

Министерство образования и науки Украины
Сумский государственный университет

На правах рукописи

Бережной Александр Сергеевич

УДК 621.438+621.541

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ РАБОЧИХ ХАРАКТЕРИСТИК
СТРУЙНО-РЕАКТИВНОГО ПНЕВМОАГРЕГАТА НА ОСНОВЕ
УТОЧНЕНИЯ МОДЕЛИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА**

05.05.17 – гидравлические машины и гидропневмоагрегаты

Диссертация на получение научной степени кандидата технических наук

Научный руководитель

Ванеев Сергей Михайлович

канд. техн. наук, доцент

Сумы – 2014

СОДЕРЖАНИЕ

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ.....	4
ВВЕДЕНИЕ.....	7
РАЗДЕЛ 1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА, ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ	
ИССЛЕДОВАНИЯ.....	15
1.1 Проблема надежности и долговечности пневмоагрегатов.....	15
1.2 Сравнительный анализ пневмодвигателей разных типов.....	17
1.3 Приводы шаровых кранов.....	24
1.4 Конструкция струйно-реактивной расширительной машины и принцип её действия.....	33
1.5 Возможные области применения струйно-реактивных пневмоагрегатов.....	41
1.6 Цели и задачи исследования.....	44
1.7 Выводы.....	45
РАЗДЕЛ 2 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕЧЕНИЯ ГАЗА В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ СТРУЙНО-РЕАКТИВНОЙ РАСШИРИТЕЛЬНОЙ МАШИНЫ	
2.1 Общий теоретический анализ процесса течения газа в проточной части струйно-реактивной расширительной машины	47
2.2 Поэлементный анализ течения газа в струйно-реактивной расширительной машине	58
2.2.1 Анализ работы питающего сопла.....	60
2.2.2 Анализ течения газа на цилиндрических участках	63
2.2.3 Анализ течения газа в коническом диффузоре.....	66
2.2.4 Анализ течения газа на поворотах и коленах.....	67
2.2.5 Анализ течения газа в тяговом сопле.....	68
2.3 Численное моделирование процессов течения газа в струйно- реактивной расширительной машине.....	71
2.4 Выводы.....	80

РАЗДЕЛ 3 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ СТРУЙНО-РЕАКТИВНОЙ РАСШИРИТЕЛЬНОЙ МАШИНЫ И ПНЕВМОАГРЕГАТОВ НА ЕЁ ОСНОВЕ	82
3.1 Задачи экспериментальных исследований	82
3.2 Схема и описание экспериментального стенда	82
3.3 Измерительные приборы.....	84
3.4 Основные результаты экспериментальных исследований	86
3.5 Обработка результатов экспериментальных исследований	95
3.6 Определение погрешностей прямых и косвенных измерений.....	104
3.7 Регрессионный анализ и оценка погрешностей аппроксимаций	107
3.8 Выводы.....	108
РАЗДЕЛ 4 ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПНЕВМОАГРЕГАТОВ НА ОСНОВЕ СТРУЙНО-РЕАКТИВНОЙ РАСШИРИТЕЛЬНОЙ МАШИНЫ.....	110
4.1 Постановка задачи и исходные данные	110
4.2 Алгоритм и методика общего проектирования	113
4.3 Методика проектирования струйно-реактивного пневмопривода на примере привода шарового крана DN 500 PN 80	120
4.3.1 Винтокулисный механизм редукции	121
4.3.2 Прецессионный механизм редукции.....	125
4.3.3 Анализ полученных результатов.....	132
4.4 Выводы.....	134
ВЫВОДЫ	135
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	138
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	153

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ

Условные обозначения

- p, p^* – статическое, полное давления, Па;
- t – температура, °С;
- T, T^* – абсолютная статическая, полная температура, К;
- R – удельная газовая постоянная, Дж/(кг·К);
- ρ – плотность, кг/м³;
- k – показатель адиабаты;
- n – частота вращения, об/мин;
- G – массовый расход, кг/с;
- f – площадь поперечного сечения, м²;
- U – окружная скорость, м/с;
- W – скорость в относительном движении, м/с;
- c – скорость в абсолютном движении, м/с;
- a – скорость звука, м/с;
- M – момент, Н·м; число Маха;
- N – мощность, Вт;
- Re – число Рейнольдса;
- α – коэффициент утечек;
- λ – безразмерная (приведенная) скорость;
- φ – коэффициент скорости сопла;
- η – коэффициент полезного действия;
- σ – коэффициент восстановления полного давления;
- ζ – коэффициент местного сопротивления; относительная величина потерь мощности;
- μ – коэффициент расхода сопла;
- δ – зазор между питающим соплом и рабочим колесом, мм;
- Δ – зазор между стенками корпуса и ротором, мм;

- ν – коэффициент кинематической вязкости, m^2/c ;
 c_x – коэффициент аэродинамического (профильного) сопротивления;
 $K_{c.в}$ – коэффициент аэродинамического сопротивления вращению, $kg \cdot m^2$;
 h – ход иглы, mm ;
 D – диаметр рабочего колеса, m ;
 B – ширина поперечного сечения плеча рабочего колеса, m ;
 H – длина поперечного сечения плеча рабочего колеса, m ;
 i – передаточное число.

Индексы

- τ – проекция в окружном направлении;
 r – проекция в радиальном направлении;
 w – параметр в относительном движении;
 u – окружной параметр;
 $кр$ – параметр критического сечения сопла;
 $ср$ – параметр среза сечения сопла;
 n – параметр питающего (подводящего) сопла;
 t – параметр тягового сопла;
 $пуск$ – параметр на пусковом режиме;
 $уд$ – удельный параметр;
 $х.х$ – параметр холостого хода;
 $с.в$ – параметр аэродинамического сопротивления вращению;
 x – индекс, определяющий коэффициент аэродинамического сопротивления;
 s – изоэнтропные параметры;
 $\left. \begin{array}{l} 1 \\ 2 \\ 3 \\ 4 \\ 5 \\ 6 \end{array} \right\}$ – индексы характерных сечений (см. рис. 2.4).

Сокращения

- ГРС – газораспределительная станция;
- ГРП – газораспределительный пункт;
- СРТ – струйно-реактивная турбина;
- СРРМ – струйно-реактивная расширительная машина;
- СРПД – струйно-реактивный пневмодвигатель;
- ТДА – турбодетандерный агрегат;
- ТДУ – турбодетандерная установка;
- DN – условный диаметр (англ. – «diameter nominal»);
- PN – номинальное давление (англ. – «pressure nominal»);
- КС – компрессорная станция;
- МГ – магистральный газопровод;
- ГПА – газоперекачивающий агрегат;
- РТ – рабочее тело;
- РК – рабочее колесо;
- ПС – подводящее (питающее) сопло;
- ТС – тяговое сопло;
- ГТ – газовый тракт;
- СумГУ – Сумский государственный университет.

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы. Вопрос энергосбережения и разумного использования энергетического потенциала нашей планеты всегда являлся актуальным и первоочередным. Однако сейчас, в связи с тем, что многие страны находятся на грани энергетического кризиса, эта проблема ощущается особенно остро. И Украина не является исключением. Одним из определяющих путей решения этой проблемы является использование (утилизация) вторичных энергоресурсов. В настоящее время огромное количество эксэргии сжатых газов и паров безвозвратно теряется на редукторах и регуляторах давления ГРС и ГРП [1]. По данным [2] количество ГРС Украины в середине 90-х годов 20 века составляло около 1100 ГРС, потери энергии на которых составляли более $3 \cdot 10^8$ кВт·ч/год. В 2006 году количество ГРС Украины уже составляло более 1500 [3], а потенциал энергии избыточного давления природного газа оценивался в $2,3 \cdot 10^9$ кВт·ч/год [4].

Мировой опыт показывает, что эту энергию возможно и необходимо утилизировать, и для решения задачи в наиболее развитых странах принимаются соответствующие законы и осуществляется финансирование разработок по созданию утилизирующих систем.

Еще в 2000 г. в США был разработан стратегический план развития малых локальных энергоустановок, базирующихся на турбодетандерных электрогенераторных установках и агрегатах [5]. В этом плане предполагается одни из ключевые усилия приложить к разработке газовых турбин мощностью от 25 до 1000 кВт, поднять КПД энергоустановок на базе этих турбин до 40 % и получить их удельную стоимость ниже 500 долл/кВт. В этом же 2000 г. число заказов на малое энергогенерирующее оборудование в США увеличилось в 1,5-2 раза. Подобной стратегии в области использования потенциала вторичных энергоресурсов стали придерживаться и другие страны [6].

Другой не менее актуальной задачей современной газотранспортной отрасли является задача создания пневматического (газового), эффективного,

надежного и удобного в эксплуатации привода для безопасного функционирования магистральных газопроводов.

В соответствии с последними требованиями НАК «Нафтогаз України» и ОАО «Газпром» [7] приводы шаровых кранов, устанавливаемых на компрессорных станциях и на линейной части магистральных газопроводов, должны использовать в качестве рабочего тела неподготовленный (непосредственно из трубы) природный газ и обеспечивать управление краном при давлении газа на входе в привод: для PN63 – 1,5 МПа; PN80 и PN100 – 2,5 МПа; PN160 – 3,5 МПа; PN250 – 4,5 МПа; PN420 – 8,0 МПа. При этом температура газа на входе в привод может изменяться в пределах от -30 °С до +80 °С.

Такие сложные требования практически полностью исключили возможность использования для кранов с DN > 300 мм чисто пневматических (газовых) приводов объемного принципа действия (поршневых, шестеренных, ротационно-пластинчатых и др.) [8].

Для решения этих задач (создание безопасных пневмоприводов арматуры и утилизации потенциальной энергии давления сжатых газов и паров) могут использоваться агрегаты на базе струйно-реактивной расширительной машины (СРРМ) [9]. Для рассматриваемых областей применения эти машины имеют ряд несомненных преимуществ перед классическими (осевыми и центростремительными).

Одной из причин незначительного использования струйно-реактивной расширительной машины в газотранспортной отрасли стала недостаточная изученность вопроса проектирования агрегатов на базе принципиально новой машины как основного исполнительного элемента и, как следствие, отсутствие опыта создания таких пневмоагрегатов [10]. В связи с прогнозируемым большим потенциалом использования этих машин в будущем, данная работа посвящена углублению знаний теории «сегнерова колеса» (принцип действия СРРМ) и проектированию пневмоагрегатов на его основе, на примере пневмоприводов для шаровых кранов.

Связь работы с научными программами, планами, темами.

Диссертационная работа выполнялась согласно с планами научно-исследовательских работ кафедр технической теплофизики и прикладной гидроаэромеханики Сумского государственного университета в соответствии с государственной научно-технической программой «Новейшие и ресурсосберегающие технологии в энергетике, промышленности и агропромышленном комплексе». Соискатель был исполнителем госбюджетной научно-исследовательской работы: «Исследования рабочих процессов энергетических машин» (№0110U004210).

Цель и задачи исследований. *Цель исследования* – уточнение рабочего процесса и методики расчета основных параметров и характеристик струйно-реактивных пневмоагрегатов.

Задачи исследования:

- выполнить анализ возможностей использования струйно-реактивных пневмоагрегатов небольшой мощности (до 500 кВт), а также сравнение таких пневмоагрегатов с пневмогидроприводами шаровых кранов больших проходных сечений, которые используются в данное время;
- определить особенности процесса расширения рабочего тела и выполнить поэлементный анализ потерь в проточной части расширительной машины струйно-реактивного типа, на основе которых уточнить математическую модель;
- провести экспериментальные исследования расширительной машины струйно-реактивного типа; с учетом полученных экспериментальных данных уточнить методику расчета характеристик этой машины;
- выполнить моделирование, исследование течения газа в проточной части струйно-реактивной машины при помощи программного комплекса FlowVision и провести верификацию полученных результатов;
- дать практические рекомендации по созданию струйно-реактивных пневмоагрегатов.

Объект исследования – рабочий процесс струйно-реактивной расширительной машины и пневмоагрегатов на её основе.

Предмет исследования – взаимосвязь газодинамических параметров рабочего процесса и геометрических параметров струйно-реактивных пневмоагрегатов с их характеристиками.

Методы исследования. Во время решения поставленных задач использовался анализ и обобщение известных литературных источников, что позволило доказать актуальность темы исследования, сформулировать его цель и задачи. Аналитическое исследование потерь полного давления в проточной части струйно-реактивной турбины, основанное на поэлементном расчете газового тракта и численном эксперименте позволило уточнить существующую модель рабочего процесса. Численный эксперимент, выполненный на основе законов сохранения энергии и материи в дифференциальной форме, которые являются фундаментальными в технической гидро- и аэромеханике, наглядно подтвердил картину течения в расширительной машине и позволил получить рабочие характеристики. Физический эксперимент был выполнен с целью подтверждения адекватности математической модели рабочего процесса и получения основных взаимосвязей газодинамических и геометрических параметров, как в размерном, так и безразмерном видах. Результаты теоретических и экспериментальных исследований обработаны с использованием методов теории вероятности и математической статистики.

Научная новизна полученных результатов:

- теоретически обоснована и экспериментально подтверждена возможность применения струйно-реактивных пневмоагрегатов различного назначения, в частности, в качестве пневмоприводов шаровых кранов;
- впервые выполнен поэлементный анализ потерь в проточной части струйно-реактивной расширительной машины, что позволило уточнить физическую картину происходящих в ней процессов, определить элементы, в наибольшей степени влияющие на её эффективность и создать адекватную математическую модель течения;

- впервые исследовано влияние на эффективность струйно-реактивного пневмодвигателя зазора между рабочим колесом и корпусом; получены экспериментальные коэффициенты и зависимости, которые учитывают потери на аэродинамическое сопротивление во время вращения рабочего колеса в среде вязкого газа, что позволило уточнить методику расчета геометрических параметров и энергетических характеристик расширительной машины;

- при помощи программного комплекса FlowVision выполнено моделирование и исследование течения газа в проточной части струйно-реактивной расширительной машины, проведено сравнение полученных результатов с результатами экспериментальных исследований, что позволило оценить возможность использования этого комплекса для исследования и проектирования струйно-реактивных пневмоагрегатов.

Практическое значение полученных результатов:

- разработана методика поэлементного расчета потерь в проточной части струйно-реактивной расширительной машины, что позволяет создать агрегат с высокими показателями эффективности;

- впервые экспериментально получена зависимость коэффициента аэродинамического (профильного) сопротивления рабочего колеса расширительной машины струйно-реактивного типа от числа Рейнольдса и даны практические рекомендации по выбору зазора между рабочим колесом и корпусом машины;

- разработаны алгоритм и методика проектирования струйно-реактивных пневмоприводов шаровых кранов магистральных газопроводов, позволившие ускорить процесс их расчета и проектирования;

- выполнен расчет пусковых моментов струйно-реактивного пневмодвигателя в программном комплексе FlowVision и их сравнение с экспериментальными данными для различных геометрических размеров тягового и питающего сопел, а также давлений на входе струйно-реактивного пневмопривода, результаты которого с погрешностью не более 5% совпадают с результатами эксперимента.

- основные результаты теоретических и экспериментальных исследований используются при выполнении курсовых и дипломных проектов, бакалаврских, дипломных и магистерских работ, при чтении спецкурсов «Пневмодинамические машины и установки», «Расширительные турбомашин радиального типа» для специальностей «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика» и «Компрессоры, пневмоагрегаты и вакуумная техника» в Сумском государственном университете, а также внедрены на предприятиях ОАО «Вариант-Гермотехника» и ЧП «Промэнергомаш» при проектировании номенклатурного ряда пневмоагрегатов небольшой мощности.

Личный вклад соискателя. Основные научные и практические результаты диссертационной работы получены автором самостоятельно. Постановка задач исследований, анализ и обсуждение полученных результатов выполнялись соискателем совместно с научным руководителем.

В работах [11, 24] соискателем были выполнены расчеты и анализ влияния длины плеча ротора и коэффициента утечек на значение оптимальной приведенной окружной скорости струйно-реактивной расширительной машины, соответствующее максимуму КПД. В работах [12, 13] роль соискателя заключалась в обобщении теоретических и ранее полученных практических безразмерных зависимостей, влияющие на показатели эффективности турбины и агрегата в целом. В работах [14–16, 25] соискателю принадлежит проведение физического эксперимента, обработка результатов и составление выводов. В работах [17, 26] соискатель в соавторстве проводил численные расчеты в программном комплексе FlowVision с целью отладки методики численного исследования на примере нереверсивной струйно-реактивной турбины для турбодетандерного агрегата. Работы [18, 19, 22, 27] посвящены проведению численных исследований газодинамических процессов в газовом тракте СРРМ и сравнению их с физическим экспериментом, в чем соискатель принимал непосредственное участие. В работах [20, 21, 28] соискателю принадлежит обобщение существующего материала и сравнительный анализ полученных характеристик в соавторстве.

Апробация работы. Основные положения диссертационной работы докладывались и обсуждались на:

- Всеукраинской межвузовской научно-технической конференции «Сучасні технології в промисловому виробництві» (г. Сумы, 2010 г.);
- II Всеукраинской межвузовской научно-технической конференции «Сучасні технології в промисловому виробництві» (г. Сумы, 2012 г.);
- XIII Международной научно-технической конференции «Промышленная гидравлика и пневматика» (г. Чернигов, 2012 г.);
- VIII Международной научно-технической конференции посвященной 90-летию Одесской государственной академии холода «Современные проблемы холодильной техники и технологии» (г. Одесса, 2012 г.);
- IX Международной научно-технической конференции «Современные проблемы холодильной техники и технологии» (г. Одесса, 2013 г.);
- научно-технических конференциях преподавателей, сотрудников, аспирантов и студентов Сумского государственного университета (г. Сумы, 2008, 2011 гг.);

Публикации. Материалы диссертационной работы отображены в 12 статьях, 8 из которых опубликованных в изданиях, аттестованных и утвержденных бывшей ВАК и Министерством образования и науки Украины, 3 в иностранных изданиях, одна из которых входит в наукометрическую базу данных Scopus, одна в сборнике трудов Международной НТК. Опубликовано также 6 тезисов докладов в материалах конференций.

Объем и структура работы. Диссертационная работа состоит из введения, четырех разделов, выводов, списка использованных источников и приложений. Полный объем работы составляет 157 страниц, 50 рисунков и одну таблицу по тексту, 4 приложения на 5 страницах, список использованных литературных источников из 139 наименований на 15 страницах.

Благодарности. Автор считает необходимым искренне поблагодарить своего научного руководителя заведующего кафедрой технической

теплофизики Сумского государственного университета, к.т.н., доцента Ванеева Сергея Михайловича за научную и методическую помощь, без которой появление этой работы выглядело бы очень проблематичным.

Автор также выражает искреннюю благодарность коллегам и сотрудникам кафедр технической теплофизики и прикладной гидроаэромеханики СумГУ за их полезные советы, замечания, бескорыстную помощь и моральную поддержку в процессе написания работы.

РАЗДЕЛ I

СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА, ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

1.1 Проблема надежности и долговечности пневмоагрегатов

Применение сжатого воздуха (газа) в силовых агрегатах и устройствах оправдано такими положительными его качествами как, например, быстрое действие (скорость потока сжатой среды достигает 25 м/сек [29]), пожаро- и взрывобезопасность (в случае воздуха), возможность регулирования давления в агрегате, возможность выпуска отработанного рабочего тела в атмосферу. Все пневмоагрегаты имеют общие закономерности и особенности в отношении надежности и долговечности. Рассмотрим эту проблему на примере пневмоприводов, так как основной задачей работы является создание надежного, технологичного, экономичного и простого в эксплуатации пневмопривода.

Важными достоинствами пневмопривода всегда считались большая удельная мощность (мощность на единицу массы двигателя), возможность работы от центральной пневмомагистрали, нечувствительность к таким факторам, как большие перепады температур. У истоков теории пневматических систем стоял руководитель Института машиноведения (ИМАШ) И.И. Артоболевский. Под его руководством в 40 – 60-х годах систематизировались и обобщались накопленные сведения по теории и проектированию пневмосистем.

Значительный вклад в теорию и практику пневмоприводов внесли ученые Б.Н. Бежанов, К.С. Борисенко, И.А. Бухарин, А.И. Воцинин, Е.В. Герц, Г.В. Крейнин, А.И. Кудрявцев, В.А. Марутов, В.И. Мостков, Ю.А. Цейтлин и другие. Методы расчета и проектирования пневмоприводов хорошо разработаны [30 – 38].

К числу отрицательных качеств пневмопривода обычно относят сжимаемость среды, что значительно усложняет управление.

Сегодня большинство пневматической аппаратуры, а также самих пневмодвигателей (особенно универсального назначения) нормализовано и отчасти стандартизовано соответствующими документами [39 – 46].

Гидро- и пневмоприводы в настоящее время применяются практически во всех отраслях народного хозяйства в качестве функциональных систем [47], поэтому обеспечение их надежности является важной народнохозяйственной задачей [48], может быть достигнуто только комплексным подходом на этапах выбора типа пневмоагрегата, проектирования, производства и эксплуатации, на основе качественного и количественного анализа опыта эксплуатации и причин отказов.

Согласно [49] отказы классифицируют по различным признакам, основными из которых являются: причины возникновения неисправности, характер изменения параметров привода, возможность прогнозирования (предсказания) отказа (рис. 1.1).

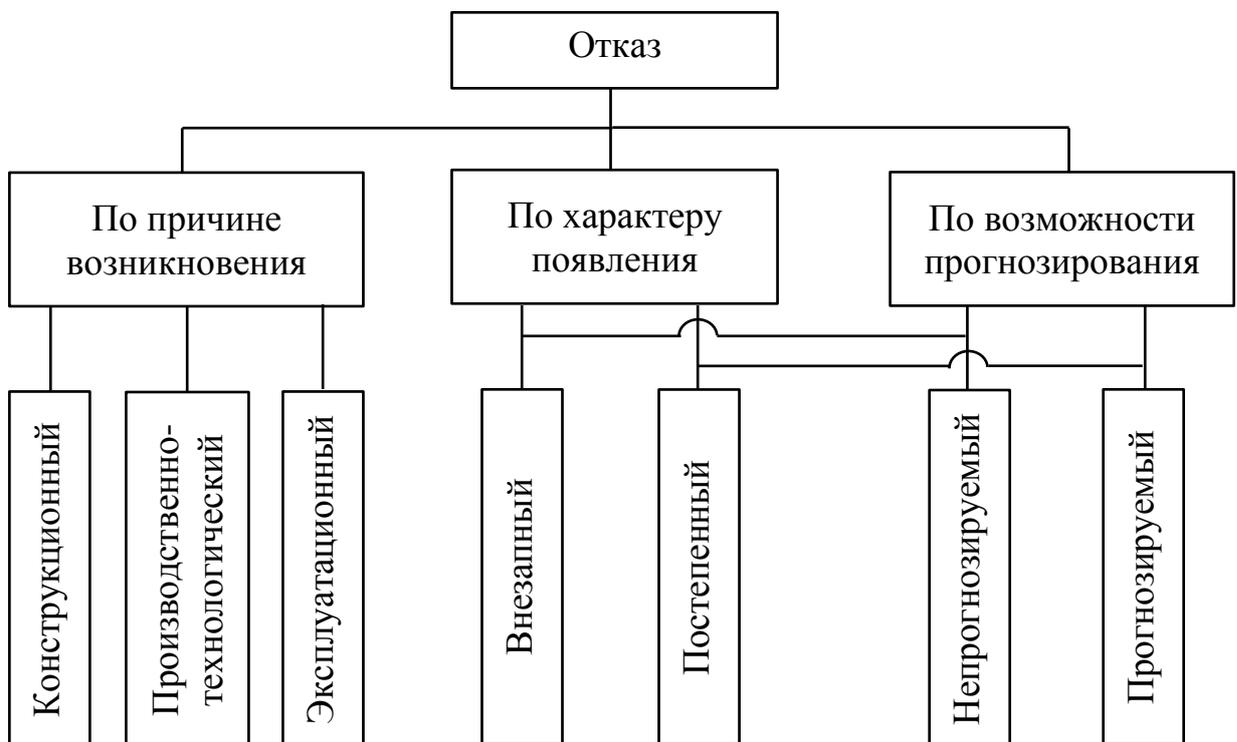


Рисунок 1.1 – Классификация отказов

Количественное распределение отказов, осредненное по разным типам приводов, представлено ниже.

Отказы по причине возникновения: конструкционные – 20%, производственные – 50%, эксплуатационные – 30%.

Отказы по характеру проявления: внезапные – 40%, постепенные – 60% (из них прогнозируемые – 20%, непрогнозируемые – 80%).

Отказы по признакам проявления: из-за негерметичности – 45%, из-за несоответствия параметров установленным уровням – 15%, из-за отсутствия функционирования – 15%, из-за нарушения динамической устойчивости – 10%, из-за разрушения силовых элементов – 15%.

Отказы элементов привода: трубопроводов и шлангов – 35%, золотниковых распределительных устройств – 20%, элементов автоматики – 10%, дросселей и фильтров – 25%, силовых элементов – 10%.

Видно, что основными факторами, снижающими надежность и долговечность приводов, являются сложность конструкции, утечки рабочей среды, износ трубопроводных и уплотнительных материалов. Не смотря на постоянные работы по улучшению узлов и систем приводов вопрос о создании простого в эксплуатации, надежного и конкурентоспособного привода остается актуальным до сих пор.

1.2 Сравнительный анализ пневмодвигателей разных типов

Одним из основных элементов любого пневмопривода является пневмодвигатель – устройство, преобразующие энергию сжатого воздуха в энергию движения выходного звена [34].

На постсоветском пространстве серийно выпускаются, в основном, поршневые [50], шестеренные, ротационно-пластинчатые и турбинные пневмодвигатели [51]. Сравнительно малораспространенными и малоизвестными являются винтовые [34], шаговые [52], струйно-реактивные [53 – 59], вихревые [60, 61], шиберные (лопастные) [34] пневмодвигатели.

По способу преобразования энергии сжатого воздуха пневмодвигатели делятся на:

- объемные, когда энергия сжатого воздуха преобразуется в механическую работу путем увеличения объема рабочей камеры (поршневые, шестеренные, ротационные, лопастные, винтовые, шаговые);

- турбинные, преобразующие энергию сжатого воздуха в кинетическую энергию потока и последнюю - в механическую работу (пневмодвигатели с осевой, центростремительной, струйно-реактивной, вихревой турбиной);

- реактивные (ракетные), преобразующие потенциальную энергию сжатого воздуха в механическую работу путем создания реактивной тяги (реактивные двигатели поступательного движения).

В зависимости от вида движения выходного звена пневмодвигателя их можно разделить на двигатели с:

- прямолинейным движением выходного звена (мембранные исполнительные механизмы, пневмоцилиндры);

- поворотным движением выходного звена (поршневые и шиберные (лопастные) поворотные пневмодвигатели);

- многооборотным вращательным движением выходного звена (поршневые пневмодвигатели вращательного действия, шестеренные, пластинчатые, турбинные, винтовые, вихревые, струйно-реактивные пневмомоторы).

Рассмотрим более подробно преимущества и недостатки отдельных типов пневмодвигателей.

Среди поршневых пневмодвигателей можно выделить пневмодвигатели с прямолинейным движением выходного звена, поворотные и вращательного действия. Поршневые пневмодвигатели имеют относительно высокий КПД, но низкую надежность и нестабильность характеристик вследствие быстрого износа цилиндропоршневой и золотниковой (при наличии) групп, имеют большие габариты и вес, повышенные требования к очистке и осушке рабочего тела. При примерзании и заклинивании подвижных частей поршневых пневмодвигателей могут создаваться аварийные ситуации. По данным [62]

серийно выпускаемый поршневой пневмодвигатель имеет срок службы золотника, поршневого и маслосъемного поршневых колец – 380 часов.

Шестеренные пневмодвигатели просты по конструкции, легко переносят перегрузки, надежнее, чем поршневые пневмодвигатели вследствие меньшего количества деталей, более долговечны, так как их долговечность определяется теми же условиями, что и долговечность обычных зубчатых передач, но они имеют повышенный удельный расход рабочего тела, большой шум при работе, большую массу и габариты [63].

В работе [62] приводятся следующие данные по изменению технических параметров поршневого и шестеренного пневмодвигателей в процессе их работы: через 800 часов работы поршневого пневмодвигателя его мощность снижается на 25 %, расход сжатого воздуха повышается на 25 %; через 970 часов работы шестеренного пневмодвигателя его мощность снижается на 28 %, а расход сжатого воздуха повышается на 33 %.

Ротационные (ротационно-пластинчатые) пневмодвигатели широко распространены в народном хозяйстве [51], имеют небольшую массу и габариты, компактны, но одновременно они имеют сравнительно низкий КПД из-за утечек и повышенного трения лопаток о поверхность расточки корпуса, низкую надежность в связи с быстрым износом лопаток (по данным работы [62] смена лопаток производится через 200 ÷ 250 часов работы машины), ограниченная скорость скольжения торцевых поверхностей лопаток по цилиндрической поверхности корпуса обуславливает необходимость применения регулятора скорости вращения ротора (обычно – это центробежный регулятор).

Турбинные пневмодвигатели [34, 64] по сравнению с двигателями объемного типа имеют единственную подвижную часть – рабочее колесо, совершающее простое вращательное движение (в случае применения передаточного механизма вращательное движение совершают также детали этого механизма), поэтому их надежность и долговечность определяются, практически, надежностью и долговечностью подшипниковых узлов. Следствием

отсутствия износа деталей проточной части турбинных пневмодвигателей, кроме повышенной надежности, является стабильность выходных характеристик. Кроме того, турбинные пневмодвигатели имеют малые габариты и вес: объем турбинного двигателя (компактность) и вес, как правило, в несколько раз меньше соответствующих показателей объемных двигателей. Основным недостатком турбинных пневмодвигателей является высокооборотность. Необходимость высоких оборотов обусловлена тем, что КПД турбин зависит от частоты вращения: например, для классических (осевых и центробежных) турбин максимальный КПД соответствует значению параметра $\bar{U} = 0,45 \div 0,6$, характеризующего оборотность и нагруженность турбины [65]:

$$\bar{U} = \frac{U}{c_s} = 0,5 = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60 \cdot c_s},$$

где D – наружный диаметр рабочего колеса;

n – частота вращения рабочего колеса;

c_s – изоэнтروпная скорость истечения, которая характеризует располагаемую удельную работу турбины:

$$c_s = \sqrt{2h_s} = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} RT_{ex}^* \left[1 - \left(\frac{p_{вых}}{p_{ex}^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]},$$

где h_s – изоэнтропный перепад энтальпий (удельная располагаемая работа турбины);

k – показатель изоэнтропы рабочего тела;

R – удельная газовая постоянная;

$p_{вых}$ – статическое давление газа на выходе из турбины;

T_{ex}^* – температура торможения газа на входе в турбину;

p_{ex}^* – полное давление газа на входе в турбину.

Таким образом, параметр \bar{U} связывает частоту вращения турбины, ее габариты и располагаемую работу расширения газа в турбине. При уменьшении

размеров турбины для сохранения высокого значения КПД (0,6÷0,7) необходимо увеличить частоту вращения турбины при $h_s = const$: например, для турбин мощностью 0,05÷2 кВт при наружном диаметре колеса 0,1 м и параметрах на входе турбины $p_{ex}^* = 5 \cdot 10^5$ Па, $T_{ex}^* = 293$ К частота вращения достигает 45000 об/мин при $\bar{U} = 0,5$; для турбины мощностью 6 кВт, диаметром наружного колеса 0,16 м, с параметрами газа на входе $p_{ex}^* = 1,18 \cdot 10^5$ Па и $T_{ex}^* = 323$ К частота вращения равна 10000 об/мин, параметр $\bar{U} = 0,45$ и КПД турбины равен 0,605 [66].

С увеличением давления на входе в осевую или центростремительную турбину ее КПД при прочих равных условиях падает, как вследствие появления дополнительных потерь в проточной части, так и вследствие уменьшения параметра \bar{U} при малых расходах. Для уменьшения быстроходности турбины делают либо парциальными, т.е. подводят газ к колесу на части его окружности, либо многоступенчатыми. В первом случае снижается КПД, во втором случае усложняется конструкция. К недостаткам турбинных пневмодвигателей с использованием центростремительных и осевых турбин следует отнести значительную сложность изготовления лопаточных аппаратов, инерционность рабочих колес и трудность осуществления реверсивного движения (применение дополнительного рабочего колеса).

К пневмодвигателям турбинного типа относятся сравнительно малоизученные пневмодвигатели с использованием струйно-реактивной или вихревой расширительной машины (турбины). Они обладают всеми преимуществами классических турбин (осевой и центростремительной), но в силу своих конструктивных особенностей и рабочего процесса, в общетеоретическом плане, имеют более низкий КПД. Однако в конкретных обстоятельствах использование струйно-реактивной или вихревой расширительной машины может оказаться целесообразным.

Вихревая расширительная машина, в сравнении с осевой или центростремительной, технологичнее, проще реверсируется (без

дополнительного рабочего колеса), имеет примерно равный КПД при перепадах давлений до 1 МПа, значениях параметра \bar{U} до 0,2 (оптимальное значение $\bar{U} \approx 0,15$, по данным работ [60, 66]) и диаметрах рабочего колеса до 0,2 м, т. е. при прочих равных условиях оптимальная частота вращения вихревой турбины меньше оптимальной частоты вращения классической турбины. Кроме того, вихревая расширительная машина, в принципе, имеет сплошную проточную часть. Их КПД, полученный в настоящее время составляет 30 ÷ 40 % [60, 66], хотя эта величина не является предельной, а объясняется, в основном, малой изученностью этого класса машин, так как КПД вихревых компрессоров, которые по своему теоретическому процессу идентичны вихревым расширительным машинам, в настоящее время достигает 55 % [67]. К недостаткам вихревых расширительных машин можно отнести также повышенную чувствительность к зазорам между рабочим колесом и корпусом.

Сравнительно малоизвестными пневмодвигателями объемного типа являются шаговый [52] и винтовой [34, 68] пневмодвигатели.

Шаговый пневмодвигатель представляет собой пневмодвигатель объемного типа с вращательным движением выходного звена. Конструктивно - это пневмоцилиндр с пневматическим торможением в конце хода поршня с помощью золотникового устройства и устройство преобразования поступательного движения поршня во вращательное движение выходного звена. Этот пневмодвигатель выгодно использовать в качестве привода устройств, требующих больших моментов при эксплуатации этих устройств в сложных климатических условиях, когда при применении обычных поршневых пневмодвигателей требуются большие диаметры поршней и, следовательно, большие усилия на них, что, в случае заклинивания поршней, может приводить аварийным ситуациям. Шаговый пневмодвигатель в этих случаях имеет гораздо меньший диаметр поршня (соответственно, меньшие усилия на поршень) и меньший ход, а выходной вал двигателя является ведущим звеном

усилительной механической передачи. Общие массогабаритные показатели пневмопривода при использовании шагового пневмодвигателя улучшаются.

К недостаткам этого пневмодвигателя следует отнести повышенную сложность преобразования поступательного движения поршня во вращательное движение выходного звена. В известном шаговом пневмодвигателе [52] для этого используется храповой механизм, но ударная циклическая нагрузка зубьев храповика снижает срок службы и надежность шагового пневмодвигателя и пневмоагрегата в целом.

Дискретность рабочего цикла шагового пневмодвигателя является, с одной стороны, недостатком (при приводе устройств со стабильной нагрузкой), но с другой стороны – это большое преимущество при использовании шагового пневмодвигателя, например, в качестве силового элемента исполнительного механизма в системах автоматического регулирования или управления.

Винтовые пневмодвигатели имеют хорошие технические характеристики, но сложны в изготовлении (например, синхронизирующие шестерни в винтовых машинах изготавливаются по первому классу точности зубчатых колес и передач) [62].

Для устройств и объектов, имеющих ограниченную величину перемещения (например, краны и заслонки в арматуростроении) функционально подходят пневмодвигатели с поворотным движением выходного звена. Это могут быть поршневые пневмодвигатели, выполненные в виде силового пневмоцилиндра с преобразующими механизмами (зубчато-секторным, зубчато-реечным, рычажным [62]), шиберные (лопастным) [34]).

Недостатком поршневых поворотных пневмодвигателей являются относительно большой вес и размеры, а недостатком лопастных пневмодвигателей – трудность уплотнения лопастей в цилиндре, что приводит к неизбежным утечкам рабочей среды.

Следует отметить, что шестеренные, ротационные, турбинные, винтовые пневмодвигатели могут значительно увеличить частоту вращения при резком

падении нагрузки или изменении параметров рабочего тела; поэтому в случае необходимости они должны быть снабжены регуляторами частоты вращения.

1.3 Приводы шаровых кранов

В настоящее время в качестве приводов шаровых кранов, установленных на магистральных газопроводах, газораспределительных и компрессорных станциях, применяют в основном ручные, электрические и поршневые приводы объемного принципа действия (пневматические, гидравлические, пневмогидравлические и в последнее время – электрогидравлические). Значительно реже для этих целей используется турбинный пневмопривод. В качестве управляющей среды этих приводов (исключение составляют электрогидравлические) используется взятый непосредственно из трубы неподготовленный природный газ. В соответствии с требованиями [7] пункт 7.7.2.16, привод должен обеспечивать открытие шарового крана с максимально допустимым перепадом на запорном органе при минимальном давлении управляющей среды, которое, в зависимости от номинального давления P_N , составляет для кранов на номинальное давление: $P_N 63 - 1,5 \text{ МПа}$; $P_N 80; 100 - 2,5 \text{ МПа}$; $P_N 160 - 3,5 \text{ МПа}$; $P_N 250 - 4,5 \text{ МПа}$; $P_N 420 - 8,0 \text{ МПа}$.

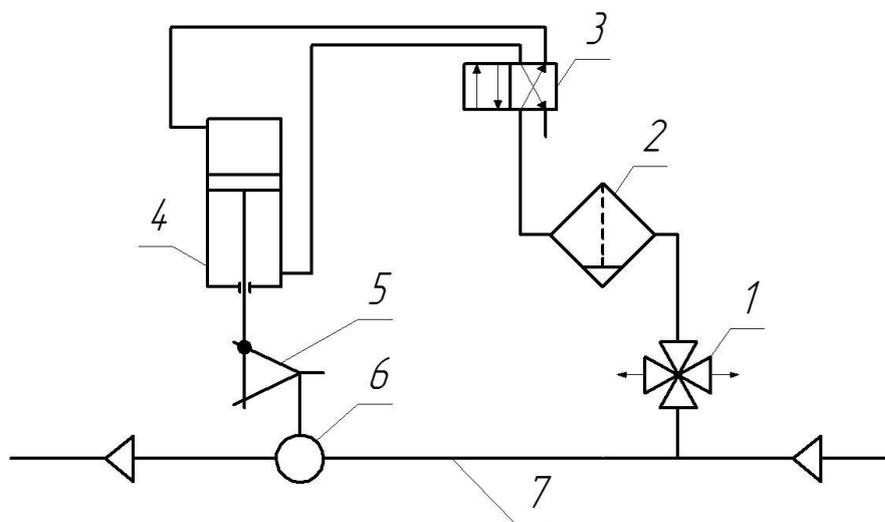


Рисунок 1.2 – Принципиальная схема пневмопривода шарового крана:
 1 – селективный клапан; 2 – влагоотделитель; 3 – блок управления приводом;
 4 – пневмоцилиндр; 5 – кулисный механизм; 6 – кран шаровый; 7 – газопровод

Принцип работы пневмопривода запорной арматуры заключается в следующем (рис. 1.2): взятый из трубы природный газ через селективный клапан 1 подается в систему подготовки природного газа 2, а затем – в блок управления приводом 3. Из блока управления газ подается в соответствующую полость цилиндра 4, на открытие или на закрытие шарового крана 6. У подавляющего большинства поршневых приводов поворот запорного органа шарового крана на угол 90° осуществляется при помощи кулисного механизма 5. За многие годы изготовления и эксплуатации кулисный механизм зарекомендовал себя как наиболее надежный. Многие конструкции подобного назначения (зубчатая рейка, поворотная лопасть, рычажные приводы с «качающимися» цилиндрами), как упоминалось, имеют ряд недостатков, одним из которых является отсутствие функции самоторможения, а в соответствии с требованиями [7] пункт 7.7.1.2 «Система управления приводом обеспечивает исключение самопроизвольного перемещения запорного устройства под влиянием рабочей среды».

Требование [7] по обеспечению работоспособности привода при нижнем пределе давления управляющей среды приводит к тому, что конструктор, проектируя привод, вынужден увеличивать диаметры цилиндров и, соответственно, габариты, массу и стоимость изделия в целом. Причем, решив проблему с низкими давлениями, конструктор сталкивается со встречной проблемой: ведь при давлениях, близких к P_N , привод с увеличенными диаметрами цилиндров развивает момент значительно больше требуемого. Излишняя мощность привода особенно опасна при управлении краном большого диаметра (300 – 1400 мм), если по какой-то причине утеряна гидравлическая жидкость из гидроцилиндра привода, выполняющего роль демпфера. В этом случае при подаче управляющей среды происходит мгновенная перестановка крана, которая сопровождается динамическим ударом деталей механизма привода по ограничителям угла поворота, сотрясению крана вместе с газопроводом, а в некоторых случаях и к аварии со всеми вытекающими последствиями.

Рассмотрим основные типы применяемых в газовой промышленности поршневых приводов шаровых кранов и выделим их характерные особенности. На рисунке 1.3 показан классический пневмогидравлический привод ПАО «НПП Теплоавтомат» (г. Харьков). Конструкция давно известна, детально отработана, выпускается многими предприятиями и получила наиболее широкое распространение. В этой конструкции один цилиндр гидравлический, а второй – пневматический. Недостатком такого конструктивного решения является необходимость в комплектации привода расширительным бачком относительно большого объема, который компенсирует не только температурные расширения гидравлической жидкости, но и вмещает в себя объем жидкости, вытесняемой из гидравлического цилиндра штоком при перемещении поршня привода в положение «открыто».

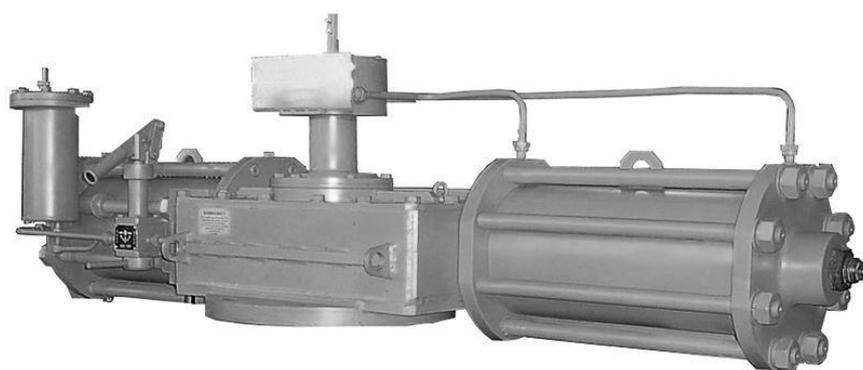


Рисунок 1.3 – Пневмогидропривод «газ-масло» с гидравлическим и пневматическим цилиндрами

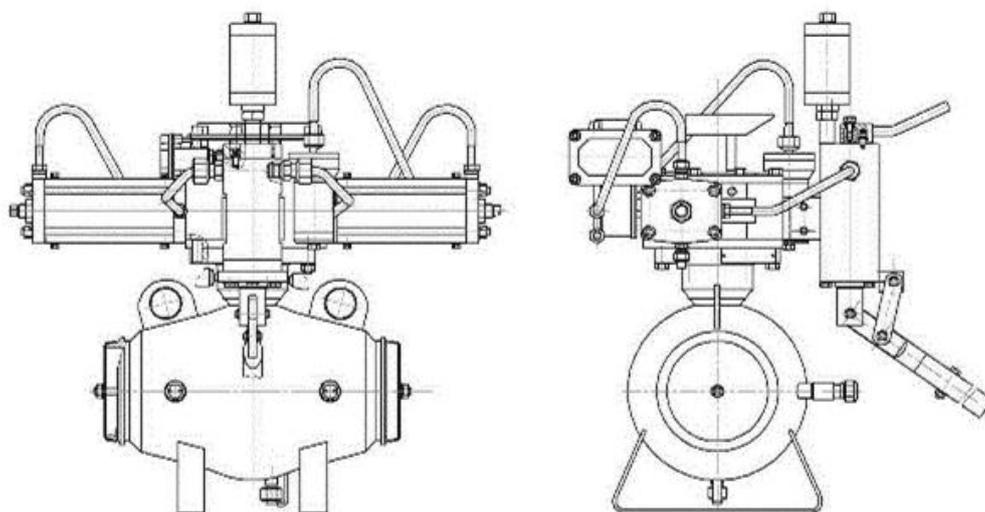


Рисунок 1.4 – Пневмогидропривод «газ-масло» с цилиндрами, совмещающими гидравлическую и пневматическую полость

На рисунке 1.4 показан пневмогидравлический привод DN 500, PN 160 производства Цимлянского машиностроительного завода (г. Цимлянск, Россия) [69] также весьма распространенной конструкции, в которой, в отличие от привода, изображенного на рисунке 1.3, пневматическая и гидравлическая полости находятся в каждом цилиндре, изолированные друг от друга поршневым уплотнением. В этой конструкции расширительный бачок небольшого объема и компенсирует только температурные расширения гидравлической жидкости. Тем не менее, такая схема имеет существенный недостаток – при негерметичности поршневых уплотнений газ попадает в полости цилиндров с гидравлической жидкостью и вытесняет ее через блок управления в окружающую среду. При негерметичности поршневых уплотнений в приводе, изображенном на рисунке 1.3, снижается только КПД привода, гидравлическая жидкость остается на месте. Многие предприятия, выпускающие запорную арматуру и приводы к ней, все больше отказываются от смешанной схемы в пользу схемы с разделением на изолированные газовые и гидравлические цилиндры.

На рисунке 1.5 показан пневмогидравлический привод фирмы ROTORK с конструктивным исполнением «газ на масло» [70]. Такая конструкция более металлоемка и в настоящее время применяется редко. Эта технология рекомендована для работы с агрессивными газами, так как агрессивная среда не воздействует на агрегаты привода, а давит на зеркало масла. Однако подача газа непосредственно в баллон с гидравлической жидкостью приводит к ее вспениванию и увеличению в объеме, поэтому для исключения ее выброса в окружающую среду баллоны проектируются со значительным запасом по объему. После отработки команды и сброса давления газ в цилиндрах выделяется из насыщенной им гидравлической жидкости, образуя «воздушные» пробки, препятствующие нормальной работе ручного дублера (насоса). Контакт природного газа (особенно агрессивного) с гидравлической жидкостью отрицательно сказывается и на ее свойствах, и на долговечности.

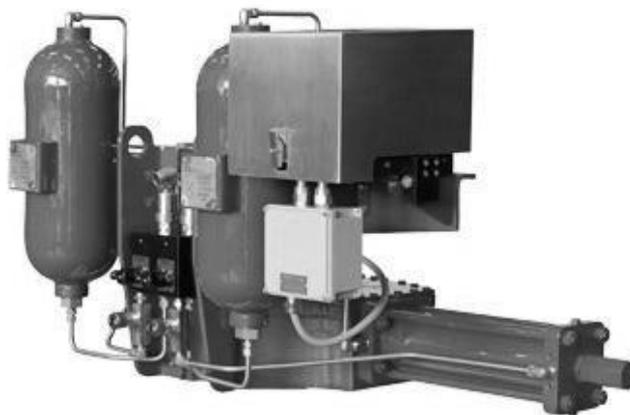


Рисунок 1.5 – Пневмогидравлический привод «газ на масло» фирмы ROTORK

В последнее время большое распространение получили электрогидравлические приводы, разработанные как альтернатива пневмогидравлическим приводам в части соответствия требованиям Киотского протокола по сокращению вредных выбросов в окружающую среду [71]. Считается, что пневмогидравлические приводы, работающие на природном газе, наносят вред окружающей среде, выбрасывая его при срабатывании пневмоцилиндров. Однако количество газа, выбрасываемого из приводов шаровых кранов, несравнимо меньше количества вредных выбросов, например, двигателей внутреннего сгорания автомобилей, не говоря уже о выбросах промышленности.

Пример электрогидравлического привода производства фирмы ROTORK изображен на рисунке 1.6. Каждый такой привод индивидуально оборудован: насосной станцией высокого давления (до 35 МПа), емкостью с гидравлической жидкостью, пакетом гидроаккумуляторов со сжатым азотом, рассчитанных на три перестановки крана, редукционными и предохранительными клапанами, ручным дублером. В такой комплектации изделие является дорогостоящим и весьма сложным, его ремонт в полевых условиях представляет проблему для обслуживающего персонала. Из всех описанных выше приводов это единственная конструкция, в которой часть узлов гидравлической системы находятся под постоянным высоким давлением, что может повлечь за собой непредвиденную утечку гидравлической жидкости.

Её потеря в электрогидроприводе во время транспортировки или эксплуатации со всеми его дублирующими системами, ручным насосом и даже индивидуальным электрическим аккумулятором приводят к полной его неработоспособности, в отличие от классического пневмогидравлического привода. Поэтому, если на КС случится подобная неисправность, то при необходимости срочной перестановки крана аварийная бригада столкнется с серьезной проблемой. Кроме этого, электрогидроприводы с большими емкостями с гидравлической жидкостью обладают низкой огнестойкостью.



Рисунок 1.6 – Электрогидравлический привод фирмы ROTORK

Оценку экономической целесообразности применения электрогидроприводов, удобство их обслуживания и степень надежности еще предстоит сделать, исходя из опыта эксплуатации.

Обобщая приведенный обзор существующих конструктивных разновидностей поршневых приводов шаровых кранов, можно выделить их основные недостатки:

- наличие второго рабочего тела – масла или специальной гидравлической жидкости, что влечет за собой постоянный контроль наличия и качества масла (гидравлической жидкости) особенно при резком снижении температуры окружающей среды;
- необходимость утилизации отработанной гидравлической жидкости;

- снижение надежности и как следствие потеря работоспособности привода из-за наличия подвижных трущихся уплотнений;
- избыток расчетной мощности привода (поршневого), обусловленный необходимостью обеспечения цикла срабатывания при минимальном давлении управляющей среды;
- ударные нагрузки на упоры поворотного механизма, как следствие разрушение деталей привода, потеря работоспособности из-за утечки гидравлической жидкости в случае негерметичности системы;
- невозможность использования ручного дублера (насоса) для управления краном в случае аварийной утечки масла;
- в условиях низких температур при попадании с последующим замерзанием влаги в пневмо- и гидроцилиндры нарушается герметичность уплотнений и работоспособность привода в целом;
- необходимость наличия блока управления с множеством уплотнительных элементов, что в свою очередь значительно усложняет конструкцию и обслуживание привода, что приводит к дополнительным материальным затратам и повышает вероятность выхода из строя агрегата;
- низкая огнестойкость приводов.

Как было отмечено ранее, для привода шаровых кранов больших проходных сечений могут применяться приводы как объемного типа, так и турбинные. Пневмоприводы с применением турбинных пневмодвигателей чувствительны к изменению нагрузки и, в принципе, больше подходят для устройств со стабильной нагрузкой и параметрами рабочего тела на входе. Однако, в случае необходимости, довольно просто конструктивно осуществить подстройку турбодвигателя под расчетные параметры регулятором расхода, давления, частоты вращения и т.п. Следует отметить, что при использовании турбодвигателя в качестве пневмопривода появляется возможность эффективно использовать большой располагаемый перепад давлений, большая часть которого в случае пневмоприводов объемного принципа действия терялась при демпфировании. Учитывая, что номинальные давления в магистралях, в

которых используются краны рассматриваемого ряда, достигают 8 МПа и более, турбодвигатели становятся конкурентно способными с поршневыми даже по КПД. При использовании турбодвигателей для шаровых кранов следует учитывать также то обстоятельство, что критические сечения проточной части турбодвигателя должны иметь возможно меньшие размеры, чтобы обеспечить возможно меньший расход, так как потери энергии в подводящей магистрали пропорциональны квадрату расхода. С учетом этих особенностей из ряда турбодвигателей выгодно выделяется струйно-реактивный двигатель и пневмодвигатели с использованием классических турбин (осевая и центростремительная) с одиночными соплами. Но струйно-реактивный двигатель конструктивно проще в реверсивном исполнении, имеет меньшую инерционность и сплошной газовый тракт, что уменьшает вероятность его перемерзания, хотя КПД его может оказаться ниже.

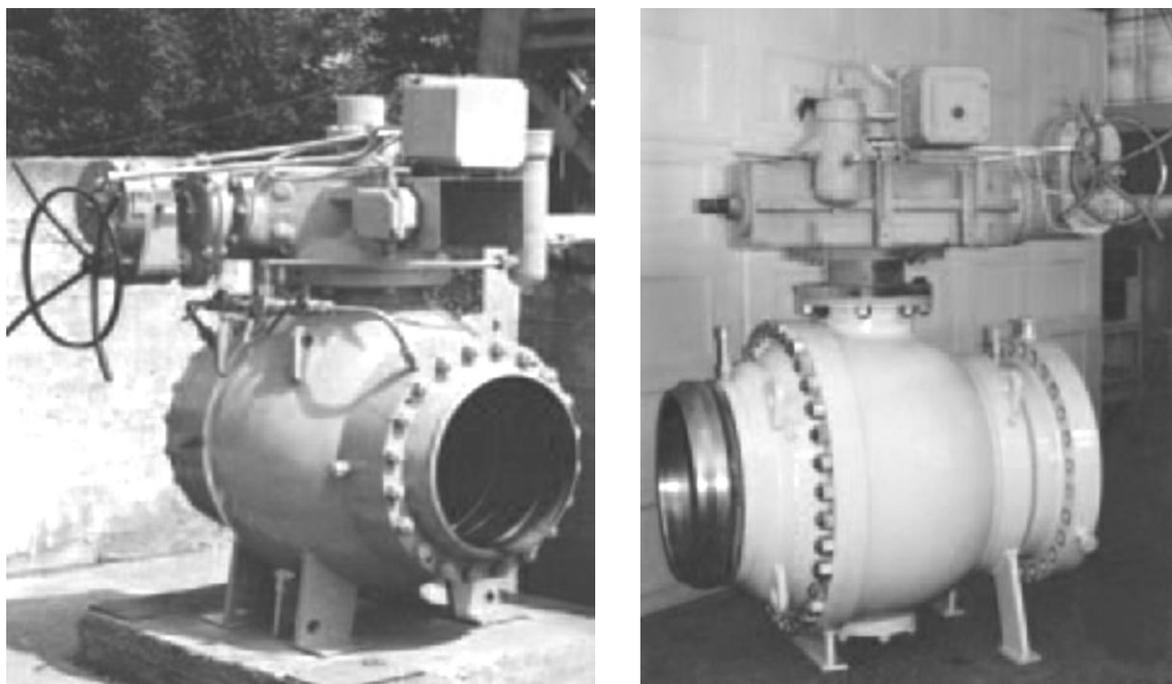
Впервые струйный двигатель для привода шаровых кранов был создан в конце 80-х годов. Тогда же и были разработаны первые математические модели, методики расчета и проектирования, экспериментальные и опытные образцы струйно-реактивных двигателей [72]. Разработанный отделом арматуры ВНИИкомпрессормаш опытный образец шарового крана DN 500 PN 80 со струйным приводом (рис. 1.7 а) успешно прошёл приёмочные испытания в 1988 году в г. Сумы и был рекомендован к серийному производству и широкому внедрению.

По заказу Тюменьтрансгаз в 1991 году были разработаны два струйных привода для кранов DN 700 и DN 1000 (рис. 1.7 б) и поставлены заказчику.

Продолжением стал новый струйный двигатель со значительно улучшенной СРРМ для фирмы «Ledeen» (Италия). На его основе был создан турбопривод TRG10000S ($M_{кр}=14,5 \text{ т}\cdot\text{м}$) для кранов DN 700-1200, являющийся базовым для всего типоразмерного ряда приводов [73].

Последний опытный образец привода шарового крана DN 700 PN 100 со струйным двигателем был изготовлен в 2005 г. в ПАО «Сумское НПО

им. М.В. Фрунзе». К сожалению, работы в этом направлении на предприятии были свернуты до проведения его полноценных испытаний.



а)

б)

Рисунок 1.7 – Кран шаровый со струйно-реактивным приводом:

а) DN 500 PN 80; б) DN 700 PN 80

В 1998 году на базе идей профессора МАИ Саяпина В.В. совместно с научно-производственной фирмой «АРМ-ГАРАНТ», по техническому заданию, согласованному с ОАО «Газпром», был разработан пневматический привод со струйным двигателем [74] «ПСДС-3» (рис. 1.8) для шаровых кранов DN 300, 400, 500 и «ПСДС-7» для шаровых кранов DN 700, 1000. Испытания прошли успешно, в результате были получены все разрешающие документы на производство и применение приводов, сертификаты соответствия, «Разрешение на применение» Госгортехнадзора РФ, и в 1999 году было развернуто серийное производство приводов ПСДС-3, ПСДС-7. Кроме этого, ООО «КИТЭМА», начиная с 2001 года, в сотрудничестве со специалистами Управления науки, новой техники и экологии ОАО «Газпром» и под руководством д.т.н., профессора Саяпина В.В. разработало и освоило производство пневмоприводов серии «КИТЭМА» [75].



Рисунок 1.8 – Серийный пневматический привод со струйным двигателем ПСДС-3

Однако, несмотря на удачный стартовый опыт проектирования и даже развернутое на ряде предприятий серийное производство, пневматические приводы со струйно-реактивным двигателем не получили широкого распространения. Так как из общедоступных источников информации отзывы об опыте эксплуатации этих приводов найти не удалось, то проанализировать сложившуюся ситуацию относительно спроса весьма трудно.

1.4 Конструкция струйно-реактивной расширительной машины и принцип её действия

Основным узлом вышеупомянутого струйного пневмодвигателя является струйно-реактивная расширительная машина, принцип действия которой известен уже очень давно. Еще в первом веке до нашей эры, одним из великих ученых древней Греции, Героном Александрийским был написан трактат «Пневматика». В нем, среди прочих, под номером 50 описывается устройство под названием «эолипил» – шар Эола (древнегреческий властелин воздушной стихии). Данное устройство представляло собой бронзовый котел, установленный на опоры. От крышки котла вверх поднимались две трубки, на которых крепилась сфера. Трубки соединялись со сферой таким образом, что она могла свободно вращаться в месте соединения. При этом по этим трубкам в сферу мог поступать пар из котла. Из сферы выходили две изогнутые

так, что пар, выходящий из них, вращал сферу. Фактически, эолипил являлся первой известной нам паровой турбиной и прообразом струйно-реактивной расширительной машины [76].

В середине 18-го века немецкий механик и математик Иоган Сегнер (Johann Andreas von Segner) создал двигатель, основанный на реактивном действии вытекающей воды, который считается первой гидравлической турбиной. Принцип действия этого двигателя вошел в историю техники под названием «колесо Сегнера» [77].

Струйно-реактивная расширительная машина (СРРМ) или часто встречаемая в литературных источниках струйно-реактивная турбина (СРТ) представляет собой развитие классического «сегнерова колеса» [78 – 80] (рис. 1.9, 1.10 – варианты конструктивного исполнения).

СРРМ можно отнести к новому классу расширительных машин, так как по сравнению с классическим «сегнеровым колесом» она отличается по термодинамическому процессу, а её эффективность (характеристика КПД) возросла в несколько раз и, по мере отработки, ее характеристики постоянно улучшаются и приближаются к характеристикам лопаточных турбин. По конструкции она относится к безлопаточным турбинам с одиночным подводным соплом, а по кинематике потока – к центробежным реактивным.

Конструктивно СРРМ очень проста (рис. 1.9, 1.10). Она содержит ротор, состоящий из полого вала и рабочего колеса (РК), выполненного в виде одной, двух или более радиальных сопловых трубок, консольно закрепленных (приваренных) на валу, на свободном конце которых имеются тангенциально направленные тяговые сопла (ТС). Полости вала и сопловых трубок соединены и образуют непрерывный газовый тракт от торцевого входа в осевой канал (полость) вала до ТС. Рабочее колесо может быть выполнено также в виде полого диска - барабана с соплами на периферии.

Принцип действия СРТ заключается в преобразовании потенциальной энергии сжатого газа в кинетическую энергию сверхзвуковой струи, истекающей из тягового сопла. В результате образуется реактивная сила тяги

на ТС и соответственно крутящий момент на валу турбины, а при вращении вала совершается механическая работа. Процесс преобразования потенциальной энергии рабочего тела в кинетическую энергию истекающей струи является основным и происходит в тяговом сопле. При этом эффективность процесса преобразования и, следовательно, эффективность турбины в целом возрастает с ростом давления и температуры газа перед ТС.

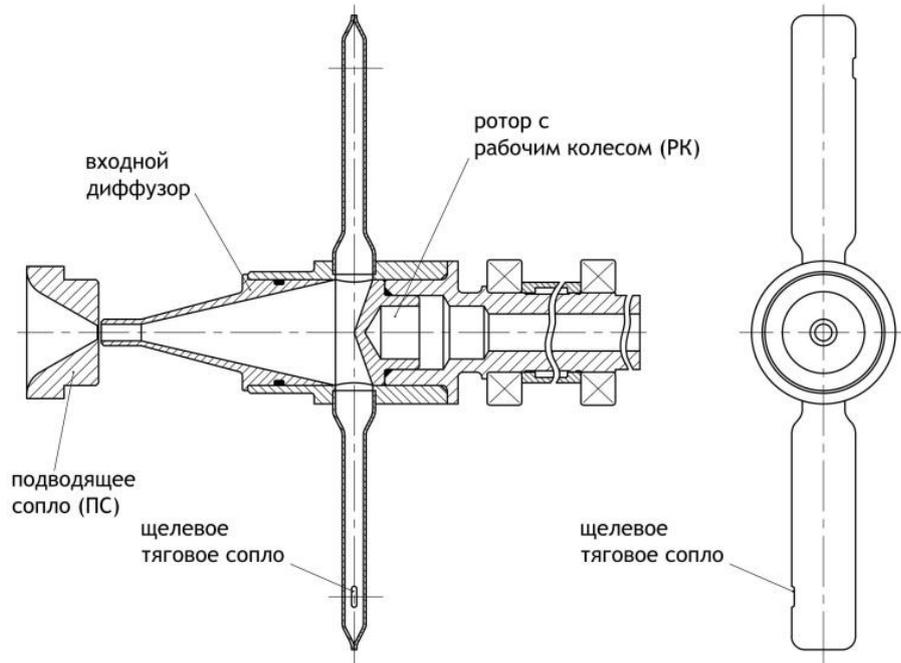


Рисунок 1.9 – Конструктивная схема нереверсивной СРРМ

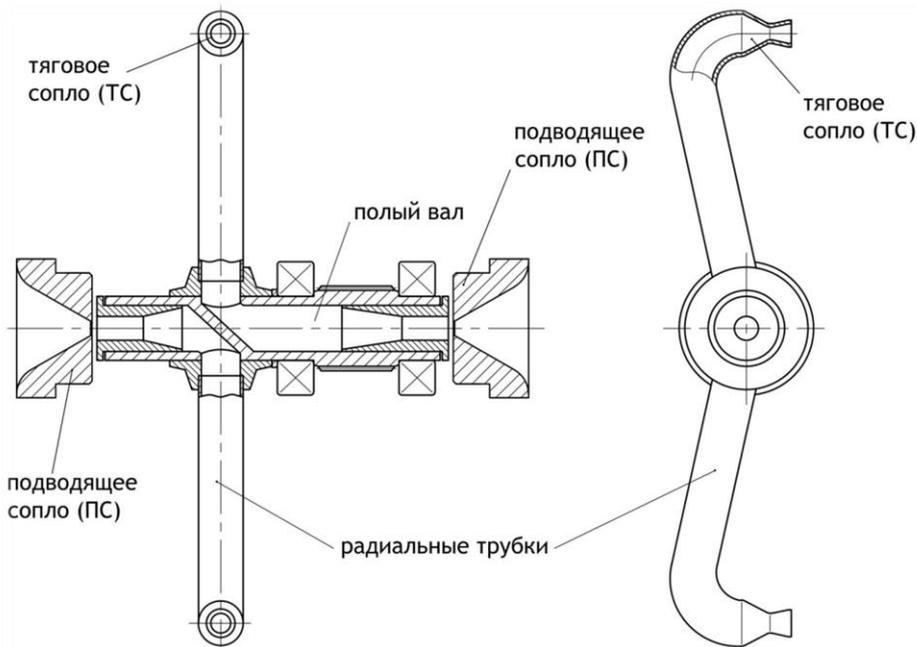


Рисунок 1.10 – Конструктивная схема реверсивной СРРМ

Струйно-реактивные расширительные машины в данном исполнении (рис. 1.9, 1.10), в отличие от лопаточных, не имеют быстроизнашиваемых каких-либо контактных или малозазорных лабиринтных уплотнений. Газ подводится по оси вала посредством питающего сопла (ПС), которое может быть регулируемым, расположенным с необходимым осевым зазором по отношению к входному торцу вала.

Устранение утечки из полости вала через осевой зазор обеспечивается посредством сверхзвуковой струи, втекающей в вал из ПС через осевой зазор (слабые возмущения (слабые волны давления) распространяются со скоростью звука и, следовательно, не могут проникнуть навстречу сверхзвуковой струе). В диффузоре, расположенном во входном участке вала, поток тормозится, переходя через скачок уплотнения на дозвуковую скорость, и далее движется по тракту с относительно небольшой скоростью и малыми потерями энергии до ТС, из которого вытекает со сверхзвуковой скоростью, образуя реактивную силу тяги и крутящий момент на валу турбины.

Классические «сегнеровы колеса» не получили широкого распространения как расширительные машины по ряду причин, основными из которых являются:

- конструктивная проблема подвода газа в тракт быстровращающегося ротора (обычные контактные или лабиринтные уплотнения подвержены быстрому износу и загрязнению и/или допускают большую утечку газа, значительно снижая КПД турбины);
- своеобразие кинематики потока, обуславливающее эффективную работу машины (достаточно высокий КПД) только на относительно больших окружных скоростях (частотах вращения ротора), где в свою очередь резко возрастают потери на внешнее аэродинамическое сопротивление вращающегося ротора (в основном сопловых трубок), что исключает достижение приемлемых величин КПД.

В пневмоагрегатах на основе СРРМ проблема подвода газа, как уже упоминалось, решена газодинамическим сверхзвуковым запирающим и

обеспечением режима течения по всему тракту с малыми потерями энергии за счет правильного согласования проходных (критических) сечений ПС, ТС и диффузора. В то же время внешнее аэродинамическое сопротивление снижено применением сопловых трубок удобообтекаемого поперечного сечения, получаемого технологически просто – путем сплющивания трубок, а также оптимизацией диаметра РК и частоты вращения ротора.

Приведенные на рисунках 1.9 и 1.10 конструктивные исполнения СРРМ далеко не единственные. В последние годы ведется активное патентирование и внедрение (к сожалению, первое превалирует) всевозможных конструкций расширительных машин (турбин) основанных на принципе истекающей реактивной струи. Среди отечественных научных центров стоит выделить Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова НАН Украины (г. Днепропетровск), представители которого активно занимаются изучением принципиально новых схем СРРМ [81 – 85]. Среди них есть как традиционные исполнения (довольно близкие к рис. 1.9 и 1.10) [81], так и весьма экзотические [84], которые в свою очередь не лишены возможности практического применения. Среди российских аналогов струйно-реактивных расширительных машин выделяются изобретения ученых Государственного образовательного учреждения высшего профессионального образования Военно-морской академии им. Адмирала Флота Н.Г. Кузнецова. Предложенные ими схемы [86 – 92] обладают новизной инженерной мысли и могут быть использованы в дальнейших исследованиях струйно-реактивных расширительных машин.

Отдельно стоит отметить патентные разработки профессора Саяпина В.В. (МАИ). Пневматической привод [93, 94] может использоваться в следящих системах управления и регулирующей арматуре. Его характерной особенностью является конструктивное исполнение подводящего сопла (рис. 1.11), которое «утопает» в рабочем колесе, тем самым формируя щелевое уплотнение препятствующее утечкам рабочей среды. Недостатком такой схемы могут быть повышенные требования к изготовлению узлов и деталей СРРМ для достижения необходимой величины зазора.

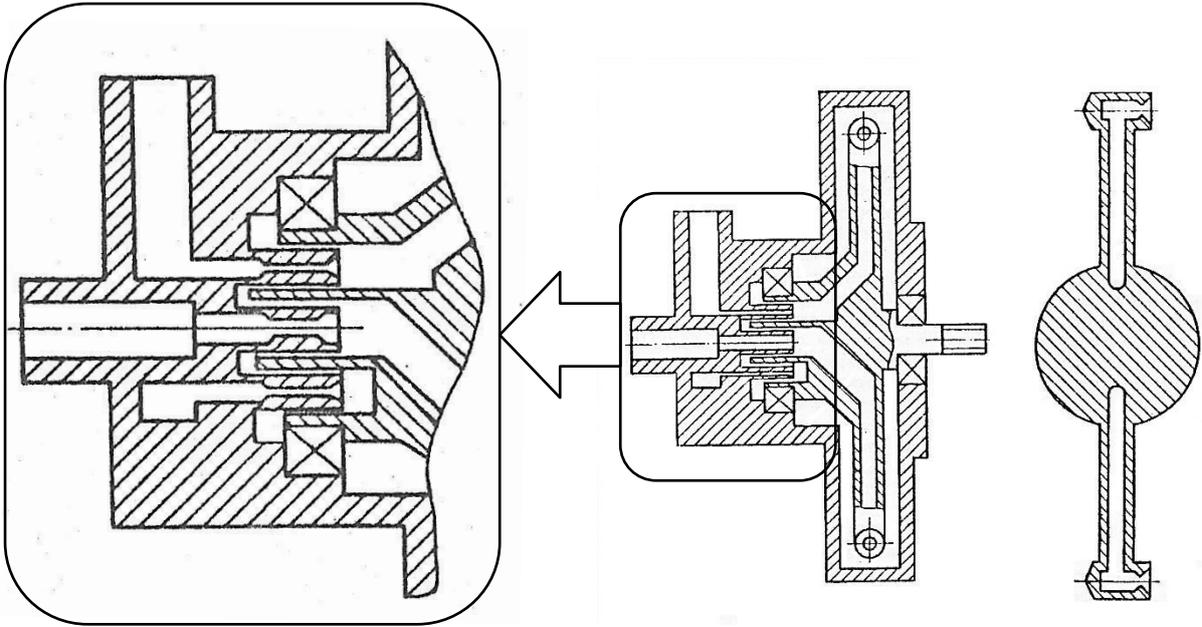


Рисунок 1.11 – Конструктивное исполнение ПС СРРМ проф. Саяпина В.В.

Еще одной особенностью струйно-реактивных пневмоприводов разработанных в МАИ является конструктивное расположение сразу двоих каналов в одной [95] (рис. 1.12) или каждой консоли рабочего колеса [96].

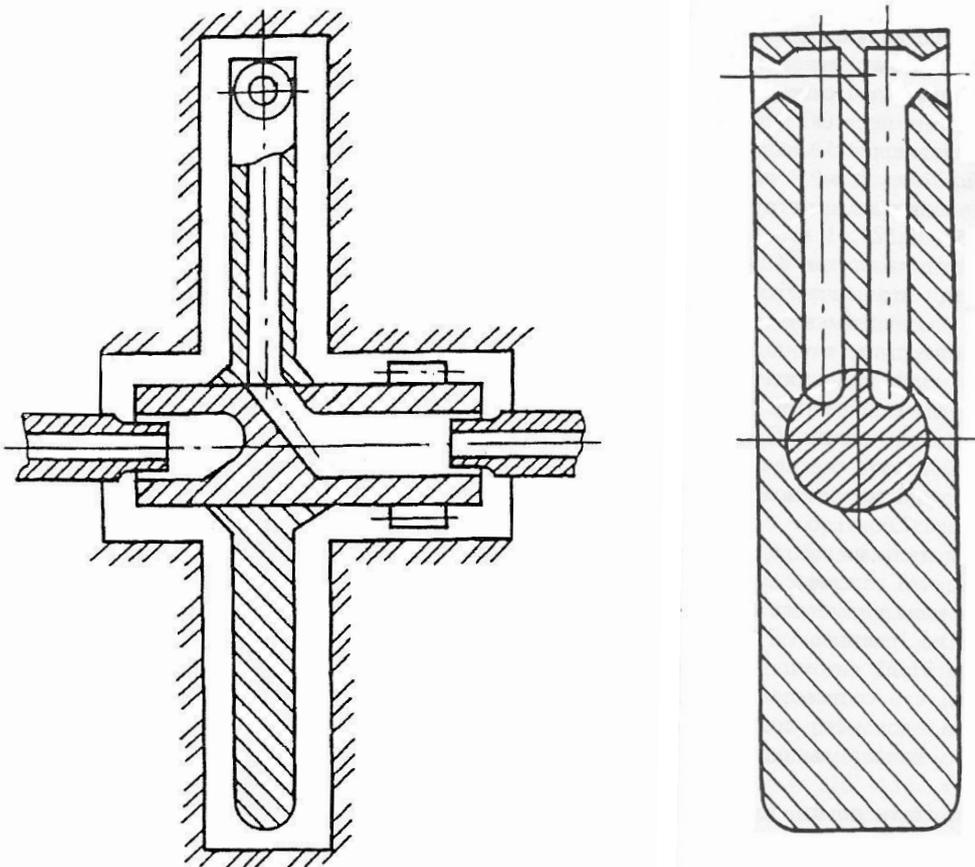


Рисунок 1.12 – Конструктивное исполнение СРРМ с двухканальной консолью

В патенте [97] предлагается увеличение момента страгивания пневмопривода за счет несимметричного расположения направляющих кулисы относительно оси её вращения, а также за счет наличия свободных ходов ротора СРРМ (прибавка в пусковом моменте от кинетической энергии, набираемой машиной до выбора свободных ходов).

Струйно-реактивный двигатель может быть и функциональной частью более сложной системы. Так в [98] СРРМ является исполнительным двигателем многоканального резервированного привода и распределителя. Такая система может быть использована в системах дистанционного управления, в частности для переключения и следящего движения регулирующей арматуры нефтегазопроводов.

Приведенные выше варианты конструктивных исполнений СРРМ имеют как свои достоинства, так и недостатки, однако в данной работе исследуются струйно-реактивные расширительные машины, конструкции которых близки к приведенным на рисунках 1.9 и 1.10.

Применительно к рассматриваемой проблеме, СРРМ обладает рядом преимуществ, вплоть до уникальных:

- предельная простота конструкции по сравнению с классическими турбинами (особенно в реверсивном исполнении), обеспечивающая освоение обычным производством, при низкой себестоимости изготовления;
- высокий уровень унификации. На базе одного ротора могут выполняться СРРМ нескольких типоразмеров по мощности. Заменяются только сопла и диффузор. Возможно даже использования одного ротора для всего диапазона мощностей от 50 до 500 кВт;
- высокая надежность работы даже в экстремальных условиях на загрязненном, влажном газе при температуре до -60°C . Это обусловлено отсутствием лопаточных аппаратов и малогазорных уплотнений, чувствительных к эрозионному износу, загибанию и обледенению. Значительное снижение температуры потока и выпадение конденсата происходит местно на коротких участках критических сечений ПС и ТС, где

толщина пограничного слоя мала и капли конденсата сдуваются со стенок высокоскоростным потоком, что исключает обледенение и загидрирование;

- стабильность выходных характеристик в широком диапазоне давления, температуры и нагрузок, а также слабое влияние на них производственно - технологических отклонений при изготовлении;

- малая масса и момент инерции ротора, что обуславливает:

- а) хорошие динамические характеристики и, следовательно, эффективную работу в системе регулирования, особенно в простейшей - прямого действия, которая наиболее дешевая;

- б) устойчивую и надежную работу на больших частотах вращения;

- в) малые нагрузки на опоры вала ротора при сниженных требованиях статической и динамической балансировки ротора;

- конструктивно просто реализуется регулирование по частоте вращения ротора, что дешево и наиболее функционально подходит;

- простота конструкции и низкая стоимость струйно-реактивных пневмоагрегатов, так как в подавляющем большинстве случаев отпадает необходимость в усложненных вспомогательных системах: масляных системах смазки уплотнения вала; системах автоматического регулирования и управления, эффективной подготовки газа перед СРРМ (очистки, осушки, подогрева);

- достаточно высокий КПД и возможность его повышения. КПД СРРМ уже сейчас при определенных условиях достигает порядка 60% (не уступает лопаточным турбинам с парциальным впуском).

С учетом вышеизложенных преимуществ это обеспечивает, по крайней мере, не меньший экономический эффект, чем при использовании пневмоагрегатов малой и средней мощности на основе лопаточных турбин. Достигается это, в первую очередь, за счет значительно меньших сроков окупаемости и, главное, при малых начальных капиталовложениях. Кроме того, сравнение необходимо вести по эффективному эксплуатационному КПД,

который для лопаточных турбин с полным впуском значительно снижается при существенном отклонении режима от номинального. Это связано с необходимостью регулирования путем дросселирования потока газа перед турбиной или байпасированием части газа в обход турбины. Регулирование режима СРРМ производится по расходу газа посредством регулируемого ПС, т.е. без дросселирования и/или байпасирования газа (без потери его располагаемой энергии).

1.5 Возможные области применения струйно-реактивных пневмоагрегатов

Конструктивное исполнение СРРМ с подводом рабочего тела в канал вращающегося вала посредством бесконтактного газодинамического уплотнения на принципе запираания канала газового тракта сверхзвуковой струей открывает широкие возможности применения СРРМ в различных областях. Это обусловлено тем, что бесконтактный подвод рабочего тела обеспечивает возможность работы турбины на высоких частотах вращения, т.е. в зоне максимального КПД.

С учетом рассмотренных факторов определяются возможные области применения СРРМ, которые характеризуются такими критериями как [80]:

- наличие рабочего тела с достаточно высоким значением располагаемой энтальпии, при этом границу минимальных значений давления рабочего тела следует принимать, исходя из величины сверхкритического отношения давлений;
- необходимость работы в экстремальных условиях, т.е. на загрязненном и/или влажном рабочем теле при низких температурах. В некоторых случаях наличие этого требования является определяющим;
- в случаях, когда простота конструкции и технологии изготовления СРРМ преобладают над требованиями достижения максимально возможного значения КПД;

- обеспечение повышенных требований динамики (в следящих системах, при позиционном останове с малым выбегом и пр.).

В наибольшей мере соответствуют рассмотренным критериям области газовой и нефтяной промышленности (создание пневмоприводов арматуры в системах добычи, транспорта и распределение природного газа, на компрессорных станциях газлифта, сайклингпроцесса и др.). Также является целесообразным создание аварийных турбогенераторов с СРРМ, работающих от сжатого воздуха, отбираемого от компрессора газотурбинного привода ГПА с давлением более 1 МПа, или от природного газа, отбираемого с выхода центробежного нагнетателя с давлением $5,6 \div 7,6$ МПа.

На основе СРРМ могут быть созданы турбокомпрессорные агрегаты для систем подготовки импульсного воздуха на газоконпрессорных станциях. При этом в качестве рабочего тела для СРРМ может быть использован воздух от компрессоров газотурбинных приводов ГПА или магистральный природный газ.

Другой областью применения СРРМ является их использование в качестве исполнительных механизмов различных систем управления, что обусловлено сравнительно высокими динамическими характеристиками СРРМ за счет малого момента инерции ротора. В настоящее время пневматические микро-СРРМ уже достаточно широко применяются в следящих системах управления летательных аппаратов. СРРМ рассматриваемой конструкции со сверхзвуковым запирающим газового тракта позволяет значительно расширить область ее применения в системах управления за счет более широкого охвата диапазона по мощности при достаточно высоких выходных характеристиках [99].

Является перспективным направлением применения микро-СРРМ в медицинской технике (ручной инструмент) даже при низких давлениях рабочего тела ($0,2 \div 0,5$ МПа). При этом по сравнению с другими типами турбин обеспечивается компактность конструкции и удобство в ручной работе за счет хорошей динамики и отсутствия реактивного момента.

Как и турбина любого типа СРРМ может работать также на высокотемпературном рабочем теле, вырабатываемом газогенераторами различных видов (твердотопливными, жидкостными, турбокомпрессорными и др.). При этом ее выходные характеристики еще более повышаются за счет повышения температуры и давления рабочего тела. Как отмечалось выше, это связано с тем, что СРРМ может эффективно срабатывать большие перепады энтальпии в одной ступени, т.е. при повышении энтальпии возрастает скорость истечения из тягового сопла, а следовательно, повышается удельная тяга сопла и КПД СРРМ, естественно при соответствующем повышении окружной скорости.

Например, СРРМ с твердотопливными газогенераторами может применяться в системах запуска дизельных и газотурбинных двигателей, в автоматах аварийного закрытия магистральных шаровых кранов и пр.

Наиболее эффективно СРРМ может работать на рабочем теле с низким молекулярным весом, так как при одинаковой располагаемой энтальпии с уменьшением молекулярного веса рабочего тела скорость его истечения из сопла возрастает. Этот фактор обуславливает перспективу использования СРРМ в турбонасосных агрегатах жидкостных ракетных двигателей, работающих на водороде.

Может оказаться перспективным использование СРРМ в качестве двигателей летательных аппаратов. Здесь СРРМ может объединять две функции одновременно: двигателя и движителя, при конструктивном выполнении рабочего колеса в виде полых лопастей воздушного винта или вентилятора с тяговыми соплами на концах.

Перспективным является создание гидропаровых реактивных турбин (ГПТ), которые позволят преобразовывать тепловую энергию горячей воды шахтных энергетических объектов в механическую и, в частности, электрическую [100, 101]. Кроме того, ГПТ может быть использована и в других энергетических объектах, а именно в системах охлаждения шахтных компрессорных станций и в схемах утилизации избыточного тепла водогрейных котлов [102].

1.6 Цели и задачи исследования

В настоящее время имеются достаточно апробированные методы расчета и проектирования поршневых, классических турбинных (с использованием осевой и центробежной турбин), ротационно-пластинчатых, лопастных, винтовых, шестеренных пневмодвигателей. Однако струйно-реактивный пневмодвигатель малоисследован теоретически и экспериментально.

В соответствии с проведенным анализом литературных источников по исследованию СРРМ в настоящей работе ставилась цель: уточнение рабочего процесса и методики расчета основных параметров и характеристик струйно-реактивных пневмоагрегатов.

Согласно поставленной цели в работе решались следующие задачи:

- выполнить анализ возможностей использования струйно-реактивных пневмоагрегатов небольшой мощности (до 500 кВт), а также выполнить технико-экономическое сравнение таких пневмоагрегатов с пневмогидроприводами шаровых кранов больших проходных сечений, которые используются в данное время;
- определить особенности процесса расширения рабочего тела и выполнить поэлементный анализ потерь в проточной части расширительной машины струйно-реактивного типа, на основе которых уточнить математическую модель;
- провести экспериментальные исследования расширительной машины струйно-реактивного типа; с учетом полученных экспериментальных данных уточнить методика расчета характеристик этой машины;
- выполнить моделирование и численные исследования течения газа в проточной части струйно-реактивной расширительной машины при помощи программного комплекса FlowVision;
- дать практические рекомендации для создания струйно-реактивных пневмоагрегатов.

1.7 Выводы

Выполненный информационно-аналитический обзор современного состояния проблем, связанных с применением приводов шаровых кранов больших проходных сечений ($DN > 300$ мм) позволяет сделать следующие выводы:

- интенсивное развитие газотранспортных систем с одновременным перемещением природного газа в труднодоступные районы со сложными климатическими условиями обуславливают повышенные требования к эксплуатационным показателям оборудования КС и МГ, в частности к шаровым кранам и их приводам;

- в настоящее время для привода запорной арматуры больших проходных сечений используются, в основном, поршневые приводы. Анализ конструкций, предлагаемых зарубежными фирмами (по рекламным каталогам) показал, что для запорных шаровых кранов $DN 300 \div 1400 PN 80$ наиболее распространенным является пневмогидропривод с отдельными пневматическим и гидравлическим цилиндрами;

- основным недостатком пневмогидроприводов является наличие гидравлической среды (масла) в системе, что влечет за собой усложнение конструкции и эксплуатации привода, повышает вероятность аварийных ситуаций, связанных с утечками или замерзанием конденсата, необходимость утилизации гидравлической среды. Эти проблемы особенно остро проявляются в условиях удаленности и труднодоступности шарового крана и в зонах низких температур;

- альтернативой существующим гидропневмоприводам шаровых кранов больших проходных сечений может быть пневмопривод на базе струйно-реактивной расширительной машины, которая, обладая такими преимуществами как: простота конструкции, отсутствие трущихся деталей, возможность срабатывания больших перепадов давления, лучшие массогабаритные показатели, может и должна составить конкуренцию существующим приводам;

- для создания эффективного пневмопривода на базе СРРМ в первую очередь необходимо разработать методику поэлементного расчета потерь и уточнить существующую методику расчета газодинамических и геометрических параметров, а также характеристик машины посредством введения корректирующих размерных и безразмерных зависимостей;

- на основе проведенного литературного анализа для достижения поставленной цели намечены задачи исследования, которые заключаются в следующем: определение особенностей рабочего процесса расширения газа в струйно-реактивной расширительной машине; выполнение поэлементного анализа потерь в проточной части СРРМ и уточнение математической модели и методики расчета характеристик струйно-реактивной расширительной машины. В качестве объекта исследования рассматриваются пневмомеханические процессы, имеющие место в струйно-реактивной расширительной машине и агрегатах на её основе. В качестве методов проведения исследования выбрано анализ и научное обобщение известных литературных источников, аналитическое и численное исследование, эксперимент;

- намечены пути и определены рекомендации по созданию пневмопривода на базе струйно-реактивной расширительной машины; необходимо разработать алгоритм поэтапного расчета и проектирования пневмопривода шарового крана, что может значительно ускорить и упростить проектирование подобных пневмоприводов «с нуля».

РАЗДЕЛ 2 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕЧЕНИЯ ГАЗА В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ СТРУЙНО-РЕАКТИВНОЙ РАСШИРИТЕЛЬНОЙ МАШИНЫ

2.1 Общий теоретический анализ процесса течения газа в газовом тракте струйно-реактивной расширительной машины

В результате проведенного патентно-информационного поиска в технической литературе не обнаружено достаточно глубокого теоретического описания процесса течения в газовом тракте СРРМ. Имеющиеся методики расчета [53, 54, 103] хоть и являются адекватными, все же нуждаются в определенных уточнениях. Поэтому целесообразно провести общий теоретический анализ течения газа в газовом тракте СРРМ.

В соответствии с принятой схемой СРРМ (см. рис. 1.9, 1.10) движущий момент на валу ротора СРРМ определяется из уравнения момента количества движения (уравнения момента импульса) [104]:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \vec{r} \times \rho \vec{v} dV = \int_V \vec{r} \times \rho \vec{f} dV + \int_S \vec{r} \times \vec{P}_S dS + \vec{r} \times \vec{P} \quad (2.1)$$

где \vec{r} – радиус-вектор сил, действующих на массу жидкости (газа), протекающей через объем dV ;

\vec{P} – результирующая сила, действующая на тело внутри контрольного объема V ;

\vec{P}_S – поверхностные силы, действующие на поверхность S ;

\vec{f} – вектор напряжения массовой силы;

\vec{v} – скорость жидкости (газа), протекающей через объем V ;

ρ – плотность жидкости (газа) в объеме V .

С учетом, что при механическом движении протекающая масса не зависит от скорости и $\frac{\partial m}{\partial t} = 0$, для массы жидкости (газа), протекающей через

плечо ротора СРРМ, для изэнтропного течения общее уравнение момента импульса (2.1) в источнике [54] приводится в виде:

$$M = \frac{d}{dt} \left[\int_V (\vec{v}_\tau + \vec{v}_r) r \rho dV \right] + \int_{f_{ex}} (\vec{v}_\tau + \vec{v}_r) \vec{r} dG_{ex} - \int_{f_{cp.m}} (\vec{v}_\tau + \vec{v}_r) \vec{r} dG_m + f_{cp.m} (p_{cp.m} - p_{o.c}),$$

где $v_\tau = r\omega$ – окружная скорость РТ (газа);

$v_r = \frac{dr}{dt}$ – радиальная скорость;

G_{ex} – расход РТ через входное сечение канала СРРМ;

G_m – расход РТ через тяговое сопло (сечение среза ТС);

f_{ex} – площадь канала на входе в СРРМ;

$f_{cp.m}$ – площадь среза ТС;

$p_{cp.m}$ – давление на срезе ТС;

$p_{o.c}$ – давление окружающей среды.

В установившемся режиме $\omega = const$ и при $G_{ex} = G_m$ это уравнение с учетом сопротивления воздуха вращению ротора принимает вид:

$$M = \left[G_m v_{cp.m} + f_{cp} (p_{cp.m} - p_{o.c}) \right] \cdot L - G_m L^2 \omega - M_{c.в}, \quad (2.2)$$

где L – плечо силы тяги на ТС относительно оси ротора.

Первый член выражения (2.2) является моментом от силы тяги сверхзвукового сопла, которая определяется по формуле для тяги обычного ракетного двигателя:

$$P_m = G_m \cdot v_{cp.m} + f_{cp} (p_{cp.m} - p_{o.c}), \quad (2.3)$$

где P_m – сила тяги (в данном случае сила, развиваемая ТС).

При $\omega = 0$ первый член выражения (2.2) определяет пусковой момент. Два других члена в свою очередь зависят от угловой скорости вращения ротора ω и являются «вредными» составляющими, снижающими момент на валу струйно-реактивной расширительной машины, что определяет падающий характер механической характеристики СРРМ.

Второй член уравнения (2.2) $G_m L^2 \omega$ есть суть действия массовых сил в окружном (тангенциальном) направлении на протекающее через плечо ротора рабочее тело.

Третий член выражения (2.2) $M_{c.с}$ обуславливает аэродинамическое сопротивление окружающего воздуха вращению ротора и определяется интегрированием сил аэродинамического сопротивления по плечу ротора в соответствии со схемой (рис. 2.1).

Выражение для элементарного момента $dM_{c.с}$ от элементарной силы аэродинамического сопротивления $dP_{c.с}$ имеет вид (рис. 2.1)

$dM_{c.с} = c_x \frac{\rho_{o.c} \omega^2 r^2}{2} r D dr$. Интегрирование по плечу ротора приводит к

следующему выражению:

$$M_{c.с} = \int_0^L c_x \frac{\rho_{o.c} \omega^2}{2} r^3 D dr = c_x \rho_{o.c} \frac{DL^4}{8} \omega^2,$$

где c_x – коэффициент аэродинамического (лобового) сопротивления;

$\rho_{o.c}$ – плотность окружающей среды;

D – диаметр плеч ротора;

L – длина плеч ротора.

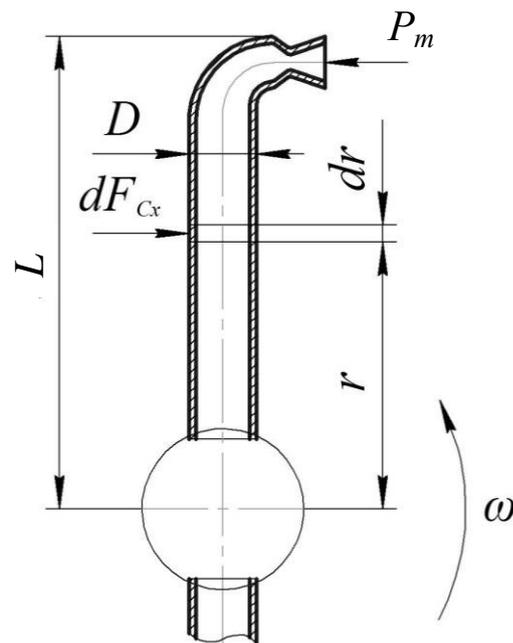


Рисунок 2.1 – Плечо ротора СРРМ

Момент сопротивления вращению ротора в среде вязкого газа удобно выражать и рассчитывать через комплексный коэффициент сопротивления вращению:

$$M_{c.в} = K_{c.в} \omega^2.$$

Тогда для одноплечевого ротора:

$$K_{c.в} = c_x \rho_{o.c} \frac{DL^4}{8},$$

Для двухплечевого ротора:

$$M_{c.в}'' = 2M_{c.в} = c_x \rho_{o.c} \frac{DL^4}{4} \omega^2;$$

$$K_{c.в} = c_x \rho_{o.c} \frac{DL^4}{4}. \quad (2.4)$$

В работе [54] сопротивление вращению учитывается постоянным, не зависящим от угловой скорости, коэффициентом $K_{c.в}$, в котором не отражено взаимное влияние плеч ротора СРРМ при вращении. Для учета влияния на аэродинамическое сопротивление тяговых сопел и повышения плотности воздуха в защитном кожухе ротора используется дополнительный коэффициент $K'_{c.в}$, действительное значение которого должно определяться по экспериментальным данным для конкретной СРРМ.

Однако в результате проведенных экспериментальных исследований по снятию механических характеристик получено, что коэффициент $K_{c.в}$ зависит также от скорости вращения ротора ω [12]. Данный результат объясняется взаимным влиянием плеч ротора, каждое из которых движется в вихревом спутном следе, образованном другим плечом.

Более того, по данным работы [105] доля потерь мощности на аэродинамическое сопротивление ($\zeta_{c.в}$) возрастает с увеличением частоты вращения ротора, о чем свидетельствует зависимость основных относительных величин потерь (рис. 2.2), имеющих место при работе струйно-реактивной расширительной машины. Кроме потерь на аэродинамическое сопротивление работе СРРМ присущи потери на преодоление потоком гидравлических

сопротивлений газового тракта (ζ_2), потери с выходящим потоком ($\zeta_{дин}$) и потери из-за утечки, обусловленной зазором между статорной и роторной частью СРРМ ($\zeta_{ут}$).

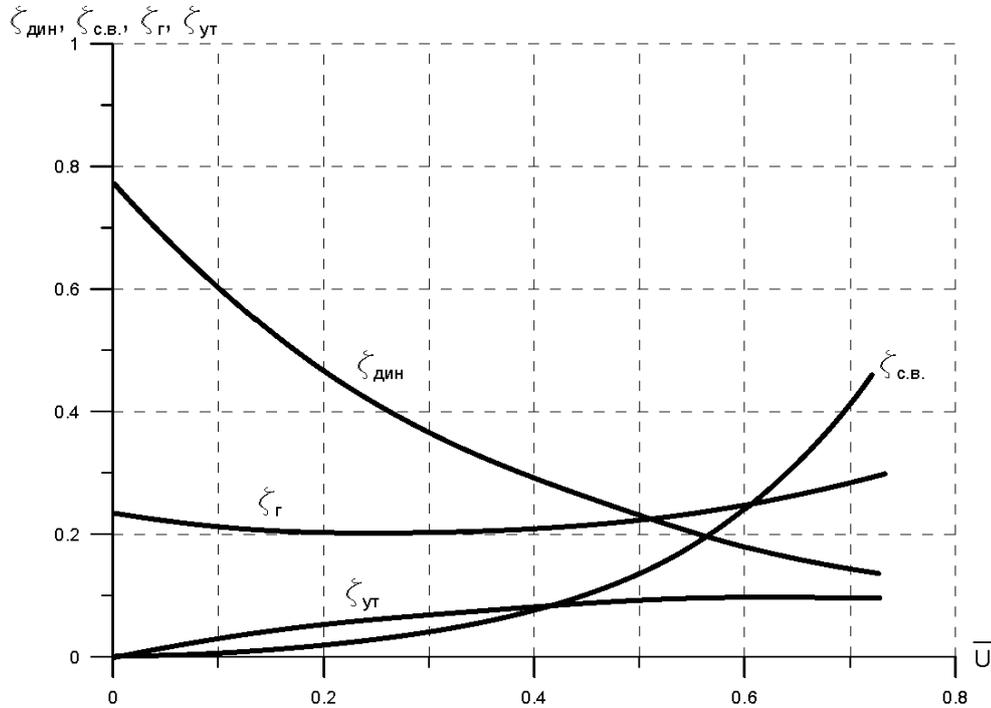


Рисунок 2.2 – Баланс потерь энергии в струйно-реактивной расширительной машине

В связи с вышесказанным, целесообразно в дальнейших расчетно-теоретических выкладках использовать коэффициент сопротивления вращению в виде полиномиальной зависимости $K_{с.в} = f(\omega)$ или $K_{с.в} = f(n)$.

Эта зависимость может быть определена по результатам снятия характеристики пускового момента ротора СРРМ и характеристики холостого хода [25] и заложена в методику расчета характеристик момента, мощности и КПД агрегата в целом.

Для режима холостого хода, когда нагрузка на валу СРРМ отсутствует ($M_{СРРМ} = 0$), без учета механических потерь получим, что движущий момент (определенный по теореме об изменении момента количества движения потока газа относительно оси вращения) будет равен моменту сопротивления вращению ротора в среде вязкого газа:

$$M_U = M_{с.в} = K_{с.в} \omega_{x.x}^2.$$

Момент M_U равен [80]:

$$M_U = P_m \frac{D_{PK}}{2} - G_m \omega_{x.x} \frac{D_{PK}^2}{4},$$

где D_{PK} – диаметр рабочего колеса (принимается диаметр расположения тяговых сопел относительно оси вращения).

Тогда коэффициент сопротивления вращению будет равен:

$$K_{c.в} = \frac{M_U}{\omega_{x.x}^2} = \frac{P_m \frac{D_{PK}}{2} - G_m \omega_{x.x} \frac{D_{PK}^2}{4}}{\omega_{x.x}^2}.$$

Сила тяги P_m в свою очередь может быть получена по результатам измерения пускового момента ротора СРРМ или расчетным путем (уравнение 2.3).

В источнике [54] также показано влияние действия центробежных сил на протекающее по плечу рабочее тело. Имеется в виду наличие компрессорного эффекта при вращении ротора, что приводит к росту полного давления перед ТС. Причем влияние этого эффекта учитывается только для режимов работы на докритических располагаемых перепадах давления (дозвуковой вход газа в ГТ ротора и дозвуковое истечение из ТС).

Однако, и на сверхзвуковых режимах работы подводящего и тягового сопел данный эффект также должен учитываться. Для СРРМ эти режимы наиболее эффективны.

В уравнение (2.2) для определения момента на валу СРРМ входит скорость на срезе тягового сопла $v_{cp.m}$. Величину этой скорости можно определить из уравнения сохранения энергии в относительном движении для сечения 1-1 (вход в РК) и сечения среза тягового сопла (рис. 2.3):

$$i_{w.1}^* - \frac{u_1^2}{2} = i_{w.cp.m}^* - \frac{u_{cp.m}^2}{2}, \quad (2.5)$$

где i_w^* – полная энтальпия в относительном движении, Дж/кг;

u – окружная скорость, м/с.

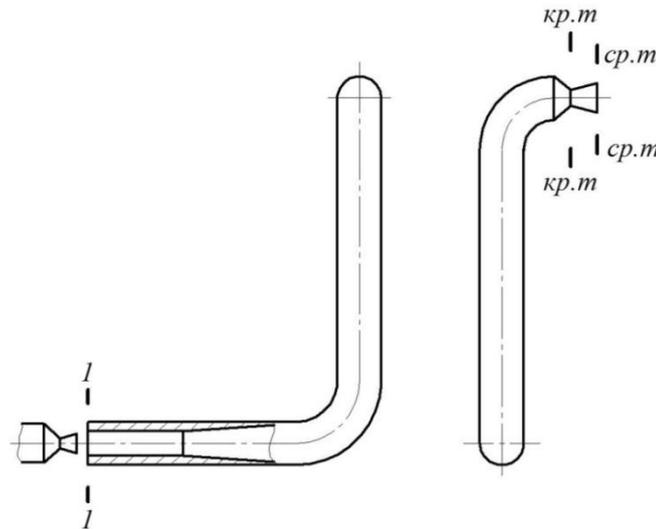


Рисунок 2.3 – Расчетная схема для определения компрессорного эффекта

Так как $u_1 \cong 0$, то уравнение (2.5) примет вид:

$$i_{w.1}^* = i_{w.cp.m}^* - \frac{u_{cp.m}^2}{2}, \quad (2.6)$$

где величина $\frac{u_{cp.m}^2}{2}$ и является так называемым компрессорным эффектом [106].

Из треугольника скоростей на выходе из ТС ($v_{cp.m} = w_{cp.m} - u$) и с учетом соотношений между полными параметрами и статическими, уравнение (2.6) имеет вид:

$$i_1 + \frac{w_1^2}{2} = i_{cp.m} + \frac{w_{cp.m}^2}{2} - \frac{u_{cp.m}^2}{2},$$

где w – скорость в относительном движении, м/с.

Принимая постоянным значение изобарной массовой теплоемкости, получим:

$$c_p T_1 + \frac{w_1^2}{2} = c_p T_{cp.m} + \frac{w_{cp.m}^2}{2} - \frac{u_{cp.m}^2}{2}. \quad (2.7)$$

Так как $u_1 \cong 0$, $w_1 = v_1$ и $c_p T_1 + \frac{v_1^2}{2} = c_p T_1^* = c_p T_n^*$, то уравнение (2.7)

принимает вид:

$$c_p T_n^* = c_p T_{w.cp.m}^* - \frac{u_{cp.m}^2}{2},$$

где T_n^* – температура торможения питающего сопла (вход в СРРМ), K ;

$T_{w.cp.m}^*$ – температура торможения потока газа на срезе ТС в относительном движении, K .

Тогда:

$$T_{w.cp.m}^* = T_n^* + \frac{u_{cp.m}^2}{2c_p} = T_n^* + \frac{u_{cp.m}^2 (k-1)}{2kR}.$$

где $\frac{u_{cp.m}^2}{2c_p}$ – увеличение полной температуры в тяговом сопле за счет компрессорного эффекта.

Скорость потока газа на срезе ТС в относительном движении можно выразить через критическую скорость:

$$w_{cp.m} = \lambda_{w.cp.m} \cdot a_{w.kp} = \lambda_{w.cp.m} \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_{w.cp.m}^*} = \lambda_{w.cp.m} \sqrt{\frac{2k}{k+1} R \left(T_n^* + \frac{u_{cp.m}^2 (k-1)}{2kR} \right)},$$

где $\lambda_{w.cp.m}$ – безразмерная скорость потока газа на срезе тягового сопла в относительном движении, она определяется через газодинамическую функцию (приведенный расход):

$$q(\lambda) = \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{1}{k-1}} \lambda \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2 \right)^{\frac{1}{k-1}},$$

которая в свою очередь определяется из уравнения неразрывности, записанного для критического сечения и среза тягового сопла:

$$\frac{B \cdot p_{w.kp.m}^* \cdot f_{kp.m}}{\sqrt{RT_{w.kp.m}^*}} = \frac{B \cdot p_{w.cp.m}^* \cdot f_{cp.m} \cdot q(\lambda_{w.cp.m})}{\sqrt{RT_{w.cp.m}^*}}.$$

Принимая радиусы расположения площадей критического сечения $f_{kp.m}$ и сечения среза $f_{cp.m}$ тягового сопла одинаковыми, и считая процесс изэнтропным ($T_{w.kp.m}^* = T_{w.cp.m}^*$ и $p_{w.kp.m}^* \cong p_{w.cp.m}^*$) получим:

$$q(\lambda_{w.cp.m}) = \frac{f_{kp.m}}{f_{cp.m}}.$$

Таким образом, зная геометрию проточной части СРРМ, параметры на входе СРРМ, величину окружной скорости можно определить значение относительной скорости на срезе тягового сопла, а из уравнения $v_{cp.m} = w_{cp.m} - u$ абсолютную скорость, входящую в уравнение определения момента (2.2).

Особенность рабочего процесса СРРМ в виде компрессорного эффекта аналогична свойству газотурбинного двигателя, в котором газовая турбина вращает компрессор, создающий необходимые параметры рабочего процесса перед турбиной. В том и другом случае компрессор поглощает мощность, которая вырабатывается с потерями энергии в турбине, что приводит к существенному снижению КПД всей установки [106]. Следует отметить, что сам компрессор «сегнерова колеса» отличается совершенством рабочего процесса, так как в нем создается напор лишь под влиянием кориолисовых сил, что происходит почти без потерь энергии.

В уравнение (2.2) входит статическое давление на срезе тягового сопла, которое может быть определено из уравнения состояния:

$$p_{cp.m} = \rho_{cp.m} RT_{cp.m}. \quad (2.8)$$

Плотность газа на срезе тягового сопла из уравнения неразрывности в относительном движении:

$$\rho_{cp.m} = \frac{G_m}{f_{cp.m} \cdot w_{cp.m}}$$

Статическая температура на срезе тягового сопла в относительном движении выражается через газодинамическую функцию температуры:

$$T_{cp.m} = T_{w.cp.m}^* \cdot \tau(\lambda_{w.cp.m}) = T_{w.cp.m}^* \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{w.cp.m}^2 \right).$$

С учетом этого выражение (2.8) примет вид:

$$p_{cp.m} = \frac{G_m RT_{cp.m}}{f_{cp.m} \cdot w_{cp.m}} = \frac{G_m R}{f_{cp.m} \cdot w_{cp.m}} T_{w.cp.m}^* \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{w.cp.m}^2 \right).$$

Полученное уравнение (2.2) с учетом аэродинамического сопротивления вращению и компрессорного эффекта принято за основу при математическом

моделировании СРРМ и СРПД. Для определения механической характеристики СРПД учитывается передаточное отношение редуктора:

$$M_{\partial} = \eta_p \cdot n_p \cdot M, \quad (2.9)$$

где n_p – передаточное отношение редуктора;

η_p – механический КПД редуктора.

Мощность на валу СРРМ может быть определена как:

$$N = M\omega.$$

КПД расширительной машины:

$$\eta = \frac{N}{N_s} = \frac{N}{G_n h_s}.$$

Точность и достоверность расчетного определения выходных механических характеристик СРРМ по уравнению (2.2) в наибольшей степени зависит от точности расчетного определения пускового момента, соответствующего $\omega = 0$:

$$M_n = L \cdot P_m.$$

При этом сила тяги РТ рассчитывается по формуле 2.3, куда входит величина статического давления на срезе сопла, которая зависит от полного давления перед соплом как было показано ранее. Таким образом точность определения тяги ТС, а, следовательно, и пускового момента полностью зависит от точности определения полного давления перед ТС.

К тому же газодинамическая эффективность СРПД повышается с повышением полного давления перед ТС. Это можно показать, используя удельные показатели (параметры) эффективности, применяемые для ракетных двигателей (РД) [107, 108].

Как в РД, так и в СРПД происходит прямое преобразование потенциальной энергии РТ высокого давления в механическую работу (кинетическую энергию истекающей струи) в процессе изэнтропного расширения РТ в сопле двигателя. Наиболее эффективным процесс будет при

расширении РТ (газа) до давления окружающей среды ($p_{cp.m} = p_{o.c}$) при расчетном уширении сверхзвуковой части сопла.

В качестве удельных показателей эффективности при этом используются удельная тяга или удельный момент.

Удельная тяга и момент определяются выражениями:

$$P_{m.y\delta} = \frac{P_m}{G_m}, \quad (2.10)$$

$$M_{y\delta} = \frac{M_n}{G_m} = \frac{P_m \cdot L_p}{G_m}. \quad (2.11)$$

С целью учета влияния на эффективность СРПД утечек газа на входе в газовый тракт ротора использовались также удельные параметры, отнесенные к расходу газа через подводящее сопло G_n :

$$P_{m.y\delta} = \frac{P_m}{G_n}; \quad (2.12)$$

$$M_{m.y\delta} = \frac{P_{m.y\delta}}{G_n}. \quad (2.13)$$

Удельные параметры интенсивно возрастают с возрастанием полного давления, т.е. увеличение p_2^* приводит к повышению эффективности СРПД [107, 109].

Эффективность струйно-реактивной расширительной машины и агрегатов на её основе также определяется эффективной совместной работой тягового и подводящего сопел. Для достижения такой работы необходимо правильно подобрать соотношение критических диаметров этих сопел на этапе общего проектирования. Проанализируем массовые расходы через ПС и ТС:

$$G_n = \frac{p_n^* B f_{кр.n}}{\sqrt{RT_n^*}} = G_m + \Delta G = \frac{p_m^* B f_{кр.m}}{\sqrt{RT_m^*}} + \Delta G, \quad (2.14)$$

где ΔG – потеря массового расхода газа из-за утечек в зазоре между ПС и ротором СРПД, которая характеризуется коэффициентом утечек газа $\alpha_{ym} = \Delta G / G_n$.

Совершенство газового тракта определяется коэффициентом восстановления полного давления $\sigma = p_m^* / p_n^*$, с учетом которого выражение (2.14) даст соотношение для площадей критических сечений ПС и ТС:

$$\frac{f_{кр.т}}{f_{кр.п}} = \frac{1 - \alpha_{ум}}{\sigma}.$$

Для правильного определения соотношения площадей критических сечений ПС и ТС, что является повышением эффективности СРРМ, необходимо, в первую очередь, определить коэффициент восстановления полного давления по длине газового тракта СРПД. Для этого предлагается разработать методику поэлементного расчета газового тракта, в которой вышеупомянутый коэффициент σ является произведением коэффициентов σ_i соответствующих участков.

2.2 Поэлементный анализ течения газа в СРРМ

Ранее был приведен вывод движущего момента СРРМ, основанный на теореме об изменении момента количества движения потока газа относительно оси вращения. Рассмотрена также математическая модель течения в проточной части СРРМ [106]. При этом весь газовый тракт СРРМ принимается в виде сверхзвуковой аэродинамической трубы и рассматривается адиабатическое течение с трением в этой трубе. Потери в проточной части оцениваются суммарно коэффициентом восстановления полного давления между критическими сечениями питающего и тягового сопел.

Целесообразно разработать поэлементную модель течения в проточной части СРРМ. В этом случае возможно оценить потери энергии и влияние каждого элемента отдельно на эффективность СРРМ.

При построении математической модели проточная часть СРРМ разбивается на следующие участки (рис. 2.4):

- питающее сопло (ПС),
- входной цилиндрический участок,

- диффузор,
- поворотный участок,
- радиальный участок газового тракта (плеча-консоли ротора),
- поворотный участок перед тяговым соплом,
- тяговое сопло (ТС).

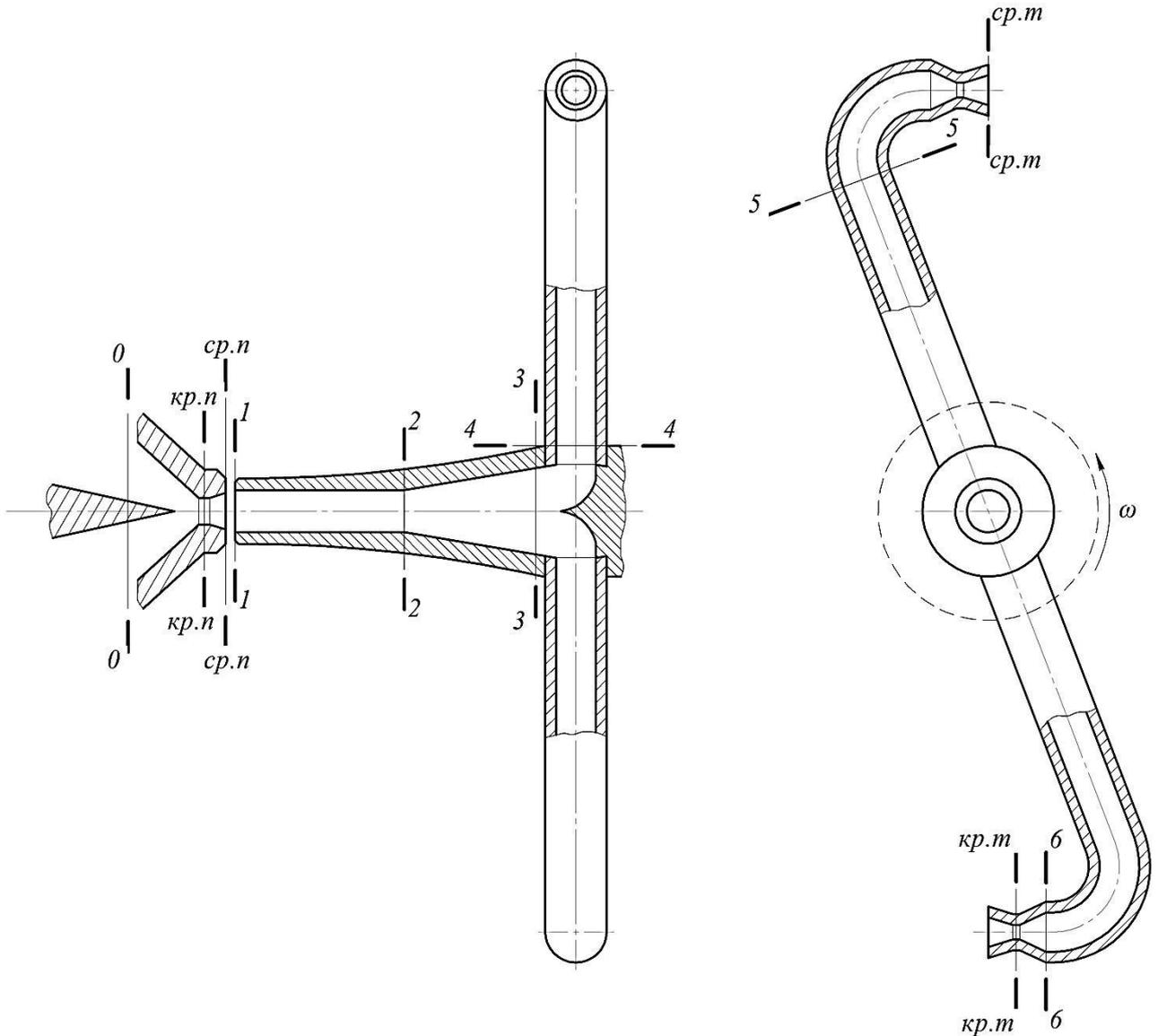


Рисунок 2.4 – Расчетная схема проточной части СРРМ

Так как газовый тракт СРРМ, в основном состоит из осесимметричных элементов (сопел ПС и ТС, дозвукового диффузора и цилиндрических участков), то для течения в ПС и во втулке-диффузоре используется одномерная теория газодинамики [109], а для течения в плечах ротора и в тяговом сопле – двумерная теория газодинамики [64].

Расчетная схема проточной части СРРМ представлена на рисунке 2.4.

Принятые следующие допущения:

- так как газовый тракт состоит из осесимметричных элементов (питающее и тяговое сопла, дозвуковой диффузор, цилиндрические участки), и поворотных участков то для пускового режима работы можно использовать уравнения, описывающие одномерное течение газа;
- так как скорости движения газа в проточной части СРРМ довольно большие, то можно пренебречь теплообменом с окружающей средой и считать течение адиабатным;
- рабочее тело – идеальный газ.

За основные контрольные сечения ГТ приняты:

- 0-0 - вход в ПС;
- *кр.п-кр.п* – критическое сечение ПС;
- *ср.п-ср.п* – сечение среза ПС;
- 1-1 - вход в РК (в цилиндрическую часть втулки-диффузора);
- 2-2 - выход из цилиндрической части втулки-диффузора;
- 3-3 - выход из диффузора;
- 4-4 – вход в радиальную часть РК;
- 5-5 – сечение перед поворотом в тяговое сопло;
- 6-6 – вход в ТС;
- *кр.т-кр.т* – критическое сечение ТС;
- *ср.т-ср.т* – сечение среза ТС.

2.2.1 Анализ работы питающего сопла

Отклонение действительного течения газа в соплах от изоэнтропного обычно учитывается введением в расчет коэффициента скорости φ . При этом коэффициент скорости можно представить в виде трех коэффициентов, учитывающих потери на трение (φ_f), потери от неравномерности потока в горле сопла (φ_p) и потери вследствие отклонения потока в выходном сечении от осевого направления (φ_α) [109]:

$$\varphi = \varphi_f \cdot \varphi_p \cdot \varphi_\alpha.$$

Коэффициент φ_f рассчитывается с помощью методов теории пограничного слоя сжимаемого газа. Коэффициент φ_p в конических соплах зависит в основном от относительного радиуса кривизны стенки сопла в области горла и хорошо аппроксимируется степенной зависимостью:

$$\varphi_p = 1 - 0,032 \cdot k \cdot \left(\frac{R_{кр}}{r} \right)^{2,6},$$

где $R_{кр}$ – радиус критического сечения сопла;

r – радиус кривизны стенки сопла в области горла;

k – показатель изоэнтропы газа.

Коэффициент φ_α для равномерного конического потока на срезе сопла определяется по среднему значению проекции вектора скорости на ось сопла:

$$\varphi_\alpha = \frac{1 + \cos\left(\frac{\alpha_1}{2}\right)}{2}$$

где α_1 – полуугол раствора сопла.

Тогда действительная безразмерная скорость истечения газа из питающего сопла будет равна:

$$\lambda_{cp.n} = \varphi \cdot \lambda_{cp.n.s}.$$

Потери энергии в питающем сопле можно определить с помощью коэффициента восстановления полного давления:

$$\sigma_{0-cp.n} = \frac{P_{cp.n}^*}{P_0^*} = \left[\frac{1 - \lambda_{cp.n.s}^2 \cdot \frac{k-1}{k+1}}{1 - \lambda_{cp.n}^2 \cdot \frac{k-1}{k+1}} \right]^{\frac{k}{k-1}}.$$

Назначение питающего сопла в СРРМ – разогнать поток до относительно небольшой сверхзвуковой скорости: приведенная (безразмерная) скорость газа в выходном сечении (на срезе) питающего сопла $\lambda_{cp.n} = C_{cp.n} / a_{кр} = 1,1-1,3$. В этом случае значительно уменьшаются потери

энергии при переходе со сверхзвукового течения на дозвуковое в проточной части ротора турбины и уменьшаются или полностью исключаются утечки газа в окружающую среду, так как они должны происходить против сверхзвукового потока. При этом в питающем сопле газ недорасширяется и на выходе из сопла имеем недорасширенную сверхзвуковую струю газа.

Истечение такой струи из сопла исследовано и описано в литературе [109]. Характерной особенностью такой струи является существенная неравномерность потока: параметры газа значительно изменяются как по длине струи, так и по радиусу поперечных сечений. Для расчета такого потока обычно применяется метод характеристик, позволяющий по исходным значениям параметров на срезе сопла найти параметры газа во всей сверхзвуковой части потока, примыкающей к соплу. Однако если необходимо знать только некоторые суммарные характеристики потока, например, потери давления, площадь сечения, и не требуется определение внутренней структуры струи, то возможно применение более простых методов, в частности метода, базирующегося на осреднении параметров струи в поперечном сечении и приближенном рассмотрении ее как одномерного газового потока [109].

Используя уравнения неразрывности, изменения количества движения и энергии можно рассчитать изменение площади поперечного сечения и скорости по длине струи. Этот метод дает хорошие результаты при большой степени нерасчетности и малой длине рассматриваемого участка струи, что имеет место при течении газа в СРРМ. При расчете СРРМ это важно для выбора зазора между срезами питающего сопла и ротора и для оценки диаметра и скорости потока газа на входе в цилиндрический участок втулки-диффузора ротора СРРМ.

Используя теорию одномерного изоэнтропного течения недорасширенной струи и предложенный в [109] метод расчета параметров этой струи, выбираем зазор между срезами питающего сопла и ротора и оцениваем диаметр и скорость потока газа на входе в цилиндрический участок

втулки-диффузора ротора СРРМ; для определения этих параметров разработана математическая модель течения и программа расчета на ЭВМ.

2.2.2 Анализ течения газа на цилиндрических участках

Учитывая принятые допущения, общий теоретический анализ течения газа на цилиндрических участках СРРМ и разработка математической модели для этих участков проводится с использованием теории адиабатного одномерного течения с трением в трубе постоянного сечения ($F_{mp} = const$) [109].

В рассматриваемой нами схеме (рис. 2.4) прямолинейные цилиндрические участки 1-2 и 4-5. Проанализируем течение на цилиндрическом входном участке ротора 1-2.

Для адиабатного течения полная температура в потоке не меняется $T_0 = const$. Тогда уравнение неразрывности приводит к соотношению давлений в начале и конце участка:

$$q(\lambda_2) = \frac{P_{01}}{P_{02}} \cdot q(\lambda_1). \quad (2.15)$$

Элементарная работа сил трения имеет вид:

$$dL_{mp} = \zeta \frac{v^2}{2g} \frac{dx}{D_{mp}}, \quad (2.16)$$

где x – координата по длине трубы;

ζ – коэффициент местного сопротивления.

Для адиабатного течения уравнение, связывающее скорость потока на рассматриваемом участке с работами сил трения имеет вид [109]:

$$(M^2 - 1) \frac{dv}{v} = -\frac{k}{a^2} dL_{mp}, \quad (2.17)$$

где M – число Маха.

Как известно трение является односторонним воздействием, то есть процесс трения необратимый и, следовательно, работа сил трения всегда

положительна ($dL_{mp} > 0$). Поэтому согласно выражения (2.17) под влиянием сил трения дозвуковой поток ($M < 1$) ускоряется ($dv > 0$), а сверхзвуковой ($M > 1$) - замедляется ($dv < 0$). Непрерывный переход через скорость звука в трубе постоянного сечения только под воздействием сил трения невозможен.

Представляя работу сил трения в виде уравнения Дарси-Вейсбаха (2.16) и учитывая связь между числом Маха M и безразмерной скоростью λ , получим дифференциальное уравнение:

$$\left(\frac{1}{\lambda^2} - 1\right) \frac{d\lambda}{\lambda} = \frac{k}{k+1} \zeta \frac{dx}{D_{mp}}. \quad (2.18)$$

При $\zeta = const$ уравнение (2.18) интегрируется:

$$\frac{1}{\lambda_1^2} - \frac{1}{\lambda_2^2} - \ln \frac{\lambda_2^2}{\lambda_1^2} = \frac{2k}{k+1} \zeta \frac{x_2}{D_{mp}}. \quad (2.19)$$

Уравнение (2.19) используется в виде:

$$\varphi(\lambda_1) - \varphi(\lambda_2) = \chi, \quad (2.20)$$

где $\varphi(\lambda) = \frac{1}{\lambda^2} + 2 \ln \lambda$ - дополнительная функция;

$\chi = \frac{2k}{k+1} \zeta \frac{x}{D}$ - приведенная длина трубы.

Таким образом, изменение скорости потока между двумя сечениями трубы таково, что разность функций $\varphi(\lambda)$ в них равна приведенной длине данного участка трубы. Функция $\varphi(\lambda)$ имеет минимум при $\lambda = 1$, равный $\varphi(\lambda) = 1$.

Поэтому при $\lambda_2 = 1$ и заданной скорости λ_1 приведенная длина трубы χ будет иметь какое-то максимальное значение, называемое критическим:

$$\chi_{кр} = \varphi(\lambda_1) - 1, \quad (2.21)$$

где $\chi_{кр}$ - критическая приведенная длина трубы.

Выражение (2.20) позволяет установить количественную связь между изменением скорости и приведенной длиной трубы χ . Если на входе в трубу

поток дозвуковой и приведенная скорость его равна λ_1 и если приведенная длина трубы меньше критической, определяемой формулой (2.21), то на выходе из трубы поток будет также дозвуковым. Причем из выражения (2.20) следует, что приведенная скорость $\lambda_2 > \lambda_1$. Если поток на входе дозвуковой и приведенная длина трубы равна критической для данной приведенной скорости на входе в трубу, то на выходе из трубы скорость потока равна скорости звука и $\lambda_2 = 1$. Если приведенная длина трубы больше критической, то уравнение (2.20) не имеет решения, это означает что принятая на входе приведенная скорость не может быть обеспечена.

Для сверхзвукового течения, для которого формула (2.20) также справедлива, возможны следующие режимы. Если при заданной начальной скорости λ_1 приведенная длина трубы меньше критической ($\chi < \chi_{кр}$), то в конце трубы получается сверхзвуковое течение ($\lambda_2 > 1$). Если приведенная длина равна критической ($\chi = \chi_{кр}$), то скорость в конце трубы равна критической ($\lambda_2 = 1$). Если приведенная длина трубы больше критической, то плавное торможение потока на протяжении всей трубы невозможно; в некотором сечении трубы произойдет скачек уплотнения, за которым установится ускоренное дозвуковое течение.

Сверхзвуковой вход потока в газовый тракт является необходимым условием для струйно-реактивного двигателя принятой схемы. В общем случае возможно два варианта течения газа по проточной части СРД: а) с непрерывным торможением сверхзвукового потока по всему газовому тракту; б) с образованием в некотором месте ГТ скачка уплотнения и переходом на дозвуковую скорость. В первом случае течение газа будет описываться выражением (2.19). Для второго случая необходим дополнительный анализ.

Определение положения скачка уплотнения можно провести следующим образом. Пусть задана сверхзвуковая скорость в начале трубы λ_1 , длина трубы x , диаметр трубы D , коэффициент трения ζ и показатель

адиабаты k . Вычисляем приведенную длину трубы χ . По формуле (2.21) вычисляем критическую приведенную длину $\chi_{кр}$. Допустим, что истинная приведенная длина трубы больше критической. В этом случае, как говорилось выше, возникает скачок уплотнения. Для простоты допустим, что скачок уплотнения прямой, тогда приведенная скорость до скачка (λ') и после скачка (λ'') связаны соотношением:

$$\lambda' \cdot \lambda'' = 1 \quad (2.22)$$

Находим приведенную длину трубы от начала ее до скачка уплотнения (сверхзвуковой участок трения):

$$\chi_1 = \frac{2k}{k+1} \zeta \frac{x_1}{D} \quad (2.23)$$

где x_1 – длина трубы от начала до скачка уплотнения.

Теперь запишем уравнение (2.20) для участков с непрерывным изменением скорости, то есть отдельно для сверхзвукового и дозвукового участков:

$$\begin{aligned} \varphi(\lambda_1) - \varphi(\lambda') &= \chi_1 \\ \varphi(\lambda'') - \varphi(\lambda_2) &= \chi - \chi_1 \end{aligned} \quad (2.24)$$

Из выражения (2.24) видно, что определить приведенную скорость перед скачком λ' по данной формуле можно либо методом последовательных приближений, либо используя специальные графики. В данной работе расчет величин выраженных неявно проводился методом итераций, который был реализован на ЭВМ.

Коэффициент потерь полного давления для обоих случаев (со скачком уплотнения и без него) определяется следующей формулой:

$$\sigma_{1-2} = \frac{p_{02}}{p_{01}} = \frac{\lambda_1}{\lambda_2} \cdot \left(\frac{1 - \lambda_1^2 \cdot \frac{k-1}{k+1}}{1 - \lambda_2^2 \cdot \frac{k-1}{k+1}} \right)^{\frac{1}{k-1}}.$$

2.2.3 Анализ течения газа в коническом диффузоре

При течении газа в диффузоре задача определения потерь энергии и параметров потока усложняется. В этом случае скорость потока в каждом поперечном сечении диффузора уже определяется не только площадью сечения, но и значением плотности, которая в свою очередь зависит от величины потерь.

Расчет течения газа в диффузоре выполнен по методике, описанной в источнике [110]. Эта методика реализована в виде программы на ЭВМ. Программа используется для расчета геометрических и газодинамических параметров в конических диффузорах.

Данная математическая модель и программа расчета с некоторыми изменениями использовались в данной работе для описания течения газа в диффузорной части втулки-диффузора и расчета газодинамических параметров после втулки-диффузора.

2.2.4 Анализ течения газа на поворотах и коленах

Учет потерь энергии на поворотах и коленах осуществляется с помощью коэффициента сопротивления ζ . В общем случае по известной в гидравлике формуле коэффициент местного сопротивления равен отношению разности полного давления к кинетической энергии перед местным сопротивлением [111]:

$$\zeta = 2 \frac{p_1^* - p_2^*}{\rho_1 v_1^2} = \frac{2p_1^*(1-\sigma)}{\rho_1 v_1^2}, \quad (2.25)$$

где p_1^* - полное давление перед местным сопротивлением, Па;

p_2^* - полное давление после местного сопротивления, Па;

ρ_1 - плотность газа перед местным сопротивлением, кг/м³.

Таким образом, зная значение коэффициента сопротивления из формулы (2.25) можно найти коэффициент восстановления полного давления:

$$\sigma = \frac{p_2^*}{p_1^*} = 1 - \frac{\zeta \rho_1 v_1^2}{2 p_1^*}.$$

В принятой схеме СРРМ имеется два поворота: первый после втулки-диффузора, второй перед тяговым соплом (участки 3-4, 5-6 согласно принятой схеме рис. 2.4).

2.2.5 Анализ течения газа в тяговом сопле

Тяговое соло представляет собой сверхзвуковое сопло Лавалья, сила тяги которого определяется по упомянутой ранее формуле (2.3) для тяги обычного реактивного двигателя:

$$P_T = G_c \cdot v_{cp} + F_{cp} (p_{cp} - p_n).$$

Скорость газа в формуле (2.3) можно определить, зная статическое давление на срезе тягового сопла. Для расчетного режима оно равно давлению окружающей среды, тогда из таблиц газодинамических функций или по соответствующему уравнению легко можно найти приведенную скорость $\lambda_{cp.m}$. Зная её величину и критическую скорость, определяем скорость газа на срезе сопла.

Критическая скорость находится по известной зависимости:

$$a_{кр} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT^*},$$

где R - удельная газовая постоянная, Дж/(кг·К);

T^* - температура заторможенного потока перед соплом, К.

В связи с тем, что подвод газа в ГТ ротора осуществляется через подводящее сопло Лавалья со сверхзвуковой скоростью (по принятой схеме), то расход газа через СРРМ определяется только подводящим соплом и параметрами газа перед ним. При этом должно выполняться равенство массовых расходов через питающее и тяговое сопла, что накладывает жесткие

требования на соотношение диаметров критических сечений ПС и ТС. В противном случае нарушается совместный сверхзвуковой режим работы сопел и эффективность СРРМ резко падает.

При этом режиме для адиабатного течения из уравнения неразрывности с использованием газодинамических функций получены следующие соотношения критических диаметров ПС и ТС (без учета утечек между питающим соплом и рабочим колесом):

$$\frac{f_{кр.м}}{f_{кр.п}} = \frac{1}{\sigma_{2-6}}, \quad (2.26)$$

где $f_{кр.п}$ - площадь критического сечения питающего сопла, m^2 ;

$f_{кр.м}$ - площадь критического сечения тягового сопла, m^2 ;

σ_{2-6} - коэффициент восстановления полного давления между сечениями 2-2 и 6-6.

Коэффициент восстановления полного давления σ_{2-6} равен отношению полных давлений в сечениях 2-2 и 6-6:

$$\sigma_{2-6} = \frac{P_6^*}{P_2^*}. \quad (2.27)$$

В свою очередь площадь критического сечения тягового сопла связана с площадью среза тягового сопла следующим соотношением:

$$\frac{f_{кр.м}}{f_{ср.м}} = q(\lambda_{ср.м}). \quad (2.28)$$

Это еще раз подтверждает вывод о том, что сила тяги, а следовательно и эффективность СРРМ полностью зависит от величины полного давления перед ТС. В тяговом сопле происходит прямое преобразование потенциальной энергии высокого давления в кинетическую энергию истекающей струи в процессе расширения рабочего тела.

Формулы (2.26) и (2.28) являются определяющими при выборе геометрии тягового сопла на этапе конструирования турбины.

Потери энергии в сопле, ранее не учитываемые, могут быть небольшими, если вытекающая струя на своем пути не встречает препятствия и не возникают скачки уплотнения, влияющие на давление в сопле. Согласно [106] при высоких значениях коэффициента φ , учитывающего реальность процесса истечения, характеристика КПД струйно-реактивной расширительной машины сохраняет такой же вид, как для идеализированной ступени, но с максимумом в области очень высоких окружных скоростей (рис. 2.5).

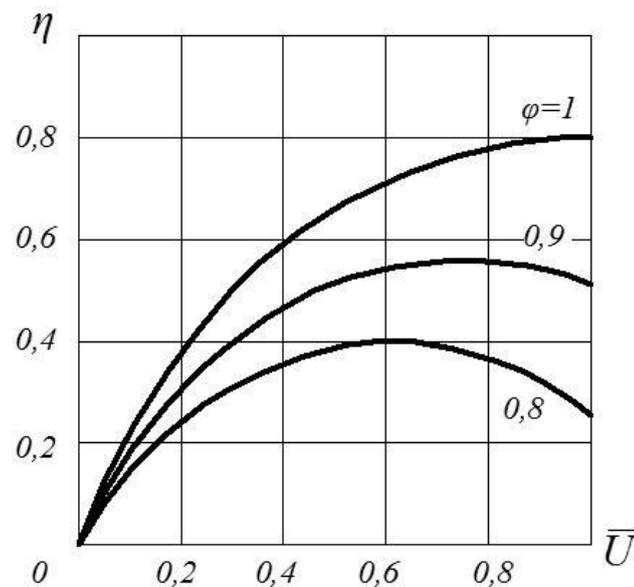


Рисунок 2.5 – Характеристика КПД струйно-реактивной расширительной машины

По мере снижения коэффициента φ максимум кривой КПД смещается в область все меньших чисел \bar{U} , причем влияние коэффициента скорости на КПД быстро возрастает в области высоких значений этих чисел (см. рис. 2.5). Это объясняется важной ролью компрессорного эффекта в той области, где значительная часть располагаемого перепада энтальпий в сопле создается за счет разности квадратов окружных скоростей в РК. Таким образом, необходимо учесть реальность истечения газа из тягового сопла путем ввода в методику расчета коэффициента скорости φ , значение которого может быть получено также, как и для питающего сопла.

2.3 Численное моделирование процессов течения газа в струйно-реактивной расширительной машине

Из представленной выше методики расчета характеристик СРРМ следует, что в части повышения эффективности особое внимание должно уделяться вопросу снижения потерь полного давления по газовому тракту ротора. Задача расчета полного давления перед тяговым соплом с учетом потерь в проточной части различной геометрии является главной, решение которой обеспечивает возможность оптимизации струйно-реактивной расширительной машины.

Для наиболее качественного математического описания течения в проточной части струйно-реактивной расширительной машины необходимо использовать трехмерные уравнения Навье-Стокса осредненные по Рейнольдсу в следствии невозможности применения моделей, основанных на интегральных и полуэмпирических соотношениях для пограничного слоя. Система уравнений Навье-Стокса состоит из [112]: уравнения неразрывности (2.29), уравнения количества движения (2.30), уравнения энергии (2.31)

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \bar{V}) = 0; \quad (2.29)$$

$$\frac{\partial \rho \bar{V}}{\partial t} + \nabla(\rho \bar{V} \bar{V}) - \nabla \Pi = 0; \quad (2.30)$$

$$\frac{\partial \rho E_t}{\partial t} + \nabla(\rho E_t \bar{V}) - \nabla(\Pi \bar{V}) + \nabla \bar{q} = 0, \quad (2.31)$$

где ρ - плотность; E_t - полная энергия единицы массы; Π - тензор напряжений; \bar{q} - тепловой поток; $\bar{V} = \vec{i}u + \vec{j}v + \vec{k}w$ - вектор скорости.

Представленная форма записи системы уравнений Навье-Стокса является следствием интегральных законов сохранения массы, импульса и энергии, вывод которых можно найти в работах [113, 114, 115].

При осреднении по времени в уравнениях появляются новые члены, которые можно интерпретировать как градиенты рейнольдсовых напряжений и

тепловых потоков, связанных с турбулентным движением. После осреднения система уравнений оказывается незамкнутой, для ее замыкания связывают рейнгольдсовы напряжения с характеристиками осредненного потока преимущественно опираясь на гипотезу Буссинеска [116, 117]. В соответствии с ней рейнгольдсовы напряжения связываются со скоростью деформации коэффициентом пропорциональности, называемым коэффициентом турбулентной вязкости μ_t :

$$\tau_{ij} = 2\mu_t \left(S_{ij} - \frac{S_{nn} \delta_{ij}}{3} \right) - \frac{2}{3} \rho \delta_{ij} k = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \left(\mu_t \frac{\partial u_n}{\partial x_n} + \rho k \right),$$

где S_{ij} - скорость деформации среднего течения; k - кинетическая энергия турбулентности. Слагаемым ρk для моделей турбулентной вязкости часто пренебрегают.

Для замыкания уравнений математической модели возникает необходимость в выборе адекватной модели турбулентности для определения связи турбулентной вязкости с параметрами осредненного потока. В свою очередь модели поля осредненных характеристик турбулентности подразделяются на модели замыкания с помощью поля напряжений Рейнольдса и поля кинетической энергии турбулентности [114].

Как показывает практика, наиболее оптимальной моделью турбулентности является двухпараметрическая модель турбулентности, основанная на уравнивании в каждой точке генерации осредненных потоков энергии турбулентности диссипацией. Эта модель и ее модификации получили название « $k - \varepsilon$ » модель [118, 119].

Для моделей такого типа существует функциональная связь между турбулентной вязкостью и осредненными характеристиками турбулентности на основе соотношения Прандтля-Колмогорова:

$$\nu_m = C_\nu \frac{k^2}{\varepsilon},$$

где C_ν - эмпирический коэффициент; ε - скорость диссипации кинетической энергии турбулентности.

В свою очередь кинетическая энергия турбулентности равна:

$$k = \frac{1}{2}(u'u' + v'v' + w'w'),$$

где u' , v' и w' – проекции пульсационной составляющей вектора скорости на оси координат, а скорость ее диссипации равна:

$$\varepsilon = \nu_m \left(\frac{\partial u'}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v'}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial w'}{\partial x} \right)^2.$$

При использовании « $k - \varepsilon$ » моделей турбулентности к уравнениям математической модели добавляют два дифференциальных уравнения в частных производных для переноса характеристик турбулентности: кинетической энергии турбулентности k и скорости ее диссипации ε :

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \nabla(\vec{V}k) = \nabla \left(\left(\nu + \frac{\nu_m}{\sigma_k} \right) \nabla k \right) + G - \varepsilon;$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \nabla(\vec{V}\varepsilon) = \nabla \left(\left(\nu + \frac{\nu_m}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon + \frac{\varepsilon}{k} (C_1 G - C_2 \varepsilon) \right),$$

где σ_k , σ_ε , C_1 , C_2 - эмпирические константы модели, G - скорость генерации турбулентности.

Значения эмпирических констант « $k - \varepsilon$ » модели турбулентности для различных ее модификаций зависят от класса течения и могут различаться. Классическими константами являются [120, 121]:

$$\sigma_k = 1,0, \sigma_\varepsilon = 1,3, C_\nu = 0,09\rho, C_1 = 1,44, C_2 = 1,92.$$

Классическая « $k - \varepsilon$ » модель турбулентности не адекватно описывает процессы, протекающие в области, близкой к стенке – пограничном слое. Для устранения этого недостатка область течения делится на две зоны: пристеночную (пограничный слой) и центральную. В центральной области кинетическая энергия турбулентности k и скорость ее диссипации ε рассчитывается на основе уравнений переноса, а в пограничном слое – пристеночных функций.

Численное интегрирование [122] уравнений « $k - \varepsilon$ » модели производится отдельно от уравнений математической модели. Значение

компонент скорости, входящих в уравнения переноса характеристик турбулентности берется с предыдущего слоя (в параболических задачах) или с предыдущей итерации (в эллиптических задачах). Для дискретизации уравнений переноса характеристик турбулентности k и ε используют такую же схему дискретизации, что и для уравнений движения [123].

Сегодня существует целый ряд программных продуктов для численного решения уравнений Навье-Стокса осредненных по Рейнольдсу. Одним из них является программный комплекс «FlowVision» фирмы «ТЕСИС». На кафедре технической теплофизики Сумского государственного университета имеется лицензия на академическую версию этого пакета. Для расчета уравнений движения жидкости и газа в нем используют метод контрольных объемов, который заключается в определении значений зависимых переменных в конечном числе точек, называемых узловыми точками, путем решения разностных аналогов исходных дифференциальных уравнений в виде системы алгебраических уравнений [124]. Интегрирование уравнений математической модели производится так же методом контрольного объема: все законы сохранения (энергии, массы, количества движения и т.д.) распространяются на контрольные объемы и в итоге на всю расчетную область так же, как дифференциальное уравнение выражает закон сохранения для бесконечно малого контрольного объема. Это свойство выполняется при любом количестве узловых точек, а не только в предельном случае большого их количества, что приводит к удовлетворительному решению даже на грубой сетке [125].

Для разбиения расчетной области газового тракта на контрольные объемы используется прямоугольная адаптивная локально измельченная сетка (в областях, где необходимо провести расчет на более мелкой сетке в связи с особенностями течения или геометрии ячейка делится на четыре равные ячейки в двумерном случае и на восемь – в трехмерном (адаптация по первому уровню)). Если для точности необходима более мелкая сетка, то процедура повторяется еще раз (адаптация по второму уровню) и т.д. [124]

Следующим этапом проведения численного моделирования является постановка граничных условий. Для простоты задания и программной реализации применим универсальные «жесткие» граничные условия, позволяющие рассчитать поле течения.

На твердых стенках принимается равенство нуля скорости, вследствие прилипания жидкости к стенкам. Во входном сечении питающего сопла задаются давление и температура торможения. В выходном сечении принимается равенство нулю статического давления относительно опорного давления, равного атмосферному.

Для характеристик турбулентности на твердой поверхности приняты следующие граничные условия. Изменение кинетической энергии турбулентности в пограничном слое:

$$k = \frac{V^2}{\sqrt{C_\mu}}.$$

Скорость диссипации кинетической энергии турбулентности в пограничном слое рассчитывается по следующей зависимости:

$$\varepsilon = \frac{V^3}{kh}.$$

Во входном сечении кинетическая энергия турбулентности k рассчитывается на основе пульсационных составляющих вектора скорости.

Скорость диссипации кинетической энергии турбулентности во входном сечении канала питания рассчитывается по следующей зависимости:

$$\varepsilon = \frac{0,09 \cdot k^2 \cdot \rho}{100 \cdot \mu}.$$

Для более качественного моделирования зазора между роторной и статорной частями расширительной машины расчетная сетка в этой области была выполнена с адаптацией по второму уровню.

Для моделирования течения и исследования влияния геометрических параметров тягового и питающего сопел на его характер в канале СРПД, были

созданы четыре твердотельные модели с разным соотношением критики и среза ПС и ТС (рис. 2.5, 2.6):

$$\text{СРПД1: } d_{кр.н} \times d_{ср.н} = 3 \times 3,8 \text{ мм}; d_{кр.т} \times d_{ср.т} = 4,5 \times 7 \text{ мм};$$

$$\text{СРПД2: } d_{кр.н} \times d_{ср.н} = 3 \times 3,8 \text{ мм}; d_{кр.т} \times d_{ср.т} = 5 \times 7,5 \text{ мм};$$

$$\text{СРПД3: } d_{кр.н} \times d_{ср.н} = 4 \times 4,8 \text{ мм}; d_{кр.т} \times d_{ср.т} = 4,5 \times 7 \text{ мм};$$

$$\text{СРПД4: } d_{кр.н} \times d_{ср.н} = 4 \times 4,8 \text{ мм}; d_{кр.т} \times d_{ср.т} = 5 \times 7,5 \text{ мм}.$$

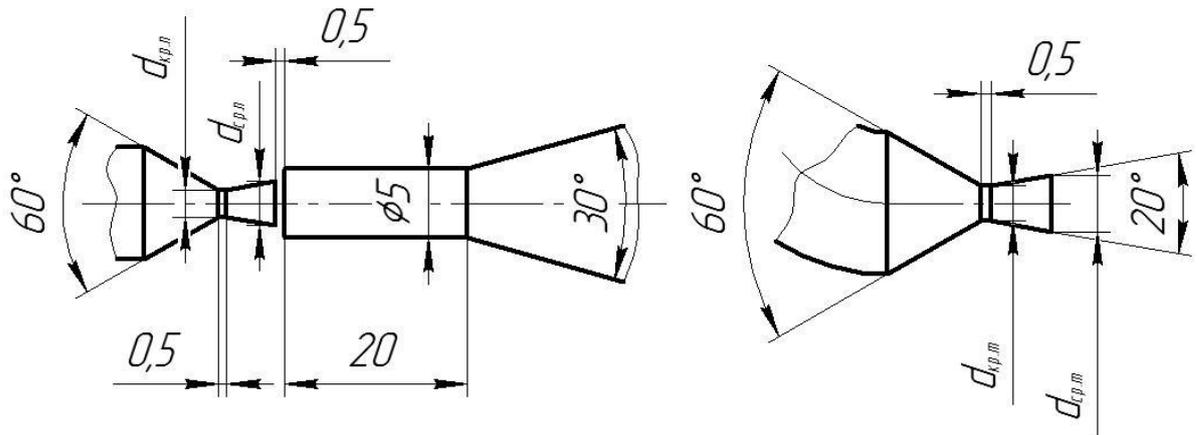


Рисунок 2.5 – Эскиз проточной части (подводящее сопло и втулка-диффузор – слева; тяговое сопло – справа) исследуемого СРПД

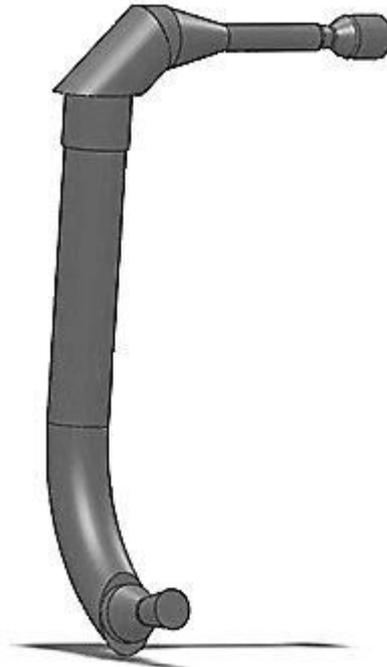


Рисунок 2.6 – Твердотельная модель газового тракта исследуемого СРПД

Расчет проводился на разные входные давления (до 4,5 МПа) с целью получения характеристики пускового момента с последующим ее

сопоставлением экспериментальным данным. Результаты расчета приведены в ПРИЛОЖЕНИИ Г. Остановимся более детально на некоторых особенностях течения газа в проточной части СРРМ, которые удалось выявить благодаря программному моделированию. По результатам визуализации процесса расширения газа (рис. 2.7) можно однозначно наблюдать зоны вихреобразования, которые имеют место на участке диффузора и поворотного колена, значительно стесняющие поток и тем самым уменьшающие эффективность машины в целом. Для улучшения структуры потока необходим более тщательный подход к профилированию этих участков с последующим подтверждением адекватности (численным способом или экспериментом).

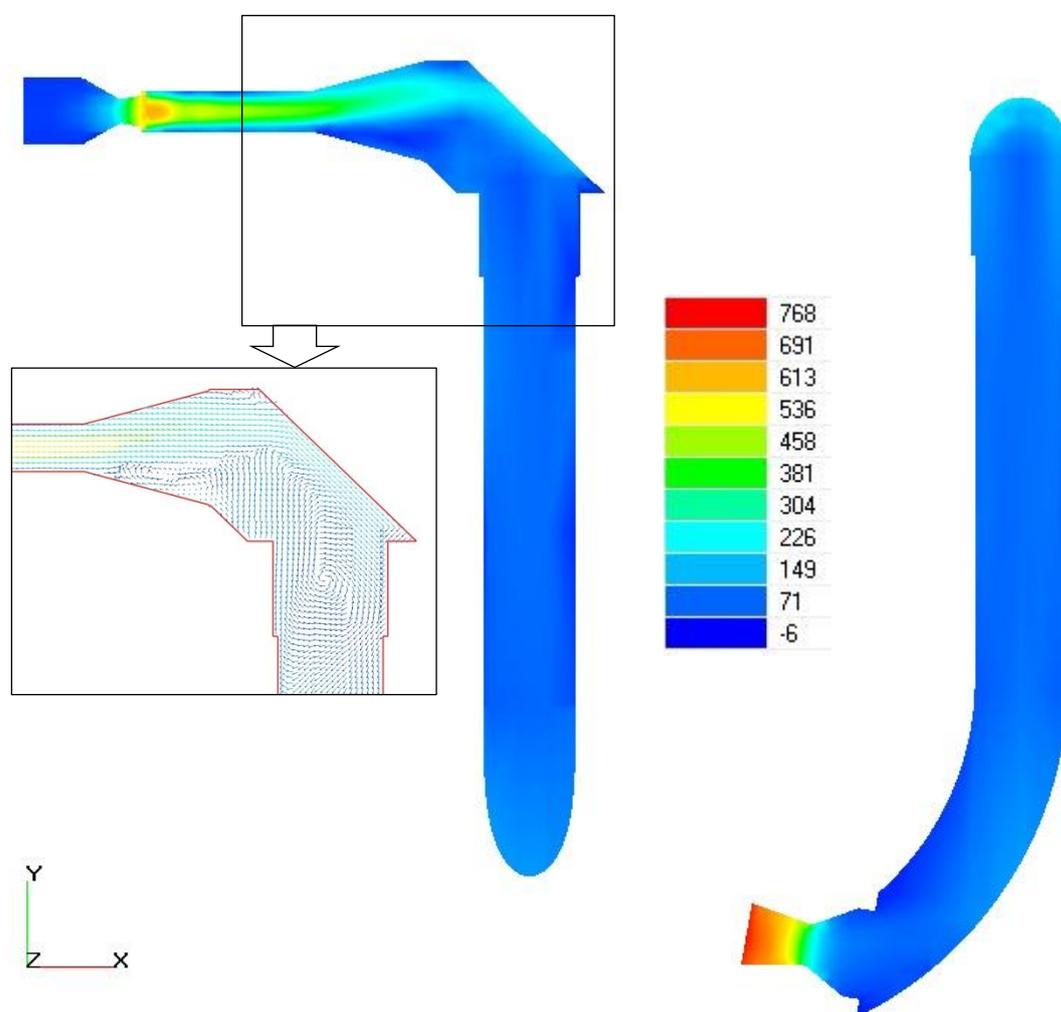


Рисунок 2.7 – Визуализация картины течения в газовом тракте СРПД2 по абсолютной скорости при давлении на входе 4,5 МПа

Подобные структуры течения наблюдаются и у остальных трех исполнений СРПД с небольшими расхождениями. Это свидетельствует о

гидравлической несовместимости газового тракта и причине снижения КПД у этих образцов. Подобную картину можно увидеть и по графическим распределениям скорости и давления вдоль оси газового тракта (рис. 2.8, 2.9). По результатам моделирования видно, что профилированию газового тракта СРРМ нужно уделять особое внимание, проводить многовариантные численные расчеты с целью минимизации потерь полного давления на всем пути течения газа (от ПС до ТС).

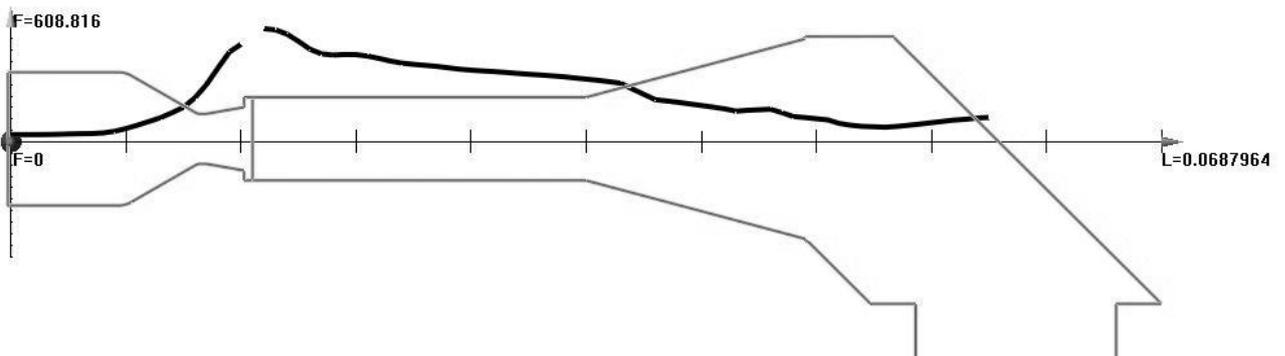


Рисунок 2.8 – Распределение скорости вдоль оси газового тракта СРПД1 при давлении на входе 4,5 МПа

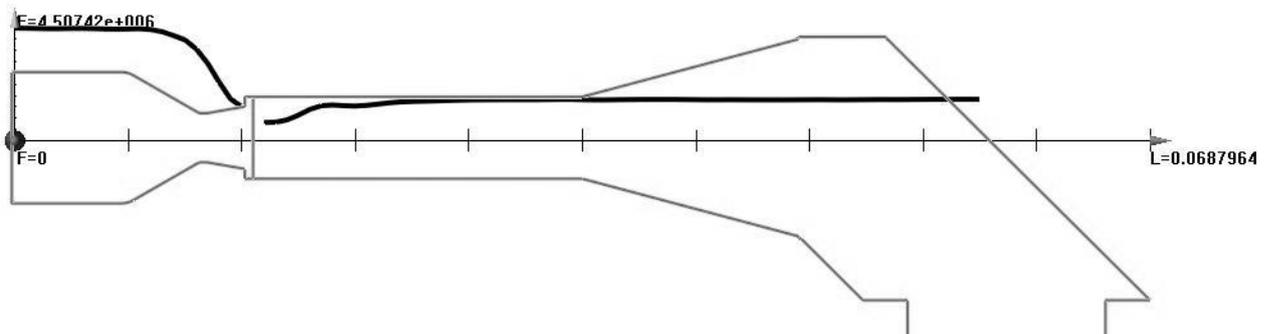


Рисунок 2.9 – Распределение давления вдоль оси газового тракта СРПД1 при давлении на входе 4,5 МПа

Для проверки адекватности математической модели был проведен сравнительный количественный анализ с экспериментом по значению пускового момента на валу. Результаты которого представлены на рисунках 2.10 – 2.13.

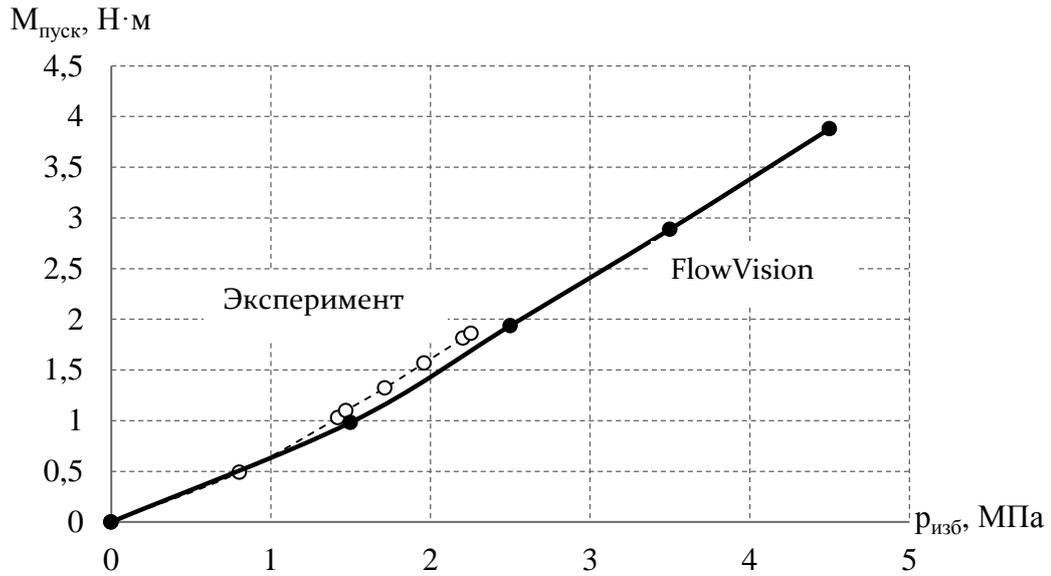


Рисунок 2.10 – Зависимость пускового момента от избыточного давления на входе для СРПД1

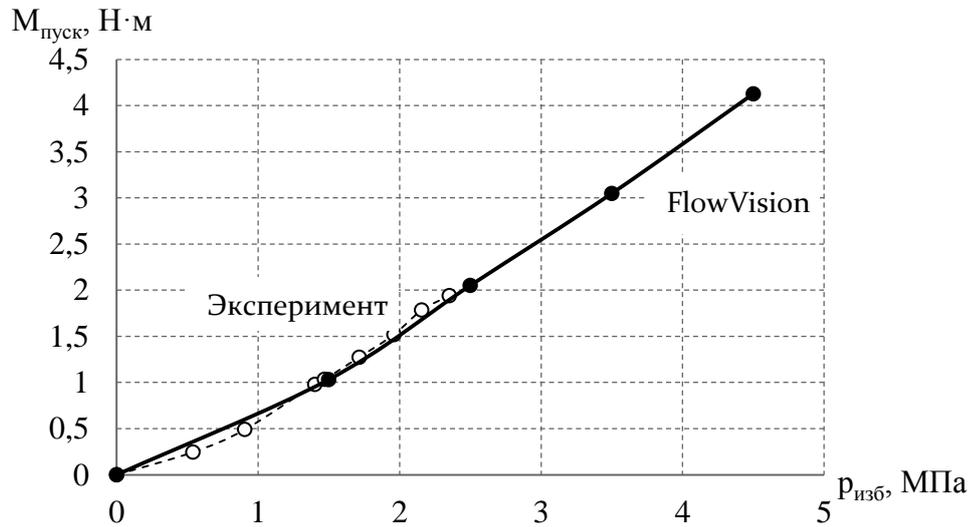


Рисунок 2.11 – Зависимость пускового момента от избыточного давления на входе для СРПД2

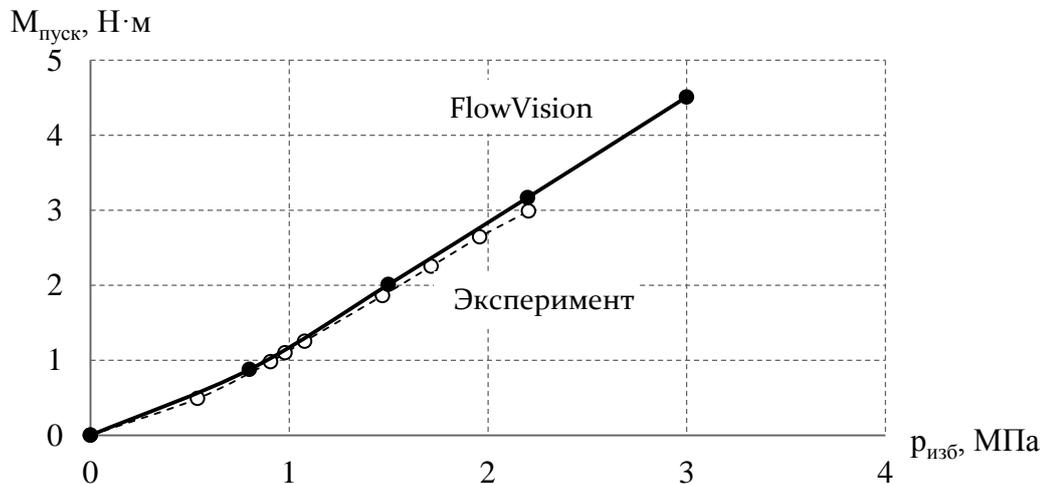


Рисунок 2.12 – Зависимость пускового момента от избыточного давления на входе для СРПД3

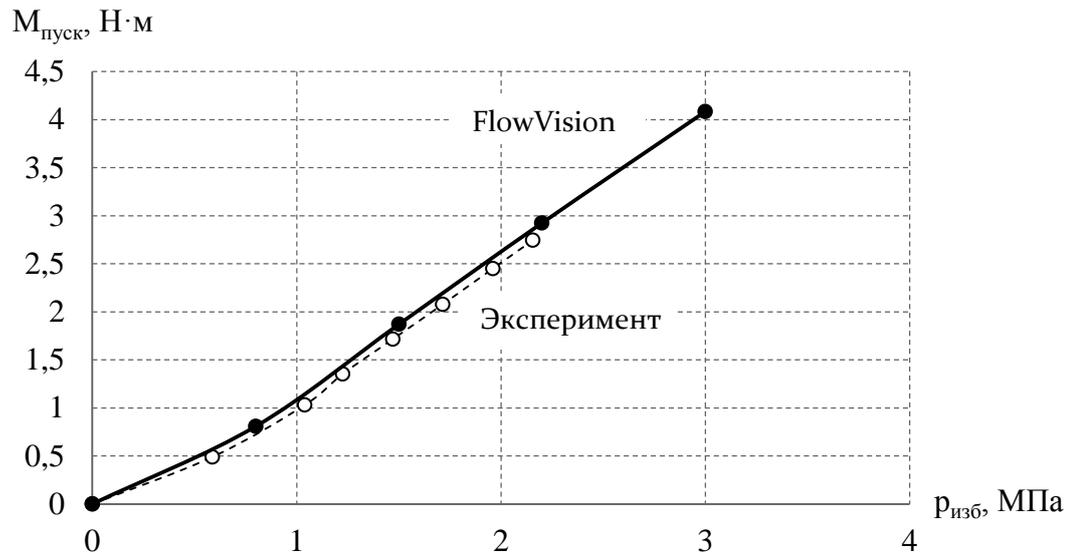


Рисунок 2.13 – Зависимость пускового момента от избыточного давления на входе для СРПД4

Как видно результаты численного расчета с погрешностью не более 5% совпадают с экспериментальными данными, что свидетельствует об адекватности применения программного комплекса FlowVision для расчета струйно-реактивных пневмоагрегатов.

2.4 Выводы

По результатам рассмотрения рабочего процесса и теоретических исследований течения газа в проточной части СРРМ можно сделать следующие выводы:

- получены уравнения для расчета выходных (рабочих) характеристик СРРМ в виде зависимостей момента на валу машины, мощности и КПД от угловой скорости вращения ротора: $M = f(\omega)$, $N = f(\omega)$, $\eta = f(\omega)$;
- уточнена методика расчета параметров и характеристик струйно-реактивной расширительной машины путем введения в неё коэффициента сопротивления вращению, зависящего от числа оборотов ротора $K_{с.в} = f(n)$;
- показано влияние на эффективность СРРМ совместной работы питающего и тягового сопла, которая достигается правильным выбором

соотношений площадей критических сечений $\frac{f_{кр.н}}{f_{кр.м}}$; для адиабатного течения

это соотношение имеет вид $\frac{f_{кр.н}}{f_{кр.м}} = \frac{1 - \alpha_{ум}}{\sigma}$;

- была разработана методика поэлементного расчета потерь полного давления по длине газового тракта, основанная на расчете величины σ_i на каждом характерном участке ГТ (см. рис. 2.4), которая позволяет рассчитать геометрические параметры проточной части и создать машину с высокими показателями эффективности;

- впервые выполнено моделирование и исследование течения газа в проточной части реверсивной струйно-реактивной расширительной машины с помощью программного комплекса FlowVision, позволившие оценить возможность применения этого комплекса для исследования и проектирования подобных машин; было исследовано 4 модели проточной части реверсивной струйно-реактивной расширительной машины с разными геометрическими размерами питающих и тяговых сопел при определенных избыточных давлениях; показана и проанализирована структура потока, выявлены основные зоны, снижающие эффективность СРРМ; результаты расчетов с достаточной точностью совпадают с результатами экспериментальных исследований (относительная погрешность не более 5%).

РАЗДЕЛ 3

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ СТРУЙНО-РЕАКТИВНОЙ РАСШИРИТЕЛЬНОЙ МАШИНЫ И ПНЕВМОАГРЕГАТОВ НА ЕЕ ОСНОВЕ

3.1 Задачи экспериментальных исследований

В разделе 2 отмечалось, что для расчета, как геометрических параметров, так и характеристик СРРМ, требуется ряд экспериментально полученных коэффициентов.

В соответствии с темой работы в экспериментальной части ставилась цель: подтвердить практическую пригодность использования струйно-реактивной расширительной машины в качестве силового исполнительного элемента пневмоприводов и определить наилучшие с точки зрения максимального КПД геометрические параметры СРРМ.

При экспериментальном исследовании решались следующие задачи:

- получить характеристику пускового момента струйно-реактивной расширительной машины и сравнить её с теоретически определенной;
- исследовать влияние основных геометрических и газодинамических параметров СРРМ на её эффективность (к.п.д., удельный момент);
- получить экспериментальные коэффициенты, необходимые для расчета характеристик и проектного расчета СРРМ;
- определить зависимость коэффициента аэродинамического (лобового, профильного) сопротивления консолей ротора от окружного числа Рейнольдса ($c_x = f(\text{Re}_U)$);
- верификация численного эксперимента.

3.2 Схема и описание экспериментального стенда

Экспериментальные исследования в рамках данной работы проводились на модельном стенде кафедры технической теплофизики Сумского

государственного университета, который был создан и в последующем модернизирован для исследования работы струйно-реактивной расширительной машины. Принципиальная схема стенда представлена на рисунке 3.1.

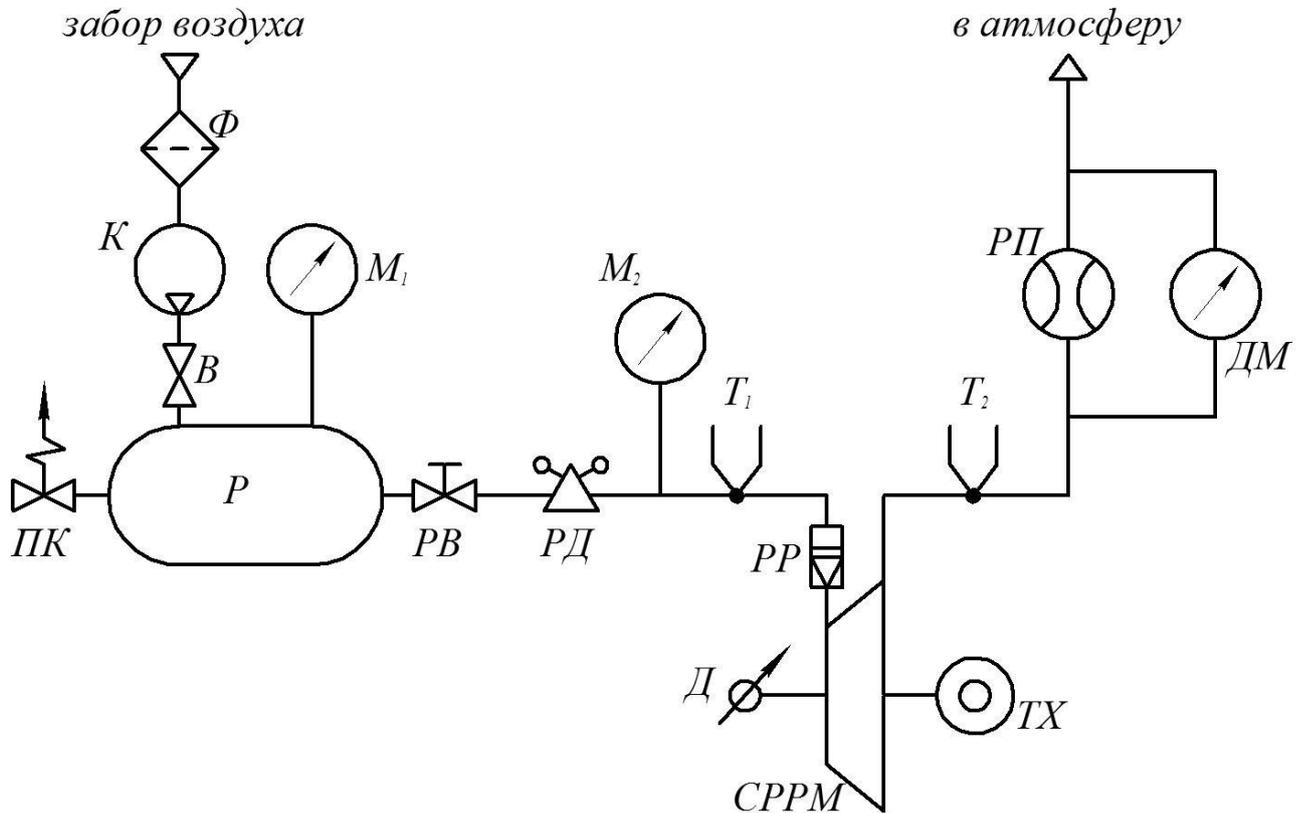


Рисунок 3.1 – Схема стенда принципиальная:

Ф – фильтр воздушный; К – компрессор; В – вентиль запорный; ПК – предохранительный клапан; Р – ресивер; РВ – регулировочный вентиль; M_1 , M_2 – манометры; РД – регулятор давления баллонного типа; T_1 , T_2 – датчики замера температуры (мультиметр электронный); РР – регулятор расхода воздуха (подводящее устройство СРРМ); Д – динамометр весового типа; СРРМ – струйно-реактивная расширительная машина; ТХ – тахометр; РП – расходомерный прибор; ДМ – дифференциальный манометр.

Стенд был спроектирован и изготовлен для многоцелевых научно-исследовательских испытаний струйно-реактивной расширительной машины как исполнительного устройства пневмоагрегатов на её основе. Он состоит из испытуемой модели машины, ресивера емкостью 5 м^3 , в который нагнетается сжатый воздух из атмосферы до давления 10 МПа . Отбираемый из ресивера сжатый воздух дросселируется до необходимого давления и подается в СРРМ,

предварительно проходя регулятор расхода (подводящее сопло). На выхлопной линии предусмотрен расходомерный прибор для определения объемного расхода воздуха, проходящего через СРРМ. Сопротивление самого расходомерного прибора и влияние его на параметры рабочей среды оценивалось дифференциальным водным манометром. Модель испытуемой струйно-реактивной турбины вместе с подводящим соплом представлена на рисунке 3.2.

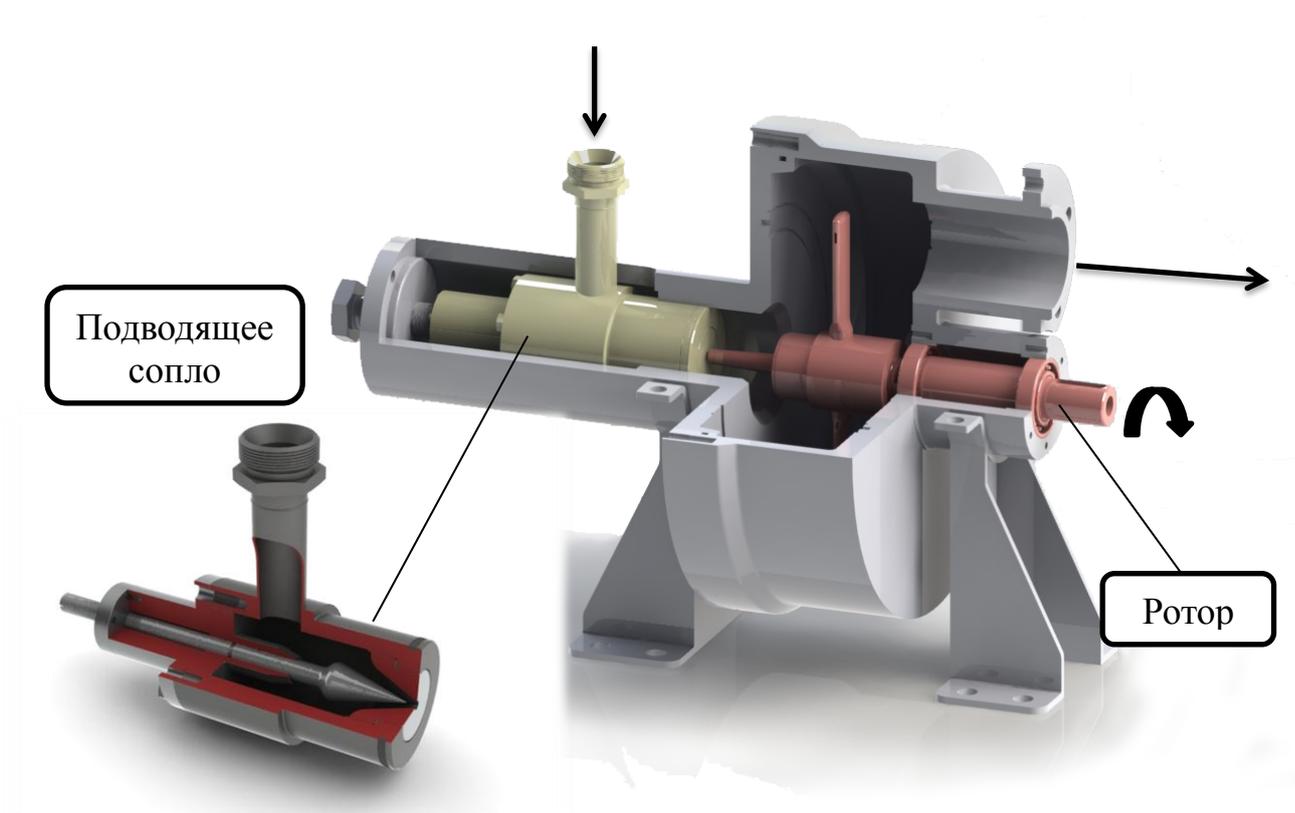


Рисунок 3.2 – Модель СРРМ и питающего сопла в её составе

3.3 Измерительные приборы

Модельный стенд для испытания СРРМ был разработан на кафедре технической теплофизики Сумского государственного университета, непосредственно испытания, из-за необходимости значительных объемов сжатого воздуха, проводились в ООО «SENSI», г. Сумы. В процессе испытаний измерялись следующие параметры:

$p_{вх}$ - давление на входе в подводящее сопло измерялось с помощью образцового манометра типа МО (класс точности 0,4) с верхней границей шкалы измерения 10 кгс/см^2 (ГОСТ 6521-72);

$p_{вых}$ - давление на выходе из СРРМ измерялось с помощью образцового манометра типа МО (класс точности 0,4) с верхней границей шкалы измерения 1 кгс/см^2 (ГОСТ 6521-72);

$t_{вх}, t_{вых}$ - температуры на входе в турбину и в выхлопном патрубке измерялись термопарой, подключаемой к мультиметру dt830 вместо щупа. Точностные параметры такого измерения достаточно высоки – погрешность выходного напряжения микросхемы, откалиброванной при температуре $+25^\circ\text{C}$, в пределах всего рабочего диапазона температур $45...+125^\circ\text{C}$ не превышает 10 мВ , т. е. составляет менее 1°C , а в диапазоне $0...+40^\circ\text{C}$ – $0,1^\circ\text{C}$;

$M_{кр}$ - крутящий момент на валу турбины на пусковом режиме измерялся динамометром весового типа. В качестве весов использовались весы торговые ПВ-6 с диапазоном измерения $20 \text{ г} - 6 \text{ кг}$, цена деления которых составляет 1 г (при массе до 3 кг). Плечо для определения момента составляло 285 мм ;

n - частота вращения вала турбины на холостом ходу измерялась прибором VIBROPORT-41 фирмы «SCHENCK». На выходном валу турбины устанавливался датчик-отражатель, который генерирует электрические импульсы, отражая лазерный луч. Эти импульсы регистрируются частотомером, который способен определять частоту вращения ротора с точностью до 1 об/мин ;

\dot{V} - объемный расход воздуха на выходе из СРТ определялся с помощью ротационного газового счетчика РГ-40 (ГОСТ 8.324-78) [126, 127], оснащенного водным дифференциальным манометром для определения потерь давления и сравнения их с допустимыми (30 мм вод. ст.). Погрешность счетчика составляет 1% на расходах $20-100\%$ от номинального.

Снижение давления до необходимого осуществлялось с помощью регулятора давления баллонного типа БКО50 4 (ГОСТ 6668-78).

3.4 Основные результаты экспериментальных исследований

Первым этапом проведения эксперимента было снятие характеристики пускового момента на валу СРРМ, так как от него зависит момент страгивания пробки шарового крана – одного из основных исходных параметров для проектирования струйно-реактивного привода. Как уже упоминалось, экспериментальные точки пускового момента на валу СРРМ были получены весовым методом (рис. 3.3) с последующей аппроксимацией.

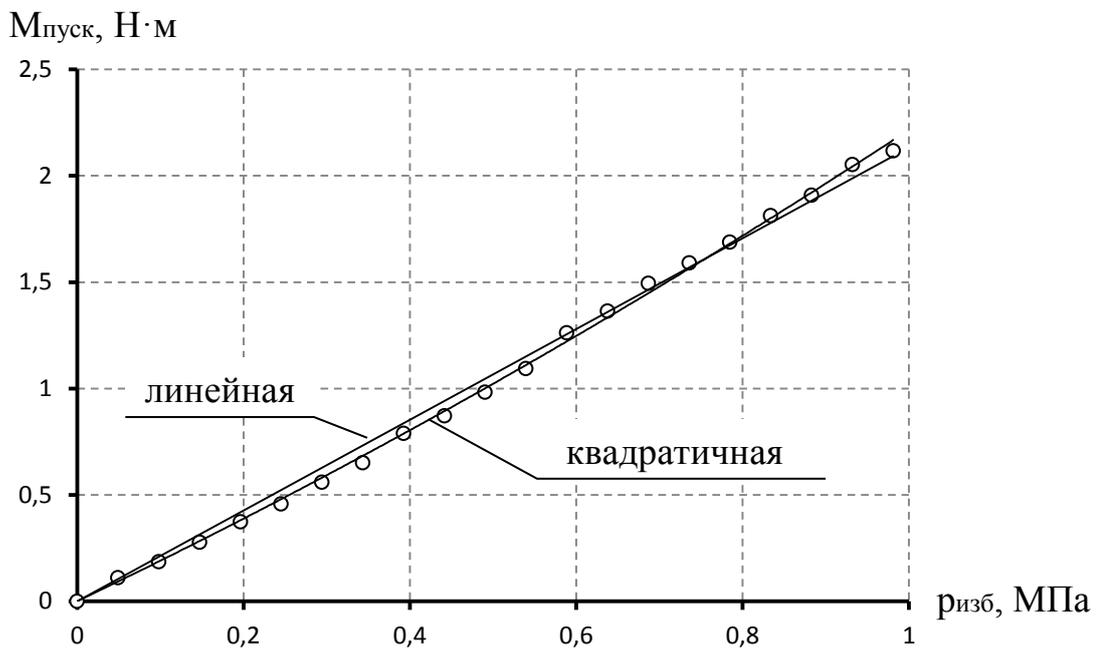


Рисунок 3.3 – Зависимость пускового момента от избыточного давления на входе в СРРМ

Аппроксимирующий полином имеет вид ($p_{изб}$ в МПа):

$$M_{пуск} = 0,3431 \cdot p_{изб}^2 + 1,8733 \cdot p_{изб} \quad \text{Н} \cdot \text{м}.$$

Как видно из рисунка 3.3 эта зависимость близка к линейной $M_{пуск} = 2,1319 \cdot p_{изб}$, а значит замена полинома на линейную функцию не вызовет значительного уменьшения точности определения характеристик СРРМ.

На основании полученной экспериментальной характеристики пускового момента была построена также зависимость удельного пускового момента от избыточного давления на входе (рис. 3.4):

$$M_{y\partial} = \frac{M_{\text{пуск}}}{G}.$$

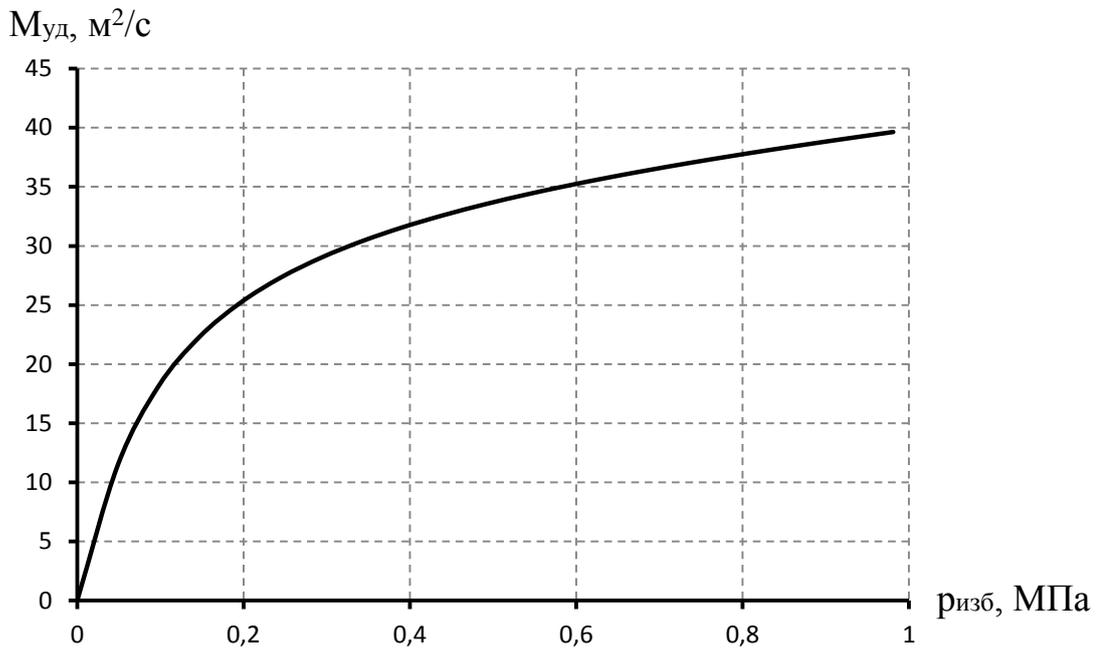


Рисунок 3.4 – Зависимость удельного пускового момента от избыточного давления на входе в СРРМ

Найденные зависимости $M_{\text{пуск}} = f(p_{\text{изб}})$ и $M_{y\partial} = f(p_{\text{изб}})$ служат для определения реактивной силы тяги ТС P_m , значение которой используется в программе расчета характеристик СРРМ.

В разделе 2 были показаны основные факторы, снижающие эффективность СРРМ (относительные величины соответствующих потерь мощности). При достижении расширительной машины номинальной частоты вращения, основным фактором, снижающим её эффективность, становится аэродинамическое сопротивление вращению плеч ротора в среде вязкого окружающего газа (см. рис. 2.2). Эти потери в принятой нами схеме характеризуются коэффициентом сопротивления вращению $K_{c.v}$. Для его определения была экспериментально получена характеристика частоты вращения ротора на холостом ходу в зависимости от давления на входе в машину. Эксперимент проводился при разных зазорах Δ между рабочим колесом и стенками корпуса (рис. 3.5). Анализ влияния этого зазора на

характеристики СРРМ даст практические рекомендации по выбору этого параметра на этапе проектирования струйно-реактивных пневмоагрегатов.

Для осуществления ступенчатого регулирования зазора с шагом 0,5; 1; 2; 3 или 5 мм был сконструирован узел в виде гладких дисков, имитирующих стенки корпуса, с возможностью их перемещения к(от) рабочему колесу посредством добавления калиброванных проставок (рис. 3.5).

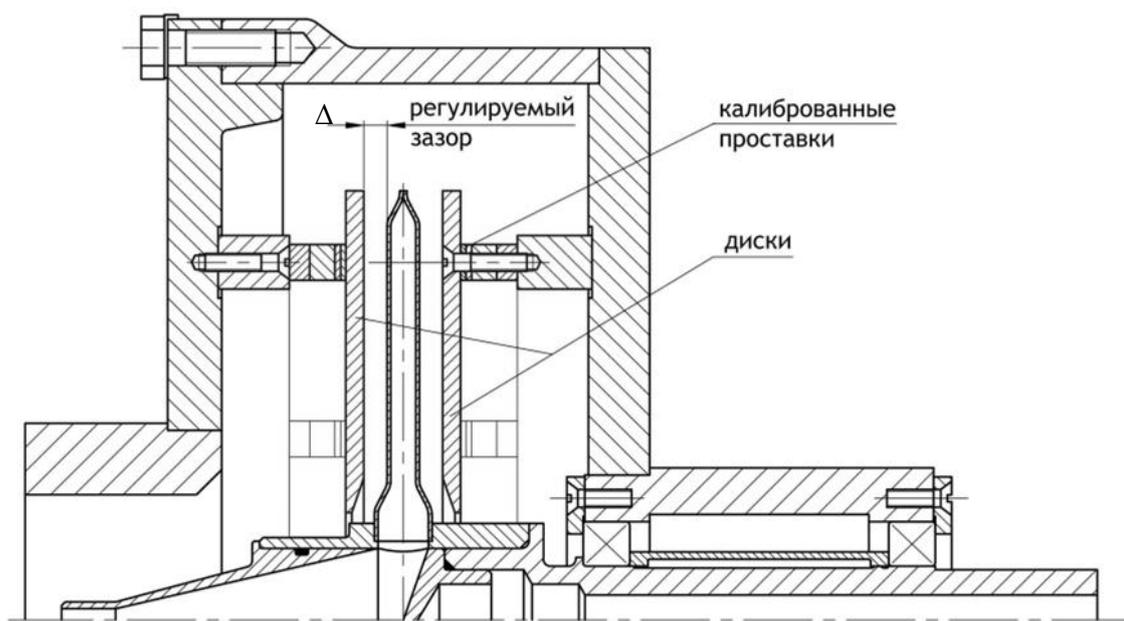


Рисунок 3.5 – Регулировка зазора между РК и корпусом СРРМ

Экспериментальные исследования проводились на режиме холостого хода вращения ротора турбины, так как это дает возможность получать максимальные окружные скорости вращения ротора и, как следствие, более качественную картину влияния зазора. Результаты эксперимента отображены на рисунке 3.6.

По результатам эксперимента прослеживается следующая зависимость: при увеличении вышеупомянутого зазора, увеличивается частота вращения холостого хода, причем градиент увеличения резко падает при зазоре более 5 мм. Это может объясняться характером обтекания плеч ротора рабочим телом, который в случае малых зазоров имеет аналогию щелевого течения, а при зазорах больших, чем 5 мм преобладает картина обтекания, схожая на обтекание стоек подвижным потоком. Рекомендуется для создания

эффективных струйно-реактивных пневмоагрегатов принимать минимальное значение этого параметра $\Delta = 10 \text{ мм}$.

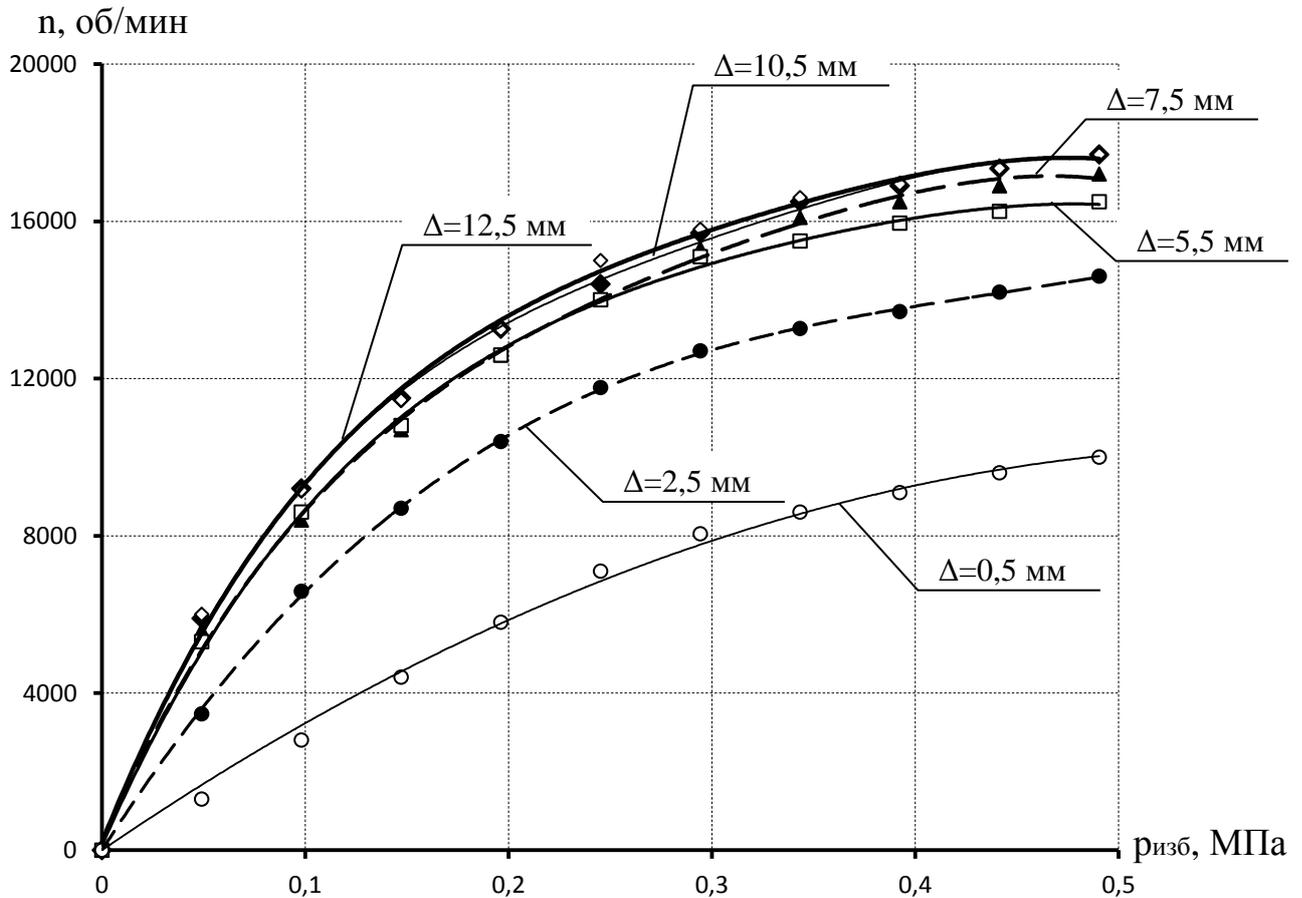


Рисунок 3.6 – Зависимость количества оборотов ротора на холостом ходу от избыточного давления на входе в СРРМ

Полученные точки были аппроксимированы сплайнами 4-го и 3-го порядков и занесены в программу расчета характеристик:

$$n = -689574 \cdot p^4 + 913330 \cdot p^3 - 480291 \cdot p^2 + 133067 \cdot p \quad (\Delta = 12,5 \text{ мм});$$

$$n = -632308 \cdot p^4 + 10^6 \cdot p^3 - 525133 \cdot p^2 + 136408 \cdot p \quad (\Delta = 10,5 \text{ мм});$$

$$n = -676475 \cdot p^4 + 852512 \cdot p^3 - 433412 \cdot p^2 + 122122 \cdot p \quad (\Delta = 7,5 \text{ мм});$$

$$n = -497847 \cdot p^4 + 699825 \cdot p^3 - 400635 \cdot p^2 + 120376 \cdot p \quad (\Delta = 5,5 \text{ мм});$$

$$n = 128925 \cdot p^3 - 168445 \cdot p^2 + 81347 \cdot p \quad (\Delta = 2,5 \text{ мм});$$

$$n = -37648 \cdot p^3 - 4740,2 \cdot p^2 + 31431 \cdot p \quad (\Delta = 0,5 \text{ мм}).$$

Струйно-реактивные приводы должны работать в области максимальных КПД или близких к ним. Однако параметры на входе в привод могут изменяться в широких пределах, как следствие этого необходимо

быстрое реагирование на эти изменения. С этой целью в конструкции струйно-реактивной расширительной машины предусмотрено сопло с центральным телом в виде иглы (рис. 3.7), позволяющее изменять расход газа при изменении внешних условий.

Для расчета параметров и характеристик СРРМ и пневмоагрегатов на её основе необходимо знать коэффициент расхода подводящего сопла. Кроме того, получение опытных зависимостей массового расхода и коэффициента расхода питающего сопла в зависимости от давления на входе в СРРМ позволит в дальнейшем использовать подводящее сопло, в том числе и как расходомерное устройство. Поэтому были проведены экспериментальные исследования по определению коэффициента расхода питающего сопла при разных положениях иглы и давлениях на входе.

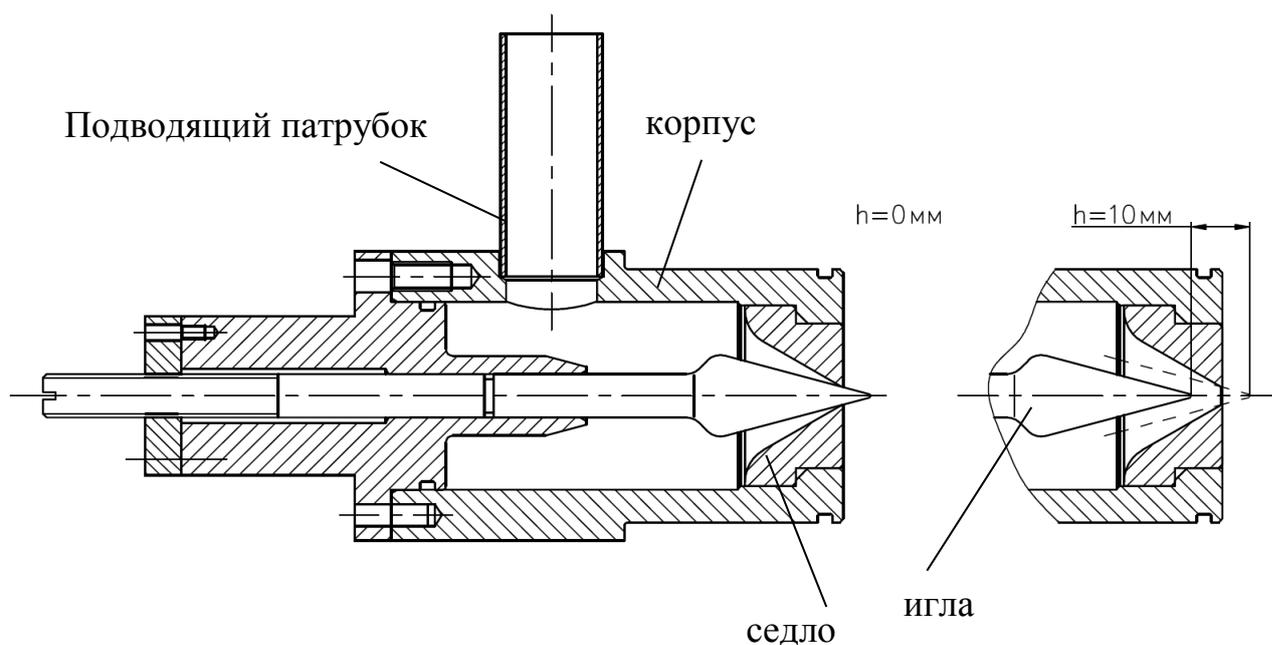


Рисунок 3.7 – Конструкция питающего сопла

Конструктивно питающее сопло состоит из: подводящего трубопровода с установленным на нем манометром для замера давления на входе; корпуса, в котором расположено седло с углом раскрытия 60° , образующее внешние стенки сопла; регулировочной иглы, которая, проворачиваясь по резьбе в корпусе, имеет возможность перемещаться в осевом направлении, тем самым уменьшая проходное сечение сопла. Шаг метрической резьбы в корпусе для

иглы равен 1 мм, таким образом, при повороте иглы на один оборот по часовой стрелке (против) она смещается в осевом направлении на 1 мм к (от) седлу.

Положение, при котором игла была полностью прижата к седлу (полное закрытие сопла), считалось начальным, для этого положения ход иглы $h = 0$ мм (см. рис. 3.7). Далее он увеличивался (игла отодвигалась) ступенчато до значения $h = 20$ мм и в каждом промежуточном положении иглы замерялся расход воздуха.

Результаты измерений представлены на рисунке 3.8. Как видно из графических зависимостей, при увеличении хода иглы $h > 10$ мм линии $G = f(p_{ex})$ накладываются друг на друга, что свидетельствует о полном открытии сечения сопла при $h = 10$ мм. Этот вывод прослеживается лучше по графикам зависимости $G = f(h)$, представленным для некоторых значений давления на рисунке 3.9.

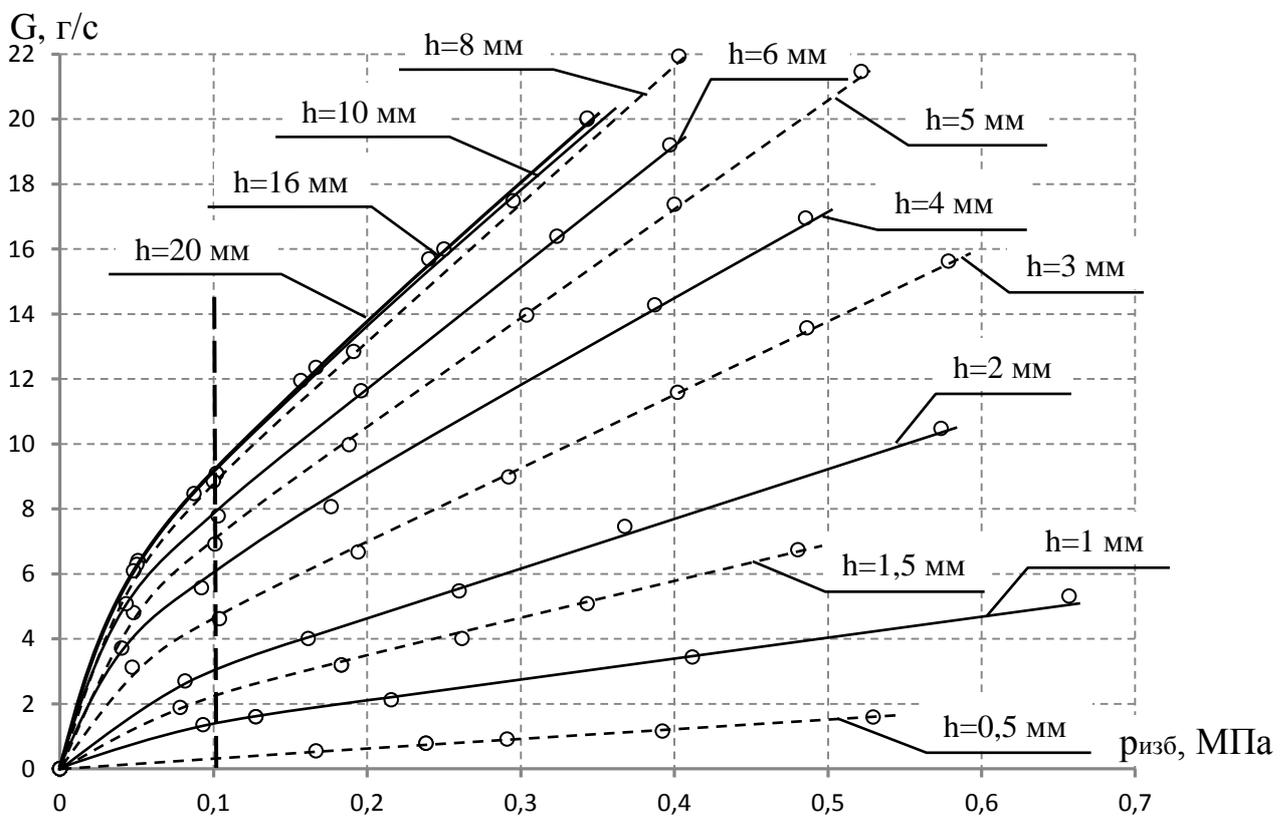


Рисунок 3.8 – Зависимость массового расхода от давления на входе в сопло

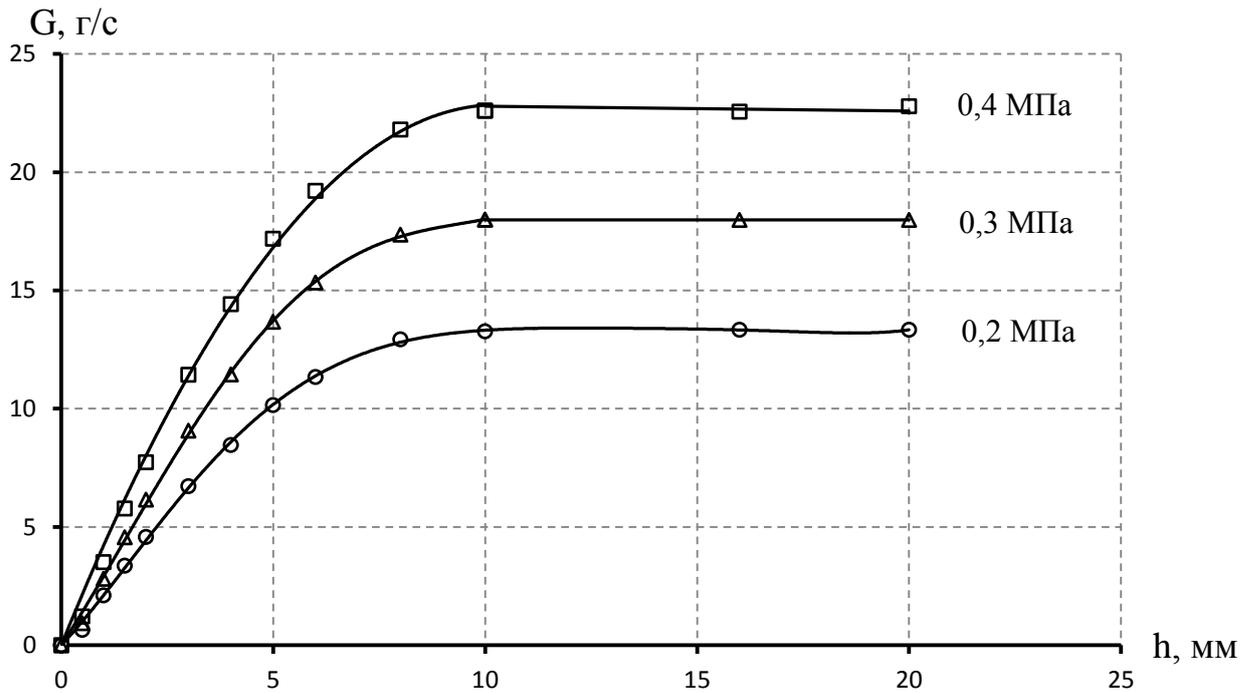


Рисунок 3.9 – Зависимость массового расхода от хода иглы для разных давлений на входе в сопло

Характер кривых подтверждает теоретические зависимости истечения газа через сопла и насадки. Массовый расход газа в процессе истечения через короткую насадку из полости неограниченного объема описывается уравнением Сен-Венана и Ванцеля [128]. При изоэнтропном истечении для докритического режима – справедливо уравнение (3.1), для надкритического – зависимость (3.2).

$$G_s = fp_{ex} \sqrt{\frac{2k}{RT_{ex}(k-1)} \left[\left(\frac{p_{o.c}}{p_{ex}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{o.c}}{p_{ex}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}, \quad \frac{p_{o.c}}{p_{ex}} \geq \beta_{кр}; \quad (3.1)$$

$$G_s = fp_{ex} \sqrt{\frac{k}{RT_{ex}} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}, \quad \frac{p_{o.c}}{p_{ex}} \leq \beta_{кр}. \quad (3.2)$$

где f - площадь проходного сечения сопла.

Из-за наличия центрального тела (иглы) сложной формы и конусной поверхности седла сопла, при малых значениях хода иглы h (игла находится в критическом сечении), газ движется в осесимметричном конусообразном зазоре. В этом случае площадью проходного сечения сопла должна считаться

минимальная площадь боковой поверхности усеченного конуса, образующая которого перпендикулярна поверхности иглы (рис. 3.10 а). Для полностью открытого сопла площадь проходного сечения определяется площадью критического сечения диаметром $d_{кр.н}$ (рис. 3.10 б). Для правильного нахождения площади проходного сечения сопла заданной геометрии создана программа на ЭВМ, которая находит минимальное значение этой площади f_{min} для любого положения центрального тела (рис. 3.11).

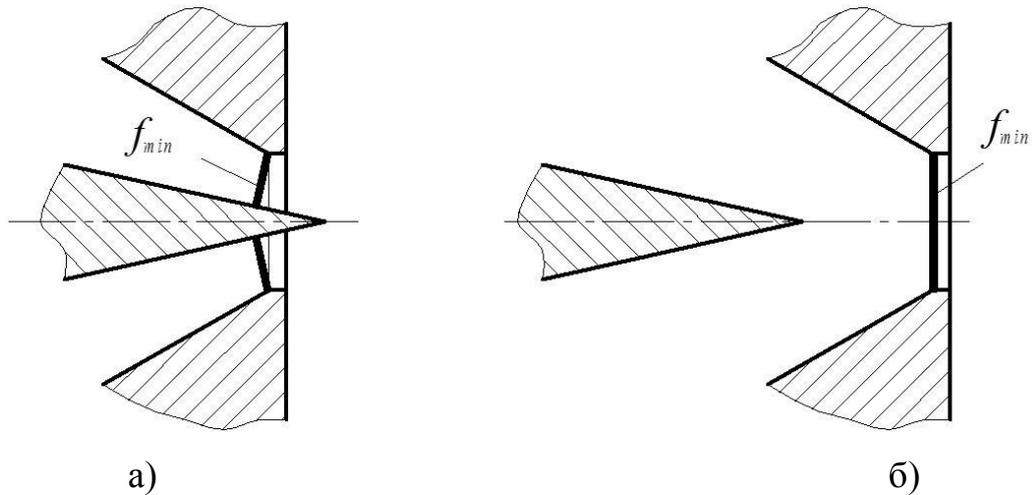


Рисунок 3.10 – Определение площади проходного сечения подводящего сопла
а) – для малых значений хода иглы; б) – для полностью открытого сопла

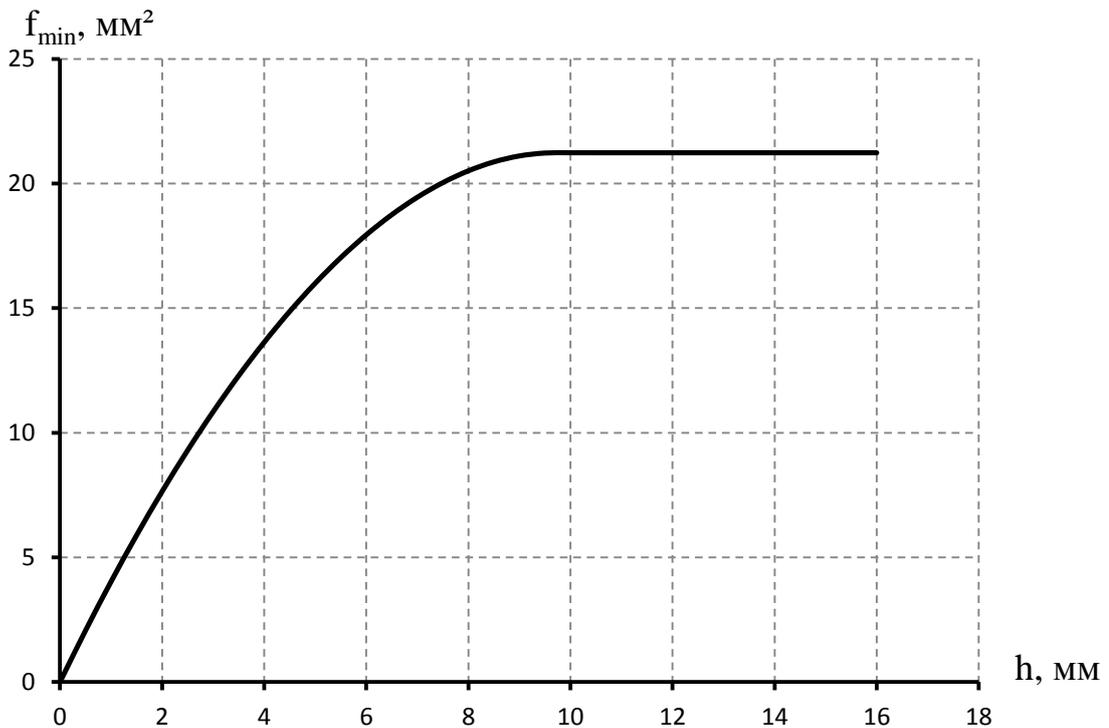


Рисунок 3.11 – Зависимость f_{min} от хода иглы

Реальность процесса истечения газа из сопла учитывается коэффициентом расхода $\mu = \frac{G}{G_s}$, равным отношению действительного расхода газа через сопло к теоретическому.

После определения действительного расхода воздуха через питающее сопло необходимо было найти значение коэффициента расхода для данного сопла. Для каждого экспериментально найденного значения расхода газа в зависимости от хода иглы и избыточного давления на входе в СРРМ было определено соответствующее теоретическое значение, и как следствие коэффициент расхода.

В результате получили графическую зависимость изменения $\mu = f(h)$ представленную на рисунке 3.12.

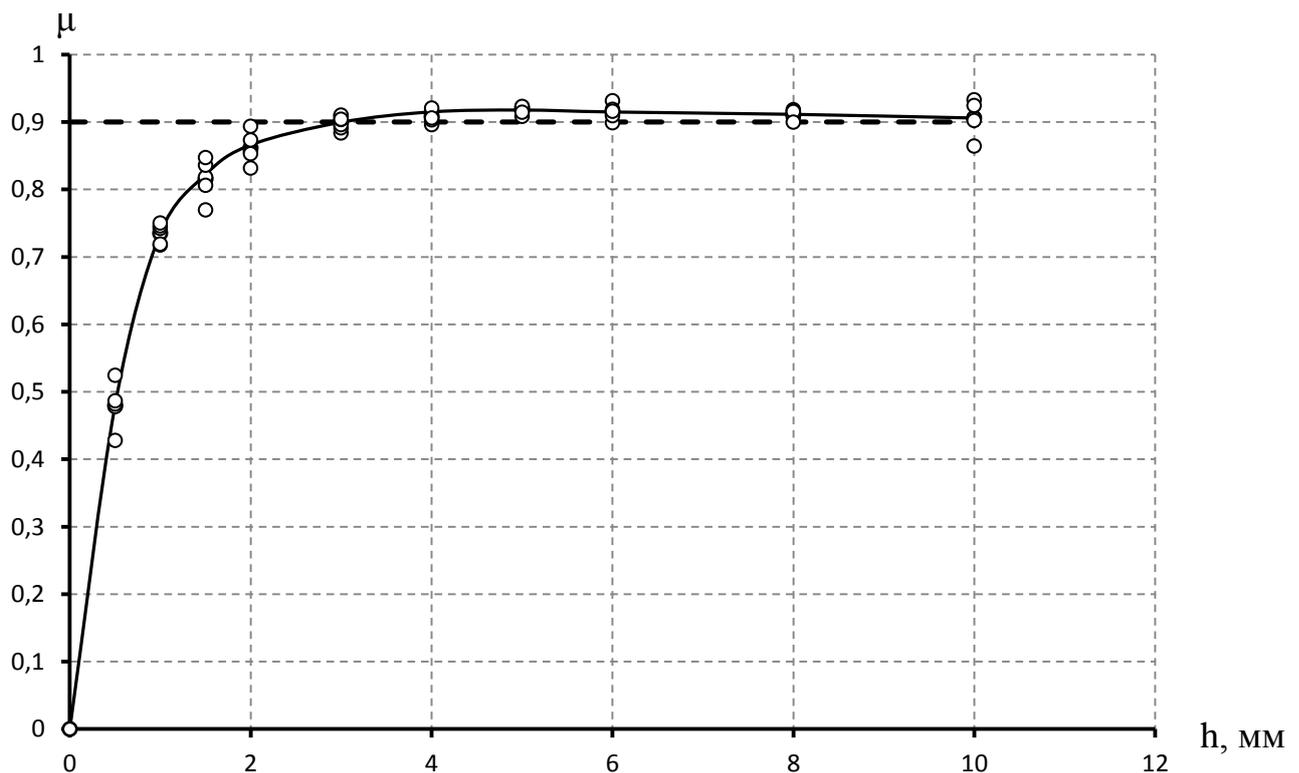


Рисунок 3.12 – Зависимость коэффициента расхода от хода иглы

Из графика видно, что при достаточно небольших значениях хода иглы ($h = 0 \div 2$ мм), коэффициент расхода имеет относительно низкое значение и зависит от h , что вызвано конструктивными особенностями подводящего сопла (присутствуют большие потери при прохождении газа по «узкому» каналу

между иглой и седлом). Для остальных же положений иглы коэффициент μ принимает постоянное значение, близкое 0,9 (рис. 3.13). Это значение дальше вводится в программу для расчета параметров и характеристик струйно-реактивной расширительной машины и агрегатов в целом.

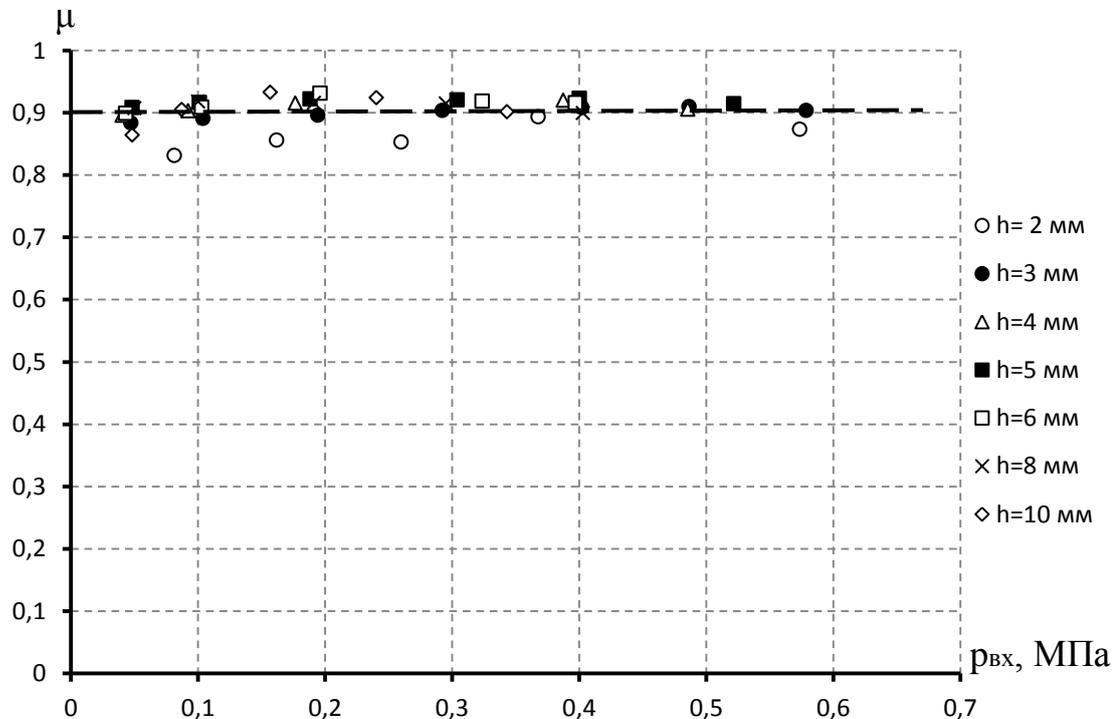


Рисунок 3.13 – Зависимость коэффициента расхода от давления на входе для значений хода иглы $h > 2$ мм

3.5 Обработка результатов экспериментальных исследований

Согласно методике, изложенной в разделе 2, движущий момент, развиваемый СРРМ, должен быть определен как:

$$M_U = P_w \frac{D_{PK}}{2} - G_n \omega_m \frac{D_{PK}^2}{4},$$

где P_w - сила тяги в относительном движении, $H \cdot м$;

ω_m - угловая скорость, $рад/с$.

Сравнивая выражение для P_w с выражением для силы тяги на пусковом режиме $P_{пуск}$ в [129] сделан следующий вывод: для ряда режимов значения P_w и $P_{пуск}$ мало отличаются. Например, для природного газа при $D_{PK}=0,2$ м, $n_m =$

20000 об/мин, $G_n=0,05$ кг/с, $T_n^*=300$ К, $(\lambda_{ср.м})_{пуск}=1,8$, $d_{ср.м}=0,009$ м, $p_{о.с.}=101325$ Па получено $P_w=37,46$ Н, $P_{пуск}=36,75$ Н, т.е. относительная погрешность замены P_w на $P_{пуск}$ составила менее 2%.

Тогда движущий момент СРРМ можно определить, используя полученную экспериментально зависимость $M_{пуск} = f(p_{изб})$

$$M_U = P_{пуск} \frac{D_{ПК}}{2} - G_n \omega_m \frac{D_{ПК}^2}{4} = M_{пуск} - G_n \omega_m \frac{D_{ПК}^2}{4}.$$

В программу расчета характеристик СРРМ заложен полином 2-й степени $M_{пуск} = 0,3431 \cdot p_{изб}^2 + 1,8733 \cdot p_{изб}$, определенный ранее.

Момент на валу турбины (полезный момент) определялся как:

$$M_T = M_U - M_{с.в.},$$

где $M_{с.в.}$ - момент сопротивления вращению ротора в окружающей среде (момент аэродинамического сопротивления)

$$M_{с.в.} = K_{с.в.} \omega_m^2,$$

где $K_{с.в.}$ - коэффициент аэродинамического сопротивления.

Отсутствие достоверных данных по влиянию частоты вращения ротора на $K_{с.в.}$ заставляло принимать при проектировании СРРМ $K_{с.в.} = const$. Однако при больших частотах вращения ($M_U > 0,5$) доля потерь на аэродинамическое сопротивление значительно возрастает, поэтому необходимо знать не только качественную картину влияния этого коэффициента на характеристики СРРМ, но и количественную.

Для режима холостого хода, когда $M_T = 0$, без учета механических потерь в подшипниках, весь момент, развиваемый турбиной, тратится на преодоление аэродинамического сопротивления вращению ротора в окружающей среде

$$M_U = M_{с.в.} = K_{с.в.} \omega_{х.х.}^2,$$

где $\omega_{х.х.}$ - угловая скорость вращения ротора на холостом ходу, рад/с.

Учитывая выражение для определения окружного момента СРРМ, значение $K_{c.в}$ можно определить как:

$$K_{c.в} = \frac{M_U}{\omega_{x.x}^2} = \frac{M_{пуск} - G_n \omega_{x.x} \frac{D_{PK}^2}{4}}{\omega_{x.x}^2}.$$

По результатам измерений числа оборотов ротора на холостом ходу (рис. 3.6) и пускового момента на валу (рис. 3.3) был просчитан коэффициент $K_{c.в}$. Его аппроксимированные зависимости представлены на рисунках 3.13 и 3.14. Кривая $K_{c.в} = f(p_{изб})$ при $\Delta > 10 \text{ мм}$ соответствует наиболее эффективному режиму работы СРРМ с точки зрения аэродинамического совершенства обтекания плеч ротора окружающей средой.

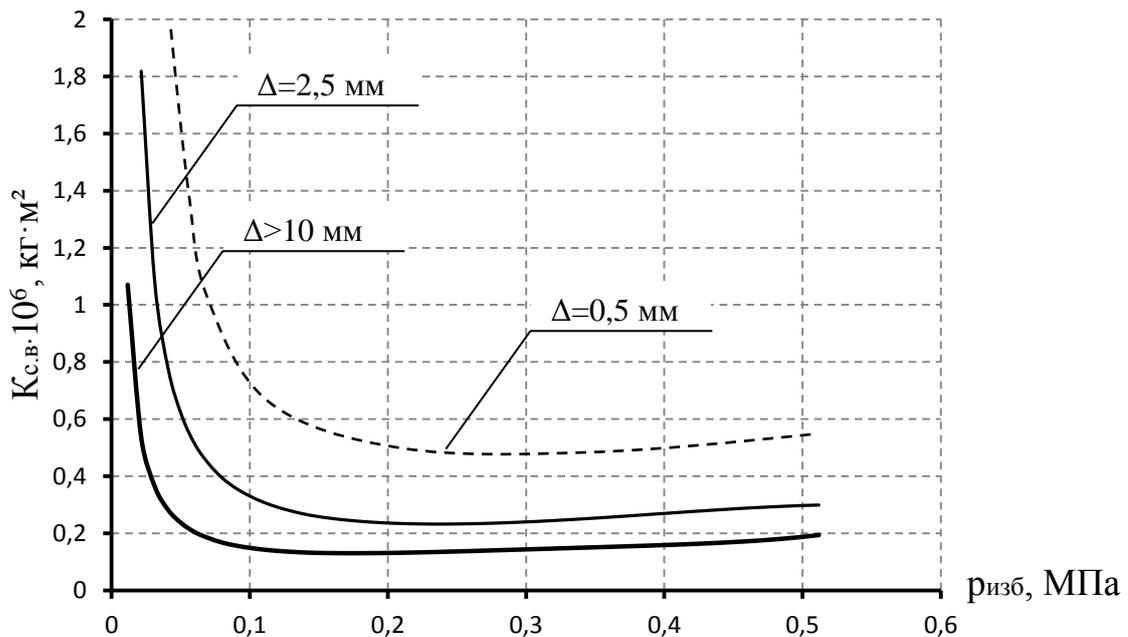


Рисунок 3.13 – Зависимость $K_{c.в}$ от избыточного давления на входе в СРРМ.

Зависимость $K_{c.в} = f(p_{изб})$ имеет сложный характер, поэтому аппроксимацию кривой проводим двумя функциями ($\Delta > 10 \text{ мм}$):

степенной $K_{c.в} = 0,0258p^{-0,782}$ при $p < 0,15 \text{ МПа}$;

полиномиальной $K_{c.в} = 0,2235p^2 + 0,0037p + 0,1219$ при $p > 0,15 \text{ МПа}$.

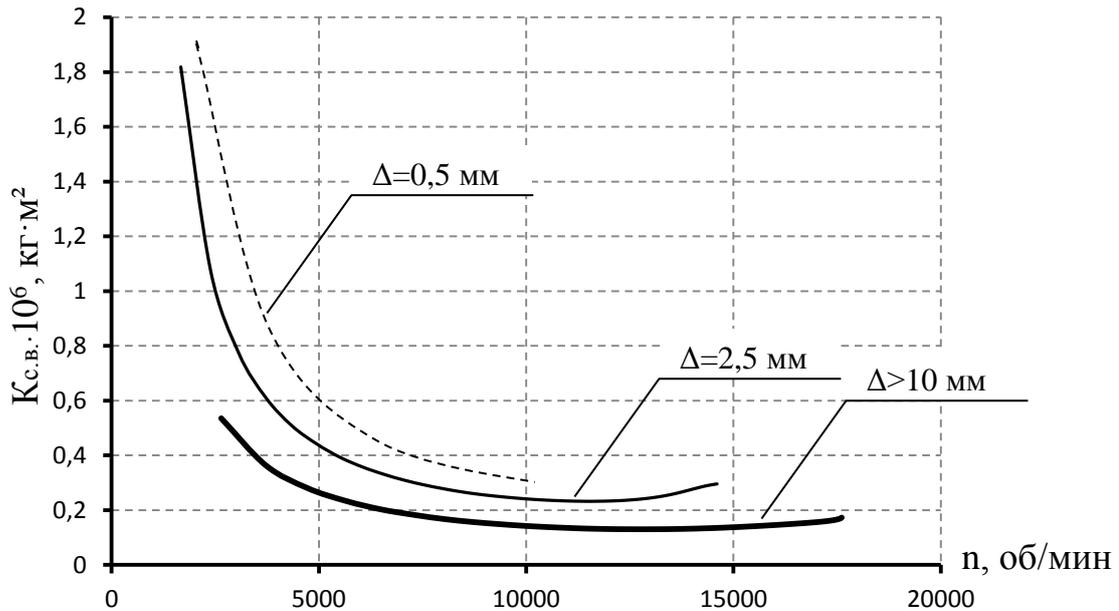


Рисунок 3.14 – Зависимость $K_{c.в}$ от частоты вращения ротора СРРМ.

Аппроксимированная зависимость $K_{c.в} = f(n)$ была занесена в программу расчета характеристик (движущего момента). Для зазора $\Delta > 10$ мм представляет собой полином 4-ой степени:

$$K_{c.в} = 4 \cdot 10^{-17} n^4 - 2 \cdot 10^{-12} n^3 + 4 \cdot 10^{-8} n^2 - 0,0003n + 1,1152.$$

Представляется целесообразным, по аналогии с результатами испытаний обтекания различных профилей потоком воздуха [106], выделить безразмерный коэффициент, учитывающий потери на аэродинамическое сопротивление. По структуре формул и с учетом безразмерных комплексов, принятых в аэродинамике, таким коэффициентом для ротора СРРМ является коэффициент аэродинамического (профильного) сопротивления c_x .

По определению:

$$c_x = \frac{R_{c.в}}{f_{хар} \cdot p_{хар}}$$

где: $R_{c.в}$ – сила профильного сопротивления, в данном случае сила сопротивления вращению плеч ротора в среде вязкого газа; $f_{хар}$ – характерная (обтекаемая) площадь; $p_{хар}$ – характерное (динамическое) давление.

В нашем случае сила профильного сопротивления определяется по формуле:

$$R_{c.в} = \frac{M_{c.в}}{L},$$

где L – длина плеча ротора (рис. 2.1).

Характерная площадь:

$$f_{хар} = 2LB,$$

где B – длина хорды поперечного сечения плеча ротора (в случае консолей круглого сечения $B = D$).

Характерное давление:

$$P_{хар} = P_{дин} = \frac{\rho_{o.c} \cdot u_{сред}^2}{2} = \frac{\rho_{o.c} \cdot \omega_m^2 \cdot L_{сред}^2}{2} = \frac{\rho_{o.c} \cdot \omega_m^2 \cdot L^2}{8},$$

где: $\rho_{o.c}$ – плотность окружающей среды; $u_{сред}$ – окружная скорость на середине плеча ротора; $L_{сред}$ – половина длины плеча ротора.

С учетом вышеприведённых зависимостей, коэффициент аэродинамического сопротивления будет определяться как:

$$c_x = \frac{R_{c.в}}{f_{хар} \cdot P_{хар}} = \frac{M_{c.в} \cdot 8}{L \cdot 2LB \cdot \rho_{o.c} \cdot \omega_m^2 \cdot L^2} = \frac{4M_{c.в}}{B \cdot L^4 \cdot \rho_{o.c} \cdot \omega_m^2}$$

Учитывая вышеприведенную в разделе 2 зависимость $M_{c.в} = K_{c.в} \cdot \omega^2$ получим:

$$c_x = \frac{4K_{c.в}}{BL^4 \rho_{o.c}}.$$

Формула для определения окружного числа Рейнольдса имеет вид

$$\text{Re}_U = \frac{u_{ср.м} \cdot B}{\nu},$$

где: $u_{ср.м}$ – окружная скорость на срезе тягового сопла; ν – кинематическая вязкость газа.

На рисунке 3.15 представлена безразмерная зависимость $c_x = f(\text{Re}_U)$ для зазора и $\Delta > 10 \text{ мм}$.

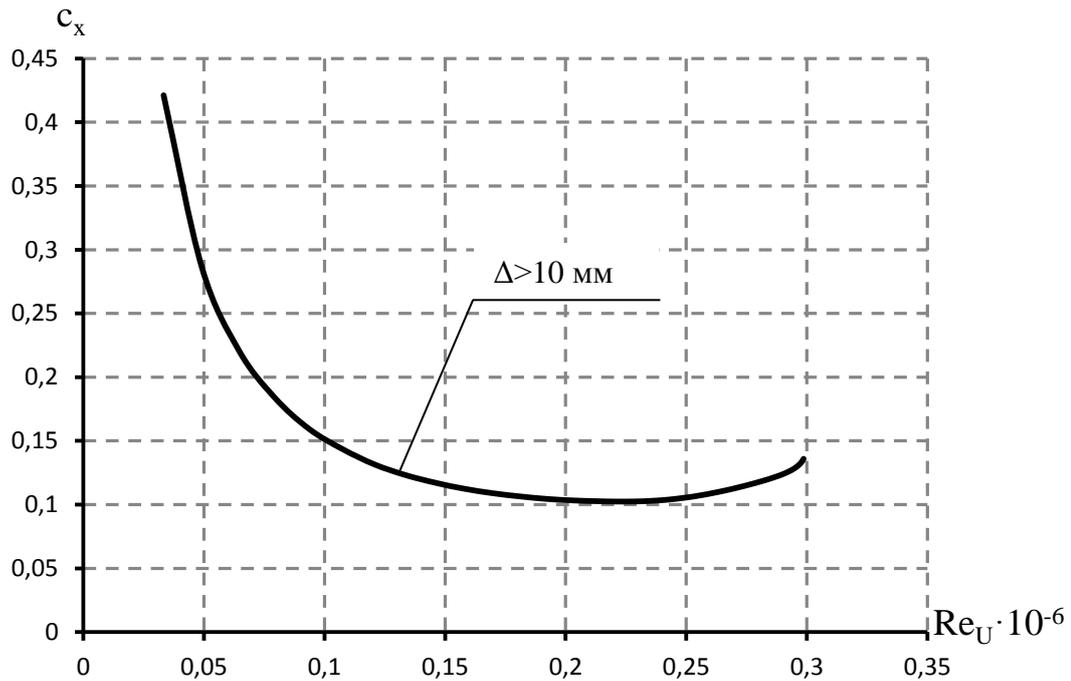


Рисунок 3.15 – Зависимость коэффициента лобового сопротивления от окружного числа Рейнольдса.

С учетом определенных ранее значений пускового момента $M_{\text{пуск}}$, частоты вращения ротора СРРМ на холостом ходу $\omega_{x.x}$ и коэффициента $K_{c.в}$ были получены рабочие характеристики струйно-реактивной расширительной машины, представленные на рисунках 3.16 – 3.19.

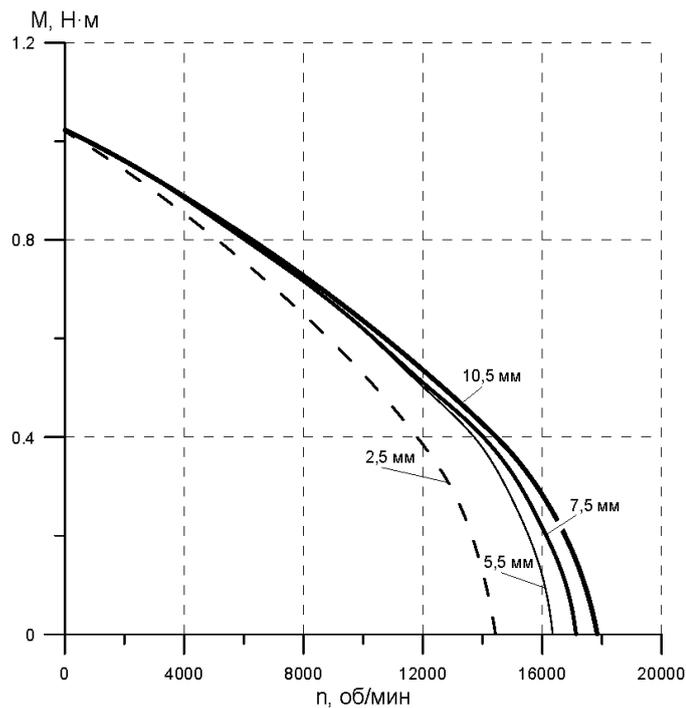


Рисунок 3.16 – Зависимость момента на валу СРРМ от числа оборотов

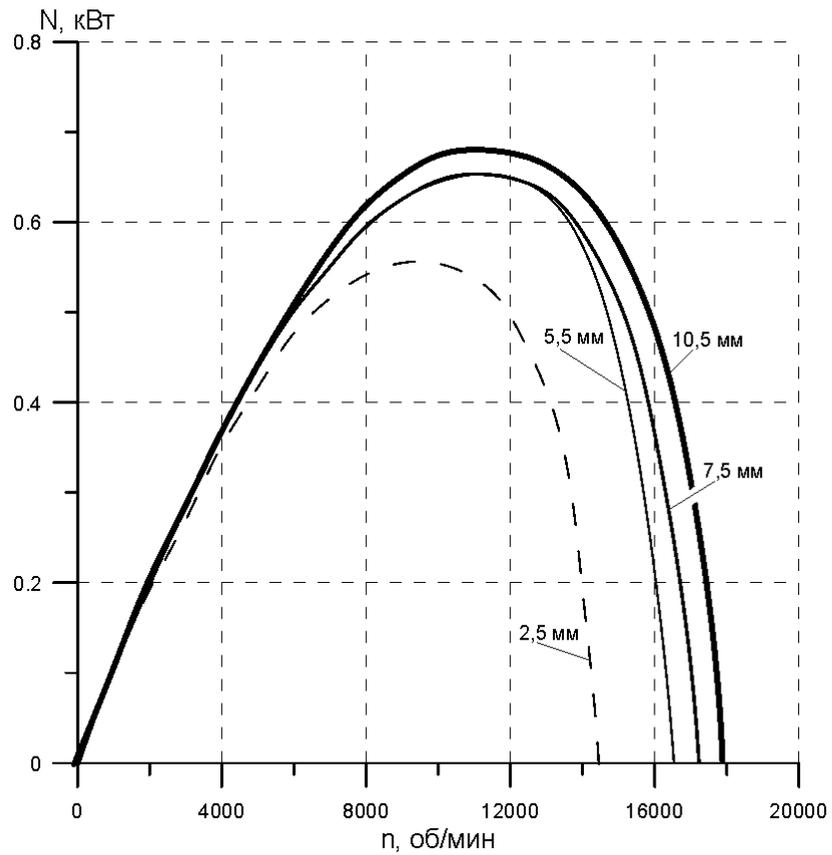


Рисунок 3.17 – Зависимость мощности на валу СРРМ от числа оборотов

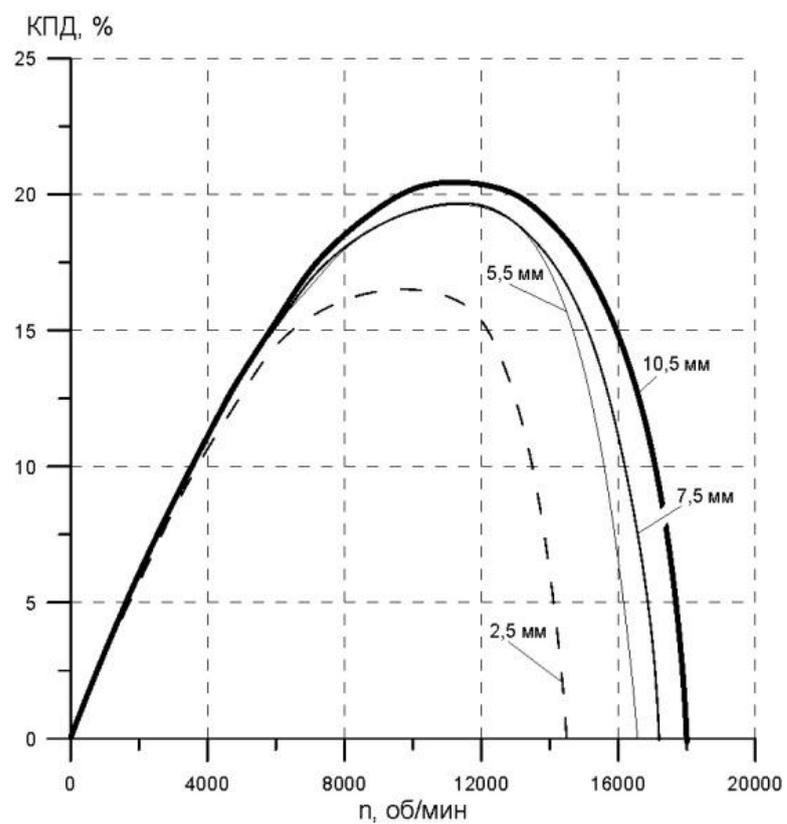


Рисунок 3.18 – Зависимость КПД СРРМ от числа оборотов

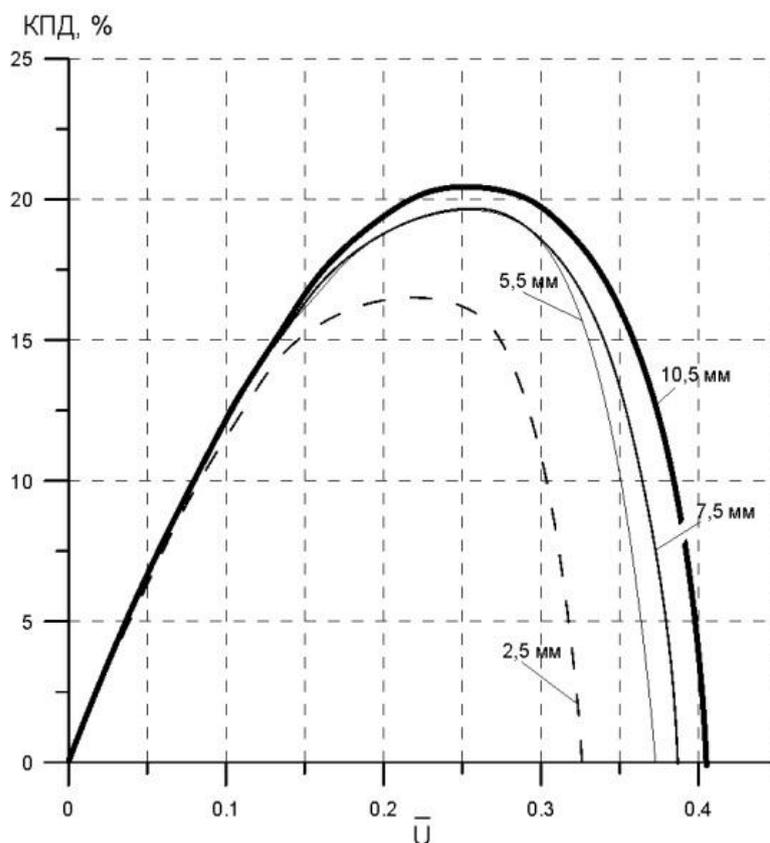


Рисунок 3.19 – Зависимость КПД СРРМ от приведенной окружной скорости

Как видно из рисунка 3.18, максимальное значение КПД для СРРМ данной конструкции не превышает 25 % (правильно спроектированные машины могут иметь значение КПД на уровне 40%). Это можно объяснить относительно небольшим значением давления на входе в расширительную машину (5 атм), низким расходом $G_n = 0,028 \text{ кг/с}$, некоторыми конструктивными особенностями газового тракта.

Разработанные прикладные программы позволяют рассчитывать характеристики СРРМ как при $K_{c.в} = const$, так и по аппроксимированным зависимостям $K_{c.в} = f(n)$ или $K_{c.в} = f(p)$. Учет непостоянства значения $K_{c.в}$ при построении характеристик является существенным уточнением методики расчета и наглядно продемонстрирован на рисунке 3.19.

Видно, что в левой части характеристики и в номинальной точке при постоянном среднем $K_{c.в} = 1,4 \cdot 10^{-7} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ и переменном $K_{c.в}$ характеристики почти совпадают, а в правой части характеристики существенно расходятся.

При этом обороты холостого хода по уточненной методике получаются значительно меньше, чем по методике при постоянном $K_{с.в}$. Это является существенным уточнением, а с практической точки зрения означает, что при больших оборотах турбина самотормозится.

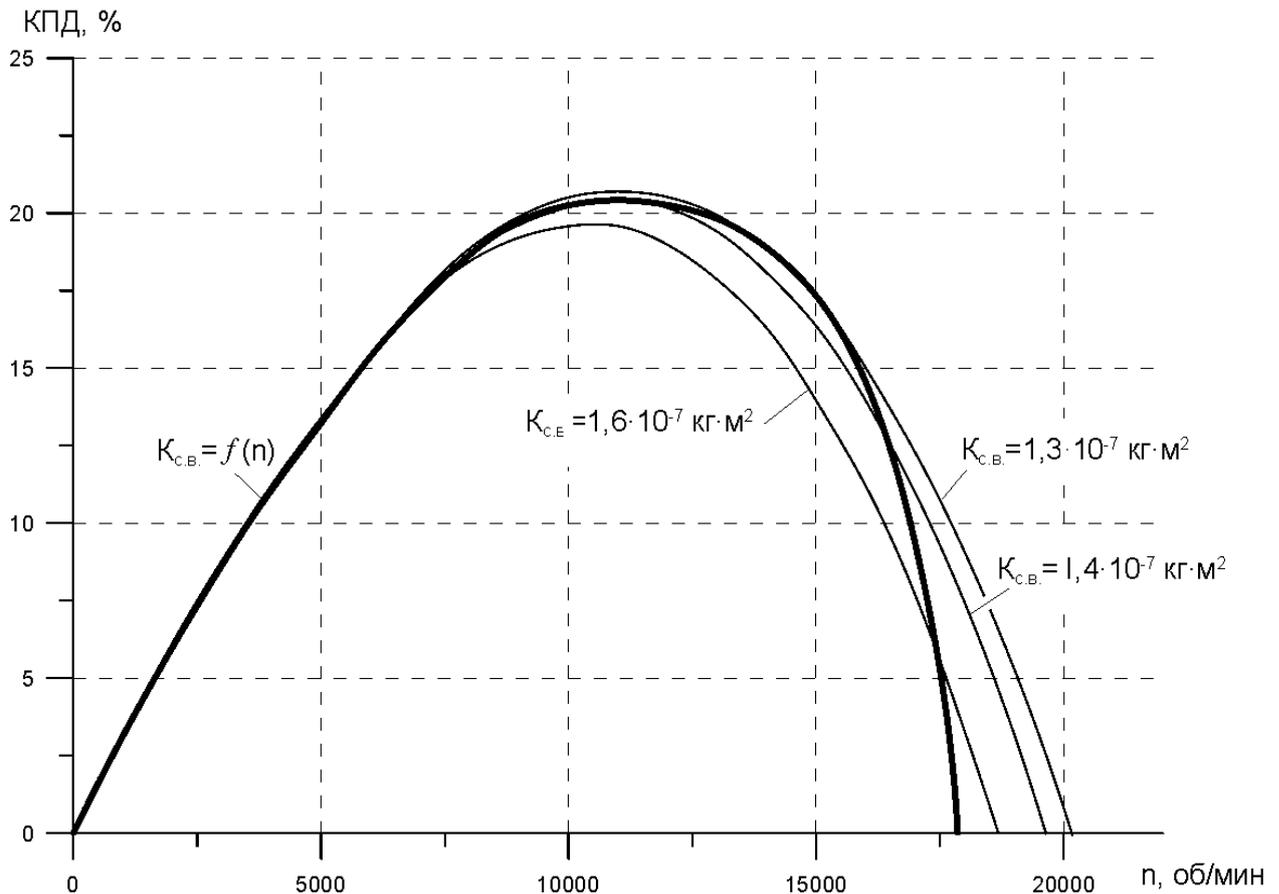


Рисунок 3.20 – Влияние коэффициента $K_{с.в}$ на КПД СРРМ

3.6 Определение погрешностей прямых и косвенных измерений

В работе нас интересуют величины погрешностей измерения частоты вращения ротора СРРМ, объемного расхода рабочего тела, давлений и температур рабочей среды на входе и выходе из расширительной машины. Согласно [130, 131] большинство величин, которые определялись в работе, являются результатами косвенных измерений. Они определяются расчетным путем по известным формулам при многократном проведении прямых измерений некоторых величин. При определении погрешностей косвенных

измерений необходимо знать функциональные зависимости, которые связывают результаты прямых измерений с погрешностями их определения. Погрешности результатов прямых измерений состоят из систематических и случайных [131].

С целью исключения случайных погрешностей производилось не одно, а несколько измерений. Систематические погрешности прямых измерений физических величин, в свою очередь, состоят из погрешностей: размещения, инструментальных, субъективных и метода измерений. Погрешности размещения сводились к нулю или наперед заданной величине, так как при монтаже измерительных приборов выполнялись рекомендации завода-производителя и правил эксплуатации. Инструментальные погрешности определялись классом точности и ценой деления приборов, так как выполнялись правила их монтажа и эксплуатации. Субъективные погрешности измерений исключались выполнением ряда одинаковых экспериментов разными исследователями.

При определении погрешностей косвенных измерений закон распределения ошибок принимался нормальным, поскольку эти измерения есть функциями целого ряда величин. Например, при определении объемной производительности – это давление и температура воздуха в помещении лаборатории. Следствие из теории Ляпунова говорит: «В тех отдельных случаях, когда суммарная погрешность появляется в результате совместного действия ряда причин, каждая из которых вносит малую часть в общую ошибку, то по какому бы закону не распределялись ошибки, которые были вызваны каждой из причин, результат их суммарного действия приведет к гауссовскому распределению ошибок» [132].

В процессе экспериментального исследования производилось несколько измерений величин, которые контролировались, потом определялась среднее арифметическое значение, например, значение температуры газа на входе в СРРМ:

$$\bar{t}_{\text{ex}} = \frac{\sum_{i=1}^n t_{\text{ex}}}{n},$$

потом определялась среднеквадратичная погрешность результата измерений:

$$\delta S_{t_{\text{ex}}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\Delta \bar{t}_{\text{ex}})^2}{n \cdot (n-1)}},$$

где $\Delta \bar{t}_{\text{ex}} = \bar{t}_{\text{ex}} - t_{\text{ex}}$ – погрешность i -го измерения; n – количество измерений.

Величина $\delta S_{t_{\text{ex}}}^2$ есть оценкой дисперсии $\sigma_{t_{\text{ex}}}^2$ при очень большом количестве измерений ($n \rightarrow \infty$). При малом количестве измерений n величина $\delta S_{t_{\text{ex}}}^2$ является случайной. Для того, чтобы оценить границы доверительного интервала, используют критерий Стьюдента t_α , значение которого зависит от коэффициента доверительной вероятности α и числа измерений [130]. Погрешность измерения значения температуры может быть определена:

$$\delta t = t_\alpha \cdot \delta S_t.$$

Результаты измерения с доверительной вероятностью α можно записать как

$$t = \bar{t} \pm \delta t.$$

Относительная погрешность измерения температуры:

$$|\varepsilon_t| = \frac{\delta t}{t}.$$

Абсолютная величина погрешности результатов косвенных измерений определялась по формуле:

$$\delta y = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial y}{\partial x_i} \right)^2 \cdot (\delta x_i)^2}.$$

Относительная погрешность результатов косвенных измерения

$$\varepsilon_y = \frac{\delta y}{y}$$

или

$$\varepsilon_y = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial}{\partial x_i} \ln y \right)^2 \cdot (\partial x_i)^2}.$$

При определении доверительного интервала, коэффициент доверительной вероятности α согласно рекомендаций [132] принимался равным 0,95.

Расчетная формула для вычисления относительной погрешности определения действительной производительности \dot{V} при помощи газового счетчика имеет вид

$$\varepsilon_V = \sqrt{\left(\frac{\delta \Delta V}{\Delta \bar{V}} \right)^2 + \left(\frac{\delta \Delta \tau}{\Delta \bar{\tau}} \right)^2 + \left(\frac{\delta p_{атм}}{\Delta \bar{p}_{атм}} \right)^2 + \left(\frac{\delta p_{вых}}{\Delta \bar{p}_{вых}} \right)^2 + \left(\frac{\delta T_{о.с.}}{\Delta \bar{T}_{о.с.}} \right)^2 + \left(\frac{\delta T_{вых}}{\Delta \bar{T}_{вых}} \right)^2}.$$

Расчеты показали, что значение среднеквадратичной погрешности измерения \dot{V} не превышает 2 %.

Относительная погрешность определения пускового момента СРРМ с использованием динамометра весового типа определялась как

$$\varepsilon_{M_{пуск}} = \sqrt{\left(\frac{\delta F}{\bar{F}} \right)^2 + \left(\frac{\delta l}{\bar{l}} \right)^2}.$$

Так как эта погрешность определяется в основном неточностью показаний весов, то в и тоге она составила менее 2%.

Значение относительной погрешности определения абсолютной величины давления на входе определялось по формуле

$$\varepsilon_{p_{вх}} = \sqrt{\left(\frac{\delta p_{ман}}{\bar{p}_{ман}} \right)^2 + \left(\frac{\delta p_{атм}}{\bar{p}_{атм}} \right)^2},$$

где $\delta p_{ман}$ и $\delta p_{атм}$ - абсолютные погрешности измерения давления манометром и атмосферного давления соответственно.

Расчеты показали, что средняя величина систематической погрешности определения абсолютного значения давления не превышает 1,5 %.

Таким образом погрешность измерения всех основных определяемых параметров не превышает 5 % с доверительной вероятностью 0,95. Такая точность является допустимой в техническом эксперименте [131, 132].

3.7 Регрессионный анализ и оценка погрешностей аппроксимаций

Коэффициенты принятой аппроксимационной модели находились на основе метода наименьших квадратов [133, 134]. Оценка отклонений, рассчитанных с помощью регрессионного уравнения и экспериментальных результатов, во всех случаях была одинаковой.

Степень рассеяния экспериментальных и расчетных точек оценивалась дисперсией адекватности, которая определялась как сумма квадратов отклонений, отнесенная к числу степеней свободы:

$$S_{ad}^2 = \frac{\sum \Delta y_k^2}{f},$$

где степень свободы $f = k - (n + 1)$ - разность между числом опытов k и числом коэффициентов аппроксимационной модели $n + 1$, которые вычисляются по результатам независимых опытов.

Проверка адекватности данных, полученных на математических моделях, экспериментально полученным данным, проводилась на основе критерия Фишера [133]:

$$F_F = \frac{S_{ad}^2}{S_e^2},$$

где S_e^2 - дисперсия воспроизводимости.

Расчет дисперсии адекватности расчетных и экспериментальных зависимостей проводился с числом точек большим 20. При доверительной вероятности 0,95 и числом точек более 20 табличное значение критерия Фишера составляет 1,9 [133].

Математическая модель является адекватной, если расчетное значение критерия Фишера меньше табличного:

$$F_F < F_{FT}.$$

3.8 Выводы

В результате проведения физического эксперимента были сделаны следующие выводы:

- создан экспериментальный стенд для исследования влияния основных параметров на характеристики струйно-реактивной расширительной машины;
- получено значение коэффициента расхода питающего сопла при разных положениях иглы и давления на входе: при ходе иглы $h > 2$ мм коэффициент расхода остается практически постоянным и равным 0,9;
- экспериментально были получены зависимости пускового момента и холостого хода СРРМ от давления на входе в турбину; в результате обработки экспериментальных данных получены и аппроксимированы зависимости коэффициента аэродинамического сопротивления вращению в среде вязкого газа от частоты вращения $K_{c.g} = f(n)$ и универсальная зависимость коэффициента аэродинамического сопротивления рабочего колеса СРРМ от числа Рейнольдса, определенного по окружной скорости рабочего колеса $c_x = f(Re_u)$ (минимальное значение $c_x = 0,105$ при $Re_u = 2,2 \cdot 10^5$);
- исследовано и количественно определено влияние зазора между стенками корпуса и ротором на эффективность СРРМ: установлено, что при увеличении зазора частота вращения ротора увеличивается, причем градиент увеличения резко падает при зазоре более 5 мм, при зазоре свыше 10 мм обороты практически не изменяются;
- на основе методик, представленных в разделе 2, и результатов экспериментальных исследований были рассчитаны характеристики СРРМ в виде зависимостей момента, мощности и КПД машины от частоты вращения ротора: $M = f(n)$, $N = f(n)$, $\eta = f(n)$; показана необходимость учета влияния частоты вращения на коэффициент сопротивления вращению ротора в среде вязкого газа при расчете рабочих характеристик;

- анализ погрешностей прямых и косвенных измерений показывает, что измерение основных величин расхода, частоты вращения, момента на валу СРРМ, температур и давлений не превышают допустимых границ.

РАЗДЕЛ 4

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПНЕВМОАГРЕГАТОВ НА ОСНОВЕ
СТРУЙНО-РЕАКТИВНОЙ РАСШИРИТЕЛЬНОЙ МАШИНЫ

4.1 Постановка задачи и исходные данные

Рассмотрим подходы к проектированию, алгоритм и методику проектирования пневмоагрегатов на основе струйно-реактивной расширительной машины на примере пневмопривода шаровых кранов магистральных газопроводов. Струйно-реактивный пневмопривод (СРПП) состоит из следующих сборочных единиц: струйно-реактивного пневмодвигателя (СРПД), механизма редукции, блока управления электропневматического (БУЭПа), фильтра и трубопроводной обвязки.

В качестве основных характерных особенностей проектирования пневмопривода для шаровых кранов можно выделить следующее:

1) нагрузка на привод не постоянна по углу поворота пробки крана (имеет параболический характер с минимумом в среднем положении пробки крана), что вызвано конструктивными особенностями шарового крана и условиями работы (рис. 4.1). Поэтому, если в качестве передаточного механизма используется какой-либо редуктор, имеющий постоянный момент на выходе при постоянном моменте на входе, то нагрузка на силовой элемент привода (СРРМ) и передаточный механизм будет также не постоянна по углу поворота пробки крана;

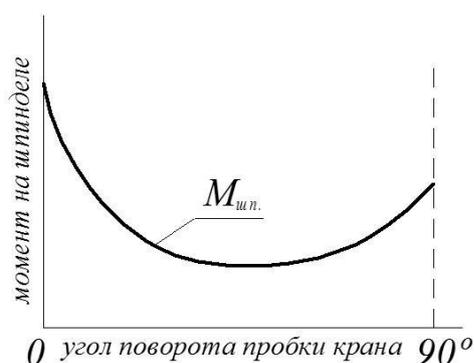


Рисунок 4.1 – Зависимость момента на шпинделе крана от угла поворота пробки

2) привод должен обеспечивать в первую очередь момент страгивания пробки крана из положения «закрыто», когда пробка находится под полным перепадом давления, равным разности давлений перед краном и за краном, в положение «открыто». В этом случае момент нагрузки максимален. Для привода и СРРМ – это пусковой момент, поэтому и расширительная машина и передаточный механизм должны рассчитываться на пусковой момент. При этом потери на трение в передаточном механизме больше, чем во время движения (т.к. коэффициент трения покоя больше коэффициента трения движения), и выходной момент меньше, чем при движении;

3) необходимо учитывать также, что зависимость момента на валу СРРМ от частоты вращения вала падающая и поэтому увеличение момента на шпинделе крана на пусковом режиме компенсируется увеличением момента СРРМ, по сравнению с номинальным режимом работ.

В качестве пневмодвигателя привода должен использоваться струйно-реактивный пневмодвигатель (СРПД), работающий от природного газа, отбираемого непосредственно из патрубков шарового крана. В качестве механизма редукции, обеспечивающего передачу вращения и крутящего момента СРПД непосредственно на выходной вал пробки крана, могут быть использованы механические редукторы, обладающие высоким передаточным отношением: передача винт-гайка, прецессионный редуктор [135] и др.

Проектируемые СРПП по сравнению с применяемыми в настоящее время поршневыми пневмогидравлическими приводами для шаровых кранов DN 300 – 1000 мм должны обладать более низкими массо-габаритными показателями и более высокими КПД.

В связи с этим при проектировании каждого размерного ряда СРТПП необходимо широко использовать средства вычислительной техники с проведением многовариантного поиска оптимального решения с учетом конструкторских, технологических и эксплуатационных ограничений. Учитывая, что КПД СРРМ является определяющим в общем КПД привода, большее внимание требуется уделять оптимизационным

термогазодинамическим расчетам параметров газового тракта СРРМ, выходным параметрам и характеристикам СРРМ (см. раздел 2, 3), изменение которых в широком диапазоне нагрузок связано с условиями работы шаровых кранов на объектах газовой промышленности.

Общими исходными данными для проектирования струйно-реактивных пневмоприводов шаровых кранов $DN > 300$ мм по аналогии с требованиями к пневмогидроприводам являются:

- рабочие параметры на входном валу привода или на выходном валу СРПД согласно [7];

- рабочее тело СРПД:

- а) неагрессивный природный газ, размеры частиц механических примесей в газе не должны превышать 1 мм;

- б) сухой сжатый воздух по ГОСТ 17433-80, класс загрязненности – 9; показатель адиабаты – $k = 1,4$; удельная газовая постоянная – $R = 287 \text{ Дж} / (\text{кг} \cdot \text{К})$;

- параметры рабочего тела СРПД:

- а) минимальное давление управляющей среды (при максимальном перепаде давления на кране) зависит от условного давления PN и составляет для кранов при номинальном давлении

PN 63 – $p_{\min} = 1,5 \text{ МПа}$;

PN 80; 100 – $p_{\min} = 2,5 \text{ МПа}$;

PN 160 – $p_{\min} = 3,5 \text{ МПа}$;

PN 250 – $p_{\min} = 4,5 \text{ МПа}$;

PN 420 – $p_{\min} = 8,0 \text{ МПа}$;

- б) диапазон температуры управляющей среды (во входном патрубке шарового крана) – $T_{\text{ex}} = 263 \div 353 \text{ К} (-10 \div +80 \text{ } ^\circ\text{C})$;

- в) температура на входе в СРПД – $T_{\text{ex.cpm}} = 213 \div 353 \text{ К} (-60 \div +80 \text{ } ^\circ\text{C})$;

- г) окружающая среда – атмосферный воздух с температурой по ГОСТ 15150-69 – $T_{\text{o.c}} = 213 \div 328 \text{ К} (-60 \div +55 \text{ } ^\circ\text{C})$;

- параметры механического дублера – усилие на рукоятке штурвала ручного дублера (одной рукой), не более – 150 *H* (при страгивании пробки крана допускается до 450 *H*).

4.2 Алгоритм и методика общего проектирование

Методика проектирования СРПП основана на функциональных взаимосвязях между рабочими параметрами и выходными характеристиками с конструктивными параметрами.

К основным конструктивным параметрам, определяющим конструктивный облик изделия в целом, относятся:

- диаметр ротора СРРМ;
- форма и размеры поперечного сечения плеч рабочего колеса;
- геометрические параметры критического сечения питающих и тяговых сопел СРРМ;
- степени уширения сопел;
- вид и передаточное отношение редуктора.

К основным рабочим параметрам и характеристикам относятся:

- давление и температура на входе в привод;
- давление и температура окружающей среды;
- пусковой крутящий момент СРРМ и СРПП;
- удельные пусковые момент СРРМ и сила тяги на ТС;
- время поворота пробки крана из одного крайнего положения в другое;
- частота вращения ротора СРРМ на заданных режимах;
- выходные рабочие характеристики СРРМ, СРД и СРПП:
 - 1) зависимость крутящего момент от частоты вращения вала (механическая характеристика);
 - 2) зависимость мощности на валу от частоты вращения;
 - 3) зависимость окружного и полного КПД от частоты вращения.

Алгоритм общего проектирования СРПП, целью которого является определение основных конструктивных параметров и его конструктивного облика в целом, представлен на рисунке 4.2.

В процессе анализа исходных данных определяется полный средний ресурс работы привода в часах:

$$(L_{\text{час}})_{\min/\max} = \frac{2(\tau_{\text{ц}})_{\min/\max} \cdot L_{\text{ц}}}{3600},$$

где $\tau_{\text{ц}}$ - время работы привода за 0,5 цикла, с;

Угловая скорость пробки крана, рад/с :

$$\omega_{\text{кр.}} = \frac{\pi}{2(\tau_{\text{ц}})_{\min/\max}}.$$

Число оборотов пробки крана в минуту:

$$n_{\text{кр.}} = \frac{30\omega_{\text{кр.}}}{\pi} = \frac{15}{(\tau_{\text{ц}})_{\min/\max}}.$$

Общее передаточное отношение привода:

$$(i_{\text{общ}})_{\min/\max} = \frac{n_m}{n_{\text{кр.}}} = \frac{n_m \cdot (\tau_{\text{ц}})_{\min/\max}}{15},$$

где n_m - частота вращения вала струйно-реактивной расширительной машины, об/мин .

Максимальная частота вращения вала СРРМ равна частоте вращения на холостом ходу и зависит от конструктивных параметров турбины.

Частота вращения, соответствующая максимуму КПД СРРМ, для известных конструкций СРРМ равна или больше предельной частоты вращения подшипников. Поэтому зачастую принимается $n_m = 20000 \text{ об / мин}$.

$$i_{\text{общ}} = \frac{20000 \cdot \tau_{\text{ц}}}{15}.$$

Максимальное передаточное отношение определяется как:

$$(i_{\text{общ}})_{\max} = \frac{(n_m)_{\max} \cdot (\tau_{\text{ц}})_{\max}}{15}.$$

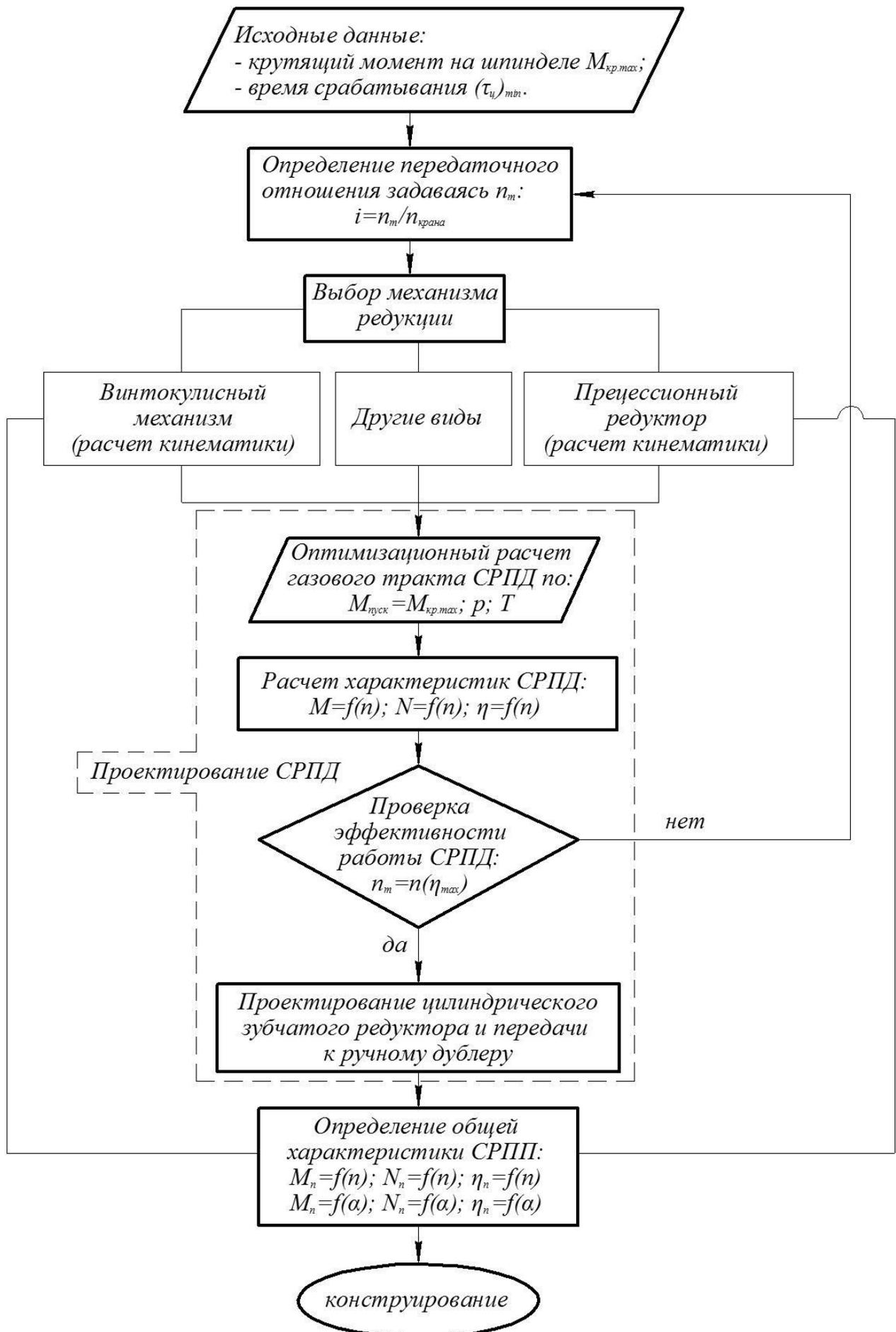


Рисунок 4.2 – Алгоритм общего проектирования СРПД

С другой стороны, СРРМ известных конструкций работает устойчиво при $n_m > 4000 \text{ об / мин}$. Поэтому минимальное передаточное отношение можно определить из условия:

$$(i_{\text{общ}}^n)_{\min} = \frac{(n_m)_{\min} \cdot (\tau_u)_{\max}}{15}.$$

После того, как определен диапазон возможных передаточных отношений $i_{\text{общ}}$, задаваясь каким-либо значением i из полученного диапазона, КПД и передаточными отношениями элементов передаточного механизма, можно получить необходимый момент на валу СРРМ, соответствующий заданному моменту на кране $M_{\text{кр.}}$, и пусковой момент.

Проектирование геометрии газового тракта СРРМ производится по пакету прикладных программ, реализующему термогазодинамическую модель течения рабочего тела в турбине на пусковом режиме. Критерием оптимизации при проектировании геометрии проточной части СРРМ является максимум удельной тяги (отношение силы тяги ТС к расходу газа через питающее сопло $P_{\text{т.уд.}} = P_{\text{т}} / G_{\text{н.с}}$). При этом расчеты по математической модели и экспериментальные исследования показывают, что максимум удельной тяги соответствует расположению скачка уплотнения непосредственно на входе во втулку-диффузор, что определяется в основном соотношением площадей критических сечений ПС и ТС. Величина максимума $P_{\text{т.уд.}}$ возрастает с уменьшением сверхзвуковой скорости струи на входе в газовый тракт, т.е. $\lambda_1 \rightarrow 1$.

При этом возникают конструкторско-технологические ограничения по минимальной разнице диаметров среза ПС и входа в диффузор, а также величине осевого зазора δ между ними.

В соответствии с расчетной схемой, приведенной в разделе 2, математическая модель построена на основании уравнений сохранения энергии, изменения количества движения и неразрывности.

Газодинамические расчеты по математической модели и увязка газодинамических параметров с конструктивными проводятся путем многовариантного поиска оптимальных геометрических размеров и соотношений элементов газового тракта с учетом утечек рабочего тела.

Результаты расчета определяют точку пускового режима на характеристике СРРМ и являются исходными данными для расчета характеристик СРРМ и СРПД.

Затем по известной геометрии рассчитываются характеристики СРРМ (зависимости КПД, мощности и момента на валу СРТ от частоты вращения ротора) (см. раздел 2, 3). По этим характеристикам и параметрам передаточного механизма делается оценка относительно выбранного i и, в случае необходимости, расчет повторяется либо для другого значения i , либо выбираются другие параметры и элементы передаточного механизма. В процессе расчетов необходимо учитывать, что должен быть промежуточный вывод мощности (момента) на ручной дублер, в соответствии с исходными данными.

Анализ исходных данных также показал, что широкий диапазон нагрузок на привод, связанный с работой крана на открытие при начальных перепадах давления на пробке от 0 до P_N МПа и на закрытие без перепада давления, а также широкий диапазон давления рабочего тела – газа на СРРМ, требуют применения устройства управления турбиной, поддерживающего частоту вращения ротора в заданном диапазоне при различных давлениях рабочего тела.

На рисунке 4.3 показаны в общем виде характеристики требуемого крутящего момента на шпинделе крана DN 500 PN 80 и располагаемого момента на выходе СРПП по давлению при работе СРРМ без регулятора и с регулятором. При этом давление p (ось абсцисс) является давлением газа на входе в кран, равно перепаду давления на кране и является начальным давлением рабочего тела, подаваемого на СРПП. СРПП должен обеспечивать открытие крана при минимальном давлении перед краном $p_{\min} = 1,5$ МПа (по

старым требованиям [136]), поэтому характеристика располагаемого момента $M_{расп}$ должна пересечь характеристику требуемого момента с некоторым запасом до точки, соответствующей 1,5 МПа. Этим условием определяется требуемый момент турбины при $p = 1,5 \text{ МПа}$ и площадь критического сечения её сопел (питающего и тягового). Тогда, не имея регулятора на СРРМ, по мере роста давления характеристики $M_{расп}$ и $M_{кр.тр}$ интенсивно расходятся ($M_{расп} > M_{кр.тр}$), что говорит о большом переизбытке момента, и СРРМ может превысить предельную частоту вращения.

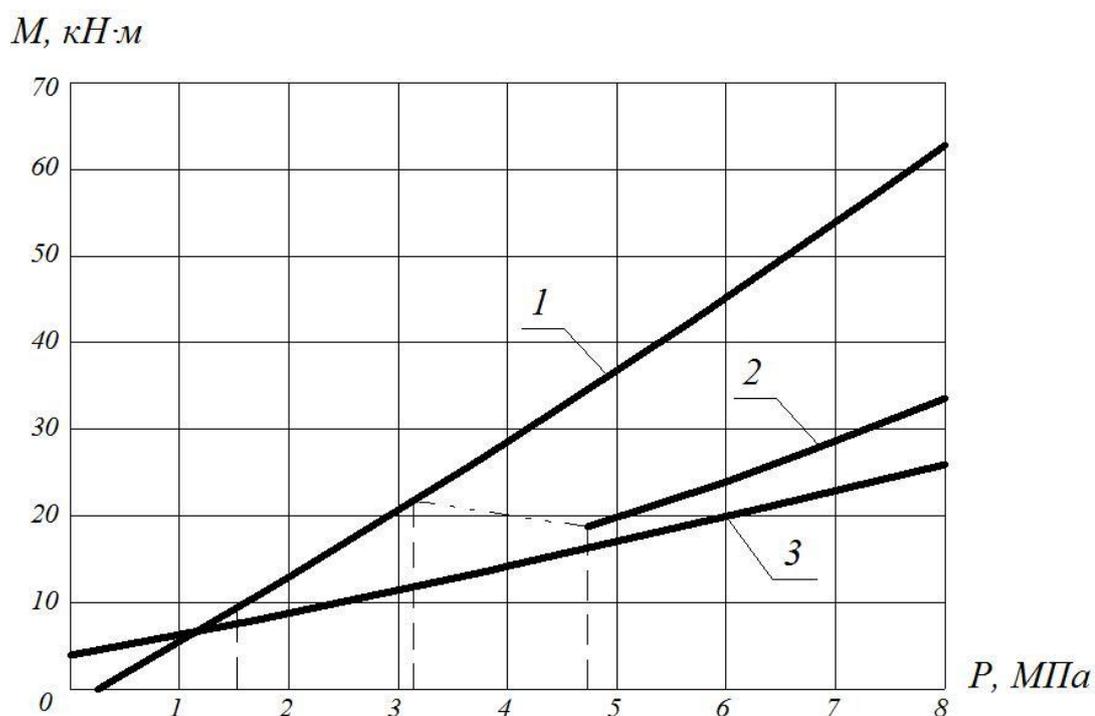


Рисунок 4.3 – Характеристики требуемого и располагаемого крутящих моментов при открытии крана с перепадом давления на нем: 1 – максимальный располагаемый момент; 2 – располагаемый момент с настроенным регулятором; 3 – требуемый момент на шпинделе крана.

В связи с этим, после достижения максимальной рабочей частоты вращения ротора СРРМ необходимо уменьшать её мощность, уменьшая критические сечения сопел. Конструкция регулятора может быть упрощена если принять регулирование близкое к двухпозиционному.

При этом в процессе проектирования должны определяться предельные характеристики СРПП, и в конкретных условиях работы они могут быть настроены на необходимые режимы.

Следующим этапом проектирования струйно-реактивного пневмопривода для шаровых кранов является выбор механизма редукции (передаточного механизма). Существующие гидropневмоприводы шаровых кранов оснащены, в основном, кулисным механизмом, который преобразует поступательное движение поршней привода во вращательное движение пробки крана. Как уже упоминалось, этот механизм хорошо себя зарекомендовал в условиях эксплуатации шаровых кранов. Адаптировать работающие в составе пневмогидроприводов кулисные механизмы под струйно-реактивные пневмоприводы возможно посредством установки дополнительной передачи «винт – гайка» и цилиндрического редуктора.

В условиях создания струйно-реактивного пневмопривода «с нуля» передаточный механизм можно выполнить в виде цилиндрической передачи и прецессионного механизма редукции. Предложенная схема исключает такую металлоемкую и «громоздкую» часть привода как винтокулисный механизм, делая его компактней и экономичней. К возможным недостаткам такой схемы можем отнести усложнение привода в целом и повышенные требования к условиям эксплуатации.

Целесообразно провести сравнительные расчеты струйно-реактивного пневмопривода с винтокулисным и прецессионным механизмами редукции на примере привода шарового крана DN 500 PN 80 и в итоге сопоставить их технико-экономические показатели с серийно выпускаемыми пневмогидроприводами шаровых кранов DN 500 PN 80.

4.3 Методика проектирования струйно-реактивного пневмопривода на примере привода шарового крана DN 500 PN 80

Исходные данные для привода шарового крана DN 500 PN 80 [136]:

- 1) максимальный крутящий момент на шпинделе крана -
 $M_{кр.маx} = 30000 \text{ Н} \cdot \text{м};$
- 2) минимальное время работы привода за 0,5 цикла (при повороте крана из положения «открыто» в положение «закрыто» или наоборот)
 $(\tau_u)_{\min} = 5 \text{ с};$
- 3) максимальное время работы привода за 0,5 цикла $(\tau_u)_{\max} = 40 \text{ с};$
- 4) полный средний ресурс (циклов), не менее $L_u = 2200;$
- 5) время работы от ручного дублера за 0,5 цикла, не более
 $(\tau_{упр})_{\max} = 15 \text{ мин};$
- 6) управляющая среда – неагрессивный природный газ по ГОСТ 5140-83;

Полный средний ресурс в часах:

$$L_{час} = \frac{2\tau_u \cdot L_u}{3600},$$

где τ_u - время работы привода за 0,5 цикла;

$$(L_{час})_{\min} = \frac{2(\tau_u)_{\min} \cdot L_u}{3600} = \frac{2 \cdot 5 \cdot 2200}{3600} = 6,11 \text{ час};$$

$$(L_{час})_{\max} = \frac{2(\tau_u)_{\max} \cdot L_u}{3600} = \frac{2 \cdot 40 \cdot 2200}{3600} = 48,9 \text{ час}.$$

Угловая скорость пробки крана, рад/с :

$$\omega_{кр.} = \frac{\pi}{2\tau_u}.$$

Число оборотов пробки крана в минуту:

$$n_{кр.} = \frac{30\omega_{кр.}}{\pi} = \frac{15}{\tau_u}.$$

Общее передаточное отношение привода:

$$i_{общ} = \frac{n_m}{n_{кр.}} = \frac{n_m \cdot \tau_u}{15},$$

где n_m - частота вращения вала струйно-реактивной турбины, *об/мин*.

Минимальное передаточное отношение равно:

$$(i'_{общ})_{\min} = \frac{20000 \cdot (\tau_u)_{\min}}{15} = \frac{20000 \cdot 5}{15} = 1333.$$

Тогда частота вращения вала СРРМ, соответствующая $(\tau_u)_{\max}$:

$$(n_m)_{\tau_{\max}} = \frac{15 \cdot (i'_{общ})_{\min}}{(\tau_u)_{\max}} = \frac{15 \cdot 1333}{40} = 500 \text{ об / мин.}$$

С другой стороны, СРРМ известных конструкций работает устойчиво при $n_m > 4000 \text{ об / мин}$. Поэтому минимальное передаточное отношение можно определить из условия:

$$(i''_{общ})_{\min} = \frac{(n_m)_{\min} \cdot (\tau_u)_{\max}}{15} = \frac{4000 \cdot 40}{15} = 10667.$$

Максимальное передаточное отношение определится как:

$$(i_{общ})_{\max} = \frac{(n_m)_{\max} \cdot (\tau_u)_{\max}}{15} = \frac{20000 \cdot 40}{15} = 53333.$$

Следующим этапом в общем проектировании (см. рис. 4.2) идет выбор механизма редукции. Рассмотрим отдельно особенности проектирования данного пневмопривода как с винтокулисным механизмом редукции, так и с прецессионным редуктором.

4.3.1 Винтокулисный механизм редукции

Кулисная передача, как оговаривалось ранее, в настоящее время является наиболее распространенной в приводах шаровых кранов. Она

довольно просто трансформируется в винтокулисную передачу путем добавления передачи винт-гайка. Преимущества винтокулисной передачи состоят в большом передаточном отношении, возможности самоторможения и в форме характеристики крутящего момента, соответствующей характеристике крутящего момента шарового крана. Недостатком её является низкий КПД ($\leq 30\%$) и громоздкость конструкции.

Для определения параметров пневмопривода в целом необходимо рассчитать параметры винтокулисного механизма. Схема СРПП с винтокулисным механизмом редукции представлена на рисунке 4.4.

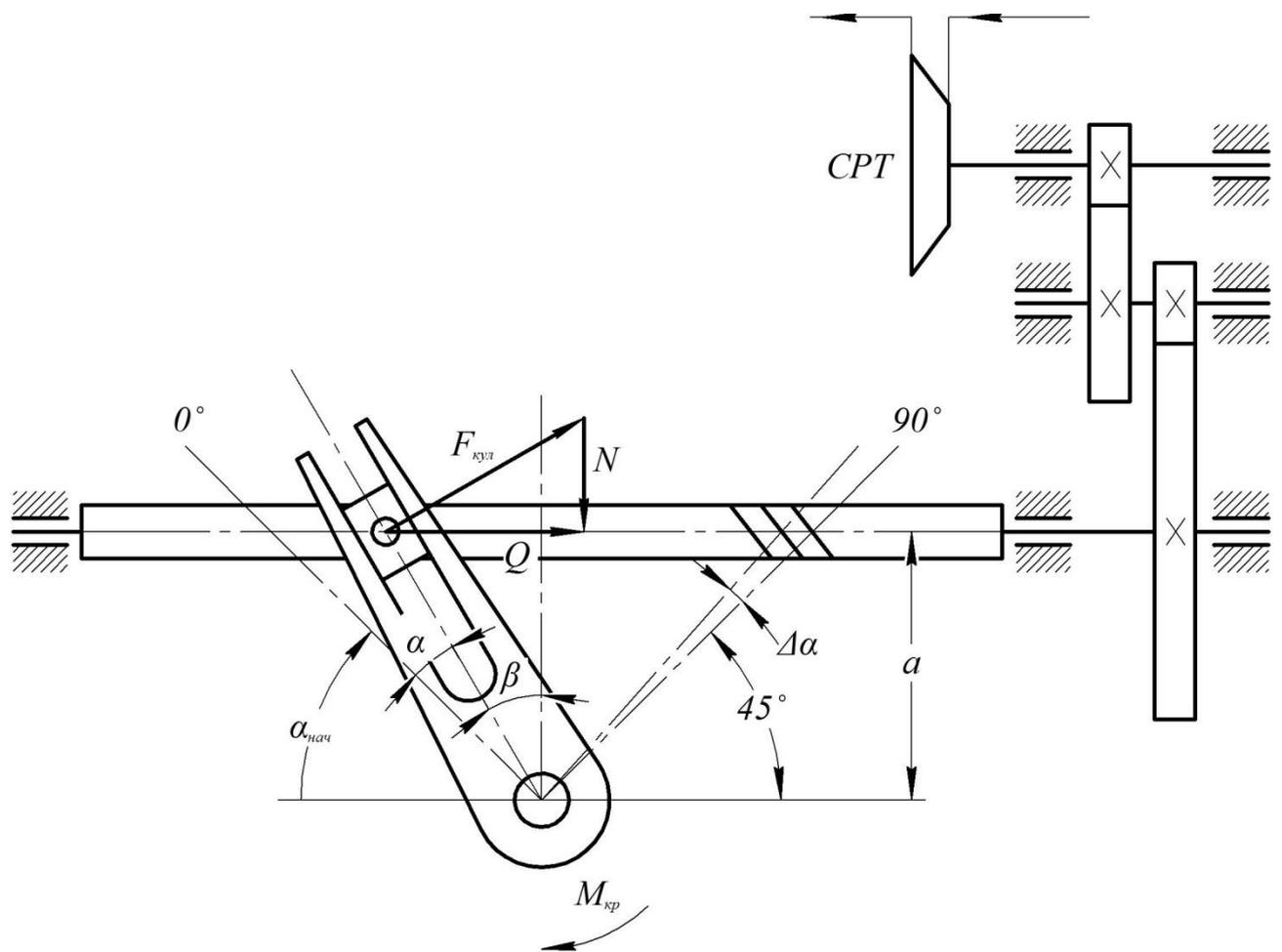


Рисунок 4.4 – Принципиальная схема струйно-реактивного пневмопривода с винтокулисным механизмом

Рассмотрим изменение сил, действующих в механизме поворота, и момента, создаваемого приводом, в зависимости от угла поворота рычага кулисы из одного крайнего положения в другое (на схеме – из крайнего левого положения в крайнее правое).

Текущее значение угла поворота кулисы из крайнего положения:

$$\alpha = \Delta\alpha \cdot i = 90^\circ - \alpha_{нач} - \beta,$$

где $\Delta\alpha$ - угол поворота кулисы, соответствующий одному обороту винта;

i - число сделанных оборотов (для симметричной кулисы $\alpha_{нач} = 45^\circ$).

Момент на выходном валу кулисы (привода) без учета сил трения:

$$M_{ид} = F_{кул} \frac{a}{\cos \beta} = \frac{Q \cdot a}{\cos^2 \beta} = \frac{Q \cdot a}{\cos^2 (90^\circ - \alpha_{нач} - \alpha)};$$

$$M_{ид}^{max} = \frac{Q \cdot a}{\cos^2 (90^\circ - \alpha_{нач})}.$$

Тогда с учетом КПД кулисы ($\eta_{кул} = 0,75$ – учитывает потери на трение между ползуном и направляющими), необходимый момент на валу винтокулисной передачи должен составлять:

$$M^{max} = \frac{M_{кр}}{\eta_{кул}} = \frac{30000}{0,75} = 40000 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Сила, действующая на рычаг кулисы, создающая момент на выходном валу кулисы (для крайнего положения рычага и расстояния между осями винта и пробки крана 0,2 м.):

$$F_{кул} = \frac{M^{max} \cdot \cos \beta}{a} = \frac{40000 \cdot \cos 45^\circ}{0,2} = 141421 \text{ Н}.$$

Осевая нагрузка на винт:

$$Q = F_{кул} \cdot \cos \beta = 141421 \cdot \cos 45^\circ = 10^5 \text{ Н}.$$

Максимальный момент привод должен развивать в начальном и конечном положениях пробки крана, что соответствует моменту страгивания пробки крана при закрытии или открытии.

После определения сил необходимо выбрать параметры передачи винт-гайка. Делительный диаметр винта из условий прочности [137]:

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{2Q}{\pi \psi_H [\sigma_{см}]}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 10^5}{3,14 \cdot (1,2 \div 2,5) \cdot (11 \div 13) \cdot 10^6}} = 0,069 \div 0,044 \text{ м},$$

где ψ_H - коэффициент высоты гайки;

$[\sigma_{см}]$ - допустимое напряжение смятия материала, МПа.

По значению делительного диаметра d_2 по ГОСТ 24737-81 выбираем трапецевидную резьбу 60x9 со значениями:

- делительный диаметр - $d_2 = 55,5$ мм;

- наружный диаметр - $d = 60$ мм;

- внутренний диаметр - $d_3 = 50$ мм;

- шаг резьбы - $p = 9$ мм.

Винтокулисная передача должна обеспечивать невозможность самопроизвольного проворачивания пробки крана. Это означает, что трапецевидная резьба должна быть самотормозящей и удовлетворять условию:

$$\psi < \varphi,$$

где ψ - угол наклона винтовой линии резьбы;

φ - угол трения.

Угол наклона винтовой линии резьбы определяется из уравнения:

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{p}{\pi d_2} = \frac{9 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,0555} = 0,0516 \Rightarrow \psi = 2,95^\circ \text{ (для однозаходной резьбы).}$$

Угол трения в резьбе определяется из уравнения:

$$\operatorname{tg} \varphi = f_{mp},$$

где f_{mp} - коэффициент трения (принимается 0,1).

$$\varphi = \operatorname{arctg}(f_{mp}) = \operatorname{arctg}(0,1) = 5,71^\circ.$$

Таким образом условие $\psi < \varphi$ ($2,95^\circ < 5,71^\circ$) выполняется.

С учетом этого можно оценить КПД передачи винт-гайка:

$$\eta_{e-z} = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi)} = \frac{\operatorname{tg} 2,95^\circ}{\operatorname{tg}(2,95^\circ + 5,71^\circ)} = 0,34.$$

Крутящий момент на винте (он же крутящий момент на выходном валу цилиндрического редуктора):

$$M_{кр.винт} = Q \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi) = 10^5 \cdot \frac{0,0555}{2} \cdot \operatorname{tg}(2,95^\circ + 5,71^\circ) = 422 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Передаточное отношение передачи винт-гайка:

$$i_{в-г} = \frac{2a\pi}{p \cos^2(90^\circ - \alpha_{нач})} = \frac{2 \cdot 0,2 \cdot 3,14}{9 \cdot 10^{-3} \cdot \cos^2(90^\circ - 45^\circ)} = 279.$$

Учитывая найденный ранее в п. 4.3 диапазон передаточных чисел $i_{общ} = 10667 \div 53333$ можно однозначно оценить передаточное отношение и количество ступеней зубчатого цилиндрического редуктора:

$$i_{ц.р} = 36 \div 191.$$

Таким образом в качестве промежуточного звена редукции между СРРМ и винтокулисным механизмом выбран двух- или трех- ступенчатый цилиндрический зубчатый редуктор, момент на выходном валу которого равен $422 \text{ Н} \cdot \text{м}$. На тихоходном валу цилиндрического редуктора предусмотрен отбор мощности на ручной дублер. В связи с достаточной изученностью вопросов проектирования зубчатых цилиндрических редукторов, его расчет приводить не целесообразно.

4.3.2 Прецессионный механизм редукции

Основные достоинства прецессионных зубчато-роликовых передач – это высокая несущая способность, большие передаточные числа, улучшенные энергетические и массогабаритные показатели. Конструктивная схема СРПП с прецессионным редуктором представлена на рисунке 4.5.

Механизм редукции состоит из двух ступеней. В составе первого прецессионного редуктора входит кривошип 6, выполненный заодно с валом 5, на котором установлен сателлит 7 с зубчатыми венцами 8 и 9, зацепляющимися соответственно с центральными колесами 10 и 11. На ступице центрального колеса 10 неподвижно установлено коническое колесо 12, зацепляющееся с валом-шестерней 13, на другом конце которого установлен маховик 14 ручного дублера. Вал-шестерня ручного дублера может быть остановлен от вращения

фиксатором 15, который автоматически фиксирует вал-шестерню 13 при работе от СРРМ и освобождает при работе от маховика 14 ручного дублера.

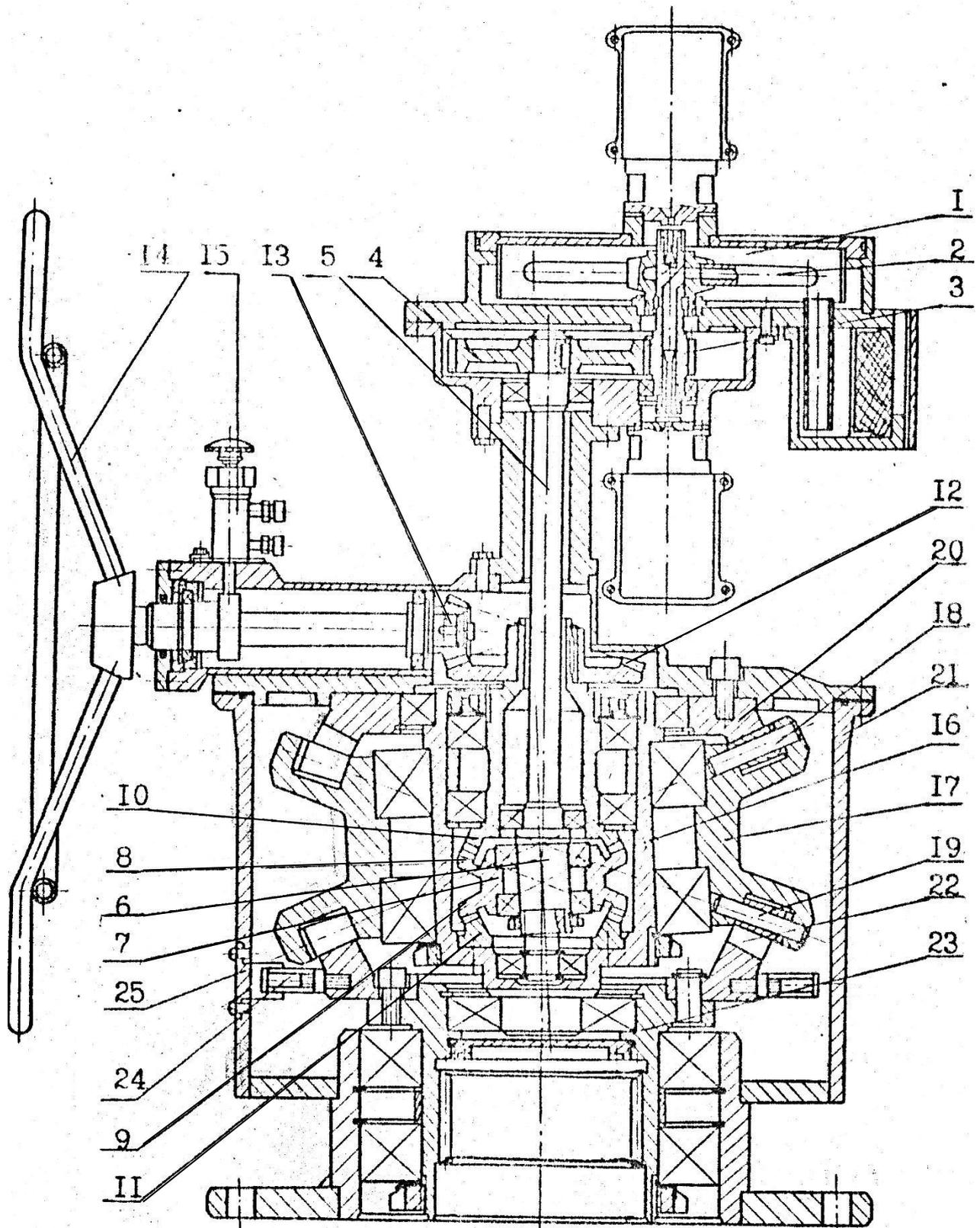


Рисунок 4.5 – Струйно-реактивный пневмопривод с прецессионным редуктором

Корпус 16 первого прецессионного редуктора выполнен подвижным, жестко связанным с центральным колесом 11, и является одновременно кривошипом, на котором установлен сателлит 17 с роликовыми венцами 18 и 19, зацепляющимися соответственно с центральными колесами 20 и 22 второго прецессионного редуктора. Колесо 20 связано с корпусом 21, а колесо 22 связано с выходным валом 23 привода. На цилиндрической поверхности колеса 22 жестко установлены фиксаторы 24, связанные с выходным штоком блока управления и служащие для обеспечения остановки пробки крана в нужном положении по углу поворота при работе в автоматическом режиме, и выполнен выступ, необходимый для механического фиксирования пробки крана. В корпусе 21 выполнено окно 25, служащее для визуального контроля поворота пробки крана, и установлены упоры, которые механически останавливают пробку крана при взаимодействии с выступом на колесе 22.

На наружной поверхности корпуса размещены блок управления электропневматический, предназначенный для автоматического управления приводом и фильтр-осушитель для очистки и осушки газа.

Описанная выше конструкция струйно-реактивного пневмопривода имеет широкие кинематические возможности: в частности, передаточное отношение может достигать 12960000 (имеет место в случае уменьшения диаметра рабочего колеса и как следствие увеличение быстроходности СРРМ).

Такая схема удобна для проведения исследований: в частности работы прецессионной передачи при частотах вращения больше 5000 *об/мин*, поэтому первый прецессионный редуктор, на который передается момент от СРПД и частота вращения выходного вала которого может быть выше 10000 *об/мин*, служит, в основном, для исследовательских целей и для работы СРРМ с плечом ротора меньше 100 мм. При работе от ручного дублера момент от штурвала через коническую передачу передается на выходной вал второго прецессионного редуктора, связанного с выходным валом привода. Первый прецессионный редуктор, связанный с СРПД при этом работает как зубчатая муфта, то есть при работе от ручного дублера этот прецессионный редуктор и

цилиндрическая передача СРПД заменяются конической передачей. В этом случае струйно-реактивный двигатель и ручной дублер конструктивно независимы, т.е. переход от привода с автоматическим управлением к приводу с ручным управлением может быть осуществлен без каких либо дополнительных доработок исключением из состава привода струйно-реактивного двигателя.

Числа зубьев, передаточные отношения и КПД:

а) цилиндрической зубчатой передачи:

- исполнение 1:

число зубьев шестерни, выполненной заодно с валом 2 - $z_2 = 19$;

число зубьев колеса 4 - $z_4' = 84$;

$$i'_{у.н.} = \frac{z_4'}{z_2} = \frac{84}{19} = 4,4; \quad \eta_{у.н.} = 0,95;$$

- исполнение 2:

шестерня та же;

число зубьев колеса 4 - $z_4'' = 42$;

$$i''_{у.н.} = \frac{z_4''}{z_2} = \frac{42}{19} = 2,2; \quad \eta_{у.н.} = 0,95;$$

б) первого прецессионного редуктора:

число зубьев верхнего зубчатого колеса 10 - $z_{10} = 17$;

число зубьев верхнего венца 8 сателлита 7 - $z_8 = 18$;

число зубьев нижнего венца 9 сателлита 7 - $z_9 = 28$;

число зубьев нижнего зубчатого колеса 11 - $z_{11} = 27$;

$$i'_{np.} = \frac{z_8 z_{11}}{z_{10} z_9 - z_8 z_{11}} = \frac{18 \cdot 27}{17 \cdot 28 - 18 \cdot 27} = 48,6; \quad \eta'_{np.} = 0,7 \div 0,85;$$

в) второго прецессионного редуктора:

число зубьев верхнего зубчатого колеса 20 - $z_{20} = 26$;

число зубьев верхнего венца 18 сателлита 17 - $z_{18} = 27$;

число зубьев нижнего венца 19 сателлита 17 - $z_{19} = 22$;

число зубьев нижнего зубчатого колеса 22 - $z_{22} = 21$;

$$i_{np.}^{II} = \frac{z_{18}z_{22}}{z_{20}z_{19} - z_{18}z_{22}} = \frac{27 \cdot 21}{26 \cdot 22 - 27 \cdot 21} = 113,4; \quad \eta_{np.}^{II} = 0,6 \div 0,85;$$

г) конической передачи:

число зубьев шестерни, выполненной заодно с валом 13 - $z_{13} = 17$;

число зубьев колеса 12 - $z_{12} = 51$;

$$i_{к.л.} = \frac{z_{12}}{z_{13}} = \frac{51}{17} = 3; \quad \eta_{к.л.} = 0,94;$$

Для исполнения цилиндрической зубчатой передачи необходимы исследования работы прецессионной передачи при высоких частотах вращения и работы СРРМ при разных длинах плеча ротора.

Общее передаточное отношение системы СРРМ – шпиндель крана:

- для $i'_{у.н.} = 4,4$:

$$i'_{общ.} = i'_{у.н.} \cdot i_{np.}^I \cdot i_{np.}^{II} = 4,4 \cdot 48,6 \cdot 113,4 = 24249,5;$$

- для $i''_{у.н.} = 2,2$:

$$i''_{общ.} = i''_{у.н.} \cdot i_{np.}^I \cdot i_{np.}^{II} = 2,2 \cdot 48,6 \cdot 113,4 = 12124,7;$$

Передаточное отношение системы ручной дублер-шпиндель крана:

$$i_{р\delta} = i_{к.л.} \cdot i_{np.}^{II} = 3 \cdot 113,4 = 3340,2$$

Далее выполним расчет максимальных рабочих моментов на валу СРРМ и на валу ручного дублера. Моменты рассчитываются исходя из минимальных КПД прецессионных редукторов. В этом случае заданный момент на пробке крана будет обеспечен даже при максимальных потерях в прецессионном редукторе.

1. Момент на входном валу 2-го прецессионного редуктора:

$$M_{ex.np.}^{II} = \frac{M_{кр.}}{i_{np.}^{II} \cdot (\eta_{np.}^{II})_{\min}} = \frac{30000}{113,4 \cdot 0,6} = 440,9 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

2. Момент на входном валу 1-го прецессионного редуктора:

$$M_{ex.np.}^I = \frac{M_{ex.np.}^{II}}{i_{np.}^I \cdot (\eta_{np.}^I)_{\min}} = \frac{440,9}{48,6 \cdot 0,7} = 13,0 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

3. Момент на валу СРТ:

а) для $i'_{ц.п.} = 4,4$:

$$M_T^I = \frac{M_{ex.нр.}^I}{i'_{ц.п.} \cdot \eta_{ц.п.}} = \frac{13,0}{4,4 \cdot 0,95} = 3,1 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

б) для $i''_{ц.п.} = 2,2$:

$$M_T^{II} = \frac{M_{ex.нр.}^I}{i''_{ц.п.} \cdot \eta_{ц.п.}} = \frac{13,0}{2,2 \cdot 0,95} = 6,2 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

4. Момент на валу ручного дублера:

$$M_{р\delta} = \frac{M_{ex.нр.}^{II}}{i_{к.п.} \cdot \eta_{к.п.}} = \frac{440,9}{3 \cdot 0,94} = 156,3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Согласно [138, 139] для крутящего момента $M_{кр} = 157 \text{ Н} \cdot \text{м}$ на двусторонних симметричных рукоятках при их вертикальном расположении на уровне груди или пояса и длине рукоятки 450 мм расчетное усилие, которое может быть приложено к рукоятке составляет 700 Н.

Согласно же [136] величина усилия на рукоятке ручного дублера должна быть не более 150 Н (при работе одной рукой). Учитывая вышеприведенные данные, выбираем длину рукоятки 700 мм (расстояние от оси вращения до места приложения силы одной рукой – 350 мм). Тогда усилие на рукоятке ручного дублера (суммарное):

$$P_{р\delta} = \frac{M_{р\delta}}{l_{рук}} = \frac{156,3}{0,35} = 446,6 \text{ Н} \text{ (для одной руки соответственно } 223,3 \text{ Н)}.$$

Следует учесть, что это усилие рассчитано исходя из минимального КПД второго прецессионного редуктора. При максимальном КПД достаточно приложить усилие:

$$(P_{р\delta})_{\min} = \frac{M_{кр.}}{(\eta_{нр.}^{II})_{\max} \cdot i_{нр.}^{II} \cdot i_{к.п.} \cdot \eta_{к.п.} \cdot l_{рук.}} = \frac{30000}{0,85 \cdot 113,4 \cdot 3 \cdot 0,94 \cdot 0,35} = 314 \text{ Н}.$$

Для одной руки соответственно 157 Н. Усилию на рукоятке ручного дублера при работе одной рукой 150 Н соответствует КПД второй ступени прецессионного редуктора, равный:

$$\eta_{np.}^{II} = \frac{M_{кр.}}{2(P_{р\delta})_{рук} \cdot i_{np.}^{II} \cdot i_{к.н.} \cdot \eta_{к.н.} \cdot l_{рук.}} = \frac{30000}{2 \cdot 150 \cdot 113,4 \cdot 3 \cdot 0,94 \cdot 0,35} = 0,88.$$

Частота вращения рукояток ручного дублера связана с частотой вращения и временем поворота пробки крана следующей зависимостью:

$$n_{р\delta} = n_{кр.} \cdot i_{np.}^{II} \cdot i_{к.н.} = \frac{15 \cdot i_{np.}^{II} \cdot i_{к.н.}}{\tau_{\psi}};$$

$$\text{при } \tau_{\psi} = (\tau_{\psi})_{\max} = 15 \text{ мин} = 900 \text{ с};$$

$$(n_{р\delta})_{\min} = \frac{15 \cdot i_{np.}^{II} \cdot i_{к.н.}}{(\tau_{\psi})_{\max}} = \frac{15 \cdot 113,4 \cdot 3}{900} = 5,67 \text{ об / мин.}$$

Полное количество оборотов штурвала РД, необходимое для поворота пробки крана на 90° :

$$\kappa_{р\delta} = i_{np.}^{II} \cdot \frac{i_{к.н.}}{4} = 113,4 \cdot \frac{3}{4} = 85,05 \text{ об.}$$

При работе от СРРМ на корпус ручного дублера действует момент:

$$(M_{р\delta.})_{кор.} = \frac{M_T \cdot i_{ц.н.} \cdot \eta_{ц.н.} \cdot i_{np.}^I \cdot \eta_{np.}^I \cdot \eta_{к.н.}}{i_{к.н.}} = \frac{M_{ex.np.}^{II} \cdot i_{np.}^I \cdot \eta_{np.}^I \cdot \eta_{к.н.}}{i_{к.н.}};$$

$$\text{- при } \eta_{np.}^I = 0,7 \quad (M_{р\delta.})_{кор.} = \frac{13,2 \cdot 47,6 \cdot 0,7 \cdot 0,94}{3} = 137,9 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$\text{- при } \eta_{np.}^I = 0,85 \quad (M_{р\delta.})_{кор.} = \frac{13,2 \cdot 47,6 \cdot 0,85 \cdot 0,94}{3} = 167,5 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Следует отметить, что моменты на валу турбины определены из условия максимального момента на шпинделе крана и минимальных КПД редукторов механизма редукции. Если провести расчет для максимальных КПД прецессионных редукторов механизма редукции, то получим максимально возможный момент, развиваемый приводом:

$$(M_{np.})_{\max.} = 51513,5 \text{ Н.}$$

Так как детали прецессионного механизма редукции рассчитаны на выходной момент $30000 \text{ Н} \cdot \text{м}$, а параметры рабочего тела на входе в турбину и

нагрузка на нее колеблется в широких пределах, то в конструкции СРПМ необходимо предусмотреть устройство управления работой СРПМ.

4.3.3 Анализ полученных результатов

Выполненные ранее расчеты кинематики и динамики пневмоприводов позволяют сделать оценку их массогабаритных показателей и выполнить сравнение обоих исполнений СРПП с пневмогидроприводами шарового крана DN 500 PN 80 как отечественного производства, так и зарубежного.

Сравнение параметров пневмогидропривода DN 500 PN 80 (выходной момент 30000 Н·м), пневмопривода со струйно-реактивным двигателем и винтокулисным передаточным механизмом и пневматического привода со струйно-реактивным двигателем и прецессионным редуктором приведено в таблице 1

Таблица 1 – Сравнение параметров приводов шарового крана DN 500 PN 80

Тип привода	Масса, <i>кг</i>	Длина, <i>мм</i>	Ширина, <i>мм</i>	Высота, <i>мм</i>
Пневмогидропривод DN500, PN80 (ПАО СМНПО им. М.В. Фрунзе, Сумы, Украина)	424	1495	845	930
Пневмогидропривод МА 39021С-500М (ЗАО «Тяжпромарматура», Москва, Россия)	392	1710	1170	750
Пневмогидропривод S475-8H-DA ("Shafer", США)	490	2159	482	330
Пневмопривод со струйно-реактивным пневмодвигателем и винтокулисным механизмом	410	1408	1110	975
Пневмопривод со струйно-реактивным пневмодвигателем и прецессионным редуктором	290	710	695	925

Как видно из таблицы, получено существенное улучшение массогабаритных характеристик привода. Кроме того, увеличивается надежность и экономичность привода.

Целесообразно так же выполнить сравнение СРПП с пневмогидроприводами по расходу рабочей среды (газа), тем самым так же оценить экономичность предложенного пневмопривода.

Масса газа, расходуемая за цикл работы крана (при повороте выходного вала привода на 90°) для СРПП определяется выражением:

$$m_{\text{г}} = \tau_{\text{ц}} \cdot G_{\text{н.с}} = \tau_{\text{ц}} \frac{p_{\text{вх}}^* \cdot f_{\text{кр.н}} \cdot B \cdot \mu}{\sqrt{RT_{\text{вх}}^*}},$$

где $B = \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} = 0,685$ (воздух) = 0,667 (природный газ);

$f_{\text{кр.н}}$ - выбирается по ранее определенному графику (см. рис. 3.11);

μ - коэффициент расхода сопла был принят 0,9 (см. рис. 3.13).

Обычно время цикла срабатывания не превышает 25 секунд, а давление на входе в кран меньше номинального из-за потерь в подводящей магистрали.

При испытаниях СРПП для шарового крана DN 500 PN 80 для номинального давления на входе в кран (PN 8 МПа) расход газа составлял 0,4 кг за цикл и изменялся в пределах до 1,5 кг при понижении давления на входе до 1,5 МПа.

В СРПП новых конструкций расход газа за цикл срабатывания крана значительно ниже.

4.4 Выводы

Результаты, полученные в разделе, дают возможность сделать следующие выводы:

- сформулированы базовые положения методики проектирования струйно-реактивного пневмопривода, которая позволит проектировать

пневмопривод шаровых кранов больших проходных сечений на базе принципиально нового струйно-реактивного двигателя;

- выполнен кинематический и силовой расчет двух вариантов пневмопривода шарового крана DN500, PN80 на базе СРРМ: с винтокулисным передаточным механизмом и с прецессионным редуктором;

- выполнено сравнение полученных исполнений СРПШ с пневмогидроприводами шарового крана DN500, PN80 как по массогабаритным показателям, так и по экономичности;

- особенно выделяется струйно-реактивный привод с прецессионным редуктором, экономичность которого увеличилась до 2 раз по расходу газа и в 2 раза по массогабаритным показателям по сравнению с пневмогидроприводом.

ВЫВОДЫ

В диссертационной работе решена научно-практическая задача развития теории рабочего процесса, совершенствования характеристик и решение вопросов применения струйно-реактивных пневмоагрегатов на примере струйно-реактивного пневматического привода для шаровых кранов магистральных газопроводов больших проходных сечений ($DN > 300$ мм).

Основные научные и практические результаты работы заключаются в следующем:

1. Доказана возможность применения струйно-реактивных пневмоагрегатов относительно небольшой мощности (до 500 кВт) в разных сферах промышленности, в частности, в качестве утилизирующих турбогенераторов и пневмоприводов шаровых кранов как альтернативы существующим в данное время пневмогидроприводам. Целесообразность замены пневмогидроприводов заключается в уменьшении массогабаритных параметров, увеличении надежности и срока службы привода в целом, особенно в районах со сложными климатическими условиями.

2. Уточнена математическая модель рабочего процесса и разработана методика поэлементного расчета потерь в проточной части расширительной струйно-реактивной машины, которая позволяет определить геометрические параметры проточной части и создать машину с высокими показателями эффективности. Выявлено, что участками, наиболее влияющими на эффективность машины являются подводящее сопло, втулка-диффузор и тяговое сопло.

Анализ баланса энергии в СРПД показал, что основными потерями есть потери на аэродинамическое сопротивление при вращении ротора СРПД в среде вязкого газа; установлено, что коэффициент сопротивления вращению, который характеризует эти потери, зависит от геометрических параметров и частоты вращения.

3. Проведены экспериментальные исследования работы струйно-реактивной расширительной машины, результаты которых подтверждают

адекватность математической модели и дополняют алгоритм расчета выходных характеристик СРПД.

Впервые установлено влияние зазора между рабочим колесом и стенками СРД на характеристики: определено, что при увеличении этого зазора, при прочих равных условиях, увеличивается частота вращения ротора, причем градиент увеличения резко падает при зазоре больше 5 мм; рекомендуется принимать $\Delta > 10$ мм. Получены зависимости коэффициента аэродинамического сопротивления вращению ротора в среде вязкого газа от частоты вращения $K_{c.g} = f(n)$, которые позволили уточнить методику расчета характеристик СРПД и пневмоагрегатов на его основе и использованы в соответствующих программах.

Впервые экспериментально получена зависимость коэффициента аэродинамического (профильного) сопротивления рабочего колеса струйно-реактивной расширительной машины от числа Рейнольдса, определенного по окружной скорости рабочего колеса $c_x = f(Re_U)$. Минимальное значение $c_x = 0,105$ составляет при $Re_U = 2,2 \cdot 10^5$.

4. Впервые при помощи программного комплекса FlowVision выполнено моделирование и отработана методика расчета течения газа в проточной части СРПД. Проведена верификация численного эксперимента на пусковом режиме. Погрешность определения основных параметров численным методом не превышает 5%.

Использование программных комплексов в дальнейшем даст возможность исследовать влияние различных геометрических и газодинамических параметров на эффективность струйно-реактивного пневмоагрегата и получить агрегат с высокими показателями эффективности.

5. Разработаны алгоритм и методика проектирования струйно-реактивного пневмопривода для шаровых кранов магистральных газопроводов больших проходных сечений ($DN > 300$ мм). На основании этой методики проведены расчеты струйно-реактивных пневмоприводов для шарового крана DN 500 PN 80 с винтокулисным механизмом и прецессионным механизмом

редукции. Эти пневмоприводы могут использоваться взамен существующих пневмогидроприводов.

6. Основные результаты работы внедрены в учебный процесс Сумского государственного университета в курсах: «Пневмодинамические машины и установки» (для специальности 6.05050205 «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика»), «Пневмоагрегаты и вакуумная техника» (для специальности 6.05060405 «Компрессоры, пневмоагрегаты и вакуумная техника») и «Расширительные машины радиального типа» (для специальности 7(8).05060405 «Компрессоры, пневмоагрегаты и вакуумная техника»). Также результаты внедрены на предприятиях ТОВ «Вариант-Гермотехника» та ЧП «Промэнергомаш» при проектировании номенклатурного ряда пневмоагрегатов небольшой мощности.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Язык А.В. Утилизация потенциальной энергии газа на газораспределительных станциях в детандерных установках. (Обз. инфом. Сер. Использование газа в народном хозяйстве, вып. 4) – М.: ВНИИЭгазпром, 1988. – 32 с.
2. Пономаренко М.О. Виробництво електроенергії на ГРС України з використанням енергії надмірного тиску газу / Пономаренко М.О., Костенко Д.А. // Нафтова і газова промисловість. – 1994. – № 1. – С. 39-43.
3. Енергетична стратегія України на період до 2030 року : схвалено розпорядженням від 24.07.2013 р. №1071-р / Кабінет Міністрів України. – К.: Парлам. вид-во, 2013. – 166 с.
4. Энергоефективність та відновлювані джерела енергії / Під заг. ред. А.К. Шидловського. – Київ.: Українські енциклопедичні знання, 2007. – 560 с.
5. Грицына В.П. Энергетика за рубежом. Стратегический план развития малых локальных энергоустановок в США // Промышленная энергетика. – 2001. – № 12. – С. 50-53.
6. М.С. Бернер Анализ зарубежных законодательных актов в области энергосбережения / Энергосбережение. – 2007. – №8. – С. 30-32.
7. Общие технические требования к трубопроводной арматуре. СТО Газпром 2-4.1-212-2008 (дата последнего изменения 23.06.2010 г.).
8. Скорняков Н.М. Гидро- и пневмопривод: теоретический курс с приложением альбома конструкций. Учебное пособие / Скорняков Н.М., Вернер В.Н., Кузнецов В.В. // Кемерово, КузГТУ, 2003. – 224 с.
9. Ванеев С.М. Струйно-реактивный двигатель и возможности его использования / С.М. Ванеев, С.К. Королев, Ю.Л. Рухлов, Ю.Т. Федотов // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1990. – № 6. – С. 16-17.
10. В.В. Мороз Струйный привод – нереализованные возможности / Арматуростроение. – 2013. – №2(83). – С. 56-59 (продолжение в №3(84). – С. 56-60).

11. Бережной А.С. Расчет оптимальной окружной скорости рабочего колеса струйно-реактивной турбины / С.М. Ванеев, С.К. Королев, А.С. Бережной // Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки. – 2009. – №4. – С. 22-29.

12. Бережной А.С. Основные коэффициенты, характеризующие режим работы струйно-реактивных турбин / С.М. Ванеев, С.К. Королев, А.С. Бережной // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Випуск 10. Том 9. – 2010. – С. 151-158.

13. Бережной А.С. Влияние некоторых режимных параметров на оптимальную окружную скорость рабочего колеса струйно-реактивной турбины / С.М. Ванеев, С.К. Королев, А.С. Бережной // Всеукраїнський науково-технічний журнал: Промислова гідравліка і пневматика – 2011. – № 3(33). – С. 68-71.

14. Бережной А.С. Влияние зазора между рабочим колесом и корпусом на характеристики струйно-реактивной турбины / С.М. Ванеев, А.С. Бережной // Теория и практика насосостроения: монография / под ред. В.А. Марцинковского, И.Б. Твердохлеба, Е.Н. Савченка. – Сумы: СумГУ, 2011. – С. 224-231.

15. Aleksandr Berezhnoi Influence of gap between driving wheel and corps on characteristics of jet-reactive turbine/ S. Vanyeyev, A. Berezhnoi // Procedia Engineering. – 2012. – Vol.39. – P. 1-8.

16. Бережной А.С. Результаты исследований режима холостого хода и пускового режима струйно-реактивной турбины / С.М. Ванеев, А.С. Бережной // Наукові праці Донецького національного технічного університету. Серія: Гірничо-електромеханічна. – 2011. – №22(195). – С. 32-41.

17. Бережной А.С. Исследование струйно-реактивного турбодетандера / С.М. Ванеев, С.К. Королев, А.С. Бережной, В.В. Гетало // Компрессорное и энергетическое машиностроение: научно технический и производственный журнал, Сумы, 2011. – №4(26). – С. 33-40.

18. Бережной А.С. Исследование нереверсивной струйно-реактивной турбины для турбогенератора с помощью программного комплекса FlowVision /

С.М. Ванеев, С.К. Королев, А.С. Бережной [и др.] // Компрессорное и энергетическое машиностроение: научно технический и производственный журнал, Сумы, 2012. – №3(29). – С. 22-28.

19. Бережной А.С. Исследование реверсивной струйно-реактивной турбины для турбогенератора с помощью программного комплекса FlowVision / С.М. Ванеев, С.К. Королев, А.С. Бережной [и др.] // Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки. – 2012. – №4. – С. 14-20.

20. Бережной А.С. Создание турбодетандерного агрегата ТДА-СРТ-100 со струйно-реактивной тягой для ГРС / С.М. Ванеев, В.В. Гетало, А.С. Бережной, С.К. Королев // Газотурбинные технологии: специализированный информационно-аналитический журнал, Москва, 2014. – №1(120). – С. 40-43.

21. Бережной А.С. Создание турбодетандерного агрегата ТДА-СРТ-100 со струйно-реактивной тягой для ГРС / С.М. Ванеев, В.В. Гетало, А.С. Бережной, С.К. Королев // Газотурбинные технологии: специализированный информационно-аналитический журнал, Москва, 2014. – №2(121). – С. 34-37.

22. Бережной А.С. Исследование струйно-реактивной турбины для турбогенераторов в системах редуцирования газа / С.М. Ванеев, С.К. Королев, А.С. Бережной [и др.] // Збірник наукових праць VIII Міжнародної НТК, присвяченої 90-річчю Одеської державної академії холоду. – Херсон: Гринь Д.С., 2012. – С. 386-390.

23. Бережной А.С. Анализ возможности утилизации потенциальной энергии давления сжатых газов и паров / С.М. Ванеев, А.С. Бережной // Матеріали НТК викладачів, співробітників, аспірантів і студентів інженерного факультету: конференція присвячена Дню науки України та 60-річчю СумДУ. – Вид-во СумДУ, 2008. – Ч.І., Вип. 10. – С. 49.

24. Бережной А.С. Определение оптимальной окружной скорости рабочего колеса струйно-реактивной турбины / С.М. Ванеев, А.С. Бережной // матеріали Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції (Суми, 19 – 23 квітня 2010 р. тези доп.) / Редкол.: О.Г. Гусак, В.Г. Євтухов. – Суми: СумДУ, 2010. – Ч.ІІІ. – С. 29.

25. Бережной А.С. Результаты обработки экспериментальных исследований режима холостого хода и пускового режима струйно-реактивной турбины / С.М. Ванеев, А.С. Бережной // материалы НТК викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем та енергоефективних технологій, тези доп., 18-22 квітня 2011 року / Ред. кол.: О.Г. Гусак, В.Г. Євтухов. – Суми: СумДУ, 2011. – Ч.3. – С. 103.

26. Бережной А.С. Исследование струйно-реактивной турбины для пневмоагрегатов / С.М. Ванеев, А.С. Бережной // Матеріали II Всеукраїнської міжвузівської НТК, тези доп., м. Суми, 17-20 квітня 2012 р.: у 3-х ч. / СумДУ, 2012. – Ч.3. – С. 20.

27. Бережной А.С. Совершенствование пневмоагрегатов на базе струйно-реактивной турбины / С.М. Ванеев, А.С. Бережной // Матеріали XIII Міжнародної НТК АСПГП «Промислова гідравліка і пневматика», тези доп., квітень 2012. – Вінниця: ГЛОБУС-ПРЕС, 2012. С. 52.

28. Бережной А.С. Пневмоприводы на базе струйно-реактивной турбины / Ванеев С.М., Бережной А.С. // Сучасні проблеми холодильної техніки і технології / Збірник тез доповідей IX Міжнародної науково-технічної конференції. – Херсон: Грінь Д.С., 2013. – С. 202-204.

29. Волосатов В.А. Элементы пневмопривода. Л.: Машиностроение, 1975. – 134 с.

30. Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов: учебник для студентов вузов по специальности «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропнемоавтоматика». М.: Машиностроение, 1991. – 384 с., ил.

31. Герц Е.В. Динамика пневматических систем машин. М.: Машиностроение, 1985. – 256 с.

32. Герц Е.В. Синтез пневматических приводов / Е.В. Герц, В.П. Зенченко, Г.В. Крейнин // М.: Машиностроение, 1966. – 212 с.

33. Герц Е.В. Расчет пневмоприводов / Герц Е.В., Крейнин Г.В. // М.: Машиностроение, 1975. – 272 с.

34. Е.В. Герц Пневматические устройства и системы в машиностроении: Справочник / Е.В. Герц, А.И. Кудрявцев, О.В. Ложкин и др. // Под общ. ред. Е.В. Герц – М.: Машиностроение, 1981. – 408 с., ил.
35. Г.В. Крейнин Динамика машин и управление машинами // Под ред. Г.В. Крейнина. М.: Машиностроение, 1988. – 240 с.
36. Жданович В.Ф. Комплексная механизация и автоматизация в механических цехах. / Жданович В.Ф., Гай Л.Б. // М.: Машиностроение, 1976. – 288 с.
37. Кожевников С.Н. Гидравлический и пневматический приводы металлургических машин / Кожевников С.Н., Пешат В.Ф. // М.: Машиностроение, 1973,. – 360 с., ил.
38. Погорелов В.И. Газодинамические расчеты пневматических приводов. – Л.: Машиностроение, 1971. – 184 с., ил.
39. ГОСТ 14063-68 Аппаратура гидравлическая и пневматическая. Основные параметры.
40. ГОСТ 12449-67 Приводы пневматические. Номинальные расходы воздуха.
41. ГОСТ 12853-67 Приводы гидравлические и пневматические и смазочные системы. Присоединительные резьбы.
42. ГОСТ 12447-67 Приводы гидростатические и пневматические и смазочные системы. Нормальные диаметры.
43. ГОСТ 12446-67 Приводы гидростатические и пневматические и смазочные системы. Номинальные числа оборотов.
44. ГОСТ 12445-67 Приводы гидростатические и пневматические и смазочные системы. Номинальные давления.
45. ГОСТ 12448-67 Приводы гидростатические и пневматические и смазочные системы. Номинальные емкости.
46. ГОСТ 18460-73 Пневмоприводы. Общие технические требования.
47. Левин В.И. Профессии сжатого воздуха и вакуума. – М.: Машиностроение, 1989. – 256 с., ил.

48. Зиневич В.Д. Надежность пневмодвигателей. – Киев. КНДТП, 1975. – 42 с.
49. Сырицын Т.А. Эксплуатация и надежность гидро- и пневмоприводов: Учебник для студентов вузов по специальности «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропнемоавтоматика». М.: Машиностроение, 1990. – 248 с., ил.
50. Никитин О.Ф. Объемные гидравлические и пневматические приводы. Учеб. пособие для техникумов / Никитин О.Ф., Холин К.М. // – М.: Машиностроение, 1981 – 269 с., ил.
51. Зеленецкий С.Б. Ротационные пневматические двигатели / Зеленецкий С.Б., Рябков Е.Д., Микеров А.Г. // Л.: Машиностроение, 1976. – 240 с.
52. Исследование и экспериментальные работы по оптимизации конструкций шагового пневматического привода для шаровых кранов: Отчет о НИР / ВНИИкомпрессормаш. Р.т. Ю.Л. Рухлов №ГО1860045231, инв. №02870000670. – Сумы, 1986. – 80 с.
53. Солодовников В.В. Устройства и элементы систем автоматического регулирования и управления. Техническая кибернетика. Книга 3. Исполнительные устройства и сервомеханизмы / Под ред. В.В. Солодовникова. – М.: Машиностроение, 1976. – 735 с., ил.
54. Саяпин В.В. Оптимизация параметров пневмопривода со струйным двигателем // Пневматика и гидравлика: Приводы и системы управления. Сб. статей. Вып. 10 / Под общ. ред. Е.В. Герц. – М.: Машиностроение, 1984. С. 58 – 63.
55. Саяпин В.В. Оптимизация параметров струйного двигателя по критерию минимума расхода газа / Саяпин В.В., Марочкина И.А. // Пневматика и гидравлика: Приводы и системы управления. Сб. статей. Вып. 13 / Под общ. ред. Е.В. Герц. – М.: Машиностроение, 1987. С. 96 – 102.
56. Чащин В.А. Пневмопривод систем управления летательных аппаратов / В.А. Чащин, О.Г. Камладзе, А.Б. Кондратьев и др. // – М.: Машиностроение, 1987. – 248 с.

57. Саяпин В.В. Унифицированный ряд пневматических приводов со струйным двигателем для устройств управления арматуры / Саяпин В.В. и др. // Совершенствование конструкций пневмогидроарматуры: Тезисы докладов Всесоюз. научн. тех. семинара (г. Киев, октябрь, 1989 г.). – М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1989. – С. 13.

58. Ванеев С.М. Струйно-реактивный двигатель для пневмоприводов арматуры / Ванеев С.М., Королев С.К., Рухлов Ю.Л. // Совершенствование конструкций пневмогидроарматуры: Тезисы докладов Всесоюз. науч. техн. семинара (г. Киев, октябрь, 1989 г.). – М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1989. С. 15-16.

59. Ванеев С.М. Струйно-реактивный пневмопривод для шаровых кранов / Ванеев С.М. Королев С.К., Рухлов Ю.Л. и др. // Создание компрессорных машин и установок, обеспечивающих интенсивное развитие отраслей топливно-энергетического комплекса: Тезисы докладов VIII Всесоюз. научн. техн. конф. (г. Сумы, октябрь, 1989 г.). – М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1989. – ч. I. С. 190-191.

60. Сергеев В.Н. Разработка пневмопривода вихревого типа с внутренним периферийным каналом и исследование влияния газодинамических и геометрических параметров на его эффективность: Дис. канд. техн. наук: 05.04.06. – М., 1983. – 127 с.

61. Хмара В.Н. Работа вихревой машины в режиме пневмопривода / Хмара В.Н., Сергеев В.Н., Ванеев С.М. // Известия ВУЗов. Машиностроение. – 1985. – №9 – С. 59-62.

62. Зиневич В.Д. Пневматические двигатели горных машин / Зиневич В.Д., Ярмоленко Г.З., Калита Е.Г. // – М.: Недра, 1975. – 343 с.

63. Мишарин А.М. Пневматические шестеренчатые двигатели. – М.: Углетехиздат, 1948. – 91 с.

64. Елифанова В.И. Компрессорные и расширительные турбомашинны радиального типа. Учебник для вузов по специальности «Криогенная техника». – М.: Машиностроение, 1984. – 376 с., ил.

65. Быков Н.Н. Выбор параметров и расчет маломощных турбин для привода агрегатов / Быков Н.Н., Емин О.Н. // – М.: Машиностроение, 1972. – 228 с.
66. Ванеев С.М. Разработка и исследование вихревого пневмопривода с внешним периферийным каналом и сопловым аппаратом: Дис. канд. техн. наук: 05.04.06. – Москва, 1986. – 183 с.
67. Виршубский И.М. Вихревые компрессоры / Виршубский И.М., Рекстин Ф.С., Шквар А.Я. // – Л.: Машиностроение 1988. – 271 с., ил.
68. Быков А.Ф. Арматура с шаровым затвором для гидравлических систем. – М.: Машиностроение, 1971. – 172 с.
69. Каталог продукции Цимлянского машиностроительного завода [электронный ресурс] – Режим доступа: <http://www.tsmz.ru/>.
70. Каталог продукции ROTORK Group [электронный ресурс] – Режим доступа: <http://www.rotork.com/ru/product/index/fluidpoweractuators>.
71. Киотский протокол к рамочной конвенции организации объединенных наций об изменении климата, ООН, 1998 г.
72. Исследование и экспериментальные работы по отработке и оптимизации пневматических приводов со струйно-реактивным двигателем для шаровых кранов: Отчет о НИР (ВНИИкомпрессормаш). – Р.т. С.К. Королев. – №ГР01870042515. инв. №02870088015. – Сумы, 1987. – 180 с.
73. Ванеев С.М. Анализ конструктивных схем приводов шаровых кранов DN=300-1400 мм для компрессорных станций магистральных газопроводов / Ванеев С.М., Ена В.П. // Збірник наукових праць Кіровоградського державного технічного університету. – Кіровоград, - 2000. – Вип. 7. – С. 52-57.
74. Саяпин В.В. Приводы со струйным двигателем для запорно-регулирующей арматуры газо- и нефтепроводов. Что это такое? / В.В. Саяпин // Москва, ООО «Издательский центр «Техинформ» Международной академии информатизации», 2003. – 52 с.
75. Струйные привода ООО «ТЕСКОМП-КИТЭМА» [электронный ресурс] – Режим доступа: <http://www.kitema.ru/catalogue>.

76. Heronis Alexandrini opera quae supersunt omnia. V. 1. Pneumatica et automata. Lipsiae, 1899 (Herons von Alexandria Druckwerke und Automatentheater/ Hrsg. von W. Schmidt. Leipzig, 1900).

77. Н.Н. Громов Источники энергии на основе общеизвестных физических эффектов / Нижний Новгород 2001. – 25 с.

78. Пат. 20192 Україна, МПК F02 C 3/00 Струйно-реактивна турбіна / С.М. Ванеев, С.К. Королёв, Ю.Л. Рухлов, Ю.Т. Федотов – №1362149; Опубл. 25.12.97, Бюл. № 6.

79. Пат. 1829521 Россия, МКИ F02C3/00. Струйно-реактивная турбина / Королев С.К., Ванеев С.М., Рухлов Ю.Л., Федотов Ю.Т. (Украина). – № А1 1829521; Заявл. 05.05.89; Опубл. 7.06.99, Бюл. №6.

80. Исследование и совершенствование струйно-реактивной турбины для приводов различного назначения: Отчет о НИР (ВНИИкомпрессормаш). - № ГР01900059312, инв. № 194/90. – Сумы, 1990. – 82 с.

81. Пат. 68572 Україна, МПК F01D 1/32. Реактивна турбіна / Булат А.Ф., Чемерис І. Ф.; заявник та патентовласник інститут геотехнічної механіки ім. М. С. Полякова НАН України. – № u201112438; заяв. 24.10.11; опубл. 26.03.12. – Бюл. №6.

82. Пат. 97918 Україна, МПК F01D 1/32. Реактивна турбіна / Булат А.Ф., Чемерис І. Ф.; заявник та патентовласник інститут геотехнічної механіки ім. М. С. Полякова НАН України. – № a201106516; заяв. 24.05.11; опубл. 26.03.12. – Бюл. №6.

83. Пат. 63198 Україна, МПК F01D 1/32. Реактивна турбіна / Булат А.Ф., Чемерис І.Ф.; заявник та патентовласник інститут геотехнічної механіки ім. М. С. Полякова НАН України. – № u201106646; заяв. 27.05.11; опубл. 26.09.11. – Бюл. №18.

84. Пат. 94199 Україна, МПК F01D 1/00. Реактивна турбіна / Булат А.Ф., Чемерис І.Ф.; заявник та патентовласник інститут геотехнічної механіки ім. М. С. Полякова НАН України. – № a201009368; заяв. 26.07.10; опубл. 11.04.11. – Бюл. №7.

85. Пат. 90232 Україна, МПК F01D 1/00. Реактивна турбіна / Булат А.Ф., Чемерис І.Ф.; заявник та патентовласник інститут геотехнічної механіки ім. М. С. Полякова НАН України. – № а200906198; заяв. 15.06.09; опубл. 12.04.10. – Бюл. №7.

86. Пат. 2303137 Рос. Федерация МПК 7F01D1/32. Реактивная турбина / Соловьев А.П., Турышев Б.И. – Опубл. 20.07.2007. – Бюл. № 20. – С. 89.

87. Пат. 2287695 Российская Федерация, МПК F01D1/32. Реактивная турбина / А. П. Соловьев, Б. И. Турышев, Ю. И. Кузякин; заявитель и патентообладатель Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования Военно-морская академия им. Адмирала Флота Советского Союза Н.Г. Кузнецова. – № 2004137423/06; заявл. 22.12.2004; опубл. 20.11.2006. – Бюл. №32.

88. Пат. 2193669 Российская Федерация, МПК F01D1/32. Реактивная турбина / О. О. Мильман [и др.]; заявитель и патентообладатель О. О. Мильман [и др.]. – № 2000124778/06; заявл. 29.09.2000; опубл. 27.11.2002.

89. Пат. 2034160 Российская Федерация, МПК F01D1/32. Реактивная турбина / А. В. Евсеев; заявитель и патентообладатель А. В. Евсеев. – № 4798787/06; заявл. 05.03.1990; опубл. 30.04.1995.

90. Пат. 2014477 Российская Федерация, МПК F01D1/18. Реактивная турбина / В. С. Стасов; заявитель и патентообладатель В. С. Стасов. – № 4649147/06; заявл. 13.02.1989; опубл. 15.06.1994.

91. Пат. 2287696 Российская Федерация, МПК F01D1/32. Реактивная воздушная турбина / А. П. Соловьев [и др.]; заявитель и патентообладатель Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования Военно-морская академия им. Адмирала Флота Советского Союза Н.Г. Кузнецова. – № 2004137424/06; заявл. 22.12.2004; опубл. 20.11.2006. – Бюл. №32.

92. Пат. 2086774 Российская Федерация, МПК F01D1/18. Реактивная турбина для многофазного рабочего тела / В. Б. Мельников [и др.]; заявитель и патентообладатель В. Б. Мельников. – № 94012308/06; заявл. 04.04.1994; опубл. 10.08.1997. – Бюл. № 22. – С. 113.

93. Пат. 2014517 Российская Федерация, F03B3/00. Пневматический (гидравлический) механизм / В.В. Саяпин; заявитель и патентообладатель В.В. Саяпин. – № 92011756/29; заявл. 17.12.1992; опубл. 15.06.1994. – Бюл. № 11.

94. Пат. 2014525 Российская Федерация, F03B3/00. Пневматический (гидравлический) привод / В.В. Саяпин; заявитель и патентообладатель В.В. Саяпин. – № 92012199/29; заявл. 17.12.1992; опубл. 15.06.1994. – Бюл. № 11.

95. Пат. 2035629 Российская Федерация, F15B9/03. Пневматический механизм / В.В. Саяпин; заявитель и патентообладатель В.В. Саяпин. – № 92013678/29; заявл. 22.12.1992; опубл. 20.05.1995. – Бюл. № 14.

96. Пат. 2064606 Российская Федерация, F15B9/03. Пневматический следящий привод и струйный двигатель / В.В. Саяпин; заявитель и патентообладатель В.В. Саяпин. – № 95104400/06; заявл. 28.03.1995; опубл. 27.07.1996. – Бюл. № 21.

97. Пат. 2050478 Российская Федерация, F15B9/03. Пневматический привод / В.В. Саяпин; заявитель и патентообладатель В.В. Саяпин. – № 94041187/06; заявл. 29.11.1994; опубл. 20.12.1995. – Бюл. № 35.

98. Пат. 2065091 Российская Федерация, F15B9/16. Многоканальный резервированный привод и распределитель для подачи рабочей среды / В.В. Саяпин; заявитель и патентообладатель В.В. Саяпин. – № 95102201/06; заявл. 22.02.1995; опубл. 10.08.1996. – Бюл. № 22.

99. Саяпин В.В. Сравнительный анализ динамических и конструктивных характеристик пневматических следящих приводов. – В кн.: Динамические свойства автоматических устройств М.: МАИ, 1980, – С. 48-52.

100. Чемерис И.Ф. Выработка дополнительной электроэнергии на базе гидропаровых турбин в шахтных энергокомплексах // Геотехническая механика: Межвед. сб. научн. тр. / Ин-т геотехнической механики им. Н.С. Полякова НАН Украины. – Д., 2007. – Вып. 73. – С. 214-219.

101. Булат А.Ф. Усовершенствованная гидропаровая турбина для утилизации избыточного тепла шахтных энергетических объектов / Булат А.Ф.,

Чемерис И.Ф., Комлева И.Ю. // Компрессорное и энергетическое машиностроение, 2010. – №2(20). – С. 25-28.

102. Булат А.Ф. Энергетическая эффективность газопоршневой установки с гидропаровой турбиной / А.Ф. Булат, И.Ф. Чемерис, И.Ю. Комлева, И.А. Ефремов // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2011. – № 1 (23). – С.20-23.

103. Ванеев С.М. Расчет характеристик струйно-реактивной турбины // Вестник НТУУ «КПИ»: Машиностроение: Вып.36. – К.:1999. – С. 263-269.

104. Алешко Л.И. Механика жидкости и газа. – Харьков, Издательство при Харьковском государственном университете издательского объединения Вища школа, 1977. – 320 с.

105. Ванеев С.М. Структура потерь энергии и КПД струйно-реактивной газовой турбины // Вісник Сумського державного університету. Серія технічні науки, № 9(30) - 10(31) – Сумы:2001. – С. 207-214.

106. Кириллов И. И. Теория турбомашин. Примеры и задачи / Кириллов И. И., Кириллов А. И. // – Л.: Машиностроение, 1974 – 320 с.

107. Мелькумов Т.М. Ракетные двигатели / Т.М. Мелькумов, Н.И. Мелик-Пашаев, П.Г. Чистяков, А.Г. Шиуков // – М: Машиностроение., 1976. – 400 с.

108. Добровольский М.В. Жидкостные ракетные двигатели. – М: Машиностроение, 1968. – 396 с.

109. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. – М: Наука, 1969. – 824 с.

110. Дорфман, А.Ш. Аэродинамика диффузоров и выхлопных патрубков турбомашин / А.Ш. Дорфман, М.М. Назарчук, Н.И. Польский, М.И. Сайковский // М.: изд-во АН УССР, 1960. – 352 с.

111. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / Под ред. М.О. Штейнберга. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.; Машиностроение, 1992. – 672 с., ил.

112. Русанов А.В. Математическое моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточных частях турбомашин / А.В. Русанов, С.В. Ершов // – Монография. Харьков: ИПМаш НАН Украины, 2008. – 275 с.
113. Андерсон Д., Таннехил Дж., Плетчер Р. Вычислительная гидромеханика и теплообмен: В 2-х т. Т. 1: Пер. с англ. – М.: Мир, 1990. – 384 с.
114. Лойцанский Л.Г. Механика жидкости и газа. – М.: Наука, 1973. – 700 с.
115. Флетчер К. Вычислительные методы в динамике жидкостей: В 2-х томах: Т. 1: Пер. с англ. – М.: Мир, 1991. – 504 с., ил.
116. Емцев Б.Т. Техническая гидромеханика. – М.: Машиностроение, 1987. – 440 с.
117. Boussinesq J. Essai Sur La Theorie Des Eaux Courantes. – Mem. Pressentes Acad. Sci. – Paris. – 1877. – 23. – P. 46.
118. Aksenov A.A., Dyadkin A.A., Gudzovsky A.V., Numerical Simulation of Car Tire Aquaplaning. Computational Fluid Dynamics '96, – 1996, – P. 78-89.
119. Armfield S.W. Simulation of Internal Swirling Flow Using Mixing Length and k-e Turbulence Models // Proc. Int. Symp. Comp. Fluid Dyn. In Tokyo (Ed. K. Oshima), North Holland, Amsterdam. – 1986. – P. 740-751.
120. Launder B.E., Spalding D.B. The Numerical Computation of Turbulent Flows // Comput. Methods Appl. Mech. Engng. – 1974. – №3. – P. 269-289.
121. Rubesin M.W. Numerical Turbulence Modeling //AGARD Lecture Series No.86 on Computational Fluid Dynamics. – 1977. – P. 3-1-37.
122. Загускин В.Л. Справочник по численным методам решения алгебраических и трансцендентных уравнений. – М: Издательство физико-математической литературы, 1960. – 216 с.
123. Мальцев Я.И. Совершенствование гидравлических характеристик вихревых регулирующих органов струйных исполнительных устройств / Дис. ... канд. техн. наук: 05.05.17 / Восточнoукраинский национальный университет имени Владимира Даля. – Луганск, 2004 – 213 с.

124. Система моделирования движения жидкости и газа FlowVision // Руководство пользователя; М.: ООО «ТЕСИС», 2008. – 285 с.
125. Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости: Пер. с англ. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 152 с., ил.
126. Кремлевский П.П. Расходомеры и счетчики количества. 3-е изд., перераб. и доп. / П.П. Кремлевский. – Л.: Машиностроение, 1975. – 776 с.
127. Преображенский В.П. Теплотехнические измерения и приборы. 3-е изд., перераб. / В.П. Преображенский. – М.: Энергия, 1978. – 704 с.
128. Жирицкий Г.С. Авиационные газовые турбины / Г.С. Жирицкий – М.: Оборонгиз. 1950 г. – 517 с.
129. Исследование механических и динамических характеристик пневмоприводов арматуры и оптимизация их конструкций: Отчет о НИР (ВНИИкомпрессормаш). – № ГР01890056751, инв. № 190/89. – Сумы, 1989. – 89 с.
130. Кассандрова О.Н. Обработка результатов измерений / О.Н. Кассандрова, В.В. Лебедев // – М.: Наука, 1970. – 104 с.
131. Шенк Х. Теория инженерного эксперимента / под ред. Н.П. Бусленко; пер. с англ. Е.Г. Коваленко. – М.: Мир, 1972. – 381 с.
132. Зайдель А.Н. Ошибки измерений физических величин. – М.: Наука, 1974. – 106 с.
133. Адлер Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Адлер Ю.П., Маркова Е.В., Гранковский Ю.В. // – М.: Наука, 1971. – 286 с.
134. Рафалес-Ламарка Э.Э. Некоторые методы планирования и математического анализа биологических экспериментов / Рафалес-Ламарка Э.Э., Николаев В.Г. // – К.: Наукова думка, 1971. – 120 с.
135. Бостан И.А. Планетарные прецессионные передачи. Под ред. к.т.н. Г.М. Поповича, монография / И.А. Бостан, К.Б. Глушко, А.Г. Опря, В.Е. Дулгеру // – Кишинев «Штиинца», 1987. – 156 с.

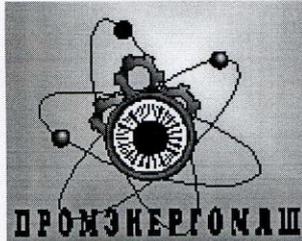
136. Краны шаровые Ду 300, 400, 500, Ру 80. Технические условия 2ВКМ – 86ТУ. – 1986. – 20 с.

137. Иванов М. Н. Детали машин: Учебник для машиностроительных специальностей вузов. 8-е изд., испр. / Иванов М. Н., Финогенов В, А. // – М.: Высш. шк, 2003. – 408 с.

138. Гуревич Д.Ф. Справочник конструктора трубопроводной аппаратуры / Гуревич Д.Ф., Шпаков О.Н. // – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-е, 1987. – 518 с.

139. Гуревич Д.Ф. Расчет и конструирование трубопроводной арматуры. – М. – Л: Машиностроение, 1964. – 832 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А



ПРЕДПРИЯТИЕ

«ПРОМЭНЕРГОМАШ»

Украина, 40000, г.Сумы, ул. Петропавловская, 98А
 тел./факс-(0542)770-710, факс(авт.)770-510
 р.с. №2600001300608 в АО «БМ Банк»
 МФО 380913 код 30267733 ИНН 302677318196 св.№25781154
 E-mail: info@promenergomash.sumy.ua

ЗАТВЕРДЖУЮ



Директор
 ПП «ПРОМЭНЕРГОМАШ»

Балабанов І.А.

04 2014 р.

АКТ

про впровадження результатів дисертаційної роботи

асистента кафедри технічної теплофізики СумДУ

Бережного Олександра Сергійовича

Даним актом посвідчується, що розроблені в результаті дисертаційної роботи Бережного О.С. рекомендації щодо проектування пневмоагрегатів на базі струминно-реактивного пневмодвигуна були використані на приватному підприємстві «ПРОМЭНЕРГОМАШ» при виконанні конструкторської документації пневмоагрегатів малої потужності.

Головний інженер

Краснянський Г.М.

Виконавець

Бережний О.С.

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

ТОВАРИСТВО З ОБМЕЖЕНОЮ ВІДПОВІДАЛЬНІСТЮ

ДОСЛІДНО-ВИРОБНИЧЕ

ПІДПРИЄМСТВО

“ВАРІАНТ-ГЕРМОТЕХНІКА”

40007, Україна, м. Суми, вул. Воєводіна, 28

поштова адреса: 40000, Україна, м. Суми, вул. Петропавлівська, 98А

тел./факс [0542] 77-16-48

р/р 2600001304297 в ПАТ «БМ Банк» м. Київ

МФО 380913 код ЄДРПОУ 14016217

ЗАТВЕРДЖУЮ



Директор

ТОВ «Варіант-Гермотехніка»

Дериколенко О.М.

2014 р.

АКТ

про впровадження результатів дисертаційної роботи
на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук
асистента кафедри технічної теплофізики
Сумського державного університету
Бережного Олександра Сергійовича

Цей акт складений про те, що рекомендації щодо проектування пневмоагрегатів на базі струминно-реактивного пневмодвигуна, розроблені в результаті дисертаційної роботи Бережного О.С., використовувалися на підприємстві з метою модернізації існуючої та створення нової конструкторської документації пневмоприводів малої потужності.

Технічний директор

A handwritten signature in blue ink, likely belonging to Dyachko O.M.

Дядечко О.М.

Виконавець

A handwritten signature in blue ink, likely belonging to Berezhnyy O.S.

Бережний О.С.

ПРИЛОЖЕНИЕ В

ЗАТВЕРДЖУЮ

Перший проректор

Сумського державного університету

к.ф.-м.н. В.Д. Карпуша

« 21 » 2014 р.

АКТ

про впровадження матеріалів дисертаційної роботи
на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук
асистента кафедри технічної теплофізики
Сумського державного університету
Бережного Олександра Сергійовича

Даним актом засвідчується, що результати дисертаційної роботи Бережного Олександра Сергійовича впроваджені в навчальний процес на факультеті ТеСЕТ Сумського державного університету в курсах «Пневмодинамічні машини та установки» (спеціальність 6.05050205 «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідروпневоавтоматика»), «Пневмоагрегати і вакуумна техніка» (спеціальність 6.05060405 «Компресори, пневмоагрегата та вакуумна техніка») та «Розширювальні машини радіального типу» (спеціальність 7(8).05060405 «Компресори, пневмоагрегата та вакуумна техніка»).

Завідувач кафедри
прикладної гідроаеромеханіки,
к.т.н., проф.

Ковальов І.О.

К.т.н., проф. кафедри
технічної теплофізики

Бондаренко Г.А.

Декан факультету ТеСЕТ,
к.т.н., доц.

Гусак О.Г.

ПРИЛОЖЕНИЕ Г

Результаты расчета параметров газового тракта СРРМ в программном комплексе FlowVision

Модель	Задаваемое избыточное давление на входе СРРМ, МПа	Параметры на входе				Пусковой момент, Н·м
		P_1 , МПа	C_1 , м/с	T_1 , К	m_1 , кг/с	
СРПД1 (3×3,8_4,5×7)	1.5	1.587	37.9	288	0.02061	0.983
	2.5	2.596	37.9	288	0.03351	1.937
	3.5	3.596	38.0	288	0.04641	2.888
	4.5	4.591	38.0	288	0.05933	3.880
СРПД2 (3×3,8_5×7,5)	1.5	1.587	38.3	288	0.02082	1.032
	2.5	2.597	38.3	288	0.03382	2.051
	3.5	3.596	38.2	288	0.04675	3.048
	4.5	4.594	38.2	288	0.05969	4.128
СРПД3 (4×4,8_4,5×7)	0.8	0.880	66.4	288	0.0201	0.814
	1.5	1.589	66.2	288	0.03562	1.870
	2.2	2.247	66.7	288	0.05608	2.923
	3	3.078	66.4	288	0.06922	4.084
СРПД4 (4×4,8_5×7,5)	0.8	0.880	66.6	288	0.02018	0.877
	1.5	1.588	66.5	288	0.03578	2.010
	2.2	2.249	66.8	288	0.05683	3.170
	3	3.072	66.8	288	0.06962	4.512

Модель	Задаваемое избыточное давление на входе СРРМ, МПа	Параметры на выходе				Пусковой момент, Н·м
		$P_2, Па$	$C_2, м/с$	$T_2, К$	$m_2, кг/с$	
СРПД1 (3×3,8_4,5×7)	1.5	72843	629.9	198	0.01734	0.983
	2.5	92706	705.0	176	0.02794	1.937
	3.5	113881	739.3	164	0.03841	2.888
	4.5	136451	761.4	158	0.04918	3.880
СРПД2 (3×3,8_5×7,5)	1.5	71736	617.3	201	0.01884	1.032
	2.5	91504	692.8	180	0.03023	2.051
	3.5	112581	724.0	169	0.04142	3.048
	4.5	134949	747.7	163	0.05322	4.128
СРПД3 (4×4,8_4,5×7)	0.8	69394	607.2	206	0.01534	0.814
	1.5	90794	704.0	176	0.02713	1.870
	2.2	114324	741.8	164	0.03873	2.923
	3	141157	762.5	157	0.05155	4.084
СРПД4 (4×4,8_5×7,5)	0.8	72642	584.7	212	0.01717	0.877
	1.5	92523	686.0	182	0.02987	2.010
	2.2	115427	727.8	169	0.04271	3.170
	3	142751	753.1	160	0.05748	4.512