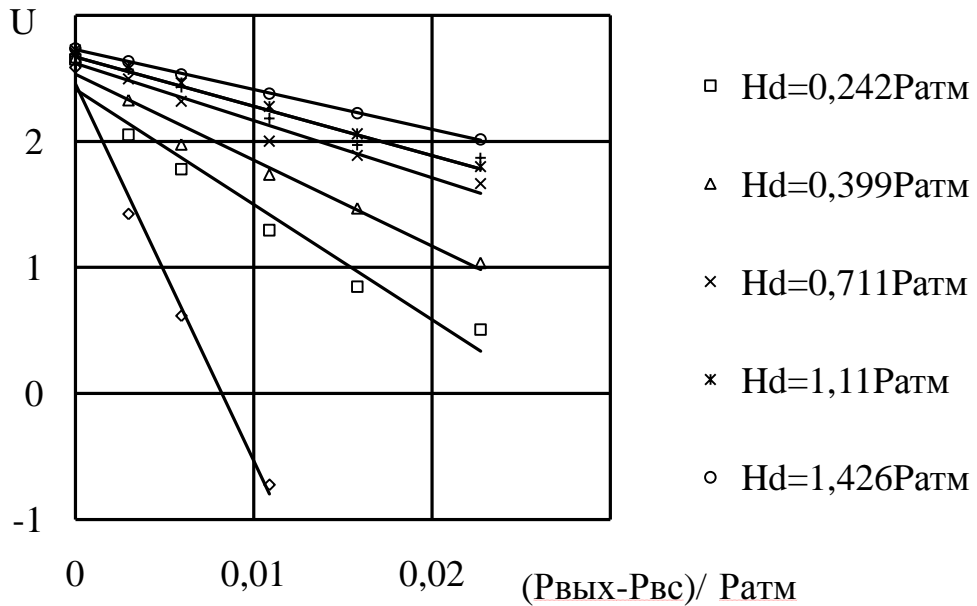


Рисунок 2.2.4 – Воздействие изменения давления перед штуцером вывода соединенного потока жидкостей и перед штуцером ввода эжектируемой жидкости на коэффициент эжекции при разных скоростях подачи эжектирующей жидкости

Воздействие на коэффициент эжекции перепада давления в эжекторе к нормальному атмосферному давлению $(P_{\text{вых}} - P_{\text{вс}}) / P_{\text{атм}}$ линейна [64], рисунки 2.2.1-2.2.4, и представляется в виде:

$$u = u_{\text{атм}} - k_1 \left(\frac{P_{\text{всх}} - P_{\text{вс}}}{P_{\text{атм}}} \right) \quad (2.2.1.)$$

где $u_{\text{атм}}$ – коэффициент эжекции для вывода соединенного потока в атмосферу, находится из уравнения (2.1.3), $P_{\text{атм}}$ – нормальное атмосферное давление, k_1 – коэффициент, который находится следующим образом:

$$k_1 = j \left(\frac{H_d}{P_{\text{атм}}} \right)^{m_1} \left(\frac{D_{\text{вх}}}{D} \right)^{m_2} \left(\frac{D_{\text{вс}}}{D} \right)^{m_3} \left(\frac{F_{\text{вх}} + F_{\text{вс}}}{F_{\text{вых}}} \right)^{m_4} \left(\frac{\rho_{\text{вс}}}{\rho_{\text{вх}}} \right)^{m_5} \left(\frac{\mu_{\text{вх}}}{\mu_{\text{вс}}} \right)^{m_6} \quad (2.2.2.)$$

На рисунках 2.2.5 -2.2.8 показаны графики влияния конструктивных особенностей устройства и скорости подачи эжектирующей жидкости на величину коэффициента k_1 при условии варьирования величины отношения $(P_{\text{вых}} - P_{\text{вс}}) / P_{\text{атм}}$ от 0 до 0,05.

На рисунке 2.2.5 показан график воздействия на значение коэффициента k_1 соотношения величины диаметра штуцера ввода эжектирующей жидкости к значению диаметра камеры вихревого жидкостного эжектора для $D_{вс}=0,6D$; $F_{вх}+F_{вс}=0,7F_{вых}$; $Hd/Pa=0,08$; $e=1,3D$; $P_{вых}-P_{вс}=(0\div 0,05)P_{атм}$.

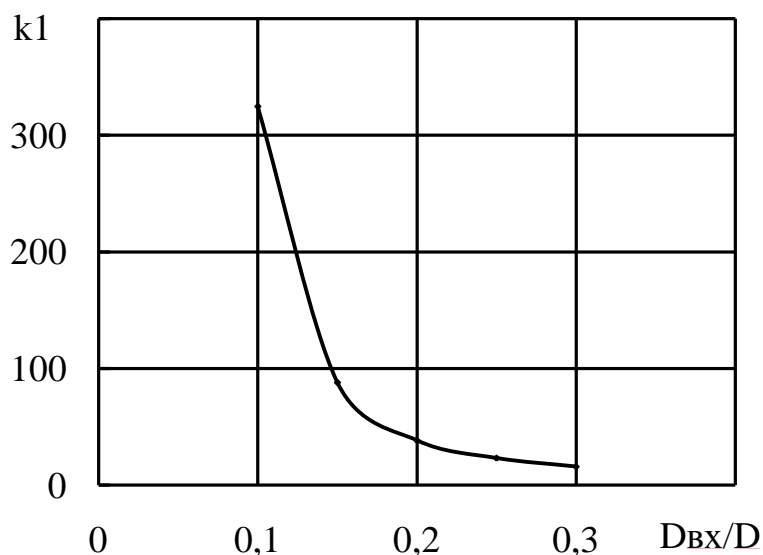


Рисунок 2.2.5 – График воздействия на величину коэффициента k_1 соотношения величины диаметра штуцера ввода эжектирующей жидкости к величине диаметра камеры жидкостного эжектора

На рисунке 2.2.6. показан график воздействия на значение коэффициента k_1 отношения диаметра штуцера ввода эжектируемой жидкости к диаметру камеры жидкостного вихревого эжектора при $D_{вх}=0,2D$, $F_{вх}+F_{вс}=0,56 F_{вых}$; $Hd/Pa=0,08$; $e=1,3D$; $P_{вых}-P_{вс}=(0\div 0,05)P_{атм}$.

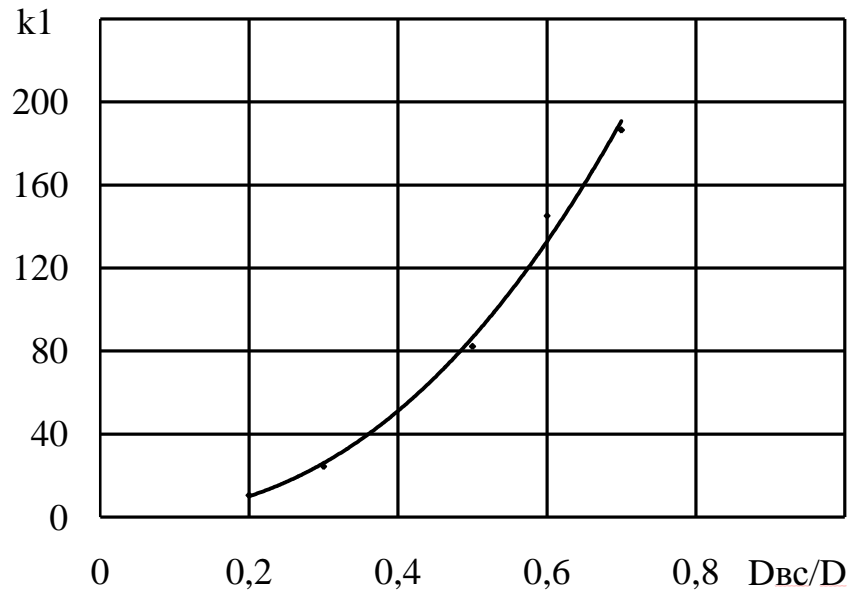


Рисунок 2.2.6 – Зависимость величины коэффициента k_1 от соотношения диаметра штуцера ввода эжектируемой жидкости к диаметру камеры эжектора

На рисунке 2.2.7 показано воздействие на величину коэффициента k_1 соотношения суммы площадей торцевых сечений штуцеров ввода эжектирующей жидкости и ввода эжектируемой жидкости к величине площади торцевого сечения штуцера вывода соединенного потока жидкостей для $D_{вх}=0,15D$, $D_{вс}=0,6D$; $Hd/Pa=0,08$; $e=1,3D$; $P_{вых}-P_{вс}=(0\div 0,05)P_{атм}$.

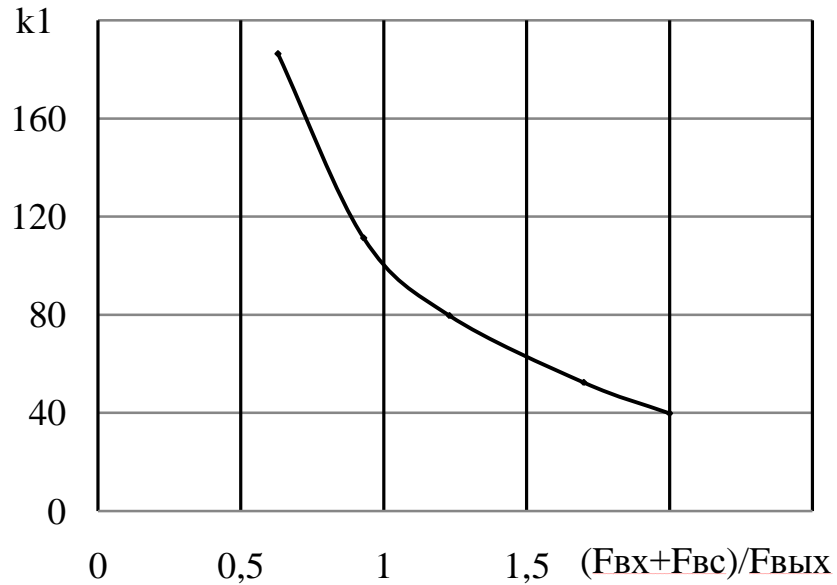


Рисунок 2.2.7 – Зависимость величины коэффициента k_1 от соотношения суммы площадей торцевых сечений штуцеров ввода эжектирующей жидкости и ввода эжектируемой жидкости к величине площади торцевого сечения штуцера вывода соединенного потока жидкостей

На рисунке 2.2.8 показано воздействие на величину коэффициента k_1 от отношения величины динамического напора в штуцере ввода эжектирующей жидкости к атмосферному давлению - Hd/Pa для $D_{вх}=0,15D$, $D_{вс}=0,6D$, $F_{вх}+F_{вс}=0,7F_{вых}$, $e=1,3D$, $P_{атм}=101325 Pa$; $P_{вых}-P_{вс}=(0\div 0,05)P_{атм}$.

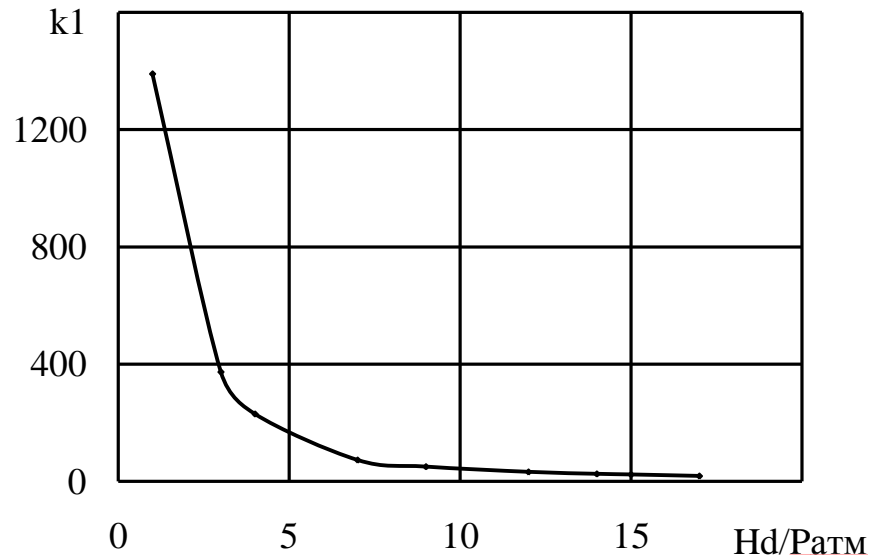


Рисунок 2.2.8 – Зависимость величины коэффициента k_1 от соотношения величины динамического напора в штуцере ввода эжектирующей жидкости к атмосферному давлению

На рисунках 2.2.9 -2.2.10 показана степень воздействия на величину коэффициента k_1 свойств исследуемых жидкостей. На рисунке 2.2.9 воздействие на величину коэффициента k_1 соотношения плотности эжектируемой жидкости к плотности эжектирующей жидкости для $D_{\text{вх}}=0,15D$, $D_{\text{вс}}=0,6D$, $F_{\text{вх}}+F_{\text{вс}}=0,7F_{\text{вых}}$; $Nd/Pa=0,08$; $e=1,3D$; $P_{\text{вых}}-P_{\text{вс}}=(0\div 0,05)P_{\text{атм}}$. Взаимное соотношение плотностей применяемых в вихревом жидкостном эжекторе жидкостей исследовалось в интервале значений $\rho_{\text{вс}}/\rho_{\text{вх}}=(0,497-1,471)$.

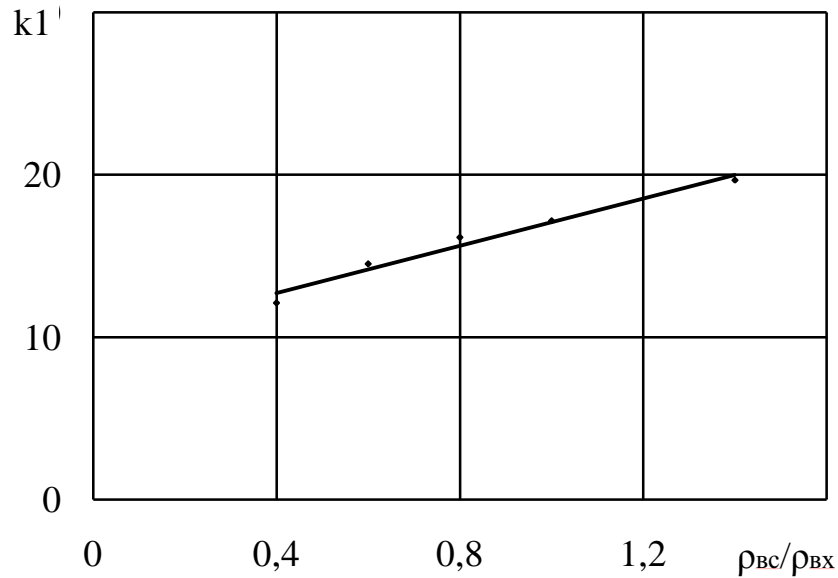


Рисунок 2.2.9 – Зависимость величины коэффициента k_1 от соотношения плотности эжектируемой жидкости к плотности эжектирующей жидкости

На рисунке 2.2.10 представлена степень воздействия на величину коэффициента k_1 соотношения вязкости эжектируемой жидкости к вязкости эжектирующей жидкости для $D_{вх}=0,15D$, $D_{вс}=0,6D$, $F_{вх}+F_{вс}=0,7F_{вих}$; $\text{Nd}/\text{Pa}=0,396$; $e=1,3D$; $P_{вих}-P_{вс}=(0\div 0,05)P_{атм}$. Отношение вязкостей жидкостей применяемых при исследовании гидродинамики процесса эжекции в вихревом жидкостном эжекторе варьировалось в интервале значений $\mu_{вс}/\mu_{вх}=(0,2-40,2)$. Изменение коэффициента k_1 , что прослеживается на графике, незначительное, следовательно, данный параметр для подсчета коэффициента эжекции при условии давления перед штуцерами эжектируемой жидкости и соединенного потока жидкости отличного от атмосферного, не дает значительной погрешности, далее учитываться не будет.

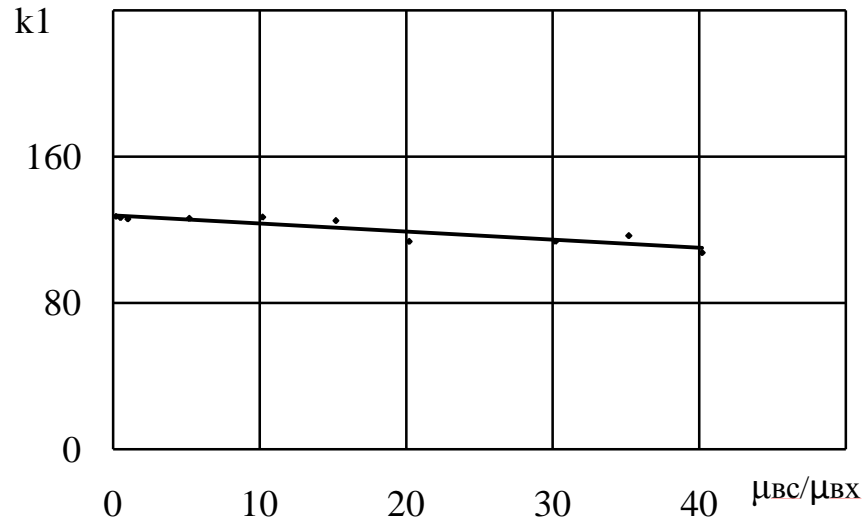


Рисунок 2.2.10 – График зависимости величины коэффициента k_1 от соотношения вязкости эжектируемой жидкости к вязкости эжектирующей жидкости

Показатели степеней m_1 , m_2 , m_3 , m_4 и m_5 определяются посредством построения кривых зависимости коэффициента k_1 от подстепенных соотношений (5) в логарифмической системе координат, и будут равны тангенсу угла наклона соответствующей кривой к оси абсцисс.

На рисунке 2.2.11 представлен график воздействия на значение коэффициента k_1 отношения величины динамического напора в штуцере ввода эжектирующей жидкости к атмосферному давлению для организации процесса жидкостной эжекции при условии наличия противодействия перед вводными и выводным штуцерами (Рисунок 2.2.8) в диапазоне рабочих скоростей, определенных ранее, построенный в логарифмической системе координат. Угол наклона кривой к оси абсцисс равен $\beta_1=141,57^\circ$, что подходит показателю степени $m_1=\text{tg}(141,57^\circ)=-0,793$.

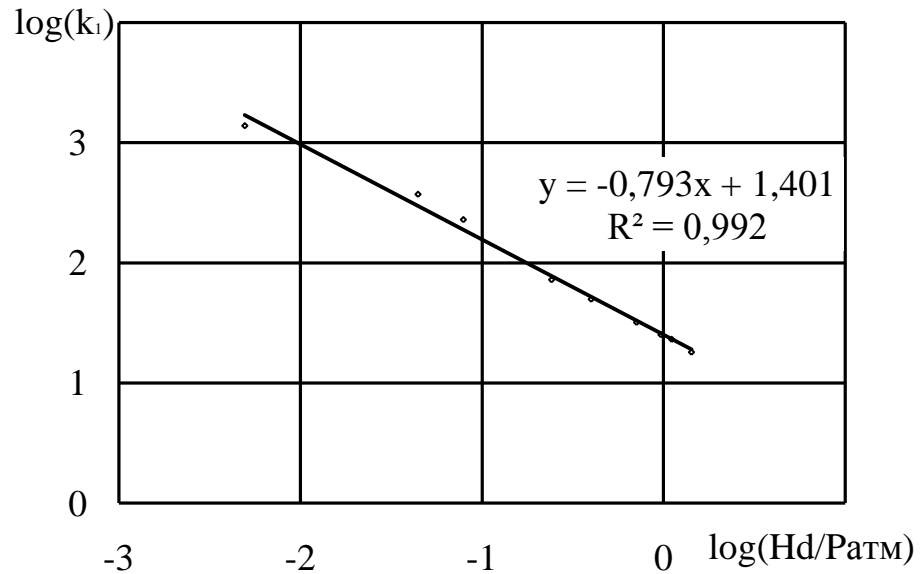


Рисунок 2.2.11 – Зависимость логарифма коэффициента k_1 от логарифма соотношения гидродинамического напора подачи эжектирующей жидкости к атмосферному давлению, построенная в логарифмической системе координат

На рисунке 2.2.12 показано воздействие на значение l_1 , определяемого в подрисуночных подписях, соотношения диаметра торцевого сечения штуцера ввода эжектирующей жидкости к диаметру торцевого сечения камеры вихревого жидкостного эжектора (Рисунок 2.2.5) при условии функционирования устройства с давлениями на входе в штуцер ввода эжектируемой жидкости и на выходе из штуцера вывода соединенной жидкости, отличными от атмосферного, построенный в логарифмической системе координат. Угол наклона кривой равен $\beta_2=109,9^\circ$, и позволяет определить показатель степени $m_2=\text{tg}(109,9^\circ)=-2,762$.

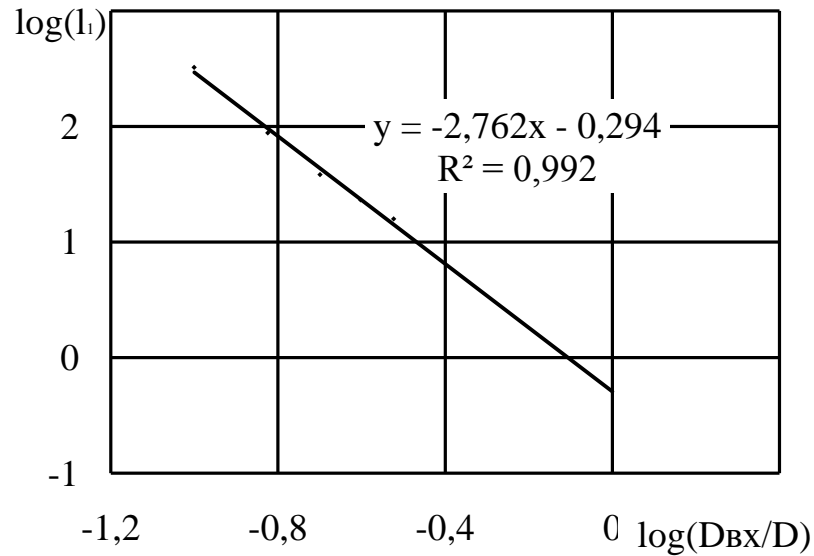


Рисунок 2.2.12 – График зависимости величины l_1 от отношения диаметра торцевого сечения штуцера ввода эжектирующей жидкости к диаметру камеры вихревого жидкостного эжектора, построенный в логарифмической системе координат,

$$l_1 = \frac{k_1}{\left(\frac{Hd}{Pa}\right)^{m_1}}$$

На рисунке 2.2.13 показано воздействие на значение l_2 , определяемого в подрисуночных подписях, соотношения диаметра торцевого сечения штуцера ввода эжектируемой жидкости к диаметру торцевого сечения камеры жидкостного вихревого эжектора (Рисунок 2.2.6) при условии функционирования устройства с давлениями перед штуцером ввода эжектируемой и перед штуцером вывода соединенного потока жидкостей вихревого жидкостного эжектора, отличными от атмосферного, построенный в логарифмической системе координат. Угол наклона кривой равен $\beta_3=66,98^\circ$, и позволяет определить показатель степени $m_3=\text{tg}(66,98^\circ)=2,353$.

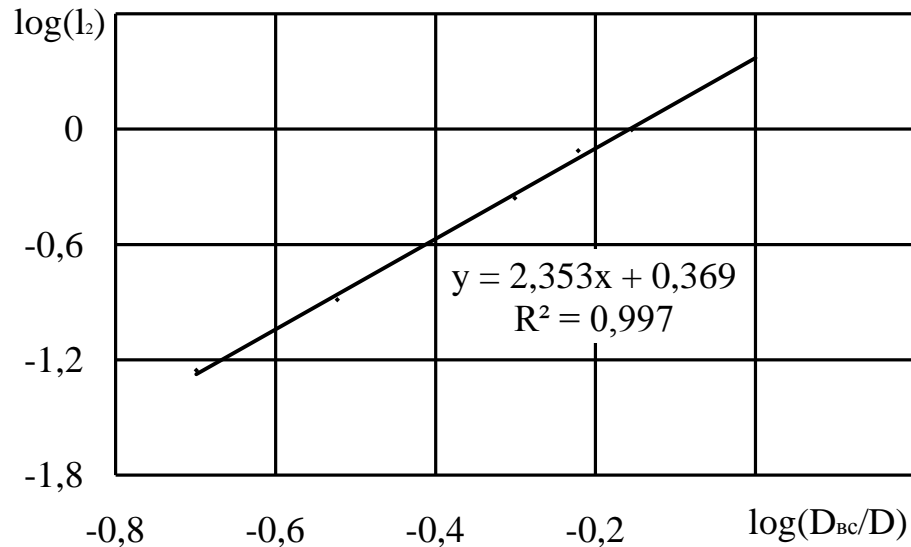


Рисунок 2.2.13 – Зависимость величины l_2 от отношения диаметра торцевого сечения штуцера ввода эжектируемой жидкости к диаметру торцевого сечения камеры жидкостного вихревого эжектора, построенная в логарифмической системе координат,

$$l_2 = \frac{k_1}{\left(\frac{Hd}{Pa}\right)^{m_1} \left(\frac{D_{вс}}{D}\right)^{m_2}}$$

На рисунке 2.2.14 представлен график воздействия на величину l_3 , определяемую в подрисуночных подписях, соотношения суммы площадей торцевых сечений штуцеров ввода эжектирующей и эжектируемой жидкостей к площади торцевого сечения штуцера вывода соединенного потока жидкостей (Рисунок 2.2.7), построенный в логарифмической системе координат. Угол наклона кривой равен $\beta_4=127,31^\circ$, и позволяет определить показатель степени $m_4=\text{tg}(127,31^\circ)=-1,312$.

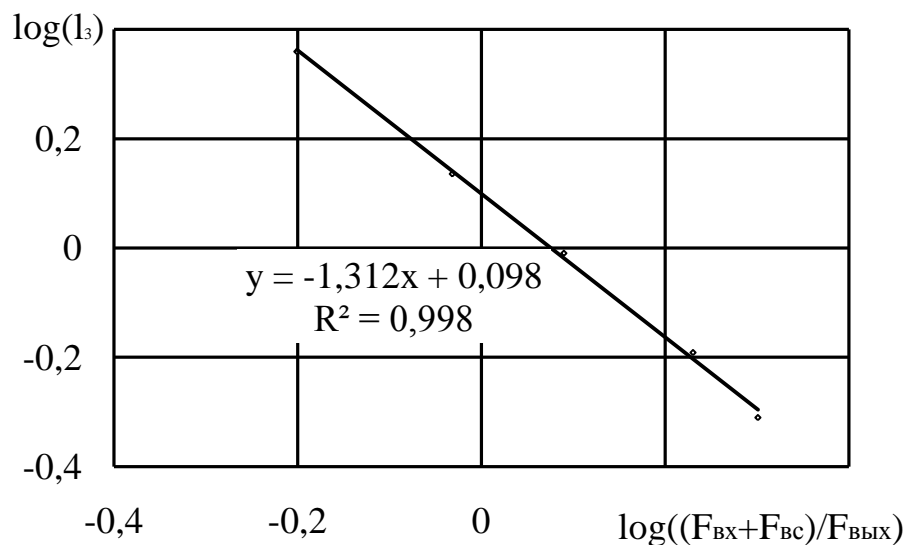


Рисунок 2.2.14 – Зависимость величины l_3 от соотношения суммы площадей торцевых сечений штуцеров ввода эжектирующей и эжектируемой жидкостей к площади торцевого сечения штуцера вывода соединенного потока жидкостей, построенная в логарифмической системе координат,

$$l_3 = \frac{k_1}{\left(\frac{Hd}{Pa}\right)^{m_1} \left(\frac{D_{\text{ex}}}{D}\right)^{m_2} \left(\frac{D_{\text{вс}}}{D}\right)^{m_3}}$$

На рисунке 2.2.15. изображена зависимость величины l_4 , определяемой в подрисуночных подписях, от отношения плотности эжектируемой жидкости к плотности эжектирующей жидкости (Рисунок 2.2.9), построенный в логарифмической систем координат. Характер распределения исследуемой величины линеен, угол наклона кривой равен $\beta_5=28,29^\circ$, тогда показатель $m_5=\text{tg}(28,29^\circ)=0,379$.

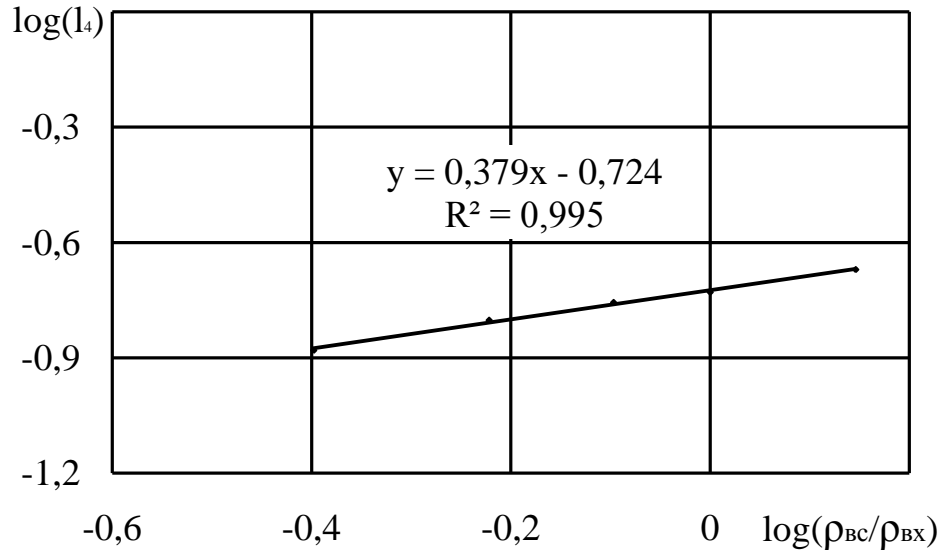


Рисунок 2.2.15 – Зависимость величины l_4 от соотношения плотности эжектируемой жидкости к плотности эжектирующей жидкости, построенная в логарифмической системе координат,

$$l_4 = \frac{k_1}{\left(\frac{Hd}{Pa}\right)^{m_1} \left(\frac{D_{вх}}{D}\right)^{m_2} \left(\frac{D_{вс}}{D}\right)^{m_3} \left(\frac{F_{вх} + F_{вс}}{F_{вых}}\right)^{m_4}}$$

Тогда зависимость при определении величины коэффициента эжекции при условии изменения давления на выходе из штуцера вывода соединенного потока жидкостей и на входе в штуцер ввода эжектируемой жидкости (2.2.1) будет следующей:

$$u = u_{атм} - 0,266 \cdot \left(\frac{Hd}{P_{атм}}\right)^{-0,793} \left(\frac{D_{вх}}{D}\right)^{-2,762} \left(\frac{D_{вс}}{D}\right)^{2,353} \left(\frac{F_{вх} + F_{вс}}{F_{вых}}\right)^{-1,312} \left(\frac{\rho_{вс}}{\rho_{вх}}\right)^{0,379} \left(\frac{P_{всх} - P_{вс}}{P_{атм}}\right)^{0,93} \quad (2.2.3.)$$

Принятое уравнение (2.2.3.) помогает определить значение коэффициента эжекции учитывая конструктивные особенности вихревого жидкостного эжектора, свойства жидкостей, режимы функционирования вихревого жидкостного эжектора в случае наличия гидравлических сопротивлений в отводящих и подводящих трубопроводах, либо уровня давления выше

атмосферного на выходе из устройства или ниже атмосферного на входе в штуцер ввода эжектируемой жидкости в технологической схеме.

2.3. Изучение влияния увеличения давления перед штуцером ввода эжектируемой жидкости и разряжения перед штуцером вывода соединенного потока жидкостей на величину коэффициента эжекции

Условия функционирования вихревого жидкостного эжектора, во время которых возможно наличие давления выше атмосферного перед штуцером ввода эжектируемой жидкости и условия разряжения перед штуцером вывода соединенного потока жидкостей не часты для технологических схем. Данные рабочие условия характерны для последовательного включения нескольких вихревых аппаратов в одну технологическую линию. Однако, с целью наиболее полного описания процесса эжекции в аппарате и предусмотреть все возможные условия его работы, существовала необходимость изучения и данных условий работы. Результаты изучения дали возможность сделать выводы, что возникновение разряжения на выводе соединенного потока жидкостей и увеличения давления на вводе эжектируемой жидкости, будут способствовать увеличению коэффициента эжекции в той же мере, в которой воздействует противодействие, но, соответственно с противоположным знаком. То есть, формула при расчете коэффициента эжекции в условиях $(P_{вс} - P_{атм}) > 0$, $(P_{вых} - P_{атм}) < 0$

$$u = u_{атм} + 0,266 \cdot \left(\frac{Hd}{P_{атм}} \right)^{-0,793} \left(\frac{D_{вх}}{D} \right)^{-2,762} \left(\frac{D_{вс}}{D} \right)^{2,353} \left(\frac{F_{вх} + F_{вс}}{F_{вых}} \right)^{-1,312} \left(\frac{\rho_{вс}}{\rho_{вх}} \right)^{0,379} \left(\frac{P_{вс} - P_{всх}}{P_{атм}} \right)^{0,93}$$

(2.3.1.),

где $u_{атм}$ рассчитывается по зависимости (2.1.3)

Зависимость (2.2.4) позволяет рассчитать коэффициент эжекции, учитывая вышеперечисленные параметры при создании разряжения на выводе из устройства и давления выше атмосферного перед штуцером ввода эжектируемой жидкости.

2.4. Исследование зависимости гидравлического сопротивления эжектора от конструктивных параметров и режимов функционирования вихревого жидкостного эжектора

Благодаря особенностям конструкции вихревого эжектора, проводить учет гидравлических сопротивлений с подсчетом только лишь потерь напора потока эжектирующей жидкости не представляется возможным, потому что при организации процесса участвует несколько вводящих потоков эжектирующей и эжектируемой жидкостей. Тогда можно рассматривать располагаемый перепад давлений в эжекторе, который равен разности давлений в штуцере ввода эжектирующей жидкости и в штуцере ввода эжектируемой жидкости, $\Delta P_{\text{вх}} = P_{\text{вх}} - P_{\text{вс}}$, и возникаемом в эжекторе перепаде давлений $\Delta P_{\text{вых}} = P_{\text{вых}} - P_{\text{вс}}$. Благодаря изучению вышеуказанных параметров будем судить о гидравлическом сопротивлении эжектора.

Перепад давлений $\Delta P_{\text{вых}}$ зависит от сопротивления трубопроводов подачи эжектируемой жидкости и вывода соединенного потока жидкостей, давлений на вводе и выводе, а так же от гидравлического сопротивления аппарата. Располагаемый перепад давлений $\Delta P_{\text{вх}}$ зависит от формируемого в аппарате перепада давлений, скорости подачи эжектирующей жидкости, свойств жидкостей и конструктивных особенностей эжектора.

На рисунке 2.4.1 изображена зависимость относительного давления эжектирующей жидкости $P_{\text{вхотн}}=P_{\text{вх}}/P_{\text{атм}}$ от формируемого в аппарате перепада давлений при изменении скорости подачи эжектирующей жидкости, которая входит в отношение гидродинамического напора в штуцере подачи эжектирующей жидкости к значению атмосферного давления.

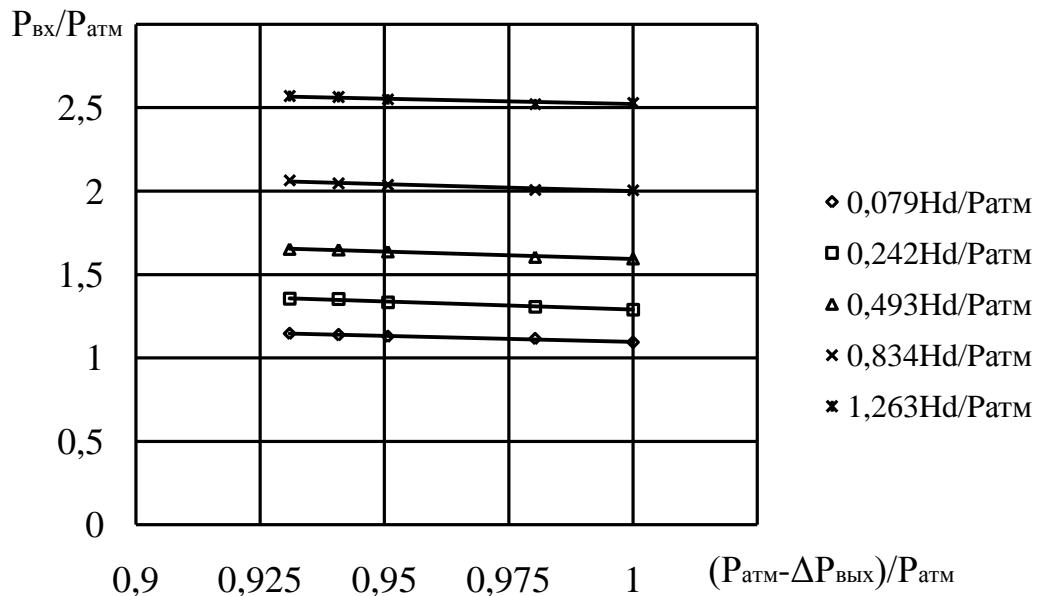


Рисунок 2.4.1 – Воздействие на относительное давление эжектирующего потока жидкости создаваемой в жидкостном эжекторе разницы давлений для разных величин гидродинамического напора в штуцере подачи эжектирующей жидкости к значению атмосферного давления

Чтобы представить полученное воздействие в виде математической зависимости, проведем регрессию кривых. Представленные кривые на рисунке 2.4.1 наилучшим образом описываются линейными уравнениями. Тогда зависимости при описании рассматриваемого влияния будет следующей:

$$\frac{P_{\text{вхск}}}{P_{\text{атм}}} = c_1 \frac{P_{\text{атм}} - \Delta P_{\text{вых}}}{P_{\text{атм}}} + c_2, \quad (2.4.1)$$

$$\text{при } c_1 = -1,0567 \left(\frac{Hd}{P_{\text{атм}}} \right)^3 + 2,726 \left(\frac{Hd}{P_{\text{атм}}} \right)^2 - 1,802 \left(\frac{Hd}{P_{\text{атм}}} \right) - 0,606, \quad (2.4.1.1)$$

$$c_2 = 1,092 \left(\frac{Hd}{P_{атм}} \right) + 1,879. \quad (2.4.1.2)$$

На рисунке 2.4.2 изображена степень воздействия на относительное давление эжектирующей жидкости создаваемой в жидкостном эжекторе разницы давлений для разных соотношений диаметра штуцера ввода эжектирующей жидкости к диаметру аппарата.

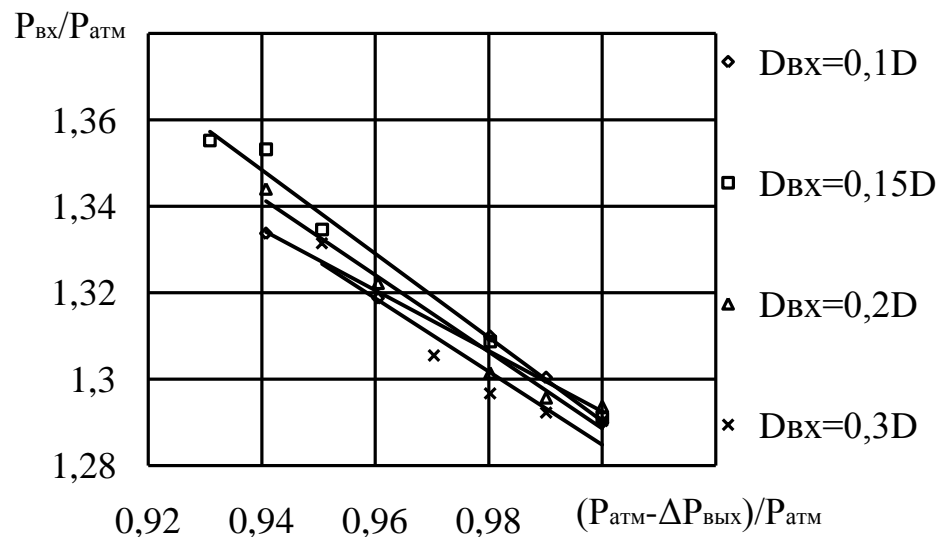


Рисунок 2.4.2 – Воздействие на относительное давление эжектирующей жидкости создаваемой в эжекторе разницы давлений при различных диаметрах штуцера ввода эжектирующей жидкости

Регрессионный анализ изображенных на рисунке 2.4.2 кривых дает возможность получить описание воздействия в виде математической зависимости:

$$\frac{P_{вх}}{P_{атм}} = c_1 \frac{P_{атм} - \Delta P_{вых}}{P_{атм}} + c_2, \quad (2.4.2)$$

$$\text{при } c_1 = -0,24 \ln \left(\frac{D_{вх}}{D} \right) - 1,27, \quad (2.4.2.1)$$

$$c_2 = 2,599 \left(\frac{D_{вх}}{D} \right)^{0,111}. \quad (2.4.2.2)$$

На рисунке 2.4.3 представлен график воздействия на относительное давление эжектирующей жидкости создаваемой в аппарате разницы давлений для различных диаметров штуцера ввода эжектируемой жидкости.

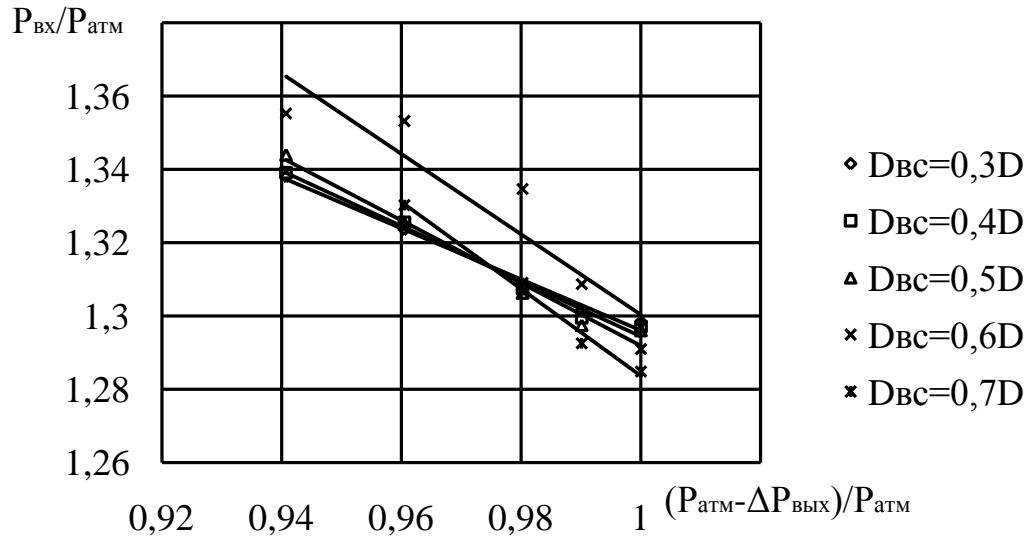


Рисунок 2.4.3 – График воздействия на относительное давление эжектирующей жидкости создаваемого в жидкостном эжекторе перепада давлений для различных диаметров штуцера ввода эжектируемой жидкости

В результате регрессии показанных на рисунке 2.4.3 кривых, уравнение для расчета относительного давления эжектирующей жидкости получается следующим:

$$\frac{P_{вхс}}{P_{атм}} = c_1 \frac{P_{атм} - \Delta P_{вых}}{P_{атм}} + c_2, \quad (2.4.3)$$

$$\text{при } c_1 = -1,352 \frac{D_{вс}}{D} - 0,253, \quad (2.4.3.1)$$

$$c_2 = 1,307 \frac{D_{вс}}{D} + 1,556. \quad (2.4.3.2)$$

На рисунке 2.4.4 показано воздействие на относительное давление эжектирующей жидкости создаваемого в эжекторе перепада давлений для различных соотношений площади торцевого сечения штуцера вывода

соединенного потока жидкостей к сумме площадей торцевых сечений штуцеров ввода эжектирующей и эжектируемой жидкостей.

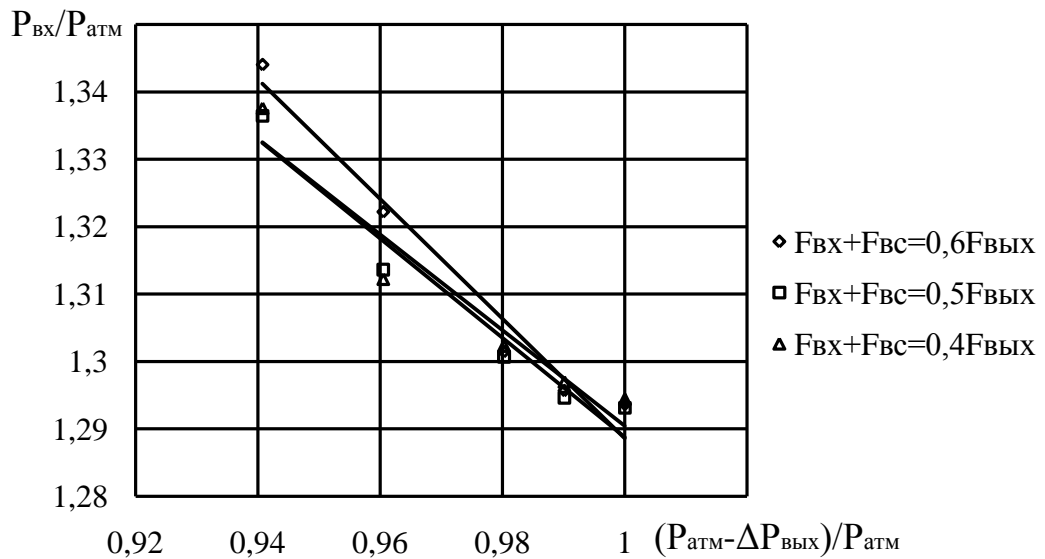


Рисунок 2.4.4 – Воздействие на относительное давление эжектирующей жидкости формируемого в аппарате перепада давлений для различных отношений площади торцевого сечения штуцера вывода соединенного потока жидкостей к сумме площадей торцевых сечений штуцеров ввода эжектирующей и эжектируемой жидкостей

После проведения регрессии показанных на рисунке 2.4.4 кривых, зависимость для расчета относительного давления эжектирующей жидкости для различных соотношений площади торцевого сечения штуцера вывода соединенного потока жидкостей к сумме площадей торцевых сечений штуцеров ввода эжектирующей и эжектируемой жидкостей, будет следующей:

$$\frac{P_{вх}}{P_{атм}} = c_1 \frac{P_{атм} - \Delta P_{вых}}{P_{атм}} + c_2, \quad (2.4.4)$$

$$\text{при } c_1 = -0,855 \frac{F_{вых}}{F_{вх} + F_{вс}} - 0,335, \quad (2.4.4.1)$$

$$c_2 = 0,88 \frac{F_{вых}}{F_{вх} + F_{вс}} + 1,627. \quad (2.4.4.2)$$

На рисунке 2.4.5 представлено воздействие на относительное давление эжектирующей жидкости $P_{\text{вхотн}}=P_{\text{вх}}/P_{\text{атм}}$ формируемой в эжекторе разницы давлений для различных отношений плотности эжектируемой жидкости к плотности эжектирующей жидкости.

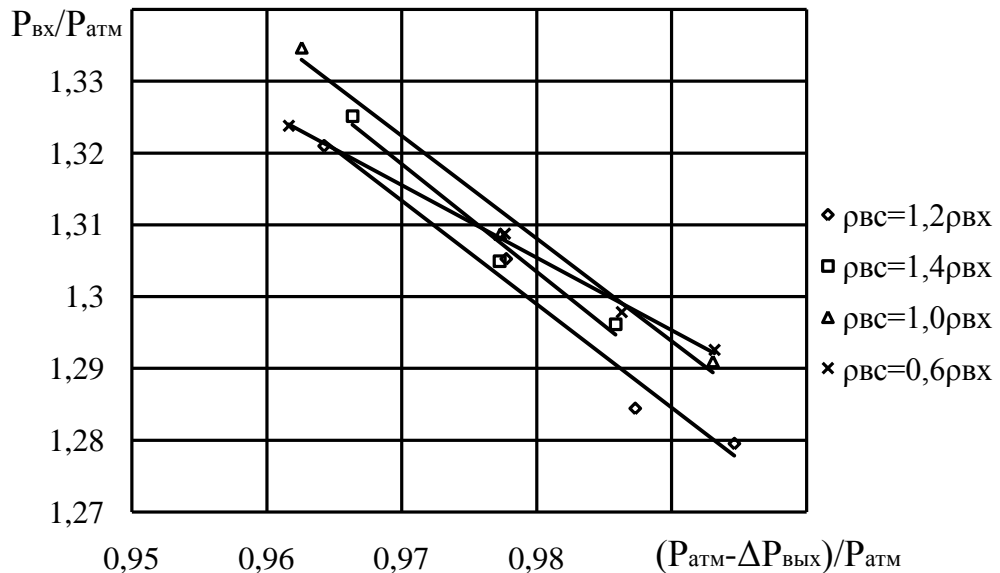


Рисунок 2.4.5 – Зависимость относительного давления эжектирующей жидкости от формируемого в эжекторе перепада давлений при изменении отношения плотности эжектируемой жидкости к плотности эжектирующей жидкости

В результате регрессии показанных на рисунке 2.4.5 кривых, расчетная зависимость для расчета относительного давления эжектирующей жидкости при изменении соотношения плотностей эжектируемой и эжектирующей жидкостей, получает вид:

$$\frac{P_{\text{вхпл}}}{P_{\text{атм}}} = c_1 \frac{P_{\text{атм}} - \Delta P_{\text{вых}}}{P_{\text{атм}}} + c_2, \quad (2.4.5)$$

$$\text{где } c_1 = 0,933 \left(\frac{\rho_{\text{вс}}}{\rho_{\text{вх}}} \right)^3 - 2,456 \left(\frac{\rho_{\text{вс}}}{\rho_{\text{вх}}} \right)^2 - 0,124 \left(\frac{\rho_{\text{вс}}}{\rho_{\text{вх}}} \right), \quad (2.4.5.1)$$

$$c_2 = -0,917 \cdot \left(\frac{\rho_{\text{вс}}}{\rho_{\text{вх}}} \right)^2 + 2,405 \cdot \left(\frac{\rho_{\text{вс}}}{\rho_{\text{вх}}} \right) + 1,187. \quad (2.4.5.2)$$

На рисунке 2.4.6 изображена зависимость относительного давления эжектирующей жидкости $P_{\text{вхотн}}=P_{\text{вх}}/P_{\text{атм}}$ от формируемого в эжекторе перепада давлений при изменении отношения вязкости эжектируемой жидкости к вязкости эжектирующей жидкости.

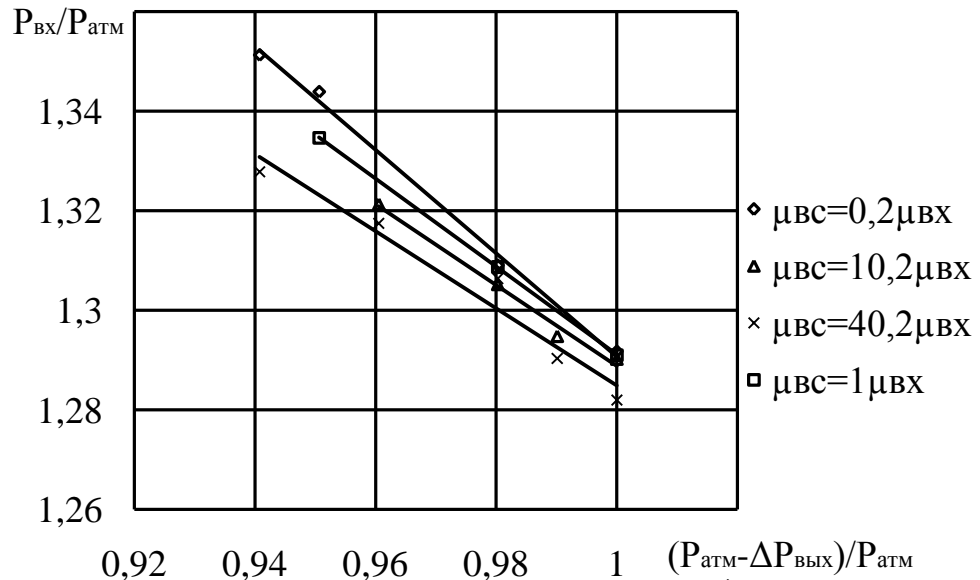


Рисунок 2.4.6 – Зависимость относительного давления эжектирующей жидкости от формируемого в эжекторе перепада давлений при изменении отношения вязкости эжектируемой жидкости к вязкости эжектирующей жидкости

В результате регрессии показанных на рисунке 2.4.6 кривых, расчетная зависимость для определения относительного давления эжектирующей жидкости при изменении соотношения вязкостей эжектируемой и эжектирующей жидкостей, получает вид:

$$\frac{P_{\text{вхвязк}}}{P_{\text{атм}}} = c_1 \frac{P_{\text{атм}} - \Delta P_{\text{вых}}}{P_{\text{атм}}} + c_2, \quad (2.4.6)$$

$$\text{где } c_1 = 0,046 \ln \left(\frac{\mu_{\text{вс}}}{\mu_{\text{вх}}} \right) - 0,928, \quad (2.4.6.1)$$

$$c_2 = 2,216 \cdot \left(\frac{\mu_{\text{вс}}}{\mu_{\text{вх}}} \right)^{-0,02}. \quad (2.4.6.2)$$

Объединив уравнения 2.4.1-2.4.6 в одно уравнение, получаем расчетную зависимость для расчета относительного давления эжектирующей жидкости.

$$P_{\text{эжотн}} = j_1 \frac{P_{\text{вхск}}}{P_{\text{атм}}} \frac{P_{\text{вхэх}}}{P_{\text{атм}}} \frac{P_{\text{вхвс}}}{P_{\text{атм}}} \frac{P_{\text{вхвхх}}}{P_{\text{атм}}} \frac{P_{\text{вхпл}}}{P_{\text{атм}}} \frac{P_{\text{вхвхзк}}}{P_{\text{атм}}}, \quad (2.4.7),$$

где

$$\frac{P_{\text{вхск}}}{P_{\text{атм}}} = \left(-1,0567 \left(\frac{Hd}{P_{\text{атм}}} \right)^3 + 2,726 \left(\frac{Hd}{P_{\text{атм}}} \right)^2 - 1,802 \left(\frac{Hd}{P_{\text{атм}}} \right) - 0,606 \right) \left(\frac{P_{\text{атм}} - \Delta P_{\text{вхх}}}{P_{\text{атм}}} \right) + 1,092 \left(\frac{Hd}{P_{\text{атм}}} \right) + 1,879$$

$$\frac{P_{\text{вхэх}}}{P_{\text{атм}}} = \left(-0,24 \ln \left(\frac{D_{\text{эх}}}{D} \right) - 1,27 \right) \left(\frac{P_{\text{атм}} - \Delta P_{\text{вхх}}}{P_{\text{атм}}} \right) - 2,599 \left(\frac{D_{\text{эх}}}{D} \right)^{0,111},$$

$$\frac{P_{\text{вхвс}}}{P_{\text{атм}}} = \left(-1,352 \frac{D_{\text{вс}}}{D} - 0,253 \right) \left(\frac{P_{\text{атм}} - \Delta P_{\text{вхх}}}{P_{\text{атм}}} \right) + 1,307 \frac{D_{\text{вс}}}{D} + 1,556,$$

$$\frac{P_{\text{вхвхх}}}{P_{\text{атм}}} = \left(-0,855 \left(\frac{F_{\text{вхх}}}{F_{\text{эх}} + F_{\text{вс}}} \right) - 0,335 \right) \left(\frac{P_{\text{атм}} - \Delta P_{\text{вхх}}}{P_{\text{атм}}} \right) + \left(0,88 \left(\frac{F_{\text{вхх}}}{F_{\text{эх}} + F_{\text{вс}}} \right) + 1,627 \right).$$

$$\frac{P_{\text{вхпл}}}{P_{\text{атм}}} = \left(0,933 \left(\frac{\rho_{\text{вс}}}{\rho_{\text{эх}}} \right)^3 - 2,456 \left(\frac{\rho_{\text{вс}}}{\rho_{\text{эх}}} \right)^2 - 0,124 \left(\frac{\rho_{\text{вс}}}{\rho_{\text{эх}}} \right) \right) \left(\frac{P_{\text{атм}} - \Delta P_{\text{вхх}}}{P_{\text{атм}}} \right) + \left(-0,917 \cdot \left(\frac{\rho_{\text{вс}}}{\rho_{\text{эх}}} \right)^2 + 2,405 \cdot \left(\frac{\rho_{\text{вс}}}{\rho_{\text{эх}}} \right) + 1,187 \right),$$

$$\frac{P_{\text{вхвхзк}}}{P_{\text{атм}}} = \left(0,046 \ln \left(\frac{\mu_{\text{вс}}}{\mu_{\text{эх}}} \right) - 0,928 \right) \left(\frac{P_{\text{атм}} - \Delta P_{\text{вхх}}}{P_{\text{атм}}} \right) + 2,216 \cdot \left(\frac{\mu_{\text{вс}}}{\mu_{\text{эх}}} \right)^{-0,02},$$

$$j_1 = 1,04 \cdot 10^{-2} \cdot e^{1,849 \left(\frac{P_{\text{атм}} - \Delta P_{\text{вхх}}}{P_{\text{атм}}} \right)}.$$

Таким образом, делаем вывод о том, что на коэффициент эжекции для системы жидкость-жидкость в разной степени воздействуют изменения конструктивных особенностей эжектора, режимы и условия функционирования, свойства жидкостей, а так же наличие гидравлических сопротивлений в аппарате. Влияния эти описываются формулами 2.1.3-2.3.1.

ГЛАВА 3. РАСЧЕТ ЖИДКОСТНОГО ВИХРЕВОГО ЭЖЕКТОРА. СОПОСТАВЛЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ВИХРЕВОГО ЖИДКОСТНОГО ЭЖЕКТОРА И СТРУЙНОГО НАСОСА

3.1. Последовательность расчета вихревого жидкостного эжектора с применением полученных математических зависимостей

Наиболее выгодно для любого производства использовать для своих технологий наиболее дешевые в изготовлении и обслуживании, но надежные аппараты. При рассмотрении вихревого эжектора в качестве технической единицы, основным критерием удешевления производства является минимизация материалоемкости, так как конструкция данного вида аппаратов итак имеет преимущества элементарной конструкции и отсутствия движимых деталей. Материалоемкость вихревого эжектора больше всего зависит от диаметра и длины.

Рассмотрим, как будут влиять конструктивные соотношения и режимы функционирования устройства на материалоемкость при соблюдении наибольшей эффективности. Рост скорости подачи эжектирующей жидкости при постоянном значении массового расхода позволит увеличить коэффициент эжекции и тем самым поспособствует понижению материалоемкости аппарата, но одновременно с ростом скорости, будет происходить и рост гидравлических сопротивлений внутри аппарата, а значит, увеличатся энергетические затраты. Увеличение диаметра штуцера ввода эжектируемой жидкости и диаметра штуцера вывода соединенного потока жидкостей, как показали расчеты, ведет к повышению значения коэффициента эжекции (рисунках 2.1.5, 2.1.6) когда наружное давление перед штуцером ввода эжектируемой жидкости и перед штуцером вывода

соединенного потока жидкостей равно атмосферному и образованию разряжения на выводе соединенного потока жидкостей, давления окружающей среды перед штуцером ввода эжектируемой жидкости. При условии роста давления перед штуцером выхода либо разряжении перед штуцером входа эжектируемой жидкости, понадобится уменьшение диаметров штуцеров для сохранения возможности организации процесса эжекции (рисунки 2.2.6, 2.2.7). С уменьшением диаметра штуцера подачи эжектирующей жидкости, значение коэффициента эжекции увеличивается (Рисунок 2.1.4), однако, в условиях воздействия противодействия при выходе из жидкостного вихревого эжектора или пониженного давления на вводе эжектируемой жидкости, значение коэффициента эжекции в условиях небольших диаметров понизится до нулевого уровня (Рисунок 2.2.5).

Следовательно, для правильного расчета вихревого жидкостного эжектора необходимо учитывать давление окружающей среды на входе в штуцер ввода эжектируемой жидкости и на выходе из штуцера вывода соединенного потока жидкостей.

Расчет вихревого жидкостного эжектора подразумевает знание расхода эжектирующей жидкости ($Q_{вх}$, кг/с) и скорость ввода эжектирующей жидкости ($\omega_{вх}$, м/с). Последовательность расчета складывается из нескольких приближений. Вначале рассчитываются базовые конструктивные соотношения и режимы функционирования эжектора, гарантирующие наибольший коэффициент эжекции. Далее, варьируя базовыми конструктивными соотношениями, достигаем необходимой величины коэффициента эжекции, учитывая при этом давления окружающей среды перед штуцером вывода соединенного потока жидкостей и перед штуцером ввода эжектирующей жидкости.

Вначале определяемся с физическими свойствами жидкостей, которые будут принимать участие в процессе эжекции (плотность и вязкость) а также скоростью подачи эжектирующей жидкости. Откуда определяем значение числа гидродинамического напора в штуцере подачи эжектирующей жидкости по формуле:

$$Hd = \frac{\rho_{\text{вх}} \omega_{\text{вх}}^2}{2} \quad (3.1.1)$$

В выражении (3.1.1) $\omega_{\text{вх}}$ – скорость жидкости в штуцере ввода эжектирующей жидкости, м/с, $\rho_{\text{вх}}$ – плотность эжектирующей жидкости, кг/м².

Затем находим площадь торцевого сечения штуцера ввода эжектирующей жидкости из отношения:

$$F_{\text{вх}} = \frac{Q_{\text{вх}}}{\rho_{\text{вх}} \omega_{\text{вх}}} \quad (3.1.2)$$

Диаметр торцевого сечения камеры жидкостного вихревого эжектора связан с диаметром торцевого сечения штуцера ввода эжектирующей жидкости зависимостью (Рисунок 2.1.3):

$$D = \frac{D_{\text{вх}}}{(0,15 - 0,25)} \quad (3.1.3)$$

В первом приближении для снижения материалоемкости, задаемся наибольшим значением соотношения $D_{\text{вх}}/D$, это обеспечивает минимальный диаметр камеры эжектора.

Диаметр штуцера ввода эжектируемой жидкости определяется зависимостью (Рисунок 2.1.4):

$$D_{\text{вс}} = (0,5 - 0,6)D \quad (3.1.5)$$

В диапазоне значений (3.1.5) наибольшее значение предпочтительно, когда давление окружающей среды перед штуцером ввода эжектирующей жидкости и перед штуцером вывода соединенного потока жидкостей равно атмосферному. Для избыточного давления на выходе из устройства или разряжения на входе эжектируемой жидкости, разумно выбирать меньший диаметр штуцера ввода эжектируемой жидкости (Рисунок 2.2.6). Но при росте давления на входе эжектируемой жидкости или понижении давления на выходе из устройства, напротив, задаемся наибольшей величиной диаметра. В первом приближении задаем наибольшей величиной диаметра штуцера ввода эжектируемой жидкости.

Площадь торцевого сечения штуцера вывода соединенного потока жидкостей находится из соотношения (Рисунок 2.1.5):

$$F_{\text{вых}} = \frac{F_{\text{вх}} + F_{\text{вс}}}{(0,9 - 0,5)} \quad (3.1.6)$$

В данном уравнении наибольшая величина площади торцевого сечения штуцера вывода соединенного потока жидкостей пропорционально наибольшему значению коэффициента эжекции (Рисунок 2.1.5). Для начала задаемся наибольшим значением площади торцевого сечения штуцера вывода соединенного потока жидкостей.

Длина камеры жидкостного вихревого эжектора складывается из следующих составляющих:

$$L = D_{\text{вх}} + e + D_{\text{вых}} \quad (3.1.11)$$

где e – длина от нижнего края штуцера ввода эжектирующей жидкости до верхнего края штуцера вывода соединенного потока жидкостей, находится из уравнения:

$$e = 1,3D \quad (3.1.12)$$

Задавшись вначале соотношениями базовых конструктивных элементов и режимами функционирования вихревого жидкостного эжектора, способными обеспечить наибольшее значение коэффициента эжекции, используя формулу (2.1.3) рассчитываем величину коэффициента эжекции, учитывая равенство давления перед штуцерами вывода соединенного потока жидкостей и на входе в штуцер ввода эжектируемой жидкости атмосферному давлению $\Delta P_{\text{вых}} = (P_{\text{вых}} - P_{\text{вс}}) = 0$. При получении значения коэффициента эжекции ниже требуемого, возвращаемся к уравнению (3.1.3) и увеличиваем диаметр камеры жидкостного вихревого эжектора.

При условии давления окружающей среды на выходе из штуцера вывода соединенного потока жидкостей и на входе в штуцер ввода эжектируемой жидкости отличных от атмосферного, коэффициент эжекции считается по формуле (2.2.3). При получении расчетной величины меньше заданной, в

следующих приближениях уменьшаем диаметр штуцера ввода эжектируемой жидкости (3.1.5) или площадь торцевого сечения штуцера вывода соединенного потока жидкостей (3.1.5), пока искомое значение коэффициента эжекции достигнет требуемого значения.

При условии разности величин давлений окружающей среды перед штуцером ввода эжектируемой жидкости и перед штуцером вывода соединенного потока жидкостей $\Delta P_{\text{вых}} < 0$, коэффициент эжекции находится по формуле (2.3.1.). При неудовлетворительном результате расчета, если расчетная величина ниже возвращаемся к (3.1.3) и увеличиваем диаметр вихревого жидкостного эжектора.

Предложенная последовательность расчета вихревого жидкостного эжектора позволяет подобрать конструктивные элементы устройства, которые будут способствовать обеспечению требуемого значения коэффициента эжекции. Кроме того есть возможность перерасчета уже существующего устройства, величина коэффициента эжекции которого достигается при функционировании в широких пределах, варьируя, например, диаметром штуцера ввода эжектируемой жидкости. Причем, изменяя конструктивные параметры, а также скорость поступления в аппарат эжектирующей жидкости, можно добиться сохранения эжекционной способности аппарата при наличии противодавления на выходе соединенного потока жидкостей или разряжения на входе эжектируемой жидкости. Имеющиеся зависимости дают возможность определить требуемые изменения с сохранением необходимой величины коэффициента эжекции.

3.2. Сравнение геометрических параметров вихревого и струйного жидкостных эжекторов для организации процесса эжекции с заданным коэффициентом эжекции в равных условиях

Главной задачей исследовательской работы составляет подтверждение возможности успешного применения вихревого жидкостного эжектора. Так как на

сегодняшний день для осуществления эжекции чаще всего используются струйные аппараты, в частности струйные устройства, с целью адекватной оценки конкурентоспособности вихревого жидкостного эжектора, необходимо сравнить эти аппараты. Основным критерием сравнения будет конструкция аппаратов, а именно их габариты. Что в дальнейшем даст возможность оценки материалоемкости при изготовлении аппаратов. Для осуществления оговоренного сопоставления. Таким образом, проведя расчет показателей работы двух устройств в равных условиях функционирования, можно провести сопоставление полученных показаний и выявить преимущественные особенности и конструкции сравниваемого оборудования. Таким образом, для определенных режимов функционирования при организации процесса эжекции, становится возможным рекомендовать к применению вихревой жидкостной эжектор либо струйный насос.

Равные условия организации рассматриваемого процесса предполагают равенство следующих параметров работы:

$Q_{вх}$ – массовый расход эжектирующей жидкости, кг/с;

$\Delta P_{вх}$ – располагаемый перепад давлений эжектирующей жидкости, кПа;

$\Delta P_{вых}$ – перепад давлений, формируемый эжектором, кПа;

Располагаемый перепад давлений эжектирующей жидкости определяется из следующего соотношения:

$$\Delta P_{вх} = P_{вх} - P_{вс}, \quad (3.2.1)$$

где $P_{вх}$ – давление эжектирующей жидкости, кПа, $P_{вс}$ – давление эжектируемой жидкости, кПа.

Перепад давлений, формируемый устройством, можно найти таким образом:

$$\Delta P_{вых} = P_{вых} - P_{вс}, \quad (3.2.2)$$

Где $P_{вых}$ – давление соединенного потока жидкостей на выходе из эжектора, кПа.

Порядок расчета жидкостного вихревого эжектора предложен в предыдущем разделе главы. Расчет устройства проводился для следующих конструктивных соотношений и режимов функционирования:

$$\frac{D_{вх}}{D} = 0,15, \quad \frac{D_{вс}}{D} = 0,6, \quad \frac{F_{вх} + F_{вс}}{F_{вых}} = 0,6, \quad Hd / P_{атм} = 0,494, \quad Q_{вх} = 0,44 \text{ кг/с.}$$

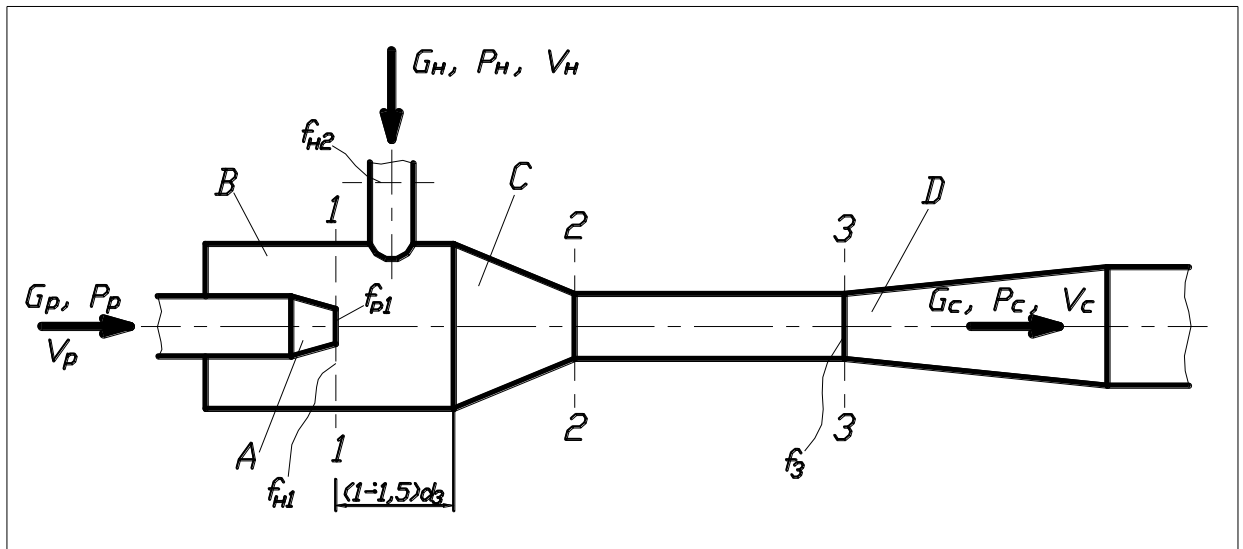
Результаты расчета жидкостного вихревого эжектора даны в таблице 3.2.1.

Таблица 3.2.1

$Q_{вх}$, кг/с	u	$\Delta P_{вых}$, кПа	$\Delta P_{вх}$, кПа	$D_{вх}$, м	D , м	$D_{вс}$, м	$D_{вых}$, м	e , м	L , м
0,44	2,231	1,013	59,174	0,0075	0,05	0,03	0,039	0,056	0,113
	1,586	2,027	61,403						
	0,965	3,039	62,518						
	0,358	4,053	63,632						

Расчет струйного аппарата проводился по методике, предложенной в [83].

Расчетная схема струйного насоса представлена на рисунке 3.2.1



Примечание: А - рабочее сопло, В - штуцер ввода эжектируемой среды, С - приемная камера, D - диффузор

Рисунок 3.2.1 – Расчетная схема струйного насоса

Выводное сечение рабочего сопла струйного насоса определяется по формуле:

$$f_{p1} = \frac{G_p}{\phi_1} \sqrt{\frac{v_p}{2\Delta P_{ex}}}, \quad (3.2.3)$$

где G_p – массовый расход эжектирующей жидкости струйного насоса, кг/с, ϕ_1 – коэффициент скорости, равный 0,95, v_p – удельный объем эжектирующей жидкости.

Далее находим диаметр выводного сечения рабочего сопла:

$$d_1 = 2\sqrt{\frac{f_{p1}}{\pi}} \quad (3.2.4)$$

Площадь торцевого сечения камеры смешения рассчитывается по уравнению:

$$f_3 = \frac{-b + \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a} \cdot f_{p1}, \quad (3.2.5)$$

где $a = 0,95$,

$$b = -(0,975 + 1,19(1+u)^2 - 0,78u^2), \quad (3.2.5.1)$$

$$c = 1,19(1+u)^2 \quad (3.2.5.2)$$

Диаметр камеры смешения:

$$d_3 = 2\sqrt{\frac{f_3}{\pi}} \quad (3.2.6)$$

При расчете струйных насосов рекомендуемое расстояние от сопла до камеры смешения определяются, опираясь на то, что для рассчитанного коэффициента эжекции конечное сечение свободной струи идентично вводному сечению камеры смешения. Чтобы верно подобрать расположение рабочего сопла нужно рассчитать следующие размер свободной струи: длину l_{c1} и диаметр свободной струи d_4 на расстоянии l_{c1} от выводного сечения сопла. Длина свободной струи l_{c1} рассчитывается по приближенным зависимостям:

при коэффициенте эжекции $u < 0,5$, то есть при свободной струе не выходящей за границы начального участка,

$$l_{c1} = \left[\sqrt{0,083 + 0,76u} - 0,29 \right] \frac{d_1}{2a} \quad (3.2.7.1)$$

для коэффициента эжекции $u > 0,5$, то есть тогда свободная струя занимает начальный и основной участки,

$$l_{c1} = \frac{0,37 + u}{4,4a} d_1, \quad (3.2.7.2)$$

где d_1 – выводной диаметр рабочего сопла; a – опытная константа, находящаяся при условии применения упругих сред в интервале 0,07-0,09. Для малого коэффициента эжекции стоит выбрать меньшую величину константы, для больших коэффициентов эжекции – большую.

Диаметр свободной струи d_4 на расстоянии l_{c1} от выводного сечения сопла находится из формул:

для коэффициента эжекции $u < 0,5$:

$$d_4 = 3,4d_1 \sqrt{0,083 + 0,76u} \quad (3.2.8.1)$$

для коэффициента эжекции $u > 0,5$:

$$d_4 = 1,55d_1(1 + u) \quad (3.2.8.2)$$

Опираясь на экспериментальные показания, длина цилиндрической камеры смешения струйных насосов принимается в интервале 6-10 диаметров камеры смешения d_3 :

$$l_k = (6 \div 10)d_3 \quad (3.2.9)$$

Результаты расчета струйного насоса представлены в таблице 3.2.2.

Табл. 3.2.2

G_p , кг/с	u	$\Delta P_{\text{ВЫХ}}$, кПа	$\Delta P_{\text{ВХ}}$, кПа	d_1 , м	d_3 , м	l_c , м	l_k , м
0,44	2,231	1,013	59,174	0,041	0,119	0,031	0,712
	1,586	2,027	61,403	0,041	0,098	0,023	0,589
	0,965	3,039	62,518	0,041	0,078	0,015	0,471
	0,358	4,053	63,632	0,041	0,058	0,0078	0,349

Из таблиц 3.2.1 и 3.2.2 понятно, что для равных условий функционирования и определенном равном коэффициенте эжекции для организации эжекции в струйном насосе и жидкостном вихревом эжекторе, первый уступает второму тем, что при его изготовлении потребуется больше материала, так как его габариты больше размеров вихревого жидкостного эжектора, а также потребует большего производственного пространства при размещении в цехах.

Помимо меньшей материалоемкости, конструкция вихревого жидкостного эжектора дает возможность перейти на иной режим функционирования, подразумевающий смену расходных характеристик, или изменение гидравлических сопротивлений, без пересчета и замены конструктивных соотношений. В струйном устройстве при изменении расхода эжектирующей жидкости требуется пересчет конструктивных размеров сопла подачи эжектирующей жидкости, что повлечет за собой пересчет других конструктивных элементов насоса.

Для вихревого жидкостного эжектора в тоже время существует возможность изменения значений коэффициента эжекции за счет замены диаметра штуцера ввода эжектируемой жидкости. «Всерезжимность» вихревого жидкостного эжектора – это его несомненное преимущество при сопоставлении со струйным насосом.

Перечисленные преимущества вихревых жидкостных эжекторов доказывают их состоятельность оказывать конкуренцию струйным устройствам.

Простота конструктивного исполнения и обслуживания в работе, более компактные размеры, малая чувствительность к смене режимов работы говорят о достаточной конкурентоспособности по сравнению со струйными насосами.

ГЛАВА 4. МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ ЛАБОРАТОРНОГО ЭКСПЕРИМЕНТА. СРАВНЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ЭКСПЕРИМЕНТА И ДАННЫХ РАССЧИТАННЫХ ПО ВЫВЕДЕННЫМ ЗАВИСИМОСТЯМ

4.1. Описание опытной лабораторной установки

С целью аргументирования потенциала применения программного моделирования с применением программы Solid Works Flow Simulation при исследовании гидродинамики внутри жидкостного вихревого эжектора и предотвращения возможной ошибки «виртуального» исследования, необходимо сопоставить показания изучения лабораторной модели жидкостного вихревого эжектора со сведениями компьютерного анализа сконструированной в среде Solid Works, идентичной опытному образцу. Сравнительной характеристикой сможет служить значение коэффициента эжекции, которое рассчитывается исходя из массовых отношений расходов эжектируемой и эжектирующей жидкостей.

Имеется лабораторный образец вихревого жидкостного эжектора. На рисунке 4.1.1 изображена лабораторная модель экспериментального эжектора, детали которого изготовлены на 3-D принтере, собраны без зазоров и укреплены с помощью ленты из стекловолокна. На рисунке 4.1.2 изображена фотография лабораторной установки, а на рисунке 4.1.3 - ее схематическое изображение. Ввод эжектирующей жидкости осуществляется по штуцеру, размещенному тангенциально по отношению к цилиндрической камере устройства. Такая организация ввода способствует в некоторой степени интенсифицировать процесс образования периферийного вихревого тока. Ввод эжектируемой жидкости представляет штуцер, который размещен коаксиально по отношению к камере. Вывод соединенного потока жидкости предположительно происходит в

атмосферу и осуществляется через штуцер, размещенный тангенциально к цилиндрической камере жидкостного вихревого эжектора [66].

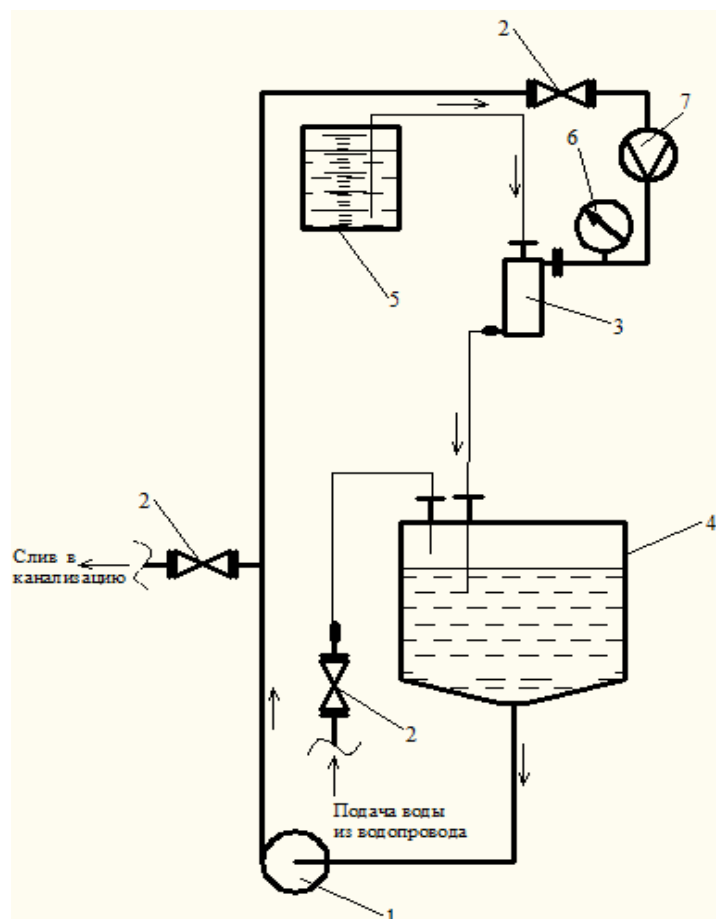


Рисунок 4.1.1 – Экспериментальная модель лабораторного эжектора

Экспериментальная установка, показанная на рисунке 4.1.1, состоит из вихревого эжектора, штуцера подвода эжектирующей и эжектируемой жидкостей. Подача эжектирующей жидкости осуществляется по общей лабораторной магистрали с использованием циркуляционного насоса.



Рисунок 4.1.2 – Экспериментальная установка



Примечание: 1 – циркуляционный насос, 2 – регулировочный вентиль, 3 – вихревой эжектор, 4 – емкость слива соединенного потока, 5 – мерная ёмкость с жидкостью, 6 – манометр, 7 – расходомер.

Рисунок 4.1.3 – Схема экспериментальной установки

На лабораторном стенде процесс эжекции организован следующим образом: с помощью циркуляционного насоса эжектирующая жидкость, проходя через регулирующий вентиль 2 поступает через штуцер подачи эжектирующей жидкости в вихревой жидкостной эжектор 3. Регулирующий вентиль 2 дает возможность изменения расхода эжектирующей жидкости. Благодаря вихревому центробежному движению эжектирующей жидкости по стенке цилиндрической камеры аппарата, на оси эжектора формируется область пониженного давления, которая служит причиной подсоса эжектируемой жидкости через штуцер, расположенный коаксиально цилиндрической камере аппарата. Внутри камеры эжектора эжектирующая и эжектируемая жидкости соединяются и выводятся из устройства с противоположной стороны через штуцер вывода соединенного потока жидкостей.

При проведении исследования лабораторного эжектора изменялся расход эжектирующей жидкости посредством регулировочного вентиля 2.

Во время организации лабораторных испытаний, измеряемые параметры необходимо проверять на точность и надежность их значения. Это особо важно для проведения малого количества подходов измерения, тогда полученное случайное значение будет способствовать ошибочному результату всей картины эксперимента. Чтобы избежать такой ситуации, необходимо применять закон математической статистики, с помощью которой можно оценить погрешность измерений посредством применения доверительных интервалов. Доверительный интервал - это диапазон величин исследуемого параметра, близких к полученным лабораторным показаниям и не противоречащих им. Степень «доверия» определяется доверительной вероятностью β .

Расход эжектирующей жидкости определялся при помощи водосчетчика СГВ-20

Технические характеристики водосчетчика:

Сфера употребления: Используется при замерах объема холодной и горячей питьевой воды,

Номинальный расход [$\text{м}^3/\text{ч}$] - 2,5

Предел чувствительности, не более [$\text{м}^3/\text{ч}$] - 0,025

Вес без монтажного комплекта частей, не более [кг] - 0,65

Рабочее давление - не более 1,0 МПа ($10 \text{ кгс}/\text{см}^2$)

Эжектирующая температура - от 5°C до 90°C

Во время проведения испытания лабораторного вихревого эжектора, изменялся расход эжектирующей жидкости, расход эжектируемой жидкости определялся косвенным путем, измеряя время, за которое подсасывается фиксированный объем эжектируемой жидкости с помощью секундомера.

Эксплуатация установки.

Подготовка к работе.

1. Провести внешний осмотр установки.
2. Проверить внешнее состояние насоса.
3. Проверить состояние вентилях на нагнетательной и сливной магистралях.
4. Проверить состояние измерительной аппаратуры
5. Осмотреть фланцевое соединение штуцера ввода эжектирующего потока с трубопроводом.
6. Проверить наличие воды в емкости с эжектирующей жидкостью. В случае её отсутствия, наполняем емкость 4 с помощью вентиля подачи воды 2 из водопровода.

Порядок работы.

1. Включить общий пускатель.
2. Включить насос, установить требуемый расход эжектирующего потока жидкости с помощью регулировочного вентиля 2, установленного перед манометром 6 и расходомером 7.
3. Зафиксировать расход эжектирующей жидкости с помощью расходомера 7, расход эжектируемой жидкости методом замера мерной емкостью объема эжектируемой жидкости, и давление, показываемое манометром 6, за фиксированный промежуток времени.

Порядок завершения работы.

1. Слить воду из ёмкости соединенного потока.
2. Отключить насос.
3. Выключить общий рубильник

Так как объем эжектируемой жидкости фиксирован, то измеряется время, за которое происходит подсос эжектируемой жидкости, и объем эжектирующей жидкости в трубопроводе с применением водосчетчика. А так, как в ходе эксперимента, возникло предположение о возможности возникновения эффекта сифона, влияющего на производительность аппарата, то было произведено две серии замеров, которые отличались наличием доступа атмосферы к штуцеру вывода соединенного потока. А именно: в первой серии экспериментов, герметично прикрепленный шланг штуцера вывода соединенного потока жидкостей погружался в ёмкость слива соединенного потока, которая находилась ниже днища эжектора на 178 см, это предполагало появление эффекта сифона, который мог интенсифицировать процесс и выдавать завышенные показания замеров для расчета коэффициента эжекции; во второй – в шланге вывода соединенного потока у основания штуцера проделали отверстия, которые дали возможность связи атмосферы со штуцером вывода соединенного потока. В итоге сравнения полученных обоими методами экспериментальных данных, был сделан вывод, что наличие эффекта сифона воздействует на значение коэффициента эжекции не существенно и может быть сравнимо с погрешностью, которая может возникнуть во время фиксирования лабораторных показаний.

При проверке адекватности полученных экспериментальных данных, нужно рассчитать доверительный интервал, отвечающий доверительной вероятности β , для математического ожидания m величины X . Математическое ожидание случайного значения не задано, вследствие чего есть возможность найти оценку для этого параметра:

$$\tilde{m} = \frac{\sum_{i=1}^n X_i}{n}, \quad (4.1.1)$$

при n – количество экспериментов.

Величина \tilde{m} – сумма n независимых равно локализованных случайных значений X_i , и, в соответствии с центральной предельной теоремой [12], для довольно большого n закон ее распределения стремится к нормальному. На практике же даже для сравнительно малого количества слагаемых (порядка 10) закон распределения суммы допускается принимать нормальным.

Дисперсия случайного значения неизвестна. Несмещенная оценка дисперсии находится по следующей зависимости:

$$\tilde{D} = \frac{\sum_{i=1}^n (X_i - \tilde{m})^2}{n-1} . \quad (4.1.2)$$

Среднеквадратическое отклонение оценки \tilde{m} :

$$\sigma_{\tilde{m}} = \sqrt{\frac{\tilde{D}}{n}} . \quad (4.1.3)$$

Рамки доверительного интервала $\tilde{m} - \varepsilon$ и $\tilde{m} + \varepsilon$ именуется доверительными границами. Значение величины ε раскрывается в выражении:

$$P(|\tilde{m} - X_i| < \varepsilon) = \beta , \quad (4.1.4)$$

то есть, вероятность встретить случайную величину X_i в доверительном интервале, соответствует доверительной вероятности β .

Значение ε определяется по зависимости:

$$\varepsilon = t_{\beta} \sigma_{\tilde{m}} , \quad (4.1.5)$$

где t_{β} – табличная величина (таблица 4.1.1), которая при нормальном законе распределения определяет количество среднеквадратических отклонений. Оно откладывается в стороны от центра рассеивания. Вероятность попадания в принятый интервал должна равняться β .

Таким образом, доверительный интервал принимает следующие значения:

$$I_{\beta} = (\tilde{m} - t_{\beta} \sigma_{\tilde{m}} ; \tilde{m} + t_{\beta} \sigma_{\tilde{m}}) \quad (4.1.6)$$

Таблица 4.1.1

β	t_β	β	t_β	β	t_β	β	t_β
0,80	1,282	0,86	1,475	0,91	1,694	0,97	2,169
0,81	1,310	0,87	1,513	0,92	1,750	0,98	2,325
0,82	1,340	0,88	1,554	0,93	1,810	0,99	2,576
0,83	1,371	0,89	1,597	0,94	1,880	0,9973	3,000
0,84	1,404	0,90	1,643	0,95	1,960	0,999	3,290
0,85	1,439			0,96	2,053		

С применением предложенных выше зависимостей определим доверительный интервал, описывающий возможную ошибку измерения объема жидкости в штуцерах ввода эжектирующей ($V_{вх}$) и эжектируемой ($V_{вс}$) жидкостей, измеренных в рамках одного опыта, а также измерения времени, за которое произойдет подсос фиксированного объема эжектируемой жидкости.

В таблице 4.1.2 находятся значения результатов эксперимента. Количество опытов $n=20$. Закон распределения условно принимается нормальным. Доверительная вероятность принимается равной $\beta=0,99$, соответствующее ей значение $t_\beta=2,576$ (таблица 4.1.1).

Таблица 4.1.2

№ п/п	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$V_{вх}$, л	3,60	3,75	3,60	3,65	3,65	3,70	3,60	3,65	3,70	3,70
t , с	27,24	28,54	27,32	27,55	27,63	28,23	27,48	27,70	28,20	28,00
№ п/п	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
$V_{вх}$, л	3,70	3,50	3,70	3,65	3,60	3,55	3,60	3,55	3,70	3,60
t , с	28,10	26,72	28,01	27,63	27,40	26,87	27,10	27,00	28,40	27,94

С помощью зависимостей (4.1.1)-(4.1.3) находим оценку математического ожидания, несмещенную оценку дисперсии и среднеквадратичное отклонение оценки математического ожидания:

$$\tilde{m}_{ex} = \frac{\sum_{i=1}^n V_{exi}}{n} = \frac{72,75}{20} = 3,638, \quad \tilde{m} = \frac{\sum_{i=1}^n t_i}{n} = \frac{553,06}{20} = 27,653,$$

$$\tilde{D}_{ex} = \frac{\sum_{i=1}^n (V_{exi} - \tilde{m}_{ex})^2}{n-1} = \frac{\sum_{i=1}^{20} (V_{exi} - 3,638)^2}{20-1} = \frac{0,079}{19} = 0,004,$$

$$\tilde{D} = \frac{\sum_{i=1}^n (t_i - \tilde{m})^2}{n-1} = \frac{\sum_{i=1}^{20} (t_i - 27,653)^2}{20-1} = \frac{5,11}{19} = 0,269,$$

$$\sigma_{\tilde{m}_{ex}} = \sqrt{\frac{\tilde{D}_{ex}}{n}} = \sqrt{\frac{0,004}{20}} = 0,014, \quad \sigma_{\tilde{m}} = \sqrt{\frac{\tilde{D}}{n}} = \sqrt{\frac{0,269}{20}} = 0,116$$

По уравнению (4.1.6) определяем границы доверительного интервала:

$$I_{\beta ex} = (\tilde{m}_{ex} - t_{\beta} \sigma_{\tilde{m}_{ex}}; \tilde{m}_{ex} + t_{\beta} \sigma_{\tilde{m}_{ex}}),$$

$$I_{\beta ex} = (3,638 - 2,576 \times 0,014; 3,638 + 2,576 \times 0,014) = (3,602; 3,674),$$

$$I_{\beta} = (\tilde{m} - t_{\beta} \sigma_{\tilde{m}}; \tilde{m} + t_{\beta} \sigma_{\tilde{m}}),$$

$$I_{\beta} = (27,653 - 2,576 \times 0,116; 27,653 + 2,576 \times 0,116) = (27,354; 27,952)$$

Границы доверительного интервала представляют собой максимальные и минимальные доверительные величины объёма жидкости в штуцерах ввода эжектируемой и эжектирующей жидкостей. Кроме того, водосчетчик имеет собственную погрешность, которая составляет $\Delta_{сгв} = \pm 0,2$ л, часы электронные имеют погрешность $\Delta_{ч} = \pm 0,03$ с. В результате, сопоставив потенциальные погрешности измерения, получим крайние значения объёма эжектирующего потока и времени, а также запишем погрешность для объёма эжектируемого потока, связанную с погрешностью измеряемого прибора:

$$V_{ex \min} = I_{ex \min} - 0,2 = 3,602 - 0,2 = 3,402 \text{ л},$$

$$V_{ex \max} = I_{ex \max} + 0,2 = 3,674 + 0,2 = 3,874 \text{ л},$$

$$V_{ec \min} = I_{ec \min} - 0,2 = 8,0 - 0,2 = 7,8 \text{ л},$$

$$V_{\text{вс max}} = I_{\text{вс max}} + 0,2 = 8,0 + 0,2 = 8,2 \text{ л,}$$

$$t_{\text{min}} = I_{\text{min}} - 0,03 = 27,354 - 0,03 = 27,324 \text{ с,}$$

$$t_{\text{max}} = I_{\text{max}} + 0,03 = 27,952 + 0,03 = 27,982 \text{ м/с.}$$

Используя полученные значения объёма и времени, можно определить скорость и объёмный расход жидкости по следующим зависимостям:

$$Q = \frac{V}{t} \quad (4.1.7)$$

при d – внутреннем диаметре штуцера ввода эжектирующего потока жидкости, м, $d = d_{\text{вс}} = d_{\text{вх}} = 0,007$ м.

$$Q_{\text{ex min}} = \frac{V_{\text{ex min}}}{t} = \frac{3,402}{27,653} = 0,125 \text{ л/с,}$$

$$Q_{\text{ex max}} = \frac{V_{\text{ex max}}}{t} = \frac{3,874}{27,653} = 0,140 \text{ л/с,}$$

$$Q_{\text{вс min}} = \frac{V_{\text{вс min}}}{t} = \frac{7,8}{27,653} = 0,282 \text{ л/с,}$$

$$Q_{\text{вс max}} = \frac{V_{\text{вс max}}}{t} = \frac{8,2}{27,653} = 0,297 \text{ л/с.}$$

$$w = \frac{4Q}{\pi d^2}$$

$$w_{\text{ex min}} = \frac{4Q_{\text{ex min}}}{\pi d^2} = \frac{0,0005}{\pi 0,000049} = 3,248 \text{ м/с,}$$

$$w_{\text{ex max}} = \frac{4Q_{\text{ex max}}}{\pi d^2} = \frac{0,00056}{\pi 0,000049} = 3,639 \text{ м/с,}$$

$$w_{\text{вс min}} = \frac{4Q_{\text{вс min}}}{\pi d^2} = \frac{0,001128}{\pi 0,000049} = 7,334 \text{ м/с,}$$

$$w_{\text{вс max}} = \frac{4Q_{\text{вс max}}}{\pi d^2} = \frac{0,001188}{\pi 0,000049} = 7,723 \text{ м/с,}$$

при d – внутреннем диаметре штуцера ввода эжектирующего потока жидкости, м, $d=d_{bc}=d_{bx}=0,007$ м.

Значение коэффициента эжекции рассчитывается как соотношение массовых расходов эжектируемой и эжектирующей жидкостей:

$$u = \frac{Q_{ec}}{Q_{ex}} \quad (4.1.8)$$

Наименьшее и наибольшее возможные величины коэффициента эжекции рассчитываются таким образом:

$$u_{\min} = \frac{Q_{ec \min}}{Q_{ex \max}} = \frac{0,282}{0,140} = 2,014$$

$$u_{\max} = \frac{Q_{ec \max}}{Q_{ex \min}} = \frac{0,297}{0,125} = 2,376$$

Определив среднюю величину коэффициента эжекции, можно определить погрешность расчета Δ :

$$u_{cp} = \frac{u_{\min} + u_{\max}}{2} = \frac{2,014 + 2,376}{2} = 2,195$$

$$\Delta = \frac{u_{cp} - u_{\min}}{u_{cp}} \times 100\% = \frac{2,195 - 2,014}{2,195} \times 100\% = 8,246\%$$

Аналогичным образом рассчитываются погрешности измерения для различных значений расходов, изменяемых посредством вентиля 2 расхода эжектирующей жидкости. Поиск доверительного интервала при других замерах, проводимых в течение эксперимента приводиться не будет ввиду того, что погрешность расчета и в других случаях, порожденная неточностью контроля объема жидкостей, приближенно равна и совпадает с найденной погрешностью в приведенном примере расчета.

Диапазон изменения значения расхода лежит в границах от 0,120 до 0,384 л/с. В таблица 4.1.3 показаны итоги расчета в виде значения величины расхода эжектирующей жидкости и коэффициента эжекции.

Табл. 4.1.3.

Объемный расход эжектирующего потока (л/с)	0,133	0,176	0,211	0,239	0,261	0,299
Эксперим. значение коэф. эж. (u_3)	1,795	1,838	1,829	1,814	1,731	1,812
Объемный расход эжектирующего потока (л/с)	0,304	0,356	0,376	0,391	0,371	0,386
Эксперим. значение коэф. эж. (u_3)	1,669	1,799	1,768	0,712	1,527	1,534

4.2. Итоги исследования расчетной модели, идентичной лабораторному образцу вихревого жидкостного эжектора

С целью расчета на надежность и адекватность показаний исследования компьютерного образца жидкостного вихревого эжектора, необходимо проведение сравнительного сопоставления сведений компьютерного и лабораторного исследования. Бесспорно, что проведение этих экспериментов должно проводиться на идентичных моделях вихревого эжектора. Тогда, равенство полученных показаний позволит говорить о возможности дальнейшего изучения гидродинамики процесса эжекции с применением компьютерного обеспечения. Расчетная модель опытного вихревого жидкостного эжектора показана на рисунке 4.2.1 и полностью соответствует опытному образцу.

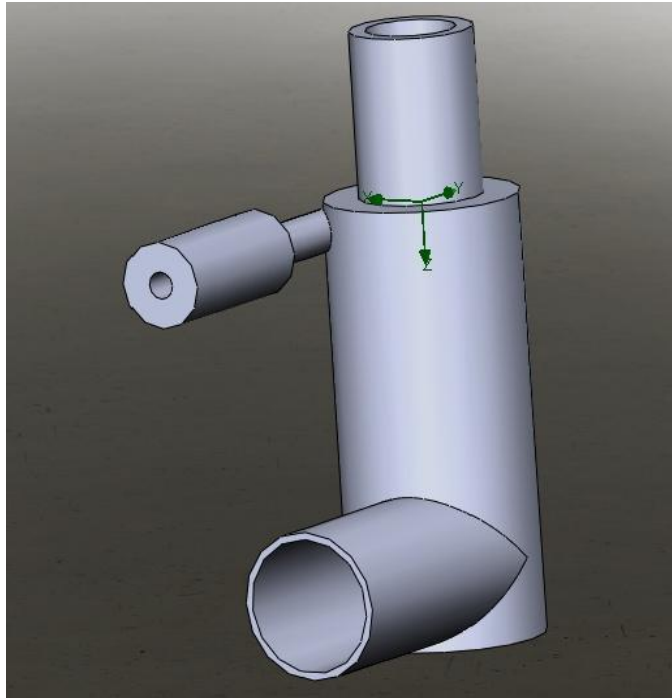


Рисунок 4.2.1 – Расчетная модель опытного образца жидкостного вихревого эжектора

Исследование функционирования жидкостного вихревого эжектора, сконструированного в среде SolidWorks, проводилось с применением режимных параметров, равных тем, которые были сняты во время лабораторного испытания. Изменялся лишь расход эжектирующей жидкости, наружное давление на вводе эжектируемой жидкости и на выводе соединенного потока жидкостей приравнивалось к атмосферному.

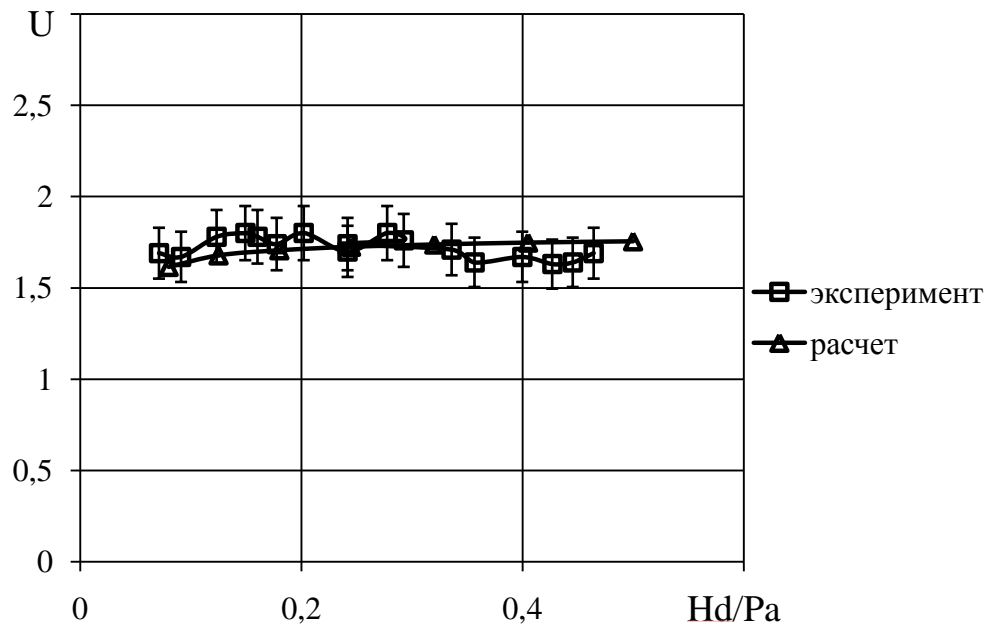
Результаты расчета в виде достижимого коэффициента эжекции указаны в таблице 4.2.1.

Таблица 4.2.1.

Скорость подачи эжектирующего потока (м/с)	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0	11,0
Объемный расход эжектирующего потока (л/с)	0,087	0,130	0,174	0,217	0,261	0,304	0,348	0,391	0,435
Расчетное значение (u_p)	1,584	1,664	1,701	1,805	1,811	1,816	1,819	1,820	1,821

4.3. Сравнительный анализ экспериментальных и расчетных результатов

Экспериментальные и рассчитанные по зависимости 2.1.3 показания в виде графической зависимости коэффициента эжекции от скорости подачи жидкости в штуцере ввода эжектирующей жидкости показаны на рисунке 4.3.1. При таком представлении данных, есть возможно оценить разницу между расчетными и экспериментальными показаниями.



Примечание: — — — — доверительный интервал экспериментального значения коэффициента эжекции u_e ($\pm 10\%$).

Рисунок 4.3.1 – График зависимости экспериментальных u_e и расчетных u_p значений коэффициентов эжекции от гидродинамического напора в штуцерах ввода эжектирующей жидкости

При определении наибольшей погрешности Δ_1 , образующейся из-за разницы расчетных и экспериментальных показаний, используем следующие уравнения:

$$\Delta_1 = \frac{(u_{\varepsilon} - u_p)_{\max}}{(u_{\varepsilon}, u_p)_{\max}} \cdot 100\% \quad , \quad (4.3.1)$$

где $(u_{\varepsilon} - u_p)_{\max}$ - наибольшее расхождение экспериментального и рассчитанного по формуле значения коэффициента эжекции; $(u_{\varepsilon}, u_p)_{\max}$ - выбирается максимальная из двух величин (экспериментальная или расчетная).

По данным таблиц 4.1.3 и 4.2.1 найдем наибольшую разницу между коэффициентом эжекции рассчитанным по составленному уравнению и экспериментальным значением, которое достоверно при величине отношения гидродинамического напора к атмосферному давлению $Hd/Pa=0,138$ и принимает $(u_{\varepsilon} - u_{p1})_{\max} = 0,139$. Подставив данные в формулу (4.3.1), получим:

$$\Delta_1 = \frac{(u_{\varepsilon} - u_{p1})_{\max}}{(u_{\varepsilon}, u_{p1})_{\max}} \cdot 100\% = \frac{1,838 - 1,701}{1,838} \cdot 100\% = 7,47\%$$

Полученная величина погрешности допустима для проведения лабораторных испытаний и может подтвердить возможность успешного использования программного обеспечения SolidWorks FlowSimulation при изучении гидродинамики процессов. А также, таким образом можно оценить возможность применения математических зависимостей, составленных с применением расчетных данных, найденных при использовании исследований в указанной программе.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Итоги и результаты выполненного исследования заключаются в следующем:

1. Для осуществления эжекции жидкостных сред целесообразно применять вихревые эжекторы, являющиеся наиболее экономичными в изготовлении и удобными в обслуживании при сопоставлении со струйными.

2. Областью применения вихревых жидкостных эжекторов являются процессы химических производств, где необходимо дозированное смешивание и растворение жидких сред, например подкисление культуральной жидкости в производстве лизина.

3. Выявлены рациональные соотношения базовых конструктивных элементов вихревого эжектора, позволяющие достичь наибольших значений коэффициента эжекции: диаметр ввода эжектирующей жидкости более 0,15 диаметра цилиндрической камеры эжектора, сумма площадей торцевых сечений штуцера ввода эжектирующей жидкости и штуцера ввода эжектируемой жидкости составляет $0,5 \div 0,9$ площади торцевого сечения штуцера вывода соединенного потока жидкостей, длина от нижнего края тангенциального штуцера ввода эжектирующей жидкости до верхнего края штуцера вывода соединенного потока жидкостей более 1,0 диаметра камеры эжектора, диаметр торцевого сечения штуцера ввода эжектируемой жидкости более 0,5 диаметра цилиндрической камеры эжектора. Вышеуказанные соотношения базовых конструктивных параметров эжектора запатентованы как изобретение РФ №2638100 от 11.12.2017 г.

4. Составлены зависимости для расчета коэффициента эжекции вихревых жидкостных эжекторов.

5. Экспериментально проверена возможность применения выведенных зависимостей для расчета коэффициента эжекции вихревых эжекторов.

6. Предложена последовательность расчета жидкостного вихревого эжектора, с помощью которой определяются конструктивные параметры устройства для получения необходимой величины коэффициента эжекции.

7. Предложенная в диссертации последовательность расчета вихревого эжектора для жидкостных сред принята к использованию в ООО «Гипрохим».

К перспективам дальнейшей разработки можно отнести вопрос изучения отличных от принятой в данной работе конструктивных оформлений вихревых эжекторов, функционирующих на жидкостных средах, а так же разработку последовательности расчета для устройств, функционирующих в системах газо-жидкостных смесей, что позволит значительно расширить возможность применения вихревых жидкостных эжекторов.

ПЕРЕЧЕНЬ УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ И ЕДИНИЦ

u – коэффициент эжекции

D – внутренний диаметр камеры вихревого жидкостного эжектора, м

$D_{вх}$ – внутренний диаметр штуцера ввода эжектирующей жидкости, м

$D_{вс}$ – внутренний диаметр штуцера ввода эжектируемой жидкости, м

r – радиус камеры аппарата, м

$F_{вх}$ – площадь торцевого сечения штуцера ввода эжектирующей жидкости, м²

$F_{вс}$ – площадь торцевого сечения штуцера ввода эжектируемой жидкости, м²

$F_{вых}$ – площадь торцевого сечения штуцера выхода соединенного потока жидкостей, м²

e – расстояние от нижнего края тангенциального штуцера ввода эжектирующей жидкости до верхнего края тангенциального штуцера вывода соединенного потока жидкостей, м

l – длина вихревого жидкостного эжектора, м

Hd – динамический напор в штуцере ввода эжектирующей жидкости, Па

$Q_{вх}$ – массовый расход эжектирующей жидкости, кг/с

$Q_{вс}$ – массовый расход эжектируемой жидкости, кг/с

$\rho_{вс}$ – плотность эжектируемой жидкости, кг/м³

$\rho_{вх}$ – плотность эжектирующей жидкости, кг/м³

$\mu_{вс}$ – вязкость эжектируемой жидкости, Пас

$\mu_{вх}$ – вязкость эжектирующей жидкости, Пас

$\omega_{вх}$ – скорость ввода эжектирующей жидкости, м/с

$P_{вх}$ – давление эжектирующей жидкости, Па

$P_{вых}$ – давление на выходе из эжектора, Па

$P_{вс}$ – давление эжектируемой жидкости, Па

$P_{атм}$ – атмосферное давление, Па

$\Delta P_{вых}$ – создаваемый в аппарате перепад давлений, Па

$\Delta P_{вх}$ – располагаемый перепад давлений, Па;

$u_{\text{атм}}$ – коэффициент эжекции при условии атмосферного наружного давления перед штуцером ввода эжектируемой жидкости и перед штуцером вывода соединенного потока жидкостей

$P_{\text{ВХВХ}}$ – величина, описывающая степень воздействия $\Delta P_{\text{ВЫХ}}$ на $P_{\text{ВХ}}$ для разных соотношений $D_{\text{ВХ}}/D$, Па

$P_{\text{ВХВС}}$ – величина, описывающая степень воздействия $\Delta P_{\text{ВЫХ}}$ на $P_{\text{ВХ}}$ для разных соотношений $D_{\text{ВС}}/D$, Па

$P_{\text{ВХСК}}$ – величина, описывающая степень воздействия $\Delta P_{\text{ВЫХ}}$ на $P_{\text{ВХ}}$ для разных скоростей подачи эжектирующей жидкости, Па

$P_{\text{ВХПЛ}}$ – величина, описывающая влияние $\Delta P_{\text{ВЫХ}}$ на $P_{\text{ВХ}}$ при изменении отношения плотностей эжектируемой и эжектирующей жидкостей, Па

$P_{\text{ВХВЯЗК}}$ – величина, описывающая влияние $\Delta P_{\text{ВЫХ}}$ на $P_{\text{ВХ}}$ при изменении отношения вязкостей эжектируемой и эжектирующей жидкостей, Па

$P_{\text{ВХВЫХ}}$ – величина, описывающая влияние $\Delta P_{\text{ВЫХ}}$ на $P_{\text{ВХ}}$ при изменении $F_{\text{ВЫХ}}/(F_{\text{ВХ}}+F_{\text{ВС}})$, Па

Re – критерий Рейнольдса

Fr – критерий Фруда

Eu – критерий Эйлера

G_p – массовый расход эжектирующей жидкости струйного насоса, кг/с

f_{p1} – выходное сечение эжектирующего сопла струйного насоса, м^2

ν_p – удельный объем эжектирующей среды, $\text{м}^3/\text{кг}$

d_1 – диаметр выходного сечения эжектирующего сопла струйного насоса, м

f_3 – площадь торцевого сечения камеры смешения струйного насоса, м^2

d_3 – диаметр торцевого сечения камеры смешения струйного насоса, м

l_{c1} – длина свободной струи струйного насоса, м

d_4 – диаметр свободной струи на расстоянии l_{c1} от выходного сечения сопла струйного насоса, м

l_k – длина цилиндрической камеры смешения струйного насоса, м

k, k_1, j – коэффициенты пропорциональности

c_1, c_2, c_3 – коэффициенты уравнений регрессии.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Адлер А.С. Планирование оптимального эксперимента. / Адлер А.С., Маркова Р.Н., Грановский В.Н.– М.: Наука, 1976. – 280 с.
2. Александров В.Ю. Оптимальные эжекторы (Теория и расчет). / Александров В.Ю., Климовский К.К.- М.: Машиностроение, 2012. - 135 с.
3. Алимова Л.К. Вихревой жидкостно-газовый эжектор / Алимова Л.К., Амирханов Р.Ш., Каспер Г.А., Каспин Е.Л. // Вихревой эффект и его промышленно применение. Материалы III Всесоюзной научно-технической конференции. – Куйбышев, 1981. – с. 203-205.
4. Аркадов Ю. К. Новые газовые эжекторы и эжекционные процессы: дис на соискание ученой степени доктора технических наук. / Аркадов Ю. К. // – М.: Изд-во Физматлит, 2001. – 336 с. сертация
5. Арсеньев В.М. Анализ возможности создания вакуумных агрегатов на базе жидкостно-кольцевых вакуум-насосов с предвключенной вихревой эжекторной ступенью. / Арсеньев В.М. // Компрессорное и энергетическое машиностроение, 2006. – № 3 (5). – с. 27-32.
6. Арсеньев В.М. Основы эксергетического анализа жидкостнокольцевых компрессорных машин. / Арсеньев В.М. // Вісник НТУУ «Київський політехнічний інститут», 1999. – Вип. 36. – Т. 1. – с. 180-184.
7. Арсеньев В.М. Основные положения методики расчета вихревой эжекторной ступени вакуумного агрегата / Арсеньев В.М., Мелейчук С.С., Левченко Д.А // Компрессорное и энергетическое машиностроение, 2008. – № 2 (12). – с. 68-72.
8. Ахмедов Р.Б. Аэродинамика закрученной струи. / Ахмедов Р.Б. – М.: Энергия, 1977.–240 с.
9. Балалаев А.Н. Влияние режимов работы вихревых устройств на их расходные характеристики. / Балалаев А.Н. // Вихревой эффект и его применение в технике. Материалы V Всесоюзной научно-технической конференции. – Куйбышев, 1988. – с. 38-42.
10. Балалаев А.Н. Математическая модель газового эжектора / Балалаев А.Н., Волон В.Т. / Межвузовский сборник научных трудов Разработка и исследование

математических моделей технологических систем железнодорожного транспорта. – Самара: СамИИТ, 1993. – Вып. 8. – с. 14-18.

11. Баулин К.Н. О расчете эжекторов / Баулин К.Н. // Отопление и вентиляция, 1938. – № 6. – с. 31-33.

12. Вентцель Е.С. Теория вероятностей: Учеб. для вузов. — 6-е изд. стер. — М.: Высш. шк., 1999.— 576 с.

13. Волов В.Т. Исследование вихревого эжекторного вакуум-насоса. / Волов В.Т. // Вихревой эффект и его промышленно применение. Материалы III Всесоюзной научно-технической конференции. – Куйбышев, 1981. с. 209-212.

14. Волов В.Т. Термодинамика и теплообмен сильно закрученных потоков: Научно-методическое пособие. / Волов В.Т. - Харьков: ХАИ, 1992. – 236 с.

15. Волов В.Т. Математическая модель вихревого эжектора / Волов В.Т., Лаврус О.Е. // Математическое моделирование и краевые задачи: Труды девятой межвузовской конференции. – Самара, 1999. – с. 21-23.

16. Гольдштик М.А. Вихревые потоки. / Гольдштик М.А. – Новосибирск: Наука, 1981. - 268 с.

17. Гупта А. Закрученные потоки: Пер. с англ. / Гупта А., Лили Д., Сайред Н. – М.: Мир, 1987. – 588 с.

18. Дубинский М.Г. Вихревой вакуум-насос. / Дубинский М.Г.// Известия АН СССР, ОТН. – 1954. – №9. – с. 31-36.

19. Дитякин Ю.Ф. Распыливание жидкостей. / Дитякин Ю.Ф., Клячко Л.А., Новиков Б.В., Ягодкин В.И. М., – Машиностроение, 1977.

20. Емин О.Н. Исследование рабочего процесса в эжекторе с малым значением коэффициента эжекции. / Емин О.Н., Зарицкий С.П. // Теплоэнергетика, 1969. – № 4. – с.77-79.

21. Епифанова В.И. Некоторые результаты теоретического и экспериментального исследования вихревого эжектора. / Епифанова В.И., Ивакин О.А., Костин В.К. // Вихревой эффект и его промышленное применение. Материалы III Всесоюзной научно-технической конференции. Куйбышев, 1981. – с. 13-15.

22. Епифанова В.И. Опытное и расчетное исследование вихревого эжектора. / Епифанова В.И. , Костин В.К., Усанов В.В. // Известия ВУЗов. – Транспортное и энергетическое машиностроение. – 1975. - №11. – с.85-89.
23. Епифанова В.И. Приближённая методика расчётного определения основных характеристик вихревого эжектора. / Епифанова В.И. // Изв. ВУЗов. Транспортное и энергетическое машиностроение, 1975. – № 10. – с. 82-87.
24. Ефимов Д.С. Теоретический расчет эжектирования на воде. / Ефимов Д.С., Реунов Н.В., Тарасьянц С.А. // Научный журнал КубГАУ, 2012. - №77(03). - 1-9 с.
25. Ефремова Т.Ф. Новый толково-словообразовательный словарь русского языка. / Ефремова Т.Ф. – М.: «Дрофа», «Русский язык», 2000. – 1233 с.
26. Земцов В.М. Гидравлика. / Земцов В.М. // Учебное пособие: - М.: Изд-во АСВ, 2007, 352 с.
27. Иванов Р.И. Повышение эффективности процесса смесеобразования в горелочных устройствах с использованием особенностей течения в вихревом прямоточном эжекторе: автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук: 01.04.14 / Иванов Р.И. / - Рыбинск - 2012.
28. Ильин А.В. Вихревой эжектор для утилизации пара из концевых уплотнений паровых турбин с противодавлением. / Ильин А.В. // Повышение эффективности и надежности эксплуатации турбоагрегатов в сахарной промышленности. – М., 1982. – с. 2-8.
29. Ильин А.В. Исследование вихревого эжектора для сжатия водяных паров. / Ильин А.В. , Маргулис Б.В. // Вихревой эффект и его промышленно применение. Материалы III Всесоюзной научно-технической конференции. – Куйбышев, 1981. с. 205-208.
30. Илюшин Б.Б. Моделирование процессов переноса в турбулентных течениях: учебное пособие / Илюшин Б.Б. – Новосибирск: Новосибирский ордена трудового красного знамени государственный университет им. Ленинского комсомола, 1999. - 13 с.
31. Инякин В.А. Численное моделирование течений газа в сопловых устройствах эжекторного типа. / Инякин В.А. // Научное издание ВЦ РАН – М.: 2005. – 46 с.

32. Инякин В. А. Численное моделирование течения газа в трехмерных эжекторных соплах: диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Инякин В. А. – М., 2005. – 89 с.
33. Исаев С.В. Процесс эжекции и смешения потоков газа в аппаратах циклонного типа: диссертация, кандидат технических наук: 05.17.08 / Исаев С.В. – Санкт-Петербург, 2013 г.
34. Калмыков И.Х. Применение эжекторов в экспериментальных исследованиях: учебное пособие. / Калмыков И.Х. – Казань: КАИ, 1981. – 37 с.
35. Кнауб Л.В. Газодинамические процессы в вихревых аппаратах: монография. / Кнауб Л.В. – Одесса: Астропринт, 2003. – 272 с.
36. Колышев Н.Д. Исследование вихревого эжектора. / Колышев Н.Д., Кричевер П.М., Кудрявцев В.М., Михайлов В.Г // Некоторые вопросы исследования вихревого эффекта и его промышленного применения. Труды первой научно-технической конференции. – Куйбышев, 1974. – с. 75-79.
37. Козлов В.В. Общая теория вихрей. / Козлов В.В. – Ижевск: Издательский дом "Удмуртский университет", 1998. – 238 с.
38. Кочин Н.Е. Теоретическая гидромеханика.: в 2-х томах. / Кочин Н.Е., Кибель И.А., Розе Н.В. – М., Физматгиз, 1959.
39. Лаврусь О.Е. Математическое моделирование закрученных потоков в вихревых эжекторных устройствах: диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Лаврусь О.Е.– Самара, 2000.
40. Лагуткин М.Г. Исследование влияния конструктивных и режимных параметров работы вихревого эжектора на коэффициент инжекции. / Лагуткин М.Г., Исаев С.В. // Актуальные достижения в европейской науке: материалы VII Международной научно-практической конференции. – София: «Бял ГРАД-БГ» ООД, 2011. – т. 41. – стр. 53-55.
41. Лагуткин М.Г. Компьютерный анализ влияния конструктивных и режимных параметров работы вихревого эжектора на коэффициент инжекции. / Лагуткин М.Г., Исаев С.В. // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – М.: «Код-Полиграф», 2012. – № 3. – с. 5-9.

42. Лагуткин М.Г. Математическое моделирование процесса инжекции и смешения газов в вихревом эжекторе. / Лагуткин М.Г., Исаев С.В. // Математические методы в технике и технологиях – ММТТ-24: сборник трудов XXIV Международной научной конференции. – Саратов, 2011. – т. 4. – секция 4. – с. 109-110.
43. Лагуткин М.Г. Математическое моделирование процесса инжекции газа в вихревом эжекторе. / Лагуткин М.Г., Исаев С.В. // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – М.: «Код-Полиграф», 2011. – № 8. – с. 3-6.
44. Лагуткин М.Г. Расчет параметров работы вихревого эжектора. / Лагуткин М.Г., Исаев С.В. // Математические методы в технике и технологиях – ММТТ-25: сборник трудов XXV Международной научной конференции. – Волгоград, Волгоградский государственный технический университет, 2012. – Т. 8. – Секция 12. – с. 29-30.
45. Лагуткин М.Г. Влияние конструктивных и режимных параметров работы вихревого аппарата на величину коэффициента эжекции. / Лагуткин М.Г., Михальченкова А.Н., Бутрин М.М. // Энергосбережение и водоподготовка. - М.: «Сам Полиграфист», 2015. - № 3 (95). – с. 55-59.
46. Лагуткин М.Г. Влияние конструктивных и режимных параметров работы вихревого аппарата на величину коэффициента эжекции. / Лагуткин М.Г., Михальченкова А.Н., Бутрин М.М. // Энергосбережение и водоподготовка. - М.: «Сам Полиграфист», 2017. - № 3 (107). – с. 48-53.
47. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа: учеб. [для вузов.], 7-е изд., испр. / Лойцянский Л.Г. – М.: Дрофа, 2003. – 840 с.
48. Мазурин Э.Б. Повышение эффективности поршневого вакуумного насоса системы МВТУ за счет применения эжекторной приставки: автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. / Мазурин Э.Б. – М., 1998. – 16 с.
49. Маланичев В.А. Методика расчета эжекторов с цилиндрической камерой смешения и различными смешивающимися средами. / Маланичев В.А. // Сборник статей. – М.: Издательский отдел ЦАГИ, 1994. – 36 с.
50. Мартынов А.В. Что такое вихревая труба? / Мартынов А.В., Бродянский В.М. - М.: Энергия, 1976. - 153 с.

51. Мартыновский В.С. Вихревой эффект охлаждения и его применение. / Мартыновский В.С., Алексеев В.П. // Холодильная техника. – 1953. – №3. – с. 63-66.
52. Мартыновский В.С. Эффект Ранка при низких давлениях. / Мартыновский В.С., Войтко А.М. // Теплоэнергетика. – 1961. – №5. – с. 9-13.
53. Мелейчук С.С. Экспериментальные исследования воздушной эжекторной ступени жидкостно-кольцевой машины. / Мелейчук С.С., Арсеньев В.М. // Холодильна техніка і технологія, 2005. - №6. - С. 45-49.
54. Мелейчук С.С. Техническое содержание и задачи экспериментальных исследований вакуумных агрегатов на базе жидкостно-кольцевых машин. / Мелейчук С.С. // Вестник Сумского государственного университета. – Сума, 2004. – №13. – с. 80-85.
55. Меркулов А.П. Вихревой эффект и его применение в технике. / Меркулов А.П. - М.: Издательство «Машиностроение», 1969. – 184 с.
56. Меркулов А.П. Совместная работа вихревой трубы и диффузора. / Меркулов А.П. // Холодильная техника. – 1962. – №4. – с. 34-39.
57. Меркулов А.П. Характеристики и расчет вихревого холодильника. / Меркулов А.П. // Холодильная техника. – 1958. – №3. – с. 31-36.
58. Меркулов А.П. Отсасывающий электросварочный аппарат «Вихрь». / Меркулов А.П., Колышев Н. Д., Груббер Н. С. // Промышленная очистка воздуха от вредных загрязнений. – 1964. – №11. - 64-753/5.
59. Метенин В.И. Исследование противоточных вихревых труб. / Метенин В.И. // Инженерно-физический журнал. – 1964. – Т. 7 - №2. – с. 17-22.
60. Метенин В.И. Экспериментальное исследование эжектора холодного потока вихревой трубы. / Метенин В.И., Князев А.Е. // Вихревой эффект и его применение в технике. Материалы V Всесоюзной научно-технической конференции. – Куйбышев, 1988. – с. 53-56.
61. Метенин В.И. Противоточный вихревой эжектор и области его применения. / Метенин В.И., Савельев С.Н., Черепанов В.Б. // Вихревой эффект и его применение в технике. Материалы V Всесоюзной научно-технической конференции. – Куйбышев, 1988. – с. 110-114.

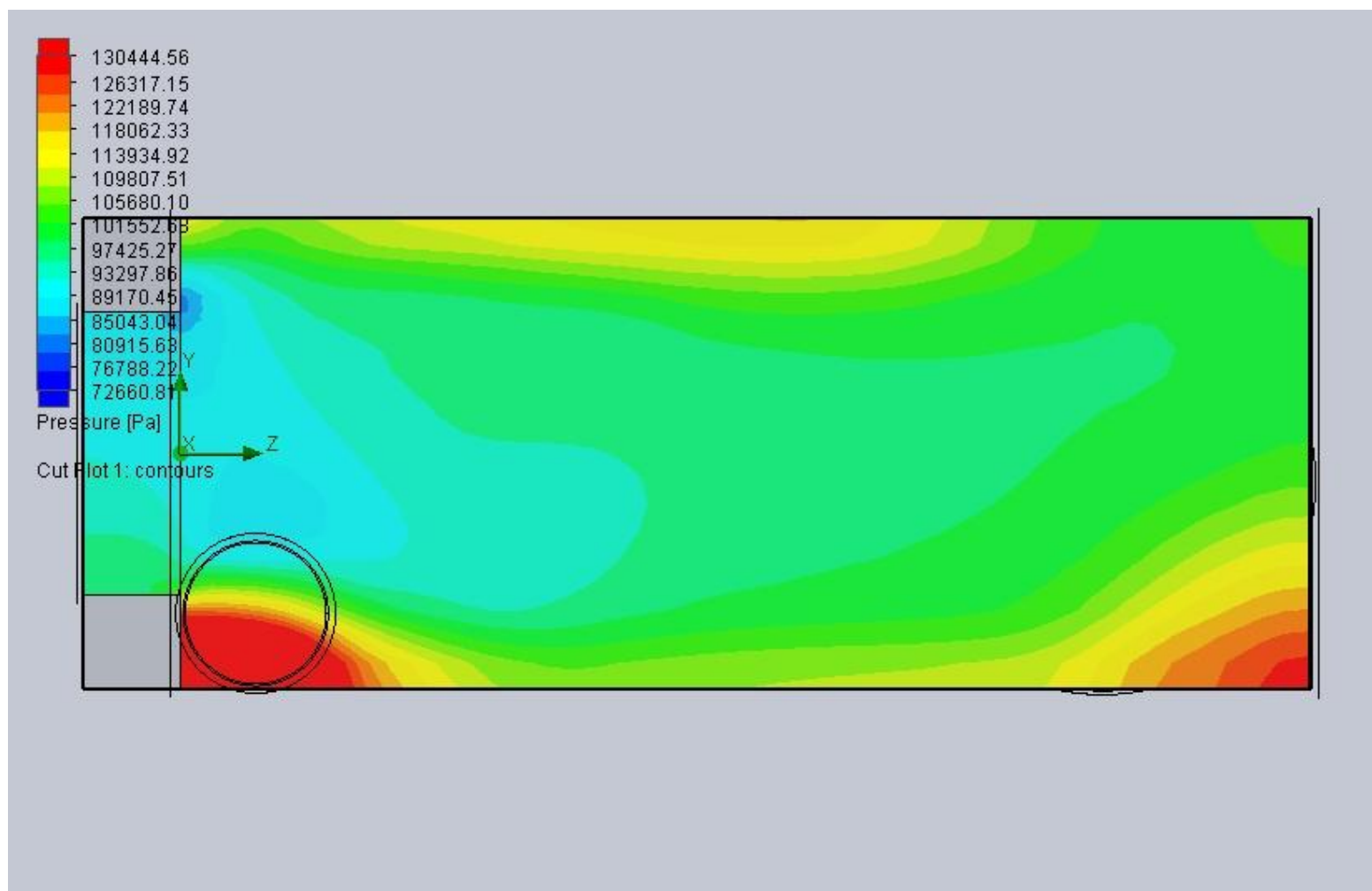
62. Михальченкова А.Н. Анализ влияния конструктивных и режимных параметров работы вихревого эжектора для системы жидкость-жидкость на коэффициент эжекции. / Михальченкова А.Н., Лагуткин М.Г. // сборник статей Международной научно-практической конференции Роль науки в развитии общества, 2014, ч.2, с. 52-56
63. Михальченкова А.Н. Эффективность работы вихревого эжектора при изменении давления на выходе из аппарата. / Михальченкова А.Н., Лагуткин М.Г., Артамонов Я.А. // Межд. научн. периодич-е изд. по итогам между. научно-практ. конференции. – Стерлитамак: РИЦ АМИ, 2016. – 206-209.
64. Михальченкова А.Н. Влияние давления на выходе смешанного потока вихревого эжектора на величину коэффициента эжекции. / Михальченкова А.Н., Лагуткин М.Г., Бутрин М.М. // Межд. научно-практ. конф-я Инновационная наука: прошлое, настоящее, будущее – 2016. с. 43-45.
65. Михальченкова А.Н. Влияние конструктивных и режимных параметров работы вихревого аппарата на величину коэффициента эжекции. / Михальченкова А.Н., Лагуткин М.Г., Бутрин М.М. // XXVII Межд. научн. конф-я Математические методы в технике и технологиях ММТТ-27, 2014., Саратов, с. 128-131.
66. Михальченкова А.Н. Методика расчета вихревого эжектора. / Михальченкова А.Н., Лагуткин М.Г., Бутрин М.М. // Технологии нефти и газа. - М.: «ГУМА ГРУПП», 2017. - № 5 (112). – с. 46-49.
67. Михальченкова А.Н. Зависимость величины коэффициента эжекции от конструктивных и режимных параметров работы вихревого аппарата. / Михальченкова А.Н., Лагуткин М.Г., Бутрин М.М. // сборник международной научно-технической конференции: Инновации, технологии, наука – Пермь –2017 – ч.3 – с. 82-88.
68. Михальченкова А.Н. Исследование работы вихревого эжектора с помощью компьютерного моделирования. / Михальченкова А.Н., Лагуткин М.Г., Исаев С.В. // IX Межд. научно-практ. конференция: Эффективные инструменты современных наук – 2013 г– Прага.

69. Пат. 2638100 РФ, МПК F04F 5/42, (2006.01). Вихревой насос / Лагуткин М.Г., Михальченкова А.Н., Бутрин М.М. (Россия). - № 2016138611/06; Заявлено 29.09.2016 г; Опубл. 11.12.2017 г, Бюл. №35.
70. Пиралишвили Ш.А. Вихревой эффект. Эксперимент, теория, технические решения. / Пиралишвили Ш.А. – М.: Энергомаш, 2000. – 412 с.
71. Пиралишвили Ш.А. Разработка инфракрасного газового горелочного устройства на базе вихревого эжектора. / Пиралишвили Ш.А. , Гурьянов А.И., Иванов Р.И. // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королева (национального исследовательского университета). – Самара, 2007. – №2. – с. 151-154.
72. Поваров А.И. Гидроциклоны на обогатительных фабриках. / Поваров А.И. – М. – Недра – 1978.
73. Пономаренко С.Н. Методика определения основных рабочих характеристик эжекторных установок для пневмотранспорта. / Пономаренко С.Н., Волошин А.А. // Алгоритмы и программы для расчета вибропневмотранспортных систем. – К.: Наук. Думка, 2002. – с. 123-134.
74. Прандтль Л. Аэрогидромеханика. / Прандтль Л. / Пер. с нем. – М., изд. иностранной литературы, 1951.
75. Райзман И.А. Графоаналитический метод оптимизации параметров воздушной эжекторной приставки ЖКВН. / Райзман И.А. // Физика и техника вакуума. – Казань: Казанский ин-т, 1974. – с. 293-295.
76. Райзман И.А. Определение оптимальных параметров воздушной эжекторной приставки жидкостнокольцевого вакуум-насоса с цилиндрической и конической камерами смешения. / Райзман И.А. // Труды КХТИ, 1971. – Т. 49. – с. 96-104.
77. Райзман И.А. Экспериментальное исследование воздушных эжекторных приставок. / Райзман И.А. // Новые разработки физических, сорбционных и др. типов вакуумных насосов. – Казань, 1972. – С. 120-122.
78. Рудаков А.И. Исследование эжекторных приставок жидкостно-кольцевых машин: автореферат диссертации на соискание ученой степени канд. техн. наук. / Рудаков А.И. – Казанск. химико-технолог. ин-т. – Казань, 1975. – 19 с.

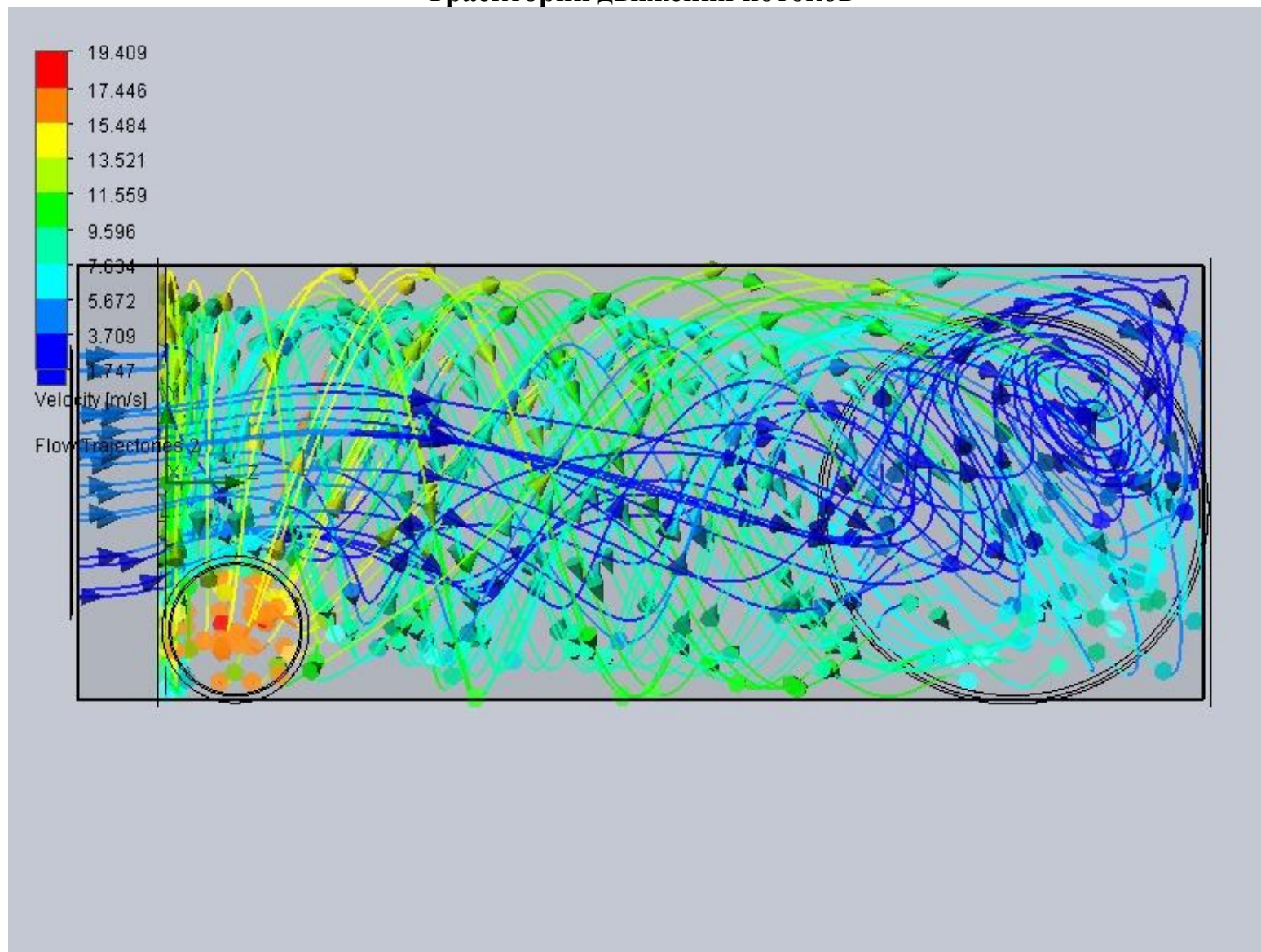
79. Рудаков А.И. Оптимизация параметров воздушной эжекторной приставки жидкостнокольцевого вакуум-насоса с использованием ЭВМ. / Рудаков А.И. // Новые разработки физических, сорбционных и др. типов вакуумных насосов. – Казань, 1972. – с. 126-128.
80. Свистунов А.В. Вихревой эжектор. / Свистунов А.В., Ситников А.А., Соловьев А.А. // Сборник трудов Российской научно-технической конференции «Мавлютовские чтения». – Уфа: УГАТУ, 2007. – с. 86-89.
81. Скочедуб А.А. Футерованный гидроциклон. / Скочедуб А.А., Свистунов А.В., Костричкин А.В. и др. // А.С. 1125058 СССР, МКИ В04 С 5/085 -1984.
82. Соколов Е.Я. Струйные аппараты. 3-е изд., перераб. / Соколов Е.Я., Зингер Н.М. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 352 с.
83. Спиридонов Е.К. О работе жидкостного эжектора при малых коэффициентах эжекции. / Спиридонов Е.К., Битюцких С.Ю. // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. - 2014. - т. 16. №1(2). - с. 538 - 542.
84. Суслов А.Д. Вихревые аппараты. / Суслов А.Д., Иванов С.В., Мурашкин А.В., Чижиков Ю.В. – М.: Машиностроение, 1985. – 256 с.
85. Тарасова Л.А. Процесс массопереноса в низко-напорной вихревой трубе. / Тарасова Л.А., Морозов А.В., Трошкин О.А. // Хим. и нефтегаз. маш-е, 2007, №12, с. 10–11.
86. Тарасова Л.А. Расчет гидравлического сопротивления вихревого аппарата. / Тарасова Л.А., Терехов М.А., Трошкин О.А. // Хим. и нефтегаз. маш-е, 2004, №2, с. 11–12.
87. Тарасова Л.А. Гидродинамическая устойчивость течения в аппаратах с закрученным движением фаз. / Тарасова Л.А., Трошкин О.А. // Хим. и нефтегаз. маш-е, 2009, №3, с. 3-4.
88. Гарнопольский А.В. Вихревые теплоэнергетические установки. Монография. / Гарнопольский А.В. – Пенза: Издательство Пензенского государственного университета, 2007. –184 с.
89. Терехов М.А. Эффективность тепловых процессов и очистки воздуха от пыли в вихревой трубе низкого напора: диссертация на соискание ученой степени к.т.н. / Терехов М.А. – М.: МГУИЭ, 2004. – 139 с.

90. Триполко С.С. Повышение предельного вакуума водокольцевых и ротационно-пластинчатых вакуум-насосов с помощью газового эжектора. / Триполко С.С. // Химическое машиностроение, 1962. – № 5. – с. 23-24.
91. Трошкин О.А. Газодинамическая неустойчивость в вихревых аппаратах. / Трошкин О.А., Тарасова Л.А., Шепелев П.С., Терехов М.А., Морозов А.В. // Хим. и нефтегаз. маш-е, 2001, №8, с. 5.
92. Халатов А. А. Теория и практика закрученных потоков. АН УССР. Ин-т технической теплофизики. / Халатов А. А. – Киев: Наук. думка, 1989. – 192 с.
93. Ходорков И.Л. Эффективность использования вихревых труб. / Ходорков И.Л. // Нефтегазовые технологии, 2004. – № 1. – с. 41-45.
94. Цегельский В.Г. К теории газовых эжекторов с цилиндрической и конической камерами смешения. / Цегельский В.Г.// Известия высших учебных заведений, 2012, №2, с. 46-71.
95. Чупраков Е.Г. Интенсификация работы городских очистных сооружений за счет предварительной обработки сточных вод в вихревых гидродинамических устройствах: диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. / Чупраков Е.Г. – Пенза, 2005. – 142 с.
96. Шестов Р.Н. Гидроциклоны. / Шестов Р.Н. – Л., Машиностроение, 1967.
97. Щербина А.Н. Исследование эжекторного вакуумного насоса. / Щербина А.Н. // Изв. Челябинского научного центра, 2003. – Вып. 3. – с. 39-43.
98. Янсон А.А. Гидроциклон. / Янсон А.А., Грабов В.И. и др. Патент СССР № 1641441А1 МКИ В04С 5/05 -1991.
99. Bouchillon Charles Многосекционный гидроциклонный аппарат. / Bouchillon Charles, Franko Andrew. Патент США №5499720 МКИВ04С 7/00-1996.
100. Cockerill T.T. Thermodynamics and fluid mechanics of a Ranque-Hilsch vortex tube. PhD thesis // University of Cambridge, 1998. – p. 211.
101. Christiansen Biorn Сепаратор. / Christiansen Biorn, Locken Petter. Международный патент WO №9606683 МКИВ04С 5/103- 1996.
102. Harnett J.R. Experimental study of the velocity and temperature distribution in a high-velocity vortex-type flow. / Harnett J.R. // Trans Asme J Heat Transfer, 1957. – №79. – p. 751-758.

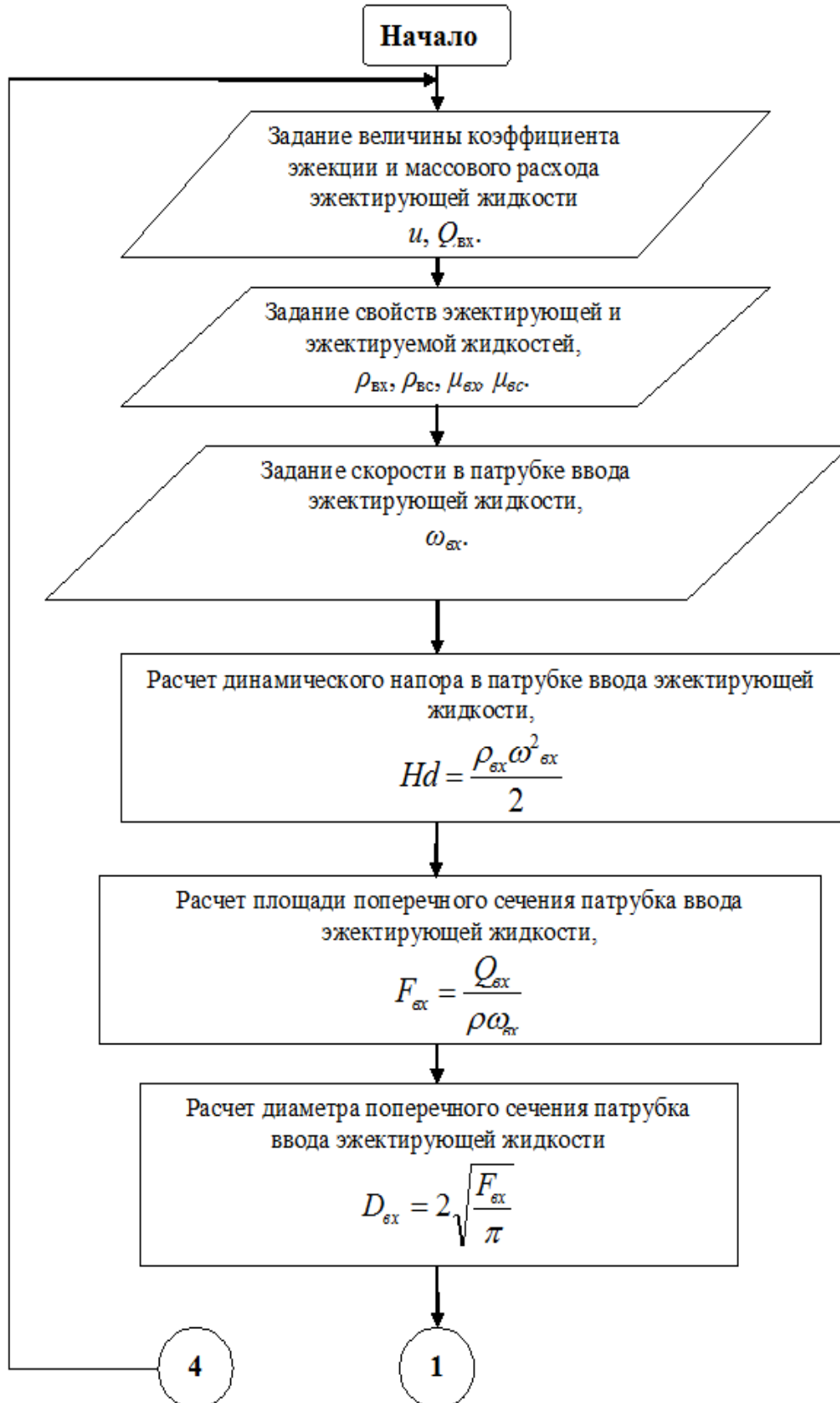
103. HENDAL W.P. Generation of Cold by Expansion of a Gas in a Vortex Tube. . / HENDAL W.P. U.S. Patent No. 2, 893, 214. July 7, 1959.
104. Hilsch R. Die Expansion von Gasen in Zentrifugalfeld als Kaelterprocess. / Hilsch R. // Zeitchrift fur Natarforschung. - Jan., 1946.
105. Larsson Karl. Циклонный сепаратор. / Larsson Karl. Патент Великобритании № 2282088A1, МКИБ04С 5/081 - 1993/
106. Ranque G.L. Experiences sur la Détente Giratoire avec Productions. Simultanees sur la d'ur Ehappement d'Air froid. Journal de Physique et le Radium. / Ranque G.L., Suppi, 1933. p. 112-115.
107. Riu K. Experimental investigation on dust separation characteristics of a vortex tube. / Riu K. // Trans JSME Ser B: Therm Fluid Mech, 2004. – №47(1). – p. 29-31.
108. Sakagushci Hidego. Циклонный сепаратор для разделения твердой и жидкой фаз. / Sakagushci Hidego. Патент Японии 6055281, МКИ.
109. Stephan K. An investigation of energy separation in a vortex tube , Lin S. / Stephan K., Durst M., Huang F., Seher D. // Int J Heat Mass Transfer, 1983. – №26. – p. 341-348.
110. Takahama H. Study of Vortex Tubes. Effect of the Bend of a Vortex Chamber. Bull. / Takahama H., Tonimoto K. ISME, 1974. – V. 17, № 108. – p. 740-747.
111. Yang, Numerical investigation on the mixing process in a steam ejector with different nozzle structures. / Yang, X., Long, X., Yao, X. // International Journal of Thermal Sciences. – v.56, June, 2012. – p. 95(12).
112. Woodruft David. Гидроциклон. / Woodruft David. Патент Великобритании №2278790 МКИ В04С 5/00-1996.

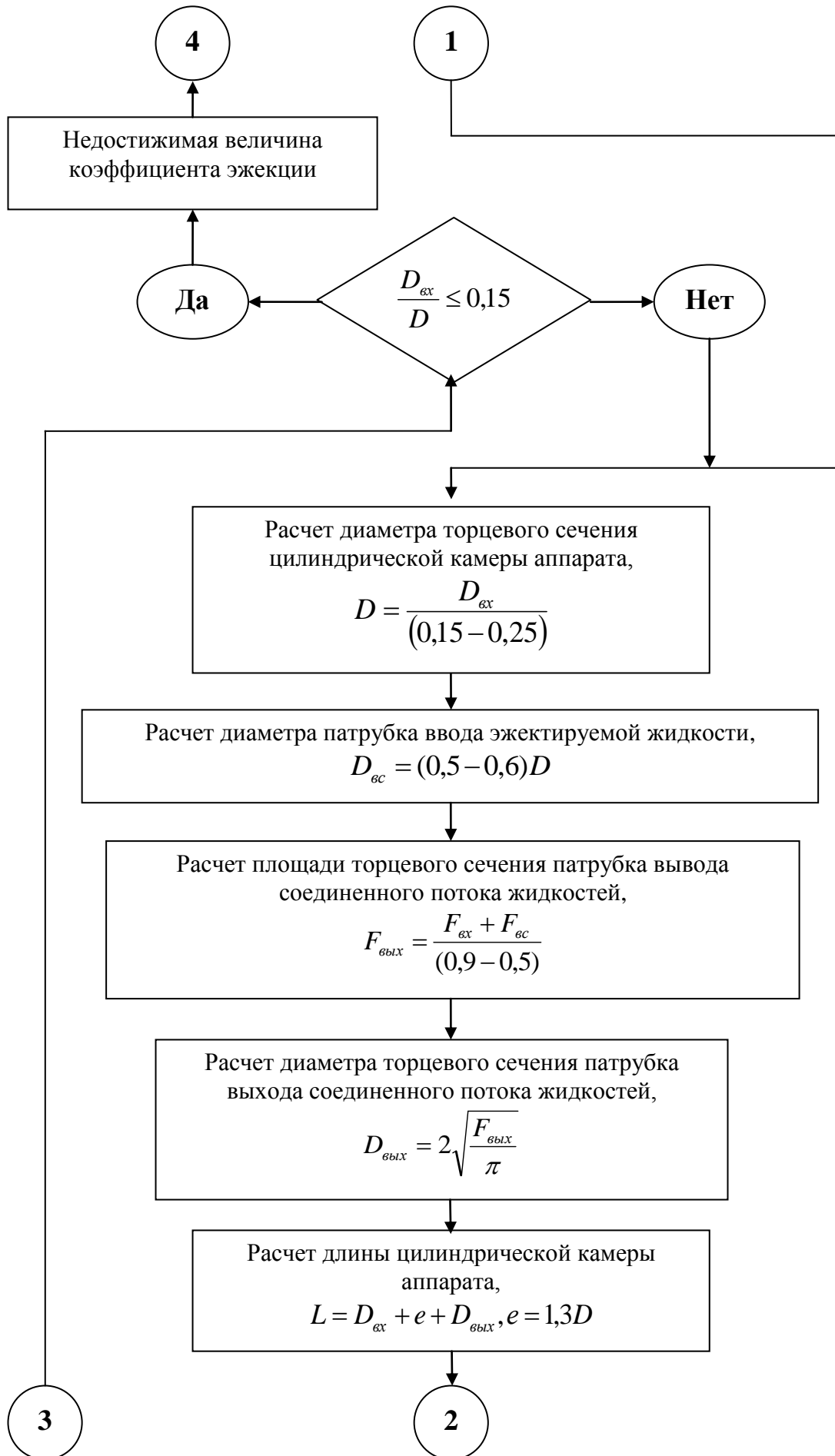
ГИДРОДИНАМИЧЕСКАЯ КАРТИНА ВНУТРИ ВИХРЕВОГО ЭЖЕКТОРА**Распределение давления**

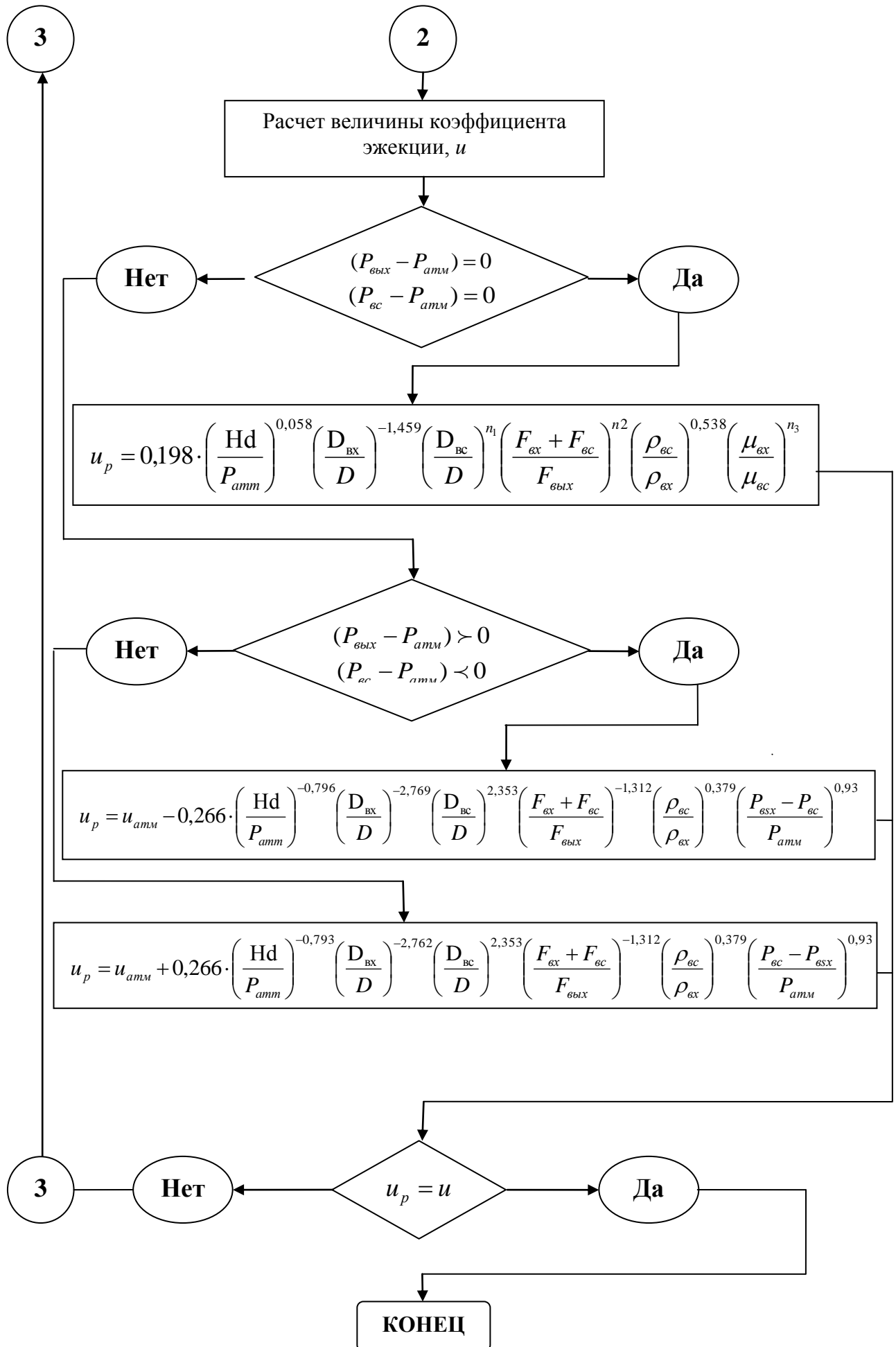
Траектории движения потоков



АЛГОРИТМ РАСЧЕТА ВИХРЕВОГО ЭЖЕКТОРА







В диссертационный совет.

Тема диссертационной работы Михальченковой А.Н. " Влияние конструктивных и режимных параметров работы вихревого аппарата на процесс эжекции" была предложена для проработки ООО "Гипрохим".

Аспирантом Михальченковой А.Н. было проведено исследование работы вихревого эжектора в широком диапазоне изменения основных конструктивных и режимных параметров для системы жидкость-жидкость с использованием компьютерного моделирования. В результате были получены математические зависимости для расчета вихревых эжекторов, а также предложены рациональные значения конструктивных элементов, способных обеспечить заданную величину коэффициента эжекции. Экспериментально подтверждена возможность применения полученных зависимостей для расчета коэффициента эжекции.

Настоящим подтверждаем, что разработанную Михальченковой А.Н. методику расчета вихревого эжектора планируется использовать в проектных разработках ООО "Гипрохим".

Генеральный директор, к.т.н.



Е.В. Муравьев



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ПАТЕНТ

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2638100

Вихревой насос

Патентообладатели: *Лагуткин Михаил Георгиевич (RU), Михальченкова Анна Николаевна (RU), Бутрин Макар Михайлович (RU)*

Авторы: *Лагуткин Михаил Георгиевич (RU), Михальченкова Анна Николаевна (RU), Бутрин Макар Михайлович (RU)*

Заявка № 2016138611

Приоритет изобретения 29 сентября 2016 г.

Дата государственной регистрации в

Государственном реестре изобретений

Российской Федерации 11 декабря 2017 г.

Срок действия исключительного права

на изобретение истекает 29 сентября 2036 г.

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Г.П. Ивлиев Г.П. Ивлиев



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

(19) **RU**⁽¹¹⁾ **2 638 100**⁽¹³⁾ **C1**(51) МПК
F04F 5/42 (2006.01)ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ(12) **ФОРМУЛА ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**

(21)(22) Заявка: 2016138611, 29.09.2016

(24) Дата начала отсчета срока действия патента:
29.09.2016

Приоритет(ы):

(22) Дата подачи заявки: 29.09.2016

(45) Опубликовано: 11.12.2017 Бюл. № 35

Адрес для переписки:

115569, Москва, ул. Маршала Захарова, 6, к. 3,
кв. 214, Лагуткин Михаил Георгиевич

(72) Автор(ы):

Лагуткин Михаил Георгиевич (RU),
Михальченкова Анна Николаевна (RU),
Бутрин Макар Михайлович (RU)

(73) Патентообладатель(и):

Лагуткин Михаил Георгиевич (RU),
Михальченкова Анна Николаевна (RU),
Бутрин Макар Михайлович (RU)(56) Список документов, цитированных в отчете
о поиске: RU 2476731 C1, 27.02.2013. RU
2564500 C1, 10.10.2015. RU 2147085 C1,
27.03.2000. US 4245961 A, 20.01.1981. WO
9522003 A1, 17.08.1995.

(54) Вихревой насос

(57) Формула изобретения

Вихревой насос, включающий цилиндрический корпус, тангенциальный патрубок входа рабочего потока жидкости, тангенциальный патрубок выхода смешанного потока, патрубок входа эжектируемого потока жидкости, расположенный коаксиально относительно цилиндрического корпуса, отличающийся тем, что диаметр патрубка входа рабочего потока составляет не менее 0,15 от диаметра цилиндрического корпуса, сумма площадей поперечных сечений тангенциального патрубка входа рабочего потока и патрубка входа эжектируемого потока составляет 0,5÷0,9 от площади поперечного сечения тангенциального патрубка выхода смешанного потока, расстояние между нижней кромкой тангенциального патрубка входа рабочего потока жидкости и верхней кромкой тангенциального патрубка выхода смешанного потока составляет не менее 1,0 от диаметра цилиндрического корпуса, величина диаметра поперечного сечения патрубка входа эжектируемого потока более 0,5 от диаметра цилиндрического корпуса аппарата.

RU 2 638 100 C1

RU 2 638 100 C1

Изменения в документе об изменениях
и дополнениях в документе об изменениях