

Сумский государственный университет

На правах рукописи

ЛЕВЧЕНКО ДМИТРИЙ АЛЕКСЕЕВИЧ

УДК 621.524:533.697.5

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ВИХРЕВОЙ
ЭЖЕКТОРНОЙ СТУПЕНИ В СОСТАВЕ ЖИДКОСТНО-КОЛЬЦЕВОГО
ВАКУУМ-НАСОСА

05.05.14 – холодильная, вакуумная и компрессорная техника, системы
кондиционирования

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель
Арсеньев Вячеслав Михайлович,
кандидат технических наук,
профессор

Сумы - 2011

СОДЕРЖАНИЕ

	с.
ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ.....	4
ВВЕДЕНИЕ.....	7
РАЗДЕЛ 1 АНАЛИЗ СОСТОЯНИЯ ВОПРОСА, ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ.....	18
1.1. Анализ существующих конструкций вихревых аппаратов и их отличий от вихревых эжекторных ступеней вакуумных агрегатов на базе ЖКВН.....	18
1.2. Анализ математических моделей течения газа в вихревых аппаратах.....	31
1.3. Методы экспериментального исследования течения газа в проточной части вихревых аппаратов.....	43
1.4. Выводы из анализа литературных источников	51
РАЗДЕЛ 2 ГАЗОДИНАМИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ВИХРЕВОЙ ЭЖЕКТОРНОЙ СТУПЕНИ ВАКУУМНОГО АГРЕГАТА.....	53
2.1. Общие положения модели	53
2.2. Уравнение сохранения импульса потока в зоне смешения....	56
2.3. Вывод уравнения для импульса потока в нормальном сечении кольцевого канала вихревой камеры.....	57
2.4. Основное уравнение рабочего процесса ВЭС вакуумного агрегата.....	61
2.5. Условия энергетического взаимодействия потоков в ВЭС вакуумного агрегата	70
2.6. Выводы	73
РАЗДЕЛ 3 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА. МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ.....	74
3.1. Описание экспериментального стенда	74

3.2.	Описание исследуемых предвключенных эжекторных ступеней	78
3.3.	Методика проведения исследований и измерительные приборы, используемые при исследовании параметров потока газа в проточной части вихревого эжектора	88
3.4.	Обработка результатов эксперимента	93
3.5.	Оценка погрешности измеряемых величин.....	95
3.6.	Результаты экспериментального исследования вихревой эжекторной ступени вакуумного агрегата	109
3.7.	Выводы.....	138
РАЗДЕЛ 4 ОБОБЩЕНИЕ И СРАВНЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО И ЧИСЛЕННОГО ИССЛЕДОВАНИЙ.....		
		139
4.1.	Расчет среднеинтегральных параметров потока.....	139
4.2.	Сравнение результатов экспериментального и численного исследований.....	146
4.3.	Ключевые положения инженерного метода расчета основной геометрии ВЭС.....	156
4.4.	Выводы.....	160
	ВЫВОДЫ.....	161
	СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ.....	163
	ПРИЛОЖЕНИЕ А.....	183

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

a_{KP}	– критическая скорость, м/с
A_2, A_3	– коэффициент
C	– скорость, м/с
c_p	– изобарная теплоемкость, Дж/(кг·К)
$f(\lambda, \beta),$ $f(\lambda, \alpha, \beta)$	– газодинамическая функция
F	– площадь сечения, м ²
F_1	– площадь сопла активного потока, м ²
F_2	– площадь сопла пассивного потока, м ²
Y	– коэффициент конусности вихревой камеры
I	– импульс, Н
k	– показатель изоэнтропы (адиабаты)
M	– момент количества движения, Н·м; число Маха
\dot{m}	– массовый расход, кг/с
n	– показатель степени
N	– количество сопел ввода активного потока
Q	– теплоприток, Вт
$q(\lambda, \beta),$ $q(\lambda, \alpha, \beta)$	– газодинамическая функция
P	– давление, Па
\bar{P}	– относительная величина давления
r_1	– радиус сопла активного потока, м
r_2	– радиус сопла пассивного потока, м
r_3	– радиус цилиндрической камеры смешения, м
α	– средний угол раствора конуса вихревой камеры, °

β	– угол между векторами осевой и касательной составляющими вектора абсолютной скорости газового потока
R_1	– радиус оси сопла активного потока, м
R_k	– радиус вихревой камеры, м
R	– удельная газовая постоянная, Дж/кг К
L	– длина вихревой камеры, м
\bar{r}	– относительный радиус
\bar{R}	– относительный радиус
T	– температура, К
\bar{T}	– относительная температура
U	– коэффициент эжекции
ε	– степень повышения давления пассивного потока
V	– объемная производительность, м ³ /с
\bar{V}	– относительная объемная производительность
$Z(\lambda, \beta)$,	– газодинамическая функция
$Z(\lambda, \alpha, \beta)$	
ΔP	– потери давления, Па
ρ	– плотность, кг/м ³
λ	– коэффициент приведенной скорости
μ	– коэффициент
η_s	– изоэнтропный КПД
θ	– коэффициент; наружный угол аэродинамического угламера
Ω	– коэффициент
i	– энтальпия, Дж/кг
σ	– коэффициент восстановления полного давления
Π	– степень расширения активного потока
φ	– коэффициент скорости соплового аппарата
ψ	– коэффициент учитывающий приращение энтропии (диссипативная функция)

j	– параметр взаимодействия потоков
\bar{e}	– параметр энергетического соотношения потоков
χ	– чувствительность к углу скоса потока
K^*	– поправочный коэффициент
B	– показания вакуумметра
ϕ	– относительная влажность

Индексы

A	– активный поток
P	– пассивный поток
$см$	– смешанный поток
0	– параметры торможения
a	– параметры осевой составляющей вектора абсолютной скорости газового потока
t	– параметры расходной составляющей вектора абсолютной скорости газового потока
z	– параметры составляющей вектора абсолютной скорости в касательной плоскости
u	– параметры тангенциальной составляющей вектора абсолютной скорости газового потока
r	– параметры радиальной составляющей вектора абсолютной скорости газового потока
I, II, III	– параметры потока в соответствующих сечениях

Введение

Бесспорным является выражение о том, что в промышленности сжатый газ является вторым по широте использования энергоносителем (после электроэнергии), но не будет преувеличением заметить, что вакуум для технологических процессов практически всех отраслей народного хозяйства имеет не меньшее значение. Так развитие большинства отраслей металлургической, химической и пищевой промышленности связано с интенсивным использованием вакуумной техники. В различных технологических процессах химической промышленности и металлургии часто требуются вакуум-насосы, позволяющие откачивать загрязненные, легкополимеризующиеся, взрывоопасные, токсичные газы и парогазовые смеси.

В связи с развитием этих отраслей формируются повышенные требования к качеству вакуумируемой среды, поэтому одной из наиболее актуальных задач является полная или частичная замена механических форвакуумных насосов, активно использующих различные масла, которые ухудшают степень чистоты вакуума. Очевидно, что наиболее полную защиту от проникновения масляных паров обеспечивают форвакуумные насосы не содержащих масел и смазок [12, 80, 81, 153-157, 159].

Среди систем безмасляной откачки в особую группу следует выделить жидкостно-кольцевые машины (ЖКМ), в частности жидкостно-кольцевые вакуум-насосы (ЖКВН). Этот тип машин вполне соответствует высоким требованиям к чистоте вакуумируемой среды, кроме того, они конструктивно просты, надежны в эксплуатации, отличаются низким уровнем шума и вибрации при работе. Наличие водяного кольца позволяет откачивать газы, содержащие пары, капельную жидкость, твердые инородные включения (пыль), кроме того, процесс сжатия газа происходит с интенсивным теплообменом и близок к изотермическому, что позволяет перекачивать легкоразлагающиеся, полимеризующиеся и взрывоопасные газы и смеси [80, 81, 153-159].

В машиностроительной отрасли использование высокого вакуума при проведении сварочных операций обеспечивает защиту металлов от насыщения их вредными газовыми примесями. Традиционные вакуумсоздающие устройства для металлургической промышленности сконструированы на основе парожетторных насосов или механических бустерных насосов Рутса, скомпонованных в многоступенчатый вакуумный агрегат. Простота и невысокая стоимость парожетторных технологий являются основными факторами, определяющими лидирующие позиции на рынке вакууматоров данного типа. Однако для непрерывной работы парожетторной станции требуется широкий ряд дополнительного оборудования: бойлер, комплекс газовых коммуникаций, система подготовки оборотной воды, водоохладитель, очистные сооружения и другое. В свою очередь насосы Рутса не способны самостоятельно обеспечить выхлоп при рабочих давлениях, поэтому обязательно применение форвакуумного насоса, который должен понизить давление до определенного уровня. Далее бустерный насос работает, как усилитель откачки, существенно повышая быстроту действия и производительность вакуумной установки. Пожалуй, наиболее важным недостатком вакуумных агрегатов данного типа является то, что типичным отношением входного давления к выходному является $1/5$. Таким образом, для понижения давления от атмосферного до типичного давления 67 Па , при котором эффективно протекают процессы дегазации, потребовалось бы до 6 ступеней механических насосов, что, в конечном счете приводит к значительному повышению капитальных затрат. Использование в качестве форвакуумного средства откачки ЖКВН с эжекторной ступенью на всасывании позволяет использовать преимущества вакууматоров каждого типа и при этом снизить капитальные затраты на производстве [27].

В различных технологиях переработки пищевых продуктов на основе процессов консервирования и сушки используются системы тепло- и парогенерации. При длительных сроках хранения пищевых продуктов для

обеспечения качества наиболее целесообразным видится применение прогрессивного метода консервирования термолабильных материалов, а именно вакуум сублимационной сушки, которая позволяет обеспечить максимальное сохранение большинства нативных свойств продуктов, биологических материалов и медицинских препаратов в процессе их длительного хранения.

Кроме вышеперечисленных отраслей ЖКВН нашли свое применение в промышленности при разгрузке и перемещении сыпучих материалов, в сельском хозяйстве, в частности, в установках машинного доения коров.

Однако, у ЖКВН есть ряд недостатков: относительно низкий КПД из-за затрат мощности на вращение жидкостного кольца и высокое предельное остаточное давление.

Для откачки парогазовой смеси используют одноступенчатые жидкостно-кольцевые машины, которые, как правило, проектируют и изготавливают на давление всасывания 20...30 кПа при оптимальной объемной производительности, что является недостаточным уровнем вакуума для многих из указанных технологических процессов. Достижимый в них вакуум определяется давлением насыщенных паров рабочей жидкости, а также конструктивными особенностями – наличие торцевых зазоров между лопастным колесом и корпусом жидкостно-кольцевой машины, что приводит к перетечкам газа. Если температура воды в жидкостном кольце равна 15°C, то при давлении 1,7 кПа она закипает и производительность ЖКВН падает до нуля [117]. Этот недостаток максимально негативно сказывается в мобильных вакуумных агрегатах с замкнутым циклом водоснабжения, например таких, как «ВВН-1,5» - выпускаемых концерном «УКПРОСМЕТАЛЛ». Температура оборотной воды в таких установках, особенно в летнее время, может достигать весьма высоких значений: от 28-42°C в баке до еще больших значений в жидкостном кольце. Поэтому предельный достижимый вакуум для таких агрегатов существенно ниже, чем

для систем с незамкнутым циклом водоснабжения в которых температура жидкости поддерживается на постоянном уровне.

Необходимо отметить, что с активизацией и развитием малых предприятий в области переработки пищевых продуктов проблема повышения предельного вакуума ЖКВН становится все более актуальной [117-119]. Можно выделить такие основные способы её решения:

- использование двухступенчатых одновальных ЖКВН;
- последовательное включение одноступенчатых ЖКВН;
- агрегатирование ЖКВН эжектором.

Применение первых двух методов повышения вакуума ведет к увеличению потребляемой мощности, металлоемкости, удельного расхода воды, удельной площади установки и, как следствие, существенному повышению капитальных затрат. Исследование двухступенчатых вакуумных агрегатов на базе ЖКВН проводились такими авторами, как И.А. Райзман [80, 81, 153-159], Л.Т. Караганов [110], И.В. Автономова [3, 110] и др.

Наиболее технологически и экономически выгодным решением является агрегатирование водокольцевого вакуумного насоса с эжектором. В качестве предвключенной ступени для вакуумного агрегата могут быть использованы прямоструйные и вихревые эжекторы. Существующие экспериментальные и теоретические исследования в основном относятся к ЖКВН, у которых предвключенной ступенью являются прямоструйные, одно- и двухступенчатые эжекторы. Такие исследования проводились в КГТУ им. Кирова (КХТИ), НПО «Криогенмаш», СМНПО имени Фрунзе [80, 81, 153-159, 169]. Вопросы расчета, проектирования, данные о расходных характеристиках и особенностях рабочего процесса достаточно широко освещены в научной литературе [14-20, 161-164, 173]. Привлекает внимание тот факт, что в некоторых работах [14-20] указывается на необходимость комбинации прямоструйного режима течения с вихревым при совершенствовании эжекторных устройств.

Вихревые эжекторы это устройства, которые комбинируют в своей проточной части движение рабочего тела, как в поступательном, так и вращательном направлениях, тем самым, обеспечивая более эффективное протекание массообменных процессов. По своему принципу действия они основываются на вихревом эффекте Ранка-Хилша [201, 204], после открытия которого к данным устройствам был проявлен значительный научный интерес и проведены многочисленные экспериментальные исследования, которые не прекращаются и по сей день [184, 185, 187, 191]. Особенно важно отметить тот факт, что практически все вышеперечисленные работы, за исключением [22-26, 117-119], проводились касательно рабочего процесса вихревых труб и автономно работающих эжекторов. Последние годы на кафедре ТТФ СумГУ проводились исследования ЖКВН с вихревой эжекторной ступенью (ВЭС), подтвердившие их работоспособность и целесообразность применения [26-29, 107]. Особенностью подобных агрегатов является то, что активный поток расширяется в каналах подвода активного потока не за счет ранее приобретенного им потенциала статического давления, а посредством перераспределения энергии, подводимой на привод вакуумного насоса. За счет работы вакуумного насоса через тангенциально расположенные каналы ввода активного потока подается атмосферный воздух в приемную камеру вихревой эжекторной ступени. Закрутка активного потока приводит к образованию приосевой зоны пониженного давления, что способствует эжектированию пассивного потока из откачиваемой емкости, на которую работает вакуумный агрегат [26].

Актуальность работы. В результате проведенного анализа литературных источников и патентной информации можно сделать вывод, что проблема расширения диапазона применимости ЖКВН по рабочему давлению всасывания за счет агрегатирования ЖКВН с эжекторной ступенью приобретает особенное значение, ввиду явных преимуществ использования вакуумных агрегатов такого типа. Следует подчеркнуть, что остаются не исследованными газодинамические процессы, происходящие в проточной

части ВЭС, гипотезу о отличии которых от автономно работающего эжектора выдвинул в своей работе С.С. Мелейчук. В связи с этим разработка математической модели рабочего процесса ВЭС, базирующейся на экспериментальных исследованиях течения газа в проточной части аппарата, приобретает безусловно важное значение для понимания физических процессов, протекающих в ВЭС, и создания инженерной методики проектирования ступени. В соответствии вышесказанному, характеристики ВЭС в различном конструктивном исполнении остаются малоисследованными. Кроме того, не вызывает сомнения актуальность сравнения расходных и энергетических характеристик эжекторных ступеней вихревого и прямоструйного принципа действия для определения диапазона и условий их эффективного применения.

Цель и задачи исследования. Целью исследования является установление связи геометрии проточной части вихревой эжекторной ступени с режимными характеристиками вакуумного агрегата на базе жидкостно-кольцевого вакуум-насоса в области ее эффективного применения.

Для реализации поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- определить область эффективного применения различных типов эжекторных ступеней по результатам сравнения экспериментальных характеристик вакуумных агрегатов с предвключенными вихревой и прямоструйной эжекторными ступенями;
- создать математическую модель рабочего процесса вихревой эжекторной ступени с учетом динамики газовых потоков в ее проточной части;
- исследовать закономерности распределения скоростей газового потока в характерных сечениях проточной части вихревой эжекторной ступени и установить связь компонентов вектора абсолютной скорости с геометрией проточной части ВЭС;

- исследовать влияние геометрии проточной части вихревой эжекторной ступени на режимные характеристики вакуумного агрегата;
- на основе теоретических и экспериментальных исследований разработать методику расчета вихревой эжекторной ступени для проектирования вакуумных агрегатов на базе жидкостно-кольцевых вакуум-насосов.

Объект исследования – рабочий процесс вихревой эжекторной ступени вакуумного агрегата на базе ЖКВН.

Предмет исследования – вихревая эжекторная ступень вакуумного агрегата.

Методы исследования. Поставленные задачи исследования решались с помощью расчетно-аналитического метода, математического моделирования, физического моделирования, а также путем сопоставления результатов расчетных характеристик с экспериментальными данными.

Расчетно-аналитический метод базируется на классических законах термодинамики и газодинамики. С его помощью выполнен анализ существующих моделей взаимодействия вихревых потоков и сформулированы основные положения математической модели течения газа в проточной части ВЭС.

Математическое моделирование взаимодействия потоков газа в проточной части ВЭС при заданных режимных параметрах вакуумного агрегата и геометрии проточной части реализовывалось на языке Visual Basic в среде Microsoft Excel.

Физический эксперимент состоял из: экспериментального исследования расходных и энергетических характеристик вакуумного агрегата с предвключенными эжекторными ступенями различных типов (с замкнутым и не замкнутым циклом водоснабжения); индикации полей давления (полного и статического) в характерных сечениях проточной части ВЭС, а также определение в них углов потока; исследования влияния

геометрии проточной части на расходные и энергетические характеристики вакуумного агрегата.

Достоверность полученных экспериментальных данных обеспечивалась использованием общепризнанных на практике методик проведения соответствующих экспериментов, а также допустимой погрешностью измерения физических параметров. Достоверность полученных в работе теоретических результатов оценивалась путем сравнения их с экспериментальными данными.

Научная новизна полученных результатов:

– впервые проведены сравнения режимных характеристик эжекторных ступеней вихревого и прямотруйного типов в составе вакуумного агрегата на базе ЖКВН и определены условия их эффективного применения;

– впервые экспериментально исследована структура потока газа для различной геометрии проточной части ВЭС и на разных режимах работы вакуумного агрегата;

– экспериментально определено влияние относительных геометрических параметров вихревой камеры ВЭС на режимные характеристики вакуумного агрегата на базе ЖКВН;

– впервые экспериментально установлена закономерность распределения скоростей потоков газа в характерных сечениях ВЭС, проанализирован характер эволюции потока по тракту вихревой камеры и получены расчетные уравнения для нахождения среднеинтегральных параметров потока;

– определены коррелирующие коэффициенты ψ_{cm} , $\psi_{П}$, ψ_{A} , которые учитывают диссипативные явления при течении и смешивании потоков и входят в газодинамическую модель взаимодействия потоков;

– разработана математическая модель рабочего процесса в проточной части ВЭС вакуумного агрегата с уточнением на базе экспериментальных исследований.

Практическое значение полученных результатов:

– разработана инженерная методика расчета ВЭС, оптимальной, с точки зрения достижения максимального коэффициента эжекции или достижимого уровня вакуума;

– создан экспериментальный стенд для исследования режимных характеристик вакуумных агрегатов на базе ЖКВН с предвключенными эжекторными ступенями различных типов;

– определены области рационального применения эжекторных ступеней различных типов;

– даны практические рекомендации по выбору основных геометрических параметров ВЭС, обеспечивающие требуемые режимные характеристики вакуумного агрегата;

– результаты диссертационной работы внедрены в ПАО «НПАО ВНИИкомпрессормаш» и используются для расчета предвключенных эжекторных ступеней вакуумных агрегатов на базе ЖКВН; а также внедрены в учебный процесс на факультете технических систем и энергоэффективных технологий Сумского государственного университета для студентов специальности 05060405 «Компрессоры, пневмоагрегаты и вакуумная техника», что подтверждается соответствующими актами.

Личный вклад соискателя. В написанных в соавторстве научных публикациях, что раскрывают основные результаты, полученные в процессе выполнения диссертационной работы, принадлежат соискателю:

[2] – создание программного продукта и проведение расчетов относительно определения оптимальных геометрических размеров вихревого эжектора; [3] – проектирование эжектора, экспериментальное исследование режимных характеристик вакуумного агрегата с предвключенной ВЭС и анализ полученных результатов; [4] – обзор существующих направлений использования бесшмазочных систем откачки, принимал участие в анализе результатов и формулировании выводов; [5] – проведение экспериментальных исследований вакуумных агрегатов с предвключенными

эжекторными ступенями различных типов и разной геометрии проточной части, анализ полученных результатов, принимал участие в формулировании выводов.

Апробация работы. Основные положения и результаты диссертации докладывались и обсуждались на: 6-й, 7-й Международных научно-технических конференциях «Современные проблемы холодильной техники и технологии» в 2009 и 2011 годах (г. Одесса); Международной научно-технической конференции «Использование пневматической энергии и оборудование для ее получения в горнодобывающей отрасли» (г. Сумы, 2008 г.); XI Международной научно-технической конференции АС ППП «Промышленная гидравлика и пневматика» (г. Мелитополь, 2010 г.); Всеукраинской научно-практической конференции «Современные проблемы техники и технологии пищевых производств, ресторанного бизнеса и торговли» (г. Харьков, 2010 г.); научно-технических конференциях преподавателей, сотрудников, аспирантов и студентов СумГУ (2007, 2008 годы).

Публикации. По материалам диссертации опубликовано 5 научных работ в специализированных изданиях, входящих в перечень научных специализированных изданий Украины, в которых могут публиковаться основные результаты диссертационных работ. Материалы диссертационной работы использовались также в отчетах НИР по Гранту Президента Украины по поддержке научных исследований молодых ученых на тему GP/F27/0016 «Исследование и разработка вакуумного агрегата на базе жидкостно-кольцевого вакуум-насоса с вихревым эжектором» (№ 0110U003074).

Структура и объем диссертационной работы. Работа состоит из вступления, четырех разделов, списка использованных источников и приложений. Полный объем диссертационной работы состоит из 183 страниц, в том числе 69 рисунков, 11 таблиц, библиография из 209 источников на 21 странице, 1 приложения на 2 страницах.

Связь работы с научными программами. Научные разработки реализовывались при выполнении НИР по Гранту Президента Украины по поддержке научных исследований молодых ученых на тему GP/F27/0016 «Исследование и разработка вакуумного агрегата на базе жидкостно-кольцевого вакуум-насоса с вихревым эжектором» № 0110U003074, госбюджетной НИР «Разработка бинарной паротурбинной установки (мини-ТЕЦ) для ресурсосберегающего электро- и теплоснабжения предприятий Украины» (заказчик – Министерство образования и науки Украины, № 0108U000672), а также НИР на тему «Исследование рабочих процессов энергетических машин», №0110U004210.

Благодарности. Автор выражает глубокую признательность своему научному руководителю, профессору кафедры технической теплофизики Сумского государственного университета, к.т.н. Арсеньеву Вячеславу Михайловичу за научную и методическую помощь в работе над диссертацией.

Также автор выражает искреннюю благодарность коллегам по кафедре технической теплофизики за их дельные советы и бескорыстную помощь, и моральную поддержку.

РАЗДЕЛ 1

АНАЛИЗ СОСТОЯНИЯ ВОПРОСА, ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

1.1. Анализ существующих конструкций вихревых аппаратов и их отличий от вихревых эжекторных ступеней вакуумных агрегатов на базе ЖКВН

Вихревые аппараты получили широкое применение в самых разнообразных процессах, в которых они могут играть как ключевую роль: процессы сепарирования, ректификации, охлаждения и нагрева, нагнетания и всасывания; так и вспомогательную: в процессах интенсификации теплообмена, массообмена (вихревые горелки, турбулизаторы) [65, 165, 147]. Среди всего многообразия конструкций вихревых аппаратов особое место занимают вихревые трубы, которые в основном применяются для температурного разделения потока. Эффект температурного разделения газов был обнаружен Ранком в 1931 г. при исследовании процесса в циклоне-пылеуловителе [66,], после чего началось интенсивное экспериментальное исследование этого эффекта. Спектр разработанных и применяющихся устройств, использующих вихревой эффект, чрезвычайно широк, а их возможности впечатляющи. Так «в лучших конструкциях, предназначенных для получения холода, температура на оси достигает приблизительно -200°C при исходной комнатной температуре». В силу принципиальной простоты самого устройства изобретательская деятельность в этой области к сегодняшнему дню, в основном, угасла, хотя и до последнего времени заявки на изобретения, связанные с эффектом Ранка, периодически возникают. Совершенно иначе обстоит дело с попытками найти неоспоримое научное объяснение самому эффекту. Публикации на эту тему продолжают до сих пор, так за последние десятилетия была защищена докторская диссертация и вышли три монографии, специально посвященные этому вопросу. Кроме того, эффект Ранка обсуждался в книгах по проблемам

вихревого движения, и, конечно, в диссертациях и статьях, опубликованных как в странах бывшего СССР, так и за рубежом [6, 13, 32, 39, 41, 43, 56, 57, 66, 116, 166, 184].

Вихревые аппараты можно условно разделить на два типа по специфике использования вихревого эффекта (внутреннее и внешнее). В табл.1.1 представлены ориентировочные примеры использования вихревого эффекта для разных типов аппаратов.

Таблица 1.1. Условная классификация вихревых аппаратов

Вихревые аппараты		
Внутреннее использование вихревого эффекта	Внешнее использование вихревого эффекта	
Вихревые ректификаторы	Вихревые кондиционеры	
Абсорбционная очистка газа	Вихревые холодильники	
Вихревое осушение газа	Воздухоохладители	
Фазовое разделение компонентов	Вихревые эжекторы	
Вихревые пылеуловители	прямоточные	противоточные
Вихревые сепараторы	(охлаждаемые, неохлаждаемые)	

Очень широкое распространение получили аппараты с внутренним использованием вихревого эффекта. Это аппараты для фазового разделения компонентов, которые конденсируются в газожидкостных смесях, вихревые сепараторы газовой смеси, вихревые ректификаторы, циклонные и вихревые пылеуловители и т.д. [30, 105, 108, 135, 177, 178, 183].

К аппаратам с внешним использованием вихревого эффекта стоит отнести воздухоохладители, вихревые холодильники, переносные и передвижные вихревые кондиционеры, вихревые эжекторы [113, 123, 165].

Для того чтоб проследить основные тенденции развития и совершенствования конструкций вихревых аппаратов, выявить ключевые

отличия в конструкции и рабочем процессе необходимо рассмотреть их этапы развития. Безусловно, задача классификации и анализа этапов развития вихревых аппаратов не нова и была весьма обстоятельно рассмотрена в работах [146, 147, 165, 177], поэтому в данном разделе будут приведены и проанализированы лишь основные моменты из указанных источников. Отдельного внимания и подробного рассмотрения заслуживает диссертационная работа С.С. Мелейчука, в которой он впервые указал на принципиальные отличия автономно работающих эжекторов от ВЭС вакуумного агрегата на базе ЖКВН.

Исходя из ранее сказанного, можно сделать вывод, что благодаря своей простоте конструкции, надежности, долговечности вихревые аппараты заняли особую нишу в технике, но область их рационального использования довольно узкая ввиду относительно низкого КПД. По этой причине главным направлением в исследовательских и опытно-конструкторских работах стало повышение эффективности вихревых аппаратов. Разумеется, понятие эффективности на всех этапах совершенствования конструкции аппаратов было привязано к непосредственным техническим задачам, для решения которых применялись вихревые аппараты, будь то нагрев или охлаждение, создание разрежения или сепарация. Так для оценки эффективности вихревого холодильно-нагревательного аппарата (рис. 1.1.) используют безразмерные величины коэффициент температурной эффективности η_T и адиабатный КПД η .

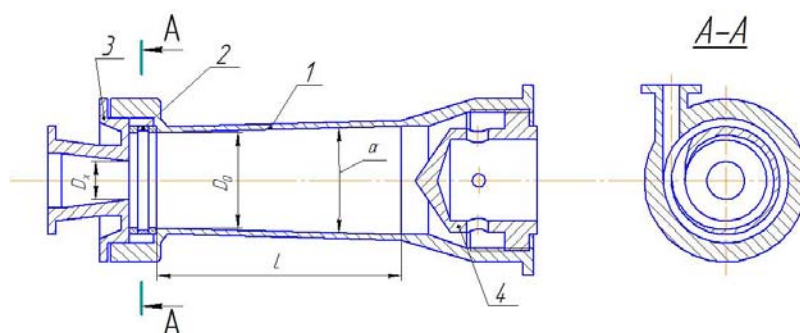


Рисунок 1.1. Вихревой холодильно-нагревательный аппарат
1 – камера разделения; 2 – сопловой аппарат; 3 – диафрагма; 4 – конус.

Пренебрегая изменением удельной теплоемкости газа, можно получить уравнение, связывающее эффекты охлаждения и нагревания газа в вихревой трубе с расходом одного из выходящих потоков:

$$\mu \cdot \Delta T_x = (1 - \mu) \cdot \Delta T_z,$$

где $\mu = \frac{G_x}{G_c}$ относительный расход (доля) охлажденного потока;

$\Delta T_x = T_c - T_x$ эффект охлаждения охлажденного потока;

$\Delta T_z = T_z - T_c$ эффект нагревания нагретого потока;

T_c, T_x, T_z температура соответственно сжатого газа, охлажденного и нагретого потоков.

Коэффициент температурной эффективности представляет собой отношение получаемого эффекта охлаждения ΔT_x к эффекту охлаждения ΔT_s при адиабатном расширении газа с параметрами p_c и T_c до давления охлажденного потока:

$$\eta_T = \frac{\Delta T_x}{\Delta T_s} = \frac{\Delta T_x}{T_c \cdot \left[1 - \left(\frac{1}{\varepsilon} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} \right]},$$

где $\varepsilon = \frac{p_c}{p_x}$ степень расширения газа в вихревой трубе (p_c и p_x – давление сжатого и охлажденного потока);

k – показатель адиабаты.

Адиабатный КПД равен отношению реальной холодопроизводительности к максимально возможной в идеальном процессе расширения с отдачей работы:

$$\eta = \frac{\mu \cdot \Delta T_x}{\Delta T_s}$$

На пути совершенствования рабочего процесса рационализация геометрии проточной части вихревых аппаратов определенно является

основным фактором, влияющим на эффективность аппарата в целом. В 50-е и 60-е годы, пожалуй, наиболее плодотворными значимыми работами в области изучения вихревого эффекта являются работы Меркулова. Одним из первых его предложений стало искусственное торможение вихревого потока на нагретом конце камеры разделения, благодаря установленной на нем крестовины (рис.1.2.).

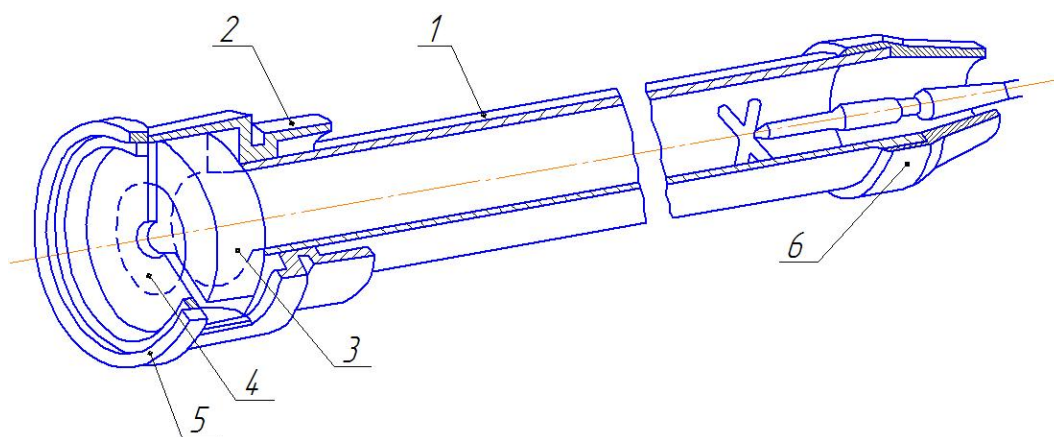


Рисунок 1.2. Вихревая труба конструкции А.П. Меркулова

1 – камера разделения; 2 – корпус; 3 – улитка; 4 – диафрагма; 5 – гайка; 6 – сопло; 7 – регулировочная игла; 8 – крестовина.

Автор исходит из того, что в результате торможения потока на нагретом конце камеры разделения создаются благоприятные условия для формирования приосевого потока, направленного в противоположную сторону (к диафрагме), и, таким образом, позволяет уменьшить длину камеры разделения. Кроме того, за счет торможения увеличивается радиальный градиент тангенциальных составляющих скоростей в зоне интенсивного энергообмена между закрученными потоками, что приводит к повышению КПД. Установка крестовины позволила сократить длину цилиндрической камеры разделения в 3-5 раз. Позднее устройства, предназначенные для торможения закрученного потока, стали называть развихрителями. В дальнейшем влияние формы развихрителей были исследованы В.А. Высочиным, В.А. Сафоновым и показали важность поиска его рациональной конструкции. Здесь необходимо отметить, что сама идея применения развихрителя в приемной камере не может

быть реализована в ВЭС, т.к. на срезе сопла пассивного потока не формируются обратные течения и, как следствие, нет того энергоразделения вихревых потоков, на которое А.П. Меркулов ссылается в своей гипотезе [121-130]. Но идея развихрителей может быть применена для создания предварительной закрутки пассивного потока (совпадающей с направлением вращения активного потока) с целью уменьшения гидравлических потерь при смешивании потоков за счет разности векторов абсолютной скорости потоков, что в свою очередь должно положительно отобразиться на эффективности эжекторной ступени.

Следующим шагом на пути совершенствования рабочего процесса вихревой трубы был сделан Гендалом в 1959 г. Он запатентовал камеру разделения в виде усеченного конуса с расширением в сторону дросселя. Такое конструктивное решение, по результатам проведенных им экспериментов, показало повышение КПД вихревого воздухоохладителя на 20%. Увеличение КПД было достигнуто из-за создания более благоприятных условий для формирования приосевого потока, что вследствие привело к уменьшению длины самой камеры разделения, по сравнению с цилиндрической.

Еще одним способом повышения эффективности вихревых труб является охлаждение стенок камеры разделения, а первая работа в этом направлении была выполнена Е.Н. Оттенем в 1957 г. для конической вихревой трубы. Наиболее глубокие исследования влияния охлаждения на рабочий процесс вихревой трубы были проведены В.М. Бродянским и А.В. Мартыновым. Сравнение характеристик охлаждаемых и неохлаждаемых вихревых труб установили, что различие их КПД возрастает с увеличением μ [165].

В 1969 году А.П. Меркулов и Ш.А. Пиралишвили предложили для повышения эффективности вихревых труб вводить в камеру разделения дополнительный поток сжатого воздуха от постороннего источника. Несколько позже Ш.А. Пиралишвили и В.Г. Михайлов исследовали коническую вихревую трубу, на нагретом конце которой был установлен щелевой диффузор.

Рассмотрим этапы совершенствования геометрии вихревых аппаратов поэлементно: сопловые устройства, камеры разделения (приемной камеры), выходные устройства.

В работах [165] приведена классификация известных сопловых устройств, наиболее интересные из которых представлены в табл. 1.2. В первых конструкциях вихревых труб, разработанных Ж. Ранком, были применены спиральные сопла с прямоугольным сечением канала. Как первая конструкция соплового ввода, так и все последующие являются компромиссом между эффективностью закрутки (в следствии повышение КПД) и технологичностью, сложностью изготовления.

Таблица 1.2. Конструкции сопловых вводов

Тип канала	Конструкция соплового ввода	Автор конструкции
Спиральный круглый		Р. Хильш
Спиральный прямоугольный		Ж. Ранк
Спиральный конический		Б. Парулейкар
Тангенциальный круглый		М.Г. Дубинский
Тангенциально-лотковый (круглый)		В.С. Мартыновский, В.П. Алексеев
Многосопловой тангенциальный (круглый и прямоугольный)		С.Д. Фултон, А.В. Мартынов

Наибольшее распространение получили три типа закручивающих устройств: спиральный, тангенциальный и тангенциально-лотковый [147]. Спиральный ввод обеспечивает более плавный ввод газа в камеру энергетического

разделения, позволяя добиваться более высоких результатов термодинамической эффективности процесса перераспределения энергии. Наиболее удачным из спиральных сопловых вводов, по мнению Ш.А. Пиралишвили и др., является устройство, разработанное Меркуловым. В более поздних конструкциях чаще используется тангенциальный и тангенциальный многосопловой ввод, предложенный А.В. Мартыновым. Однако, следует отметить, что при одном вводе ось вихря не совпадает с приемной камеры, и, как показали исследования проведенные В.И. Метениным и его учениками, этот факт отрицательно влияет на процесс энергетического разделения. Промежуточным вариантом является тангенциально-лотковый сопловой ввод, который имеет преимущества многосоплового ввода по формированию симметричного вихря, но более сложен в изготовлении.

Камеры разделения, а именно их форма (цилиндрическая, коническая), длина играют главную роль в процессах перераспределения энергии. Как упоминалось ранее, В.П. Гендал предложил коническую камеру разделения, использование которой позволило повысить КПД. Однако при этом усложнилось изготовление аппарата, что привело к необходимости разработки цилиндроконических камер разделения. В таких камерах участок, близкий к сопловому сечению, выполняется коническим, остальная же часть имеет цилиндрическую форму. По В.П. Гендалу оптимальное значение угла конусности $\alpha = 3^{\circ}36'$ получено для цилиндроконической камеры разделения вихревой трубы. Длина конического участка камеры $L_k = 4 \cdot D_0$, цилиндрического $L_{ц} = 30 \cdot D_0$. Данную величину оптимального угла было подтверждено и другими исследователями, но важно заметить, что оно справедливо лишь для участков близких к сопловому сечению.

Наибольшее количество работ посвящено определению оптимальной длины камеры разделения. Несмотря на это, на текущий момент не существует однозначных рекомендаций относительно длины всех видов камер энергетического разделения. Обычно длину ограничивают таким значением,

превышение которого не приводит к заметному увеличению КПД. Так, Р. Хильш ограничил относительную длину исследованной им цилиндрической камеры значением $\bar{L} = 50$, С. Фултон $\bar{L} = 33$ [196-209].

Сжатый анализ развития и совершенствования вихревых труб был проведен с целью пояснения логической связи тех конструктивных решений и научной мысли, которые были положены в основу исследования и проектирования вихревых эжекторов, особенности которых рассмотрены ниже.

Эффект возникновения в центральной области закрученного потока зоны пониженного давления позволяет создавать аппараты, используемые для эжекции газовых потоков и вакуумирования замкнутых объемов. Впервые в СССР вихревой эжектор (ДКМ), эскиз которого представлен на рис. 1.3., был создан М.Г. Дубинским [69]. По принципу действия вихревые эжекторы разделяют на: прямоточные и противоточные.

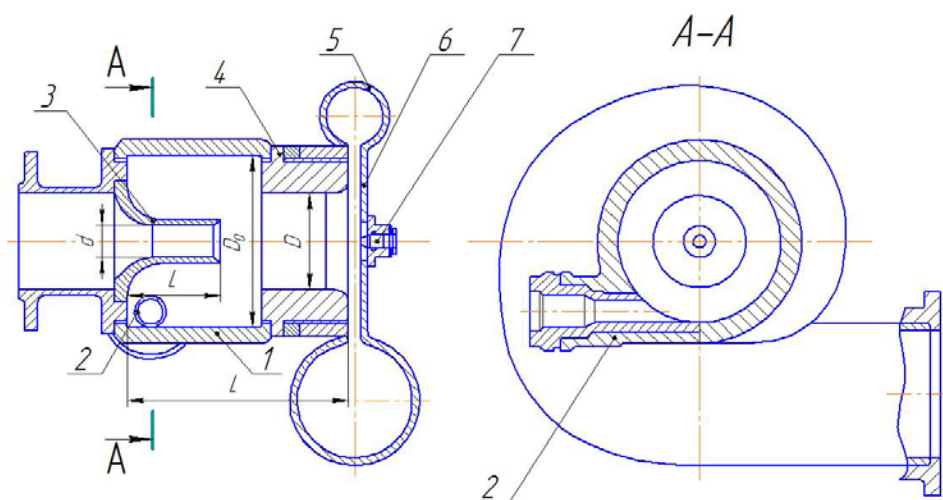


Рисунок 1.3. Прямоточный вихревой эжектор, конструкции М.Г. Дубинского

1 – приемная камера; 2 – сопловой ввод; 3 – сопло пассивного потока; 4 – камера смешения; 5 – улитка; 6 – диффузор; 7 – регулирующий клапан.

Сжатый газ через сопловой ввод 2 поступает в камеру 1, где образуется вращающийся поток с приосевой областью пониженного давления. В эту область через сопло пассивного потока 3 подсасывается эжектируемый газ.

Образующаяся в камере смесь проходит через камеру смешения 4, улитку 5 и поступает в диффузор 6, где тормозится с повышением давления. В результате проведенных исследований были определены основные геометрические параметры, влияющие на эффективность работы вихревых эжекторов:

число, тип и форма каналов ввода активного потока;

длина и диаметр сопла пассивного потока;

длина и диаметр приемной камеры;

вид диффузора;

ширина щели и диаметр щелевого диффузора;

наличие развихрителя в каналах подвода газа;

Следует отметить, что в отличие от вихревых труб для эжекторов наличие диффузора, выбор рациональной его геометрии играет сравнительно большее значение. Работы таких авторов, как В.Г. Волова, Н.Д. Колышева, В.И. Панченко, Б.С. Виноградова, Г.В. Малкова и др. [10, 96-99, 122] были направлены на оптимизацию геометрии эжектора. Но наиболее полно такие исследования представлены в работах [50-54, 89, 121, 142]. Постановкой эксперимента, спланированного на поиск оптимальных условий работы эжектора удалось получить наибольшие значения коэффициента эжекции. В результате расчетного эксперимента получено значение коэффициента эжекции на 30% выше, чем полученное в эксперименте при прочих равных оптимальных соотношениях геометрии. Проведенный сравнительный анализ автономных вихревого и прямоструйного эжекторов имеет большое значение при сравнении ВЭС и прямоструйной эжекторной ступени (ПЭС) на базе ЖКВН. Так для вихревого эжектора была получена пологая характеристика, которая объясняется более упорядоченным процессом смешения потоков, а также малой чувствительностью к распределению статического давления в области внутреннего вихря. В диапазоне степени сжатия от 1,2 до 1,6 и степени расширения 5-10 коэффициент эжекции вихревого эжектора выше, чем достижимый коэффициент эжекции прямоструйного эжектора. Последнее

утверждение в очередной раз объясняет проявленный научный интерес к вопросу сравнения ВЭС и ПЭС на базе ЖКВН, т.к. для аппаратов такого типа, в отличие от автономно работающих эжекторов, достигаются еще более высокие значения степени расширения.

Основными характеристиками, по мнению авторов [165, 186], определяющими эффективность работы автономного вихревого эжектора,

являются: коэффициент эжекции $n = \frac{G_э}{G_c}$ и степень повышения давления

эжектируемого газа $\sigma_э = \frac{P_{см}}{P_э}$, где $G_c, G_э$ – массовый расход эжектирующего и

эжектируемого газа соответственно, а $P_{см}, P_э$ – давление смеси на выходе из

эжектора и эжектируемого газа. Также показателем эффективности работы

предлагается адиабатный КПД, представляющий собой отношение адиабатной

работы сжатия эжектируемого газа к адиабатной работе расширения

эжектирующего газа:

$$\eta_э = \frac{n \cdot T_э \cdot \left(\sigma^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{\left[T_c \cdot \left(1 - \varepsilon^{\frac{k-1}{k}} \right) \right]},$$

где $T_c, T_э$ – температура соответственно эжектирующего и эжектируемого газа;

$\varepsilon = \frac{P_c}{P_{см}}$ – степень расширения эжектирующего газа.

Противоточный эжектор (рис. 1.4.) имеет некоторые отличия в рабочем процессе, по сравнению с прямоточным. При истечении эжектирующего газа из соплового аппарата 3 в конической камере смешения 2 образуется вихревой поток, имеющий в приосевой зоне область пониженного давления, причем минимальное статическое давление устанавливается в сечениях, близких к широкому торцу камеры. В область разрежения через сопловой насадок 1 вводится эжектируемый газ. Смесь газов из камеры смешения поступает в

осевой 4, а затем и в щелевой 5 диффузора, где кинетическая энергия превращается в потенциальную энергию давления.

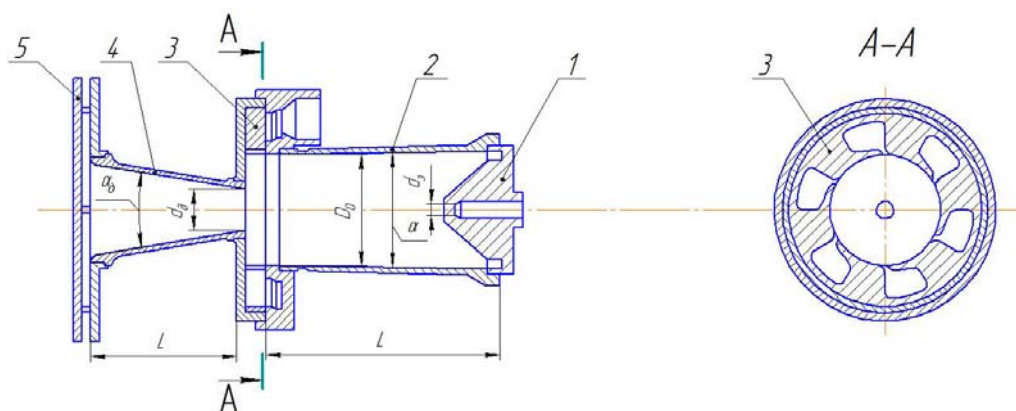


Рисунок 1.4. Противоточный вихревой эжектор, конструкции В.И. Метенина

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

Основным преимуществом противоточных вихревых эжекторов является способность обеспечивать высокие значения степени повышения давления пассивного потока, но при этом достижимый коэффициент эжекции, по сравнению с прямоточным, заметно ниже при прочих равных условиях.

Нельзя не упомянуть о недостатке внимания к исследованию диффузоров вихревых эжекторных устройств и их влияние на расходные и энергетические характеристики аппаратов. В отличие от прямоосных диффузоров, по исследованию щелевых, лопаточных проведено мало теоретических и экспериментальных исследований. Можно выделить лишь небольшое количество работ посвященных этому вопросу [165, 136]. В них авторы подтверждают тезис о том, что наличие щелевого диффузора позволяет увеличить степень расширения активного потока, тем самым, улучшив характеристики эжектора. В результате проведенного ими эксперимента с разными типами поверхности щелевых диффузоров было обнаружено преимущество (в энергетических показателях) спрофилированного изогradientного диффузора перед плоским примерно в $1,1 \div 1,3$. Однако, эти

экспериментальные исследования не отображаются в соответствующих теориях расчета диффузоров, не имеют обобщенных выводов, и поэтому могут быть использованы лишь для конкретного типа вихревого эжектора.

Большое практическое значение имеет работа [136]. Так при построении профиля щелевого диффузора определение оптимального зазора щели и оптимальной ширины диффузора происходит с учетом наличия трения и пограничного слоя. Одна из стенок спрофилирована изогradientной, что позволяет сократить длину торможения, обеспечить безотрывность потока, минимизировать потери на трение. Однако в данном случае необходимо предусмотреть меры по уменьшению потерь вызванных ростом пограничного слоя.

В радиально-щелевых диффузорах, которые наиболее часто используются в вихревых эжекторах, преобладают радиальная и вращательная составляющие скорости. Расчеты [52] показали, что в изогradientных радиально-щелевых диффузорах с $\frac{\partial P}{\partial r} = const$, из-за изменения ширины диффузора по радиусу, радиальная скорость вначале увеличивается, а потом уменьшается. Наличие конфузорного участка, длина которого, растет с ростом интенсивности закрутки потока, способствует ослаблению и ликвидации области отрыва потока от стенок диффузора. В диффузоре с постоянной шириной зазора радиальная скорость монотонно уменьшается по радиусу, что приводит к наличию обратных течений на поверхности диффузора. Следует отметить, что для диффузора ВЭС на базе ЖКВН не характерно наличие обратных течений, т.к. за счет работы вакуумного насоса в пограничном слое в диффузоре не формируется существенный градиент давления. Также спрофилированные радиально-щелевые диффузоры имеют меньшие габариты при одинаковом коэффициенте восстановления давления и большее значение этого коэффициента при одинаковых габаритах по сравнению с диффузорами с постоянной шириной щели, однако более сложны в изготовлении.

В рамках сравнения ВЭС и ПЭС следует отметить, что осевые диффузоры, которые чаще всего применяются в прямоструйных эжекторах, имеют показатели несколько хуже, чем радиально-щелевые диффузоры вихревых эжекторов [37, 89, 113, 148, 165, 191]. Кроме того исследования показали, что закрученный поток имеет более высокую эжектирующую способность, нежели прямоструйный

1.2. Анализ математических моделей течения газа в вихревых аппаратах

Вихревые потоки широко распространены в природе и не менее широко применяются в технике. Поэтому проблема математического моделирования, прогнозирования закрученных потоков возникла одновременно с появлением интереса к практическому приложению ценных свойств вращающихся потоков жидкости или газа. Так исследованию вихревых движений несжимаемой жидкости посвящено чрезвычайно большое число работ. В каждом курсе гидромеханики эта тема представлена в том или ином объеме [1, 2, 109, 152]. По этой причине в данном разделе невозможно проанализировать все работы, посвященные этому вопросу. Из числа монографий данного профиля можно указать книги Х. Гринспена, Х. Сквайра, Г. Вилля, А. Пуанкаре, Б.П. Устименко, А.П. Меркулова, М. А. Гольдштика, А.А. Халатова, В.В. Козлова, Р.Б. Ахмедова, В.В. Мелешко, С.В. Алексеенко, Ш.А. Пиралишвили, Н.К. Черныша, В.К. Щукина, Э.Н. Сабурова, А. Н. Штыма, С.И. Барсукова, Л.В. Кнауба и многие другие работы [8, 31, 33, 60-62, 93, 95, 120, 174, 175, 192,]. Математическое описание процессов, связанных с движением завихренности в жидкости началось в 1858 г. выдающейся статьей Г. Гельмгольца. Применительно к идеальной жидкости Г. Гельмгольц установил, что все возможные интегралы уравнений Эйлера делятся на два широких класса, отвечающих потенциальному и вихревому движению. Огромная сложность в математическом описании динамики вихрей состоит в необходимости учета

трехмерных и нелинейных эффектов, сингулярности, разнообразных неустойчивостей.

В огромном многообразии вихревых движений отчетливо выделяются концентрированные вихри, к которым и относятся сложные вихревые структуры обнаруженные в вихревой трубке Ранка-Хилша. При рассмотрении теорий, описывающих вихревой эффект, оценивание их объективности рационально проводить по критерию так называемого внешнего оправдания на соответствие всем известным эмпирическим фактам, составленным по результатам основополагающих, общепризнанных и широкоизвестных исследований.

Все известные работы, в которых сделана попытка описания физико-математической модели процесса энергоразделения вихревых трубах, можно разбить на 4 группы гипотез, объединяемых по однозначности некоторых характерных признаков:

- 1) центробежная;
- 2) использующая «Демон Максвелла» [147, 184];
- 3) радиальных потоков Хилша-Фултона;
- 4) гипотеза взаимодействия вихрей.

Для анализа из каждой группы выберем одну или две работы, наиболее полно отражающие их сущность.

Таковыми работами представителей центробежной гипотезы являются работы Эрделаи и Вебстера [147], но, учитывая важный вклад Ж. Ранка, остановимся вначале на его теоретических обоснованиях. Рассматривая условие равновесия элементарного объема газа в поле центробежных сил $V_\phi/r = dP/\rho dr$, уравнение состояния $P = \rho RT$ и уравнение адиабаты $P\rho^{-k} = const$ Ранк приходит к заключению, что с ростом радиуса, как следует из уравнения равновесия и адиабаты, градиент давления в поле центробежных сил растет интенсивнее плотности. Тогда в соответствии с уравнением

состояния с ростом радиуса температура должна возрастать. Однако расчетный градиент температуры по теории Ранка получается в 6 раз меньше опытного.

Гипотеза, выдвинутая Эрделаи, была построена на анализе силового взаимодействия интенсивно центробежного поля с тепловым (рис. 1.5).

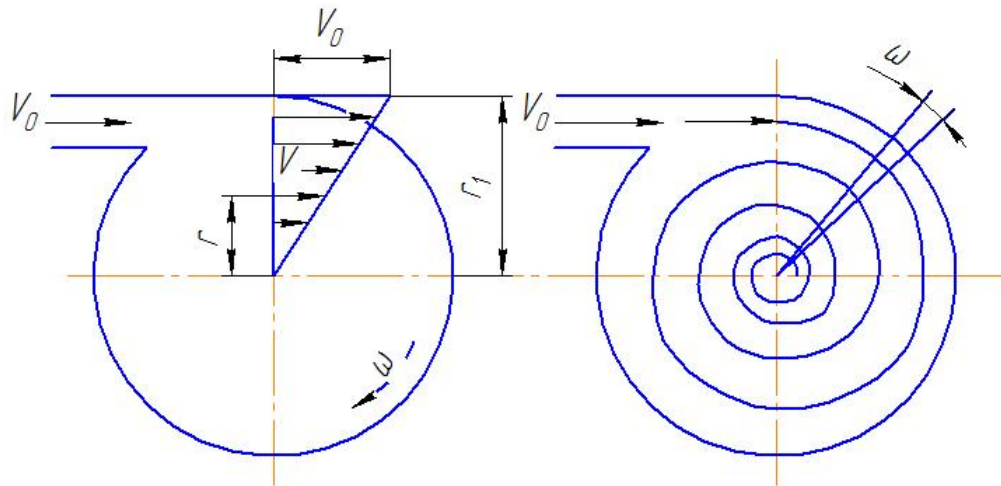


Рисунок 1.5. К модели Эрделаи

V_0 – начальная скорость молекулы; ω – угловая скорость; r_1 – радиус камеры;
 r – текущий радиус;

Согласно его теории, воздействие силового потока на молекулы состоит в том, что при движении в направлении, совпадающем с вектором ускорения, полная энтальпия молекул возрастает. Если молекула перемещается в противоположную сторону, полная энтальпия убывает. Для вихревого энергоразделителя Эрделаи было получено соотношение по определению среднеинтегрального эффекта охлаждения:

$$\Delta T_x = \frac{\Delta T_{tr} \cdot 3}{(f + 2)} = \frac{V_0^2}{3 \cdot R},$$

где f – число всех степеней свободы; 3 – число степеней свободы поступательного движения; 2 – число виртуальных степеней свободы; R – удельная газовая постоянная, $\frac{Дж}{кг \cdot К}$.

Автор объясняет достижимую относительную разность температур в вихревом энергоразделителе зависимостью лишь от рода рабочего тела и срабатываемого перепада давления $\pi_{mp} = \frac{P_2}{P_1}$. При чем абсолютное значение разности температуры пропорционально π_{mp} . Для плоского вихря и при незначительных ускорениях модель, предложенная Эрделаи, дает удовлетворительное совпадение с экспериментом, особенно, если эти расчеты относятся к атмосфере. Температурный градиент атмосферного воздуха, рассчитанный по этой модели и полученный из эксперимента, имеет одно и то же значение $\frac{1}{102} \approx 0,01, \frac{K}{m}$. Однако этого совпадения нет, если использовать метод для расчета энергораспределения в вихревых трубах Ранка.

Предположение о возможности повышения эффекта энергоразделения при использовании раскручивающих охлажденный и нагретый потоки устройств за счет увеличения степени расширения в вихре получило экспериментальное подтверждение в работах А.П. Меркулова, В.И. Метенина их учеников, а также других исследователей как на территории бывшего СССР так и за рубежом [147]. Однако существенные расхождения теоретических предпосылок с результатами экспериментальных исследований не позволяют сделать вывод о достоверности рассматриваемой физико-математической модели. Основное расхождение заключается в характере распределения термодинамической температуры по поперечным сечениям камеры энергоразделения вихревых труб. При сравнении эпюр температур для соплового сечения эксперименты свидетельствуют о существенном удалении максимума полной температуры от поверхности трубы, в то время, распределение полной температуры линейно по сечению. При чем это отклонение не может быть объяснено лишь неадиабатностью камеры энергоразделения. Кроме того, эффективность энергоразделения существенно зависит от геометрии трубы и длины камеры смешения, что никаки образом не

отображается в модели. Также эта модель не объясняет такое явление, как реверс вихревой трубы, а эффекты энергоразделения, достигнутые в опытах, намного превышают предсказанные гипотезой Эрделаи.

Другой представитель центробежной гипотезы, Вебстер в отличие от Эрделаи предполагал, что приосевые элементы вращающегося газа охлаждаются в процессе расширения от давления на периферии до давления на оси трубы. При этом элементы газа перемещаются по спирали, совершая работу против центробежных сил (радиальная работа расширения) и затрачивая энергию на разгон соседних частиц газа (тангенциальная работа) (рис. 1.6.).

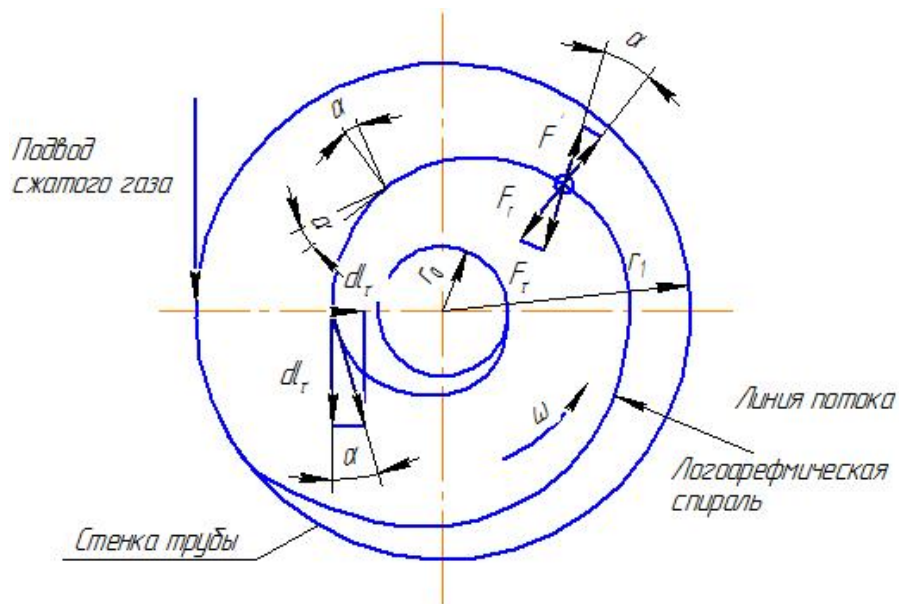


Рисунок 1.6. К модели Вебстера

V_0 – начальная скорость молекулы; ω – угловая скорость; r_1 – радиус камеры;
 r – текущий радиус;

Работа обоих типов совершается в адиабатном процессе в результате использования некоторой части полной энтальпии, что приводит к перераспределению энергии и ее частичному переносу от приосевых слоев к периферийным. При этом Вебстер предполагает равенство тангенциальной и радиальной работы расширения. На элемент газа, перемещающийся вдоль линии тока, со стороны центробежного поля действует сила F , которую можно

разложить на радиальную F_r и тангенциальную F_τ составляющие. Следует отметить, что модель центробежной гипотезы Вебстера содержит в себе ряд внутренних противоречий. Так, если направление вектора силы F' , действующей на элемент газа, задается углом α по отношению к радиусу окружности, проходящей через эту точку, то линия ее действия должна быть нормальна к линии тока. В этом случае работа, совершаемая элементом при его перемещении по линии тока, равна нулю. Если изменить угол α , то нарушится равенство радиальной и тангенциальной работ, а пренебрежение трением приводит к движению элемента газа с постоянством импульса и распределению окружной скорости по закону свободного вихря.

Рассмотрим основные положения гипотезы, относящейся ко второй группе, т.е. использующей метод, известный в термодинамике как «демон Максвелла». Согласно этому методу передислокация с соответствующим равновесным распределением «быстрых» и «медленных» молекул максвелл-больцмановского газа приводит к тому, что более «быстрые» молекулы дислоцируются в периферийной области, а более «медленные» в приосевой, что и вызывает эффект энергоразделения. Молекулы газа обладают различной проникающей способностью в направлении положительного градиента давления, вследствие различной кинетической энергии. Другими словами «быстрые» молекулы перемещаются к периферии, увеличивая тем самым у этих слоев среднестатистическую температуру. Основными недостатками этой гипотезы являются:

несоответствие теоретического линейного распределения температур в сечении вихревой трубы с криволинейным экспериментальным, имеющим максимум;

модели этого направления исключают влияние на процесс геометрии устройства, что тоже противоречит эксперименту.

Следующую группу работ можно объединить, как гипотезы радиальных потоков Хилша-Фултона. Представители этой группы считают, что в основе

эффекта лежит энергетическое разделение двух основных потоков энергии: потока кинетической энергии, направленного от центра к периферии, и потока тепла, направленного в противоположную сторону. Согласно вышеизложенному, газ, втекающий через сопло, образует в сопловом сечении интенсивный круговой поток, вращающийся по закону свободного вихря. По мере продвижения вдоль трубы этот поток под действием сил трения перестраивается в вынужденный вихрь. В результате внутреннего трения происходит уменьшение угловых скоростей внутренних слоев и увеличение угловых скоростей внешних слоев.

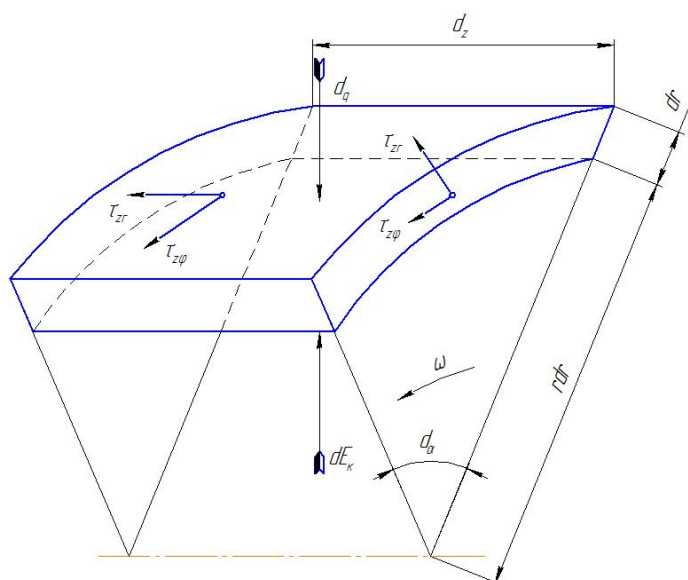


Рисунок 1.7. К модели радиальных потоков Хилша-Фултона

τ – касательные напряжения трения; d_q – поток тепла; dE_k – поток кинетической энергии

Все это обуславливает возможность перехода механической энергии от центра к периферии и выравнивает угловые скорости по всему сечению. В то же время из-за более высоких значений статической температуры у периферии вихря, по сравнению с центральными слоями существует поток тепла, имеющий противоположную направленность. Для условий адиабатного расширения газа и используя положения кинетической теории газов и теории

турбулентности, Фултон получил уравнения, определяющие низшую температуру для условия адиабатного расширения в вихревой трубе, а также отношение кинетической энергии к потоку тепла. Однако полученные в работах [147] эффекты охлаждения примерно в три раза выше рассчитанных по его уравнениям. Таким образом, гипотеза не в состоянии объяснить столь высокие эффекты охлаждения, а так же то, почему противоточная труба эффективнее прямоточной.

Пожалуй, самой представительной и достоверной из перечисленных гипотез для вихревых труб, следует считать гипотезу взаимодействия вихрей. По которой процесс энергоразделения рассматривается с позиций взаимодействия двух перемещающихся в противоположных направлениях вихрей: периферийного, вращающегося по закону потенциального вихря, и приосевого, вращающегося, как квазитвердое тело. Интересно отметить, что некоторые авторы соглашаясь с существованием этого взаимодействия, по-разному трактуют сам механизм энерготеноса. Так Шульц-Груновым была высказана идея о том, что предельным случаем энергоразделения является адиабатное распределение параметров (температуры, давления) по сечению трубы. Однако, автор не конкретизировал место его расположения, что из-за конечно протяженности камеры вносит некоторую неопределенность. Шульц-Грунов считает, что малые диаметры вихревых труб, исследованные Хилшем ($5 \leq d \leq 18 \text{ мм}$) при давлении сжатого воздуха $0,3 \leq P_1^* \leq 0,7 \text{ МПа}$, позволяют достигать весьма существенных значений градиентов давления, о чем можно судить по уравнению радиального равновесия элемента газа в центробежном поле:

$$\text{grad } P = \frac{\rho \cdot V_{\varphi}^2}{r}$$

Такое суждение в очередной раз подчеркивает рациональность применения вихревых аппаратов в качестве эжектирующих устройств.

Основное отличие гипотезы взаимодействия вихрей от предыдущих работ состоит в том, что определяющая роль в переносе энергии от осевых слоев к периферийным отведена радиальным турбулентным пульсациям газа. В поле с большим радиальным градиентом статического давления пульсации позволяют осуществлять перенос тепла от центральных слоев к периферийным на тех участках камеры, где статическая температура на оси ниже статической температуры на периферии. На основании соразмерности скорости потока в вихре и скорости теплового движения молекул сделано предположение, что флуктуации плотности в неравномерном процессе не успевают рассредоточиться, и переносятся на периферию вихревой трубы.

Анализируя вышеизложенные гипотезы, следует указать их применени в описании процессов течения в проточной части ВЭС вызывает затруднения ввиду различий природы формирования вихревого течения. Ключевое отличие которой от физических процессов, протекающих в вихревой трубе или автономно работающем эжекторе, состоит в отсутствии обратного приосевого течения и разделения потока на свободный и вынужденный вихрь, что обусловлено совместной работой ВЭС с ЖКВН. Таким образом в ВЭС эффект понижения давления в приосевой области осуществляется в условиях кардинально отличающихся от условий описанных ранее.

Рассматривая работы последних лет авторов стран СНГ и зарубежных ученых по созданию математических моделей вихревых потоков, нельзя не упомянуть таких авторов, как А.А. Халатов, М.А. Гольдштик, В.В. Мелешко, Н.Н. Константинов, А.В. Борисов, И.С. Мамаев, С.В. Алексеенко, П.А. Куйбин, В.Л. Окулов, Н.К. Черныш, Е.Л. Тарунин, А.Ф. Гуцол, В.В. Козлов, В.Н. Турик, А. Гупта, Д. Лилли, Н. Сайред и др. Их значительный вклад в формирование математического аппарата, описывающего вихревую кинематику и динамику потоков жидкости и газа, явился тем фундаментом, который позволил создать физико-математическую модель процессов, протекающих в проточной части ВЭС.

Наиболее распространенной математической моделью закрученного течения оказалась модель винтового потока, которая характеризуется условиями:

$$\operatorname{rot} \vec{W} = a \cdot \vec{W} \text{ и } P^* = \text{const},$$

где a – скалярная функция координат, \vec{W} – вектор скорости закрученного потока.

Дифференциальные уравнения винтового потока представлены в работах [177] и др. При рассмотрении однородного потока ($a = \text{const}$) винтового потока в трубе с экспоненциальным законом начальной закрутки, было показано, что обратные течения у оси канала возникают при $aR > 2,42$, а дискретные крупномасштабные циркуляционные зоны – при $aR > 3,83$, где R – внутренний радиус канала. Следует отметить, что при аналитическом решении задачи о ламинарном течении в трубе М.А. Гольдштиком было получено условие возникновения обратного потока при $\operatorname{tg} \varphi_w > 4,58$, а Г.Е. Стуровым показано, что в области $\bar{r} > 0,71$ при любом значении параметра закрутки потока обратное течение не возникает.

В работе [177] идет ссылка на следующий метод решения задачи о ламинарном течении в трубе, когда на профиль Пуазейля накладывается «возмущение», обусловленное закруткой потока. Такой метод может быть использован при слабой закрутке, когда изменения в профилях скорости незначительны. Широкое распространение при решении таких задач получили конечно-разностные методы.

Для расчета турбулентных закрученных потоков в каналах широко используются модели турбулентной вязкости и пути перемешивания. В первом случае значение турбулентной вязкости определяется на основе сравнения результатов аналитического решения для ламинарного потока с опытными данными по профилям осевой и вращательной скорости. Чаще всего турбулентная вязкость задается постоянной по сечению канала, а ее величина

находится по обобщенному уравнению для турбулентной вязкости закрученного потока в области $Re_d = 10^4 \div 10^6$:

$$\frac{\mu_T}{\mu} = 1,78 \cdot 10^{-3} \cdot Re_d^{0,93}$$

С другой стороны модель турбулентной вязкости, как правило, не дает удовлетворительных результатов в области поверхности канала. Поэтому для расчета турбулентного закрученного потока в кольцевом канале использована модель с двумя значениями турбулентной вязкости у внутренней и внешней стенок, а также с переменной по сечению турбулентной вязкостью. Наилучшее согласование с экспериментальными данными достигнуто в случае использования модели переменной вязкости. При использовании теории пути перемешивания на случай плоского криволинейного потока ($\omega = 0$) впервые выполнено обобщение Л. Прандтлем и Р. Кинни на основании гипотез о сохранении циркуляции вращательной скорости и угловой скорости вращения. В пристеночной области изменение длины пути перемешивания аналогично осевому течению и соответствует линейному закону. Вдали от стенки в соответствии с рекомендациями Р. Кинни длина пути перемешивания равна: $l = k \cdot r$, где $k = 0,028$ – коэффициент характеризующий начальный участок.

Для определения длины пути перемешивания в криволинейных потоках П. Брэдшоу предложено уравнение:

$$\frac{l}{l_0} = 1 - \beta \cdot Ri,$$

где l_0 – длина пути перемешивания в осевом потоке; β – коэффициент, учитывающий форму поверхности стенки ($\beta = 4$ для выпуклой стенки и $\beta = 2$ для вогнутой); Ri – число Ричардсона, характеризующее отношение производства турбулентной энергии центробежными силами к производству энергии касательными напряжениями.

Для расчета закрученных потоков чаще всего используют $k - \varepsilon$ и $k - \omega$ - модели, где k – кинетическая энергия турбулентности единицы объема; ε –

скорость диссипации энергии турбулентности; ω – величина, пропорциональная квадрату частоты турбулентных пульсаций. В первом случае турбулентная вязкость является скалярной функцией k и ε , во втором – k и ω . Для вычисления k, ε, ω используются дифференциальные уравнения. Для двухпараметрической модели турбулентности (описывающей осредненное и пульсационное движение закрученного потока) учтено влияние кривизны линий тока на пространственный масштаб турбулентности. В качестве параметра кривизны использовано число Ричардсона. Учет кривизны позволяет получить лучшее согласование расчетных и опытных данных, в особенности для пульсационных характеристик потока.

Однако вышеперечисленные модели описывают, как правило, закрученные течения вещества, вызванные источником импульса в начале координат, т.е. наиболее применимы для описания процессов в автономно работающих эжекторах. В связи с этим необходимо выделить математическую модель, описывающую движение струи, вызванное течением вещества на плоскости типа стока. При этом концентрация импульса в начале координат трактуется как следствие, а не причина течения. Решения этой задачи, так называемое решение Сквайра, были рассмотрены в работах [62]. При такой постановке задачи проблема выполнения условий прилипания на плоскости снимается, т.к. скорость внешней среды на плоскости совпадает со скоростью вещества плоскости. Интересно рассмотреть сходящееся течение вещества плоскости, которое вблизи оси вызывает кумуляцию скорости и импульса. Если это явление перенести на практику, то очевиден важный вывод, что применение конической приемной камеры в проточной части ВЭС позволит в приосевой зоне понизить давление в значительно большей степени по сравнению с камерой цилиндрической формы. Аэродинамику закрученного потока в сужающихся каналах подробно рассматривали [61, 62, 177], в которых указали на наличие отрицательного продольного градиента статического давления. При этом распределение скоростей и давлений в сужающемся канале автомодельно

по числу Рейнольдса, если использовать в качестве масштаба максимальных значений этих параметров.

1.3. Методы экспериментального исследования течения газа в проточной части вихревых аппаратов

Экспериментальное исследование закрученных потоков, определение полей распределения таких основных параметров, как температура, давление, скорость имеет особенное значение для построения адекватной физико-математической модели происходящих процессов в потоке на макро- и микроуровнях. На сегодняшний день остается совершенно не исследованной структура потока целого класса вихревых аппаратов, таких как ВЭС о особенностях работы которых говорилось ранее. На структуру турбулентного течения существенно влияют особенности радиального распределения этих параметров и кривизна обтекаемой поверхности. Следует отметить, что характерным отличием процесса течения в ВЭС, по сравнению с вихревой трубой, заключается в расхождении профиля осевой составляющей скорости в области максимальных значений по сечению окружной составляющей вектора скорости. Так в вихревых трубах градиенты осевой составляющей скорости наиболее велики на границе разделения вихря и характеризуют сдвиговые течения. В этой области, при смещении периферийного вихря с приосевым, формируются когерентные вихревые структуры с определенной интенсивностью и динамикой распространения. В ВЭС не происходит разделения вихря, соответственно на срезе сопла пассивного потока характер взаимодействия активного и пассивного потока имеет существенные отличия, как по своей динамике, так и по абсолютной величине флуктуаций параметров. Экспериментальное исследование турбулентной структуры потоков в вихревой трубе имеет ряд специфических сложностей: существенная трехмерность потока; малыми габаритными размерами объекта исследования. Иногда эти

причины делают невозможным применение традиционных (термоанемометрических и др.) методов измерения. Использование бесконтактных систем, например лазерной доплеровской измерительной системы (ЛДИС), существенно ограничивается спецификой конструктивных особенностей вихревых аппаратов (кривизной поверхности, наличием затеняющих элементов). Количественная информация о полях давления и скорости потока в проточной части ВЭС, с допустимой долей погрешности, может быть получена при использовании в качестве измерительных приборов специальных пневматических микронасадок полного и статического давления. Однако при подобном методе исследования параметров потока возникают сложности, обусловленные радиальным градиентом давления, которые вызывают перетекание газа по поверхности датчика, а, следовательно, искажающие данные измерения. В большей мере такое перетекание влияет на точность измерения радиальной составляющей вектора скорости. Некоторые исследователи, для компенсации этой неточности вносили поправки на радиальные перетечки с последующим учетом при построении эпюр распределения параметров в характерных сечениях. В результате чего эти данные имеют противоречивый характер и трудно сопоставимы, так как практически всегда имеются отличительные признаки в геометрии основных элементов и соотношении характерных определяющих процесс параметров.

Проведя анализ результатов измерений профилей распределения составляющих вектора скорости в проточной части вихревых труб, выполненных различными авторами, не трудно заметить их качественное сходство (рис. 1.8). Здесь составляющие скорости выражены в относительных величинах, как отношение средней скорости истечения струи газа на выходе из соплового ввода. Некоторое расхождение наблюдается в эпюрах распределения радиальной составляющей вектора скорости. В периферийных слоях радиальная составляющая направлена к стенке камеры энергоразделения, а в центральных к оси. Поверхность смены направления радиальной компоненты

на противоположное совпадает с радиусом разделения вихрей, т.е. с поверхностью максимальных значений окружной составляющей скорости $V_{\varphi \max}$. Как отмечалось выше, точное измерение радиальной составляющей затруднено перетеканием газа по поверхности датчика, поэтому в данной работе, при проведении экспериментальных исследований в проточной части ВЭС, радиальной составляющей вектора скорости пренебрегали. Распределение параметров осредненного потока, как следует из результатов траверсирования различными зондами камеры энергоразделения вихревой трубы, существенно неравномерно как по сечению, так и по длине камеры.

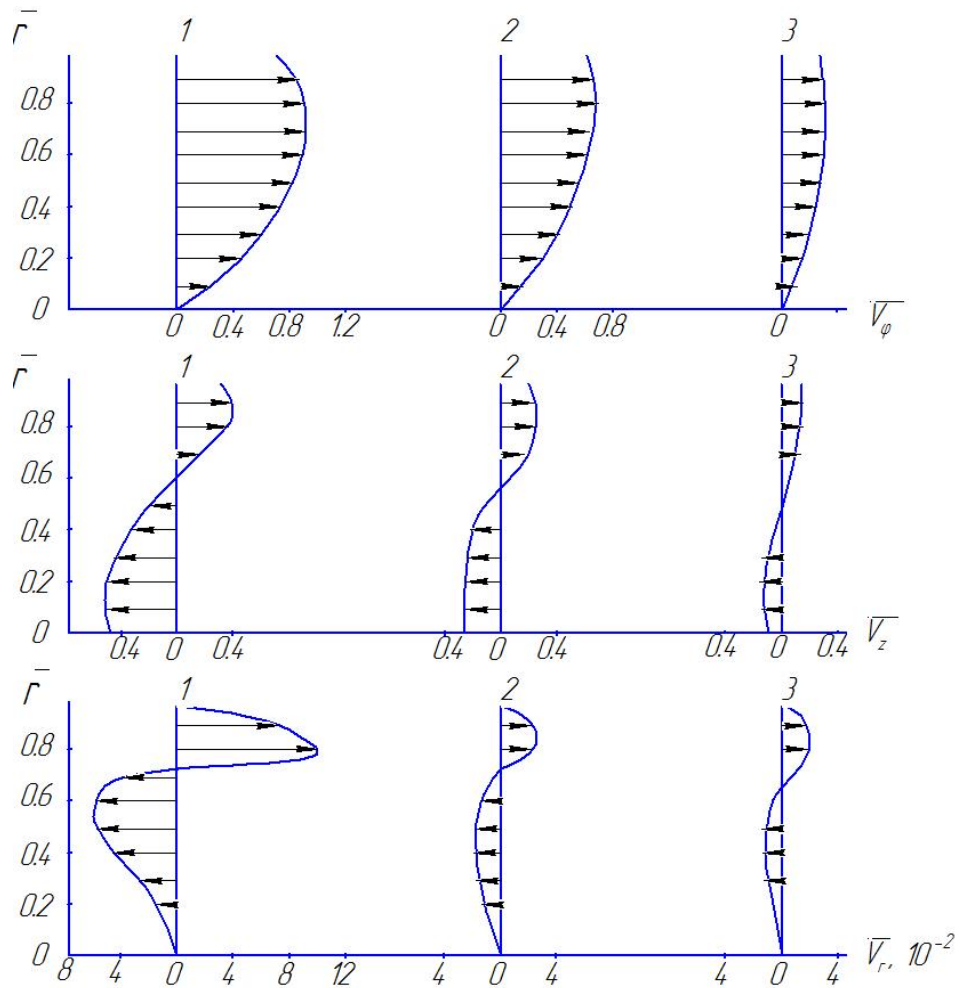


Рисунок 1.8. Эпюры тангенциальной \bar{V}_φ , осевой \bar{V}_z и радиальной \bar{V}_r составляющих скорости движения газа в проточной части вихревой трубы по опытным данным Х. Такахамы, Х. Иокосавы [184]

Радиальные градиенты статического давления и полной температуры уменьшаются от соплового сечения к дросселю, а их максимальные значения наблюдаются в сопловом сечении. Профили тангенциальных и осевых компонент скорости качественно подобны для различных сечений, но количественно вдоль трубы значительно меняются.

В работах С.С. Мелейчука [22-29, 117-119] впервые была выдвинута идея о возможности использования вихревого эжектора в качестве предвключенной ступени вакуумного агрегата и проведены экспериментальные исследования интегральных характеристик вакуумного агрегата на базе ЖКВН с ВЭС. Мелейчук исследовал ВЭС с цилиндрической приемной камерой, конструктивное исполнение которого представлено на рис. 1.9., а основными элементами являются: 1 – корпус вихревой камеры; 2 – тангенциально расположенные каналы подвода активного потока; 3 – цилиндрическая камера; 4 – проставки; 5 – канал подвода пассивного потока; 6 – сопло подвода пассивного потока; 7 – подводящий патрубок; 8 – плоская пластина щелевого диффузора; 9 – регулировочный винт щелевого диффузора; 10 – крепление щелевого диффузора; 11 – герметизирующий колпачок. При работе вакуумного насоса во всасывающем патрубке, на котором установлен вихревой эжектор, образуется вакуум. За счет этого, по тангенциально расположенным каналам подвода активного потока поступает атмосферный воздух и формирует вихрь, с приосевой зоной пониженного давления. В эту зону, по соплу пассивного потока, эжектируется газ из откачиваемого объема. Затем, оба потока перемешиваются в цилиндрической камере, где происходит выравнивание скоростей и повышение давления. В диффузоре, за счет торможения потока на плоской пластине, давление смешанного потока продолжает расти. В дальнейшем, смешанный поток проходит по отводящему трубопроводу с некоторым повышением давления и по всасывающему патрубку поступает в рабочую полость водокольцевого вакуумного насоса.

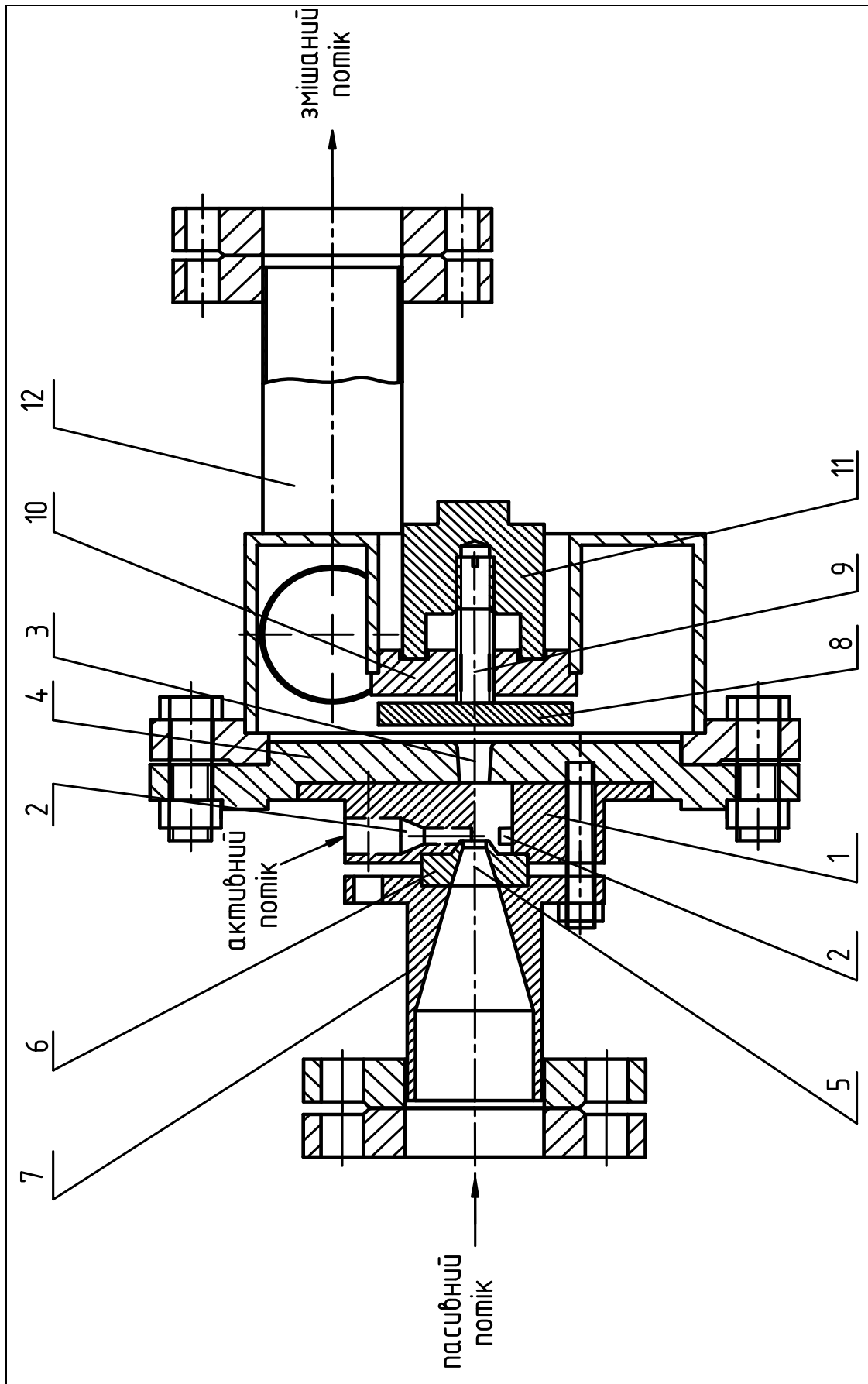


Рисунок 1.9. Воздушний вихревий ежектор, конструкції С.С. Мелейчука

ВЭС, конструкции С.С. Мелейчука, предусматривала исследование работы вакуумного агрегата при использовании сменных сопел пассивного потока с различным диаметром. Основные геометрические размеры и типы проточной части этой ступени приведены в таблице 1.3. и на рис. 1.10. соответственно.

Таблица 1.3. Геометрические размеры ВЭС, конструкции С.С. Мелейчука

d_{Π}	d_A	N	D_K	D_3	L	l			
мм	мм	—	мм	мм	мм	мм			
Прямоточный с цилиндрической камерой									
4	3	5	7	1	2	32	15	54	18
8									
10									
12									
16									
Противоточный с цилиндрической камерой									
8	3,2	1	2	16	15	44	12		
10									
12									

Сопла подвода пассивного потока для прямоточного типа проточной части вихревого эжектора выполнены с внешними цилиндрическими стенками, и конусообразными для противоточного.

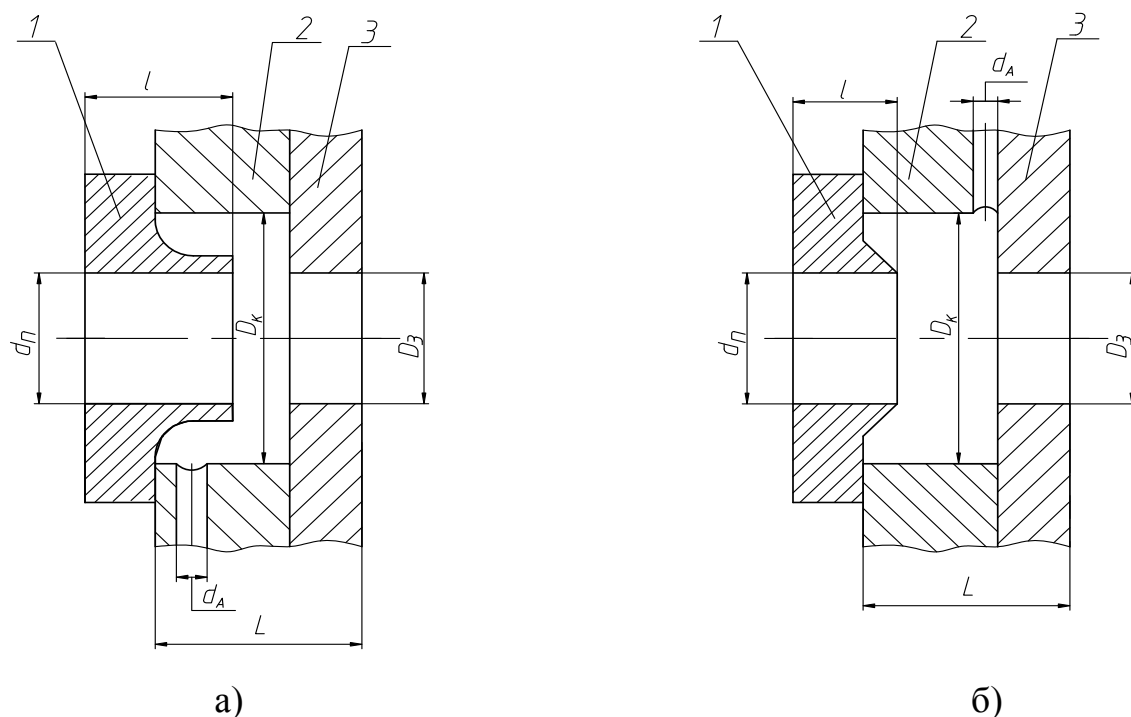


Рисунок 1.10. Типы проточных частей ВЭС конструкции С.С. Мелейчука

а) Прямоточный с цилиндрической камерой; б) противоточный с цилиндрической камерой

1 – сопло ввода пассивного потока; 2 – вихревая камера; 3 – проставки

Ни чуть не приуменьшая значимости вклада С.С. Мелейчука, следует обратить внимание на некоторые неточности и упущения. Некоторые сомнения вызывает предложенная автором противоточная схема. Так, если рассмотреть рис. 1.10 б, видно, что при наличии двух входящих потоков (пассивного и активного) выходящий поток (смешанный) один. К тому же, все три потока генерируются работой ЖКВН, а закрутка активного потока и появление зоны пониженного давления, обуславливающей наличие пассивного потока, являются следствием этой работы. Поэтому, не понятно каким образом эта зона может сформироваться в проточной части данного типа. В лучшем случае образуется кольцевой вихрь с приосевой зоной пониженного давления и обратными течениями, вызванными реакцией закрученной струи с торцом стенки проставки 3, но и в этом случае противоточная схема реализована не будет, т.к. оба потока выходят через общую камеру смешения. Противоточная схема

может быть реализована лишь в случае отдельного выхода активного и пассивного потоков (по аналогии с вихревыми трубами горячего и холодного), но на базе одного вакуумного агрегата такая схема движения потоков в проточной части ВЭС не может быть реализована. Кроме того, анализируя выводы С.С. Мелейчука, заметны их противоречия изначальной гипотезе, об отличии структуры потока в ВЭС от вихревых труб. Это касается утверждения о том, что в вихревой камере течение потоков подчиняется законам вынужденного и свободного вихрей, которое является приемлемым и опытно подтверждается для вихревых труб, но не оправдано распространено им на ВЭС. Ведь в отличие от вихревых труб в проточной части ВЭС не происходит перестроение свободного вихря в вынужденный, а структура потока такова, что за сопловым вводом активного потока сразу формируется вихрь, движение которого математически описывается решением Сквайра для струи, индуцированной движением вещества типа вихресточка. Важной предпосылкой для проведения подробных экспериментальных исследований структуры потока в проточной части ВЭС, послужили результаты расчетного эксперимента (трехмерного моделирования в программном комплексе FlowVision) полученные С.С. Мелейчуком ВЭС с цилиндрической приемной камерой. Составленная им физико-математическая модель содержит в себе газодинамические функции, которые, к сожалению, не были проверены опытным измерением тангенциальной и осевой составляющих вектора скорости потока, и поэтому нуждается в проверке и существенном дополнении. В частности, она не учитывает пространственный угол γ между осевой и радиальной составляющей вектора скорости, что не позволяет в достаточной мере охарактеризовать трехмерность потока. Проведенные вариации геометрии проточной части ВЭС в экспериментальных и расчетных исследованиях С.С. Мелейчука не дает возможности составить ясную картину эволюции вихря в характерных сечениях вихревого эжектора. Также являются очевидными недостатки применения цилиндрической приемной камеры, такие как

повышенное сопротивление торца стенки проставки и сравнительно быстрое «затухание» энергии вихря. Предлагаемым решением этой проблемы является применение конической камеры смещения. Является дискуссионным утверждение автора о нецелесообразности закрутки пассивного потока, т.к. можно не безосновательно предположить, что такая мера приведет к снижению интенсивности когерентных вихревых структур, вызванных смешением двух потоков, а, следовательно, и к снижению диссипативных потерь.

1.4. Выводы из анализа литературных источников

В результате проведенного анализа литературных источников и патентной информации можно сделать вывод, что практически все работы посвящены исследованиям вихревых аппаратам, работающим по схеме принципиально отличной от вихревой эжекторной ступени вакуумного агрегата на базе ЖКВН. Единственная работа, проливающая свет на особенности рабочего процесса ВЭС, это работа С.С. Мелейчука. Не вызывает сомнений тот факт, что рабочий процесс ВЭС в составе вакуумного агрегата малоизучен и требует более подробного рассмотрения. Малоисследованны характеристики ВЭС различной геометрии, остаются не исследованными газодинамические процессы, происходящие в проточной части ВЭС, математическая модель рабочего процесса ВЭС С.С. Мелейчука не имеет экспериментального подтверждения и недостаточно учитывает трехмерность течения газа, что приводит к переупрощению физической модели.

Отдельно, нужно обратить внимание на то, что среди зарубежных машиностроительных предприятий, производителей ЖКВН, таких как «SIEMENS», «Wedag», «SIHI», широко используются прямотруйные эжекторные ступени и нигде не упоминается о применении ВЭС.

Можно сделать вывод, что на сегодняшний день: недостаточно исследованы газодинамические процессы, происходящие в проточной части

ВЭС; характеристики ВЭС в различном конструктивном исполнении остаются малоисследованными; не существует экспериментально подтвержденной математической модели рабочего процесса ВЭС; есть необходимость в создании специализированной инженерной методики проектирования ступени. Суммируя вышесказанное, можно прийти к заключению, что целью исследования является установление связи геометрии проточной части вихревой эжекторной ступени с режимными характеристиками вакуумного агрегата на базе жидкостно-кольцевого вакуум-насоса в области ее эффективного применения. При этом, для реализации поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- определить область эффективного применения различных типов эжекторных ступеней по результатам сравнения экспериментальных характеристик вакуумных агрегатов с предвключенными вихревой и прямоструйной эжекторными ступенями;

- создать математическую модель рабочего процесса вихревой эжекторной ступени с учетом динамики газовых потоков в ее проточной части;

- исследовать закономерности распределения скоростей газового потока в характерных сечениях проточной части вихревой эжекторной ступени и установить связь компонентов вектора абсолютной скорости с геометрией проточной части ВЭС;

- исследовать влияние геометрии проточной части вихревой эжекторной ступени на режимные характеристики вакуумного агрегата;

- на основе теоретических и экспериментальных исследований разработать методику расчета вихревой эжекторной ступени для проектирования вакуумных агрегатов на базе жидкостно-кольцевых вакуум-насосов.

РАЗДЕЛ 2

ГАЗОДИНАМИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ВИХРЕВОЙ ЭЖЕКТОРНОЙ СТУПЕНИ ВАКУУМНОГО АГРЕГАТА

2.1. Общие положения модели

Данная расчетная модель ВЭС основана на использовании закона сохранения импульса потока в пределах сечений II и III (рисунок 2.1).

В сечении II рассматривается сумма импульсов активного и пассивного потоков, а в сечении III потоки и их импульсы не разделяются.

Учет приращения энтропии, обусловленного диссипативными проявлениями (трение, смешение, неравномерность и т.п.) выполняется путем введения коэффициентов ψ , характеризующих уменьшение абсолютной скорости.

Потери полного давления рассматриваются через соответствующие коэффициенты σ .

Учет неадиабатности процесса течения в сопловых аппаратах выражается через изоэнтропный КПД η_s или коэффициент скорости соплового аппарата φ .

Для течений, в которых вектор абсолютной скорости газа составляет некоторый угол β с осью потока и с учетом угла α , сложные газодинамические функции используются в их обобщенном виде $q(\lambda, \beta)$, $q(\lambda, \alpha, \beta)$, $Z(\lambda, \beta)$, $Z(\lambda, \alpha, \beta)$, $f(\lambda, \beta)$, $f(\lambda, \alpha, \beta)$.

При расчете импульса потока неравномерность распределения скоростей и давлений по радиусу рассматриваемых сечений заменяется среднеинтегральными величинами \hat{I} , \hat{q} , \hat{Z} , \hat{f} , $\hat{\lambda}$; где надстрочный индекс « $\hat{}$ » обозначает осреднение параметра по площади сечения.

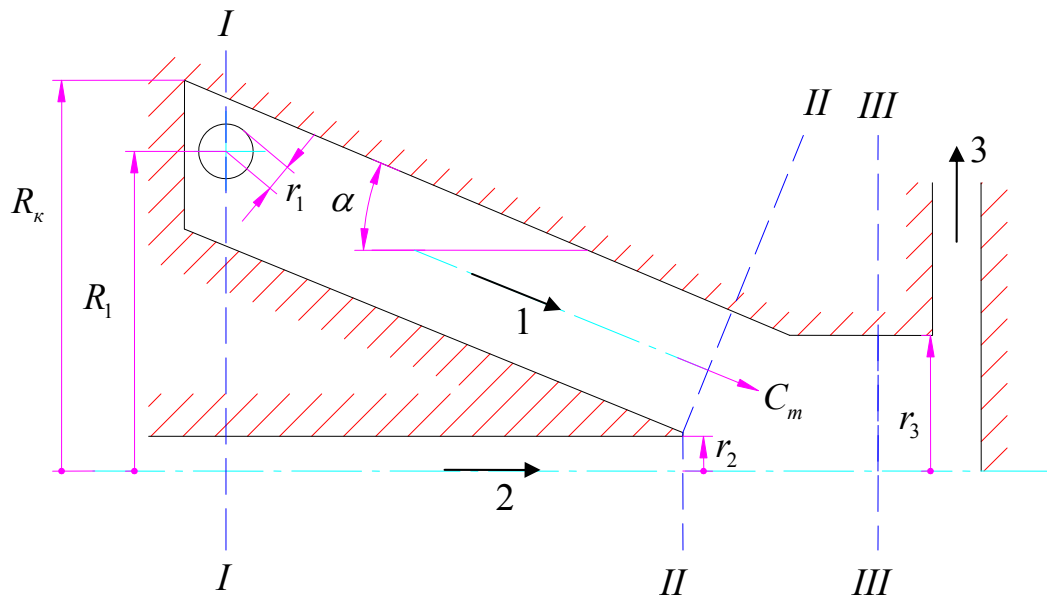


Рисунок 2.1. Расчетная схема вихревой эжекторной ступени

I, II, III - характерные расчетные сечения вихревой камеры: I - выход активного потока в вихревую камеру, II - выход активного и пассивного потоков в зону смешения, III - вход потока смешения в подводящий патрубок осерадиального диффузора;
1, 2, 3 – направления течения газовых потоков - активного, пассивного и смешанного соответственно;

C_m - расходная составляющая вектора абсолютной скорости активного потока в кольцевом сечении конической вихревой камеры;

α - средний угол раствора конуса вихревой камеры;

R_1 - расстояние от оси эжектора до оси активного сопла;

R_k - радиус вихревой камеры;

r_1 - радиус выходного сечения сопла активного потока;

r_2 - радиус выходного сечения сопла пассивного потока;

r_3 - радиус цилиндрической камеры смешения.

Основные допущения и ограничения:

- рабочая среда рассматривается в идеально-газовом приближении;
- поток во всех полостях ВЭС – осесимметричный;

- перемещение потоков в осевом направлении происходит по всему сечению вихревой камеры и патрубка диффузора (отсутствует область неразрушаемого вихревого шнура);
- отсутствует возвратное осевое течение газа;
- пассивный поток подводится без закрутки, $\beta_{2n} = 0$;
- смешение потоков начинается с сечения II на поверхности тока с радиусом r_2 и проявляется в передаче момента количества движения от активного потока к пассивному;
- угол между осевой и расходной составляющими вектора абсолютной скорости равен среднему углу раствора конуса вихревой камеры α для соответствующего сечения.

Расположение характерных сечений, используемых при выводе уравнения для импульса потока, удобно определять с помощью относительной длины \bar{l} и относительного радиуса \bar{r} вихревой камеры:

$$\bar{l} = \frac{l_i}{L} \quad \bar{r} = \frac{r_i}{R_1},$$

где L - длина вихревой камеры (расстояние от торца вихревой камеры со стороны ввода активного потока до выходного сечения камеры смешения);

l_i - расстояние от торца вихревой камеры со стороны ввода активного потока до рассматриваемого i -го сечения;

r_i - расстояние от оси симметрии вихревого эжектора до текущей точки траверсирования в i -ом сечении;

R_1 - расстояние от оси сопла пассивного потока до оси сопла активного.

Таким образом, сечениям I, II и III соответствуют значения относительной длины вихревой камеры с индексами $\bar{l}_1, \bar{l}_2, \bar{l}_3$, которые, как и относительный радиус \bar{r} вихревой камеры, изменяется в пределах от 0 до 1.

2.2. Уравнение сохранения импульса потоков в зоне смешения

Запишем уравнение сохранения импульса потока в пределах сечений II и III , при этом импульс в сечении II рассмотрим, как сумму импульсов активного и пассивного потоков, обозначив их в уравнении нижними индексами A и B соответственно:

$$\hat{I}_{III} = \hat{I}_{IIA} + \hat{I}_{IIB}, \quad (2.1)$$

С учетом диссипации энергии можно записать:

$$\hat{I}(\psi_{см} \cdot \lambda_{III}, \beta_{III}) = \hat{I}(\lambda_{IIA}, \beta_{IIA}, \alpha) + \hat{I}(\psi_{II} \cdot \lambda_{IIB}), \quad (2.2)$$

Основное уравнение для ВЭС должно связывать полные давления и массовые расходы всех взаимодействующих потоков, поэтому для импульсов потоков целесообразно использовать нижеследующие уравнения в зависимости от задачи расчета с выполнением осреднения. При этом следует учитывать пространственную ориентацию вектора абсолютной скорости, а также его составляющих (рисунок 2.3.1). Принимая во внимание допущение о том, что пассивный поток подводится без закрутки, а так же то, что в цилиндрической камере смешения (сечение III) угол $\alpha = 0$, а угол β может изменяться в пределах от 0 до $\frac{\pi}{2}$, запишем:

$$\left. \begin{aligned} \hat{I}_{IIB} &= \dot{m}_{IIB} \cdot a_{крII} \cdot \frac{k+1}{2k} \cdot \hat{Z}(\lambda_{IIB}), \quad \text{при этом } \beta_{IIB} = 0 \text{ и } \alpha = 0 \\ \hat{I}_{III} &= \dot{m}_{III} \cdot a_{крIII} \cdot \frac{k+1}{2k} \cdot \hat{Z}(\lambda_{III}, \beta_{III}), \quad \text{при этом } 0 < \beta_{III} < \frac{\pi}{2} \text{ и } \alpha = 0 \end{aligned} \right\}, \quad (2.3)$$

где

$$\left. \begin{aligned} \hat{Z}(\lambda_{IIB}) &= \hat{\lambda}_{IIB} + \frac{1}{\hat{\lambda}_{IIB}}, \quad \text{при } \beta_{IIB} = 0 \text{ и } \alpha = 0 \\ \hat{Z}(\lambda_{III}, \beta_{III}) &= \frac{1}{\cos \hat{\beta}_{III}} \left[\left(\frac{2k}{k+1} \cos^2 \hat{\beta}_{III} - \frac{k-1}{k+1} \right) \hat{\lambda}_{III} + \frac{1}{\hat{\lambda}_{III}} \right], \quad \text{при } 0 < \beta_{III} < \frac{\pi}{2} \text{ и } \alpha = 0 \end{aligned} \right\} \quad (2.4)$$

2.3. Вывод уравнения для импульса потока в нормальном сечении кольцевого канала вихревой камеры

В сечении II при выведении уравнения импульса для кольцевого течения активного потока \hat{I}_{IIA} необходимо помимо угла β учитывать средний угол раствора конуса вихревой камеры α .

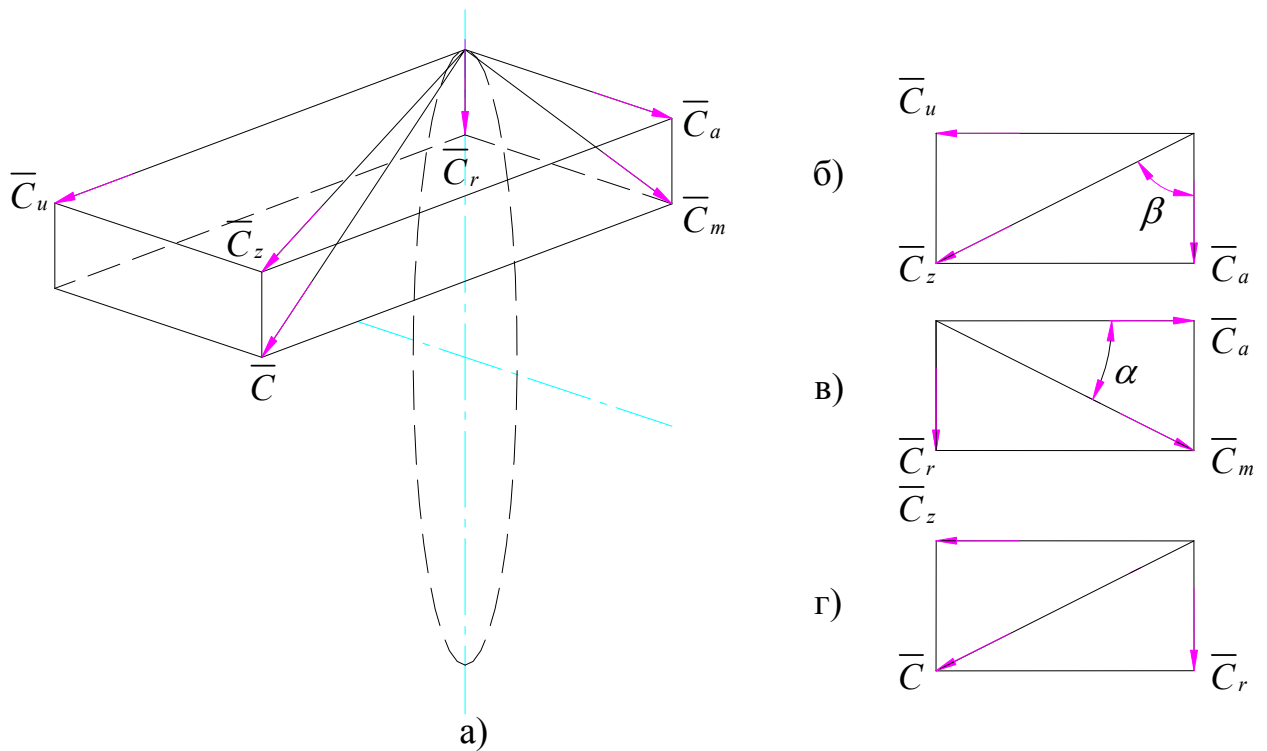


Рисунок 2.3.1. Кинематические параметры потока газа в проточной части вихревого эжектора для кольцевого течения активного потока
 а) – пространственная схема кинематических параметров в проточной части ВЭС; б) – в касательной плоскости; в) – в плоскости осевой симметрии; г) – в плоскости вектора абсолютной скорости

\bar{C} - вектор абсолютной скорости;

\bar{C}_m - вектор расходной составляющей;

\bar{C}_z - вектор составляющей (компоненты) в касательной плоскости (\bar{C}_a и \bar{C}_u);

\bar{C}_u - вектор тангенциальной компоненты в касательной плоскости (\bar{C}_a и \bar{C}_u);

\bar{C}_a - вектор осевой компоненты в касательной плоскости (\bar{C}_a и \bar{C}_u);

\bar{C}_r - вектор радиальной компоненты;

α - угол наклона канала относительно оси вращения;

β - угол между векторами \bar{C}_a и \bar{C}_z .

Запишем основные соотношения для кинематических параметров потока газа в вихревой камере.

Абсолютная скорость может быть представлена (из рисунка 2.3.1. г) в виде:

$$C = \sqrt{C_z^2 + C_r^2} \quad (2.5)$$

В свою очередь:

$$C_z = \frac{C_a}{\cos \beta}; \quad C_m = \frac{C_a}{\cos \alpha}; \quad C_r = C_a \cdot \operatorname{tg} \alpha.$$

После подстановки получим:

$$C = \sqrt{\frac{C_a^2}{\cos^2 \beta} + \frac{C_a^2 \cdot \sin^2 \alpha}{\cos^2 \alpha}} = C_a \cdot \sqrt{\frac{1}{\cos^2 \beta} + \operatorname{tg}^2 \alpha}.$$

Обозначим коэффициент учета конусности вихревой камеры, как:

$$Y = \sqrt{\frac{1}{\cos^2 \beta} + \operatorname{tg}^2 \alpha} \quad (2.6)$$

$$\text{или } Y = \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha + \operatorname{tg}^2 \beta}, \text{ при этом } Y > 1.$$

Тогда: $C = Y \cdot C_a \quad (2.7)$

Для расходной составляющей получим выражение:

$$C_m = \frac{C_a}{\cos \alpha} \quad \text{или} \quad C_m = \frac{C}{Y \cdot \cos \alpha} \quad (2.8)$$

Уравнение импульса потока в нормальном сечении кольцевого канала вихревой камеры в общем виде можно записать:

$$I_{IIA} = \dot{m}_{IIA} \cdot C_m + P \cdot f_{IIA}$$

Для упрощения вывода опускаем индексы, характеризующие активный поток «А» или сечение этого потока «2А» (II, A):

$$I = \dot{m} \cdot C_m + P \cdot f$$

Или:

$$I = \dot{m} \cdot \left(C_m + \frac{P}{\rho \cdot C_m} \right)$$

Для идеального газа: $I = \dot{m} \cdot \left(C_m + \frac{RT}{C_m} \right)$

С учетом (2.8) запишем в виде: $I = \dot{m} \cdot \left(\frac{C}{Y \cdot \cos \alpha} + \frac{RT}{C} \cdot Y \cdot \cos \alpha \right)$

Используя зависимость для адиабатного потока идеального газа, и переходя к осредненным параметрам потока выполним следующие преобразования:

$$\begin{aligned}
 RT &= \frac{k+1}{2k} \cdot a_{кр}^2 \cdot \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \hat{\lambda}^2\right) \\
 \hat{I} &= \dot{m} \cdot \left[\frac{\hat{\lambda} \cdot a_{кр}}{\hat{Y} \cdot \cos \alpha} + \frac{\frac{k+1}{2k} \cdot a_{кр}^2 \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \hat{\lambda}^2\right) \cdot \hat{Y} \cdot \cos \alpha}{\hat{\lambda} \cdot a_{кр}} \right] \\
 \hat{I} &= \dot{m} \cdot a_{кр} \left[\frac{\hat{\lambda}}{\hat{Y} \cdot \cos \alpha} + \frac{k+1}{2k} \cdot \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \hat{\lambda}^2\right) \frac{\hat{Y} \cdot \cos \alpha}{\hat{\lambda}} \right] \\
 \hat{I} &= \dot{m} \cdot a_{кр} \cdot \frac{k+1}{2k} \cdot \left[\frac{2k}{k+1} \cdot \frac{\hat{\lambda}}{\hat{Y} \cdot \cos \alpha} + \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \hat{\lambda}^2\right) \frac{\hat{Y} \cdot \cos \alpha}{\hat{\lambda}} \right], \quad (2.9)
 \end{aligned}$$

Записав уравнение (2.9) через газодинамическую функцию $\hat{Z}(\lambda, \alpha, \beta)$ и расставив индексы в соответствии с расчетным сечением, получим:

$$\hat{I}_{IIA} = \dot{m}_{IIA} \cdot a_{крA} \cdot \frac{k+1}{2k} \cdot \hat{Z}(\lambda, \alpha, \beta), \quad (2.10)$$

где $\hat{Z}(\lambda, \alpha, \beta) = \frac{2k}{k+1} \cdot \frac{\hat{\lambda}}{\hat{Y} \cdot \cos \alpha} + \frac{\hat{Y} \cdot \cos \alpha}{\hat{\lambda}} - \frac{k-1}{k+1} \cdot \hat{\lambda} \cdot \hat{Y} \cdot \cos \alpha$

$$\hat{Z}(\lambda, \alpha, \beta) = \hat{Y} \cdot \cos \alpha \cdot \left(\frac{2k}{k+1} \cdot \frac{\hat{\lambda}}{\hat{Y}^2 \cdot \cos^2 \alpha} + \frac{1}{\hat{\lambda}} - \frac{k-1}{k+1} \cdot \hat{\lambda} \right)$$

или $\hat{Z}(\lambda_{IIA}, \alpha, \beta_{IIA}) = \hat{Y} \cdot \cos \alpha \cdot \left[\hat{\lambda}_{IIA} \cdot \left(\frac{2k}{k+1} \cdot \frac{\hat{\lambda}_{IIA}}{\hat{Y}^2 \cdot \cos^2 \alpha} - \frac{k-1}{k+1} \right) + \frac{1}{\hat{\lambda}_{IIA}} \right] \quad (2.11)$

Выразив уравнения (2.3) и (2.10) через сложную газодинамическую функцию \hat{f} , получим систему уравнений:

$$\left. \begin{aligned}
 \hat{I}_{III} &= P_{0II} \cdot F_{III} \cdot \hat{f}(\lambda_{III}), & \text{при } \beta_{III} = 0 \text{ и } \alpha = 0 \\
 \hat{I}_{III} &= P_{0III} \cdot F_{III} \cdot \hat{f}(\lambda_{III}, \beta_{III}), & \text{при } 0 < \beta_{III} < \frac{\pi}{2} \text{ и } \alpha = 0 \\
 \hat{I}_{IIA} &= P_{0A} \cdot F_{IIA} \cdot \hat{f}(\lambda_{IIA}, \alpha, \beta_{IIA}) & \text{при } 0 < \beta_{IIA} < \frac{\pi}{2} \text{ и } \alpha \neq 0
 \end{aligned} \right\} \quad (2.12)$$

В свою очередь функции \hat{f} могут быть выражены через соответствующие расходные функции:

$$\left. \begin{aligned} \widehat{f}(\lambda_{III}) &= \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \widehat{q}(\lambda_{III}) \cdot \widehat{Z}(\lambda_{III}) \\ \widehat{f}(\lambda_{III}, \beta_{III}) &= \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \widehat{q}(\lambda_{III}) \cdot \cos \widehat{\beta}_{III} \cdot \widehat{Z}(\lambda_{III}, \beta_{III}) \\ \widehat{f}(\lambda_{IIA}, \beta_{IIA}, \alpha) &= \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \frac{\widehat{q}(\lambda_{IIA}, \beta_{IIA})}{\widehat{Y} \cdot \cos \alpha} \cdot \widehat{Z}(\lambda_{IIA}, \beta_{IIA}, \alpha) \end{aligned} \right\} (2.13)$$

Для расчета среднеинтегрального значения импульса потока в характерных сечениях необходимо знать:

- среднеинтегральную величину абсолютной скорости $\widehat{C} = \delta(\bar{r})$;
- среднеинтегральный угол $\widehat{\beta}$ между векторами \bar{C}_a и \bar{C}_z , как $\widehat{\beta} = \delta(\bar{r})$;
- среднеинтегральную величину осевой компоненты скорости $\widehat{C}_a = \delta(\bar{r})$;
- среднеинтегральную величину $\cos \widehat{\beta} = \delta(\bar{r})$
- значение среднеинтегрального коэффициента учета конусности вихревой камеры $\widehat{Y} = \delta(\bar{r})$.

Используя результаты вычисления среднеинтегральных параметров потока для соответствующих сечений можно найти среднеинтегральные значения газодинамических функций описанных в уравнениях (2.4), (2.11), (2.13). При этом среднеинтегральный коэффициент приведенной скорости $\widehat{\lambda}$ и газодинамические функции $\widehat{q}(\lambda)$, $\widehat{q}(\lambda, \beta)$ определяются следующим зависимостями [1]:

$$\left. \begin{aligned} \widehat{\lambda} &= \frac{\widehat{C}_i}{a_{кр}} \\ \widehat{q}(\lambda) &= \widehat{\lambda} \left[\frac{k+1}{2} \cdot \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \widehat{\lambda}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k-1}} \\ \widehat{q}(\lambda, \beta) &= \widehat{q}(\lambda) \cdot \cos \widehat{\beta} \end{aligned} \right\} (2.14)$$

где \widehat{C}_i - среднеинтегральное значение абсолютной скорости газа в i -м сечении;

$$a_{кр} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} \cdot RT_0} - \text{критическая скорость при адиабатном течении газа.}$$

В свою очередь для условий адиабатного течения:

$$T = T_0 \cdot \bar{T} = T_0 \cdot \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda^2\right)$$

$$\rho = \rho_0 \cdot \bar{\rho} = \rho_0 \cdot \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda^2\right)^{\frac{1}{k-1}},$$

где T_0, ρ_0 - температура и плотность потока по условиям торможения.

Введение коэффициента \widehat{Y} при нахождении составляющих \widehat{C} для характерных сечений позволяет учитывать трехмерность потока.

2.4. Основное уравнение рабочего процесса ВЭС вакуумного агрегата

Используя уравнения (2.3), (2.10) и с учетом (2.2), запишем уравнение сохранения импульса потока в виде:

$$\dot{m}_{III} \cdot a_{крIII} \cdot \frac{k+1}{2k} \cdot \widehat{Z}(\lambda_{III}, \beta_{III}) = \dot{m}_{IIA} \cdot a_{крA} \cdot \frac{k+1}{2k} \cdot \widehat{Z}(\psi_A \cdot \lambda_{IIA}, \beta_{IIA}, \alpha) +$$

$$+ \dot{m}_{III} \cdot a_{крII} \cdot \frac{k+1}{2k} \cdot \widehat{Z}(\psi_{II} \cdot \lambda_{III}) \quad (2.15)$$

здесь $\dot{m}_{III} = \dot{m}_c, \dot{m}_{IIA} = \dot{m}_A, \dot{m}_{III} = \dot{m}_{II}$.

Выразив массовые расходы через коэффициент эжекции $U = \frac{\dot{m}_{II}}{\dot{m}_A}$ и разделив

все члены уравнения на $a_{крA}$, получим:

$$(U + 1) \frac{a_{крIII}}{a_{крA}} \widehat{Z}(\lambda_{III}, \beta_{III}) = \widehat{Z}(\psi_A \cdot \lambda_{IIA}, \beta_{IIA}, \alpha) + U \frac{a_{крII}}{a_{крA}} \widehat{Z}(\psi_{II} \cdot \lambda_{III}) \quad (2.16)$$

Рассмотрим величины, характеризующие отношение критических скоростей. Для $\frac{a_{крП}}{a_{крА}}$ можно записать следующую зависимость:

$$\frac{a_{крП}}{a_{крА}} = \sqrt{\frac{R_{П} \cdot T_{0П}}{R_{А} \cdot T_{0А}}} = \sqrt{\theta} \quad (2.17)$$

Что касается величины $\frac{a_{крШ}}{a_{крА}}$, то входящая в числитель температура смешанного потока зависит от условий теплообмена и в общем случае необходимо использовать уравнение закона сохранения энергии в виде:

$$\dot{m}_{Ш} \cdot i_{0Ш} = \dot{m}_{А} \cdot i_{0А} + \dot{m}_{П} \cdot i_{0П} + \dot{Q}, \quad (2.18)$$

где $i_{0Ш}$, $i_{0А}$, $i_{0П}$ - полные энтальпии соответствующих потоков;

\dot{Q} - теплоприток через стенки рабочей полости.

Используя уравнение изобарной теплоемкости для идеальных газов

$c_p = R \cdot \frac{k}{k-1}$, запишем уравнение (2.18) в виде:

$$\dot{m}_C \cdot R_C \frac{k_C}{k_C - 1} T_{0Ш} = \dot{m}_A R_A \frac{k_A}{k_A - 1} T_{0А} + \dot{m}_П \cdot R_П \frac{k_П}{k_П - 1} T_{0П} + \dot{Q} \quad (2.19)$$

При использовании обозначений:

$$\theta = \frac{R_П T_{0П}}{R_A T_{0А}}; \quad \tilde{k}_C = \frac{k_C}{k_A} \cdot \frac{k_A - 1}{k_C - 1}; \quad \tilde{k}_П = \frac{k_П}{k_A} \cdot \frac{k_A - 1}{k_П - 1}; \quad \mathcal{G} = \frac{\dot{Q}}{c_{pА} \cdot T_{0А} \cdot \dot{m}_A}$$

уравнение (2.19) принимает вид:

$$(U + 1) \cdot \frac{R_C T_{0Ш}}{R_A T_{0А}} \cdot \tilde{k}_C = 1 + U \cdot \theta \cdot \tilde{k}_П + \mathcal{G}$$

откуда
$$\frac{R_C T_{0Ш}}{R_A T_{0А}} = \frac{1 + U \cdot \theta \cdot \tilde{k}_П + \mathcal{G}}{(U + 1) \cdot \tilde{k}_C}$$

Окончательно получим:
$$\frac{a_{крШ}}{a_{крА}} = \sqrt{\frac{R_C T_{0Ш}}{R_A T_{0А}}} = \sqrt{\frac{1 + U \cdot \theta \cdot \tilde{k}_П + \mathcal{G}}{(U + 1) \cdot \tilde{k}_C}} \quad (2.20)$$

Подставив (2.20) и (2.17) в (2.16) получим:

$$\sqrt{\frac{U+1}{\tilde{k}_c}}(1+U \cdot \theta \cdot \tilde{k}_\Pi + \mathcal{G}) \cdot \widehat{Z}(\lambda_{III}, \beta_{III}) = \widehat{Z}(\psi_A \cdot \lambda_{IIA}, \beta_{IIA}, \alpha) + U \sqrt{\theta} \cdot \widehat{Z}(\psi_\Pi \cdot \lambda_{III}),$$

(2.21)

В случае одинаковых сред активного и пассивного потоков и при пренебрежении теплообменом $\mathcal{G} = 0$ уравнение (2.21) упрощается и приобретает вид:

$$(1+U) \cdot \widehat{Z}(\lambda_{III}, \beta_{III}) = \widehat{Z}(\psi_A \cdot \lambda_{IIA}, \beta_{IIA}, \alpha) + U \cdot \widehat{Z}(\psi_\Pi \cdot \lambda_{III}) \quad (2.22)$$

Для условий с $\mathcal{G} = 0$, но с разными средами потоков:

$$\sqrt{\frac{U+1}{\tilde{k}_c}}(1+U \cdot \theta \cdot \tilde{k}_\Pi) \cdot \widehat{Z}(\lambda_{III}, \beta_{III}) = \widehat{Z}(\psi_A \cdot \lambda_{IIA}, \beta_{IIA}, \alpha) + U \cdot \widehat{Z}(\psi_\Pi \cdot \lambda_{III}) \quad (2.23)$$

В диапазоне практических температур и рабочих сред, согласно [1] с приемлемой погрешностью (2,5%) можно использовать приближенное равенство:

$$\sqrt{(U+1) \cdot (U \cdot \theta + 1)} = 1 + U \cdot \sqrt{\theta} \quad (2.24)$$

Для эжекторных ступеней вакуумных агрегатов на базе жидкостнокольцевых машин практически можно считать, что $\tilde{k}_\Pi = \tilde{k}_c = 1$ и допустимо использования уравнение (2.24).

В этом случае, уравнение (2.23), преобразованное относительно коэффициента эжекции может быть представлено, как основное уравнение для описания взаимодействия потоков ВЭС и имеет вид:

$$U \sqrt{\theta} = \frac{\widehat{Z}(\psi_A \cdot \lambda_{IIA}(\beta_{IIA}, \alpha)) - \widehat{Z}(\psi_{cm} \cdot (\lambda_{III}, \beta_{III}))}{\widehat{Z}(\psi_{cm} \cdot \lambda_{III}, (\beta_{III})) - \widehat{Z}(\psi_\Pi \cdot \lambda_{III})} \quad (2.25)$$

При использовании газодинамических функций \widehat{f} , выражений (2.3) и (2.12) уравнение (2.2) может быть преобразовано к виду:

$$P_{0III} \cdot F_{III} \cdot \widehat{f}(\lambda_{III}, \beta_{III}) = P_{0\Pi} \cdot F_{III} \cdot \widehat{f}(\lambda_{III}) + P_{0A} \cdot F_{IIA} \cdot \widehat{f}(\lambda_{IIA}, \alpha, \beta_{IIA})$$

Учитывая, что $P_{0III} = \frac{P_C}{\sigma_{III}}$, где σ_{III} – коэффициент восстановления полного

давления в сечении III, выведем уравнение для степени повышения давления

пассивного потока $\varepsilon = \frac{P_C}{P_{0II}}$:

$$\varepsilon = \sigma_{III} \cdot \frac{\Pi \cdot F_{IIA} \cdot \hat{f}(\lambda_{IIA}(\alpha, \beta_{IIA})) + F_{III} \cdot \hat{f}(\lambda_{III})}{F_{III} \cdot \hat{f}(\lambda_{III}(\beta_{III}))}, \quad (2.26)$$

где $\Pi = P_{0A}/P_{0II}$ – степень расширения активного потока.

С учетом (2.23) и (2.13) можно записать:

$$\begin{aligned} \varepsilon = & \frac{\sigma_{III} \cdot \Pi \cdot F_{IIA} \cdot \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \frac{\hat{q}(\lambda, \beta)}{\hat{Y} \cdot \cos \alpha} \cdot \hat{Z}(\psi_A \cdot \lambda_{IIA}, \beta_{IIA}, \alpha)}{F_{III} \cdot \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \hat{q}(\lambda) \cdot \cos \hat{\beta} \cdot \hat{Z}(\lambda_{III}, \beta_{III})} + \\ & + \frac{\sigma_{III} \cdot F_{III} \cdot \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \hat{q}(\lambda) \cdot \hat{Z}(\psi_{II} \cdot \lambda_{III})}{F_{III} \cdot \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \hat{q}(\lambda) \cdot \cos \hat{\beta} \cdot \hat{Z}(\lambda_{III}, \beta_{III})} \end{aligned} \quad (2.27)$$

Обозначим отношение площадей сечений II и III, как $\mu = \frac{F_{II}}{F_{III}}$.

Или, переходя к относительным радиусам: $\mu = \left(\frac{R_{\kappa}}{r_3}\right)^2 = \left(\frac{\bar{R}_{\kappa}}{r_3}\right)^2$ (2.28).

Уравнение равенства площадей проходных сечений для потоков будет иметь

вид: $\mu F_{III} = F_{IIA} + F_{III}$ (2.29).

Таким образом, уравнение (2.27) можно записать в виде:

$$\varepsilon = \sigma_{III} \cdot \mu \cdot \frac{\Pi \cdot \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \frac{\hat{q}(\lambda, \beta)}{\hat{Y} \cdot \cos \alpha} \cdot \hat{Z}(\psi_A \cdot \lambda_{IIA}, \beta_{IIA}, \alpha) + \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \hat{q}(\lambda) \cdot \hat{Z}(\psi_{II} \cdot \lambda_{III})}{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \hat{q}(\lambda) \cdot \cos \hat{\beta} \cdot \hat{Z}(\lambda_{III}, \beta_{III})} \quad (2.30)$$

Вследствии того, что параметры потоков, входящие в уравнения (2.25) и (2.30) зависят друг от друга, возникает необходимость в дополнительном уравнении, связывающем геометрию вихревого эжектора с расходными характеристиками ступени и ограничивающем область возможных скоростей потоков при их заданных полных давлениях.

Т.к. выведение уравнения взаимосвязи параметров потоков подразумевает рассмотрение предельных режимов работы вихревого эжектора, то целесообразно сопоставлять отношения геометрических размеров ВЭС к отношению расходных газодинамических функций ступени, записанных через уравнение материального баланса потоков.

Массовый расход газа \dot{m} через сечение F для одномерного адиабатного равнорасходного потока равен:

$$\dot{m} = \Omega \cdot F \cdot P_0 \cdot q(\lambda), \quad (2.31)$$

где $\Omega = \frac{\sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}}{\sqrt{R_0 \cdot T_0}}$ – коэффициент.

С учетом (2.31) для каждого потока соответственно, запишем уравнение (2.29) в виде:

$$\frac{\dot{m}_A}{\Omega_A \cdot P_{0A} \cdot \hat{q}(\lambda_{IIA}) \cos \hat{\beta}_{IIA}} + \frac{\dot{m}_{II}}{\Omega_{II} \cdot P_{0II} \cdot \hat{q}(\lambda_{III})} = \mu \frac{\dot{m}_C}{\Omega_3 \cdot P_{03} \cdot \hat{q}(\lambda_{III}) \cos \hat{\beta}_{III}}$$

Умножив все члены на P_{0II} и разделив на \dot{m}_C получим:

$$\frac{\hat{Y} \cdot \cos \alpha}{\Pi \cdot \Omega_A \cdot \hat{q}(\lambda_{IIA}) \cos \hat{\beta}_{IIA}} + \frac{U}{\Omega_{II} \cdot \hat{q}(\lambda_{III})} = \frac{\mu \cdot \sigma_{III} (U+1)}{\varepsilon \cdot \Omega_3 \cdot \hat{q}(\lambda_{III}) \cos \hat{\beta}_{III}}$$

Или

$$\frac{\sqrt{R_A T_{0A}} \cdot \hat{Y} \cdot \cos \alpha}{\Pi \cdot \Omega_A \cdot \hat{q}(\lambda_{IIA}) \cos \hat{\beta}_{IIA}} + \frac{\sqrt{R_{II} T_{0II}} \cdot U}{\Omega_{II} \cdot \hat{q}(\lambda_{III})} = \frac{\sqrt{R_C T_{0III}} \cdot \mu \cdot \sigma_{III} (U+1)}{\varepsilon \cdot \Omega_3 \cdot \hat{q}(\lambda_{III}) \cos \hat{\beta}_{III}}$$

При условии равенства $\tilde{k}_\Pi = \tilde{k}_C = 1$ и допущении, что $\theta = \frac{R_\Pi T_{0\Pi}}{R_A T_{0A}}$,

$\sqrt{(1+U) \cdot (1+\theta \cdot U)} \approx 1+U\sqrt{\mathcal{G}}$ и $\mathcal{G} = 0$ получим:

$$U\sqrt{\theta} = \frac{\frac{\mu \cdot \sigma_{III}}{\varepsilon \cdot \hat{q}(\lambda_{III}) \cos \hat{\beta}_{III}} - \frac{\hat{Y} \cdot \cos \alpha}{\Pi \cdot \hat{q}(\lambda_{IIA}) \cos \hat{\beta}_{IIA}}}{\frac{1}{\hat{q}(\lambda_{III})} - \frac{\mu \cdot \sigma_{III}}{\varepsilon \cdot \hat{q}(\lambda_{III}) \cos \hat{\beta}_{III}}} \quad (2.32)$$

При допущении, что в сечении II и на срезе сопла активного потока $P_{0A} = idem$, по условию равенства в них массовых расходов выразим расходную функцию $\hat{q}(\lambda_{IIA}) \cos \hat{\beta}_{IIA}$ через параметры активного потока:

$$\Omega \cdot F_1 \cdot P_{0A} \cdot \hat{q}(\lambda_{UI}) = \Omega \cdot F_{IIA} \cdot P_{0A} \cdot \frac{\hat{q}(\lambda_{IIA}) \cdot \cos \hat{\beta}_{IIA}}{\hat{Y} \cdot \cos \alpha}$$

Откуда

$$\frac{\hat{q}(\lambda_{IIA}) \cdot \cos \hat{\beta}_{IIA}}{\hat{Y} \cdot \cos \alpha} = \frac{F_1}{F_{IIA}} \cdot \hat{q}(\lambda_{UI})$$

Или

$$\frac{\hat{q}(\lambda_{IIA}) \cdot \cos \hat{\beta}_{IIA}}{\hat{Y} \cdot \cos \alpha} = \frac{N \cdot \bar{r}_1^{-2}}{\bar{R}_\kappa^{-2} - \bar{r}_2^{-2}} \cdot \hat{q}(\lambda_{UI})$$

$$\frac{\hat{q}(\lambda_{IIA}) \cdot \cos \hat{\beta}_{IIA}}{\hat{Y} \cdot \cos \alpha} = \frac{1}{A_2} \cdot \hat{q}(\lambda_{UI}),$$

где $A_2 = \frac{\bar{R}_\kappa^{-2} - \bar{r}_2^{-2}}{N \cdot \bar{r}_1^{-2}} \cdot \hat{q}(\lambda_{UI})$.

Обозначив $A_3 = \frac{\mu \cdot \sigma_{III}}{\varepsilon}$, уравнение для коэффициента эжекции принимает

вид:

$$U\sqrt{\theta} = \frac{\frac{A_3}{\hat{q}(\lambda_{III}) \cos \hat{\beta}_{III}} - \frac{A_2}{\Pi \cdot \hat{q}(\lambda_{UI})}}{\frac{1}{\hat{q}(\lambda_{III})} - \frac{A_3}{\hat{q}(\lambda_{III}) \cos \hat{\beta}_{III}}} \quad (2.33)$$

Преобразовав уравнение (2.33) относительно расходной газодинамической функции пассивного потока, получим выражение:

$$\hat{q}(\lambda_{III}) = \frac{U\sqrt{\theta}}{\frac{(1+U\sqrt{\theta}) \cdot A_3}{\hat{q}(\lambda_{III}) \cos \hat{\beta}_{III}} - \frac{A_2}{\Pi \cdot \hat{q}(\lambda_{VI})}} \quad (2.34)$$

Предельный режим вакуумного агрегата с ВЭС характеризуется достижением на срезе сопла пассивного потока критических параметров истечения, а именно при $\hat{q}(\lambda_{III})=1$. Вследствии этого, уравнение (2.33) для предельного режима принимает вид:

$$U_{\max} \sqrt{\theta} = \frac{\frac{A_3}{\hat{q}(\lambda_{III}) \cos \hat{\beta}_{III}} - \frac{A_2}{\Pi \cdot \hat{q}(\lambda_{VI})}}{1 - \frac{A_3}{\hat{q}(\lambda_{III}) \cos \hat{\beta}_{III}}} \quad (2.35)$$

Введем соотношение: $\tilde{q}_3 = \frac{\hat{q}(\lambda_{III}) \cos \hat{\beta}_{III}}{\hat{q}(\lambda_{VI})}$. Подставив в уравнение (2.35)

получим:
$$U_{\max} \sqrt{\theta} = \frac{A_3 - \frac{A_2 \cdot \tilde{q}_3}{\Pi}}{\hat{q}(\lambda_{III}) \cos \hat{\beta}_{III} - A_3} \quad (2.36).$$

Обозначим $\bar{q}_{АП} = \frac{\hat{q}(\lambda_{III})}{\hat{q}(\lambda_{VI})}$, а $\bar{F}_2 = \frac{F_2}{F_1} = \frac{r_2^{-2}}{N \cdot r_1^{-2}}$,

где $\bar{q}_{АП}$ - соотношение расходных газодинамических функций активного и пассивного потоков на срезах соответствующих сопел;

\bar{F}_2 - отношение площадей выходных сечений сопел активного и пассивного потоков;

Тогда уравнение для коэффициента эжекции можно в виде:

$$U\sqrt{\theta} = \frac{\bar{F}_2 \cdot \bar{q}_{АП}}{\Pi} \quad (2.37)$$

Совместное решение уравнений (2.33) и (2.37) устанавливает связь между геометрическими характеристиками проточной части ВЭС и

расходными газодинамическими функциями потоков. Таким образом в общем виде можно записать:

$$\frac{\bar{F}_2 \cdot \bar{q}_{АП}}{\Pi} = \frac{\frac{A_3}{\hat{q}(\lambda_{III}) \cos \hat{\beta}_{III}} - \frac{A_2}{\Pi \cdot \hat{q}(\lambda_{UI})}}{\frac{1}{\hat{q}(\lambda_{III})} - \frac{A_3}{\hat{q}(\lambda_{III}) \cos \hat{\beta}_{III}}} \quad (2.38)$$

Умножив и разделив правую часть на $\hat{q}(\lambda_{UI})$ получим:

$$\frac{\bar{F}_2 \cdot \bar{q}_{АП}}{\Pi} = \frac{\frac{A_3 \cdot \hat{q}(\lambda_{UI})}{\hat{q}(\lambda_{III}) \cos \hat{\beta}_{III}} - \frac{A_2}{\Pi}}{\frac{1}{\bar{q}_{АП}} - \frac{A_3 \cdot \hat{q}(\lambda_{UI})}{\hat{q}(\lambda_{III}) \cos \hat{\beta}_{III}}}$$

Выполним преобразования:

$$\begin{aligned} \frac{\bar{F}_2}{\Pi} - \frac{\bar{F}_2}{\Pi} \cdot \frac{\bar{q}_{АП} \cdot A_3 \cdot \hat{q}(\lambda_{UI})}{\hat{q}(\lambda_{III}) \cos \hat{\beta}_{III}} &= \frac{A_3 \cdot \hat{q}(\lambda_{UI})}{\hat{q}(\lambda_{III}) \cos \hat{\beta}_{III}} - \frac{A_2}{\Pi} \\ \frac{F_2}{F_1 \cdot \Pi} + \frac{F_{IIA}}{F_1 \cdot \Pi} &= \frac{(\bar{F}_2 \cdot \bar{q}_{АП} \cdot A_3 + \Pi \cdot A_3) \cdot \hat{q}(\lambda_{UI})}{\Pi \cdot \hat{q}(\lambda_{III}) \cos \hat{\beta}_{III}} \end{aligned}$$

Т.к. $F_2 = F_{III}$, а $F_{III} + F_{IIA} = F_{II}$, получим:

$$\frac{F_{II}}{F_1} = \frac{(\bar{F}_2 \cdot \bar{q}_{АП} \cdot A_3 + \Pi \cdot A_3) \cdot \hat{q}(\lambda_{UI})}{\hat{q}(\lambda_{III}) \cos \hat{\beta}_{III}}$$

или

$$\frac{\bar{R}_K^{-2}}{N \cdot \bar{r}_1^{-2}} = \left(\frac{\bar{r}_2^{-2}}{N \cdot \bar{r}_1^{-2}} \cdot \frac{\hat{q}(\lambda_{III})}{\hat{q}(\lambda_{UI})} \cdot \frac{\mu \cdot \sigma_{III}}{\varepsilon} + \Pi \cdot \frac{\mu \cdot \sigma_{III}}{\varepsilon} \right) \cdot \frac{\hat{q}(\lambda_{UI})}{\hat{q}(\lambda_{III}) \cos \hat{\beta}_{III}} \quad (2.39)$$

Уравнение (2.39) связывает r_1 , r_2 , R_K с расходными газодинамическими функциями всех трех потоков при задаваемых параметрах Π и ε . Радиус r_3 входит в геометрический параметр μ .

Совместное решение уравнений (2.34) и (2.37), с преобразованием его относительно функции $\hat{q}(\lambda_{III})$, получим:

$$U\sqrt{\theta}\hat{q}(\lambda_{III})\cdot\hat{q}(\lambda_{VI})\cdot\Pi\cdot\frac{F_2}{F_1}=\frac{U\sqrt{\theta}}{\frac{(1+U\sqrt{\theta})\cdot A_3}{\hat{q}(\lambda_{III})\cos\hat{\beta}_{III}}-\frac{A_2}{\Pi\cdot\hat{q}(\lambda_{VI})}} \quad (2.40)$$

Выполним преобразования выражения (2.40):

$$\begin{aligned} \frac{1}{\hat{q}(\lambda_{VI})\cdot\Pi}\frac{F_2}{F_1}&=\frac{(1+U\sqrt{\theta})\cdot A_3}{\hat{q}(\lambda_{III})\cos\hat{\beta}_{III}}-\frac{A_2}{\Pi\cdot\hat{q}(\lambda_{VI})} \\ \left(\frac{F_2}{F_1}+A_2\right)\cdot\frac{1}{\hat{q}(\lambda_{VI})\cdot\Pi}&=\frac{(1+U\sqrt{\theta})\cdot A_3}{\hat{q}(\lambda_{III})\cos\hat{\beta}_{III}} \\ \left(\frac{F_2}{F_1}+\frac{F_{III}}{F_1}\right)\cdot\frac{1}{\hat{q}(\lambda_{VI})\cdot\Pi}&=\frac{(1+U\sqrt{\theta})\cdot A_3}{\hat{q}(\lambda_{III})\cos\hat{\beta}_{III}} \\ \frac{F_{II}}{F_1}&=\frac{\Pi\cdot\hat{q}(\lambda_{VI})\cdot(1+U\sqrt{\theta})\cdot A_3}{\hat{q}(\lambda_{III})\cos\hat{\beta}_{III}} \quad (2.41) \end{aligned}$$

По уравнению (2.41) можно определять величину \tilde{q}_3 :

$$\tilde{q}_3=\frac{\hat{q}(\lambda_{III})\cos\hat{\beta}_{III}}{\hat{q}(\lambda_{VI})}=\Pi\cdot A_3\cdot(1+U\sqrt{\theta})\cdot\frac{F_1}{F_{II}}$$

или

$$\tilde{q}_3=\Pi\cdot\frac{\mu\cdot\sigma_{III}}{\varepsilon}\cdot(1+U\sqrt{\theta})\cdot\frac{N\cdot\bar{r}_1^{-2}}{R_\kappa^2} \quad (2.42)$$

Уравнение (2.42) связывает все три режимных параметра Π , U и ε с геометрией проточной части ВЭС и с соотношением расходных газодинамических функций активного и пассивного потоков на срезах соответствующих сопел.

2.5. Условия энергетического взаимодействия потоков в ВЭС вакуумного агрегата

Для описания энергетического взаимодействия потоков в проточной части ВЭС целесообразно преобразование балансовых уравнения сохранения импульса (2.2) с позиции соотношения импульсов потоков в характерных сечениях.

Принимая во внимание то, что взаимодействие потоков осуществляется за срезом сопла пассивного потока (сечение II), обозначим соотношение импульсов потоков в этом сечении, как :

$$j = \frac{\hat{I}(\psi_A \cdot \lambda_{IIA}, \beta_{IIA}, \alpha)}{\hat{I}(\psi_{II} \cdot \lambda_{III})} \quad (2.43)$$

Таким образом, уравнение (2.2) с учетом выражения (2.43) принимает вид:

$$\hat{I}(\lambda_{III}, \beta_{III}) = (j + 1) \cdot \hat{I}(\psi_{II} \cdot \lambda_{III}) \quad (2.44)$$

С другой стороны для моделирования характера течения в эжекторе соотношение импульсов необходимо связать с геометрией эжектора, а именно с уравнением площадей.

Исходя из этого, запишем уравнение (2.29) через импульсы потоков (2.12):

$$\frac{\hat{I}(\psi_A \cdot \lambda_{IIA}, \beta_{IIA}, \alpha)}{P_{0A} \cdot \hat{f}(\lambda_{IIA}, \alpha, \beta_{IIA})} + \frac{\hat{I}(\psi_{II} \cdot \lambda_{III})}{P_{0II} \cdot \hat{f}(\lambda)} = \mu \cdot \frac{\hat{I}(\lambda_{III}, \beta_{III})}{P_{0III} \cdot \hat{f}(\lambda, \beta)} \quad (2.45)$$

Используя параметр взаимодействия потоков (2.43) преобразуем выражение (2.45):

$$\frac{j}{P_{0A} \cdot \hat{f}(\psi_A \cdot \lambda_{IIA}, \beta_{IIA}, \alpha)} + \frac{j}{P_{0II} \cdot \hat{f}(\psi_{II} \cdot \lambda_{III})} = \frac{\mu \cdot \sigma_3 \cdot (j + 1)}{P_C \cdot \hat{f}(\lambda_{III}, \beta_{III})} \quad (2.46)$$

Умножив обе части уравнения (2.46) на P_{0II} и разрешив его относительно j , получим:

$$j = \frac{\frac{1}{\widehat{f}(\psi_{II} \cdot \lambda_{III})} - \frac{\mu \cdot \sigma_3}{\varepsilon \cdot \widehat{f}(\lambda_{III}, \beta_{III})}}{\frac{\mu \cdot \sigma_3}{\varepsilon \cdot \widehat{f}(\lambda_{III}, \beta_{III})} - \frac{1}{\Pi \cdot \widehat{f}(\psi_A \cdot \lambda_{IIA}, \beta_{IIA}, \alpha)}} \quad (2.47)$$

С учетом уравнений (2.43) и (2.3) можно записать связь между коэффициентом эжекции U и параметром взаимодействия потоков j :

$$U\sqrt{\theta} = \frac{1}{j} \cdot \frac{\widehat{Z}(\psi_A \cdot \lambda_{IIA}, \beta_{IIA}, \alpha)}{\widehat{Z}(\psi_{II} \cdot \lambda_{III})} \quad (2.48)$$

При предельном режиме работы вакуумного агрегата с ВЭС должны выполняться следующие условия для пассивного потока:

$$U = U_{\max}, \quad \widehat{f}(\psi_{II} \cdot \lambda_{III}) = 1, \quad \widehat{Z}(\psi_{II} \cdot \lambda_{III}) = 2$$

Таким образом, можно записать выражения (2.47) и (2.48) в виде:

$$j_{np} = \frac{1 - \frac{\mu \cdot \sigma_3}{\varepsilon \cdot \widehat{f}(\lambda_{III}, \beta_{III})}}{\frac{\mu \cdot \sigma_3}{\varepsilon \cdot \widehat{f}(\lambda_{III}, \beta_{III})} - \frac{1}{\Pi \cdot \widehat{f}(\psi_A \cdot \lambda_{IIA}, \beta_{IIA}, \alpha)}} \quad (2.49)$$

$$U_{np}\sqrt{\theta} = \frac{1}{2 \cdot j_{np}} \cdot \widehat{Z}(\psi_A \cdot \lambda_{IIA}, \beta_{IIA}, \alpha) \quad (2.50)$$

Обозначим соотношение между сложными газодинамическими функциями \widehat{f} активного потока к потоку смешения, как:

$$\overline{f}_{2-3} = \frac{\widehat{f}(\psi_A \cdot \lambda_{IIA}, \beta_{IIA}, \alpha)}{\widehat{f}(\lambda_{III}, \beta_{III})} \quad (2.51)$$

При использовании выражения (2.51) уравнение (2.49) для предельного режима работы вакуумного агрегата можно привести к виду:

$$j_{np} = \frac{\overline{f}_{2-3} - A_3 \cdot \overline{f}_{2-3}}{A_3 \cdot \overline{f}_{2-3} - \frac{1}{\Pi}} \quad (2.52)$$

Уравнение (2.52) имеет преимущество перед (2.49), т.к. не содержит непосредственно $\widehat{f}(\lambda_{III}, \beta_{III})$, а только соотношение \overline{f}_{2-3} , которое

определяется и используется, как аппроксимационная величина экспериментальных работ.

Остановившись подробнее на физической характеристике параметра j , следует обратить внимание, что величина осредненного импульса потока в некотором сечении представляет собой силу реакции потока. Для условий вихревой эжекторной ступени параметр j показывает соотношение между силами реакции активного и пассивного потоков, которые уравниваются (преодолеваются) за счет всасывающей способности вакуум-насоса. Ввиду того, что рассматриваемые импульсы в основном зависят от соотношения площадей соответствующих сечений, то параметр j может быть использован для обобщения результатов при геометрическом моделировании проточной части.

В свою очередь произведение $\hat{I} \cdot a_{кр} \cdot \hat{\lambda} = E$ представляет собой энергию потока в рассматриваемом сечении. Следовательно, для охарактеризования энергетического взаимодействия потоков рационально ввести новый параметр:

$$\bar{e} = j \cdot \frac{\lambda_{IIA}}{\sqrt{\theta} \cdot \lambda_{III}} \quad (2.53)$$

Таким образом, параметр \bar{e} характеризует энергетическое соотношение активного и пассивного потоков, необходимое для поддержания некоторого значения коэффициента эжекции U при заданном значении Π , либо наоборот, в зависимости от технического задания. Отсюда следует, что параметр \bar{e} , так же, как и параметр j может быть использован для обобщения результатов численного моделирования и экспериментальных исследований.

2.6. Выводы

1. Проведен анализ течения потоков в проточной части вихревого эжектора и построена расчетная модель вихревой эжекторной ступени с учетом конусности вихревой камеры. Модель течения основывается на законе сохранения импульсов потока в пределах сечений *II* и *III*, при этом импульс в сечении *II* рассмотрен, как сумма импульсов активного и пассивного потоков;

2. Выведены основные уравнения (2.25, 2.26, 2.42) рабочего процесса ВЭС с применением газодинамической модели взаимодействия потоков;

3. Энергетическое взаимодействие потоков в ВЭС вакуумного агрегата учитывается путем введения параметра \bar{e} , характеризующего энергетическое соотношение активного и пассивного потоков, необходимое для поддержания некоторого значения коэффициента эжекции *U* при заданном значении *II*, либо наоборот, в зависимости от технического задания;

РАЗДЕЛ 3

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА. МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ

Течение вязкого газа в проточной части вихревого эжектора, особенно на срезе сопла пассивного потока имеет пространственный характер, что значительно затрудняет использование теоретических методов исследования. А в случаях, когда необходимо учитывать изменение термодинамических свойств газа (теплоемкости, показателя адиабаты, энтальпии) в рассматриваемом аппарате, точное определение параметров потока теоретическими методами в настоящее время не представляется возможным. Поэтому экспериментальные методы исследования вязкого трехмерного течения газа в каналах вихревого эжектора являются актуальными и необходимыми.

Важной частью экспериментальных исследований является определение области и условий эффективного применения предвключенных эжекторных ступеней разных типов, в зависимости от расходных и энергетических характеристик вакуумного агрегата.

3.1. Описание экспериментального стенда

Для проведения опытов по исследованию характеристик вакуумного агрегата с предвключенными эжекторными ступенями различных типов, а также структуры потока газа в проточной части вихревого эжектора, была спроектирована и изготовлена экспериментальная установка, на базе жидкостнокольцевого вакуум-насоса ВВН-1,5 серийного производства концерна «УКПРОСМЕТАЛЛ», общий вид которой представлен на рис. 3.1.1.

Жидкостнокольцевой насос ВВН-1,5 серийной компоновки работает по замкнутому циклу водоснабжения, однако в лаборатории были созданы условия для проведения исследований также и при не замкнутом цикле. Схема экспериментального стенда представлена на рис. 3.1.2. В состав стенда входят:

ЖКВН 1, производительностью $1,5 \text{ м}^3/\text{мин}$, привод насоса осуществляется от асинхронного электродвигателя 2 типа АИР 100S4, частота вращения вала 25 с-1, мощность 3 кВт, напряжение 380В; подача рабочей жидкости в ЖКВН осуществляется за счет её подсоса из бака 3 во всасывающий трубопровод 4, а далее, после прохождения водоотделителя 5 она сливается в циркуляционный бак 3 через сливной трубопровод 6, таким образом, реализуется замкнутый цикл водоснабжения. Предусмотрено регулирование объемной производительности смешанного потока и откачиваемой среды при помощи вентилей 7, 8.



Рисунок 3.1.1. Общий вид экспериментального стенда

Стенд обеспечивает контроль параметров откачиваемой среды и рабочей жидкости, а также регулирование их расходных характеристик и определение объемных и энергетических характеристик вакуумного агрегата и его ступеней. Так, расход газа через расходные магистрали потока смешения 9 и откачиваемой среды 10 (по пассивному потоку) измерялся с помощью газовых счетчиков типа РГ-40, класс точности 1 ГОСТ 8700-72, цена деления $0,01 \text{ м}^3$, кроме того, отсчет времени производился с помощью секундомера с ценой деления 1 с. Т.к. в качестве откачиваемой среды использовался атмосферный воздух, который всасывался непосредственно из помещения лаборатории, то

контроль его барометрического давления, температуры и влажности выполнялся непосредственно на месте проведения эксперимента. Для измерения атмосферного давления использовался барометр-анероид типа М67, диапазон измерений от 610 до 790 мм рт.ст. с погрешностью $\pm 0,8$ мм рт.ст. (ТУ 2504-1797-75); для измерения относительной влажности использовался гигрометр психрометрический типа ВИТ-1, диапазон измерения относительной влажности от 20 до 90%, диапазон измерения температуры от 15 до 40 °С (ТУ 25-11.1645-84). Параметры откачиваемой среды и температура подаваемой воды в жидкостное кольцо вакуумного насоса замерялись с помощью образцовых вакуумметров 11, 12 ц.д. 0,00025 кгс/см² и термометра 13 типа ТЭТ-2 в диапазоне измерения температуры от -10 до +50°С с ценой деления 0,2°С.

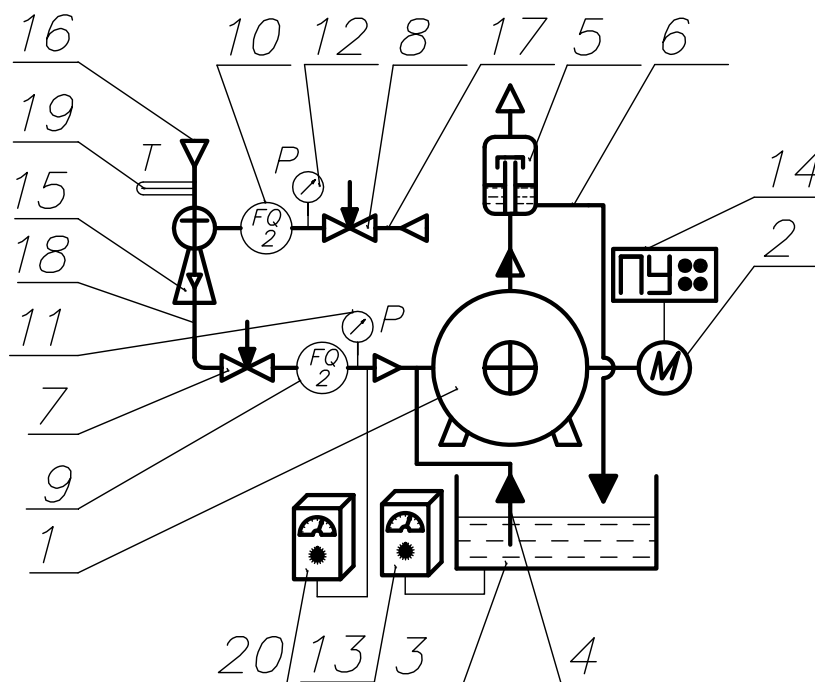


Рисунок 3.1.2. Схема экспериментального стенда

Для измерения основных характеристик трехфазной электрической сети и определения электрической мощности привода использовался прибор К-506 класс точности 0,5(верхний предел измерения 10 кВт, цена деления 0,1 кВт), входящий в состав пульта управления 14. Исследуемая эжекторная ступень 15

устанавливается на расходной магистрали 9, при этом расходным магистралям активного, пассивного и смешанного потоков соответствуют позиции 16, 17, 18 на схеме экспериментального стенда. Температура активного потока на входе в эжектор 19 и температура смешанного потока на входе в ЖКВН 20 измерялись с помощью термометра типа ТЭТ -2.

Построение характеристики вакуумного насоса без эжекторной ступени осуществляется при закрытом вентиле 8 с последующим измерением расходных и термодинамических параметров (давления, температуры) потока.

Для обеспечения герметичности соединительных трубопроводов в качестве прокладок использовалась вакуумная резина типов 9024 и 7889 (ТУ 38-105376-75), а для дополнительной герметизации стыков соединения составляющих элементов эжекторной ступени (сопла пассивного потока с покрывным фланцем приемной камеры, приемной камеры с фланцем камеры смешения, камеры смешения с фланцем щелевого диффузора) использовался силиконовый герметик.

3.2. Описание исследуемых предвключенных эжекторных ступеней

Прямоструйная эжекторная ступень

Как показал анализ литературных источников, в составе вакуумного агрегата применяется в основном прямоструйный воздушный эжектор (рис. 3.2.1.).



Рисунок 3.2.1. Общий вид экспериментального стенда с предвключенной прямоструйной эжекторной ступенью.

Прямоструйная эжекторная ступень, эскиз которой представлен на рис. 3.2.2., состоит из сопла ввода пассивного потока, специально спрофилированного сопла активного потока, приемной камеры, камеры смешения, наборных секций осевого диффузора и присоединительного фланца.

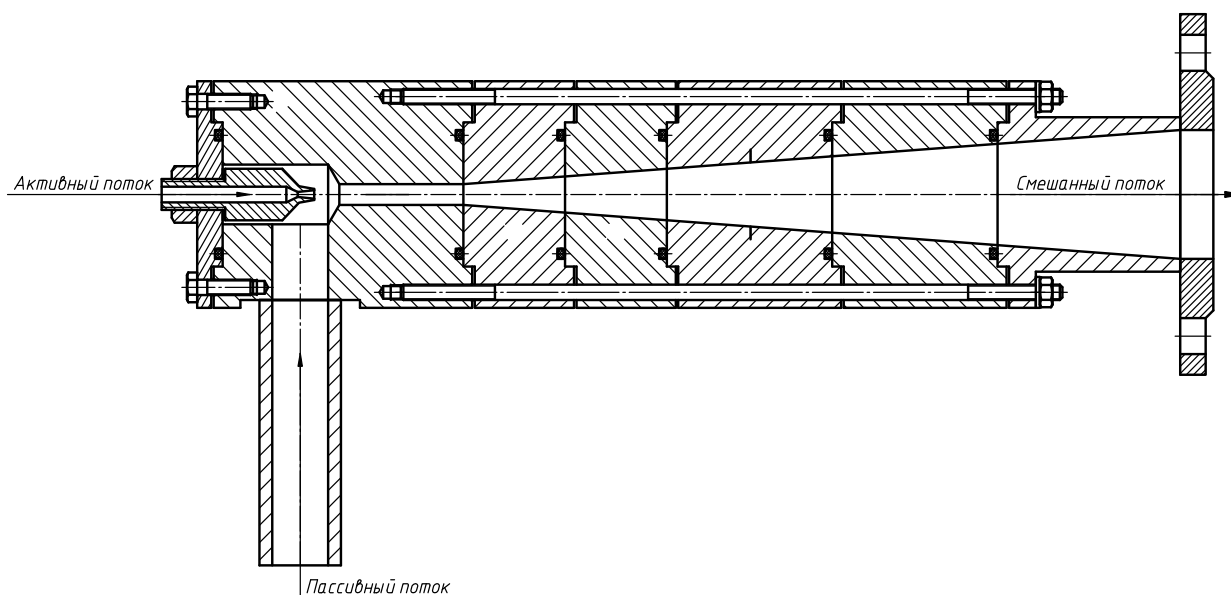


Рисунок 3.2.2. Эскиз прямоструйного воздушного эжектора.

Основные режимные и геометрические параметры эжекторной ступени представлены в таблицах 3.2.1. и 3.2.2. соответственно.

Следует отметить, что основные режимные параметры как прямоструйной, так и вихревой ступеней выбирались из соображений рациональной, с практической точки зрения, применимости компоновочной схемы ЖКВН + эжектор в различных технологических процессах.

Таблица 3.2.1. Расчетные режимные параметры прямоструйного эжектора

Параметр	Условное обозначение	Численное значение
Удельная газовая постоянная	$R, \frac{Дж}{кг \cdot К}$	287
Показатель изэнтропы	k	1,4
Давление активного потока	$p_a, ата$	1,02
Давление пассивного потока	$p_{on}, ата$	0,05
Давление смешанного потока	$p_c, ата$	0,1
Отношение давлений активного и пассивного потоков	$\frac{p_a}{p_{on}}$	20
Степень повышения давления в эжекторе	$\frac{p_c}{p_{on}}$	2

продолжение таблицы 3.2.1.

Температура активного потока	T_{OA}, K	293
Температура пассивного потока	T_{on}, K	293
Температура смешанного потока	T_c, K	293
Массовый расход активного потока	$m_a, \text{кг}/\text{с}$	0,0007
Массовый расход пассивного потока	$m_n, \text{кг}/\text{с}$	0,0005
Массовый расход смешанного потока	$m_c, \text{кг}/\text{с}$	0,0012
Максимальный коэффициент эжекции	U_{\max}	0,656

Таблица 3.2.2. Геометрические параметры прямоструйного эжектора

Параметр	Условное обозначение	Численное значение
Диаметр критического сечения активного сопла	$d_{кр}, \text{мм}$	1,94
Диаметр выходного сечения активного сопла	$d_{r1}, \text{мм}$	3,3
Диаметр камеры смешения	$d_3, \text{мм}$	8,12
Диаметр выходного сечения диффузора	$d_c, \text{мм}$	50
Диаметр подводящего трубопровода активного потока	$d_r, \text{мм}$	6,12
Диаметр подводящего трубопровода пассивного потока	$d_{r2}, \text{мм}$	22,17
Длина камеры смешения	$l_{см}, \text{мм}$	48,74
Расстояние от выходного сечения рабочего сопла до входного сечения цилиндрической камеры смешения	$l_c, \text{мм}$	9,83
Угол раскрытия диффузора	$\varphi_0, \text{град}$	8,5
Угол раскрытия сверхзвуковой части активного сопла	$\varphi_1, \text{град}$	12

Прямоструйный эжектор изготовлен из легированной стали 12Х13, для предотвращения коррозии от влаги, содержащейся в откачиваемом воздухе. Общий вид эжектора представлен на рис. 3.2.3.



Рисунок 3.2.3. Общий вид прямоструйного эжектора

Вихревая эжекторная ступень

На рисунке 3.2.4 представлен общий вид экспериментального стенда с предвключенной вихревой эжекторной ступенью.



Рисунок 3.2.4. Общий вид экспериментального стенда с предвключенной вихревой эжекторной ступенью

Вихревой эжектор, конструктивное исполнение которого представлено на рисунке 3.2.6, основан на вихревом принципе эжекции.

Воздушный эжектор состоит из сопла пассивного потока, каналов подводов активного потока, камеры смешения и диффузора.

Активный поток через каналы поступает в камеру смешения, где образуется вращающийся поток с приосевой областью пониженного давления. В эту область через сопло эжектируется пассивный поток. Оба потока перемешиваются в камере смешения, где происходит выравнивание их скоростей, при этом скорость пассивного потока уменьшается, а активного увеличивается. Длина камеры смешения выбирается из условия получения на выходе из неё равномерного потока. После этого газ поступает в диффузор, где за счет торможения давление смешанного потока возрастает. В дальнейшем поток поступает по расходной магистрали смешанного потока в рабочую полость вакуумного насоса. В вакуумном насосе осуществляется сжатие смешанного потока и дальнейшее нагнетание его в водоотделитель, откуда после влагоотделения воздух выбрасывается в атмосферу, а отделенная жидкость снова поступает в циркуляционный бак.

При задаваемой геометрии сопловых каналов, параметры активного и пассивного потоков зависят от массового расхода и давления потока смешения, которые в свою очередь связаны функционально в виде характеристики вакуум-насоса $V = f(P_{оп})$. Из этого следует важный вывод: все, что влияет на характеристику вакуум-насоса отражается на уровне параметров, описывающих режимные соотношения эжекторной ступени вакуумного агрегата, таких, как коэффициент эжекции и рабочее давление всасывания.

Предельные режимы ВЭС описывают поведение пассивного потока: либо его расход равен нулю ($\dot{m}_n = 0$), либо он равен максимально возможному ($\dot{m}_n = \dot{m}_c$). Безусловно, что первый режим с расходом пассивного потока $\dot{m}_n = 0$,

и как следствие и со значением коэффициента эжекции $U = \frac{\dot{m}_n}{\dot{m}_a} = 0$, не может

быть отнесен к разряду рабочих, но он характеризует установление

минимального значения давления на входе в сопло пассивного потока вакуумного агрегата или эжектора, работающего на вакуумирование некоторой технологической системы. Таким образом, при $U = 0$ достигается предельный максимум вакуума, для выбранной геометрии вихревой эжекторной ступени. Другими словами, режим очерчивает границу возможностей эжектора или агрегата в целом по давлению всасывания. Второй режим не есть расчетный, в плане проектирования эжекторной ступени, а лишь является отправной точкой вариации размером пассивного сопла с целью достижения максимального коэффициента эжекции [26].

Пути совершенствования рабочего процесса ВЭС за счет изменения геометрии проточной части можно разделить поэлементно: сопловые устройства, приемная камера, выходные устройства. В результате предварительного вычислительного эксперимента для вакуумного насоса типа «ВВН-1,5» были определены оптимальные (с позиции достижения максимального коэффициента эжекции) геометрические параметры сопловых и выходных устройств. Таким образом, дальнейшее совершенствование рабочего процесса вихревого эжектора состояло в экспериментальном исследовании влияния конфигурации проточной части приемной камеры на режимные характеристики вакуумного агрегата. Модификацию проточной части приемной камеры можно проводить не только за счет изменения её геометрии, но и путем вариации наружной поверхности сопла пассивного потока. Общий вид и эскиз геометрии выполнения сопел пассивного потока представлены на рисунке 3.2.6. Основными геометрическими параметрами сопла являются $D_n = 2 \cdot r_n$ и l . При этом D_n – диаметр наружной поверхности сопла, со стороны его крепежной части, совместно с поверхностью приемной камеры ВЭС формирует кольцевой канал подвода активного потока длиной l .

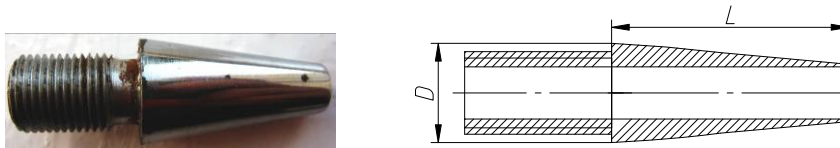


Рисунок 3.2.5 – Общий вид (слева) и эскиз исполнения сопел пассивного потока различной геометрии (справа)

В таблице 3.2.3 представлены варианты геометрии исполнения сопел пассивного потока (все размеры указаны в миллиметрах).

Таблица 3.2.3. Геометрические параметры сопел пассивного потока

D1=14,8			D2=16,8			D3=18,8		
L1	L2	L3	L1	L2	L3	L1	L2	L3
13,2	26,8	40,3	13,2	26,8	40,3	13,2	26,8	40,3

Для определения распределения поля скоростей в характерных сечениях вихревого эжектора в конструкции ступени были предусмотрены каналы ввода измерительных зондов, а также крепления координатника (рис.3.2.6.). Помимо этого конструкция эжектора имеет следующие особенности:

– коническая приемная камера (угол раствора $0 \div 6^\circ$) выполнена из пластмассы. Предусмотрена технология отливки и последующей полимеризации сменных камер необходимого профиля. При этом в качестве формы используется спроектированный корпус вихревого эжектора, а полость приемной камеры создается за счет крепления внутри эжектора специально спрофилированного тела, повторяющего ее конфигурацию и размеры. Данное техническое решение не только облегчает проведение исследований, но и позволит подбирать более эффективные геометрические параметры вихревого эжектора под изменяющиеся условия работы вакуумного насоса в каком-либо технологическом процессе потребителя, что, безусловно, существенно удешевляет и упрощает эксплуатацию агрегата. Кроме того, благодаря низкому

коэффициенту теплопроводности ($\lambda = 0,16, \text{Вт}/\text{м} \cdot \text{К}$) можно пренебречь теплообменом потока газа со стенками приемной камеры.

– сменные сопла ввода пассивного потока позволяют испытывать влияния не только геометрии расходного сечения, но и производить испытания при различном профиле наружной поверхности сопла, что влияет на общую геометрию приемной камеры и, как следствие, на условия формирования вынужденного вихря.

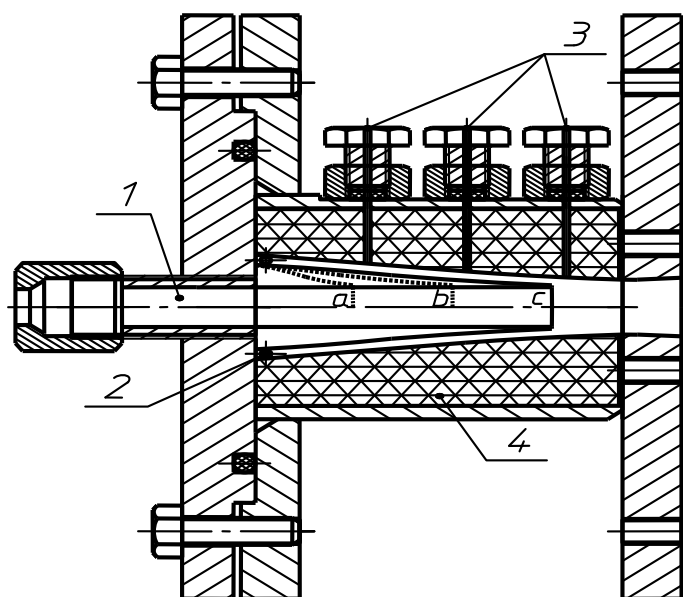


Рисунок 3.2.6. Конструктивное исполнение вихревого эжектора с переменной длиной сопла пассивного потока

1-сопло подвода пассивного потока; 2- тангенциальное сопло подвода активного потока; 3- каналы подвода зонда для измерения поля скоростей в расчетных сечениях *a, b, c* соответственно; 4- спрофилированная камера смешения активного и пассивного потоков

Основные расчетные режимные параметры ВЭС представлены в таблице 2.

Таблица 3.2.4. Расчетные режимные параметры вихревого эжектора

Параметр	Условное обозначение	Численное значение
Удельная газовая постоянная	$R, \text{Дж}/\text{кг} \cdot \text{К}$	287
Показатель изэнтропы	k	1,4
Давление активного потока	$p_a, \text{ата}$	1,02
Давление пассивного потока	$p_{on}, \text{ата}$	0,05
Давление смешанного потока	$p_c, \text{ата}$	0,1

продолжение таблицы 3.2.4.

Отношение давлений активного и пассивного потоков	$\frac{p_a}{p_{on}}$	20
Степень повышения давления в эжекторе	$\frac{p_c}{p_{on}}$	2
Температура активного потока	T_{OA}, K	295
Температура пассивного потока	T_{on}, K	295
Температура смешанного потока	T_c, K	295
Массовый расход активного потока	$m_a, \text{кг}/\text{с}$	0,000465
Массовый расход пассивного потока	$m_n, \text{кг}/\text{с}$	0,00072
Массовый расход смешанного потока	$m_c, \text{кг}/\text{с}$	0,0012
Максимальный коэффициент эжекции	U_{\max}	1,55

Характерные сечения выбраны таким образом, чтобы иметь возможность получать информацию о характере процессов течения по длине проточной части вихревого эжектора.

Экспериментальное исследование параметров потока в сечении I сопряжено с рядом трудностей - высокими скоростями потока на выходе из активного сопла, относительно малыми геометрическими размерами области траверсирования, что ведет к росту погрешности экспериментальных данных за счет искажения структуры потока измерительными приборами. Кроме того, исходя из закона сохранения, импульс потока в сечении I входит в уравнение импульсов, как \hat{I}_{IIA} . В связи с этим, с целью получения достоверных данных измерение полей давлений проводилось на некотором расстоянии \bar{l}_I от сечения I. В таблице 3.2.5 представлены значения относительной длины для сечений, в которых проводились экспериментальные исследования и для которых были построены регрессионные зависимости. Соответственно, газодинамическая

модель, описывающая взаимодействие потоков в ВЭС применима в указанном диапазоне относительных длин вихревой камеры и сопел пассивного потока.

Расположение характерных сечений, используемых при выводе уравнения для импульса потока, удобно определять с помощью относительной длины \bar{l} и относительного радиуса \bar{r} вихревой камеры:

$$\bar{l} = \frac{l_i}{L} \quad \bar{r} = \frac{r_i}{R_1},$$

где L - длина вихревой камеры (расстояние от торца вихревой камеры со стороны ввода активного потока до выходного сечения камеры смешения);

l_i - расстояние от торца вихревой камеры со стороны ввода активного потока до рассматриваемого i -го сечения;

r_i - расстояние от оси симметрии вихревого эжектора до текущей точки траверсирования в i -ом сечении;

R_1 - расстояние от оси сопла пассивного потока до оси сопла активного.

Таблица 3.2.5. Геометрические параметры характерных сечений вихревой камеры ВЭС

	Сечение I	Сечение I'	Сечение II	Сечение III
\bar{l}_1	0,0243	-	-	-
$\bar{l}_{I'}$	-	0,229	-	-
\bar{l}_2	-	-	0,4626	-
\bar{l}_3	-	-	-	0,6962
L , мм	58			
\bar{r}_2	-	0,4237		
\bar{r}_b		0,9271	0,7583	0,6318

Сечение I расположено вблизи сопла активного потока и позволяет определить интенсивность процесса закрутки; сечение I' расположено на

определенном расстоянии от сечения I и позволяет судить о эволюции вихря, создаваемого активным потоком до его взаимодействия с пассивным; сечение II находится на срезе сопла пассивного потока и позволяет оценить характер взаимодействия активного и пассивного потоков; в сечении III активный и пассивный потоки смешиваются. В таблице 3.2.5 относительный радиус вихревой камеры обозначен как $\bar{r}_b = \frac{r_b}{R_1}$, где r_b - расстояние от оси симметрии вихревого эжектора до стенки вихревой камеры в текущем сечении.

3.3. Методика проведения исследований и измерительные приборы, используемые при исследовании параметров потока газа в проточной части вихревого эжектора

Для получения объективных данных о процессах в проточной части вихревого эжектора необходим правильный выбор методов и аппаратуры экспериментального исследования.

Вследствие сравнительной малости геометрических размеров каналов проточной части вихревого эжектора одним из основных требований, предъявляемых к измерительным приборам, является малогабаритность. Это требование трудно удовлетворить при использовании для экспериментальных работ комбинированных трубок и зондов. Поэтому при исследовании проточной части вихревого эжектора предпочтение отдается трубкам полного и статического давления (т.п.д., т.с.д.) и аэродинамическим угломерам (а.у.). Применение этих приборов, выполненных с достаточно малыми геометрическими размерами, позволяет уменьшить возмущение потока, вызываемое приемной частью насадка, и получить интересные параметры, приближающиеся к локальным. К измерительным приборам предъявляются следующие основные требования:

1. Минимальные габариты приемной части прибора при небольшой инерционности.

2. Максимальная нечувствительность к углам скоса потока газа.
3. Стабильность поправочных коэффициентов насадков во времени и их неизменность в широком диапазоне изменения чисел M набегающего потока.
4. Минимальное расстояние от приемных отверстий насадка до его оси вращения.
5. Возможность проводить измерения в достаточной близости от стенок, ограничивающих исследуемый канал, и осуществлять надежное уплотнение в месте ввода насадка.
6. Достаточная прочность.
7. Технологичность и простота изготовления.

Знание направления вектора скорости необходимо для определения проекций скорости на оси координат и для правильной ориентации приборов, служащих для измерения параметров потока. Согласно рекомендациям [11, 58] наиболее целесообразным прибором для определения направления потока в проточной части вихревого эжектора является Г-образный аэродинамический угломер с наружным углом, который и был использован при проведении экспериментальных исследований. Для а.у., эскиз которого представлен на рисунке 3.3.1, чувствительность к углу скоса потока φ определяется величиной χ и практически не зависит от l/d_1 при $l/d_1 = 3 \div 9$. Существенное влияние на чувствительность к β оказывает наружный угол θ . Так величина χ растёт с уменьшением наружного угла от $\theta = 90^\circ$ до $\theta = 60^\circ$ примерно в полтора раза.

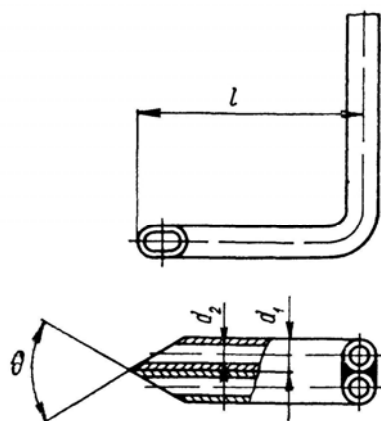


Рисунок 3.3.1. Эскиз Г-образного аэродинамического угломера с наружным углом

Для экспериментального измерения полного давления в характерных сечениях проточной части вихревого эжектора использовалась трубка полного давления с протоком с прямым ниппелем (рисунок 3.3.2), конструкции ЦАГИ, основным достоинством которой является нечувствительность к углам скола потока β и α до $\pm(40 \div 50)^\circ$ в широком диапазоне чисел M . Основные геометрические соотношения и газодинамические характеристики даны в таблице 3.3.1.

Таблица 3.3.1. Характеристики т.п.д. с протоком с прямым ниппелем

Геометрические соотношения										Газодинамические характеристики				
D_k , мм	$\frac{D}{D_k}$	$\frac{d_1}{D_k}$	$\frac{d_2}{D_k}$	$\frac{d_3}{D_k}$	$\frac{d_4}{D_k}$	$\frac{l_k}{D_k}$	$\frac{l_1}{D_k}$	$\frac{l_2}{D_k}$	$\frac{R}{D_k}$	K^*	Нечувствительность к углам скола		M_c	$\bar{\tau}$
											$\pm\beta$	$\pm\alpha^\circ$		
2,0	0,7	0,25	0,25	0,35	0,5	1,5	0,35	0,8÷ 0,9	0,6÷ 0,7	1,01	45	45	$\leq 0,88$	1,3

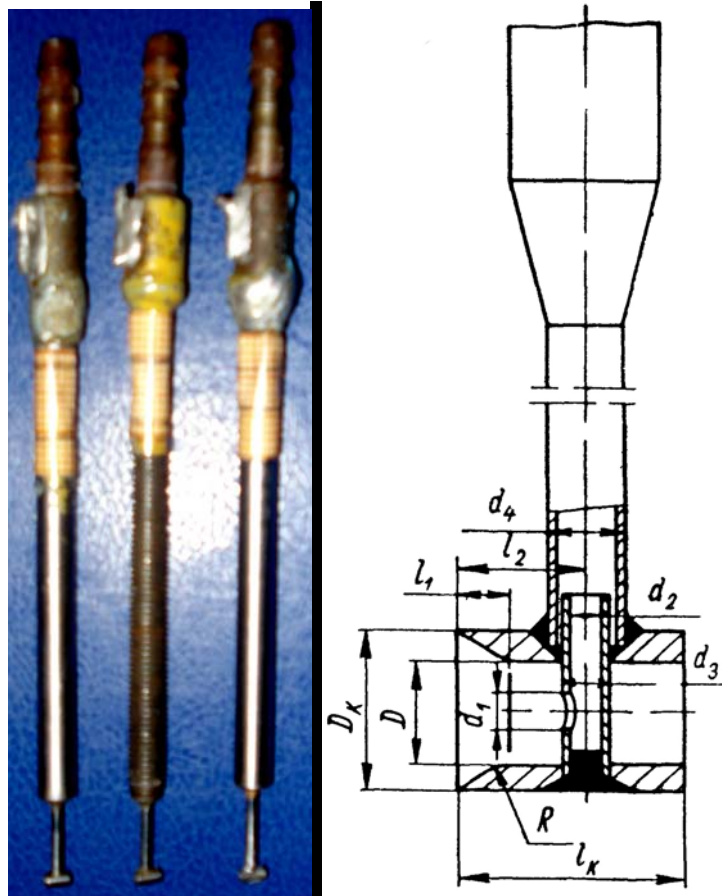


Рисунок 3.3.2. Общий вид и схематическое изображение т.п.д. с протоком с прямым ниппелем

Так как наиболее универсальным методом определения статических давлений является не измерение со стенок, а снятие полей статических давлений, то для измерения статических давлений в проточной части вихревого эжектора использовались трубки статического давления с протоком, общий вид которых представлен на рисунке 3.3.3. О целесообразности применения которых для измерения статического давления в пространственном потоке указывается автором [145]. Нечувствительность к углам скоса потока т.с.д. этого типа составляет $\beta = \pm 30^\circ$ и $\alpha = \pm 20^\circ$. Насадки имеют постоянный поправочный коэффициент вплоть до $M \leq 0,9$.



Рисунок 3.3.3. Общий вид т.с.д. с протоком

В качестве регистрирующего прибора использовался многошкальный жидкостный U-образный манометр, заполненный дистиллированной водой.

Проведение эксперимента по измерению параметров потока в характерных сечениях проточной части вихревого эжектора производится в следующем порядке:

1. Выход на установившийся режим работы вакуумного агрегата, который определяется постоянством давления, температуры и расхода активного, пассивного и смешанного потоков.
2. С помощью Г-образного аэродинамического угломера и U-образного манометра определяется направление потока в точках траверсирования для характерных сечений проточной части эжектора.
3. В этих точках, согласно определенному ранее направлению потока с помощью зажимов координатника устанавливается т.с.д. с протоком и производится замер полей статического давления.

4. Для обозначенных точек траверсирования с помощью координатника, в соответствии углом направления потока производится измерение полей полного давления с помощью т.п.д. с протоком с прямым ниппелем.

3.4. Обработка результатов эксперимента

Результаты экспериментального исследования заносились в протоколы и обрабатывались по следующим зависимостям

1. Давление всасываемого потока, Па:

$$P = P_0 \cdot k_0 - \frac{B \cdot k_1}{100}, \quad (3.4.1)$$

где P_0 – барометрическое давление, мм.рт.ст.;

$k_0 = 133,322$ – коэффициент пересчета;

B – показания вакуумметра, атм;

$k_1 = 98066,5$ – коэффициент пересчета.

2. Объемная производительность вакуумного агрегата, м³/с:

$$V = \frac{\Delta V}{\Delta \tau}, \quad (3.4.2)$$

где ΔV – зарегистрированная величина объема газа, прошедшего через ротаметр м³;

$\Delta \tau$ – время, зарегистрированное по секундомеру, с.

3. Объемная производительность ЖКВН, приведенная к температуре воды 288 К, м³/с:

$$V_T = \frac{V}{k_T}, \quad (3.4.3)$$

где k_T – коэффициент пересчета производительности ЖКВН к эталонной производительности при 15⁰С.

4. Массовая производительность вакуумного агрегата, кг/с:

$$\dot{m} = \rho \cdot V_T \quad (3.4.4)$$

5. Плотность потока с учетом наличия влаги в всасываемом воздухе, кг/м³:

$$\rho = \frac{P}{T \cdot R} \cdot \frac{1 + d}{1 + 1,608 \cdot d}, \quad (3.4.5)$$

где R – газовая постоянная для сухого воздуха, Дж/кг К;

d – влагосодержание откачиваемого воздуха, кг/кг.

$$d = 0,622 \left(\frac{\phi \cdot P_s}{P - \phi \cdot P_s} \right), \quad (3.4.6)$$

где ϕ – измеренная относительная влажность;

P_s – парциальное давления насыщенного водяного пара, Па.

6. Коэффициент эжекции предвключенного эжектора ЖКВН:

$$U = \frac{\dot{m}_\Pi}{\dot{m}_A}, \quad (3.4.7)$$

где \dot{m}_Π, \dot{m}_A – массовая производительность пассивного и активного потоков соответственно, кг/с.

7. Полная электрическая мощность трехфазного электродвигателя, кВт:

$$W_{эл.дв.} = \frac{3 \cdot U_\phi \cdot I_\phi \cdot \cos \varphi}{1000}, \quad (3.4.8)$$

где U_ϕ, I_ϕ – фазные значения напряжения и силы тока соответственно;

$\cos \varphi$ – коэффициент мощности.

8. Мощность на валу вакуумного агрегата, кВт:

$$W_{пр.} = \frac{W_{эл.дв.}}{\eta_{мех.}}, \quad (3.4.9)$$

где $\eta_{мех.} = 0,83$ – механический КПД.

Скорость потока точках в траверсирования находится из выражения:

$$C_n = K^* \cdot \sqrt{\frac{2g(h^* - h)}{\rho}}, \quad (3.4.10)$$

где ρ – плотность газа на входе в стенд, кг/м³,

g – ускорение свободного падения, м/с²,

h – статическое давление, мм Н₂О; $h = P_{ст} - P_{см}$

h^* – полное давление, мм Н₂О; $h^* = P^* - P_{см}$

K^* – тарировочный коэффициент.

Критическая скорость для условий эксперимента:

$$a_{зв} = \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k + 1} \cdot R \cdot T_{cp}}, \quad (3.4.11)$$

где $k = 1,4$ – показатель адиабаты для воздуха;

R – удельная газовая постоянная для воздуха, Дж/кг К;

T_{cp} – средняя температура потока, К.

3.5. Оценка погрешности измеряемых величин

В данном исследовании рассчитывались погрешности определения действительной производительности, давлений и температур пассивного, активного и смешанного потоков, полных и статических давлений в характерных сечениях ВЭС, мощности на валу ЖКВН. Определяемые величины являются результатами прямых и непрямых измерений [188].

Прямые измерения:

- расхода по газовому счетчику;
- давления по вакуумметру;
- расхода воды ротаметром;
- температуры среды по термометру;
- влажности по психрометру;
- барометрического давления по барометру;
- полные и статические давления по U-образному манометру;
- фазные значения напряжения и силы тока (по прибору К-506);
- отсчет времени по секундомеру.

Непрямые измерения:

- действительной производительности вакуумного агрегата;
- мощности на валу ЖКВН;
- скорости потока газа в проточной части ВЭС;
- коэффициента эжекции;

Для определения погрешности непрямых измерений необходимо определить функциональную зависимость между измеряемой величиной и величинами, значения которых определены путем прямых измерений. При организации эксперимента возникают систематические и случайные составляющие погрешности [85].

Случайная погрешность исключается за счет проведения не одного, а серии экспериментов. И наоборот, учет, и уменьшение систематической составляющей погрешности эксперимента является одной из самых сложных задач теории измерений. При этом считается, что систематические погрешности представляют собой некоторую функцию не случайных факторов, состав которых зависит от физических, конструкционных и технологических особенностей средств измерения, условий их применения. Сложные детерминированные закономерности, которым подчиняются систематические погрешности, определяются либо при создании средств измерения и комплектации измерительной аппаратуры, либо непосредственно при подготовке эксперимента и вовремя его проведения. Влияние систематической погрешности сводится к минимуму за счет монтажа измерительных приборов в соответствии рекомендациям завода-изготовителя, соответствующим подбором класса точности приборов, проведением ряда однотипных экспериментов разными исследователями, использованием принятой теории метода измерения [84].

1. Погрешность непрямого измерения абсолютного давления

Абсолютное давление при определении избыточного давления определяется как сумма манометрического (измеренного) давления и атмосферного, Па:

$$P_{абс} = P_{ман} + P_{атм} \quad (3.5.1)$$

При измерении вакуума – как разность атмосферного давления и показания вакуумметра, Па:

$$P_{абс} = P_{атм} - P_{вак} \quad (3.5.2)$$

Основная инструментальная (абсолютная) погрешность при измерении пружинными приборами определяется по формуле, Па:

$$p_{инстр} = \frac{\gamma \cdot D}{100}, \quad (3.5.3)$$

где γ – приведенная относительная погрешность (класс точности прибора), %;

D – нормированная величина (диапазон показаний прибора), Па.

Основная относительная инструментальная погрешность, %:

$$\delta p_{инстр} = \frac{\Delta p_{инстр}}{P_{вак}} \cdot 100, \quad (3.5.4)$$

Дополнительная инструментальная погрешность при изменении температуры окружающей среды за пределы $(20 \pm 5)^\circ\text{C}$ находится из выражения, %:

$$\delta p_{\delta} = \pm(0,5\gamma + 0,04 \cdot \Delta t), \quad (3.5.5)$$

где Δt – разность между действительной температурой и предельным допустимым ее значением $(20 \pm 5)^\circ\text{C}$, $^\circ\text{C}$.

Субъективная погрешность, %:

$$\delta p_c = \frac{0,5 \cdot d}{P_{изм}} \cdot 100, \quad (3.5.6)$$

где d – цена минимального деления шкалы измерительного прибора, Па;

$P_{изм}$ – измеренное давление, Па.

Предел суммарной относительной и абсолютной погрешностей измерения вакуумметрического давления вычисляется по формуле, %:

$$\delta p_{вак} = \sqrt{\delta p_{инстр}^2 + \delta p_{\delta}^2 + \delta p_{мет}^2 + \delta p_c^2}, \quad (3.5.7)$$

где $\delta p_{мет}$ – методическая погрешность (равна нулю при правильном выборе и установке измерительного прибора), %.

Абсолютная погрешность измерения вакуумметрического давления, Па:

$$\Delta p_{вак} = \delta p_{вак} \times p_{изм}, \quad (3.5.8)$$

Суммарная абсолютная погрешность барометра-анероида $\Delta p_{бар} = d$ равна минимальной шкале деления $d = 0,5$ мм.рт.ст., а относительная погрешность при измерении барометром равна, %:

$$\delta p_{атм} = \frac{d}{p_{атм}} \times 100, \quad (3.5.9)$$

где $p_{атм}$ – измеренное атмосферное давление, мм.рт.ст.

Относительная погрешность измерения абсолютного давления, %:

$$\delta p_{абс} = \sqrt{\delta p_{атм}^2 + \delta p_{вак}^2}, \quad (3.5.10)$$

Абсолютная погрешность измерения абсолютного давления, Па:

$$\Delta p_{абс} = p_{абс} \cdot \frac{\delta p_{абс}}{100}, \quad (3.5.11)$$

Результаты измерения представляются в виде $p_{абс} = p_{абс} \pm p_{абс}$, Па.

2. Погрешность при однократном измерении температуры

Абсолютная погрешность технических измерений равна, °С:

$$\Delta t = \pm b \cdot \sqrt{\Delta t_{инстр}^2 + \Delta t_{\delta}^2 + \Delta t_c^2 + \Delta t_{мет}^2}, \quad (3.5.12)$$

где $\Delta t_{инстр} = \frac{\gamma \cdot t_{max}}{100}$ – инструментальная погрешность, °С;

γ – класс точности термометра;

t_{max} – верхний предел измерений термометра.

Для стеклянных термометров расширения можно записать, что

$\Delta t_{инстр} = \pm d$, где d – цена деления термометра, °С;

Δt_{δ} – дополнительная погрешность, °С, принимают $\Delta t_{\delta} = 0$;

Δt_c – субъективная погрешность, °С;

$\Delta t_{мет}$ – методическая погрешность, °С;

b – коэффициент, который при доверительной вероятности $P = 0,95$ равняется 1,1.

Относительная погрешность измерений равна, %:

$$\delta t = \frac{\Delta t}{t} \cdot 100, (3.5.13)$$

Результаты измерения представляются в виде: $t = (t \pm \Delta t), °С$.

3. Погрешность прямого измерения электрической мощности

Абсолютная погрешность измерения мощности, Вт:

$$\Delta W = b \cdot \sqrt{\Delta W_{инстр}^2 + \Delta W_{мет}^2 + \Delta W_c^2 + \Delta W_\delta^2}, (3.5.14)$$

где b – коэффициент, который при доверительной вероятности $P = 0,95$ равен 1,1;

$\Delta W_{инстр}$ – абсолютная инструментальная погрешность прибора по паспорту;

$\Delta W_{мет}$ – абсолютная методическая погрешность измерения мощности;

ΔW_c – абсолютная субъективная погрешность измерения мощности;

ΔW_δ – абсолютная дополнительная погрешность измерения мощности, если прибор подобран правильно, то $\Delta W_\delta = 0$.

Относительная погрешность измерения мощности, %:

$$\delta W = \Delta W \cdot 100 / W, (3.5.15)$$

Результаты прямого измерения мощности представляются в виде:

$$W_{изм} = (W \pm \Delta W), \text{ Вт.}$$

4. Погрешность непрямого измерения электрической мощности

Относительная погрешность непрямого измерения мощности, %:

$$\delta W = \sqrt{\delta I^2 + \delta U^2}, \quad (3.5.16)$$

где δI – относительная погрешность измерения силы тока амперметром;

δU – относительная погрешность измерения напряжения вольтметром.

Относительная погрешность измерения силы тока, %:

$$\delta I = \Delta I \cdot \frac{100}{I}, \quad (3.5.17)$$

где I – измеренная сила тока;

ΔI – абсолютная погрешность измерения силы тока.

Абсолютная погрешность измерения силы тока, А:

$$\Delta I = b \cdot \sqrt{\Delta I_{инстр}^2 + \Delta I_{мет}^2 + \Delta I_c^2 + \Delta I_\delta^2}, \quad (3.5.18)$$

где b – коэффициент, который при доверительной вероятности $P = 0,95$ равен 1,1;

$\Delta I_{инстр}$ – абсолютная инструментальная погрешность прибора по паспорту;

$\Delta I_{мет}$ – абсолютная методическая погрешность измерения силы тока;

ΔI_c – абсолютная субъективная погрешность измерения силы тока;

ΔI_δ – абсолютная дополнительная погрешность измерения силы тока, которая при правильно подобранном измерительном приборе равна нулю ($\Delta I_\delta = 0$).

Относительная погрешность измерения напряжения, %:

$$\delta U = \frac{\Delta U \cdot 100}{U}, \quad (3.5.19)$$

где U – измеренное напряжение;

ΔU – абсолютная погрешность измерения напряжения

Абсолютная погрешность измерения напряжения, В:

$$\Delta U = b \cdot \sqrt{\Delta U_{инстр}^2 + \Delta U_{мет}^2 + \Delta U_c^2 + \Delta U_\delta^2}, \quad (3.5.20)$$

где b – коэффициент, который при доверительной вероятности $P = 0,95$ равен 1,1;

$\Delta U_{инстр}$ – абсолютная инструментальная погрешность прибора по паспорту;

$\Delta U_{мет}$ – абсолютная методическая погрешность измерения напряжения;

ΔU_c – абсолютная субъективная погрешность измерения напряжения;

ΔU_δ – абсолютная дополнительная погрешность измерения напряжения, которая при правильно подобранном измерительном приборе равна нулю ($\Delta U_\delta = 0$).

Абсолютная погрешность измерения мощности, %:

$$\Delta W = \frac{W \cdot \delta W}{100}, \quad (3.5.21)$$

где $W = \sqrt{3} \cdot I \cdot U \cdot \cos \varphi$ – измеренная мощность трехфазного двигателя.

Результаты непрямого измерения мощности представляются в виде:

$$W_{изм} = (W \pm \Delta W), \text{ Вт.}$$

5. Погрешность непрямого измерения объемного расхода газа (с помощью газового счетчика и секундомера)

Относительная погрешность непрямого измерения объемного расхода воздуха методом проточного калориметрирования может быть найдена как:

$$\delta \dot{V} = \sqrt{\delta V^2 + \delta \tau^2}, \quad (3.5.22)$$

где δV – относительная погрешность измерения объема;

$\delta \tau$ – относительная погрешность измерения времени.

Относительная погрешность измерения времени, %:

$$\delta \tau = \Delta \tau \cdot 100 / \tau, \quad (3.5.23)$$

где $\Delta \tau$ – абсолютная погрешность измерения времени; для секундомеров, часов с секундной стрелкой и т.п. можно принимать $\Delta \tau = d$, где d – цена деления часов (чаще всего $d = 1$, с);

τ – расчетное время;

Относительная погрешность измерения объема, %:

$$\delta V = \frac{\Delta V \cdot 100}{V}, \quad (3.5.24)$$

где ΔV – абсолютная погрешность измерения объема;

V – величина объема газа (жидкости), который прошел за расчетное время τ , мЗ.

Абсолютная погрешность измерения объема:

$$\Delta V = b \cdot \sqrt{\Delta V_{инстр}^2 + \Delta V_{мет}^2 + \Delta V_c^2 + \Delta V_o^2}, \quad (3.5.25)$$

где b – коэффициент, который при доверительной вероятности $P = 0,95$ равен 1,1;

$\Delta V_{инстр}$ – абсолютная инструментальная погрешность прибора по паспорту;

$\Delta V_{мет}$ – абсолютная методическая погрешность измерения объема;

ΔV_c – абсолютная субъективная погрешность измерения объема;

ΔV_o – абсолютная дополнительная погрешность измерения объема, которая при правильно подобранном измерительном приборе равна нулю ($\Delta V_o = 0$).

Если паспортная инструментальная погрешность прибора задана в виде приведенной относительной погрешности γ (то есть класса прибора), то ищут абсолютную погрешность по формуле:

$$\Delta X_{инстр} = \frac{\gamma \cdot X_N}{100}, \quad (3.5.26)$$

где X_N – нормированная величина (как правило, это диапазон измерений).

Субъективную погрешность ΔX_c оценивают приблизительно половиной минимальной погрешности прибора.

Методическую погрешность $\Delta X_{мет}$ определяют анализом методики измерения в соответствии к условиям измерительного эксперимента.

Абсолютная погрешность измерения объемного расхода, %:

$$\Delta \dot{V} = \frac{\dot{V} \cdot \delta \dot{V}}{100}, \quad (3.5.27)$$

где $\dot{V} = V / \tau$ – измеренный объемный расход.

Результаты непрямого измерения объемного расхода представляются в виде:

$$\dot{V}_{изм} = (\dot{V} \pm \Delta \dot{V}), \text{ м}^3/\text{с}.$$

6. Погрешность определения плотности идеального газа

Относительная погрешность плотности газа вычисляется по формуле:

$$\delta \rho = \sqrt{\delta p^2 + \delta R^2 + \delta T^2}, \quad (3.5.28)$$

где δp – относительная погрешность измерения абсолютного давления газа, рассчитывается, как показано в п.1, или через абсолютные погрешности измерения вакуумметрического (манометрического) и атмосферного давлений, как показано ниже:

$$p = p_{вак} + B, \quad \Delta p = \sqrt{\Delta p_{вак}^2 + \Delta B^2}, \quad \Delta p = b \cdot \sqrt{\Delta p_{вак.инстр}^2 + \Delta p_{вак.мет}^2 + \Delta p_{вак.с}^2}, \quad (3.5.29)$$

где $\Delta p_{вак.инстр} = \frac{\gamma \cdot P_N}{100}$ – инструментальная погрешность вакуумметра;

$\Delta p_{вак.с}$ – субъективная погрешность измерения вакуума, равна половине цены деления вакуумметра

δT – относительная погрешность измерения абсолютной температуры газа ($T = t + 273$);

δR – относительная погрешность определения газовой постоянной.

Так как величина R – это константа для отдельно взятого газа, то величина ее погрешности рассчитывается следующим образом:

Абсолютная погрешность определения R равна половине последнего разряда числа, так, если при расчетах берется $R = 287 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$, то $\Delta R = \pm 0,5 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$.

Относительная погрешность определения газовой постоянной, %:

$$\delta R = \Delta R \cdot 100 / R = 0,5 \cdot 100 / 287 = 0,17, \quad (3.5.30)$$

Аналогичные расчеты производятся и при определении погрешностей, например, теплоемкости газа, которая выбирается, как табличная величина не зависящая от температуры и давления (при малых отклонениях этих параметров):

Абсолютная погрешность определения c_{pm} равна половине последнего разряда числа, так, если с таблицы $c_{pm} = 1,006 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$, то $\Delta c_{pm} = \pm 0,0005 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$.

Зачастую этими величинами можно пренебречь.

Относительная погрешность измерения абсолютной температуры газа рассчитывается аналогично п.2 данного подраздела без учета величины абсолютной температуры, то есть:

Относительная погрешность:

$$\delta T = \frac{\Delta t \cdot 100}{t}, \quad (3.5.31)$$

где Δt – абсолютная погрешность измерения температуры жидкостным термометром, определяется как:

$$\Delta t = b \cdot \sqrt{\Delta t_{инстр}^2 + \Delta t_{мет}^2 + \Delta t_c^2}, \quad (3.5.32)$$

при этом для жидкостного термометра $\Delta t_{инстр}$ берут в размере цены деления термометра;

Δt_c – равна половине цены деления.

Абсолютная погрешность измерения плотности газа, кг/м³:

$$\Delta \rho = \delta \rho \cdot \rho / 100, \quad (3.5.33)$$

где $\rho = \frac{p}{(R \cdot T)}$ – плотность газа.

Результаты непрямого измерения плотности газа представляются в виде:

$$\rho_{изм} = (\rho \pm \Delta\rho), \text{ кг/м}^3.$$

7. Погрешность непрямого измерения массового расхода газа

Относительная погрешность определения массового расхода рассчитывается по формуле, %:

$$\delta\dot{m} = \sqrt{\delta\dot{V}^2 + \delta\rho^2}, \quad (3.5.34)$$

где $\delta\dot{V}$ – относительная погрешность измерения объемного расхода газа (рассчитывается в п. 5 текущего подраздела), %;

$\delta\rho$ – относительная погрешность измерения плотности газа (рассчитывается в п. 6 текущего подраздела), %;

Абсолютная погрешность непрямого измерения массового расхода газа, кг/с:

$$\Delta\dot{m} = \frac{\delta\dot{m} \cdot \dot{m}}{100}, \quad (3.5.35)$$

Результаты непрямого измерения массового расхода газа представляются в виде: $\dot{m}_{изм} = (\dot{m} \pm \Delta\dot{m})$, кг/с.

8. Погрешность непрямого измерения скорости потока газа (методом траверсирования)

Относительная погрешность измерения скорости потока газа рассчитывается по формуле:

$$\delta C_n = \sqrt{(\delta K^*)^2 + \delta g^2 + \delta (h^*)^2 + \delta h^2}, \quad (3.5.36)$$

где δK^* – относительная погрешность определения тарировочного коэффициента, %;

$\delta\rho$ – относительная погрешность измерения плотности газа (рассчитывается в п. 6 текущего подраздела), %;

δg – относительная погрешность измерения величины ускорения свободного падения (пренебрегаем этой величиной, так как она является табличной величиной), %;

$\delta(h^*)$ – относительная погрешность измерения полного давления, %;

δh – относительная погрешность измерения статического давления, %;

Относительная погрешность измерения статического (полного) давления:

$$\delta h = \frac{\Delta h / h}{100}, \quad (3.5.37)$$

где Δh – абсолютная погрешность измерения статического (полного) давления;

h – измеренная величина статического (полного) давления.

Абсолютная погрешность измерения статического (полного) давления, мм.вод.ст.:

$$\Delta h = b \cdot \sqrt{\Delta h_{инстр}^2 + \Delta h_{мет}^2 + \Delta h_{\delta}^2 + \Delta h_c^2}, \quad (3.5.38)$$

где $\Delta h_{инстр} = \pm d$ – абсолютная инструментальная погрешность измерения статического (полного) давления, при этом d – цена деления шкалы U-образного манометра (равен 1 мм.вод.ст.);

Δh_{δ} – дополнительная погрешность измерения статического (полного) давления, мм.вод.ст.; Если прибор работает при нормальных условиях, то принимают $\Delta h_{\delta} = 0$.

$\Delta h_c = \pm d / 2$ – субъективная погрешность измерения статического (полного) давления, мм.вод.ст.;

$\Delta h_{мет}$ – методическая погрешность измерения статического (полного) давления, мм.вод.ст.; Принимают $\Delta h_{мет} = 0$.

b – коэффициент, который при доверительной вероятности $P = 0,95$ равен 1,1;

Абсолютная погрешность непрямого измерения скорости движения газа, м/с:

$$\Delta C_n = \frac{\delta C_n \cdot C_n}{100}, (3.5.39)$$

Результаты непрямого измерения скорости потока газ представляются в виде:

$$(C_n)_{изм} = (C_n \pm \Delta C_n), \text{ м/с.}$$

9. Погрешность непрямого измерения критической скорости потока газа

Относительная погрешность измерения критической скорости потока газа вычисляется по формуле, %:

$$\delta a_{кр} = \sqrt{\delta k^2 + \delta R^2 + \delta T_{cp}^2}, (3.5.40)$$

где δk – относительная погрешность определения показателя адиабаты, (пренебрегаем это величиной, т.к. она является табличной); (в другом случае ее необходимо рассчитывать аналогично величине R согласно п. 6 текущего подраздела);

δR – относительная погрешность определения газовой постоянной;

δT_{cp} – относительная погрешность измерения средней абсолютной температуры (рассчитывается согласно п. 6 текущего подраздела, при определении абсолютной температуры газа).

Абсолютная погрешность непрямого измерения критической скорости потока газа, м/с:

$$\Delta a_{кр} = \frac{\delta a_{кр} \cdot a_{кр}}{100}, (3.5.41)$$

Результаты непрямого измерения критической скорости потока газа представляются в виде: $(a_{кр})_{изм} = (a_{кр} \pm \Delta a_{кр}), \text{ м/с.}$

Значения относительной погрешности измерения величин для условий проведения эксперимента и измерительной аппаратуры, описанных в пункте

3.1, приведены в таблице 3.5.1.

Таблица 3.5.1. Значения относительной погрешности измеряемых величин

Измеряемый параметр	Диапазон изменения	Относительная погрешность δ , %
Объемная производительность V_T , м ³ /мин	0,4	3,5
	0,8	2,27
Электрическая мощность W , кВт	3,1	2
	3,85	1,61
Давление по смешанному потоку $P_{см}$, кПа	8	0,33
	18	0,17
Давление по пассивному потоку $P_{0П}$, кПа	4	0,75
	12	0,25
Температура газовых потоков $T_{0П}$, $T_{0А}$, $T_{0см}$ и воды в циркуляционном баке T_w , °С	15	1,64
	25	0,98
Скорость газовых потоков C_n , м/с	74	1,88
	133	0,11
Критической скорости $a_{кр}$, м/с	–	3,57

По результатам оценки погрешности измеряемых величин установлено, что погрешности измерения рабочих характеристик вакуумного агрегата в исследуемом диапазоне их значений не превышают 5%.

3.6. Результаты экспериментального исследования вихревой эжекторной ступени вакуумного агрегата

В результате проведенных исследований были получены данные, которые можно систематизировать следующим образом:



Для вихревого эжектора, как и для эжекторных устройств другого типа, основными режимными параметрами являются: коэффициент эжекции $U = \frac{\dot{m}_П}{\dot{m}_A}$,

степень повышения давления пассивного потока $\varepsilon = \frac{P_C}{P_{0П}}$, степень расширения

активного потока $\Pi = \frac{P_{0A}}{P_{0П}}$. При этом согласование работы ВЭС с ЖКВН

определяется характером зависимости вышеназванных параметров ступени от объемной производительности, давления всасывания пассивного потока вакуумного агрегата и затрат мощности.

На рисунках 3.6.1. – 3.6.3. представлены режимные характеристики вакуумного агрегата с предвключенной ВЭС для сопел с $D_3 = 18,8$ мм,

$D_2 = 16,8$ мм, $D_1 = 14,8$ мм соответственно. Семействам кривых, обозначенных на этих рисунках «а», «б», «в», «г», соответствуют зависимости:

а) зависимость объемной производительности вакуумного агрегата с ВЭС от относительного давления всасывания ($\bar{P} = \frac{P_{оп}}{P_0}$);

б) зависимость объемной производительности вакуумного агрегата с ВЭС от коэффициента эжекции;

в) зависимость объемной производительности вакуумного агрегата с ВЭС от степени повышения давления пассивного потока;

г) зависимость мощности на валу «ВВН-1,5» от объемной производительности вакуумного агрегата с ВЭС.

Различным длинам сопел пассивного потока на графиках режимных характеристик (рисунки 3.6.1., 3.6.2., 3.6.3.) соответствуют обозначения:

□ – длинное (длина сопла пассивного потока $L_3 = 40,3$ мм);

Δ – среднее (длина сопла пассивного потока $L_2 = 26,8$ мм);

○ – короткое (длина сопла пассивного потока $L_1 = 13,2$ мм).

Следует отметить, что сравнение вакуумных агрегатов с различной геометрией проточной части ВЭС возможно лишь при условии, что расходная характеристика «ВВН-1,5» остается неизменной. Однако, во время работы вакуумного агрегата температура воды в жидкостном кольце вакуумного насоса повышается за счет подвода тепла от сжатия перекачиваемой среды, трения. Таким образом, кривая расходной характеристики ЖКВН, работающего по замкнутому циклу водоснабжения, постепенно смещается вправо, т.е. в сторону возрастания давления на всасывании. Смещение расходной характеристики вакуумного агрегата обусловлено целым рядом причин, основными среди которых можно назвать:

– температура окружающей среды (определяет начальные условия работы агрегата и эффективность отвода тепла от воды в окружающую среду через стенки циркуляционного бака);

– температура и давление откачиваемой среды;

– объем, и площадь наружной поверхности циркуляционного бака.

При чем, степень смещения характеристики, скорость с которой растет температура воды в жидкостном кольце и ее предельное значение зависят от режима работы вакуумного агрегата и увеличиваются при понижении давления на всасывании в ЖКВН. В связи с этим при проведении анализа результатов экспериментального исследования вакуумных агрегатов с ВЭС различной геометрии, для машин с замкнутой системой водоснабжения, целесообразно использовать расходную характеристику «ВВН-1,5» осредненную по наиболее тяжелым условиям эксплуатации вакуумного агрегата, когда температура циркуляционной воды достигает своих максимальных значений (летний режим).

Рассмотрим и проанализируем характер изменения семейства кривых, представленных на рисунках 3.6.1. – 3.6.3., в зависимости от геометрии сопел пассивного потока.

При рассмотрении семейств кривых «а» для сопел различной геометрии, можно сделать вывод о том, что с увеличением длины сопел пассивного потока расширяется область достижимого вакуума и повышается объемная производительность вакуумного агрегата с ВЭС (показано пунктиром) при низких давлениях всасывания по сравнению с неагрегатированной «ВВН-1,5» (показана сплошной линией).

Оценивая характер изменения кривых зависимости объемной производительности вакуумного агрегата с ВЭС от коэффициента эжекции для сопел пассивного потока различной геометрии (семейство кривых «б») можно прийти к следующему выводу:

– несмотря на высокие значения коэффициента эжекции для коротких сопел, их применение в ВЭС не целесообразно, т.к. объемная

производительность такого вакуумного агрегата либо ниже (сопла с $D_1 = 14,8$ мм и $D_2 = 16,8$ мм), либо незначительно превышает (сопла с $D_3 = 18,8$ мм) объемную производительность неагрегатированного ЖКВН в области рассматриваемых давлений.

Это можно объяснить сравнительно быстрым сходом закручивающего активного потока с наружной поверхности короткого сопла пассивного потока в зону смешения, а также совместным возмущающим влиянием на эжектирующую струю наружной поверхности сопла пассивного потока и торца стенки крепежной крышки ВЭС. В результате чего, струя активного потока не успевает сформироваться в вихрь с достаточным градиентом статического давления и уносится более мощной струей пассивного потока. За счет этого возрастают гидравлические потери в ВЭС и турбулентная вязкость потока, чем и объясняется ухудшение режимных характеристик вакуумного агрегата – снижение предельно достижимого вакуума, уменьшение объемной производительности и увеличение потребляемой мощности на валу ЖКВН.

Выводы об эффективности работы вакуумного агрегата с ВЭС для семейства кривых «в» находятся в функциональной зависимости с семействами кривых «а» и «б». Так, степень сжатия пассивного потока ε зависит от максимального уровня вакуума, создаваемого вакуум-насосом с ВЭС, который в свою очередь связан с коэффициентом эжекции и ограничен условиями предельных режимов работы вакуумного агрегата с ВЭС. Таким образом, степень сжатия пассивного потока для коротких сопел принимает минимальные значения.

Анализируя характер зависимости семейства кривых «г» можно прийти к заключению, что геометрия проточной части приемной камеры ВЭС оказывает значительное влияние на энергетическую характеристику вакуумного агрегата. Повышение гидравлического сопротивления при использовании коротких сопел пассивного потока влечет за собой дополнительные затраты мощности на обеспечение равной объемной производительности (давления всасывания).

Сравнительно низкими и умеренными затратами мощности характеризуются вакуумные агрегаты в ВЭС которых применяются относительно длинные сопла пассивного потока.

Влияние диаметра наружной поверхности сопел пассивного потока на режимные характеристики вакуумного агрегата также можно оценить по представленным графикам (рисунки 3.6.1. – 3.6.3.). Проследив характер изменения кривых семейства «а», можно сделать вывод, что при увеличении диаметра наружной поверхности сопла пассивного потока его эффективная длина (при которой вакуумный агрегат имеет наибольшую объемную производительность в области давлений всасывания ниже, чем для агрегата неагрегатированного с ВЭС) уменьшается и наоборот растет с уменьшением наружного диаметра. Так на рисунках 3.6.1. и 3.6.3 «а» (для среднего $L_2 = 26,8$ мм и длинного $L_3 = 40,3$ мм сопла соответственно) можно видеть резкое повышение расходных характеристик вакуумного агрегата.

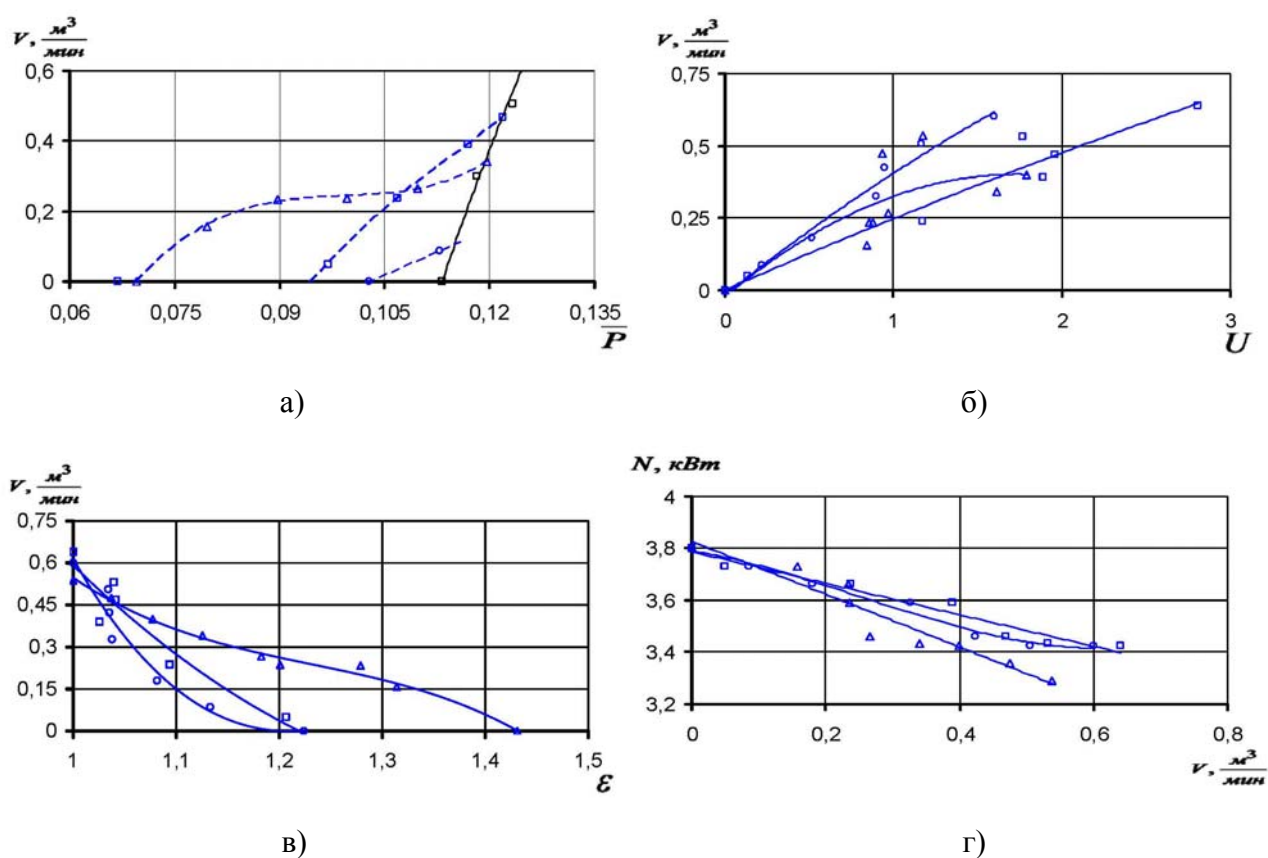
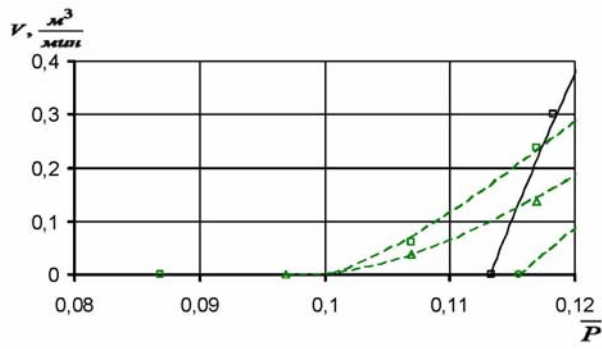


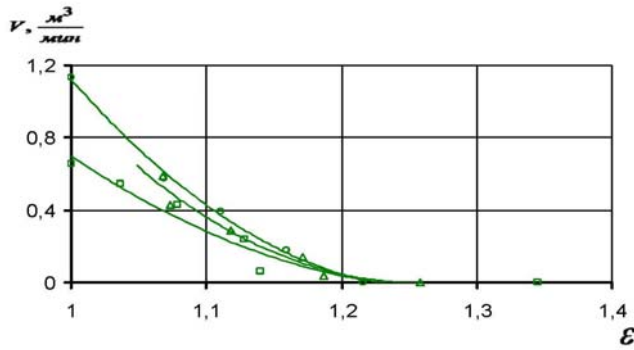
Рисунок 3.6.1. Режимные характеристики вакуумного агрегата с ВЭС для сопел с $D_3 = 18,8$ мм



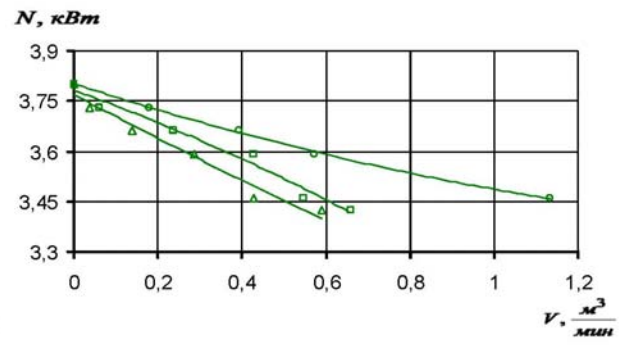
а)



б)

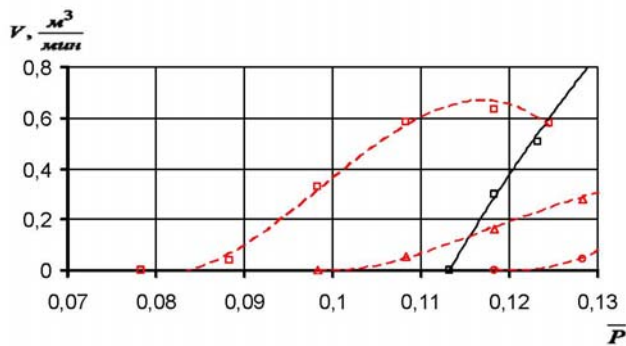


в)

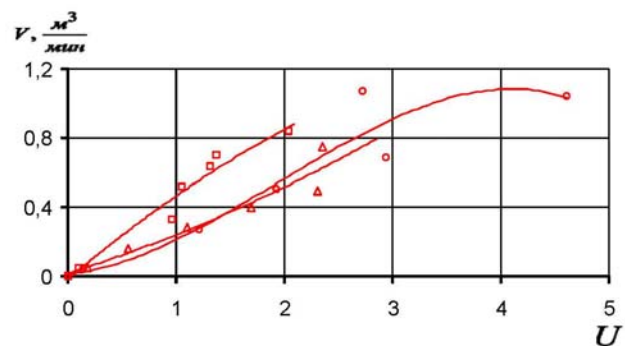


г)

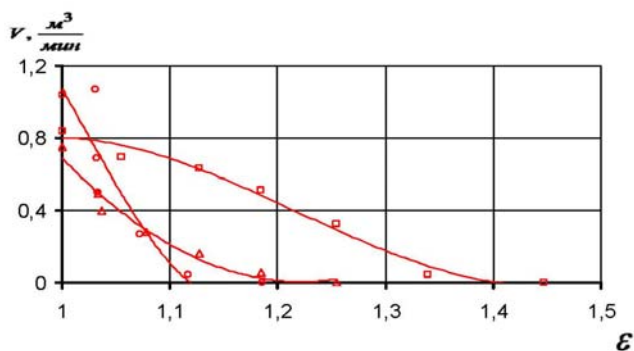
Рисунок 3.6.2. Режимные характеристики вакуумного агрегата с ВЭС для сопел с $D_2 = 16,8$ мм



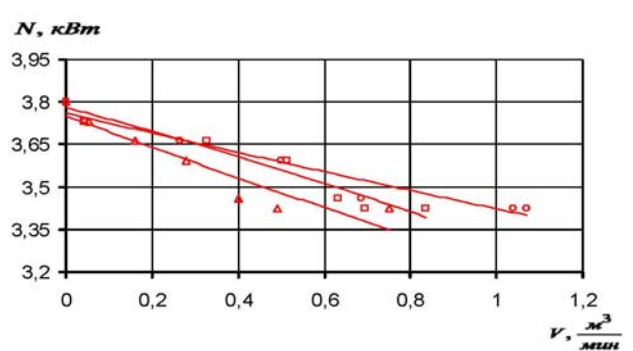
а)



б)



в)



г)

Рисунок 3.6.3. Режимные характеристики вакуумного агрегата с ВЭС для сопел с $D_1 = 14,8$ мм

Дальнейший анализ расходных и энергетических характеристик вакуумного агрегата с ВЭС подразумевает сопоставление затрат мощности на валу ЖКВН для достижения требуемых рабочих параметров вакуум-насоса при различной геометрии проточной части вихревой камеры.

На рисунках 3.6.4. – 3.6.6. представлены режимные характеристики вакуумного агрегата с предвключенной ВЭС для сопел с $D_3 = 18,8$ мм, $D_2 = 16,8$ мм, $D_1 = 14,8$ мм соответственно. Семействам кривых, обозначенных на этих рисунках «а», «б», «в», «г», соответствуют зависимости:

а) зависимость мощности на валу «ВВН-1,5» с ВЭС от относительного давления всасывания ($\bar{P} = \frac{P_{оп}}{P_0}$);

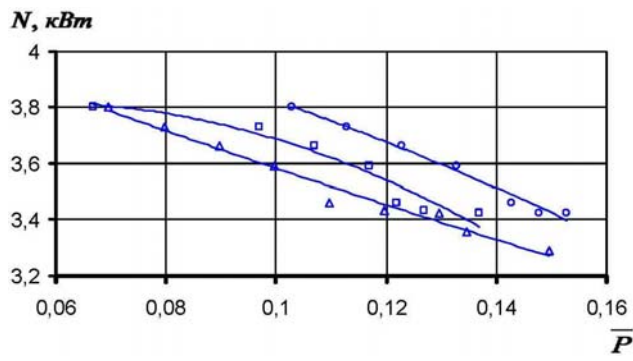
б) зависимость мощности на валу «ВВН-1,5» с ВЭС от степени повышения давления пассивного потока;

в) зависимость коэффициента эжекции от относительного давления всасывания;

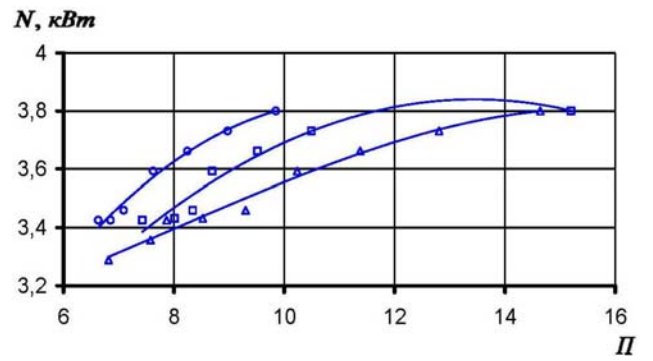
г) зависимость степени расширения активного потока от давления всасывания пассивного потока.

Различным длинам сопел пассивного потока на графиках режимных характеристик соответствуют те же обозначения (\square – длинное Δ – среднее \circ – короткое), что и для рисунков 3.6.1. – 3.6.3.

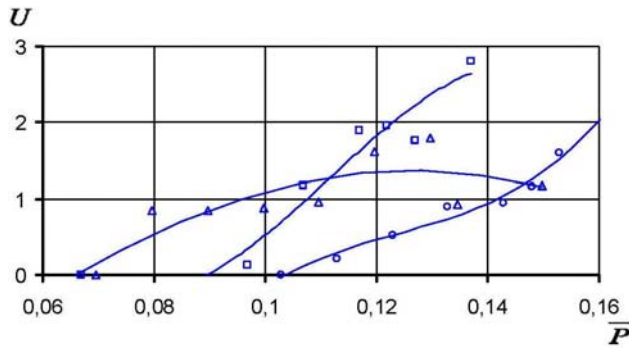
Рассмотрим семейство кривых «а» (рисунки 3.6.4. – 3.6.6.). Можно видеть, что при $D_3 = 18,8$ мм применение сопел пассивного потока с $L_2 = 26,8$ мм позволяет снизить затраты мощности на валу «ВВН-1,5» при равном относительном давлении всасывания по сравнению с L_1 и L_3 . Для сопел с $D_2 = 16,8$ мм затраты мощности в области значений относительного давления всасывания $\bar{P} = 0,11 \div 0,145$ одинаковы для сопел с L_2 и L_3 , а при $\bar{P} < 0,11$ остаются на прежнем уровне для сопел пассивного потока с L_3 . Отчетливое разделение по достижимому уровню относительного давления всасывания при равных затратах мощности на валу «ВВН-1,5» в зависимости от длины сопел



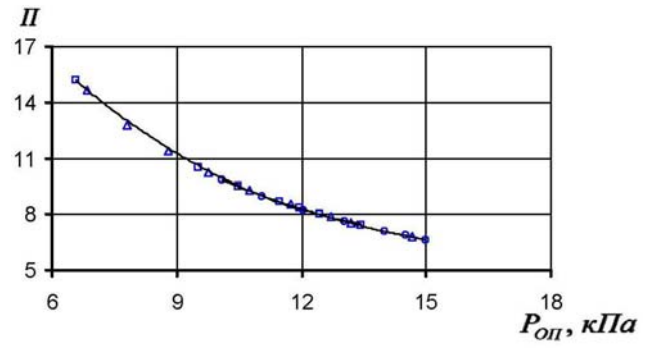
а)



б)

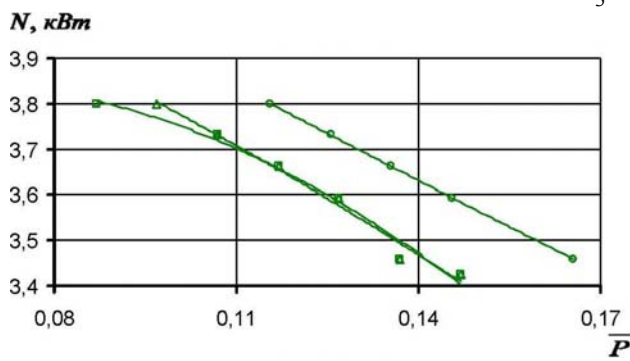


в)

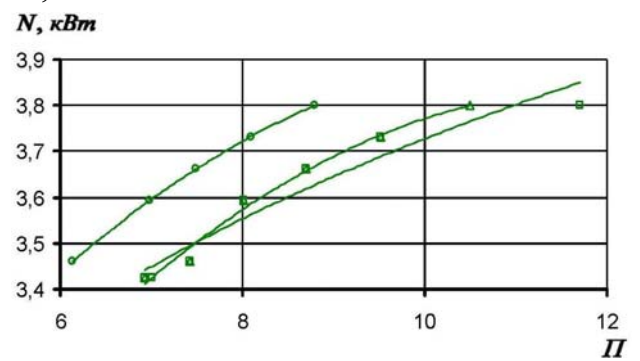


г)

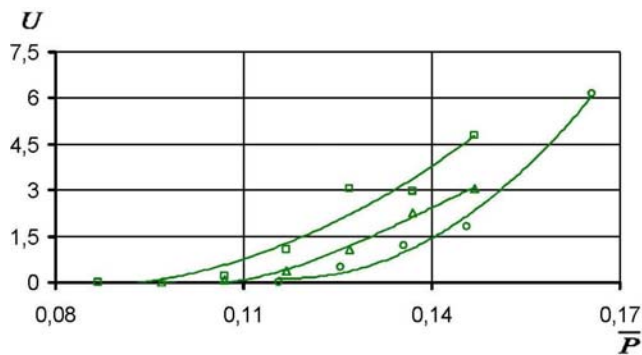
Рисунок 3.6.4. Режимные характеристики вакуумного агрегата с ВЭС для сопел с $D_3 = 18,8$ мм



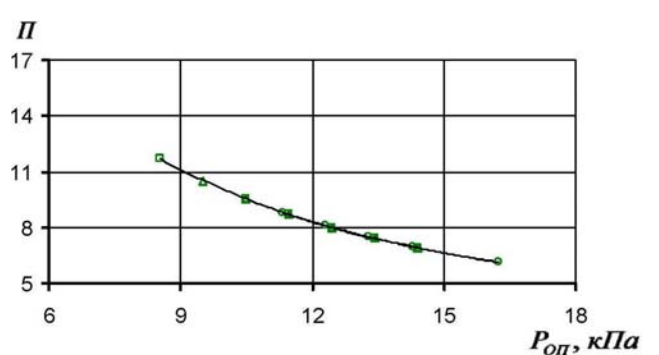
а)



б)



в)



г)

Рисунок 3.6.5. Режимные характеристики вакуумного агрегата с ВЭС для сопел с $D_2 = 16,8$ мм

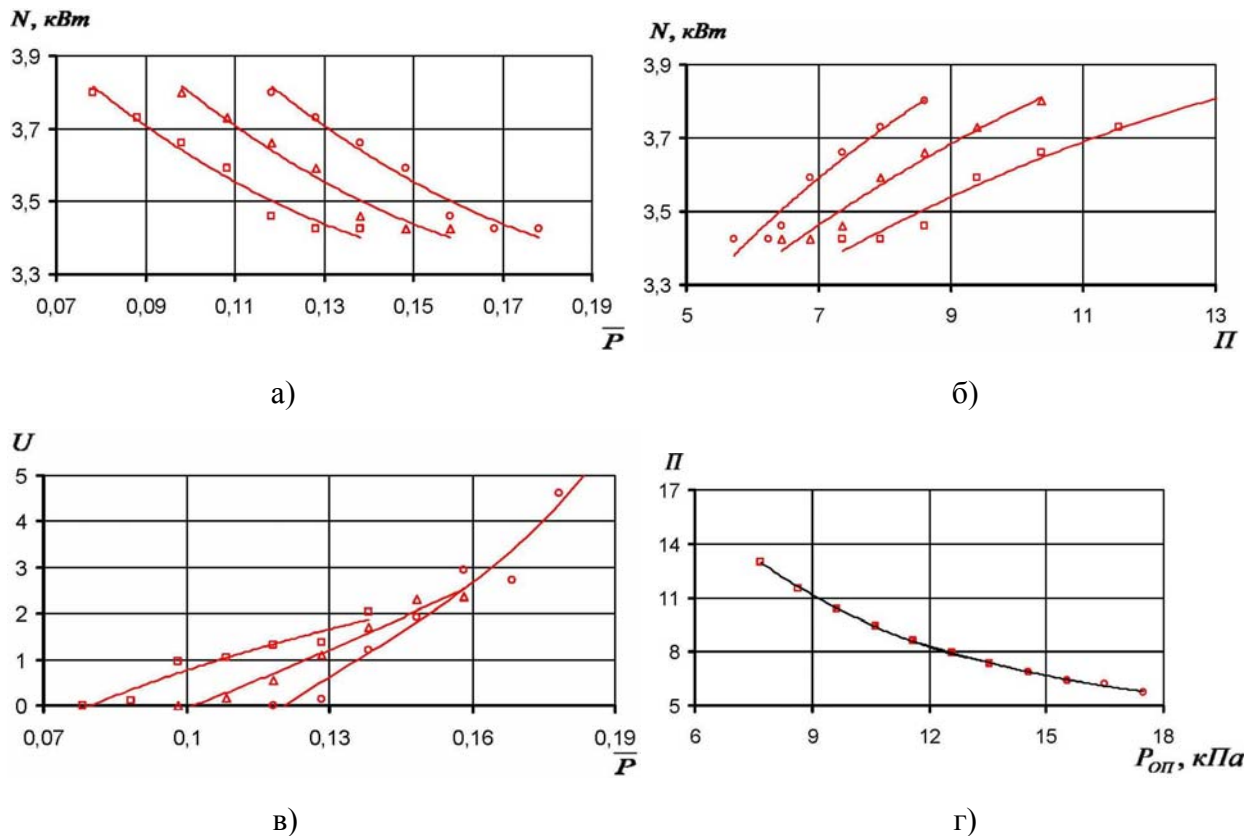


Рисунок 3.6.6. Режимные характеристики вакуумного агрегата с ВЭС для сопел с $D_1 = 14,8$ мм

пассивного потока видно на графике «а» (рисунок 3.6.6) для сопел с $D_1 = 14,8$ мм. В частности, относительное давление всасывания при равных затратах мощности снижается в большей степени по мере использования сопел с L_2 и L_3 соответственно.

Кривые семейства «б» (рисунки 3.6.4. – 3.6.6.) отображают аналогичную картину кривым «а». Однако, использование такого параметра, как степень расширения активного потока $\Pi = \frac{P_{0A}}{P_{0П}}$, позволяет оценить затраты мощности

на валу «ВВН-1,5» в зависимости от параметров откачиваемых потоков, которые определяются (как правило) техническим заданием проектируемого вакуум-насоса, при применении сопел пассивного потока различной геометрии.

Анализируя характер изменения семейства кривых «в» (рисунки 3.6.4. – 3.6.6.), необходимо обратить внимание, что коэффициент эжекции для сопел пассивного потока с L_2 и L_3 обращается в нуль (предельный режим) в диапазоне значений относительного давления всасывания $\bar{P} = 0,07 \div 0,11$,

определяя тем самым область эффективного применения ВЭС. Интересно отметить, что при $\bar{P} = 0,16$ кривые стремятся к общему значению коэффициента эжекции для сопел различной длины с $D_1 = 14,8$ мм. По всей видимости, такое явление вызвано вырождением эжектирующих свойств ВЭС в гидравлическое сопротивление тракта всасывания вакуумного агрегата. При этом, как можно видеть из графика «в» (рисунок 3.6.4) для сопел с $D_3 = 18,8$ мм этот процесс начинается значительно раньше и соответствует $\bar{P} = 0,11$.

Рассматривая характер изменения кривых семейства «г» (рисунки 3.6.4. – 3.6.6.) нетрудно заметить идентичный характер кривых для сопел различной геометрии. В какой-то степени такой вид графика предсказуем ввиду прямой связи между переменными Π и $P_{0\Pi}$ ($\Pi = \frac{P_{0A}}{P_{0\Pi}}$) и практически не изменяющемся параметре P_{0A} (в случае атмосферного воздуха). Однако степенной характер изменения графиков и их взаимоналожение, который можно видеть на рисунке 3.6.7, позволяет прийти к важному заключению, что величина достижимого уровня вакуума $P_{0\Pi}$ распределяется по кривой $\Pi = f(P_{0\Pi})$ в зависимости от геометрии проточной части вихревой камеры. Аппроксимируя график функции $\Pi = f(P_{0\Pi})$ до пересечения с осью ординат, можно определить граничный режим работы вакуумного агрегата, для ВЭС которого выбраны основные геометрические параметры подводящих сопел (площади поперечных сечений) пассивного и активного потоков. Другими словами, геометрия проточной части вихревой камеры практически не влияет на вид кривой $\Pi = f(P_{0\Pi})$, а лишь определяет рабочую зону вакуумного агрегата с ВЭС при выбранном соотношении $\bar{F}_2 = \frac{F_2}{F_1}$.

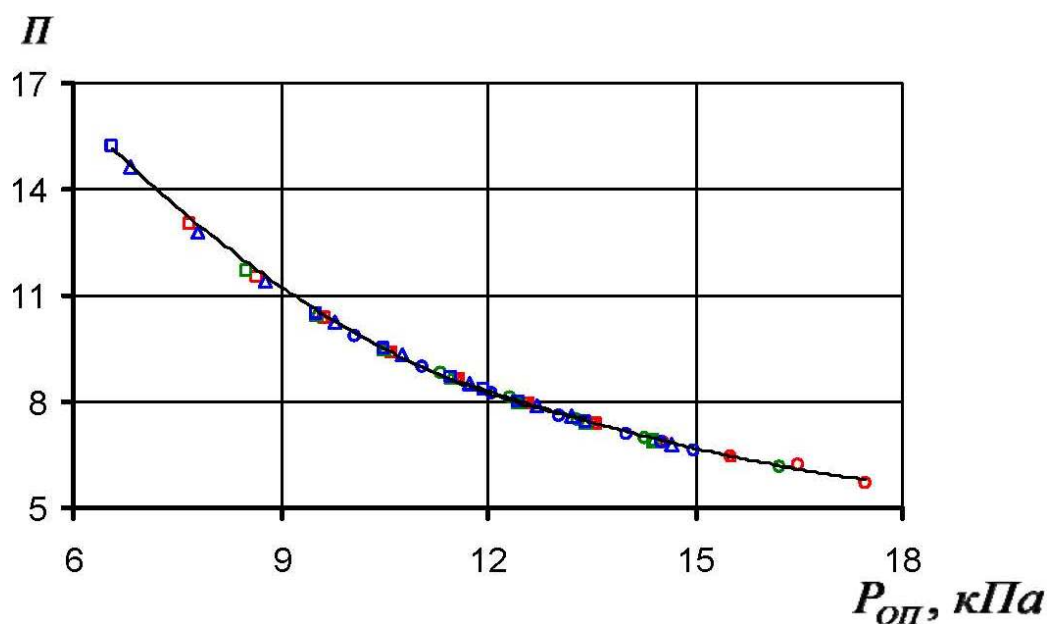


Рисунок 3.6.7. Зависимость степени расширения активного потока от давления всасывания пассивного потока для сопел разной геометрии

Подводя итоги по зависимостям, представленным на рисунках 3.6.4. – 3.6.7. можно прийти к заключению, что при проектировании ВЭС первоочередным является оптимальный (с позиции достижения максимального коэффициента эжекции при заданном уровне вакуума) выбор величины $\bar{F}_2 = \frac{F_2}{F_1}$, для нахождения которой необходимо знать значение газодинамических функций в характерных сечениях ВЭС. Следующим шагом является определение оптимальной геометрии вихревой камеры в рабочей зоне вакуумного агрегата с позиции минимальных затрат мощности на привод ЖКВН.

По полученным данным в результате проведенного экспериментального исследования вакуумного агрегат на базе ЖКВН с предвключенной ПЭС на расчетном (не замкнутый цикл водоснабжения) и нерасчетном (замкнутый цикл водоснабжения) режимах были построены характеристики, представленные на рисунках 3.6.8-3.6.9.

Работа вакуумного агрегата с замкнутым циклом водоснабжения на нерасчетном режиме обусловлена жесткой зависимостью расходной характеристики ЖКВН от температуры воды, поступающей на вход в

вакуумный насос. Так при повышении средней температуры воды в ЖКВН с расчетных 15°C (при работе ЖКВН в холодное время года) до 25°C (летом) предельный вакуум достигаемый «ВВН 1,5» снижается примерно на 3-5 кПа в результате чего вакуумный агрегат с ПЭС выходит за пределы расчетного режима и его параметры резко падают.

Из представленных графиков видно, что агрегатирование ЖКВН прямотруйным эжектором увеличивает диапазон производительности вакуумного агрегата при более низком давлении всасывания. Однако данный тип эжектора обладает рядом недостатков: работа эжектора при сверхзвуковых скоростях вызывает необходимость использования для ввода активного потока специально спроектированного сопла Лаваля, которое при своей работе чувствительно к пульсации давлений и к изменению режима работы; отсутствие возможности полного и эффективного перемешивания активного и пассивного потоков в камере смешения эжектора; имеют место потери на трение по длине в осевом диффузоре, а также сложность в обеспечении безотрывности потока.

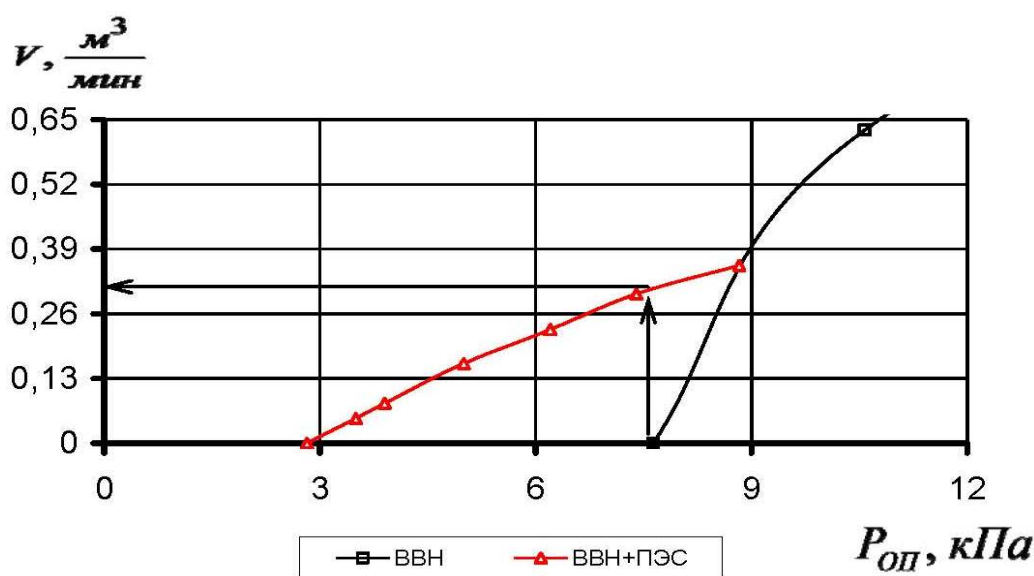


Рисунок 3.6.8. Расходная характеристика вакуумного агрегата с предвключенной ПЭС на расчетном режиме работы ВВН-1,5 (не замкнутый цикл водоснабжения) при постоянной температуре воды на линии всасывания $T_{w_{const}}=15^{\circ}C$

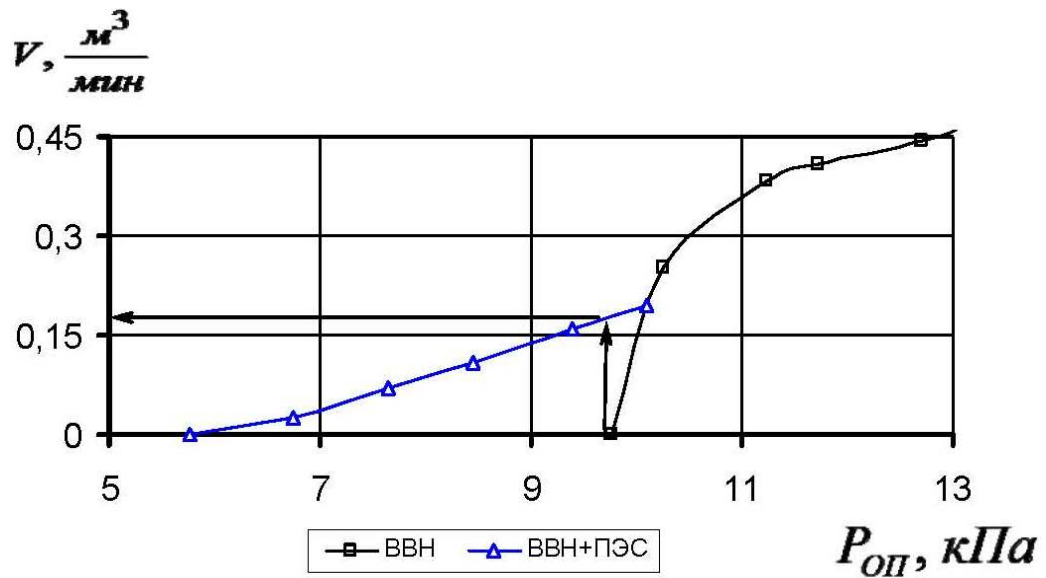


Рисунок 3.6.9. Расходная характеристика вакуумного агрегата с предвключенной ПЭС на нерасчетном режиме работы ВВН-1,5 (замкнутый цикл водоснабжения) при средней температуре воды на линии всасывания $T_w=28^\circ\text{C}$

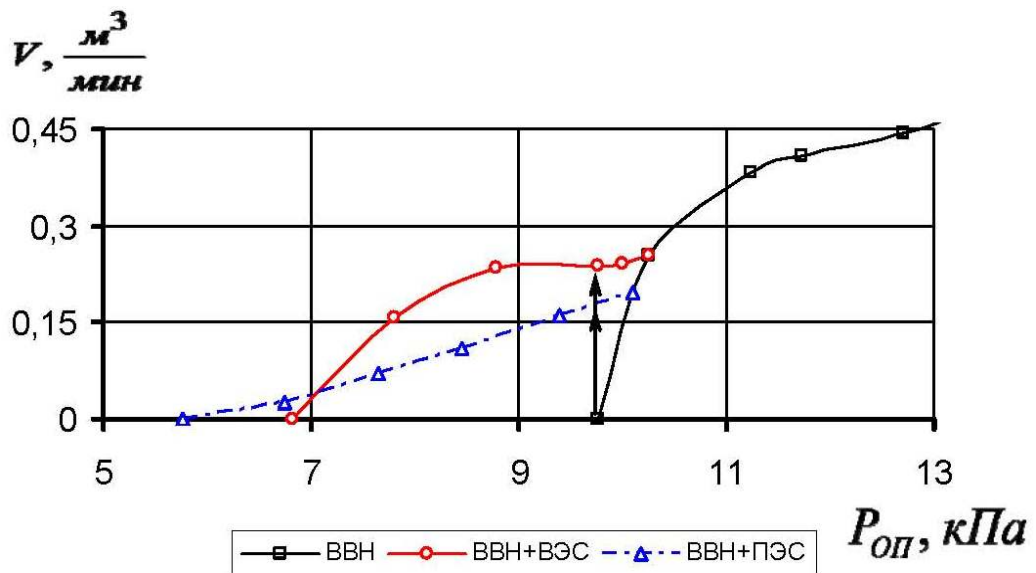


Рисунок 3.6.10. Расходные характеристики вакуумного агрегата с предвключенными ВЭС и ПЭС на нерасчетном режиме работы ВВН-1,5 (замкнутый цикл водоснабжения) при средней температуре воды на линии всасывания $T_w=28^\circ\text{C}$

Представляет значительный практический интерес сравнение расходных характеристик вакуумных агрегатов на базе ЖКВН с предвключенными эжекторными ступенями различных типов.

На рисунке 3.6.10 представлены расходные характеристики вакуумного агрегата с ПЭС и ВЭС. По этому графику видно, что прямоструйная

эжекторная ступень обеспечивает достижение более низкого давления всасывания пассивного потока по сравнению с ВЭС, но при этом производительность вакуумного агрегата с ПЭС в диапазоне давления всасывания 7-10 кПа ниже по сравнению с ВЭС. Так при давлении пассивного потока на всасывании 8,7 кПа производительность вакуумного агрегата с вихревой эжекторной ступенью на 50% больше, чем с ЖКВН с прямоструйным эжектором.

В результате проведенных исследований и анализа результатов эксперимента можно сделать вывод, что применение ВЭС для вакуумных агрегатов с замкнутой системой водоснабжения, у которых расходная характеристика не постоянна, более целесообразно, по сравнению с ПЭС

Как указывалось выше, определение оптимальных геометрических параметров ВЭС, в частности $\overline{F}_2 = \frac{F_2}{F_1}$, является сложной задачей и для проведения физико-математического моделирования процессов течения необходимо знать распределение полей скоростей и значение газодинамических функций в характерных сечениях ВЭС с учетом пространственной ориентации вектора абсолютной скорости. С этой целью были проведены экспериментальные исследования параметров потока в проточной части вихревого эжектора, результаты которых представлены на рисунках 3.6.11 – 3.6.37. Исследования проводились для вакуумного агрегата с ВЭС, работающего по замкнутому циклу водоснабжения с температурой воды на линии всасывания $T_w=33^\circ\text{C}$. Т.к. в результате анализа интегральных характеристик вакуумного агрегата с ВЭС было установлено, что длинные и средние сопла пассивного потока обеспечивают лучшие характеристики вакуумного агрегата, то исследование параметров потока в ВЭС с соплами такого типа представляет первоочередной интерес.

На рисунках 3.6.11 – 3.6.12 представлены зависимости абсолютной скорости потока газа от относительного радиуса вихревой камеры в характерных сечениях ВЭС для режима с показанием вакуумметра 90 для

длинного и среднего сопел пассивного потока с $D_1 = 14,8$ мм соответственно. Как видно с рисунка 3.6.12 в области значений относительного радиуса $\bar{r} = 0,2 \div 0,5$ происходит наложение кривых распределения скорости по шагу траверсирования в сечениях II и III, что свидетельствует о дальнейшем расширении активного потока и, как следствие, увеличение скорости смешанного потока в сечении III для сопел средней длины. Такое поведение кривых можно объяснить более медленным расходом запаса потенциальной энергии давления активного потока по тракту вихревой камеры за счет наличия ее конического участка от среза сопла пассивного потока до входа в цилиндрическую камеру смешения.

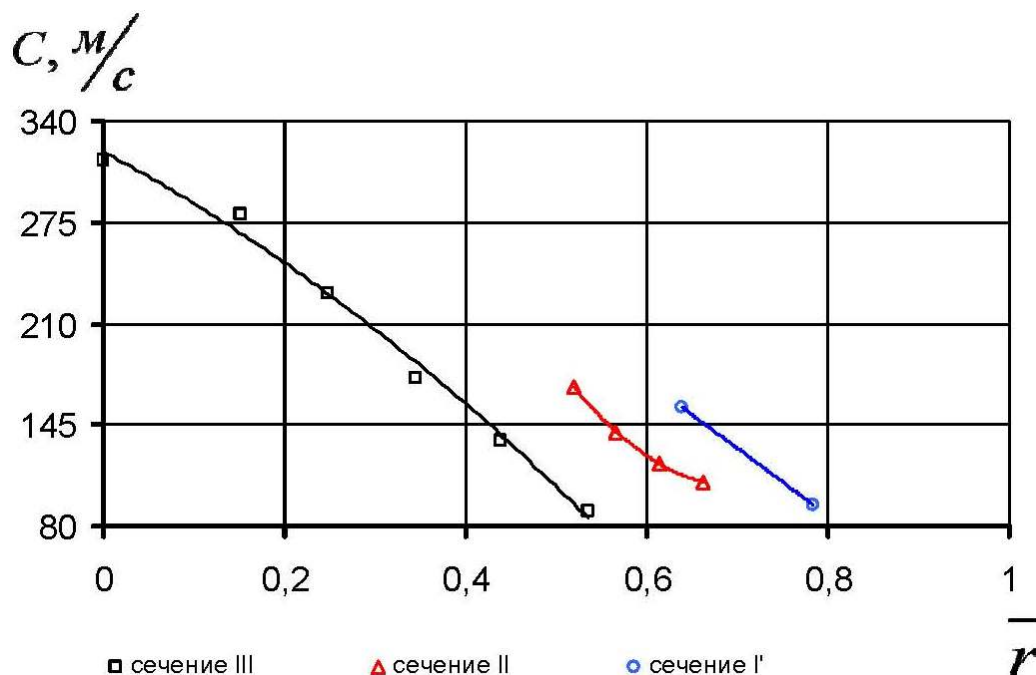


Рисунок 3.6.11. Зависимость абсолютной скорости от относительного радиуса вихревой камеры в характерных сечениях ВЭС для режима с показанием вакуумметра 90 для длинного сопла пассивного потока с $D_1 = 14,8$ мм

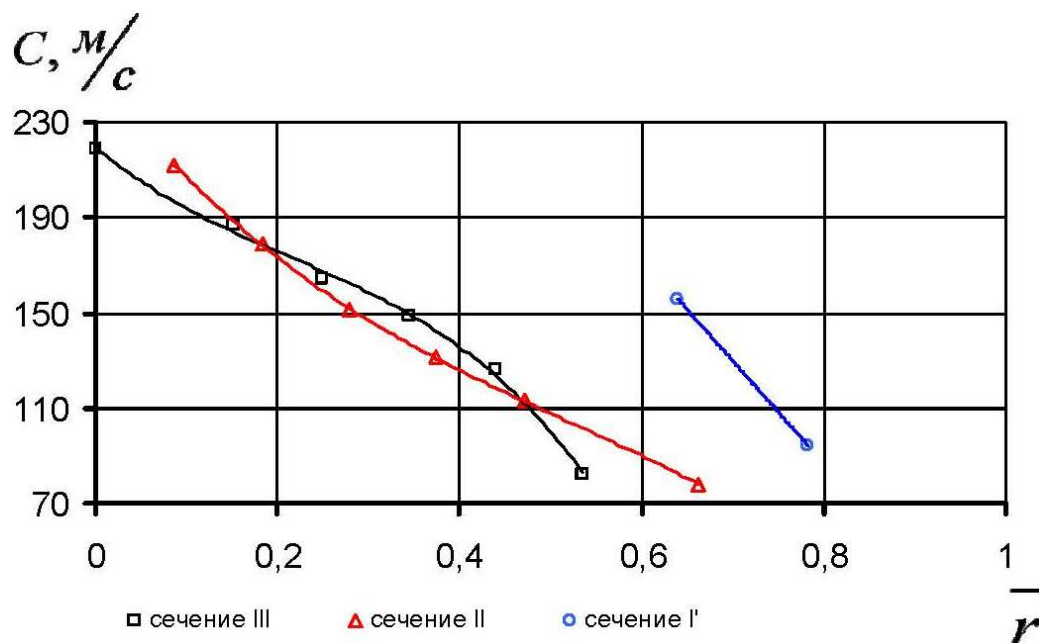


Рисунок 3.6.12. Зависимость абсолютной скорости от относительного радиуса вихревой камеры в характерных сечениях ВЭС для режима с показанием вакуумметра 90 для среднего сопла пассивного потока с $D_1 = 14,8$ мм

На рисунках 3.6.13 – 3.6.37 представлены результаты экспериментального исследования параметров потока в сечениях II и III для среднего сопла с $D_1 = 14,8$ мм. При этом шагу траверсирования n и показаниям вакуумметра пассивного потока B соответствуют значения относительного радиуса \bar{r} и условные обозначения на графиках представленные в таблице 3.6.1.

Для наиболее полного отражения картины течения газа и эволюции эжектирующего вихря в проточной части ВЭС рационально провести сравнительный анализ параметров потока в сечениях III и II. Рассмотрим распределение полей абсолютных скоростей газового потока по относительному радиусу в указанных сечениях, в зависимости от режима работы вакуумного агрегата, на рисунках 3.6.13 – 3.6.15 и 3.6.16 – 3.6.18 для III и II сечений соответственно. Можно видеть, что снижение уровня вакуума на линии всасывания пассивного потока приводит к росту давлению и, как следствие, снижению скорости газового потока, что соответствует фундаментальным законам физики относительно течения газа в сужающихся каналах.

Таблица 3.6.1. Условные обозначения точек траверсирования и режимов работы вакуумного агрегата с ВЭС

Шаг траверсир.	n_1	n_2	n_3	n_4	n_5	n_6	n_7
Условное обозначение (для рис. 3.6.13, 3.6.18)	○	ж	×	Δ	+	□	◇
Сечение III (\bar{r})	0,536	0,4401	0,3442	0,2483	0,1524	0	–
Сечение II (\bar{r})	0,6625	0,4708	0,3749	0,279	0,1831	0,0872	0
Сечение I (\bar{r})	0,7833	0,6395	–	–	–	–	–
Уровень вакуума пассивного потока В , %	90	89	88	87	86	85	84
Условное обозначение на графиках	□	◇	Δ	×	ж	○	+

Условия и ход эксперимента позволяют предположить, что это вызвано относительно большим изменением модуля градиента скорости в ядре потока (при $\bar{r} \approx 0$) от сечения II к сечению III в зависимости от режима работы вакуумного агрегата, по сравнению с периферией потока. Так в сечении II на срезе сопла пассивного потока модуль градиента скорости больше, чем в сечении III на 15%, что свидетельствует об активном взаимодействии активного и пассивного потоков на участке вихревой камеры в пределах указанных сечений. При этом абсолютная величина скорости на периферии

потока в рассматриваемых сечениях изменяется не значительно, что вызвано перераспределением вклада составляющих вектора абсолютной скорости.

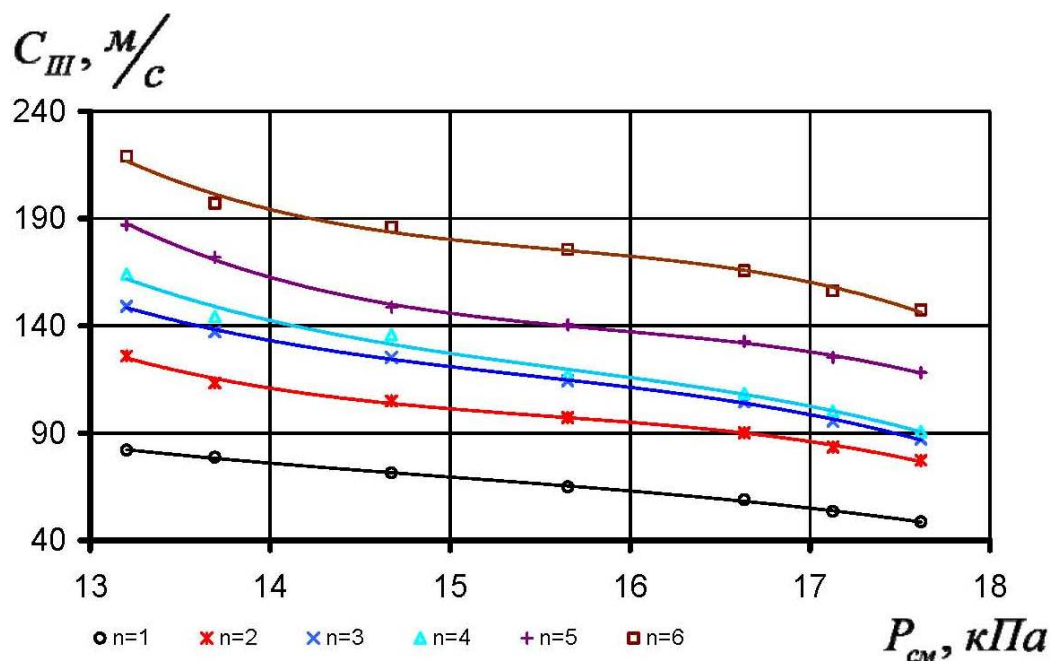


Рисунок 3.6.13. Зависимость абсолютной скорости C_{III} от давления смешения в сечении III по шагу траверсирования n в проточной части ВЭС для среднего сопла пассивного потока с $D_1 = 14,8$ мм

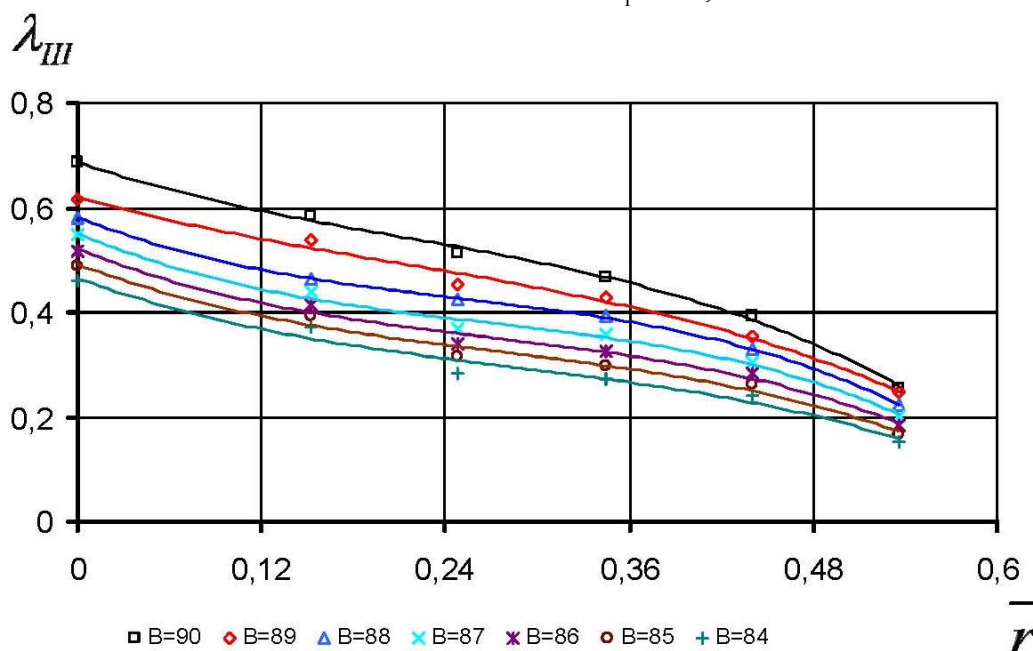


Рисунок 3.6.14. Зависимость приведенной абсолютной скорости λ_{III} от относительного радиуса в сечении III проточной части ВЭС для среднего сопла пассивного потока с $D_1 = 14,8$ мм на разных режимах работы вакуумного агрегата

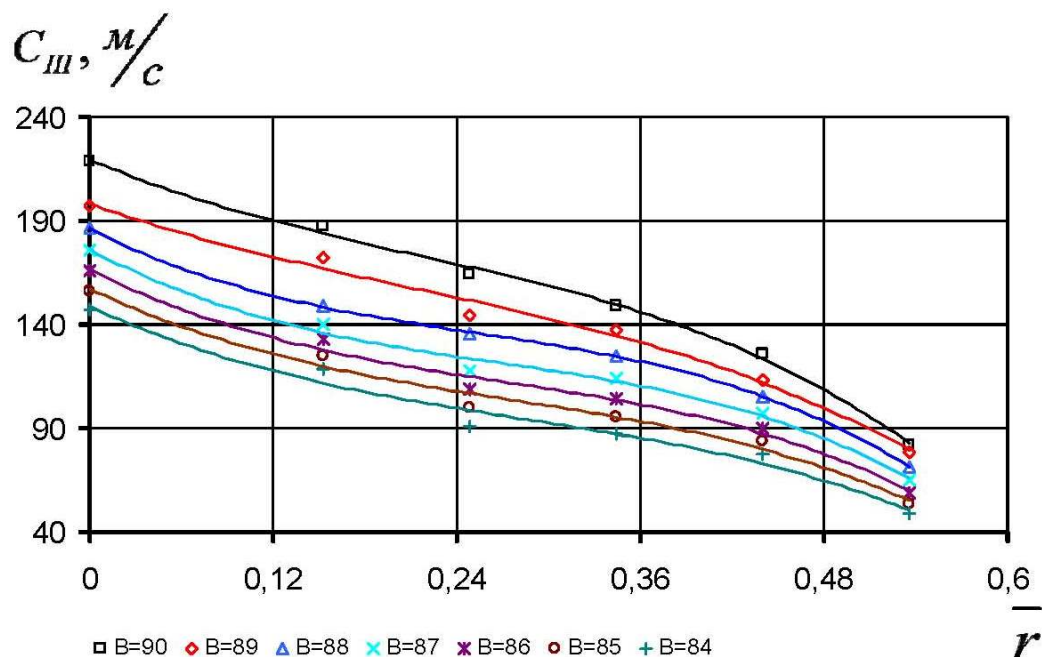


Рисунок 3.6.15. Зависимость абсолютной скорости C_{III} от относительного радиуса в сечении III проточной части ВЭС для среднего сопла пассивного потока с $D_1 = 14,8$ мм на разных режимах работы вакуумного агрегата

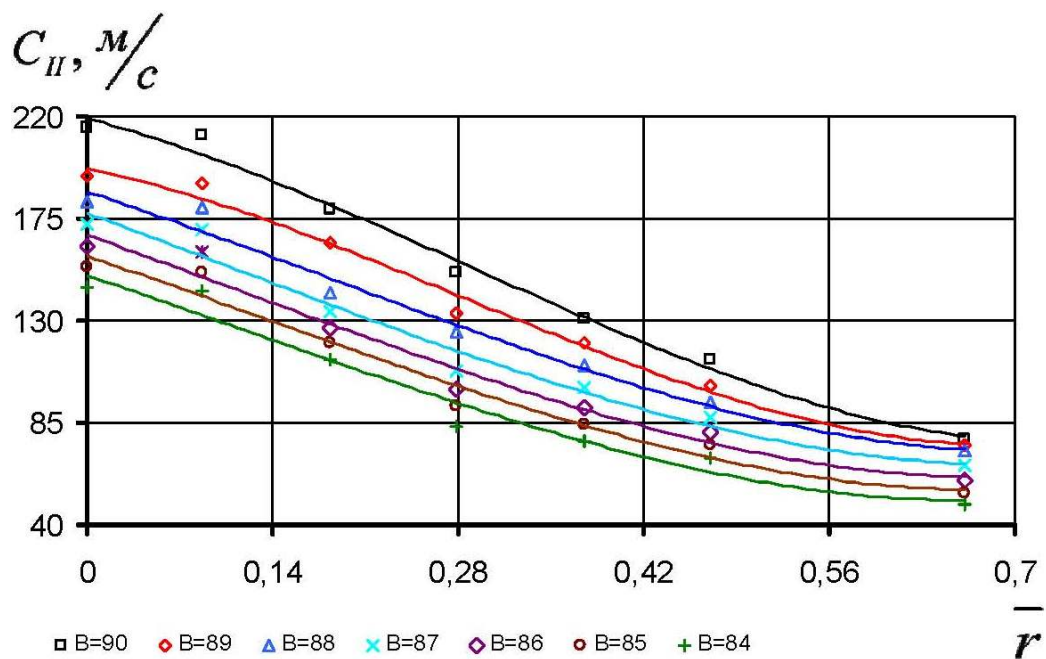


Рисунок 3.6.16. Зависимость абсолютной скорости C_{II} от относительного радиуса в сечении II проточной части ВЭС для среднего сопла пассивного потока с $D_1 = 14,8$ мм на разных режимах работы вакуумного агрегата

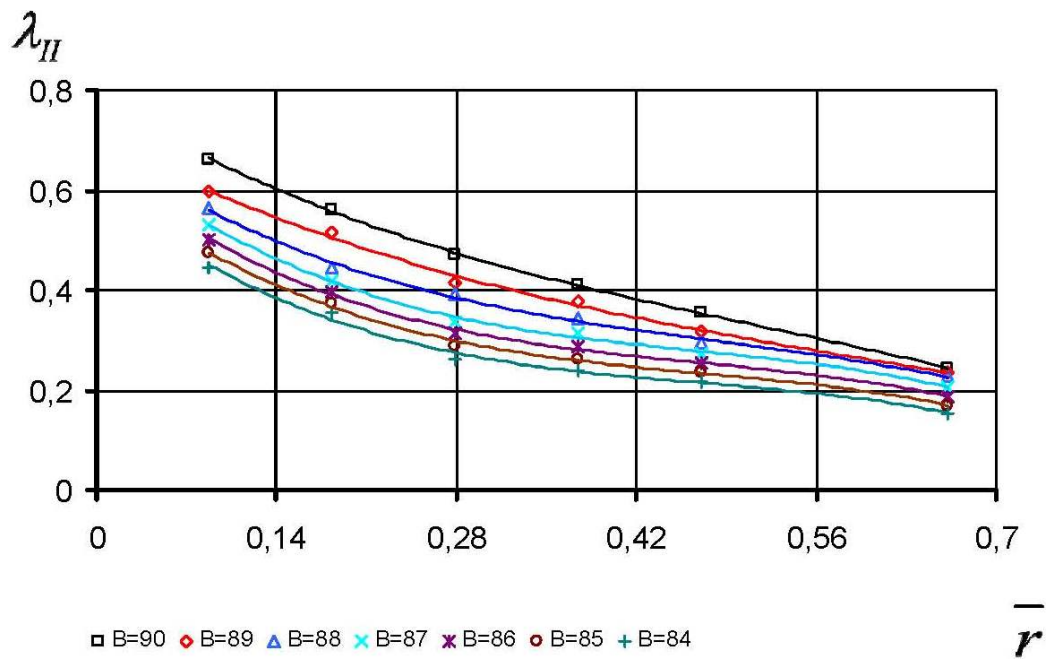


Рисунок 3.6.17. Зависимость приведенной абсолютной скорости λ_{II} от относительного радиуса в сечении II проточной части ВЭС для среднего сопла пассивного потока с $D_1 = 14,8$ мм на разных режимах работы вакуумного агрегата

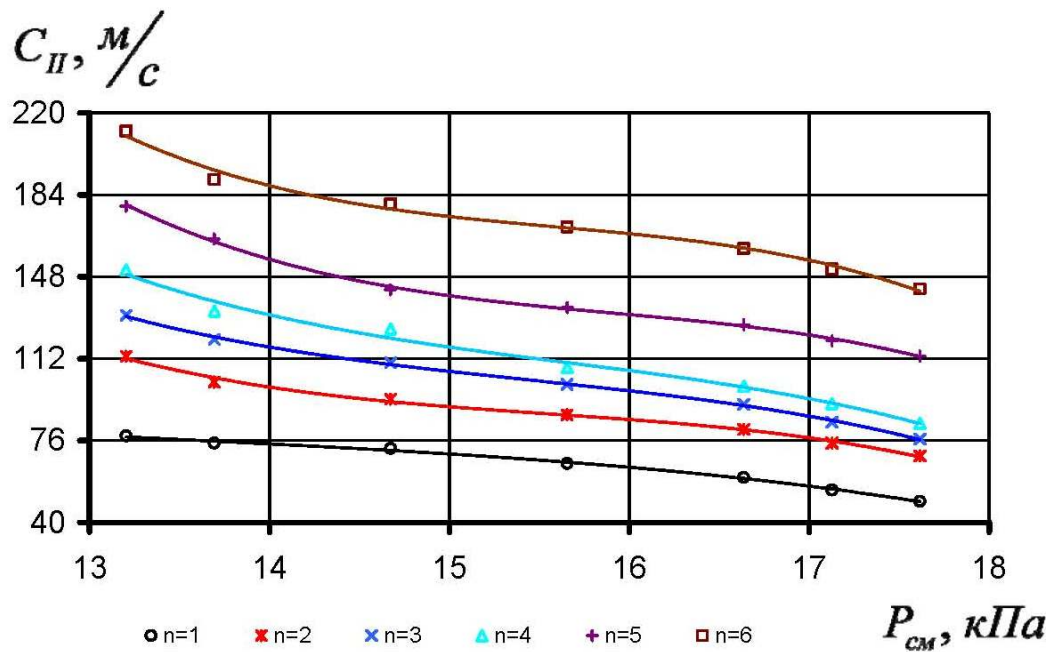


Рисунок 3.6.18. Зависимость абсолютной скорости C_{II} от давления смешения в сечении II по шагу траверсирования n в проточной части ВЭС для среднего сопла пассивного потока с $D_1 = 14,8$ мм

Перераспределение энергии вихря активного потока по относительному радиусу в сечении II за счет изменения вклада составляющих вектора абсолютной скорости, в зависимости от режима работы вакуумного агрегата, можно проследить по графикам, представленным на рисунках 3.6.19 – 3.6.26. Как видно по графикам 3.6.19 – 3.6.22. относительное изменение массовой C_{mII} и осевой C_{aII} составляющих, а также составляющей абсолютной скорости в касательной плоскости (\bar{C}_a и \bar{C}_u) C_{zII} , по относительному радиусу, эквивалентно изменению абсолютной скорости, и поэтому их вклад во взаимодействие смешивающихся потоков минимален. С другой стороны, относительное изменение радиальной C_r и, особенно, тангенциальной C_u составляющих вектора абсолютной скорости значительно (рисунки 3.6.23 – 3.6.26), чем и обусловлено перераспределение энергии между потоками. Рассмотрим изменение тангенциальной составляющей вектора абсолютной скорости в характерных сечениях ВЭС (рисунки 3.6.24 – 3.6.26).

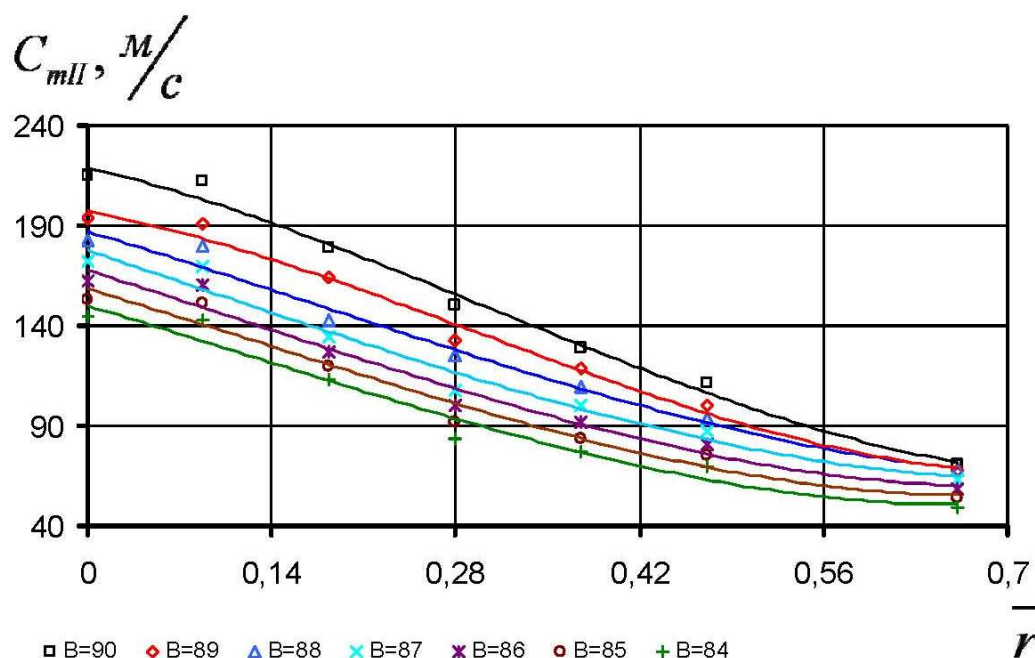


Рисунок 3.6.19. Зависимость массовой составляющей абсолютной скорости газового потока C_{mII} от относительного радиуса в сечении II проточной части ВЭС для среднего сопла пассивного потока с $D_1 = 14,8$ мм на разных режимах работы вакуумного агрегата

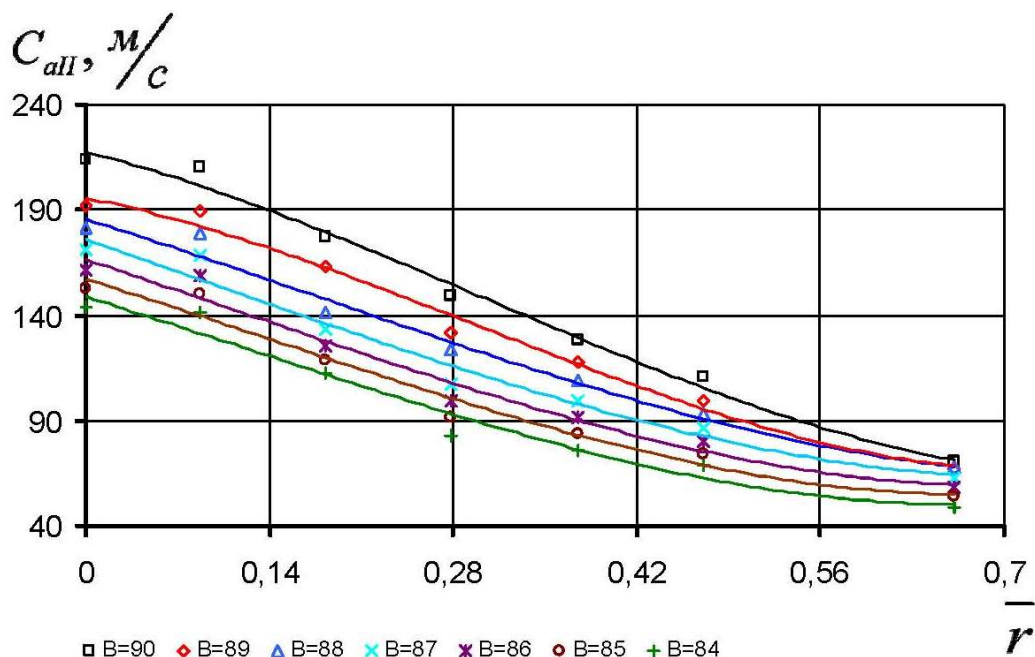


Рисунок 3.6.20. Зависимость осевой составляющей абсолютной скорости газового потока C_{all} от относительного радиуса в сечении II проточной части ВЭС для среднего сопла пассивного потока с $D_1 = 14,8$ мм на разных режимах работы вакуумного агрегата

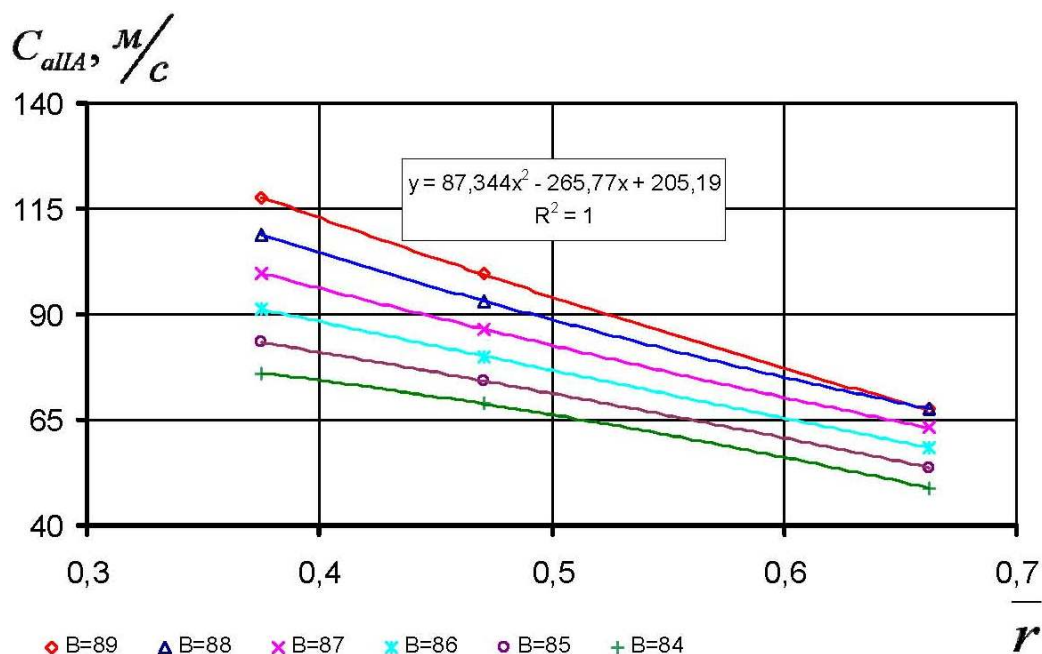


Рисунок 3.6.21. Зависимость осевой составляющей абсолютной скорости активного потока C_{allA} от относительного радиуса в сечении II проточной части ВЭС для среднего сопла пассивного потока с $D_1 = 14,8$ мм на разных режимах работы вакуумного агрегата

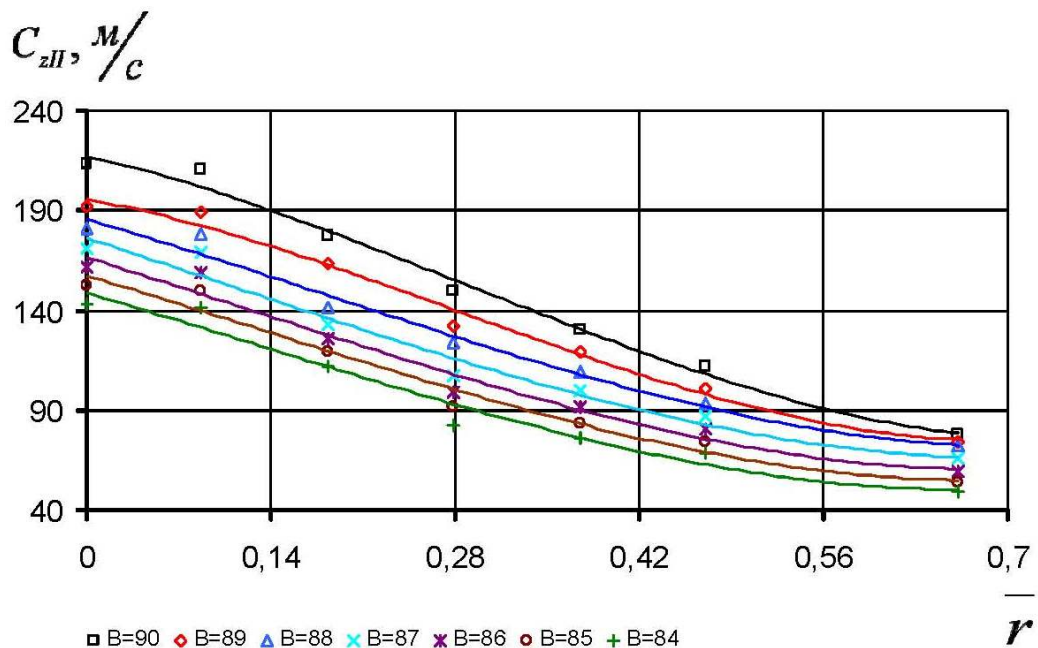


Рисунок 3.6.22. Зависимость составляющей абсолютной скорости в касательной плоскости (\bar{C}_a и \bar{C}_u) C_{zII} от относительного радиуса в сечении II проточной части ВЭС для среднего сопла пассивного потока с $D_1 = 14,8$ мм на разных режимах работы вакуумного агрегата

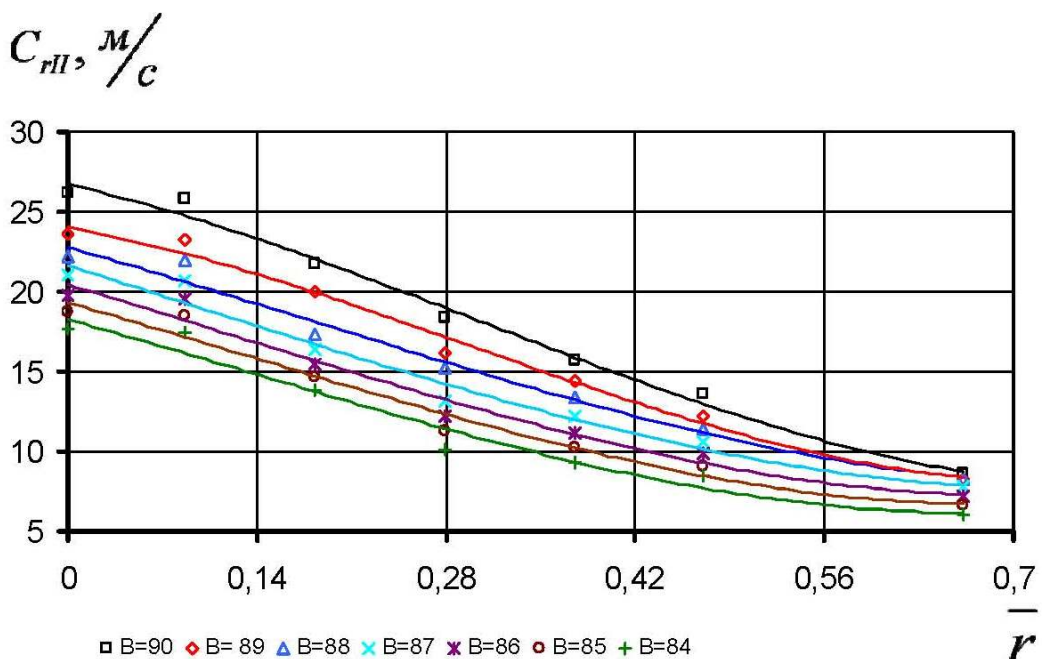


Рисунок 3.6.23. Зависимость радиальной составляющей абсолютной скорости газового потока C_{rII} от относительного радиуса в сечении II проточной части ВЭС для среднего сопла пассивного потока с $D_1 = 14,8$ мм на разных режимах работы вакуумного агрегата

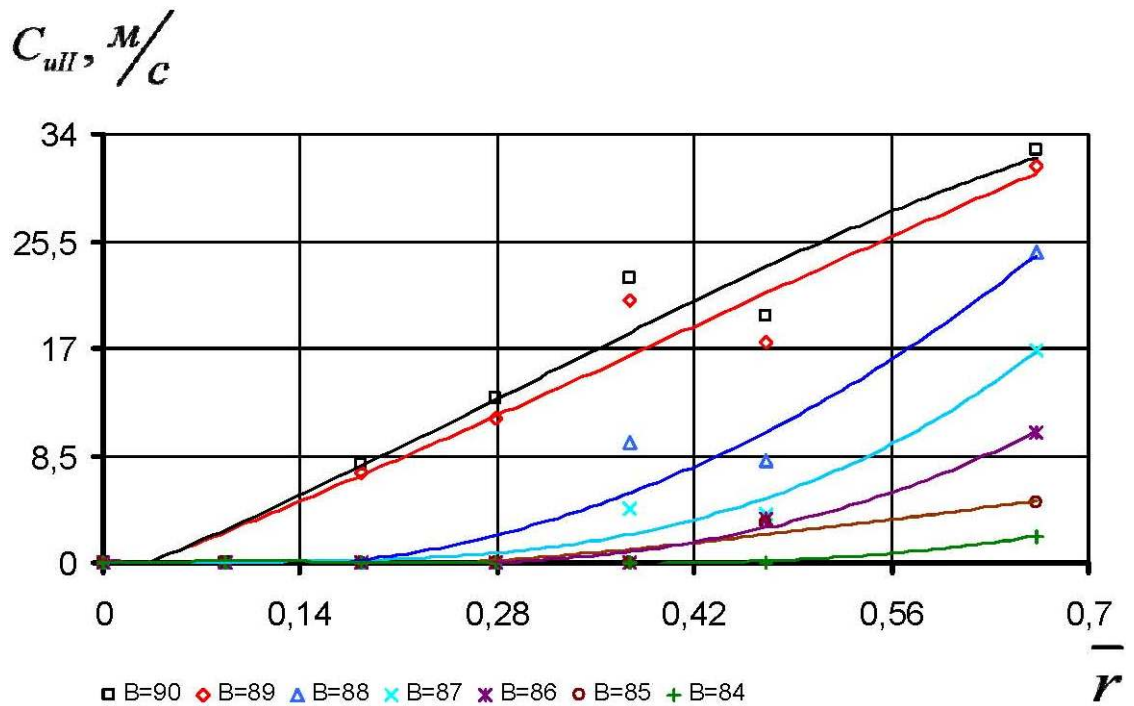


Рисунок 3.6.24. Зависимость тангенциальной составляющей абсолютной скорости газового потока C_{uII} от относительного радиуса в сечении II проточной части ВЭС для среднего сопла пассивного потока с $D_1 = 14,8$ мм на разных режимах работы вакуумного агрегата

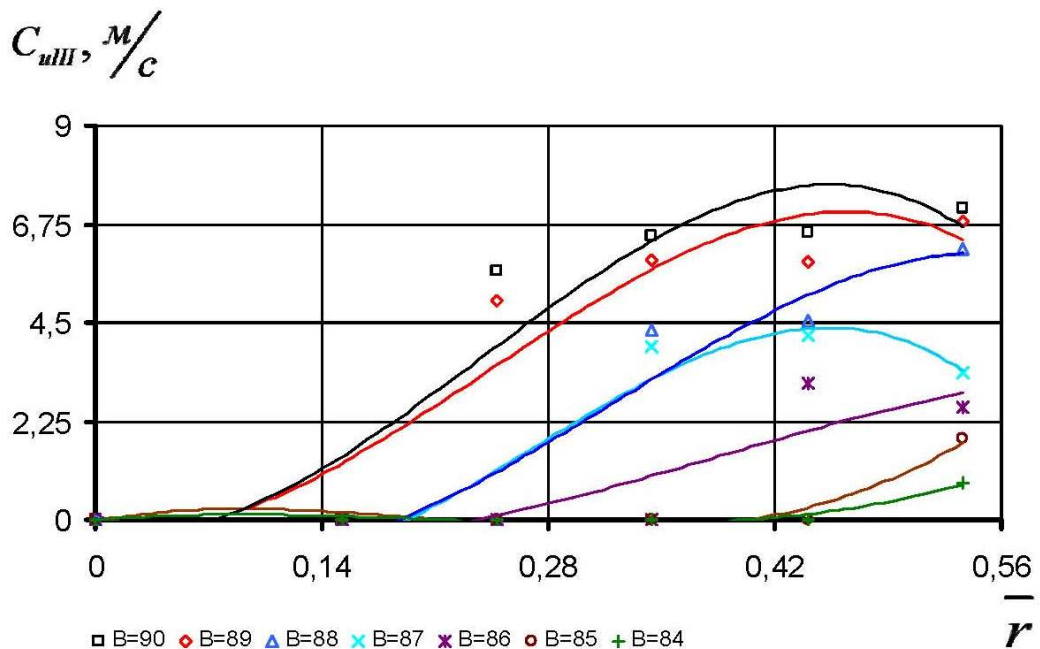


Рисунок 3.6.25. Зависимость тангенциальной составляющей абсолютной скорости газового потока C_{uIII} от относительного радиуса в сечении III проточной части ВЭС для среднего сопла пассивного потока с $D_1 = 14,8$ мм на разных режимах работы вакуумного агрегата

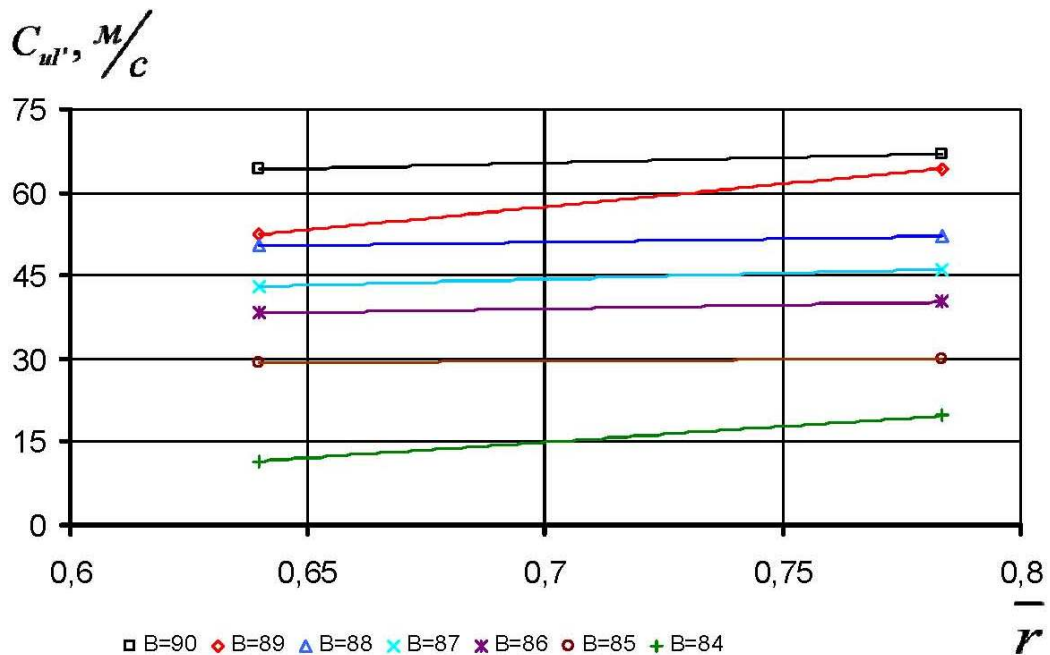


Рисунок 3.6.26. Зависимость тангенциальной составляющей абсолютной скорости газового потока $C_{u\tau}$ от относительного радиуса в сечении Γ' проточной части ВЭС для среднего сопла пассивного потока с $D_1 = 14,8$ мм на разных режимах работы вакуумного агрегата

В сечении Γ' тангенциальная составляющая вектора абсолютной скорости претерпевает незначительные изменения по относительному радиусу вихревой камеры, что обусловлено геометрией кольцевого канала и высокой энергией закручивающегося потока вблизи тангенциальных сопел его подвода. Однако, по мере продвижения вихря по тракту вихревой камеры его интенсивность падает, о чем свидетельствует уменьшение величины C_u в сечении II и III. Эта диссипация энергии вызвана, прежде всего, вязким взаимодействием закрученного активного потока и пассивного потока, который подводится без закрутки. При этом в приосевой зоне, вследствие возникновения эффекта Ранка, формируется область с повышенной вязкостью (т.к. давление и температура потока падает), чем и обусловлено резкое падение C_u при достижении значений $\bar{r} = 0,24$ для $B = 90 \div 89$ и $\bar{r} = 0,33$ для $B = 88 \div 87$ соответственно. Еще более наглядно подобное поведение вихревого потока можно проследить при рассмотрении зависимости угловых характеристик потока в сечениях II и III от относительного радиуса для разных режимов

работы вакуумного агрегата (рисунки 3.6.28 – 3.6.33). Для удобства проведения последующего регрессионного анализа статистических экспериментальных данных о распределении абсолютной скорости C и ее составляющих, пространственного угла β и коэффициента конусности Y в сечении II, а также, учитывая то, что пассивный поток подводится без закрутки, рационально условно разделить поток газа на активный и пассивный компонент (рисунок 3.6.27). В дальнейшем учет компонента газового потока в сечении II при нахождении среднеинтегральных значений параметров потока выполняется путем изменения пределов интегрирования и подстановкой под знак интеграла соответствующей регрессионной функции. Как можно видеть по графикам (рисунки 3.6.28 – 3.6.33), изменение угловых характеристик потока по тракту вихревой камеры в значительной мере зависят от режима работы вакуумного агрегата. Так, при режимах $B \geq 87$ на срезе сопла пассивного потока формируется концентрированный вихрь с выраженным градиентом угловых характеристик потока по относительному радиусу вихревой камеры, и, наоборот, при $B \leq 87$ этот вихрь вырождается в струю, которая имеет очень слабую эжектирующую способность.

На некоторых графиках (рисунки 3.6.27, 3.6.29, 3.6.30, 3.6.32, 3.6.33 др.) можно видеть построенные уравнения регрессии, где R^2 – коэффициент детерминации, который принимает значения близкие к 1, что говорит о весьма высокой тесноте связи между зависимой переменной и ее прогнозным значением, т.е. близкой к функциональной. На базе результатов экспериментального исследования параметров потока газа в ВЭС с помощью регрессионного анализа можно найти среднеинтегральные значения потоков в характерных сечениях, а также значения сложных газодинамических функций, что позволяет проводить численное моделирование течения газа для ВЭС с разной геометрией проточной части.

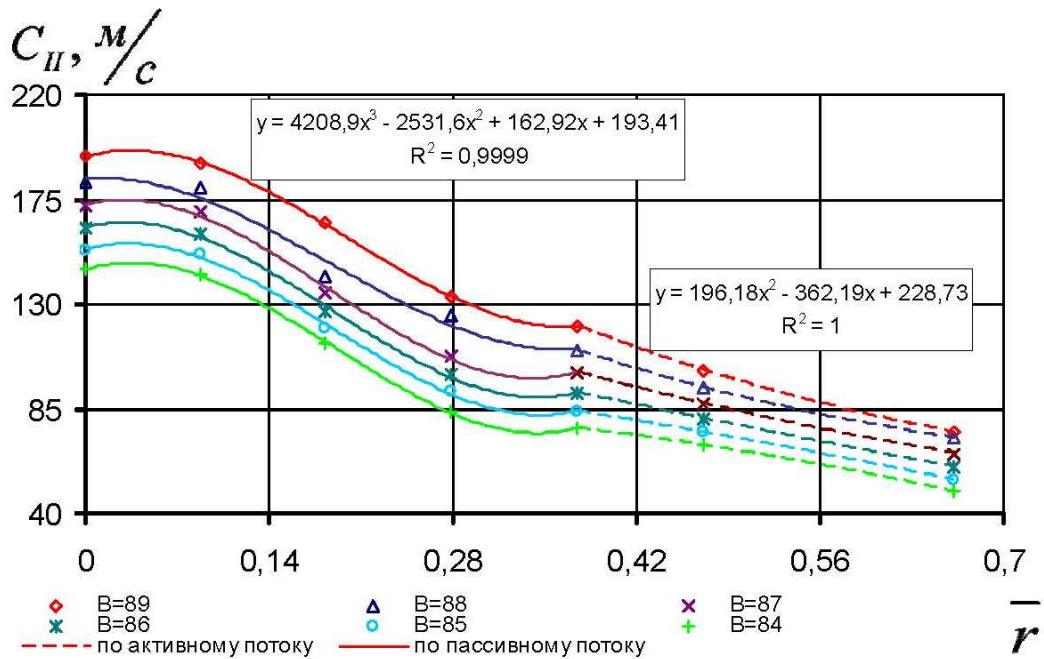


Рисунок 3.6.27. Зависимость абсолютной скорости C_{II} от относительного радиуса в сечении II проточной части ВЭС с делением на потоки. Для среднего сопла пассивного потока с $D_1 = 14,8$ мм на разных режимах работы вакуумного агрегата

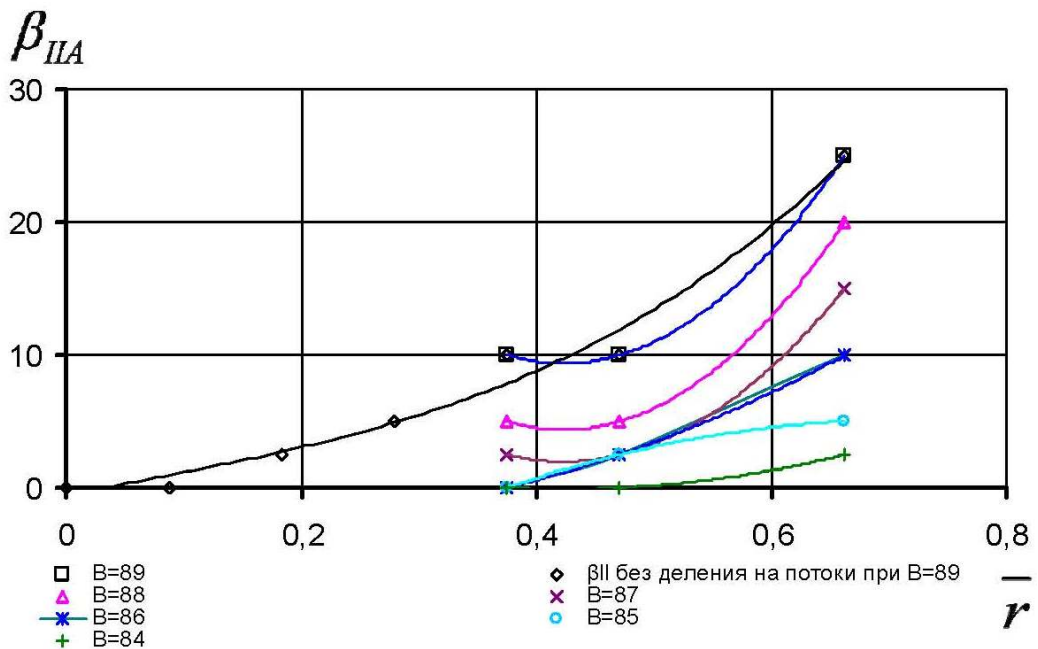


Рисунок 3.6.28. Зависимость пространственного угла β_{IIA} от относительного радиуса вихревой камеры в сечении II проточной части ВЭС для среднего сопла пассивного потока с $D_1 = 14,8$ мм на разных режимах работы вакуумного агрегата

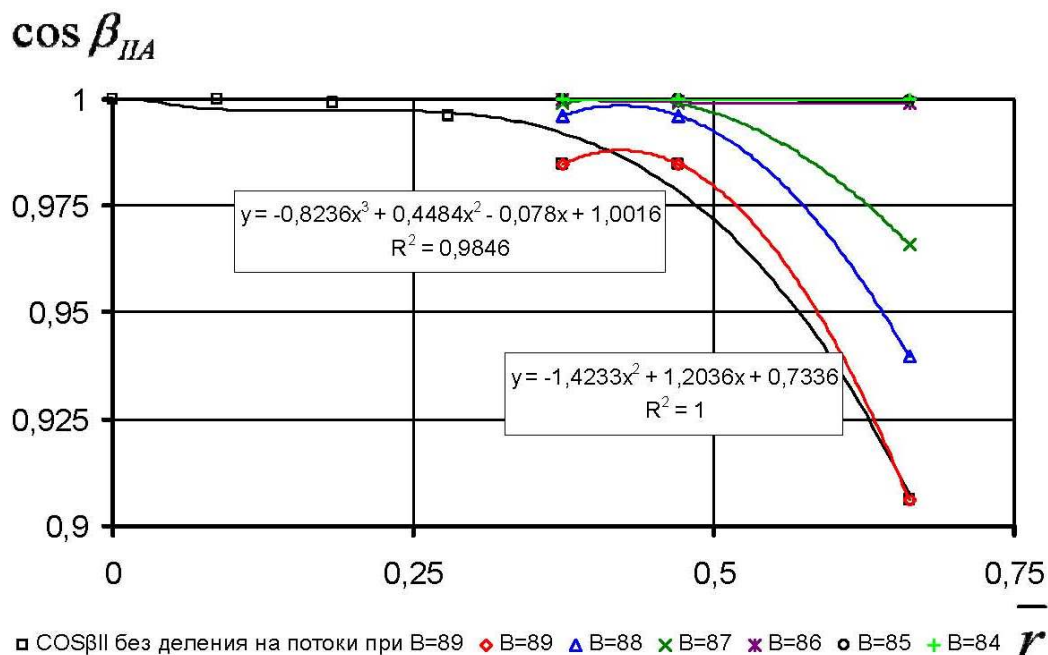


Рисунок 3.6.29. Зависимость косинуса пространственного угла β_{IIA} от относительного радиуса вихревой камеры в сечении II проточной части ВЭС для среднего сопла пассивного потока с $D_1 = 14,8$ мм на разных режимах работы вакуумного агрегата

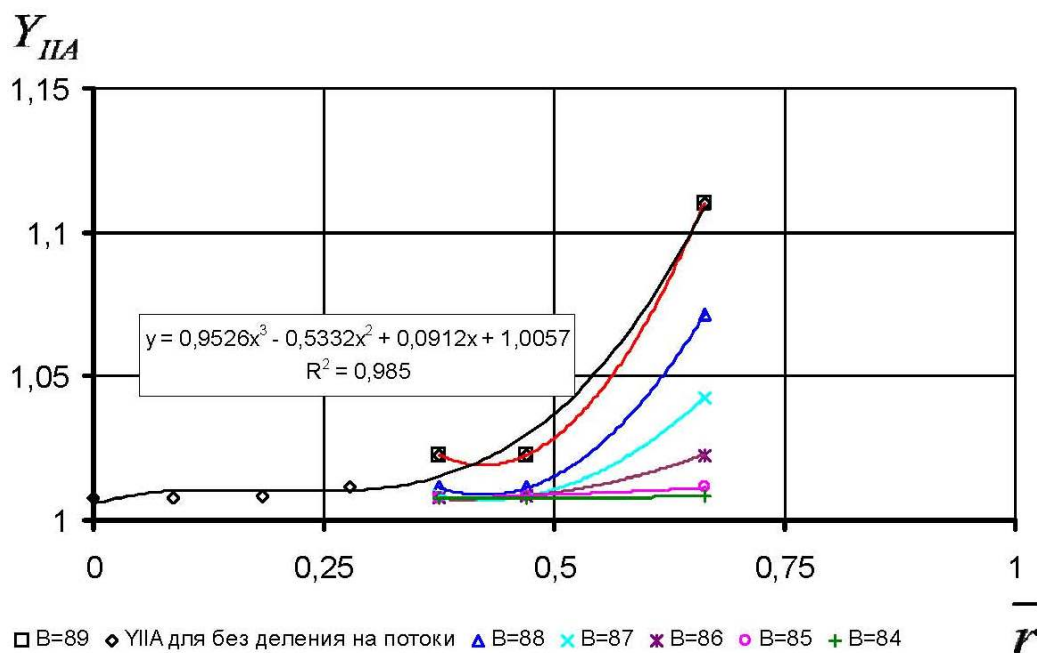


Рисунок 3.6.30. Зависимость коэффициента конусности Y_{IIA} от относительного радиуса вихревой камеры в сечении II проточной части ВЭС для среднего сопла пассивного потока с $D_1 = 14,8$ мм на разных режимах работы вакуумного агрегата

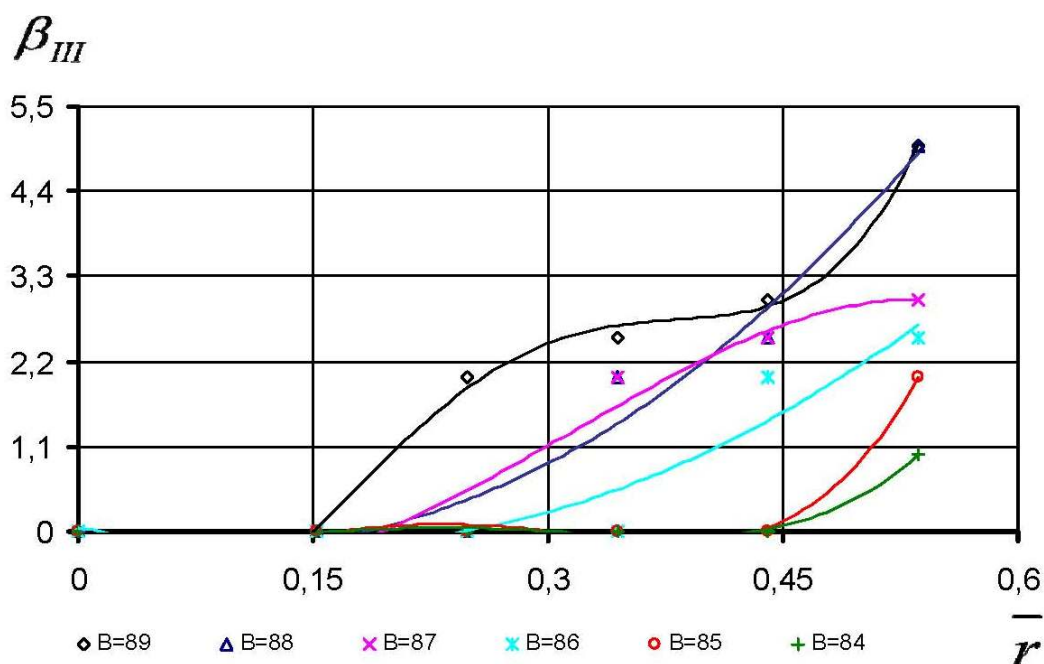


Рисунок 3.6.31. Зависимость пространственного угла β_{III} от относительного радиуса вихревой камеры в сечении III проточной части ВЭС для среднего сопла пассивного потока с $D_1 = 14,8$ мм на разных режимах работы вакуумного агрегата

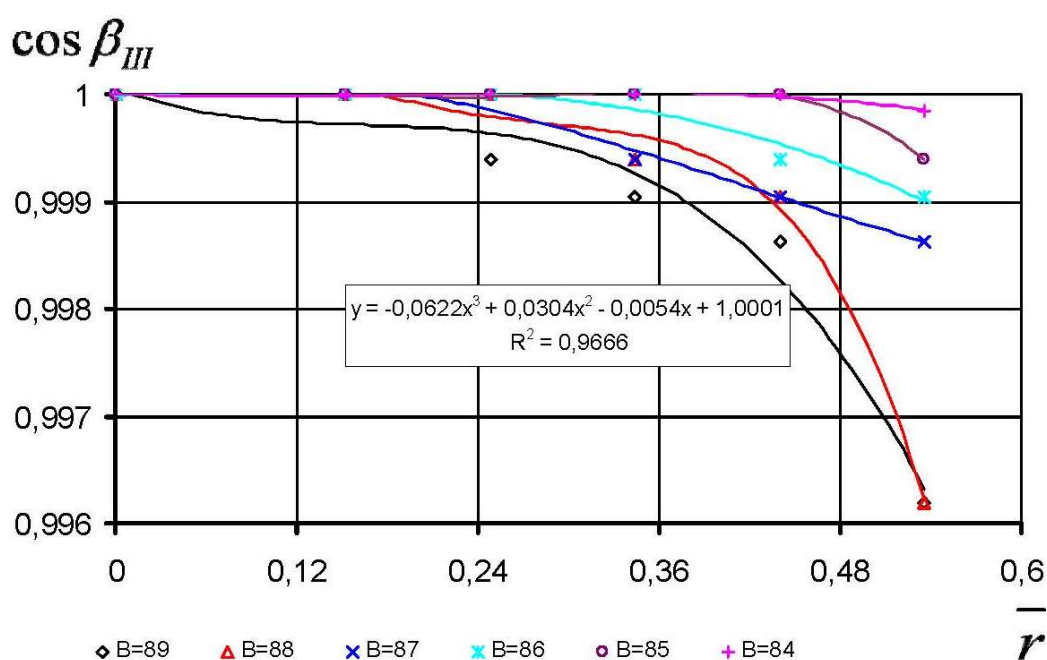


Рисунок 3.6.32. Зависимость косинуса пространственного угла β_{III} от относительного радиуса вихревой камеры в сечении III проточной части ВЭС для среднего сопла пассивного потока с $D_1 = 14,8$ мм на разных режимах работы вакуумного агрегата

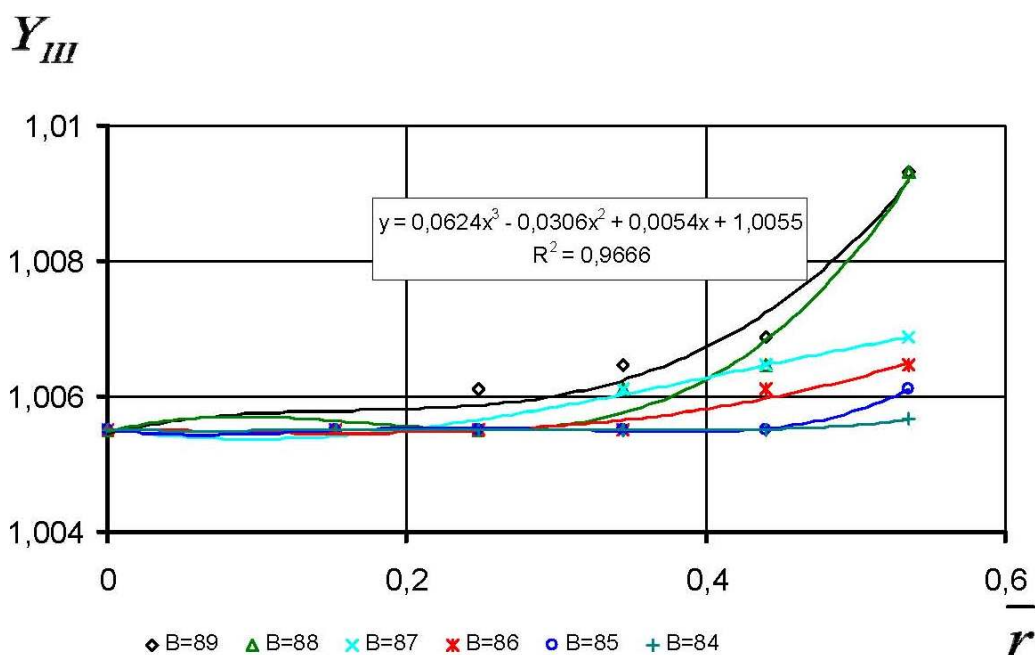


Рисунок 3.6.33. Зависимость коэффициента конусности Y_{III} от относительного радиуса вихревой камеры в сечении III проточной части ВЭС для среднего сопла пассивного потока с $D_1 = 14,8$ мм на разных режимах работы вакуумного агрегата

3.7. Выводы

1. По приведенным результатам экспериментального исследования параметров потока газа (воздуха) в проточной части ВЭС, были найдены диапазоны значений основных критериев подобия: чисел Рейнольдса $Re = (0,8 \div 13) \cdot 10^5$, Маха $M = 0,1 \div 0,65$ и Ричардсона $Ri = (2 \div 14) \cdot 10^{-7}$, которые определяют область применимости математической модели.

2. По результатам экспериментального исследования течения газа в проточной части ВЭС установлены закономерности распределения скоростей в характерных сечениях проточной части ВЭС и угловых характеристик потока.

3. Впервые проведены сравнения режимных характеристик эжекторных устройств различных типов в качестве предвключенных ступеней вакуумного агрегата на базе ЖКВН на основании которых можно сделать вывод, что агрегатирование ЖКВН с ВЭС целесообразно для машин у которых расходная характеристика не постоянна (замкнутый цикл водоснабжения).

РАЗДЕЛ 4

ОБОБЩЕНИЕ И СРАВНЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО И ЧИСЛЕННОГО ИССЛЕДОВАНИЙ

4.1. Расчет среднеинтегральных параметров потока

Результаты экспериментального исследования, представленные в предыдущем разделе, нуждаются в сравнении с численным экспериментом, проведенным с математической моделью описанной во втором разделе данной работы. Таким образом, адекватность математической модели проверяется путем сравнения данных полученным по основным уравнениям рабочего процесса 2.25, 2.26, 2.42 с экспериментальными значениями соответствующих величин при различных режимах работы вакуумного агрегата и введением коэффициентов корреляции. Режимы работы вакуумного агрегата с предвключенной эжекторной ступенью условно разделяются по показаниям вакуумметра пассивного потока.

Нахождение среднеинтегральных значений параметров потоков возможно лишь со знанием закона распределения полей скоростей и пространственных углов составляющих вектора абсолютной скорости в указанных сечениях. С этой целью были проведены экспериментальные исследования параметров потока в проточной части ВЭС и по полученным данным построены регрессионные зависимости, представленные ниже.

Регрессионные зависимости получены для режима работы вакуумного агрегата в трех характерных сечениях при компоновке ВЭС средним соплом пассивного потока с наружным диаметром $D_1 = 14,8$ мм и представлены нижеследующими уравнениями:

Среднеинтегральное значение $\hat{\delta}$ функции $\delta(x)$, непрерывной на отрезке $[a, b]$, определяется по известной формуле:

$$\hat{\delta} = \frac{1}{b-a} \int_a^b \delta(x) dx, \quad (4.1)$$

Функции $\delta(x)$ соответствуют вышеупомянутые уравнения регрессии.

для сечения на \bar{l}_r :

Среднеинтегральная величина абсолютной скорости активного потока:

$$\hat{C}_{IA} = \frac{1}{r_b - r_2} \int_{r_2}^{\bar{r}_b} (94,552\bar{r}^3 - 165,86\bar{r}^2 + 43,109\bar{r} + 92,447) d\bar{r}, \quad (4.2)$$

где нижний предел интегрирования \bar{r}_2 - относительный радиус сопла пассивного потока выбран исходя из допущения, что взаимодействие потоков начинается непосредственно за его срезом, при этом толщиной выходной кромки сопла пассивного потока можно пренебречь;

верхний предел интегрирования \bar{r}_b - значение относительного радиуса равное \bar{r}_i ближайший к стенке вихревой камеры шаг траверсирования в текущем сечении.

Уравнение (4.2) можно записать в виде:

$$\hat{C}_{IA} = \frac{1}{r_b - r_2} \cdot \left(94,552 \cdot \int_{r_2}^{\bar{r}_b} \bar{r}^3 d\bar{r} - 165,86 \int_{r_2}^{\bar{r}_b} \bar{r}^2 d\bar{r} + 43,109 \int_{r_2}^{\bar{r}_b} \bar{r} d\bar{r} + 92,447 \int_{r_2}^{\bar{r}_b} d\bar{r} \right)$$

После интегрирования получим:

$$\hat{C}_{IA} = \frac{\left(\frac{94,552}{4} \cdot (\bar{r}_b^4 - \bar{r}_2^4) - \frac{165,86}{3} \cdot (\bar{r}_b^3 - \bar{r}_2^3) + \frac{43,109}{2} \cdot (\bar{r}_b^2 - \bar{r}_2^2) + 92,447 \cdot (\bar{r}_b - \bar{r}_2) \right)}{\bar{r}_b - \bar{r}_2}$$

или

$$\hat{C}_{IA} = \frac{\left(23,638 \cdot (\bar{r}_b^4 - \bar{r}_2^4) - 55,286 \cdot (\bar{r}_b^3 - \bar{r}_2^3) + 21,55 \cdot (\bar{r}_b^2 - \bar{r}_2^2) + 92,447 \cdot (\bar{r}_b - \bar{r}_2) \right)}{\bar{r}_b - \bar{r}_2}$$

Среднеинтегральная величина абсолютной скорости пассивного потока:

$$\widehat{C}_{III} = \frac{1}{r_2} \cdot \int_0^{\bar{r}_2} (-140,25\bar{r}^2 - 20,512\bar{r} + 122,04) d\bar{r},$$

где нижний предел интегрирования соответствует значению $\bar{r}_i = 0$ на оси вихревой камеры.

После интегрирования уравнения получим:

$$\widehat{C}_{III} = -46,75 \cdot \bar{r}_2^2 - 10,256 \cdot \bar{r}_2 + 122,04$$

Среднеинтегральная величина абсолютной скорости газа в сечении I без деления на потоки:

$$\widehat{C}_I = \frac{1}{r_b} \int_0^{\bar{r}_b} (151,55\bar{r}^3 - 165,26\bar{r}^2 - 31,105\bar{r} + 122,59) d\bar{r}$$

После интегрирования: $\widehat{C}_I = 37,88 \cdot \bar{r}_b^3 - 55,08 \cdot \bar{r}_b^2 - 15,55 \cdot \bar{r}_b + 122,59$

Среднеинтегральное значение осевой компоненты скорости $\widehat{C}_{a_{IA}}$:

$$\widehat{C}_{a_{IA}} = \frac{1}{r_b - r_2} \int_{r_2}^{\bar{r}_b} (515,71\bar{r}^3 - 968,49\bar{r}^2 + 497,1\bar{r} + 11,674) d\bar{r}$$

После интегрирования:

$$\widehat{C}_{a_{IA}} = \frac{(128,92 \cdot (\bar{r}_b^4 - r_2^4) - 322,83 \cdot (\bar{r}_b^3 - r_2^3) + 248,55 \cdot (\bar{r}_b^2 - r_2^2) + 11,674 \cdot (\bar{r}_b - r_2))}{\bar{r}_b - r_2}$$

Среднеинтегральный угол $\widehat{\beta}_{IA}$ между векторами \bar{C}_a и \bar{C}_z :

$$\widehat{\beta}_{IA} = \frac{1}{r_b - r_2} \int_{r_2}^{\bar{r}_b} (-186,49\bar{r}^2 + 342,82\bar{r} - 116,14) d\bar{r}$$

После интегрирования:

$$\widehat{\beta}_{IA} = \frac{(-62,16 \cdot (\bar{r}_b^3 - r_2^3) + 171,41 \cdot (\bar{r}_b^2 - r_2^2) - 116,14 \cdot (\bar{r}_b - r_2))}{\bar{r}_b - r_2}$$

Среднеинтегральное значение $\cos \widehat{\beta}_{IA} = \delta(\bar{r})$:

$$\cos \widehat{\beta}_{IA} = \frac{1}{r_b - r_2} \int_{r_2}^{\bar{r}_b} (-0,4739\bar{r}^3 - 0,0822\bar{r}^2 + 0,1043\bar{r} + 0,9951) d\bar{r}$$

После интегрирования:

$$\cos \hat{\beta}_{IA} = \frac{\left(-0,1185 \cdot (\bar{r}_b^4 - \bar{r}_2^4) - 0,0274 \cdot (\bar{r}_b^3 - \bar{r}_2^3) + 0,05215 \cdot (\bar{r}_b^2 - \bar{r}_2^2) + 0,9951 \cdot (\bar{r}_b - \bar{r}_2)\right)}{\bar{r}_b - \bar{r}_2}$$

Значение среднеинтегрального коэффициента учета конусности \hat{Y}_{IA} :

$$\hat{Y}_{IA} = \frac{1}{\bar{r}_b - \bar{r}_2} \int_{\bar{r}_2}^{\bar{r}_b} \left(0,8535 \bar{r}^2 - 0,2659 \bar{r} + 0,9487\right) d\bar{r}$$

После интегрирования:

$$\hat{Y}_{IA} = \frac{\left(0,2845 \cdot (\bar{r}_b^3 - \bar{r}_2^3) - 0,2659 \cdot (\bar{r}_b^2 - \bar{r}_2^2) + 0,9487 \cdot (\bar{r}_b - \bar{r}_2)\right)}{\bar{r}_b - \bar{r}_2}$$

Значение среднеинтегрального коэффициента учета конусности \hat{Y}_I в сечении

I без деления на потоки:
$$\hat{Y}_I = \frac{1}{\bar{r}_b - 0} \int_0^{\bar{r}_b} \left(0,9293 \bar{r}^3 - 0,2709 \bar{r}^2 - 0,0403 \bar{r} + 1,0117\right) d\bar{r}$$

После интегрирования:
$$\hat{Y}_I = 0,2323 \cdot \bar{r}_b^3 - 0,0903 \cdot \bar{r}_b^2 - 0,0202 \cdot \bar{r}_b + 1,0117$$

для сечения на \bar{l}_2 :

Среднеинтегральная величина абсолютной скорости активного потока:

$$\hat{C}_{IIA} = \frac{1}{\bar{r}_b - \bar{r}_2} \int_{\bar{r}_2}^{\bar{r}_b} \left(196,18 \bar{r}^2 - 362,19 \bar{r} + 228,73\right) d\bar{r}$$

После интегрирования уравнение получим:

$$\hat{C}_{IIA} = \frac{\left(65,39 \cdot (\bar{r}_b^3 - \bar{r}_2^3) - 181,09 \cdot (\bar{r}_b^2 - \bar{r}_2^2) + 228,73 \cdot (\bar{r}_b - \bar{r}_2)\right)}{\bar{r}_b - \bar{r}_2}$$

Среднеинтегральная величина абсолютной скорости пассивного потока:

$$\hat{C}_{III} = \frac{1}{\bar{r}_2 - 0} \int_0^{\bar{r}_2} \left(4208,9 \bar{r}^3 - 2531,6 \bar{r}^2 + 162,92 \bar{r} + 193,41\right) d\bar{r}$$

Проинтегрировав уравнение получим:

$$\hat{C}_{III} = 1052,2 \cdot \bar{r}_2^3 - 843,8 \cdot \bar{r}_2^2 + 81,46 \cdot \bar{r}_2 + 193,41$$

Среднеинтегральная величина абсолютной скорости газа в сечении II без деления на потоки:

$$\widehat{C}_{II} = \frac{1}{r_b} \int_0^{\bar{r}_b} \left(494,55\bar{r}^3 - 423,03\bar{r}^2 - 119,83\bar{r} + 197,02 \right) d\bar{r}$$

После интегрирования: $\widehat{C}_{II} = 123,63 \cdot \bar{r}_b^3 - 141,01 \cdot \bar{r}_b^2 - 59,91 \cdot \bar{r}_b + 197,02$

Среднеинтегральное значение осевой компоненты скорости $\widehat{C}a_{IIA}$:

$$\widehat{C}a_{IIA} = \frac{1}{r_b - r_2} \int_{r_2}^{\bar{r}_b} \left(87,344\bar{r}^2 - 265,77\bar{r} + 205,19 \right) d\bar{r}$$

После интегрирования:

$$\widehat{C}a_{IIA} = \frac{\left(29,115 \cdot (\bar{r}_b^3 - \bar{r}_2^3) - 132,885 \cdot (\bar{r}_b^2 - \bar{r}_2^2) + 205,19 \cdot (\bar{r}_b - \bar{r}_2) \right)}{\bar{r}_b - \bar{r}_2}$$

Среднеинтегральная величина осевой компоненты скорости газа $\widehat{C}a_{II}$ в сечении II без деления на потоки:

$$\widehat{C}a_{II} = \frac{1}{r_b} \int_0^{\bar{r}_b} \left(446,52\bar{r}^3 - 399,23\bar{r}^2 - 123,58\bar{r} + 195,68 \right) d\bar{r}$$

После интегрирования: $\widehat{C}a_{II} = 111,63 \cdot \bar{r}_b^3 - 133,076 \cdot \bar{r}_b^2 - 61,79 \cdot \bar{r}_b + 195,68$

Среднеинтегральный угол $\widehat{\beta}_{IIA}$:

$$\widehat{\beta}_{IIA} = \frac{1}{r_b - r_2} \int_{r_2}^{\bar{r}_b} \left(271,96\bar{r}^2 - 229,98\bar{r} + 57,995 \right) d\bar{r}$$

После интегрирования:

$$\widehat{\beta}_{IIA} = \frac{\left(90,65 \cdot (\bar{r}_b^3 - \bar{r}_2^3) - 114,99 \cdot (\bar{r}_b^2 - \bar{r}_2^2) + 57,995 \cdot (\bar{r}_b - \bar{r}_2) \right)}{\bar{r}_b - \bar{r}_2}$$

Среднеинтегральный угол $\widehat{\beta}_{II}$ в сечении II без деления на потоки:

$$\widehat{\beta}_{II} = \frac{1}{r_b} \int_0^{\bar{r}_b} \left(64,205\bar{r}^3 - 12,161\bar{r}^2 + 18,01\bar{r} - 0,5639 \right) d\bar{r}$$

После интегрирования: $\widehat{\beta}_{II} = 16,05 \cdot \bar{r}_b^3 - 4,054 \cdot \bar{r}_b^2 + 9 \cdot \bar{r}_b - 0,5639$

Среднеинтегральное значение $\cos \widehat{\beta}_{IIA} = \delta(\bar{r})$:

$$\cos \widehat{\beta}_{IIA} = \frac{1}{r_b - r_2} \int_{r_2}^{\bar{r}_b} \left(-1,4233\bar{r}^2 + 1,2036\bar{r} + 0,7336 \right) d\bar{r}$$

После интегрирования:

$$\cos \hat{\beta}_{IIA} = \frac{\left(-0,4744 \cdot (\bar{r}_b^3 - \bar{r}_2^3) + 0,602 \cdot (\bar{r}_b^2 - \bar{r}_2^2) + 0,7336 \cdot (\bar{r}_b - \bar{r}_2)\right)}{\bar{r}_b - \bar{r}_2}$$

Среднеинтегральное значение $\cos \hat{\beta}_{II} = \delta(\bar{r})$ без деления на потоки:

$$\cos \hat{\beta}_{II} = \frac{1}{r_b} \int_0^{\bar{r}_b} \left(-0,8236 \bar{r}^3 + 0,4484 \bar{r}^2 - 0,078 \bar{r} + 1,0016\right) d\bar{r}$$

После интегрирования: $\cos \hat{\beta}_{II} = -0,206 \cdot \bar{r}_b^3 + 0,149 \cdot \bar{r}_b^2 - 0,039 \cdot \bar{r}_b + 1,0016$

Значение среднеинтегрального коэффициента учета конусности \hat{Y}_{IIA} :

$$\hat{Y}_{IIA} = \frac{1}{r_b - r_2} \int_{r_2}^{\bar{r}_b} \left(1,584 \bar{r}^2 - 1,3395 \bar{r} + 1,3024\right) d\bar{r}$$

После интегрирования:

$$\hat{Y}_{IIA} = \frac{\left(0,528 \cdot (\bar{r}_b^3 - \bar{r}_2^3) - 0,67 \cdot (\bar{r}_b^2 - \bar{r}_2^2) + 1,3024 \cdot (\bar{r}_b - \bar{r}_2)\right)}{\bar{r}_b - \bar{r}_2}$$

Значение среднеинтегрального коэффициента учета конусности \hat{Y}_{II} в сечении II без деления на потоки:

$$\hat{Y}_{II} = \frac{1}{r_b} \int_0^{\bar{r}_b} \left(0,9526 \bar{r}^3 - 0,5332 \bar{r}^2 + 0,0912 \bar{r} + 1,0057\right) d\bar{r}$$

После интегрирования: $\hat{Y}_{II} = 0,2382 \cdot \bar{r}_b^3 - 0,1777 \cdot \bar{r}_b^2 + 0,0456 \cdot \bar{r}_b + 1,0057$

для сечения на \bar{l}_3 :

Среднеинтегральная величина абсолютной скорости газа в сечении III:

$$\hat{C}_{III} = \frac{1}{r_b} \int_0^{\bar{r}_b} \left(-752,04 \bar{r}^3 + 470,52 \bar{r}^2 - 256,93 \bar{r} + 197,93\right) d\bar{r}$$

После интегрирования уравнение получим:

$$\hat{C}_{III} = -188,01 \cdot \bar{r}_b^3 + 156,84 \cdot \bar{r}_b^2 - 128,465 \cdot \bar{r}_b + 197,93$$

Среднеинтегральный угол $\hat{\beta}_{III}$ в сечении III:

$$\widehat{\beta}_{III} = \frac{1}{r_b} \int_0^{\bar{r}_b} (1000,5\bar{r}^4 - 1110,6\bar{r}^3 + 395,44\bar{r}^2 - 37,568\bar{r} - 0,0063) d\bar{r}$$

После интегрирования:

$$\widehat{\beta}_{III} = 200,1 \cdot \bar{r}_b^4 - 277,65 \cdot \bar{r}_b^3 + 131,813 \cdot \bar{r}_b^2 - 18,784 \cdot \bar{r}_b - 0,0063$$

Среднеинтегральное значение $\cos \widehat{\beta}_{III} = \delta(\bar{r})$ в сечении III:

$$\cos \widehat{\beta}_{III} = \frac{1}{r_b} \int_0^{\bar{r}_b} (-0,0622\bar{r}^3 + 0,0304\bar{r}^2 - 0,0054\bar{r} + 1,0001) d\bar{r}$$

После интегрирования:

$$\cos \widehat{\beta}_{III} = -0,01555 \cdot \bar{r}_b^3 + 0,01013 \cdot \bar{r}_b^2 - 0,0027 \cdot \bar{r}_b + 1,0001$$

Значение среднеинтегрального коэффициента учета конусности \widehat{Y}_{III} в сечении III:

$$\widehat{Y}_{III} = \frac{1}{r_b} \int_0^{\bar{r}_b} (0,5706\bar{r}^4 - 0,5662\bar{r}^3 + 0,1847\bar{r}^2 - 0,0171\bar{r} + 1,0055) d\bar{r}$$

После интегрирования:

$$\widehat{Y}_{III} = 0,1141 \cdot \bar{r}_b^4 - 0,1415 \cdot \bar{r}_b^3 + 0,0616 \cdot \bar{r}_b^2 - 0,0086 \cdot \bar{r}_b + 1,0055$$

Среднеинтегральные параметры потока, полученные по регрессионным зависимостям в сечении I, дают дополнительную информацию о эволюции потока вдоль вихревой камеры эжекторной ступени, что полезно знать при проектировании проточной части ВЭС и выборе ее основных геометрических соотношений. Однако параметры потока в сечении I не участвуют в основных уравнениях рабочего процесса для сопел с $\bar{l}_i > \bar{l}_v$.

Используя уравнения регрессии можно проанализировать характер изменения среднеинтегральных параметров потока для ВЭС на разных режимах работы вакуумного агрегата, что позволит сделать выводы о степени детерминированности основных критериальных переменных ВЭС Π , U и ε от расходной характеристики ЖКВН.

Используя результаты вычисления среднеинтегральных параметров потока, по вышенаписанным уравнениям для соответствующих сечений,

можно найти среднеинтегральные значения газодинамических функций. В эти уравнения среднеинтегральные параметры потока входят не явно, а через среднеинтегральный коэффициент приведенной скорости $\hat{\lambda}$ и газодинамические функции $\hat{q}(\lambda)$, $\hat{q}(\lambda, \beta)$.

Введение коэффициента \hat{Y} при нахождении составляющих \hat{C} для характерных сечений позволяет учитывать трехмерность потока.

4.2. Сравнение результатов экспериментального и численного исследований

На рисунках 4.2.1 – 4.2.4 представлено распределение значений сложных газодинамических функций по относительному радиусу вихревой камеры, а также их зависимость от приведенной абсолютной скорости в характерных сечениях проточной части ВЭС на различных режимах работы вакуумного агрегата.

Метод расчета течения газового потока в прямотруйных эжекторах с использованием газодинамических функций получил широкое распространение и является в настоящее время общепринятым. Однако, применение этого метода при расчете течения газа в ВЭС не представлялось возможным до проведения экспериментальных исследований параметров потока газа в проточной части вихревого эжектора. Таким образом, полученные значения газодинамических функций на базе экспериментальных исследований, позволяют аналогичным способом производить расчет течения газа в ВЭС. Помимо сокращения вычислительной работы применение газодинамических функций позволяет значительно упростить преобразования при совместном решении основных уравнений ВЭС. При таком расчете более четко выявляются основные качественные закономерности течения и связи между параметрами газового потока. Можно видеть, что функции $Z(\lambda, \alpha, \beta)$ и $Z(\lambda, \beta)$ очень мало

изменяются при околосвуковых скоростях, поэтому в указанных областях незначительная погрешность в значении функций может привести к большой ошибке при вычислении приведенной скорости λ . Вследствие этого нахождение λ по значению функции $Z(\lambda)$ (графическим способом) применять не целесообразно в отличие от применения уравнений регрессии, полученных для абсолютной скорости газового потока, точность которых определяется коэффициентом детерминации и вполне приемлема для практического использования.

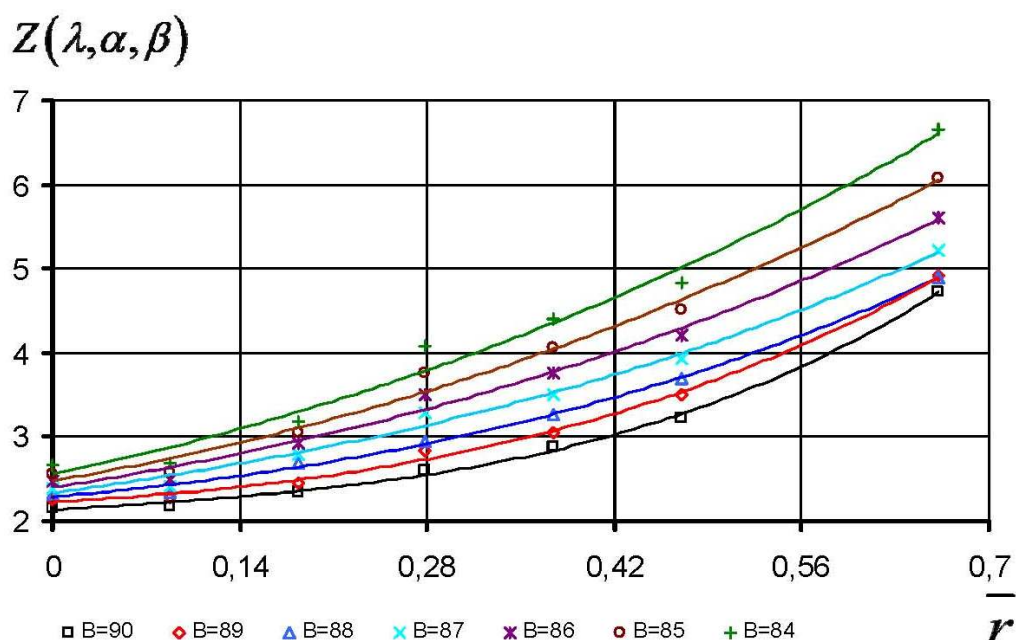


Рисунок 4.2.1. Зависимость сложной газодинамической функции $Z(\lambda, \alpha, \beta)$ от относительного радиуса в сечении II проточной части ВЭС для среднего сопла пассивного потока с $D_1 = 14,8$ мм на разных режимах работы вакуумного агрегата

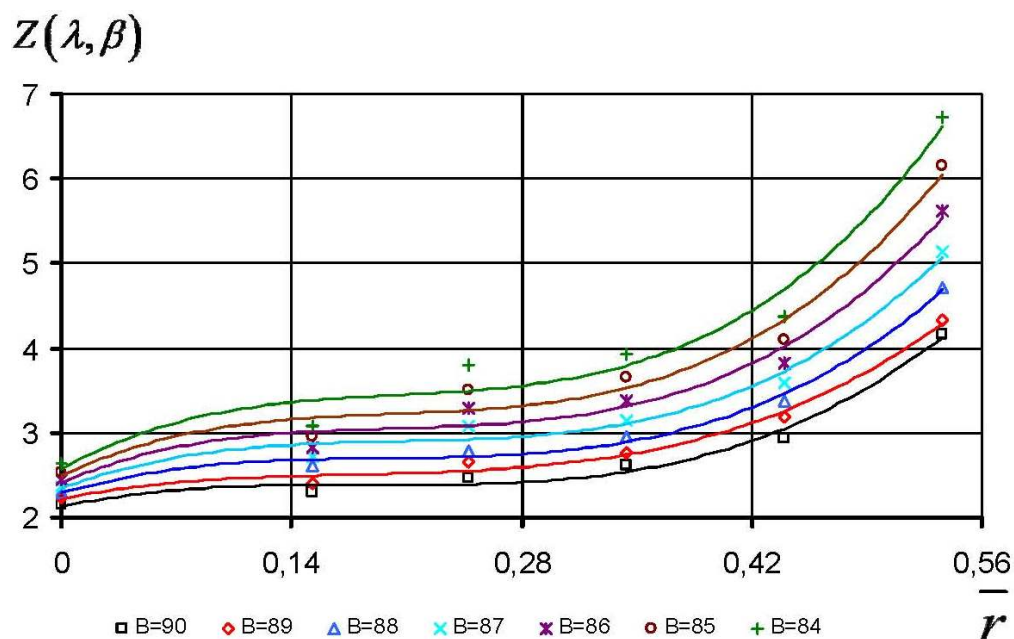


Рисунок 4.2.2. Зависимость сложной газодинамической функции $Z(\lambda, \beta)$ от относительного радиуса в сечении III проточной части ВЭС для среднего сопла пассивного потока с $D_1 = 14,8$ мм на разных режимах работы вакуумного агрегата

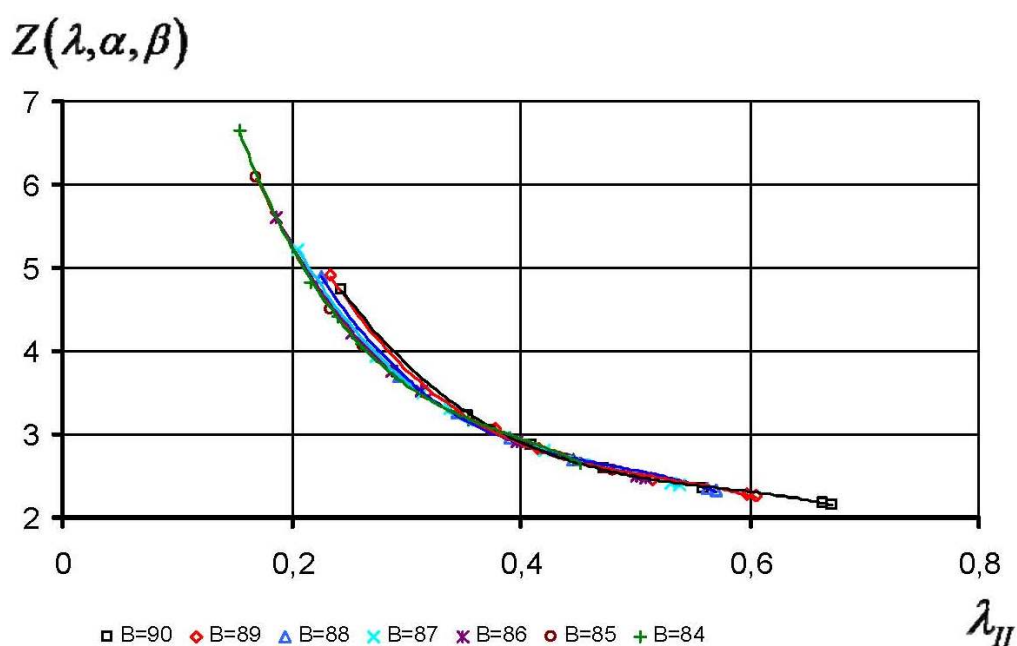


Рисунок 4.2.3. Зависимость сложной газодинамической функции $Z(\lambda, \alpha, \beta)$ от приведенной абсолютной скорости потока газа в сечении II проточной части ВЭС для среднего сопла пассивного потока с $D_1 = 14,8$ мм на разных режимах работы вакуумного агрегата

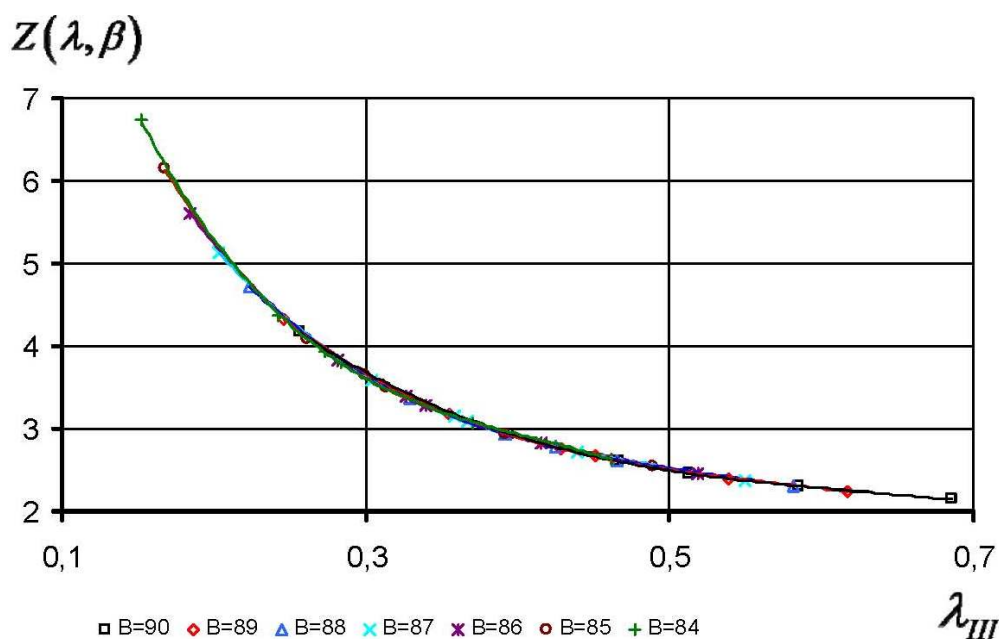


Рисунок 4.2.4. Зависимость сложной газодинамической функции $Z(\lambda, \beta)$ от приведенной абсолютной скорости потока газа в сечении III проточной части ВЭС для среднего сопла пассивного потока с $D_1 = 14,8$ мм на разных режимах работы вакуумного агрегата

Для учета приращения энтропии, обусловленного диссипативными проявлениями, путем обратного решение системы основных уравнений ВЭС были найдены коррелирующие коэффициенты ψ , введение которых устанавливает равенство соответствующим режимам работы вакуумного агрегата с ВЭС. При этом расчетные и экспериментальные кривые имеют минимальное расхождение, что можно видеть на рисунках 4.2.5 – 4.2.11.

На рисунке 4.2.12 представлена зависимость энергетических параметров ВЭС по которым можно судить о деструкции и потерях эксергии вследствие необратимости процессов течения газа по тракту ВЭС, равно как и о степени термодинамического совершенства процессов преобразования энергии.

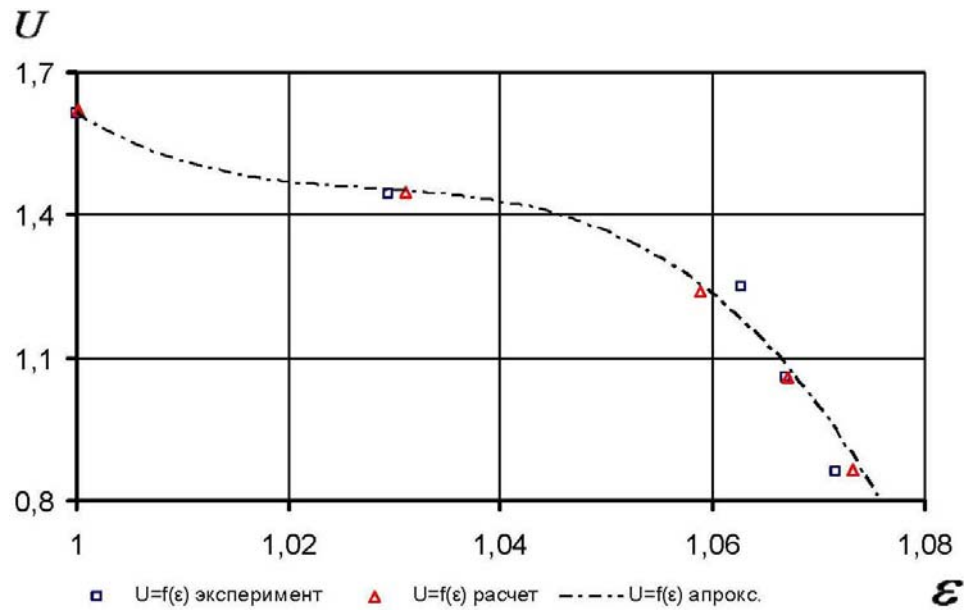


Рисунок 4.2.5. Зависимость коэффициента эжекции от степени повышения давления пассивного потока для среднего сопла пассивного потока с $D_1 = 14,8$ мм. Эксперимент и расчет

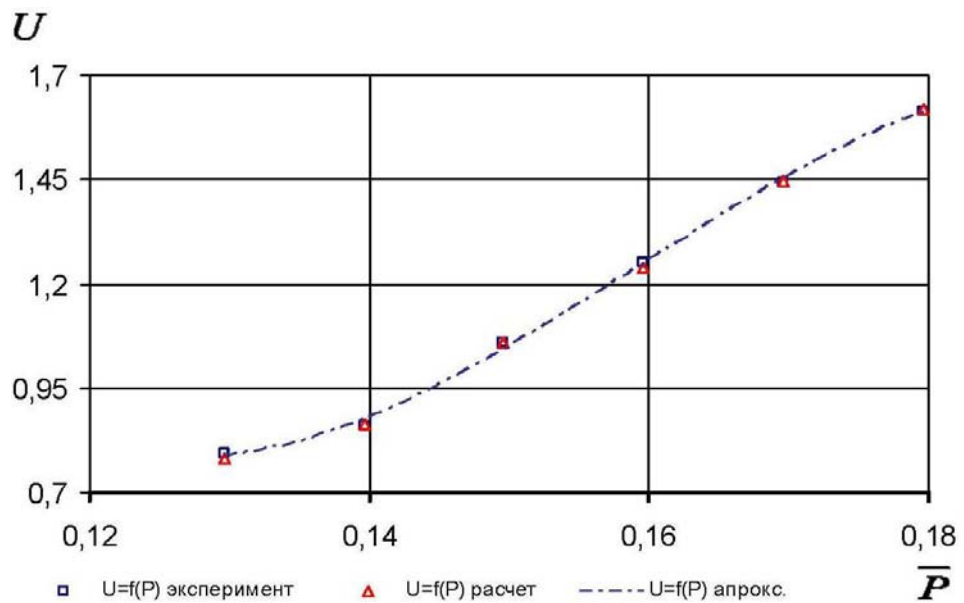


Рисунок 4.2.6. Зависимость коэффициента эжекции от относительного давления для среднего сопла пассивного потока с $D_1 = 14,8$ мм. Эксперимент и расчет

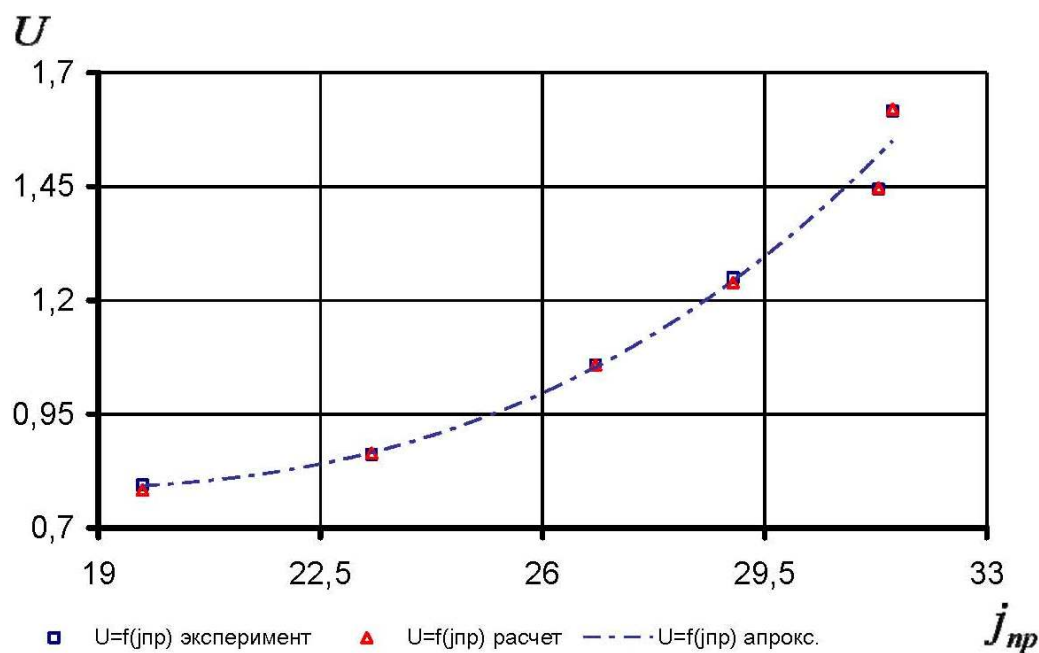


Рисунок 4.2.7. Зависимость коэффициента эжекции от параметра энергетического взаимодействия потоков при предельном режиме работы вакуумного агрегата для среднего сопла пассивного потока с $D_1 = 14,8$ мм.

Эксперимент и расчет

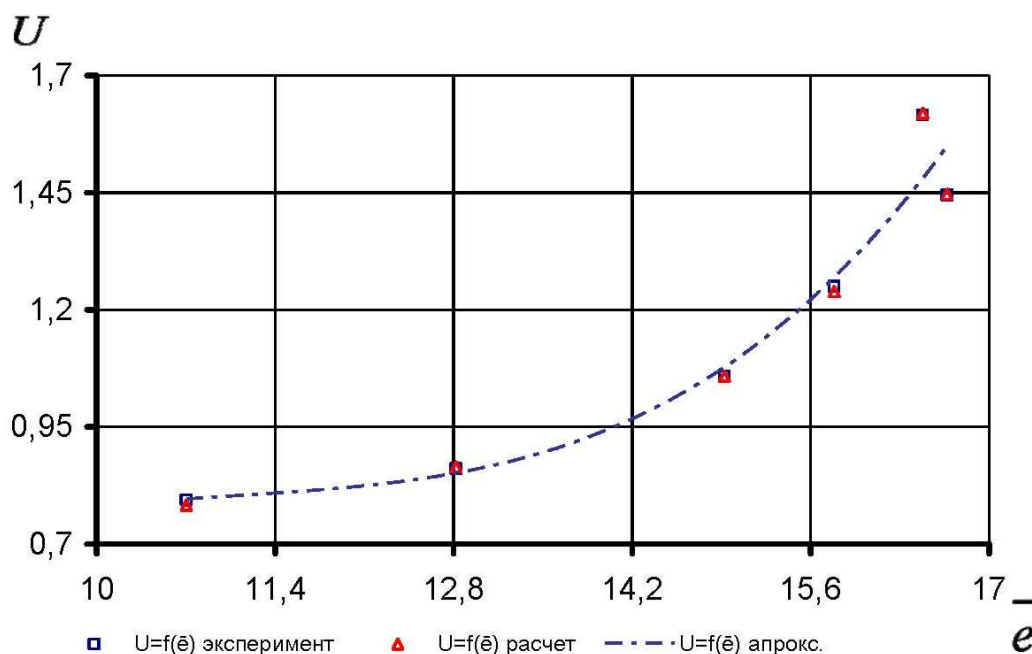


Рисунок 4.2.8. Зависимость коэффициента эжекции от параметра энергетического соотношения взаимодействующих потоков в ВЭС для среднего сопла пассивного потока с $D_1 = 14,8$ мм. Эксперимент и расчет

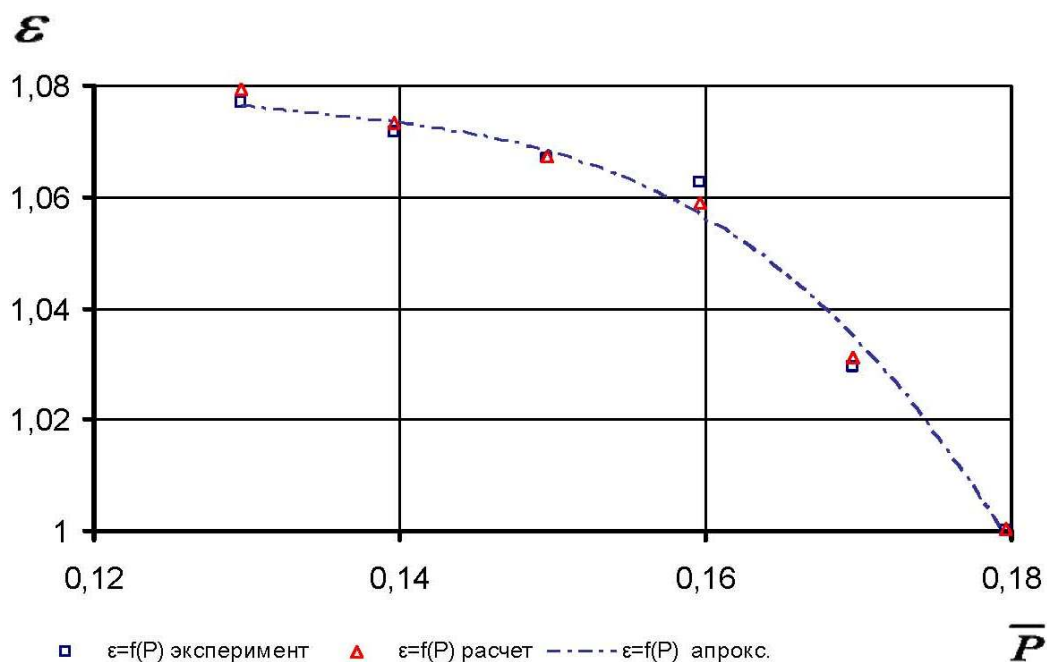


Рисунок 4.2.9. Зависимость степени повышения давления пассивного потока от относительного давления всасывания в ВЭС для среднего сопла пассивного потока с $D_1 = 14,8$ мм. Эксперимент и расчет

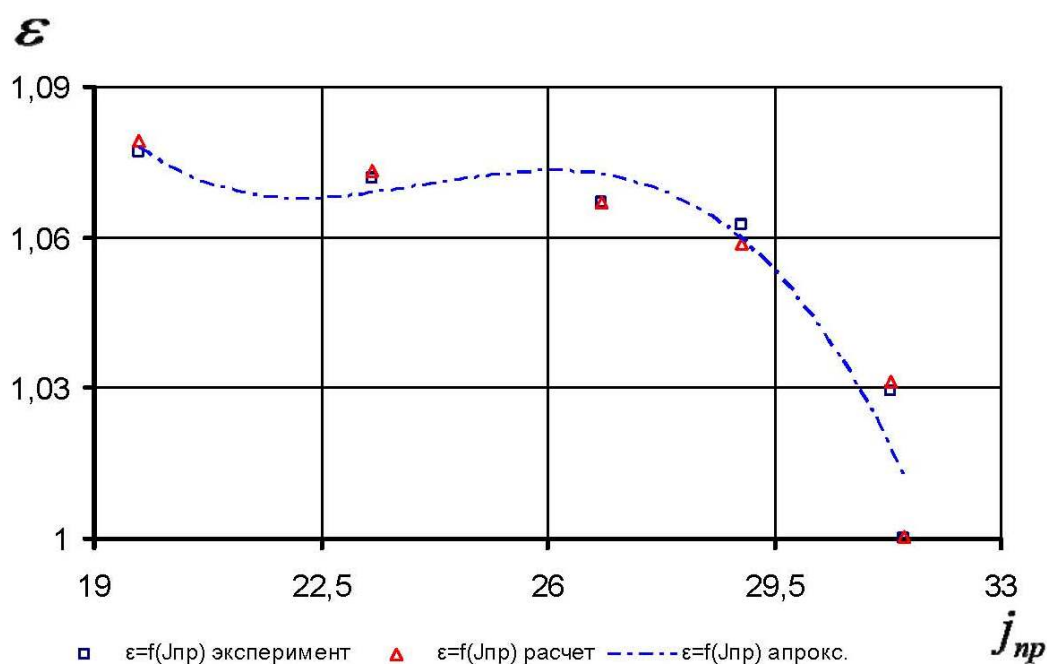


Рисунок 4.2.10. Зависимость степени повышения давления пассивного потока от параметра энергетического взаимодействия потоков при предельном режиме работы вакуумного агрегата для среднего сопла пассивного потока с $D_1 = 14,8$ мм. Эксперимент и расчет

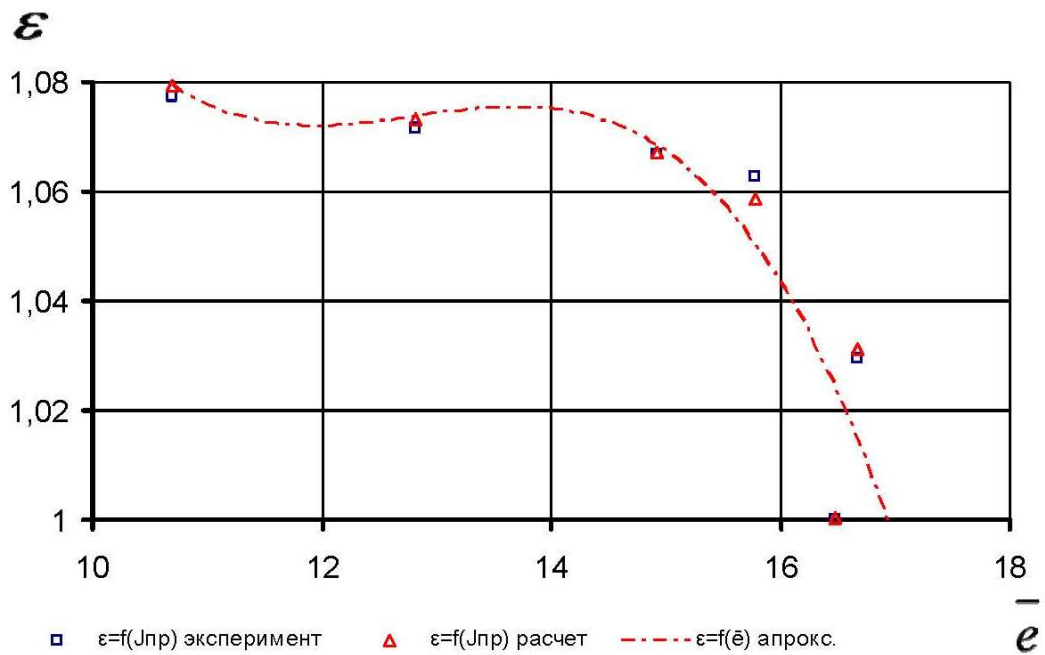


Рисунок 4.2.11. Зависимость степени повышения давления пассивного потока от параметра энергетического соотношения взаимодействующих потоков в ВЭС для среднего сопла пассивного потока с $D_1 = 14,8$ мм.

Эксперимент и расчет

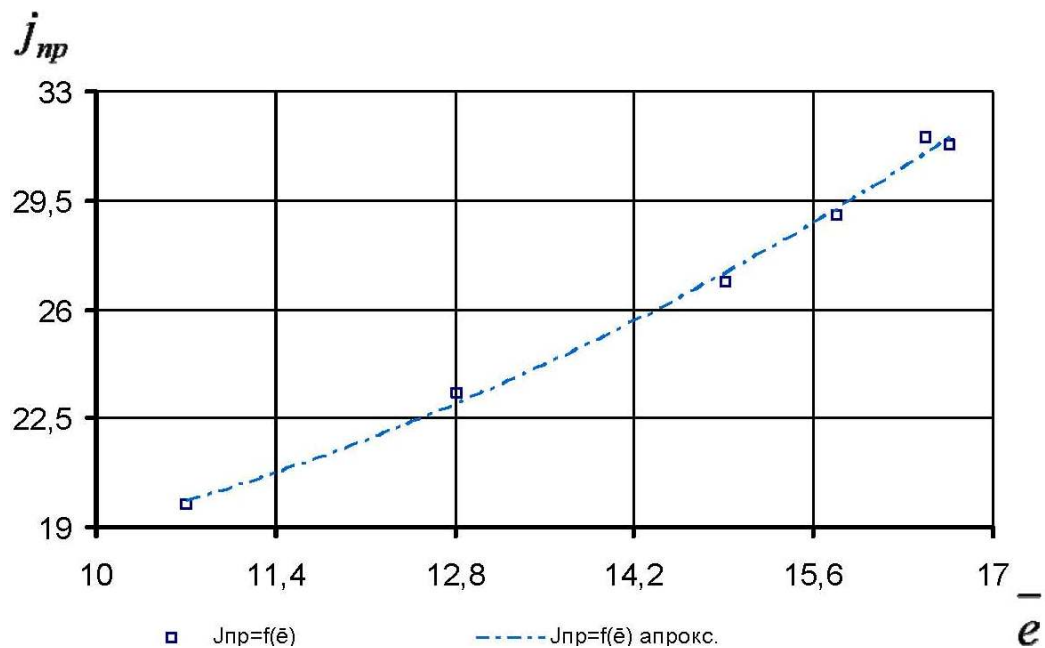


Рисунок 4.2.12. Зависимость параметра энергетического взаимодействия потоков при предельном режиме работы вакуумного агрегата от параметра энергетического соотношения взаимодействующих потоков в ВЭС для среднего сопла пассивного потока с $D_1 = 14,8$ мм

Коррелирующие коэффициенты ψ , которые по своей сути являются диссипативными функциями и характеризуют степень перехода энергии упорядоченного движения в энергию неупорядоченного движения, в конечном счете, в тепловую. Значения ψ для соответствующих газовых потоков в ВЭС на разных режимах представлены в таблице 4.2.1., а их характер изменения в зависимости от режимных параметров вакуумного агрегата показан на рисунках 4.2.13 – 4.2.14.

Таблица 4.2.1. Значения коррелирующих коэффициентов и энергетических параметров потока для вакуумного агрегата с предвключенной ВЭС со средним соплом пассивного потока ($D_1 = 14,8$ мм) на разных режимах его работы

Уровень вакуума пассивного потока В, %	89	88	87	86	85	84
U	0,782	0,864	1,057	1,238	1,446	1,619
ε	1,079	1,073	1,067	1,058	1,031	1,0002
j_{np}	19,6	23,3	26,8	29	31,2	31,5
\bar{e}	10,7	12,8	14,9	15,7	16,6	16,4
ψ_A	0,84	0,68	0,57	0,5	0,46	0,45
ψ_{II}	0,95	0,87	0,74	0,64	0,54	0,47
ψ_{cm}	0,68	0,6	0,54	0,48	0,44	0,42

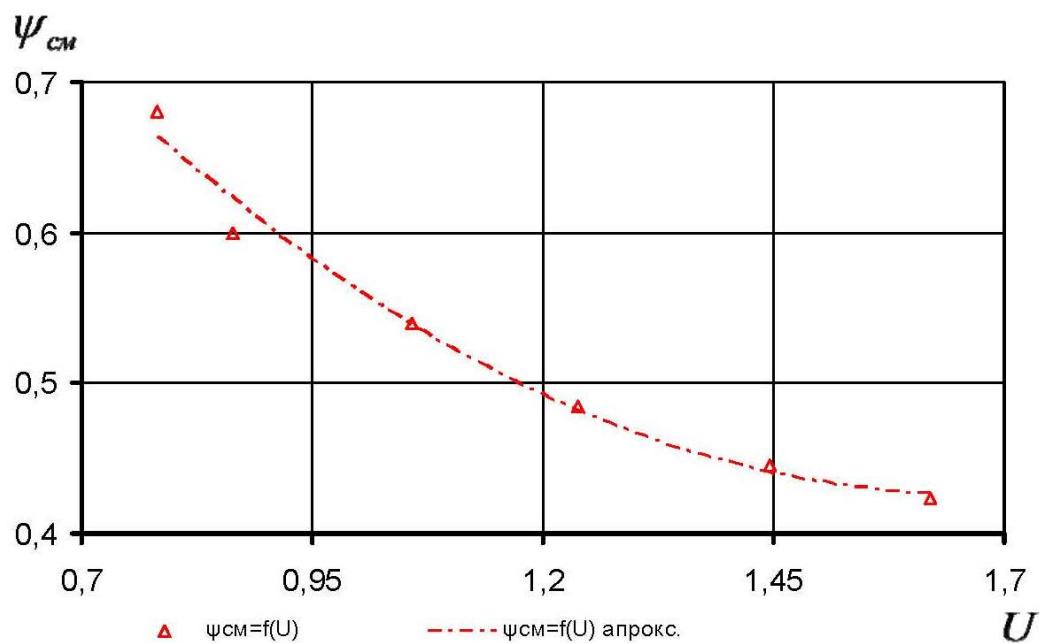


Рисунок 4.2.13. Зависимость корреляционного коэффициента потерь по потоку смешения от коэффициента эжекции для среднего сопла пассивного потока с $D_1 = 14,8$ мм

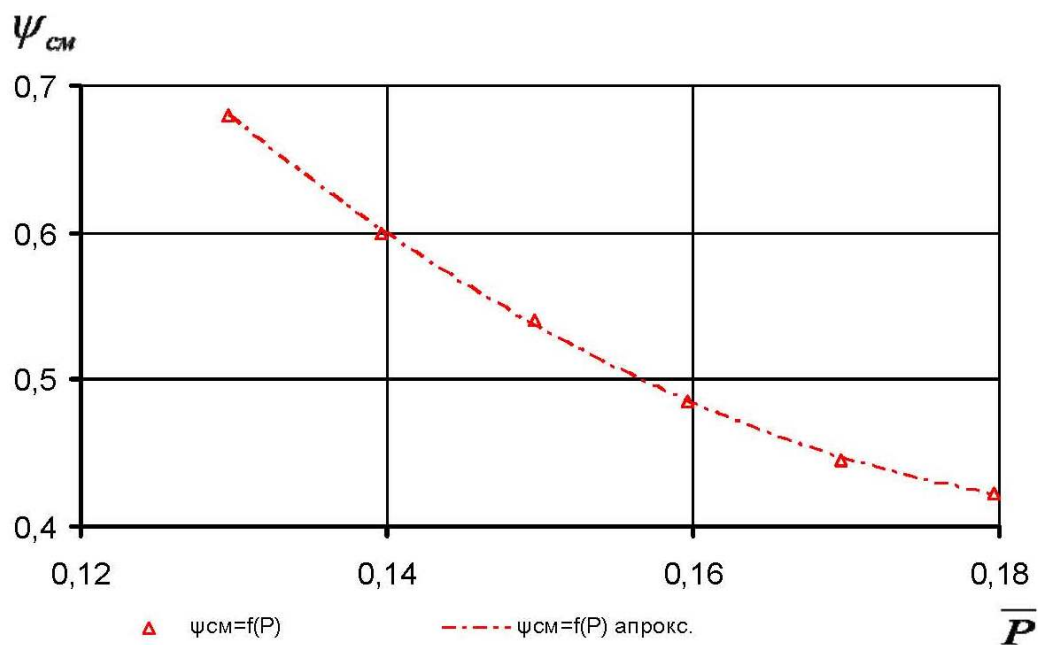


Рисунок 4.2.14. Зависимость корреляционного коэффициента потерь по потоку смешения от относительного давления всасывания для среднего сопла пассивного потока с $D_1 = 14,8$ мм

Относительную диссипацию энергии взаимодействующих потоков можно выразить соотношением $\bar{\psi} = \frac{\psi_A - \psi_{cm}}{\psi_{II} - \psi_{cm}}$, величина которой изменяется в пределах от 0,3 до 0,7 для имеющих практическое значение режимов работы (по давлению всасывания и объемной производительности) вакуумного агрегата с предвключенной ВЭС. Отсюда следует важный вывод, что ψ_A и ψ_{II} не могут одновременно принимать значение равное единице. Учитывая, что $\psi_{cm} \neq 1$, а выражение $\frac{\psi_A - \psi_{cm}}{\psi_{II} - \psi_{cm}}$ записано относительно потока смешения и учитывает диссипацию энергии активного и пассивного потоков при их течении и взаимодействии в вихревой камере, то оно по своей сути определяет максимальное значения параметра ψ_{cm} для соответствующего режима. Таким образом, принимая $\psi_{cm}^{\max} = \bar{\psi}$ и задаваясь $\psi_{II} = 1$ определяем достижимую величину ψ_A^{\max} на срезе сопла активного потока, которая лежит в пределах $0,51 \div 0,91$. Т.к. коэффициент скорости соплового аппарата φ также учитывает неравновесность процесса истечения и характеризует газодинамическую эффективность сопла, то в инженерных расчетах в приближении можно принять $\varphi_A = \psi_A^{\max}$ и $\varphi_{cm} = \psi_{cm}^{\max}$.

4.3. Ключевые положения инженерного метода расчета основной геометрии ВЭС

При проектировании ВЭС в составе ЖКВН для процессов вакууммирования в какой-либо технологической системе возникают, как правило, два типа технических задания в зависимости от исходных данных:

(1) Заданы параметры P, T, R, k для всех потоков, при этом режимные характеристики неагрегатированного ЖКВН считаются известными, т.е. определена зависимость $\dot{m}_{cm} = f(P_{cm})$. Т.е. основным требованием к

вакуумному агрегату является достижение заданного давления пассивного потока при некотором значении коэффициента эжекции U , а определение оптимальной геометрии ВЭС производится с целью достичь его максимального значения;

(2) Заданы $P_{II}, P_A, \dot{m}_{II}$ и T, R, k для всех потоков. Т.е. кроме регламентируемого давления всасывания вакуумный агрегат должен обеспечить установленный массовый расход газа через сопло пассивного потока. Таким образом, искомыми величинами, помимо геометрии ВЭС, являются $P_{см}, \dot{m}_{см}$ по которым и выполняется подбор ЖКВН.

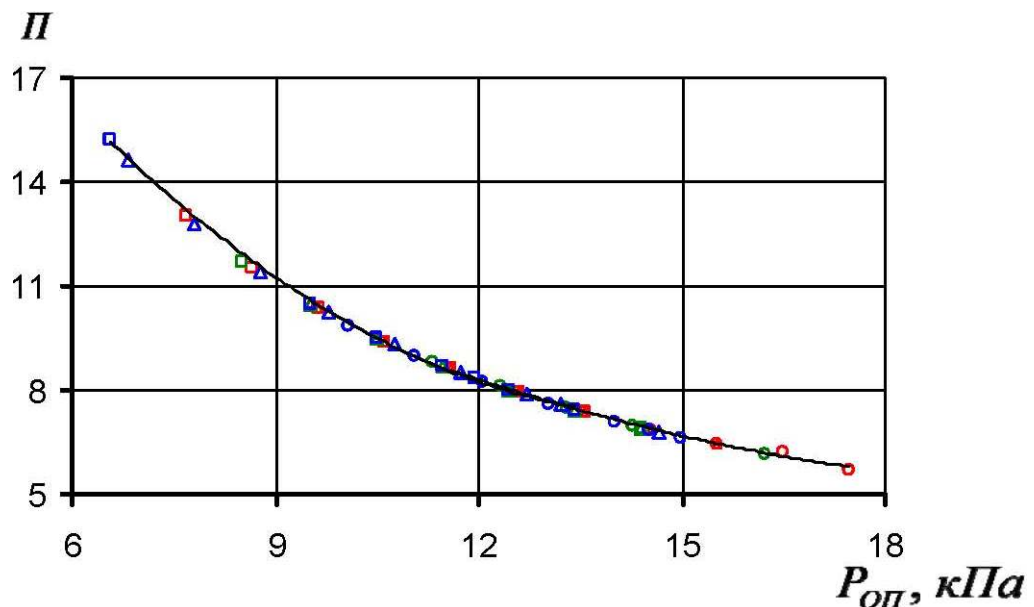


Рисунок 4.3.1. Зависимость степени расширения активного потока от давления всасывания пассивного потока для сопел разной геометрии

Расчет ВЭС сводится к следующим действиям:

– используя график $\Pi = f(P_{0II})$ (рисунок 4.3.1) или таблицу 4.3.2., определяем рабочую зону вакуумного агрегата с ВЭС и диапазон значений основного геометрического соотношения вихревой камеры l/r_n . При этом угол раствора α вихревой камеры необходимо привести к диапазону значений $0 \div 6^\circ$, в котором математическая модель рабочего процесса

обобщена по результатам экспериментального исследования. Это можно сделать, варьируя величиной l/r_n , т.к. $\frac{l}{r_n} = ctg\alpha$.

Таблица 4.3.2. Основные геометрические соотношения вихревой камеры ВЭС

Радиус r_n , мм	7,4			8,4			9,4		
Длина l , мм	13,2	26,8	40,3	13,2	26,8	40,3	13,2	26,8	40,3
l/r_n	1,78	3,62	5,44	1,57	3,19	4,78	1,4	2,85	4,28
Π	5,7÷8,6	6,4÷10,3	7,3÷13	6,1÷8,7	7÷10,5	6÷11,7	6,6÷9,8	6,8÷14,6	7,4÷15,2

– задаемся величиной R_1 с учетом данных по результатам численного эксперимента. Т.е. максимально приближаясь (насколько это возможно из технологических соображений) R_1 к r_n .

– обращаясь к граничному режиму работы ВЭС

($\lambda_{III} = 1, \hat{Z}(\lambda_{III}) = 2, \hat{C}_{III} = a_{кр} = \sqrt{\frac{2k}{k+1}} RT, \sigma_{III} = 1$), в зависимости от типа

технического задания, в первом приближении находим: для первого типа

технического задания – относительный радиус сопла пассивного потока \bar{r}_2

из уравнения регрессии для соответствующего сечения вида:

$\hat{C}_{III} = A \cdot \bar{r}_2^3 - B \cdot \bar{r}_2^2 + C \cdot \bar{r}_2 + D$, где A, B, D – коэффициенты; для второго –

относительный радиус камеры смещения \bar{r}_3 .

– используя полученные значения, для (1) определяем \dot{m}_{II} , как массовый расход газа \dot{m} через сечение F для одномерного адиабатного

потока: $\dot{m} = \Omega \cdot F \cdot P_0 \cdot q(\lambda)$, где $\Omega = \frac{\sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}}{\sqrt{R_0 \cdot T_0}}$ – коэффициент; и находим

U_{\max} и \dot{m}_A . Задаваясь расходными газодинамическими функциями $q(\lambda_{U1})=1$ и $q(\lambda_{III})=1$ находим приближенные геометрические размеры сопел активного r_1 и смешанного r_3 потоков.

Для расчетного варианта (2) подставляя \bar{r}_2 и \bar{r}_3 в соответствующие уравнения регрессии находим значение ε с использованием сложных газодинамических функций (уравнение 2.26) при $\sigma=1$. Далее определяем давление P_C , массовый расход смешанного потока $\dot{m}_{см}$ и максимальный коэффициент эжекции U_{\max} .

– дальнейший расчет для обоих случаев заключается в подстановке, геометрических размеров (полученных в первом приближении) в регрессионные уравнения, определение компонентов газовых потоков в сечении II и III, нахождении в них угловых характеристик потока и пересчет достижимого коэффициента эжекции с использованием газодинамических функций (уравнение 2.25) и учетом $\bar{\psi}$, φ_A^{\max} и $\varphi_{см}^{\max}$. По полученным параметрам потоков находим уточненные значения основных геометрических размеров ВЭС (для случая (1)) и подбираем ЖКВН с необходимой расходной характеристикой (для случая (2)).

На базе основных уравнений рабочего процесса ВЭС (2.25, 2.26, 2.42) и регрессионных зависимостей, полученных экспериментально, по изложенной выше методике (п. 4.3.) был разработан программный продукт в среде Microsoft Excel на языке Visual Basic, с помощью которого осуществлялось математическое моделирование взаимодействия потоков газа в проточной части ВЭС, а также определение оптимальных геометрических размеров вихревого эжектора.

4.4. Выводы

1. По результатам экспериментального исследования течения газа в проточной части ВЭС построены регрессионные зависимости вида 4.2 и получены расчетные уравнения для нахождения среднеинтегральных параметров потока в характерных сечениях проточной части ВЭС;

2. На базе экспериментально полученных регрессионных зависимостей возможно выполнение расчета прогнозируемых режимных характеристик вакуумного агрегата на базе ЖКВН;

3. Определены коррелирующие коэффициенты $\psi_{см}$, $\psi_{П}$, $\psi_{А}$ (табл. 4.2.1.), которые учитывают диссипативные явления при течении и смешивании потоков в проточной части ВЭС для различных режимов работы вакуумного агрегата;

4. Представлены параметры энергетического взаимодействия, которые позволяют выполнять анализ термодинамического совершенства вакуумного агрегата.

5. Составлены ключевые положения инженерной методики расчета ВЭС.

ВЫВОДЫ

В диссертационной работе решена научно-техническая задача совершенствования рабочего процесса вихревой эжекторной ступени вакуумного агрегата на базе жидкостно-кольцевого вакуум-насоса.

По результатам выполненной работы можно сделать такие выводы:

1. Определено влияние геометрии ВЭС, в частности основного геометрического параметра l/r_n , на режимные характеристики вакуумного агрегата на базе ЖКВН и даны практические рекомендации по их выбору для обеспечения требуемого режима работы вакуумного агрегата.

2. По результатам экспериментального исследования течения газа в проточной части ВЭС впервые установлены закономерности распределения скоростей в характерных сечениях проточной части ВЭС и определено влияние параметров потока газа внутри ВЭС на режимные характеристики вакуумного агрегата на базе ЖКВН.

3. Разработана математическая модель и методика расчета ВЭС, которая на основании кинематического подобия потоков в приемной камере, позволяет обобщить результаты физического и математического экспериментов для вакуумных агрегатов на базе ЖКВН различной производительности от ВВН0,75 до ВВН 6, в пределах чисел Рейнольдса $Re = (0,8 \div 13) \cdot 10^5$, Маха $M = 0,1 \div 0,65$ и Ричардсона $Ri = (2 \div 14) \cdot 10^{-7}$, а также в пределах таких относительных размеров проточной части: $\bar{l} = 0,02 \div 0,7$, $\bar{r}_{bIII} = 0,58 \div 1$, $\bar{r}_1 = 0,071 \div 0,39$, $\bar{r}_2 = 0,42 \div 0,89$, $\bar{r}_3 = 0,63 \div 0,84$, $\alpha = 0 \div 6^\circ$.

4. Определен относительный коррелирующий коэффициент $\bar{\psi} = \frac{\psi_A - \psi_{cm}}{\psi_{II} - \psi_{cm}} = 0,3 \div 0,7$, который учитывает диссипативные явления при течении и смешивании потоков в проточной части ВЭС для различных режимов работы вакуумного агрегата.

5. Впервые проведены сравнения режимных характеристик эжекторных ступеней вихревого и прямотруйного типов, на основании которых можно сделать вывод, что прямотруйная эжекторная ступень (ПЭС) обеспечивает достижение более низкого давления всасывания пассивного потока по сравнению с ВЭС, но при этом производительность вакуумного агрегата с ПЭС в диапазоне давления всасывания 7-10 кПа на 30-50% ниже по сравнению с ВЭС. Таким образом, агрегатирование ЖКВН с ПЭС увеличивает производительность вакуумного агрегата при более высоком вакууме на всасывании для ЖКВН с постоянной режимной характеристикой, однако применение ВЭС для вакуумных агрегатов с замкнутой системой водоснабжения, у которых расходная характеристика не постоянна, более целесообразно, по сравнению с ПЭС.

Список литературы

1. Абрамович Г. Н. Прикладная газовая динамика. Ч.1. / Абрамович Г. Н. - М. : Наука, 1991. - 579 с.
2. Абрамович Г. Н. Теория турбулентных струй / Абрамович Г. Н. - М. : Физматгиз, 1968. - 254 с.
3. Автономова И. В. К расчету двухступенчатых ротационных ЖКВ насосов / И. В. Автономова // Изв. ВУЗов. Машиностроение, 1977. - № 6. - С. 106-109.
4. Адлер А. С. Планирование оптимального эксперимента / Адлер А. С., Маркова Р. Н., Грановский В. Н. - М.: Наука, 1976. - 279 с.
5. Алексеев В. П. Новая вихревая техника для средств охраны труда / В. П. Алексеев, И. И. Азаров, А. Ф. Дроздов // В сб. Вихревой эффект и его применение в технике. Куйбышев : КуАИ, 1984. - С. 104-111.
6. Алексеев Т. С. О природе эффекта Ранка / Алексеев Т. С. - ИФЖ, 1964. № 4.
7. Алексеев Т. С. Низкотемпературная сепарация природных газов с помощью вихревой трубы. / Т. С. Алексеев // Тр. Краснодар. фил. Всесоюзн. НИИ Нефтегаз. 1963. - Вып. 11.
8. Алексеенко С. В. Введение в теорию концентрированных вихрей / Алексеенко С. В., Куйбин П. А., Окулов В. Л. – Новосибирск : Институт теплофизики СО РАН, 2003. – 504 с.
9. Алимов Р. З. Гидравлическое сопротивление и теплообмен в закрученном потоке / Р. З. Алимов // Теплоэнергетика, 1965, № 3.
10. Вихревой жидкостно-газовый эжектор / [Л. К. Алимова, Р. Ш. Амирханов, Г. А. Каспер, Е. Л. Каспин]. // Вихревой эффект и его промышленное применение, 1981. - С. 203-205.
11. Некоторые рекомендации по использованию угломеров для исследования потока в проточной части модельных центробежных

компрессоров / [Анисимов С.А., Рекстин Ф.С., Селезнев К.П.] //«Научно-технический информационный бюллетень», ЛПИ им. М.И. Калинина, 1959, №12, с. 92-100.

12.Состояние рынка безмаслянных форвакуумных средств откачки / [И. В. Ануфриева, В. К. Васильев, В. Н. Кеменов и др.] // Вакуумная техника, 2003. - Т. 2. - № 2. - С. 93-99.

13.Наблюдение крупномасштабных гидродинамических структур в вихревой трубке и эффект Ранка / [В. А. Арбузов, Ю. Н. Дубнищев, А. В. Лебедев и др.] - Институт теплофизики СО РАН, Новосибирск // Письма в ЖТФ, 1997, т. 23, № 23. - С.84-90.

14.Аркадов Ю. К. Влияние числа щелей на работу газового эжектора с перфорированным соплом / Ю. К. Аркадов // Труды ЦАГИ им. Н. Е. Жуковского, 1969. - Вып. 1185. - С. 35-37.

15.Аркадов Ю. К. Газовый эжектор с винтовым срезом сопл / Ю. К. Аркадов // Промышленная аэродинамика, 1973. - № 30. - С. 41-43.

16.Аркадов Ю. К. Газовый эжектор с нецилиндрической перфорированной стенкой на границе смешиваемых струй / Ю. К. Аркадов // Ученые записки ЦАГИ им. Н. Е. Жуковского, 1976. - VII. - № 3. - С. 17-22.

17.Аркадов Ю. К. Газовый эжектор с соплом, перфорированным продольными щелями / Ю. К. Аркадов // Изв. АН СССР, МЖГ, 1968. - № 2. - С. 37-39.

18.Аркадов Ю. К. Газовый эжектор со сдвигом высоконапорных сопл / Ю. К. Аркадов // Ученые записки ЦАГИ им. Н. Е. Жуковского, 1999. - XXX. - № 3-4. - С.55-59.

19.Аркадов Ю. К. Компактный газовый эжектор большой степени сжатия с расположением сопл по спирали / Ю. К. Аркадов // Ученые записки ЦАГИ им. Н. Е. Жуковского, 1984. - XV. - № 6. - С. 33-45.

20.Аркадов Ю. К. Новые газовые эжекторы и эжекционные процессы /

Аркадов Ю. К. - М. : Физмат литература, 2001. - 336 с.

21. Арсеньев В. М. Основы эксергетического анализа жидкостнокольцевых компрессорных машин / В. М. Арсеньев // Вісник НТУУ «Київський політехнічний інститут», 1999. - Вип. 36. - Т. 1. - С. 180-184.

22. Арсеньев В. М. Методика выбора водокольцевого вакуумного агрегата для систем вакуумного охлаждения водных растворов / В. М. Арсеньев, С. С. Мелейчук. // Збірник наукових праць Міжнародної науково-технічної конференції (Додаток до журналу "Холодильна техніка и технологія"), 2003. - № 4. - С. 94-98.

23. Арсеньев В. М. Анализ возможности создания вакуумных агрегатов на базе жидкостно-кольцевых вакуум-насосов с предвключенной вихревой эжекторной ступенью / В. М. Арсеньев, С. С. Мелейчук. // Компрессорное и энергетическое машиностроение, 2006. - № 3 (5). - С. 27-32.

24. Патент на винахід № 75212 Україна, МПК (2006) F04c7/00; F04c19/00. Рідиннокільцевий вакуумний насос / Арсеньев В. М., Мелейчук С. С. - Опубл. 15.03.2006, Бюл. № 3.

25. Арсеньев В. М. Исследование взаимодействия потоков газа в воздушном вихревом эжекторе / В. М. Арсеньев, С. С. Мелейчук, А. Н. Кочевский // Вісник Сумського державного університету, 2006. - № 10. - С. 143-153.

26. Арсеньев В. М. Основные положения методики расчета вихревой эжекторной ступени вакуумного агрегата / В. М. Арсеньев, С. С. Мелейчук, Д. А. Левченко // Компрессорное и энергетическое машиностроение, 2008. - № 2 (12). - С. 68-72.

27. Арсеньев В. М. Агрегатирование эжектором водокольцевого вакуум-насоса / В. М. Арсеньев, С. С. Мелейчук, Д. А. Левченко // Компрессорное и энергетическое машиностроение Сумы, 2009. - № 13 (17). - С. 64-67.

28. Арсеньев В. М. Применение воздушных эжекторных ступеней для

бесшмазочных вакуум-насосов ротационного типа / В. М. Арсеньев, С. С. Мелейчук, Д. А. Левченко // Польша Motrol. Motorozation and power industry in agriculture, Lublin 2009, том 11. А. р. 46-53.

29.Арсеньев В. М. Экспериментальные характеристики предвключенных воздушных эжекторных ступеней / В. М. Арсеньев, С. С. Мелейчук, Д. А. Левченко // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету.

30.Афтанюк В. В. Вихревые аппараты для средств охраны труда и окружающей среды / В. В. Афтанюк, Н. И. Стоянов // Холодильна техніка і технологія, 2000. - Вип. 65. - С. 6-9.

31.Ахмедов Р. Б. Аэродинамика закрученной струи / Ахмедов Р. Б. - М. : Энергия, 1977. - 240 с.

32.Барсуков С. И. Вихревой эффект Ранка / С. И. Барсуков, В. И. Кузнецов. - Иркутск : Изд. ИГУ, 1983. - 121 с.

33.Барсуков С. И. Теория рабочего процесса гидродинамического вихревого сепаратора / С. И. Барсуков, Л. В. Кнауб // Промислова гідравліка і пневматика, № 3 (13), 2006. - С. 21-31.

34.Баулин К. Н. О расчете эжекторов / К. Н. Баулин // Отопление и вентиляция, 1938. - № 6. - С. 31-33.

35.Берман Л. Д. К выбору рационального профиля проточной части струйного аппарата / Л. Д. Берман // Изв. ВТИ, 1950. - № 3. - С. 13-15.

36.Берман Л. Д. Построение эксплуатационных характеристик пароструйных эжекторов по данным испытаний на сухом воздухе / Л. Д. Берман // Электрические станции, 1954. - № 6. - С. 12-16.

37.Бобровников Г. Н. Исследование работы вихревых труб на влажном воздухе / Г. Н. Бобровников, А. А. Поляков, Н. И. Ильина // Холодильная техника, 1976. - № 11. - С. 25-27.

38.Вихревое охлаждение новый метод охлаждения мощных полупроводниковых вентилях / [А. И. Борисенко, С. Р. Резинский, В. А.

Сафонов и др.] // В кн.: За технический прогресс. - М. : Информэлектро, 1970.

39.Бродянский В. М. О градиенте температуры в трубе Ранка-Хилша / В. М. Бродянский, И. Л. Лейтес // ИФЖ. 1960, № 1272.

40.Бродянский В. М. Вихревая труба с внешним охлаждением / В. М. Бродянский, А. В. Мартынов // Холодильная техника. 1964, № 5.

41.Бродянский В. М. Зависимость величины эффекта Ранка от свойств реальных газов / В. М. Бродянский, И. Л. Лейтес // ИФЖ. 1962, № 5.

42.Бродянский В. М. Вихревая труба для сепарации природного газа / В. М. Бродянский, А. В. Мартынов // Новости нефтяной и газовой техники. Сер. Газовое дело. 1962, № 5, 33.

43.Бродянский В. М. Зависимость эффекта Ранка-Хилша от температуры / В. М. Бродянский, А. В. Мартынов // Теплоэнергетика. 1964, № 6.

44.Вакуумная техника: Справочник / [Под общ. ред. Е.С. Фролова, В. Е. Минайчева]. - М. : Машиностроение, 1992. - 480 с.

45.Васильев Ю. Н. Газовые эжекторы со сверхзвуковыми соплами / Ю. Н. Васильев // Исследование сверхзвуковых газовых эжекторов, 1961. - С. 134-151.

46.Васильев Ю. Н. Теория сверхзвукового газового эжектора с цилиндрической камерой смешения / Ю. Н. Васильев // Лопаточные машины и струйные аппараты, 1967. - Вып. 2. - С. 171-235.

47.Вильдер С. И. Оптимальная форма эжекторов промышленных вакуум-насосов / С. И. Вильдер, Б. В. Маркачëв. // Химическое машиностроение, 1961. - № 5. - С. 10-13.

48.Вилякин В. Е. К вопросу охлаждения цилиндрических тел в самовакуумирующейся вихревой трубе / В. Е. Вилякин, Н. Д. Колышев // В кн. : Некоторые вопросы исследования вихревого эффекта и его промышленного применения. Куйбышев, 1974. - С. 219-223.

49.Войтко А. М. Исследование теплоотдачи и гидравлического сопротивления при вихревом движении газа в трубе / А. М. Войтко, С. И.

Глебов // Холодильная техника, 1967, № 9.

50. Волов В. Т. Влияние диффузоров на энергетические характеристики самовакумирующейся вихревой трубы / В. Т. Волов // Вихревой эффект и его промышленное применение, 1981. - С. 92-95.

51. Волов В. Т. Исследование вихревого эжекторного вакуум-насоса / В. Т. Волов // Вихревой эффект и его промышленное применение, 1981. - С. 209-212.

52. Волов В. Т. Исследование радиальных диффузоров с закруткой потока / В. Т. Волов, В. Г. Шахов // Изв. Вузов. Авиационная техника, 1978. - № 3. - С. 148-150.

53. Волов В. Т. Интегральный метод расчета радиально-щелевого диффузора / В. Т. Волов // В сб.: Исследования холодильных машин. Л. : ЛТИХП, 1979, вып. 2.

54. Волов В. Т. Вихревые газовые потоки как пример турбулентной диссипативной структуры / В. Т. Волов, Х. Д. Ламажапов // БШФФ, 1999.

55. Воронин Г. И. Системы кондиционирования воздуха на летательных аппаратах / Воронин Г. И. - М. : Машиностроение, 1973.

56. Вулис Л. А. Об эффекте Ранка / Л. А. Вулис // Изв. АН СССР, ОТН, 1967. - № 10.

57. Вулис Л. А. Элементарная теория эффекта Ранка / Л. А. Вулис, А. А. Кострица // Теплоэнергетика. 1962, № 10.

58. Галеркин Ю.Б. Методы исследования центробежных компрессорных машин / Ю.Б. Галеркин, Ф.С. Рекстин // Л.: Машиностроение, 1969. - 303 с.

59. Головницов А. Г. Ротационные компрессоры / А. Г. Головницов, В. А. Румянцев. - М. : Машиностроение, 1964. - 316 с.

60. Гольдштик М. А. Приближенное решение задачи о ламинарном закрученном потоке в круглой трубе / М. А. Гольдштик // Инж-физ. журнал. - 1959. - Т. 2, № 3.

61. Гольдштик М. А. Вихревые потоки / Гольдштик М. А. - Новосибирск : Наука, 1981. - 366 с.
62. Гольдштик М. А. Вязкие течения с парадоксальными свойствами / Гольдштик М. А., Штерн В. Н., Яворский Н. И. - Изд. : Наука, 1989. - 336 с.
63. Гродзовский Г. Л. К теории вихревой трубы / Г. Л. Гродзовский, Ю. Е. Кузнецов // Изв. АН СССР ОТН, 1954. - № 10.
64. Гуляев А. И. Исследование вихревого эффекта / А. И. Гуляев // ЖТФ, 1965. - Вып. 10, № 35. - С. 1869-1881.
65. Гупта А. Закрученные потоки / Гупта А., Лилли Д., Сайред Н. - М. : Мир, 1987. - 588с.
66. Гуцол А. Ф. Эффект Ранка / А. Ф. Гуцол // Успехи физических наук, 1997. - Т. 167, № 6. - С. 665-687.
67. Дегтярева Т. С. Экспериментальное исследование работоспособности установки эжектор-поршневой вакуумный насос систем МВТУ / Т. С. Дегтярева, В. С. Едемский, Э. Б. Мазурин // Изв. Вузов. Машиностроение, 1994. - № 10. - С. 53-55.
68. Компресори і насоси рідинно-кільцеві. Приймання. Методи випробувань : ДСТУ 3151-95. - К. : Держстандарт України, 1995. - 23 с.
69. Дубинский М. Г. Вихревой вакуум-насос / М. Г. Дубинский // Изв. АН СССР. ОТН, 1956. - № 3. - С. 155-159.
70. Дыскин Л. М. Вихревые термостаты и воздухоосушители / Дыскин Л. М. - Н. Новгород : ННГУ, 1991. - 85 с.
71. Емин О. Н. Исследование рабочего процесса в эжекторе с малым значением коэффициента эжекции / О. Н. Емин, С. П. Зарицкий // Теплоэнергетика, 1969. - № 4. - С. 77-79.
72. Ентов В. М. О параметрах, определяющих вихревой эффект / В. М. Ентов, В. Н. Калашников, Ю. Р. Райский // Изв. АН СССР, МЖГ, 1967. - № 3.
73. Епифанова В. И. Приближённая методика расчётного определения

основных характеристик вихревого эжектора / В. И. Епифанова // Изв. ВУЗов. Транспортное и энергетическое машиностроение, 1975. - № 10. - С. 82-87.

74.Епифанова В. И. Некоторые результаты теоретического и экспериментального исследование вихревого эжектора / В. И. Епифанова, О. А. Ивакин, В. К. Костин // Вихревой эффект и его промышленное применение, 1981. - С. 13-15.

75.Епифанова В. И. Опытное и расчётное исследования вихревого эжектора / В. И. Епифанова, В. К. Костин, В. В. Усанов // Изв. ВУЗов. Транспортное и энергетическое машиностроение, 1975. - № 11. - С. 85-89.

76.Жаринов В. Г. К теории сверхзвукового эжектора с цилиндрической камерой смещения / В. Г. Жаринов, Р. А. Рахимзянов // Физика и техника вакуума, 1974. - С. 302-314.

77.Опыт пуска промышленной установки очистки природного газа от высших углеводородов с применением вихревого эффекта / М. А. Жидков, И. Е. Лейтис, Г. А. Комарова [и др.] // Азотная промышленность, 1981. - № 6. - С. 16-19.

78.Опыт эксплуатации промышленной установки выделения метанола из продувочных газов синтеза с применением вихревой трубы / М. А. Жидков, Г. А. Комарова, В. С. Воробьев [и др.] // Химическая промышленность, 2000, № 5, С. 3-6.

79.Патент РФ № 2035990. Вихревой аппарат / Жидков М. А., Комарова Г. А.

80.Райзман И. А. Жидкостно-кольцевые вакуумные насосы с предвключёнными эжекторами, выпускаемые зарубежными фирмами / И. А. Райзман, В. А. Пирогов // Криогенное и вакуумное машиностроение. Серия ХМ6. - М. : ЦИНТИхимнефтемаш, 1986. - № 3. - 16 с.

81.А. с. 423940 СССР, МКИ F04c7/00; F04c19/00. Жидкостно-кольцевой вакуумный насос / И. А. Райзман, А. И. Рудаков и Э. М. Мац (СССР). - №

1844497/24-6; заявл. 09.11.72; опубл. 15.04.74, Бюл. № 14. - 2 с.

82.А. с. 1566085 СССР, МКИ F04c7/00; F04c19/00. Жидкостно-кольцевая машина / В. А. Максимов, В. А. Пирогов и Л. Г. Рецман (СССР). - № 4402405/40-29; заявл. 04.04.88; опубл. 23.05.90, Бюл. № 19. - 2 с.

83.Закс Ю. И. Новые конструкции геометрических водокольцевых вакуум-насосов и компрессоров / Ю. И. Закс, И. И. Никитин, В. А. Румянцев // Химическое машиностроение, 1962. - № 1. - С. 4-6.

84.Зажигаев Л. С. Методы планирования и обработки результатов физического эксперимента / Зажигаев Л. С., Кишьян А. А., Романков Ю. И. - М. : Атомиздат, 1978. - 232 с.

85.Зайдель А. Н. Ошибки измерений физических величин / А. Н. Зайдель // Перераб. и доп. изд. кн. Элементарные оценки ошибок измерений. - М. : Наука, 1974. - 106 с.

86.Зингер Н. М. Выбор оптимального расстояния сопла от камеры смешения в струйных аппаратах / Н. М. Зингер // Изв. ВТИ, 1949. - № 6. - С. 17-19.

87.Зингер Н. М. Экспериментальное исследование пароструйных компрессоров с различной длиной камеры смешения / Н. М. Зингер // Изв. ВТИ, 1950. - № 10. - С. 6-10.

88.Иванушкин А. М. Стенд для исследования вихревого эффекта. / А. М. Иванушкин // В кн. : Машины, приборы, стенды. - М. : МВТУ им. Н. Э. Баумана, 1972, С. 75.

89.Ильин А. В. Исследование вихревого эжектора для сжатия водяных паров / А. В. Ильин, Б. В. Маргулис // Вихревой эффект и его промышленное применение, 1981. - С. 205-207.

90.Калашников В. Н. Связь вихревого эффекта с числом Росби / В. Н. Калашников, Ю. Д. Райский // Некоторые вопросы исследования вихревого эффекта и его промышленного применения / А. П. Меркулов - С. 4-11.

91.Калашников В. Н. О некоторых закономерностях температурного разделения газа в вихревой трубе / В. Н. Калашников // Изв. АН СССР, МЖГ, 1968. - № 2.

92.Калашников В. Н. О возвратном течении закрученной жидкости в трубе / В. Н. Калашников, Ю. Д. Райский, Л. Е. Тункель // Изв. АН СССР, МЖГ, 1970. - № 1.

93.Кнауб Л. В. Газодинамические процессы в вихревых аппаратах : Монография / Л. В. Кнауб - Одесса : Астропринт, 2003. - 272 с.

94.Коган П. А. Определение оптимальных геометрических характеристик газоструйных аппаратов / П. А. Коган, И. А. Шамис, А. Н. Якушкин // Теплоэнергетика, 1967. - № 9. - С. 69-73.

95.Козлов В. В. Общая теория вихрей / Козлов В. В. - Ижевск. Издательский дом "Удмуртский университет", 1998. - 238 с.

96.Колышев Н. Д. Влияние различных факторов на теплопередачу в самовакумирующейся вихревой трубе / Н. Д. Колышев, В. Е. Вилякин // Вихревой эффект и его промышленное применение, 1981. - С. 126-128.

97.Колышев Н. Д. Исследование температурных режимов тел в самовакумирующейся вихревой трубе / Н. Д. Колышев, В. Е. Вилякин // Вихревой эффект и его промышленное применение, 1981. - С. 122-125.

98.Колышев Н. Д. Исследование вихревого эжектора / Н. Д. Колышев, П. М. Кричевер, В. М. Кудрявцев, В. Г. Михайлов // Некоторые вопросы исследования вихревого эффекта и его пром. применения, 1974. - С. 75-79.

99.Колышев Н. Д. Исследование теплоотдачи в рабочем пространстве вихревой трубы с диффузором / Н. Д. Колышев, Н. Н. Огородников // Труды КуАИ, вып. 37 1969.

100.Кудрявцев В. М. Исследование вихревой трубы, работающей на газах различной физической природы / В. М. Кудрявцев, А. Ю. Цыбров // Некоторые вопросы исследования вихревого эффекта и его пром. применения, 1974. - С.

129-131.

101. Кузнецов В. И. К расчету противоточной вихревой трубы / В. И. Кузнецов, Ю. Д. Терентьев // В сб. "Вопросы глубокого охлаждения", 1972. - С. 129-132.

102. Кузнецов В. И. Теоретическое и экспериментальное исследование противоточной вихревой трубы / В. И. Кузнецов // Доклады на конференции молодых ученых и социалистов, Омск, 1970.

103. Кузнецов В. И. Автореф. дис. ... д-ра. техн. наук. / В. И. Кузнецов. - Л. : техн. ин-т холодильной пром-ти, 1991.

104. Кутателадзе С. С., Волчков Э. П., Терехов В. И. Аэродинамика и теплообмен в ограниченных вихревых потоках / Кутателадзе С. С., Волчков Э. П., Терехов В. И. - Новосибирск : ИТФ СО АН СССР, 1987. - 282 с.

105. Куц П. С. Применение вихревого эффекта для интенсификации сушки распылением / П. С. Куц, Э. Г. Тутова, Г. С. Кабелдин // Вихревой эффект и его промышленное применение, 1981. - С. 79-83.

106. Левин В. Б. О стабилизирующем влиянии вращения потока на турбулентность / В. Б. Левин // Теплофизика высоких температур, 1964. - 2, №6. - С. 892-900.

107. Левченко Д. А. Экспериментальный стенд для сравнения предвключенных эжекторных ступеней различных типов на базе жидкостно-кольцевого вакуум-насоса / Д. А. Левченко // Вісник Сумського державного університету, 2006. - № 10. - С. 143-153.

108. Лейтес И. Л., Комарова Г. А., Жидков М. А. Применение вихревого эффекта в абсорбционных способах очистки газов / И. Л. Лейтес, Г. А. Комарова, М. А. Жидков // Вихревой эффект и его промышленное применение, 1981. - С. 173-177.

109. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа : учеб. [для вузов.] 7-е изд., испр. / Лойцянский Л. Г. - М. : Дрофа, 2003. - 840 с.

110.Лысенко Г. В. К вопросу исследования двухступенчатого жидкостно-кольцевого вакуум-компрессора / Г.В. Лысенко, Л. Т. Караганов, В. П. Григоров // Исследования в области компрессорных машин и технология их производства. Сборник научных трудов. - Сумы, 1973. - Вып. 5. - С. 73-76.

111.Мазурин Э. Б. Повышение эффективности поршневого вакуумного насоса системы МВТУ за счет применения эжекторной приставки : автореф. дис...канд.тех.наук : спец. 05.04.06. / Э. Б. Мазурин - М., 1998. - 16 с.

112.Макаренко Р. А. Кинематика течения в тупиковой части вихревой камеры / Р. А. Макаренко, В. Н. Турик // Прикладна гідромеханіка. - 2001. - Т. 3 (75), № 1. - С. 46-51.

113.Мартынов А. В. Что такое вихревая труба? / А. В. Мартынов, В. М. Бродянский - М. : Энергия, 1976. - 152 с.

114.Мартыновский В. С. "Холодильна техника" №3 / В. С. Мартыновский, В. П. Алексеев // Изв. АН СССР, ОТН № 1, 1956; ЖТФ. - 1956. - Т. 26, № 10.

115.Мартыновский В. С. Исследование эффекта вихревого температурного разделения газов и паров / В. С. Мартыновский, В. П. Алексеев // ЖТФ, 1956. - Вып. 10, № 26, С. 2303-2315.

116.Мартыновский В. С. Эффект Ранка при низких давлениях / В. С. Мартыновский, А. М. Войтко // Теплоэнергетика, 1961. - № 2. - С. 80-85.

117.Мелейчук С. С. Техническое содержание и задачи экспериментальных исследований вакуумных агрегатов на базе жидкостно-кольцевых машин / С. С. Мелейчук // Вістник Сумського державного університету, 2004. - № 13. - С. 80-85.

118.Мелейчук С. С. Экспериментальные исследования воздушной эжекторной ступени жидкостно-кольцевой машины / С. С. Мелейчук, В. М. Арсеньев // Холодильна техніка і технологія, 2005. - №6. - С. 45-49.

119.Мелейчук С. С. Повышение эффективности жидкостнокольцевых машин в системах конденсации / С. С. Мелейчук, В. М. Арсеньев // Праці 11-ї

Міжнародної науково-технічної конференції "Герметичність, вібронадійність та екологічна безпека насосного і компресорного обладнання" - "Гервікон - 2005". - Суми, 2005. - Т. 3. - С. 146-150.

120. Мелешко В. В. Динамика вихревых структур / В. В. Мелешко, М. Ю. Константинов. - К. : Наукова думка. 1993. - 283 с.

121. Меркулов А. П. Исследование совместной работы самовакумирующейся вихревой трубы с диффузором / А. П. Меркулов, В. Т. Волков // Изв. вузов. Авиационная техника, 1979. - № 1.

122. Меркулов А. П. Исследование температурных полей вихревой трубы с диффузором / А. П. Меркулов, Н. Д. Колышев // Труды КуАИ, 1965. - Вып. 22.

123. Меркулов А. П. Вихревой эффект и его применение в технике / Меркулов А. П. - М. : Машиностроение, 1969. - 184 с.

124. Меркулов А. П. Гипотеза взаимодействия вихрей. Куйбышевский авиационный институт / А. П. Меркулов // Известия высших учебных заведений. Энергетика, № 3. - 1964. - С. 74-82.

125. Меркулов А. П. Энергетика и необратимость вихревого эффекта / А. П. Меркулов // Вихревой эффект и его применение в технике. – Куйбышев, 1981. - С. 5—12.

126. Меркулов А. П. Характеристики и расчет вихревого холодильника / А. П. Меркулов // Холодильная техника, 1958. - № 3.

127. Меркулов А. П. Автореферат канд. дисс. / А. П. Меркулов. - Куйбышевский авиационный институт, 1956.

128. Меркулов А. П. Совместная работа вихревой трубы и диффузора / А. П. Меркулов // Холодильная техника, 1962. - № 4.

129. Меркулов А. П. Исследование вихревой трубы с дополнительным потоком / А. П. Меркулов, Ш. А. Пиралишвили // Сб. статей: «Некоторые вопросы исследования тепловых машин». - Куйбышев, 1969, С. 120-129.

130. Меркулов А. П. Исследование вихревой трубы / А. П. Меркулов //

Журнал технической физики, 1956. - Т . 26, вып. 6.

131.Метенин В. И. Исследование противоточных вихревых труб / В. И. Метенин // Инженерно-физический журнал, 1964. - Т. 7, № 2.

132.Метенин В. И. К выводу уравнения рабочего процесса идеальной вихревой трубы / В. И. Метенин // Изв. вузов. Авиационная техника, 1972. - № 2. - С. 175-176.

133.Потураев В. Н. Механика вибрационно-пневматических машин эжекторного типа / [Потураев В. Н., Булат А. Ф., Волошин А. И. и др.] - К. : Наук. Думка, 2001. - 176 с.

134.Механические вакуумные насосы / [Е. С. Фролов, И. В. Автономова, В. И. Васильев и др.] - М. : Машиностроение, 1989. - 288 с.

135.Немира К. Б. Испытание вихревого сепаратора / К. Б. Немира, А. В. Мартынов // Вихревой эффект и его промышленное применение, 1981. - С. 180-183.

136.Нецветаев В. А. Построение профиля щелевого диффузора для вихревой трубы / В. А. Нецветаев // Некоторые вопросы исследования вихревого эффекта и его пром. применения, 1974. - С. 106-111.

137.Николаев В. В. Разделение и очистка газовых смесей с использованием эффекта вихревой трубы / В. В. Николаев, В. П. Овчинников, С. А. Молчанов [и др.] // Обз. инф. Сер. "Подготовка и переработка газа и газового конденсата". - М. : ИПЦ Газпром, 1996.

138.Отчет о НИР "Исследование вакуумных агрегатов для передвижных и транспортабельных барокамер". НПО Криогенмаш.- Балашиха, 1977. (№ гос. рег. 77072918).

139.Отчет о НИР "Исследование жидкостнокольцевых вакуумных насосов в двухступенчатой компоновке". СФХПИ им. В. И. Ленина. - Сумы, 1982. (№ гос. рег. 0182.6058105).

140.Отчет о НИР "Разработка и исследование воздухоотсасывающего

агрегата для конденсаторов паровых турбин на базе использования водокольцевых насосов". Завод-ВТУЗ при ПО ЛМЗ. - Л., 1976. (№ гос. рег. 76064610).

141. Отчет о НИР "Разработка методики расчета и создание взрывопожаробезопасных вакуумных агрегатов на базе сверхзвуковых эжекторов и жидкостно-кольцевых вакуумных насосов". НПО Криогенмаш. - Балашиха, 1975. (№ гос. рег. 75012758).

142. Панченко В. И. Вихревой эжектор, работающий в широком диапазоне эжектирующего газа / В. И. Панченко, Б. С. Виноградов, Г. В. Малков // Вихревой эффект и его промышленное применение, 1981. - С. 212-215.

143. Панченко В. И. Влияние конструктивных параметров на характеристики вихревых эжекторов / В. И. Панченко, Г. Н. Толстухин, Б. С. Виноградов, Г. В. Малков // В сб.: Газодинамика двигателей летательных аппаратов. Казань, 1978. - Вып. 1.

144. Петухова Г. А. Теоретическое и экспериментальное исследование струйных насосов с конической камерой смешения / Петухова Г. А. // Изв. ВУЗов. Энергетика, 1971. - № 2. - С. 52-56.

145. Пешехонов П. Ф. Приборы для измерения давления, температуры и направления потока в компрессорах / Пешехонов П. Ф. - М. : Оборонгиз, 1962. - 185 с.

146. Пиралишвили Ш. А. Экспериментальное исследование вихревой трубы с дополнительным потоком / Ш. А. Пиралишвили, В. Г. Михайлов // Сб. статей: «Некоторые вопросы исследования теплообмена и тепловых машин». - Куйбышев, 1973. - С. 64-74.

147. Пиралишвили Ш. А. Вихревой эффект. Эксперимент, теория, технические решения / Ш. А. Пиралишвили, В. М. Поляев, М. Н. Сергеев ; под ред. А. И. Леонтьева. - М. : УНПЦ «Энергомаш», 2000. - 412 с.

148. Поляков А. А. Исследование работы вихревой трубы на влажном

воздухе / А. А. Поляков // Вихревой эффект и его применение в технике. - Куйбышев : Авиац. ин-т, 1976. - С. 44-48.

149. Пономаренко С. Н. Методика определения основных рабочих характеристик эжекторных установок для пневмотранспорта / С. Н. Пономаренко, А. А. Волошин // Алгоритмы и программы для расчета вибропневмотранспортных систем. - К. : Наук.Думка, 2002. - С. 123-134.

150. Пономаренко С. Н. Исследование угла взаимодействия газовых потоков при их смешивании в кольцевом эжекторе / С. Н. Пономаренко // Науковий вісник ДДМА 2007. - № 3.

151. Преображенский В. П. Теплотехнические измерения и приборы / Преображенский В. П. - М. : Энергия, 1978. - 704 с.

152. Пуанкаре А. Теория вихрей / Пуанкаре А. - М. : Ижевск: РХД, 2000. - 160 с.

153. Райзман И. А. Жидкостно-кольцевые вакуумные насосы и компрессоры / Райзман И. А. - Казань : КГТУ, 1995. - 258 с.

154. Райзман И. А. Выбор оптимальных параметров воздушной эжекторной приставки для жидкостнокольцевого вакуумного насоса / И. А. Райзман, А. И. Рудаков // Современные конструкции струйных, механических, сорбционных и др. насосов, применяемых с целью получения вакуума в химических и сушильных аппаратах. - Казань, 1970. - С. 46-47.

155. Райзман И. А. Графоаналитический метод оптимизации параметров воздушной эжекторной приставки ЖКВН / И. А. Райзман, А. И. Рудаков // Физика и техника вакуума. - Казань : Казанский ин-т, 1974. - С. 293-295.

156. Райзман И. А. Определение оптимальных параметров воздушной эжекторной приставки жидкостнокольцевого вакуум-насоса с цилиндрической и конической камерами смешения / И. А. Райзман, А. И. Рудаков // Труды КХТИ, 1971. - Т. 49. - С. 96-104.

157. Райзман И. А. Экспериментальное исследование воздушных

эжекторных приставок / И. А. Райзман, А. И. Рудаков, А. Г. Давыдчик // Новые разработки физических, сорбционных и др. типов вакуумных насосов. - Казань, 1972. - С. 120-122.

158.Рудаков А. И. Исследование эжекторных приставок жидкостно-кольцевых машин: автореф. дис...канд.тех.наук : спец. 05.04.90 / А. И. Рудаков. - Казанск.химико-технолог. ин-т. - Казань, 1975. - 19 с.

159.Рудаков А. И. Оптимизация параметров воздушной эжекторной приставки жидкостнокольцевого вакуум-насоса с использованием ЭВМ / А. И. Рудаков, М. С. Нуразбин, И. А. Райзман // Новые разработки физических, сорбционных и др. типов вакуумных насосов. - Казань, 1972. - С. 126-128.

160.Седов Л. И. Механика сплошной среды / Седов Л. И. - М. : Наука, 1970.

161.Соколов Е. Я. К расчету эжекторных установок для пневмотранспорта / Е. Я. Соколов // Теплоэнергетика, 1954. - № 8. - С. 37-40.

162.Соколов Е. Я. Теоретическое и экспериментальное исследование газоструйных эжекторов / Е. Я. Соколов, К. С. Андреева // Изв. ВТИ, 1952. - № 4. - С. 14-16.

163.Соколов Е. Я. Струйные аппараты / Е. Я. Соколов, Н. М. Зингер - М. : Энергоатомиздат, 1989. - 352 с.

164.Соколов Е. Я. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения / Е. Я. Соколов, В. М. Бродянский. - М. : Энергия, 1968.

165.Суслов А. Д. Вихревые аппараты / А. Д. Суслов, С. В. Иванов, А. В. Мурашкин, Ю. В. Чижиков - М. : Машиностроение, 1985. - 256 с.

166.Тарунин Е. Л. Вычислительные эксперименты для вихревой трубки Ранка-Хилша / Е. Л. Тарунин, О. Н. Аликина // Вычислительные технологии, 2001. - Т. 6,4.2. - С. 363-371.

167.Тетюриков В. И. Ротационные вакуум-насосы и компрессоры с жидкостным поршнем / Тетюриков В. И. - М. : Машгиз, 1960. - 251 с.

168.Том А. Числовые расчеты полей в технике и физике / Том А., Эйплт К. —М. : Энергия, 1964—207 с.

169.Триполко С. С. Повышение предельного вакуума водокольцевых и ротационно-пластинчатых вакуум-насосов с помощью газового эжектора / С. С. Триполко // Химическое машиностроение, 1962. - № 5. - С. 23-24.

170.Тсацаронис Д. Взаимодействие термодинамики и экономики для минимизации стоимости энергопреобразующей системы / Д. Тсацаронис. - Одесса, 2002. - 152 с.

171.Турик В. Н. О гидродинамической неустойчивости течений в вихревых камерах / В. Н. Турик // Промислова гідравліка і пневматика, 2006. - № 3 (13). - С. 32-37.

172.Турик В. Н. Когерентные вихревые структуры в ограниченных закрученных потоках / В. Н. Турик // Вісник Черкаського державного технологічного університету. - 2004. - № 2. - С. 58-67.

173.Успенский В. А. Струйные вакуумные насосы / В. А. Успенский, Ю. М. Кузнецов. - М. : Машиностроение, 1973. - 144 с.

174.Устименко Б. П. Сб. "Циклонные энерготехнологические процессы и установки" / Устименко Б. П., Змейков В. Н., Бухман М. А.. - М., 1967.

175.Устименко Б. П. Процессы турбулентного переноса во вращающихся течениях / Б. П. Устименко. - Алма-Ата : Наука КазССР, 1977. – 228 с.

176.Фундаментальные и прикладные проблемы теории вихрей / Под редакцией А. В. Борисова, И. С. Мамаева и М. А. Соколовского. - Москва-Ижевск : Институт компьютерных исследований, 2003. - 704 с.

177.Халатов А. А. Теория и практика закрученных потоков / Халатов А. А. – К. : Наукова думка, 1989. - 192 с.

178.Ходорков И. Л. Эффективность использования вихревых труб / И. Л. Ходорков, Ж. В. Поршневу, М. А. Жидков // Нефтегазовые технологии, 2004. - № 1. - С. 41-45.

179. Патент РФ № 2202078. Способ ожижения природного газа / Ходорков И. Л. [и др.].

180. Патент РФ № 2180420. Способ редуцирования давления природного газа / Ходорков И. Л., Пошернев Н. В. [и др.].

181. Патент РФ № 2168683. Способы выделения ожиженных углеводородов из природного газа / Ходорков И. Л., Пошернев Н. В. [и др.].

182. Чарный Н. А. К теории вихревого холодильника / Н. А. Чарный // Изв. АН СССР. ОТН, 1962. - № 6. - С. 142-145.

183. Чернов А. Н. Н. Исследование процесса компонентного разделения углеводородных газовых смесей в вихревой трубе / А. Н. Чернов, Е. М. Брещенко, Г. Н. Бобровников // Вихревой эффект и его промышленное применение, 1981. - С. 177-180.

184. Черныш Н. К. Закрученные потоки и эффект Ранка – Хилша / Черныш Н. К. - Мн. : Медисонт, 2006, 352 с.

185. Черныш Н. К. Теория и расчет идеальных вихревых устройств / Черныш Н. К. - Мн. : Медисонт, 2010, 372 с.

186. Чижиков Ю. В. Определение диаметра вихревой трубы в зависимости от степени расширения газа / Ю. В. Чижиков // Изв. вузов. Машиностроение, 1972. - № 7. - С. 87-90.

187. Чинь-Ко-Фа. Автореферат канд. дисс. МВТУ им. Баумана. - М., 1962.

188. Чистяков С. Ф., Радун Д. В. Теплотехнические измерения и приборы / С. Ф. Чистяков, Д. В. Радун. - М. : Высшая школа, 1972. - 392 с.

189. Шенк Х. Теория инженерного эксперимента; [пер. с англ. Е. Г. Коваленко; под ред. Н. П. Бусленко] / Шенк Х. - М. : Мир, 1972. - 381 с.

190. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя / Шлихтинг Г. - М. : Наука, 1974. - 712 с.

191. Щербина А. Н. Исследование эжекторного вакуумного насоса / А. Н. Щербина, В. А. Зацепин, В. Е. Баранов, А. Г. Леви, С. И. Юрков // Изв.

Челябинского научного центра, 2003. - Вып. 3. - С. 39-43.

192.Щукин В. К. Теплообмен, массообмен и гидродинамика закрученных потоков в осесимметричных каналах / В. К. Щукин, А. А. Халатов. - М. : Машиностроение, 1982. - 199 с.

193.Якуба А. Р. Анализ и оценка сил, действующих на частицы в сепараторах с закрученными потоками / А. Р. Якуба, А. Н. Калашников // Вісник Сумського державного університет, 1998. - № 2 (10). - С. 41-45.

194.Якуба А. Р. Структура потоков прямооточных вихревых аппаратов / А. Р. Якуба, С. А. Кузько // Гидравлические машины и аппараты, 1994. - С. 291-299.

195.Якуба А. Р. Оценка эффективности улавливания пыли циклонами и вихревыми аппаратами / А. Р. Якуба, Б. С. Сажин, В. Н. Галич, Б. И. Зуган // Химическая промышленность, 1984. - № 7. - С. 47-48.

196.Bruun H. H. Experimental investigation of the energy separation in Vortex tubes. J. Mechan. Engng. Sci. 1969. - V. 11, № 6. - P. 567-583.

197.C. David J., Cole J. A. On the Ranque effect / C. David J., Cole J. A. - "Proc. 3 rd Can. Congr. Appl. Mech., Calgary, 1971".

198.Deissler R. G. Int, J. Heat Mass Transfer, 1960. - 1, № 2.

199.Fulton C. Ranque's Tube / Fulton C. // Refrigerating Engineering, 1950. - № 5. - P. 12-19.

200.Hartnett I. P., Eckert E. R. Experimental Study of the Velocity and Temperature Distribution in a HighVelocity vortexType flow, Transactions of the ASME, № 4, May, 1957. - P. 751-758.

201.Hilsh R. Die Expansion von Gasen in Zentrifugalfeld als Kaelterpocess / Hilsh R. // Zeitschrift fur natartorschung, 1946. - P. 85-88.

202.Hoffman E. R., Joubert P. N. Journal of Fluid Mechanics, 1963. - Vol. 16, part 3.

203.Kassner R., Knoernschild.E. Friction Laws and Energy Transfer in

Circular Flow, Technical Report № F-TR-2198-ND, GS-USAF, Wright-Patterson Air Force, 1948. - № 78.

204.Ranque G. L. Experiences sur le Deteute Giratoire avec Productions Simultances d'un Echappement d'Air chaud et d'Air froid / Ranque G. L. // Phisique et le Radium, 1933. - P. 112.

205.Reynolds A. J. On Energy Separation by Aerodynamic Processes, J: Aero/Space Science, 1961. - Vol. 28, № 3.

206.Rose W.G. Trans. ASME, 1962. - Vol. 29, ser. E. №4.

207.Scheper G. TheVortextube-Internal Flow Data and a Heat Transfer Theory / Scheper G. // Refrigerating Engineering, 1951. - № 10. - P. 32-35.

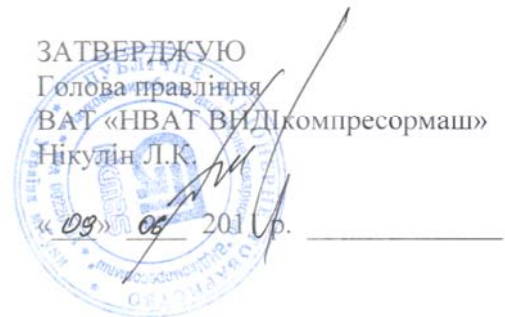
208.Taylor G. I. Stability of viscous liquid contained between two rotating cylinders. - Phil. Trans. Roy. Soc. London, Ser. A, 1923, 223, p. 289-343.

209.Van Deemter J. J.: On the theory of the Ranque-Hilsh Cooling Effect, Applied Scientific Research, Netherland, Sec A, 1952. - Vol 3.

ПРИЛОЖЕНИЕ А (АКТЫ ВНЕДРЕНИЯ)

ПРИЛОЖЕНИЕ А.1

ЗАТВЕРДЖУЮ
Голова правління
ВАТ «НВАТ ВНДІкомпресормаш»
Нікулін Л.К.
«09» 09 2019р.



АКТ впровадження результатів дисертаційної роботи

Даним актом засвідчується, що наукові результати дисертаційної роботи здобувача Левченка Дмитра Олексійовича на тему «Вдосконалення робочого процесу вихрової ежекторної ступені вакуумного агрегату на базі рідинно-кільцевого вакуум-насоса» впроваджені у ВАТ «НВАТ ВНДІкомпресормаш» і використовуються для розрахунку передувімкнених вихрових ежекторних ступеней вакуумних агрегатів на базі РКВН.

Отримані наукові результати та основані на них технічні рішення дозволили розширити межі використання РКВН за рівнем гранично досяжного вакууму при різних типах водопостачання вакуумного агрегату. При цьому вакуумний агрегат на базі РКВН агрегатований з вихровим ежектором зберігає такі основні переваги РКВН, як можливість відкачування забруднених, вибухонебезпечних, токсичних газів та парогазових сумішей.

Заст. голови правління по науці



Р.З. Негреба

Виконавець



Д.О. Левченко

ПРИЛОЖЕНИЕ А.2

ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор з наукової роботи

Сумського державного університету



_____ А.М. Черноус

_____ 06 _____ 2011 р.

АКТ

впровадження матеріалів дисертаційної роботи асистента кафедри технічної теплофізики Сумського державного університету Левченка Дмитра Олексійовича у навчальний процес

«09» 06 2011 р.

м. Суми

Даним актом засвідчується, що матеріали дисертаційної роботи Левченка Дмитра Олексійовича на тему «Вдосконалення робочого процесу вихрової ежекторної ступені вакуумного агрегату на базі рідинно-кільцевого вакуум-насоса» впроваджені у навчальний процес на факультеті технічних систем та енергоефективних технологій СумДУ у курсі «Об'ємні компресори», що викладається для студентів напряму підготовки «Енергомашинобудування» спеціальності 05060405 «Компресори, пневмоагрегати та вакуумна техніка»

Декан факультету ТСЕТ

О.Г. Гусак

В.о. зав. кафедри технічної

С.М. Ванесєв