

Сумский государственный университет

На правах рукописи

ГЕТАЛО ВИКТОР ВАЛЕРЬЕВИЧ

УДК 620.97

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМ РЕДУЦИРОВАНИЯ ДАВЛЕНИЯ  
ПУТЕМ ПРИМЕНЕНИЯ СТРУЙНО-РЕАКТИВНЫХ ПНЕВМОАГРЕГАТОВ

05.05.17 – гидравлические машины и гидропневмоагрегаты

Диссертация на соискание научной степени кандидата технических наук

Научный руководитель  
Ванеев Сергей Михайлович  
канд. техн. наук, доцент

Сумы – 2014

## СОДЕРЖАНИЕ

	с.
Перечень условных обозначений, индексов и сокращений.....	4
ВВЕДЕНИЕ.....	6
<b>РАЗДЕЛ 1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И АКТУАЛЬНОСТЬ</b>	
<b>ТЕМЫ ИССЛЕДОВАНИЯ.....</b>	<b>15</b>
1.1 Использование вторичных энергоресурсов.....	15
1.2 Анализ проблемы рационального использования потенциальной энергии избыточного давления газов и паров .....	20
1.3 Турбодетандерные агрегаты газовой промышленности стран СНГ .....	25
1.4 Турбодетандерные агрегаты газовой промышленности зарубежных стран .....	30
1.5 Расширительная машина струйно-реактивного типа: принцип действия, возможности и перспективы .....	38
1.6 Области применения струйно-реактивных пневмоагрегатов.....	45
1.7 Исследования и наработки в области струйно–реактивных расширительных машин.....	50
1.8 Цель и задачи исследования.....	53
1.9 Выводы.....	54
<b>РАЗДЕЛ 2 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА СТРУЙНО-РЕАКТИВНЫХ ПНЕВМОАГРЕГАТОВ.....</b>	
2.1 Математическая модель течения газа в проточной части струйно-реактивной расширительной машины.....	56
2.2 Расчет характеристик струйно-реактивной расширительной машины...66	66
2.3 Обтекание плеч рабочего колеса расширительной машины.....	75
2.4 Выводы.....	76
<b>РАЗДЕЛ 3 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ</b>	
<b>СТРУЙНО-РЕАКТИВНОГО ПНЕВМОАГРЕГАТА.....</b>	<b>78</b>
3.1 Программа проведения экспериментальных исследований .....	78

3.2 Испытания модельной ступени струйно-реактивной расширительной машины на воздушном стенде.....	79
3.2.1 Принципиальная схема и описание модельного стенда.....	79
3.2.2 Обработка и анализ полученных данных.....	82
3.3 Экспериментальные исследования опытного образца пневмоагрегата на стенде натуральных испытаний .....	86
3.3.1 Принципиальная схема и описание стенда натуральных испытаний.....	86
3.3.2 Обработка и анализ опытных данных.....	89
3.3.3 Волновое сопротивление вращению ротора в среде вязкого газа.....	92
3.4 Определение погрешностей прямых и не прямых измерений.....	95
3.5 Выводы.....	100
<b>РАЗДЕЛ 4 ИССЛЕДОВАНИЯ РЕЖИМОВ РАБОТЫ СТРУЙНО-РЕАКТИВНЫХ ПНЕВМОАГРЕГАТОВ С ПОМОЩЬЮ ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА FLOWVISION.....</b>	
4.1 Введение.....	102
4.2 Анализ течения в проточной части модельной расширительной машины на пусковом режиме.....	104
4.3 Анализ течения газа в проточной части модельной расширительной машины при вращении ротора.....	110
4.4 Расчет выходных характеристик модельной расширительной машины.....	116
4.5 Исследование течения газа в условиях работы пневмоагрегата на ГРС.....	120
4.6 Выводы.....	124
<b>ВЫВОДЫ.....</b>	<b>126</b>
<b>СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....</b>	<b>129</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ А.....</b>	<b>144</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ Б.....</b>	<b>145</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ В.....</b>	<b>147</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ Г.....</b>	<b>150</b>

## Перечень условных обозначений, индексов и сокращений

### Условные обозначения

$P$  – давление среды,  $Па$ ;

$T$  – температура среды,  $K$ ;

$G$  – массовый расход,  $кг/с$ ;

$F$  – площадь сечения,  $м^2$ ;

$W$  – скорость газа в относительном движении,  $м/с$ ;

$U$  – окружная скорость,  $м/с$ ;

$C$  – абсолютная скорость,  $м/с$ ;

$\rho$  – плотность среды,  $кг/м^3$ ;

$a$  – скорость звука,  $м/с$ ;

$R$  – удельная газовая постоянная;

$z$  – коэффициент сжимаемости газа;

$\alpha$  – коэффициент утечек

$D$  – диаметр,  $м$ ;

$M$  – число Маха (момент);

$\lambda$  – безразмерная скорость;

$n$  – число оборотов,  $об/мин$ ;

$N$  – мощность,  $Вт$ ;

$\eta$  – коэффициент полезного действия;

$\delta S$  – среднеквадратичная погрешность результатов измерений;

$\sigma S$  – дисперсия;

$\delta y$  – абсолютная величина погрешности;

$\sigma$  – коэффициент восстановления полного давления;

### Индексы

$ск1$  – параметр до скачка уплотнения;

$ск2$  – параметр после скачка уплотнения;

$кр.n$  – параметр критического сечения питающего сопла;

*кр.т* – параметр критического сечения тягового сопла;  
*ср.Т* – параметр на срезе тягового сопла;  
*кр.т. W* – параметр критического сечения тягового сопла в относительном движении;  
*ср.т. W* – параметр на срезе тягового сопла в относительном движении;  
*нер* – параметр нерасчетности;  
*и* – окружной параметр;  
*с.в.* – параметр сопротивления вращению;  
*s* – изоэнтропные параметры;  
*Т* – параметры турбины;  
*ут* – параметры утечек;  
*крит* – критический параметр;  
*Д* – действительный параметр;  
*пуск* – параметры на пусковом режиме;  
*уд.пуск* – удельные пусковые параметры.

#### Сокращения

СРРМ – струйно-реактивная расширительная машина  
ГРС – газораспределительная станция;  
ГРП – газораспределительный пункт;  
КПД – коэффициент полезного действия;  
ВЭР – вторичные энергоресурсы;  
ДГА – детандер-генераторный агрегат;  
УТДУ – утилизационная турбодетандерная установка;  
ТДА-СРТ – турбодетандерный агрегат на базе струйно-реактивной турбины;  
ПС – питающее сопло;  
ТС – тяговое сопло;  
ГТ – газовый тракт;  
FV – FlowVision

## ВВЕДЕНИЕ

**Актуальность темы.** В настоящее время в мире решение проблемы энергосбережения всеми возможными путями является актуальной и первоочередной задачей.

Безусловно, на Украине также решается эта проблема, о чем свидетельствует создание программы «Энергетическая стратегия Украины на период до 2030 г.» (українською - Енергетична стратегія України на період до 2030 р.). Одной из целей данной программы является «...зниження питомих витрат у виробництві та використанні енергопродуктів за рахунок раціонального їх споживання, впровадження енергозберігаючих технологій та обладнання...». [1]

В 2010 году создана программа «Государственная целевая экономическая программа энергоэффективности 2010-2015 года», целью которой является оптимизация энергетического комплекса Украины и стимулирование повышения доли вторичных энергоресурсов. [2]

Одним из путей решения проблемы энергосбережения является использование (утилизация) вторичных и бросовых энергоресурсов.

Большое количество эксергии сжатых газов теряется на узлах дросселирования в системах добычи, транспорта, распределения и переработки природного газа. При этом теряется давление природного газа, начиная с пластового в процессе его добычи и далее давление, полученное за счет энергии, затраченной на сжатие газа в процессе его транспортировки.

Как известно, в газовой отрасли к системам снижения давления газа относятся: промышленные газорегулирующие станции, газораспределительные станции (ГРС), крупные газорегулирующие пункты, принимающие газ из нескольких магистральных газопроводов, газораспределительные пункты, обеспечивающие подачу газа непосредственно потребителям.

Большое количество узлов дросселирования, кроме газовой, имеется также в химической и других отраслях промышленности, где снижение давления сжатых газов и паров до уровня, необходимого в технологических

процессах, происходит на различных редукторах, регуляторах давления и в редуционно – охлаждающих устройствах.

Качественной альтернативой регуляторам давления газа и дросселирующим устройствам являются утилизирующие системы, базирующиеся в основном на турбодетандерных электрогенераторных установках и агрегатах. Данные системы обеспечивают одновременно снижение и регулирование давления газа при его расширении в машине, а также получение механической работы на валу с преобразованием ее в электроэнергию.

Необходимо отметить, что производство электроэнергии на ГРС с помощью турбодетандеров - это энергоэффективная и экологически чистая технология, благодаря отсутствию вредного воздействия на окружающую среду, поскольку не сжигается органическое топливо и не выбрасываются вредные вещества в атмосферу.

Одним из наиболее важных аспектов этой проблемы является то, что дросселирующие системы (ГРС, ГРП) представляют собой сравнительно простые технологические объекты, автоматизированные простейшей системой регулирования давления газа «после себя» (клапаны - регуляторы прямого действия Ду 25...200мм), требующие простого и минимального обслуживания персоналом сравнительно низкой квалификации. Турбодетандерные утилизирующие системы на базе классических лопаточных расширительных машин (осевых, центростремительных и часто многоступенчатых) превращают их (ГРС, ГРП и пр.) в сложное энергетическое производство, требующее постоянного присутствия квалифицированного обслуживающего персонала. Для газовых промышленности различных стран это является сдерживающим фактором, особенно в настоящее время, когда больших капиталовложений не имеется, а допустимые сроки окупаемости желательно не должны превышать два года.

Суммарная мощность крупных ГРС и ГРП по приближенным оценкам составляет лишь десятую часть, остальное приходится на средние и малые,

часть которых находится далеко от промышленных центров и городов. В качестве примера: в Украине из 1450 функционирующих ГРС только на 50 возможно получение полезной мощности более 2,5 МВт. Для остальных ГРС требуются пневмоагрегаты малой и средней мощности, т.к. располагаемая их мощность менее 1 МВт.

В связи с высокой стоимостью турбодетандерных утилизационных установок на базе классической лопаточной расширительной машины по сравнению с дросселирующими системами (на порядок и более дороже), большими капиталовложениями на их строительство и высокими эксплуатационными затратами можно сделать вывод, что в настоящее время для малых и средних ГРС и ГРП турбодетандерные системы практически не являются альтернативой дросселирующим.

Главная проблема при этом заключается в турбине, которая должна быть проста по конструкции с возможностью освоения обычным производством, надежна в эксплуатации, не требовать сложных вспомогательных систем, включая систему подготовки газа перед турбиной, т.е. быть устойчивой к эрозионному износу, загибанию и обледенению. Ведь высокая стоимость ТДА на основе классических лопаточных турбин и сравнительная сложность их эксплуатации и ремонта связаны именно с турбиной.

С учетом изложенных аспектов было предложено, в качестве альтернативы лопаточным турбинам, использовать для малых пневмоагрегатов безлопаточную струйно-реактивную турбину в диапазоне мощностей от 50 до 500 кВт. СРТ предельно проста по конструкции и может быть освоена любым производством, в том числе малыми предприятиями. Её стоимость примерно на порядок меньше стоимости классических лопаточных турбин. Опыт создания СРТ для приводов шаровых кранов, ее испытания на натуральных стендах и в условиях эксплуатации севера показал высокую надежность работы турбины на неподготовленном природном газе, в том числе в экстремальных условиях при работе на загрязненном, влажном газе при температуре до  $-60^{\circ}\text{C}$ . [11].



Преимущества струйно-реактивной расширительной машины позволяют получить пневмоагрегаты максимально простые и надежные, со сроком окупаемости 1-2 года.

Исходя из всего вышеизложенного, тема исследования является актуальной, поскольку создание струйно-реактивных пневмоагрегатов способствует решению научно-технической задачи внедрения надежного, конструктивно простого, недорогого и энергосберегающего оборудования в различных отраслях промышленности, в частности, на ГРС и ГРП.

Актуальность темы подчёркивает и тот факт, что правительством Украины создан и утвержден ряд программ [1,2,6,7] по повышению энергоэффективности использования ресурсов, в том числе и стимулирование использования вторичных энергоресурсов. Безусловно, все эти мероприятия направлены на создание энергосберегающих технологий и установок.

#### **Связь работы с научными программами, планами темами.**

Научные разработки и исследования в работе выполнены в соответствии с "Государственной научно-технической программой и научной части государственных целевых программ в сфере энергосбережения" № 1205020 по теме "Разработка опытного образца газового турбодетандер-электрогенераторного агрегата мощностью 100/130 кВт на базе струйно-реактивной турбины (ТДА-СРТ-100/130)». Также диссертационная работа выполнялась в рамках научно-исследовательских работ кафедры технической теплофизики Сумского государственного университета в соответствии с научно-технической программой Министерства образования и науки Украины. Соискатель был исполнителем государственной научно-исследовательской работы № 0110U004210 «Исследование рабочих процессов энергетических машин».

**Цель и задачи исследования.** Цель исследования - повышение энергоэффективности системы редуцирования давления путем использования струйно-реактивного пневмоагрегата и уточнение его рабочего процесса.

Задачи исследования:

- обосновать целесообразность применения струйно-реактивных пневмоагрегатов в качестве утилизирующих установок для систем редуцирования давления;

- установить характер и особенности процессов, протекающих в струйно-реактивной расширительной машине, а также уточнить математическую модель течения газа в проточной части;

- провести численные исследования струйно-реактивного пневмоагрегата с помощью вычислительных программных комплексов, с целью отработки методики расчета течения газа и сравнения с экспериментальными данными;

- провести экспериментальные исследования струйно-реактивного пневмоагрегата, с целью получения характеристик и определения факторов, влияющих на его работу, а также подтверждения адекватности математической модели по результатам теоретических исследований;

- разработать рекомендации, направленные на обеспечение работы пневмоагрегата в зоне максимальной эффективности по результатам физических и численных экспериментов, а также внедрить полученные результаты в учебный процесс и на промышленном предприятии.

**Объект исследования.** Рабочие процессы, протекающие в струйно-реактивной расширительной машине и агрегатах на ее основе.

**Предмет исследования.** Параметры и характеристики струйно-реактивной расширительной машины и агрегатов на ее основе.

**Методы исследования.** Для исследования струйно-реактивной расширительной машины использовались методы математического, численного и физического моделирования.

Математическая модель течения газа базируется на уравнениях сохранения энергии, неразрывности, количества движения, изменения момента количества движения относительно оси вращения и состояния газа для двумерного потока, которые использовались как в дифференциальной, так и в интегральной формах.

Для анализа течения газа в струйно-реактивном пневмоагрегате моделировалось трехмерное течение газа с последующим численным решением системы уравнений, описывающих это течение, с помощью современных программных комплексов.

Физические эксперименты основаны на модельных исследованиях образцов струйно-реактивной расширительной машины и натурных испытаниях опытно-промышленного образца струйно-реактивного пневмоагрегата.

**Научная новизна полученных результатов:**

- установлено, что для повышения эффективности расширительной машины струйно-реактивного типа и агрегатов на ее основе поток газа на входе в ротор машины должен иметь минимально возможную сверхзвуковую скорость, поскольку потери полного давления при этом будут наименьшими;

- уточнена математическая модель рабочего процесса струйно-реактивной расширительной машины путем учета коэффициента сжимаемости газа, адекватность которой подтверждается результатами экспериментальных исследований;

- впервые установлено, что основным геометрическим соотношением, которое определяет эффективность работы струйно-реактивного пневмоагрегата, является отношение площадей критических сечений питающего и тяговых сопел, а также получен диапазон оптимальных значений этого соотношения площадей;

- впервые выявлена зона волнового кризиса на профилях тяговых консолей рабочего колеса при исследовании характеристик промышленного образца пневмоагрегата ТДА-СРТ-100/130-5,5/0,6ВРД, что позволило разработать рекомендации по исключению его работы в неустойчивой зоне.

- впервые с применением программно-вычислительных комплексов получены параметры течения газа и характеристики струйно-реактивного пневмоагрегата, в том числе и с учетом сопротивления при вращении ротора в среде вязкой газа в условиях работы на газораспределительной станции.

В диссертационной работе решена научно – техническая задача улучшения параметров и характеристик струйно – реактивной расширительной машины и агрегатов на ее основе, в частности, пневмоагрегатов мощностью до 500 кВт для утилизации энергии сжатых газов и паров в системах редуцирования давления.

**Практическое значение полученных результатов:**

- в результате проведенных теоретических и экспериментальных исследований получены практические рекомендации по выбору основных газодинамических и геометрических параметров струйно-реактивной расширительной машины с максимальными значениями КПД, что необходимо учитывать при проектировании новых образцов струйно-реактивных пневмоагрегатов;

- впервые на основе проведенных физических и численных экспериментов определены зоны устойчивой работы пневмоагрегата без волнового кризиса, что позволяет исключить потери мощности на дополнительное сопротивление, т.е. получить максимальное значение эффективности пневмоагрегата. Разработанная методика определения зоны волнового кризиса подтверждена расчетами и физическими экспериментами;

- разработанная методика проведения численных исследований течения газа в пневмоагрегате с помощью программного комплекса FlowVision имеет практическое значение, так как позволяет сократить время на проведения исследований и повысить их эффективность.

Основные результаты работы внедрены в учебный процесс Сумского государственного университета в дисциплинах «Пневмодинамические машины и установки» (для направления 6.050502 «Инженерная механика»), «Пневмоагрегаты и вакуумная техника» (для направления 6.050604 «Энергомашиностроение») и «Расширительные турбомашины радиального типа» (для специальности 7(8).05060405 «Компрессоры пневмоагрегаты и вакуумная техника»). Также результаты внедрены на предприятии ООО «Укрнефтезапчасть» при проектировании номенклатурного ряда

утилизационных турбогенераторных агрегатов и парового турбогенератора для систем редуцирования, что подтверждено соответствующими актами в Приложении А, Б.

**Личный вклад соискателя.** Основные результаты диссертационной работы получены автором самостоятельно. В статье [3] соискатель представил обработанные (в виде графических зависимостей) результаты экспериментальных и численных исследований, провел анализ данных результатов, а также представил некоторые рекомендации по проектированию струйно – реактивной расширительной машины. В статьях [4,5] соискателем проанализирована проблема энергосбережения в газовой отрасли, представлены основные уравнения математической модели течения газа в проточной части расширительной машины и результаты экспериментальных исследований промышленного образца пневмоагрегата на ее основе. В работе [8] соискатель выполнил обработку и анализ результатов экспериментальных исследований. В статье [9] соискатель провел анализ публикаций по данной тематике, изложил проблему и связь с научными и практическими заданиями, а также представил обработанные результаты проведенных экспериментальных исследований работы струйно-реактивной расширительной машины на различных режимах. В работах [10,13] соискатель провел численные эксперименты по исследованию течения газа в проточной части расширительной машины на пусковом режиме и при различных частотах вращения ротора, а также построил основные зависимости, характеризующие данные режимы. В работе [11] соискателем проведен анализ проблемы исследования, а также участие в проведении численного эксперимента. В статьях [12,14] соискатель выполнил численные исследования характеристик СРРМ, по результатам которых построил основные графические зависимости, а также охарактеризовал круг задач и дальнейших исследований.

**Апробация результатов работы.** Основные результаты диссертационной работы докладывались и обсуждались на:

- II Всеукраїнській міжвузівській науково-технічній конференції «Сучасні технології в промисловому виробництві» (м. Суми, 2012 р.);

- VIII Всеукраинской научно-технической конференции «Проблемы энергосбережения Украины и пути их решения» (г. Харьков, 2012 г.);

- VIII Міжнародній науково – технічній конференції «Сталий розвиток і штучний холод» (м. Одеса, 2012 р.);

- науково-технічній конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів СумДУ (м. Суми, 2013 р.);

- XIX Міжнародній науково-технічній конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» (м. Кіровоград, 2014 р.);

III Всеукраїнській міжвузівській науково-технічній конференції «Сучасні технології в промисловому виробництві» (м. Суми, 2014 р.).

**Публикации.** По результатам диссертационной работы опубликовано 10 статей, 6 из которых опубликованы в специализированных журналах, утвержденных Министерством образования и науки Украины, 1 – в сборнике научных работ, а 3 – в зарубежных изданиях. Необходимо отметить, что 2 статьи опубликованы в журнале, который входит в базу данных Ulrich's Periodicals Directory американского издательства Bowker.

**Структура и объем диссертационной работы.** Работа состоит из введения, четырех разделов, выводов, списка использованных источников и приложений. Полный объем диссертационной работы составляет 150 страниц. Диссертационная работа содержит 40 рисунков, 11 таблиц, 4 приложения и список использованных источников в количестве 136 наименований на 15 страницах.

## 1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И АКТУАЛЬНОСТЬ ТЕМЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

### 1.1 Использование вторичных энергоресурсов

В настоящее время использование вторичных энергетических ресурсов (ВЭР) является перспективным и актуальным направлением.

На технологический процесс расходуется определённое количество топлива, электрической и тепловой энергии. Кроме того, сами технологические процессы протекают с выделением различных энергетических ресурсов – теплоносителей, горючих продуктов, газов и жидкостей с избыточным давлением. Однако не всё количество этой энергии используется в технологическом процессе или агрегате; такие неиспользуемые в процессе (агрегате) энергетические отходы называют вторичными энергетическими ресурсами.

Количество образующихся вторичных энергетических ресурсов велико, поэтому полезное их использование – одно из важнейших направлений экономии энергетических ресурсов. Под ВЭР понимают энергетический потенциал продукции, отходов, побочных и промежуточных продуктов, образующихся при технологических процессах, в агрегатах и установках, который не используется в самом агрегате, но может быть частично или полностью использован для энергосбережения в других агрегатах (процессах).

Термин “энергетический потенциал” здесь следует понимать в широком смысле, он означает наличие определённого запаса энергии - химически связанного тепла, физического тепла, потенциальной энергии избыточного давления и напора, кинетической энергии и др. [16-18].

Задача максимального использования ВЭР имеет не только экономическое, но и социальное значение, поскольку снижение расходов топлива, обеспечиваемое использованием ВЭР, уменьшает вредные выбросы и снижает загрязнение окружающей среды.

ВЭР нельзя рассматривать как даровые или дополнительные источники энергии. Они являются результатом энергетического несовершенства технологических производств, поэтому необходимо стремиться к снижению их выхода за счет более полного использования топлива в самом технологическом агрегате. В этом состоит основная задача повышения эффективности теплотехнических производств.

Пределом идеальной организации производств является создание безотходной по материалам и энергии технологии.

Прогрессивное направление в развитии промышленности – создание производств, в технологии которых используются все элементы производственного процесса, а также энергия технологических процессов для получения полезной продукции.

По виду энергии, ВЭР делятся на горючие (топливные), тепловые и избыточного давления.

Различают также следующие основные направления использования потребителями ВЭР: топливное – непосредственно в качестве топлива; тепловое – непосредственно в качестве тепла или выработки тепла в утилизационных установках; силовое – использование электрической или механической энергии, вырабатываемой из ВЭР в утилизационных установках; комбинированное – тепловая и электрическая (механическая) энергия, одновременно вырабатываемые из ВЭР в утилизационных установках.

Горючие (топливные) ВЭР – химическая энергия отходов технологических процессов переработки сырья:

- горючие отходы процессов химической и термохимической переработки углеродистого сырья (синтез, отходы электродного производства, горючие газы при получении исходного сырья для пластмасс, каучука и т.д.);
- твёрдые и жидкие топливные отходы, не используемые (не пригодные) для дальнейшего технологической переработки;
- отходы деревообработки, целлюлозно-бумажного производства.



В настоящее время большое внимание уделяется утилизации твердых древесных отходов, лигнина, отходов сельскохозяйственного производства и т. п. В лесной и деревообрабатывающей промышленности приблизительно половина заготавливаемой древесины идет в отходы. Одной из первоочередных задач является их утилизация путем сжигания с целью получения теплоты [19, 20].

Древесные отходы делятся на несколько типов:

- лесосечные отходы (неодревесневшие молодые побеги, хвоя, листья);
- стволовая древесина, кора и древесная гниль.

Древесина по своему составу включает такие же компоненты, что и твердое топливо, за исключением серы. Особенностью древесных отходов некоторых производств является повышенная влажность. Отходы лесозаготовительных предприятий имеют влажность 45-55%. При этом влажность коры достигает 80%. Отходы деревообрабатывающего и мебельного производства имеют влажность 10-20%. Древесина имеет большой выход летучих веществ, что благоприятствует, несмотря на повышенную влажность, устойчивому процессу горения.

Способы сжигания древесных отходов зависят от гранулометрического состава и влажности. Древесную пыль без включения абразивных частиц сжигают факельно-вихревым способом, при наличии абразивных частиц - в циклонных топках. Более крупные отходы эффективно сжигать в слоевых топках с "кипящим" или плотным слоем. Первичная переработка местных древесных отходов может включать изготовление брикетов, что позволяет сжигать их в топках с плотным слоем.

Процесс сжигания древесных отходов включает предварительную сортировку и сушку. Сжигание проводится в топке с "кипящим" слоем с частичной рециркуляцией дымовых газов. Это обеспечивает полное сгорание топлива, выносимого с отходящими газами. Сжигание производится с целью получения теплоты и передачи ее энергоносителю - пару или горячей воде, которые могут непосредственно направляться потребителю.

Теплота может также преобразовываться в электричество с помощью паровой или газовой турбины. В настоящее время в Германии, Финляндии, Швеции и других странах на основе отходов лесной и деревообрабатывающей промышленности, включающих остатки лесосечных отходов, стружки и отходов фрезерно-отрезных станков, изготавливаются гранулы.

Древесные гранулы по сравнению с исходным сырьем, которое используется самостоятельно в виде топлива, имеют более низкую влажность, высокую плотность и теплоту сгорания. Древесные гранулы в отличие от обычной древесины становятся конкурентоспособными наряду с другими видами твердого, жидкого и газообразного топлива. Их выгодно перевозить на большие расстояния, они занимают меньше места при хранении [21, 22].

В суммарном выходе горючих ВЭР основная доля приходится на три отрасли промышленности: черную металлургию, нефтеперерабатывающую и нефтехимическую, химическую. Горючие ВЭР черной металлургии – это коксовый, доменный, конверторный и ферросплавный газы. После отвода из технологического агрегата они очищаются от пыли и направляются в различные технологические установки предприятия, где сжигаются в качестве котельно-печного топлива. Если на предприятии имеются излишки горючих ВЭР, то они направляются на сжигание в энергетических установках (ТЭС, котельных) [23, 24].

Тепловые ВЭР – это тепло отходящих газов при сжигании топлива, тепло воды или воздуха, использованных для охлаждения технологических агрегатов и установок, различные теплоотходы производства. К тепловым вторичным энергетическим ресурсам относится физическая теплота отходящих газов котельных установок и промышленных печей, основной или промежуточной продукции, других отходов основного производства, а также теплота рабочих тел, пара и горячей воды, отработавших в технологических и энергетических агрегатах. Для утилизации тепловых вторичных энергетических ресурсов используют теплообменники, котлы-утилизаторы или тепловые агенты. Рекуперация теплоты отработанных технологических потоков в

теплообменниках может проходить через разделяющую их поверхность или при непосредственном контакте.

Наибольшие трудности возникают при решении вопросов, связанных с утилизацией тепловых ВЭР промышленности, которые обусловлены большим разнообразием последних по температуре, режиму их выдачи, виду и физико-химическим свойствам их носителя и другим факторам. Некоторые из них не используются, поскольку нет соответствующих технических решений и оборудования для их утилизации (либо оборудование так дорого, что делает это мероприятие экономически неоправданным).

Одним из весьма перспективных направлений использования тепла слабо нагретых вод является применение тепловых насосов.

Особенно значительны объемы тепловых вторичных ресурсов в чёрной металлургии, в газовой, нефтеперерабатывающей и нефтехимической промышленности.

ВЭР избыточного давления (напора) – это потенциальная энергия газов, жидкостей и сыпучих тел, покидающих технологические агрегаты с избыточным давлением (напором), которое необходимо снижать перед последующей ступенью использования этих жидкостей, газов, сыпучих тел или при выбросе их в атмосферу, водоёмы, ёмкости и другие приёмники.

Вторичные энергетические ресурсы избыточного давления преобразуются в механическую энергию, которая непосредственно используется для привода механизмов и машин или преобразуется в электрическую энергию.

Значительная экономия природных энергоресурсов может быть получена за счет утилизации ВЭР избыточного давления в черной металлургии и в системах газоснабжения.

Большими резервами потенциальной энергии избыточного давления располагают ГРС природного газа, на которых осуществляется его дросселирование перед подачей в распределительную сеть.

Повышение уровня утилизации вторичных энергетических ресурсов обеспечивает не только значительную экономию топлива, капитальных вложений и предотвращения загрязнения окружающей среды, но и существенное снижение себестоимости продукции предприятий.

Общий выход вторичных энергетических ресурсов за рассматриваемый период времени (сутки, месяц, квартал, год) определяют исходя из удельного или часового. Только часть энергии из общего выхода вторичных энергетических ресурсов может быть использована как полезная. Исходя из этого, для оценки реального потенциала вторичного энергетического ресурса, пригодного к использованию, рассчитывают возможную выработку энергии за счет вторичных энергетических ресурсов. На основе результатов расчета экономии топлива за счет использования вторичных энергетических ресурсов определяется степень утилизации вторичных энергоресурсов на предприятии [25-28].

## **1.2 Анализ проблемы рационального использования потенциальной энергии избыточного давления газов и паров**

Уровень культуры человека определяется во многом созданием и рациональным использованием источников энергии, которая многократно увеличивает возможности людей. В развитых странах в расчете на одного жителя приходится более 10 кВт\*ч энергии всех видов. Это обстоятельство подчеркивает важность познания процессов получения и хранения, преобразования и передачи энергии. Источники ныне широко используемого органического топлива – угля, нефти, природного газа – практически невозобновимы. Их энергия накапливалась миллионы лет, а мы ее расходует за считанные столетия.

Опасность глобального энергетического кризиса осознана человечеством, и поэтому энергетическая проблема для науки и техники имеет

приоритетный характер. В ведущих странах выделяются большие средства на научно – технические исследования.

Во всех странах отмечается непрекращающийся рост производства электроэнергии. Энергопотребители всего мира прогнозируют в ближайшие 30 лет увеличение электрогенерирующих мощностей в два раза. Одно из важнейших мест отводится утилизации вторичных энергоресурсов избыточного давления, как способу минимизирования проблемы энергосбережения и получения электроэнергии на узлах дросселирования газа с помощью детандер-генераторных агрегатов [29, 30].

В литературных источниках [31-45] рассмотрены теоретические основы процессов, протекающих в турбине, проведен анализ различных типов расширительных машин, а также охарактеризован процесс дросселирования (который, к сожалению, присутствует во многих узлах на ГРС и ГРП, как самый дешевый способ снижения давления газа).

В публикациях и работах [46-66] учёные рассматривают теоретические и практические аспекты применения детандер-генераторных агрегатов. Теоретическим вопросам использования детандер-генераторных агрегатов посвящены и некоторые публикации в зарубежных изданиях [67,68].

В работе [69] рассматривается влияние на показатели работы турбодетандеров следующих параметров: температуры и давления газа на входе, частоты вращения, количества ступеней. Показано, что предпочтение следует отдавать многоступенчатым агрегатам. Для агрегатов с одной или малым количеством ступеней следует увеличивать число оборотов.

В ряде публикаций [70-72] рассмотрены вопросы выбора и осуществления подогрева газа перед детандерным агрегатом. Реализация данного вопроса является очень важным аспектом для лопаточных детандеров, поскольку образование жидкости при расширении газа внутри агрегата приведет к быстрому износу лопаток и выхода из строя агрегата в целом. В материалах [70-72] рассмотрены два случая подогрева газа: отбором пара и теплотой пиковых водогрейных котлов.

В работе [73] разработана схема установки для производства электроэнергии на базе ДГА при использовании технологического перепада давлений топливного газа и утилизации теплоты отходящих газов газоперекачивающего агрегата (ГПА). Была разработана математическая модель и алгоритм расчета такой установки. В работе также были определены условия и режимы работы ГПА, при которых за счет применения ДГА можно полностью или частично поддержать бесперебойную работу газоперекачивающего оборудования.

Работа [74] посвящена определению эффективности применения ДГА на котельных с использованием такого показателя эффективности как эксергетический КПД котельной до и после установки ДГА. Показано, что минимальный режим котельной, на котором эффективно применение установки, составляет 60% от номинальной тепловой производительности котла. В [75] автором разработана и исследована схема применения трехступенчатого детандера, позволяющая использовать для производства электроэнергии вторичные энергетические ресурсы промышленных предприятий. Доказано, что использование промежуточного подогрева газа снижает перепад температуры на детандере примерно в два раза (для двухступенчатого подогрева) и в три раза (для трехступенчатого), что позволяет уменьшить требуемую температуру подогрева.

Вопрос рационального использования эксергии сжатых газов и паров, создания утилизирующих установок и повышение энергоэффективности оборудования актуален и для стран Европы. Огромное количество работ и научных статей [76-84] посвящено именно этой проблеме.

Каждый день во всем мире огромное количество природного газа транспортируется по трубопроводам от источников до потребителей. Компрессоры большой мощности, приводимые в действие, в основном, газотурбинными двигателями, используются для сжатия газа с целью его транспортировки. Такое же оборудование используется во многих пунктах (компрессорных станциях) по длине газопровода для компенсации потерь

давления газа от трения, поддерживая таким образом, необходимое давление газа по длине газопровода. Как только газ достигает области распределения, он, обычно, передается от газотранспортной компании к компании, которая обслуживает потребителей газа. Так как газ, обычно, транспортируется при давлении, во много раз превышающем, чем требуется конечному потребителю, то между трубопроводами транспорта газа и сетью его распределения установлены так называемые газораспределительные станции (ГРС). ГРС, в основном, состоит из дроссельных клапанов и подогревателей газа. Подогреватель газа необходим для компенсации температурных потерь в дроссельных клапанах. Аналогичные устройства, называемые газораспределительными пунктами (ГРП), обычно, устанавливаются между сетью распределения газа и его конечными пользователями [27,28,85-87].

Проблема рационального использования потенциальной энергии природного газа, редуцируемого на ГРС и ГРП, возникла со времени становления газовой промышленности.

Ее решением занималось и продолжает заниматься, особенно интенсивно в последнее время, большое количество специалистов и организаций, как в странах СНГ, так и в странах дальнего зарубежья [88-91].

В 1947 г. группа инженеров, руководимая профессором М.Д. Миллиончиковым, на примере разработанной академиком П.Л. Капицей турбодетандерной технологии получения кислорода, предложила ряд технических схем по преобразованию энергии избыточного перепада давления газа в электроэнергию с помощью турбодетандерных агрегатов.

Основной смысл этого предложения заключается в замене процесса дросселирования, который происходит в дроссельных устройствах ГРС, процессом расширения газа в турбодетандере. При процессе расширения газа в турбодетандере совершается работа и происходит значительное (относительно процесса дросселирования) понижение температуры газа, поэтому турбодетандер является источником работы и холода.

В 1948г. предложение М.Д. Миллионщикова было экспериментально проверено А.В. Александровым на ГРП Дашавского сажевого завода, где экспериментальная установка работала в режиме выработки электроэнергии. Мощность установки составляла 50-80 кВт [92].

В 1959г. по проекту Института газа АН УССР на ГРС-1 г. Киева была смонтирована опытная установка по производству электроэнергии и холода. В 1960-1961 гг. эта установка была испытана группой инженеров под руководством А.П. Клименко [93,94].

Примерно в это же время были проведены испытания на ГРЭС-4 г. Краснодара экспериментальной установки, разработанной в Краснодарском политехническом институте коллективом сотрудников под руководством Г.Э. Зарницкого [28].

Фактически, этими работами было определено основное направление в решении рассматриваемой проблемы, а именно: создание турбодетандерных агрегатов для выработки электроэнергии на ГРС и ГРП.

Последовавшие затем работы вплоть до 1985 г. носили, в основном, теоретический характер.

Промышленное же внедрение турбодетандеры обрели вначале в установках низкотемпературной подготовки газа на газоконденсатных месторождениях [95,96].

Основной способ подготовки газа на газоконденсатных месторождениях — низкотемпературная сепарация (НТС). В начальный период разработки месторождений, когда давление газа на выходе из скважин существенно превышает давление газа в начале газопровода, холод в установках НТС получается за счет дросселирования газа. Низкая термодинамическая эффективность процесса дросселирования делает срок эффективного использования таких установок ограниченным - около 10 лет при существующих темпах отбора газа из продуктивных пластов. В дальнейшем, на протяжении 10-15 лет и более, необходимо применять источники холода, каковыми являются турбодетандеры.



В 1971 г. межведомственная государственная комиссия приняла первую отечественную промышленную турбохолодильную установку, оборудованную турбодетандерным агрегатом (ТДА) Т-3, разработанную коллективом инженеров под руководством А.В. Языка [95].

На основе ТДА Т-3 с 1975 г. начинается разработка новых типов турбодетандерных агрегатов, их серийное производство и внедрение на крупнейших месторождениях газа в установках низкотемпературной сепарации [97].

### 1.3 Турбодетандерные агрегаты газовой промышленности стран СНГ

Успешное развитие турбодетандерной технологии подготовки газа создали обоснованные технические предпосылки для разработки агрегатов для энергосберегающих технологий в системах распределения и транспорта газа.

В 1985 г. ВНПО «Союзурбогаз» (г. Харьков) разработало, изготовило и внедрило в эксплуатацию две первые промышленные установки УТДУ-2500 для ГРС и УКС2-300 - для компрессорных станций [85-87,98].

Основные технические параметры работы УТДУ-2500 представлены в таблице 1.1.

Таблица 1.1 - Основные параметры работы УТДУ-2500

<b>Параметры установки</b>	<b>Номинальное значение</b>	<b>Пределы изменения (отличие от номинальных)</b>
Расход газа через турбодетандер, млн. м <sup>3</sup> /сут.	4,5	0,3÷5,0
Давление газа на входе в установку, МПа	2,2	2,0÷5,5
Степень понижения давления в турбодетандере	2,15	не более 2,5
Частота вращения ротора турбодетандера, об/мин	3000	3000

Частота вращения ротора генератора, об/мин	3000	3000
Мощность генератора, кВт	2500	0÷2500
Напряжение сети, кВт	6,3	6,3
Температура газа, °С:		
- на входе в турбодетандер	0÷60	
- на выходе из турбодетандера	0÷минус 30	

Характерным параметром УТДУ-2500 является одинаковая частота вращения электрогенератора и турбодетандера 3000 об/мин. Такое решение позволило упростить конструкцию установки при достаточно высоком внутреннем КПД турбодетандера. Детандерный агрегат - осевой пятиступенчатый. Ротор турбодетандера установлен на подшипниках скольжения. Смазочно-уплотнительная система УТДУ-2500 обеспечивает непрерывную подачу и охлаждение смазочного материала. В качестве генератора использован обратимый двигатель СТД-3150-2РУХЛ4, синхронный, трехфазный, с бесщеточным возбуждением. Напряжение на клеммах генератора - 6,3 кВт, частота тока - 50 Гц. Электроэнергия выдается в общую энергосистему.

Утилизационная турбодетандерная установка УКС2-300 предназначена для выработки электроэнергии на компрессорных станциях за счет энергии избыточного давления топливного газа газотурбинных газоперекачивающих агрегатов [89].

Основные технические параметры работы УКС2-300 представлены в таблице 1.1.

Таблица 1.2 - Основные параметры работы УКС2-300

<b>Параметры установки</b>	<b>Номинальное значение</b>	<b>Пределы изменения (отличие от номинальных)</b>
Расход газа через турбодетандер, млн. м <sup>3</sup> /сут.	0,48	0,43÷0,48
Давление газа на входе в установку, МПа	4,0	2,0÷5,5
Степень понижения давления в турбодетандере	2,0	2,0÷5,5

Частота вращения ротора турбодетандера, об/мин	24200	24000÷24800
Частота вращения ротора генератора, об/мин	3060	3000÷3100
Мощность генератора, кВт	300	0÷300
Напряжение сети, кВт	380	380

Детандерный агрегат - центростремительного типа. Он механически соединен через редуктор с генератором электрического тока. Рабочее колесо турбодетандера диаметром 180 мм представляет собой основной диск с лопатками, соединенный сваркой с покрывным диском; колесо установлено консольно на высокооборотном валу-шестерне редуктора.

Вся ходовая часть турбодетандера, включающая в себя ротор (рабочее колесо и вал-шестерню), колесо зубчатое и подшипники редуктора, торцевое уплотнение и масляный гидрозатвор и др., заключена в корпусе турбодетандера и редуктора. Для предотвращения проникновения газа из турбодетандера в полость редуктора, а также для предотвращения проникновения масла в проточную часть турбодетандера, применено комбинированное уплотнение вала, состоящее из контактного герметического торцевого уплотнения и гидрозатвора. Гидрозатвор обеспечивается тем, что во внутреннюю полость корпуса турбодетандера на участке торцевого уплотнения подводится смазочный материал с давлением несколько большим, чем давление газа перед торцевым уплотнением. Сопловой аппарат турбодетандера представляет собой круговую решетку, состоящую из профилированных лопаток, изготовленных совместно с телом основного диска; последний фиксируется в корпусе крышкой турбодетандера.

Редуктор установлен простой с косозубыми шестернями и передаточным числом 8:1. На корпусе редуктора установлен маслонасос низкого давления. Привод насоса осуществляется от зубчатой передачи редуктора. При запуске и останове установки применяется пусковой электронасос. Подача смазочного материала производится дополнительным

лабиринтно - винтовым насосом, установленным на высокооборотном валу редуктора.

Стабилизация температуры смазочного материала обеспечивается аппаратом воздушного охлаждения масла.

Установка УКС2-300 выполнена в виде блок - бокса, состоящего из помещений технологического оборудования и аппаратной части. В помещении технологического оборудования установлены турбодетандер с редуктором, электрическая машина, трубная обвязка с запорной арматурой, устройства системы смазки, вентиляции, отопления и пожаротушения. В качестве генератора используется синхронная электрическая машина ВАО2-280-2У2.5 с короткозамкнутым ротором во взрывобезопасном исполнении.

В помещении аппаратной установлена пусковая аппаратура электрической машины, пускового насоса и вентиляторов, а также щит контроля управления установкой.

В 1995 г. АО «Криокор» введен в эксплуатацию на ГРП ТЭЦ-2Т АО «Мосэнерго» энергосберегающий комплекс в составе двух детандер-генераторных агрегатов единичной мощностью 5000 кВт - ДГА-5000 [88,99,100].

В ДГА-5000 используется осевой двухступенчатый турбодетандер, приводящий через редуктор синхронный генератор типа ТК-6-22РТЗ Лысьвенского ТГЗ (рисунок 1). В соответствии с технологической схемой ДГА-5000 газ перед турбодетандером подогревается прямой сетевой водой, поступающей от теплофикационной установки ТЭЦ, а после турбодетандера направляется к горелкам пиковых водогрейных и основных энергетических котлов. Для получения 1 кВт электрической мощности и температуры газа на выходе из турбодетандера в заданных пределах используется 1,2 кВт теплоты [27].

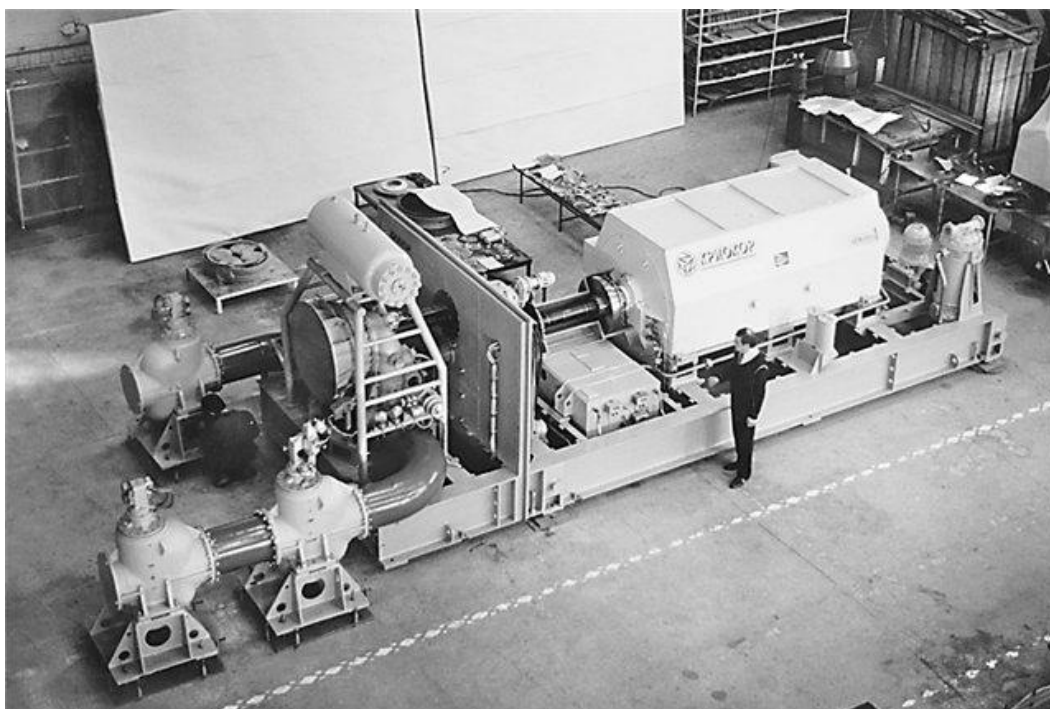


Рисунок 1.1 - Общий вид детандер – генераторного агрегата ДГА

Система управления, регулирования и защиты ДГА-5000 в случае его аварийного останова обеспечивает устойчивое поддержание давления газа в газопроводе за агрегатом, соответствующего давлению в газопроводе за ГРП.

В 2007 году аналогичный энергосберегающий комплекс был установлен на ТЭЦ-23 в г. Москве. Основные технические параметры установки ДГА-5000 представлены в таблице 1.3.

Таблица 1.3 - Основные технические параметры установки ДГА-5000

Параметры установки	Значение
Давление газа перед детандером, МПа	
макс	1,2
мин	0,5
Давление газа после детандера, МПа	0,1
Температура газа перед детандером, °С	
макс	100
мин	70

Температура газа после детандера, °С	
макс	0
мин	минус 15
Частота вращения ротора турбодетандера, об/мин	3000
Номинальная мощность, МВт	6
Установленный ресурс работы, часов	120000
КПД турбодетандера при номинальной мощности	80

#### 1.4 Турбодетандерные агрегаты газовой промышленности зарубежных стран

Вопросом создания и внедрения утилизирующих турбодетандерных установок на ГРС и ГРП занимаются и зарубежные компании, что свидетельствует о высоком интересе использования эксергии сжатых газов в мировом масштабе.

Первыми разработками утилизирующих детандерных агрегатов для ГРС занимались американская фирма «Rotoflow» и немецкая фирма «Linde Aktiengesellschaft». В 1975 г. разработанный фирмой «Linde Aktiengesellschaft» турбодетандерный агрегат был установлен на ГРС для производства электроэнергии. Основные его параметры представлены в таблице 1.4 [67].

Таблица 1.4 - Основные технические параметры установки фирмы «Linde Aktiengesellschaft» (рабочий режим)

Параметры установки	Значение
Давление газа перед детандером, МПа	2,8
Давление газа после детандера, МПа	0,37
Расход газа, нм <sup>3</sup> /час	25000

Частота вращения турбодетандера, об/мин	24000
Частота вращения ротора генератора, об/мин	3000
Номинальная электрическая мощность, кВт	1000

В 1982 г. компания «San Diego and Electric» совместно с фирмой «Rotoflow» ввела в эксплуатацию первый ДГА в Калифорнии для выработки электроэнергии. Мощность электрогенератора 250 - 300 кВт, частота вращения 3600 об/мин. Для его привода использован одноступенчатый центростремительный турбодетандер с частотой вращения 18000 об/мин. Турбодетандер передает вращение на электрогенератор через одноступенчатый редуктор. На одной раме с турбодетандером смонтировано и электрораспределительное оборудование.

В 1983 г. фирма «Rotoflow» внедрила аналогичную установку на месторождении газа Baker-Field в Калифорнии. Мощность электрогенератора равна 4 МВт. В турбодетандере газ расширяется с 11,0 до 4,14 МПа. Считается, что установка окупается в течение нескольких лет [67,88, 101].

Нужно отметить непрерывную работу этой фирмы по усовершенствованию конструкции и расширению области использования турбодетандеров. В рекламных проспектах фирмы заметное место по-прежнему отводится турбодетандерам, использующим избыточное давление газовых потоков. Турбодетандеры серии 20R-10OR могут работать при высоких давлениях (вплоть до 20,7 МПа) и температурах (от стандартной окружающей до -26 °С). Расход газа - до 30 кг/с, частота вращения - до 50000 об/мин. Как правило, используются одноступенчатые турбодетандеры центростремительного типа. Газ может содержать коррозионно-опасные примеси, а также жидкую фазу.

В 1990 г. фирма «Rotoflow» была приобретена группой «Atlas Copco». Сейчас эта группа предлагает, в частности, широкий ассортимент машин, обеспечивающих выработку электроэнергии на основе использования турбодетандеров. Мощность единичных агрегатов достигает от 50 до 15000 кВт.

В начале 1980-х годов немецкая фирма «GHH Sterkrade» разработала и изготовила энергосберегающую турбодетандерную установку для ГРС химического завода [76]. Турбодетандер установки - осевой, служит для привода воздушного компрессора мощностью 3,5 МВт. Температура газа на входе в турбодетандер - 140 °С. Входное давление газа - 5,5 МПа, выходное - 0,7 МПа. Частота вращения ротора - 7700 об/мин. Эта компания выпускает также турбоустановку, предназначенную для выработки электроэнергии, мощностью 1,2 МВт. В ее турбодетандере газ расширяется от 1,1 до 0,5 МПа, охлаждаясь от 42 до 1 °С.

Канадской фирмой «React Energy of Canada» в 1987 -1988 гг. освоено серийный выпуск ряда турбодетандерных установок для утилизации энергии избыточного давления газа на ГРС. Мощность установок - от 50 до 500 кВт; турбодетандеры используются для привода электрогенераторов, компрессоров и водяных насосов [88]. В ДГА применяются осевые одноступенчатые турбодетандеры; передача мощности осуществляется через высокоскоростной редуктор. Исполнение установки - в виде модуля, укомплектованного всеми вспомогательными устройствами, включая агрегаты системы управления и смазки: размещенными на единой раме. Выпускаются четыре типоразмера установок мощностью 50, 125, 250 и 500 кВт.

В канадских источниках информации отмечается, что получение электроэнергии в утилизационных установках страны экономически оправдано на всех пунктах дросселирования газа, где степень понижения давления не менее трех.

На газоперекачивающей станции «Eving» (г. Дортмунд) энергия расширения газа в турбодетандере используется для выработки электроэнергии в автономной четырехмодульной ТЭЦ. Газ расширяется от 5 до 0,4-1,6 МПа. При расходе газа 1,44 млн.  $\text{нм}^3/\text{сут}$  мощность установки составляет 3,2 МВт. Полученной электроэнергией можно подпитывать городскую сеть при пиках потребления или использовать ее на собственные нужды [90].



Фирмой «АEG-Kanis» разработан и установлен на электростанции «Herdecke», оснащенной двумя ГТД единичной мощностью 76,5 МВт, турбодетандерный агрегат KR-16 [27]. Мощность, вырабатываемая электрогенератором агрегата на номинальном режиме, составляет 1,69 МВт. На входе в турбодетандер газ подогревается за счет тепла уходящих газов ГТД от 6-18 до 65-130°C. Расход газа через турбодетандер составляет 0,3-1,7 млн. нм<sup>3</sup>/сут. Давление газа на входе в турбодетандер - 3,8-6,8 МПа. Турбодетандер агрегата – многоступенчатый, осевого типа. Привод генератора осуществляется через редуктор, понижающий частоту турбодетандера от 10700 до 1500 об/мин.

Утилизационный турбодетандерный агрегат французской фирмы «С.Е.М.» на ГРС электростанции эксплуатируется с 1965 г [76]. Топливный газ для трех энергоблоков мощностью 125 МВт каждый, подается в турбодетандер с давлением 4,2 МПа; на выходе давление составляет 0,25 МПа. Расход газа-33 тыс. нм<sup>3</sup>/ч, мощность электрогенератора - 3 МВт.

На химкомбинате во французском г. Парди с 1976 г. эксплуатируется ДГА для получения электроэнергии. Расход газа составляет 25 тыс. нм<sup>3</sup>/ч, давление на входе - 2,8 МПа, на выходе - 0,34 МПа. В установке используется турбодетандер центростремительного типа конструкции фирмы «Linde» (Германия), двухступенчатый, мощностью 1,1 МВт. Плановый ремонт агрегата выполняется в течение недели один раз в год, капитальный ремонт - один раз в три года. Окупаемость установки - 2,5 года.

В Италии к периоду 1985 - 1986 гг. относится разработка ДГА для получения электроэнергии на ГРС системы газоснабжения г. Падуа. По проекту часть газа, поступающего в ГРС, предварительно подогревается в теплообменнике, а затем направляется в два последовательно установленных турбодетандера. Подогрев газа осуществляется водой с температурой 95°C, подаваемой из водогрейного котла. Каждый турбодетандер - радиальный одноступенчатый; расширение газа происходит от начального давления 1,15 МПа до конечного 0,15 МПа. При расходе 0,72 млн. нм<sup>3</sup>/сут мощность

установки составляет 1,5 МВт. Турбодетандеры передают мощность общему синхронному генератору через собственные редукторы [27,88,89].

В итальянском г. Равенна с 1987 г. эксплуатируется ДГА на ГРС также с целью выработки электроэнергии [76]. Газ поступает с давлением 4,2 МПа и температурой 60°C; расход газа составляет 0,55 млн.  $\text{м}^3/\text{сут}$ . Подогрев газа производится в теплообменнике горячей водой из существующей отопительной системы. Газ сначала расширяется в первом турбодетандере, затем подогревается в другом аналогичном теплообменнике и поступает во второй турбодетандер. На выходе давление газа равно 0,5 МПа и температура 5°C. Оба турбодетандера передают мощность асинхронному генератору (напряжение 380 В, частота 50 Гц). На этом режиме мощность электрогенератора равна 940 кВт. Частота вращения турбодетандеров - 23 600 об/мин, электрогенератора - 3000 об/мин.

Аналогичная установка эксплуатируется на ГРС сахарного завода в г. Феррара. В этой установке газ перед первой ступенью расширения нагревается до 63°C, а перед второй - до 61°C водой, поступающей из котельной установки. Далее в первой ступени газ расширяется от 4,0-4,3 МПа до 1,46 МПа, а во второй - до конечного давления 0,48-0,52 МПа. Турбодетандеры рассчитаны на расход газа 23000  $\text{м}^3/\text{ч}$ , а количество производимой электроэнергии составляет примерно 70% от количества тепла, затрачиваемого на подогрев газа.

Утилизационная установка на ГРС ТЭС используется в г. Менсио. Здесь также два турбодетандера подсоединены параллельно ГРС и через общий редуктор соединены с асинхронным электрогенератором мощностью 3,3 МВт. Оба турбодетандера - двухступенчатые и установлены последовательно; первый вращается с частотой 24000 об/мин, второй - 18000 об/мин. Частота вращения ротора электрогенератора - 1500 об/мин. Номинальное давление газа на входе - 5 МПа, диапазон изменения давления - 4-6 МПа. Давление газа на выходе - 0,2-0,5 МПа, Номинальный расход - 45000  $\text{м}^3/\text{ч}$ . Температура газа на входе 170°C, на выходе - 5-20°C. Подогрев газа производится водяным паром

при температуре  $210^{\circ}\text{C}$  в кожухотрубчатом пароконденсационном теплообменнике. Срок окупаемости установки составляет около 5 лет [27,90].

Утилизационные турбодетандерные установки для выработки энергии на ГРС выпускаются бельгийской фирмой «АСЕС» [76]. В установку, в частности, входят подогреватель газа, центростремительный турбодетандер, взрывозащищённый асинхронный электрогенератор, выпрямитель и обратный преобразователь тока. Генератор вырабатывает ток с частотой 333 Гц, который затем преобразовывается в стандартный с частотой 50 Гц. Турбодетандер спроектирован со степенью понижения давления равной 3. Частота вращения ротора составляет 20000 об/мин. Мощность турбодетандера около 300 кВт.

Бельгийской фирмой «ABB Energy» создан промышленный турбодетандер для ГРС в газовых сетях компании «British Gas» в Кенте [27, 90]. Турбодетандер, приводящий асинхронный электрогенератор, имеет мощность от 100 до 1070 кВт при расходе газа от 2 до 6 кг/с и частоте вращения 14000 - 16000 об/мин. Расширение газа происходит в двух ступенях турбодетандера: в первой ступени газ, предварительно нагретый до  $50^{\circ}\text{C}$ , расширяется до 1,75 МПа, затем снова нагревается до  $50^{\circ}\text{C}$  и расширяется во второй ступени до 0,12 МПа и температуры около  $0^{\circ}\text{C}$ .



Рисунок 1.2 - Общий вид ТДА фирмы «ABB Energy»

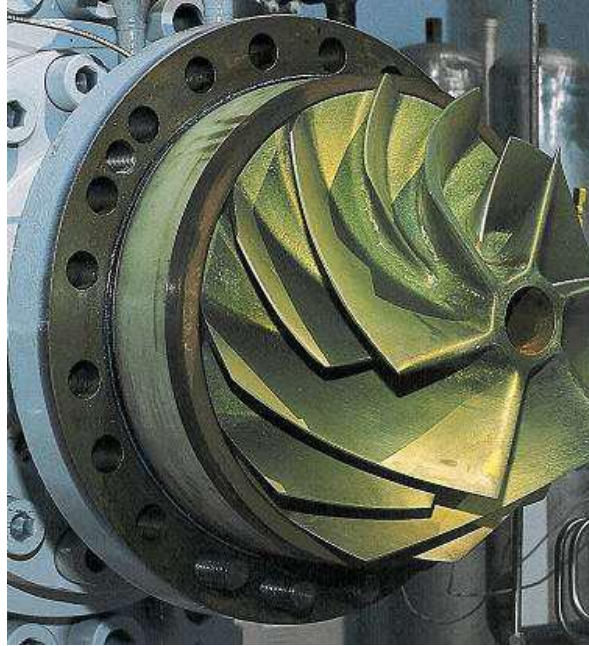


Рисунок 1.3 - Рабочее колесо ТДА фирмы «ABB Energy»

В 1987 г. в г. Гронингеме (Нидерланды) фирма «ABB Turbinen» установила ДГА для выработки электроэнергии на ГРП ГТЭС мощностью 700 МВт. Турбодетандер установки состоит из двух отсеков; первый отсек имеет 5 осевых ступеней, а второй - 4 осевые ступени. Электрогенератор -асинхронный, мощностью 7,1 МВт [88].

Электростанция включает газотурбинные двигатели и паровой котел. Это предопределяет специфические величины расходов и давлений газа, проходящего через ДГА, которая подключена параллельно трем газоредуцирующим станциям ГРП.

В первых пяти ступенях газ в количестве 35,3 кг/с расширяется от начального давления 6,8 МПа до промежуточного 1,7 МПа. При этом давлении часть газа в количестве 10,9 кг/с отводится к ГТД, а остальной газ расширяется в других четырех ступенях до давления 0,3-0,6 МПа и направляется в топку парового котла и другим потребителям.

Перед турбодетандером и после расширения до промежуточного давления газ нагревается до 48 - 71°C, а после расширения до конечного

давления снова нагревается до 31 - 58°C путем теплообмена с частью питательной воды котла, отводимой от экономайзера.

Израильская компания «ORMAT» производит турбодетандерные утилизационные установки мощностью от 600 до 1200 кВт. «ORMAT» отмечает, что такие установки, выполняя функции дублирующего регулятора давления, являются надежными, экологически чистым источником бесперебойного энергообеспечения, даже при размещении в отдаленных необслуживаемых районах. В конструкции обеспечивается полностью автоматизированная эксплуатация, полное резервирование, дистанционное управление и возможность работы в широком диапазоне расходов и давлений газа [27].

С марта 1989 в г. Амстердаме эксплуатируется ДГА на ГРС мощностью 4 МВт. Для того, чтобы получить температуру газа после расширения 8°C при давлении 0,8 МПа, производится подогрев газа перед расширением до 95°C за счет тепла отходящих газов от шести газомоторных электрогенераторов общей мощностью 2,67 МВт.

Австрийская фирма «Fest Alpine Linz» выпускает турбодетандерные агрегаты мощностью 6 и 12 МВт для ДГА, вырабатывающих электроэнергию.

Приведенный обзор убедительно свидетельствует о разнообразии и значительных масштабах использования турбодетандерных установок, утилизирующих энергию избыточного давления природного газа, в системах газораспределения современной газовой промышленности [76,88].

Принимая во внимание, что наблюдается непрерывное увеличение потребления газа в мире, а также повышенные экологические требования к действующим и создаваемым энергетическим объектам, можно прийти к выводу о необходимости дальнейшего внедрения таких установок в различных отраслях промышленности [85,86,90].

## **1.5 Расширительная машина струйно-реактивного типа: принцип действия, возможности и перспективы**

Выше уже отмечалось, что большое количество эксергии сжатых газов безвозвратно теряется на узлах дросселирования в системах добычи, транспорта, распределения и переработки природного газа. При этом теряется давление природного газа, начиная с природного - пластового в процессе его добычи и далее энергии, затраченной на сжатие газа в процессе его транспортировки.

Одним из наиболее важных аспектов этой проблемы является то, что дросселирующие системы (применяемые на ГРС, ГРП) представляют собой сравнительно простые технологические объекты, автоматизированные простейшей системой регулирования давления газа «после себя» (клапаны - регуляторы прямого действия), требующие простого и минимального обслуживания персоналом сравнительно низкой квалификации. Необходимо отметить, что турбодетандерные утилизирующие системы на базе классических лопаточных турбин (осевых, центростремительных и часто многоступенчатых) превращают их (ГРС, ГРП и пр.) в сложное энергетическое производство, требующее постоянного присутствия квалифицированного обслуживающего персонала. Для газовых промышленности различных стран это является сдерживающим фактором, особенно в настоящее время, когда больших капиталовложений не имеется, а допустимые сроки окупаемости желательно не должны превышать два года. Применение на малых и средних ГРС ТДА на основе классических лопаточных турбин мощностью менее 500 кВт является неэффективным в связи с резким ростом их удельной стоимости и срока окупаемости.

С учетом этого аспекта сейчас наиболее рациональным и эффективным шагом является строительство новых утилизационных систем и реконструкция старых дросселирующих, расположенных рядом с промышленными центрами. При этом обеспечивается весомый вклад

утилизированной энергии в общую местную энергетическую сеть и, сравнительно, дешево и просто решаются организационно-эксплуатационные проблемы (в том числе и по постоянному квалифицированному ремонтно-обслуживающему персоналу). Однако, суммарная мощность крупных ГРС и ГРП по приближенным оценкам составляет лишь десятую часть, остальное приходится на средние и малые, часть которых находится далеко от промышленных центров и городов. В качестве примера: в Украине из 1449 функционирующих ГРС только на 35 возможно получение полезной мощности более 2,5 МВт. Для остальных ГРС требуются ТДА малой и средней мощности, т.к. располагаемая их мощность менее 1 МВт.

Качественной альтернативой регуляторам давления газа и дросселирующим устройствам являются утилизирующие системы, базирующиеся в основном на турбодетандерных электрогенераторных установках и агрегатах (ТДУ и ТДА). Данные системы обеспечивают одновременно снижение и регулирование давления газа при его расширении в турбине, а также получение механической работы на валу турбины с преобразованием ее в электроэнергию.

Необходимо отметить, что производство электроэнергии на ГРС с помощью турбодетандеров - это энергоэффективная и экологически чистая технология, благодаря отсутствию вредного воздействия на окружающую среду, поскольку не сжигается органическое топливо и не выбрасываются вредные вещества в атмосферу.

В связи с высокой стоимостью турбодетандерных утилизационных установок на базе классической лопаточной турбины по сравнению с дросселирующими системами (на порядок и более дороже), большими капиталовложениями на их строительство и высокими эксплуатационными затратами можно сделать вывод, что в настоящее время для малых и средних ГРС и ГРП турбодетандерные системы практически не являются альтернативой дросселирующим.

Широкое внедрение турбодетандерных утилизационных систем на средних и малых ГРС и ГРП представляется возможным только на основе решений, обеспечивающих быструю и дешевую реконструкцию существующих дросселирующих систем, причем со сроком окупаемости не более 2 года. Эту задачу можно решить путем применения ТДА малой и средней единичной мощности (50...500 кВт), простых и компактных по конструкции, обеспечивающих возможность их установки непосредственно взамен дроссельных устройств, клапанов-регуляторов «прямого действия» и др. или параллельно с ними.

Главная проблема при этом заключается в турбине, которая должна быть проста по конструкции с возможностью освоения обычным производством, надежна в эксплуатации, не требовать сложных вспомогательных систем, включая систему подготовки газа перед турбиной, т.е. быть устойчивой к эрозионному износу, загибанию и обледенению. Ведь высокая стоимость ТДА на основе классических лопаточных турбин и сравнительная сложность их эксплуатации и ремонта, связаны именно с турбиной. Сложная и дорогая турбина требует соответствующих сложных вспомогательных систем, обеспечивающих ее надежную работу и требуемый ресурс: принудительная система смазки опор ротора и передаточных муфт; система концевых уплотнений вала ротора; система автоматического управления и регулирования, система контроля и аварийных защит и, желательно, технического диагностирования; система подготовки газа перед турбиной (очистки, осушки, подогрева), т.к. лопаточные аппараты и уплотнения турбины подвержены загрязнению, эрозионному износу, загибанию и обледенению [4,5].

С учетом изложенных аспектов предложено, в качестве альтернативы лопаточным турбинам, использовать для малых ТДА безлопаточную струйно-реактивную турбину (СРТ) в диапазоне мощностей от 50 до 500...700 кВт. СРТ предельно проста по конструкции и может быть освоена любым производством, в том числе малыми предприятиями. Её стоимость примерно на



порядок меньше стоимости классических лопаточных турбин. Опыт создания струйно-реактивных пневмоприводов шаровых кранов, их испытания на натуральных стендах и в условиях эксплуатации севера показал высокую надежность работы турбины на неподготовленном природном газе, в том числе в экстремальных условиях при работе на загрязненном, влажном газе при температуре до  $-60^{\circ}\text{C}$ , а их характеристики по КПД уже сейчас приближаются к характеристикам лопаточных турбин (ниже на 10...20%), что компенсируется простотой и значительно меньшим сроком окупаемости. К тому же необходимо учитывать, что для лопаточных турбин необходим подогрев газа перед ними, на что расходуется дополнительная энергия. Также регулирование режима работы лопаточных турбин с полным впуском обеспечивается обычно частичным дросселированием газа перед турбиной с помощью регулирующего клапана или байпасированием части расхода газа мимо турбины, т.е. не используется иногда значительная доля располагаемой энергии газа. Использование же регулируемых направляющих аппаратов еще более усложняет турбину и повышает ее стоимость. В противовес этому СРТ имеет одно подводящее сопло, с помощью которого просто реализуется эффективное регулирование (без дросселирования) посредством систем как прямого, так и не прямого действия. Сравнение эффективности установок необходимо вести не по КПД турбины, а по КПД установки в целом.

СРТ представляет собой развитие классического сегнерова колеса и её можно отнести к новому классу турбин, т.к. по сравнению с классическим сегнеровым колесом она отличается по термодинамическому процессу, а ее 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 подводящим соплом, а по кинематике потока — к центробежным реактивным.

Конструктивно струйно-реактивная расширительная машина (СРРМ) очень проста (рисунок 1.4). Она содержит ротор, состоящий из полого вала и

рабочего колеса, 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 вала до ТС. СРРМ в данном исполнении, в отличие от лопаточных турбин, вообще не имеет быстроизнашиваемых каких-либо контактных или малозазорных лабиринтных уплотнений. Подвод газа в тракт ротора СРРМ осуществляется посредством подводящего сопла (ПС) с образованием недорасширенной сверхзвуковой струи. Струя, расширяясь входит в тракт ротора через осевой зазор (нет уплотнения), и перекрывает его, устраняя из него утечку рабочего тела (волна давления не может пройти против сверхзвукового потока). После скачка уплотнения поток тормозится в дозвуковом диффузоре и входит в каналы рабочего колеса (РК) с небольшой скоростью и, соответственно, малыми потерями. Истечение газа из тяговых сопел образует реактивную тягу и крутящий момент на валу СРРМ, а при вращении вала совершается механическая работа.

Таким образом, принцип действия СРРМ заключается в преобразовании потенциальной энергии сжатого газа в кинетическую энергию сверхзвуковой струи, истекающей из тягового сопла (ТС). Процесс преобразования потенциальной энергии газа в кинетическую энергию истекающей струи является основным и происходит в тяговом сопле. При этом эффективность процесса преобразования и, следовательно, эффективность (КПД) турбины в целом возрастает с ростом давления и температуры газа перед ТС. В связи с этим подвод рабочего тела к тяговым соплам должен осуществляться с наименьшими потерями энергии (полного давления) по всей проточной части СРРМ: от входа в питающее сопло до выхода из тяговых сопел [102-108].

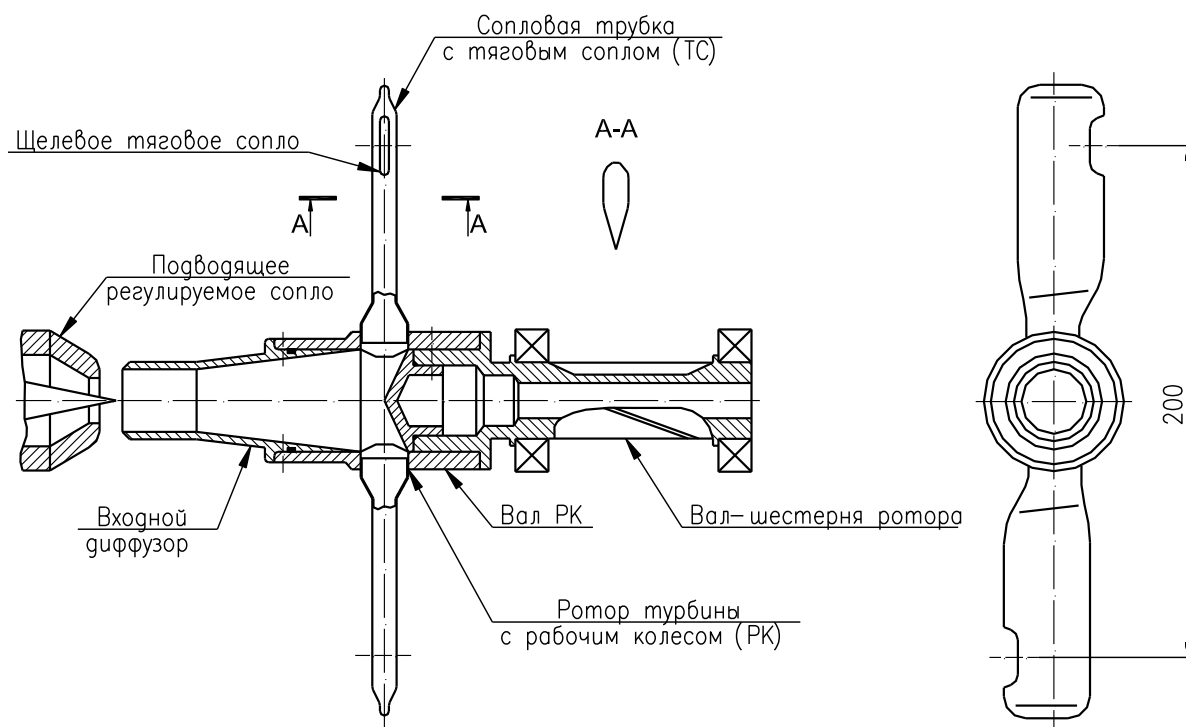


Рисунок 1.4 - Схема струйно-реактивной расширительной машины

Регулирование режимов работы СРРМ производится путём перемещения центрального штока подводящего сопла, приводящего к изменению проходного критического сечения, т.е. только изменением расхода без потери давления на дросселирование.

Конструктивные параметры (геометрические размеры и соотношения) элементов турбины выбираются с учетом минимизации потерь энергии длине газового тракта (ГТ).

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.

Струйно – реактивная турбина по сравнению с классическими лопаточными турбинами обладает рядом преимуществ, а именно:

а) предельная простота конструкции, обеспечивающая освоение обычным производством, при низкой себестоимости изготовления (примерно на порядок и более ниже);

б) высокий уровень унификации. На базе одного ротора могут выполняться СРТ нескольких типоразмеров по мощности. Заменяются только сопла и диффузор. Возможно даже использование одного ротора для всего диапазона мощностей от 50 до 500 кВт;

в) высокая надежность работы даже в экстремальных условиях на загрязненном, влажном газе при температуре до  $-60^{\circ}\text{C}$ . Это обусловлено отсутствием лопаточных аппаратов и малозазорных уплотнений, чувствительных к эрозионному износу, загирачиванию и обледенению. В канале газового тракта СРРМ отсутствует прямое натекание высокоскоростного эродирующего потока на поверхность элементов тракта, а значительное снижение температуры потока и выпадение конденсата происходит местно на коротких участках критических сечения ПС и ТС, где толщина пограничного слоя мала и капли конденсата сдуваются со стенок высокоскоростным потоком, что исключает обледенение и загирачивание;

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

д) малая масса и момент инерции ротора, что обуславливает:

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

- устойчивую и надежную работу на больших частотах вращения;

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

е) конструктивно просто реализуется прямое регулирование по давлению газа на выходе, что наиболее функционально подходит для ГРС;

ж) простота конструкции и низкая стоимость ТДА на основе СРРМ, т.к. в подавляющем большинстве отпадает необходимость в усложненных вспомогательных системах: масляных систем смазки уплотнения вала СРРМ, автоматического регулирования и управления, эффективной подготовки газа перед СРРМ (очистки, осушки, подогрева);

з) простота эксплуатации ТДА и низкие эксплуатационные затраты при малом сроке окупаемости.

## **1.6 Области применения струйно-реактивных пневмоагрегатов**

С учетом рассмотренных факторов можно определить возможные области применения пневмоагрегатов с расширительной машиной струйно-реактивного типа.

Общими критериями рационального применения пневмоагрегатов являются:

а) наличие рабочего тела с достаточно высоким значением располагаемой энтальпии, при этом границу минимальных значений давления рабочего тела следует принимать, исходя из величины сверхкритической степени расширения;

б) 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) в случаях, когда простота конструкции и технологии изготовления СРТ преобладают над требованиями достижения максимально возможного значения КПД.

Требования, предъявляемые к турбодетандерам и приводам различного назначения в газовой и нефтяной промышленности (добыча, транспорт и распределение природного газа, компрессорные станции газлифта и сайклинг процесса и др.), в наибольшей мере соответствуют рассмотренным критериям.

В связи с этим данные отрасли являются основными среди возможных областей применения данных пневмоагрегатов.

Эффективным является использование струйно-реактивных пневмоагрегатов на газораспределительных станциях и пунктах в блоках редуцирования газа. При таком применении агрегат используется одновременно в качестве турбодетандера для управляемого редуцирования газа с получением механической работы на валу, которая может быть преобразована в электрическую энергию или использована непосредственно для привода различных устройств и механизмов.

На основе СРРМ могут быть созданы турбокомпрессорные агрегаты для систем подготовки импульсного воздуха на газоконпрессорных станциях. При этом в качестве рабочего тела для них 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 за счет малого момента инерции ротора. В настоящее время пневматические микро-двигатели 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.

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

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, 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 [104, 106].

Во «ВНИИКомпрессормаш» был создан опытный образец струйно-реактивного турбопривода (СРТП), основными частями которого являются струйно-реактивный пневмодвигатель (СРД) и винтокулисный передаточный механизм. СРТП, в свою очередь, состоит из струйно-реактивной турбины (СРТ) и зубчатого редуктора, испытания которых были проведены на модельном стенде и в составе шарового крана (рисунок 1.5)[11, 109, 110].

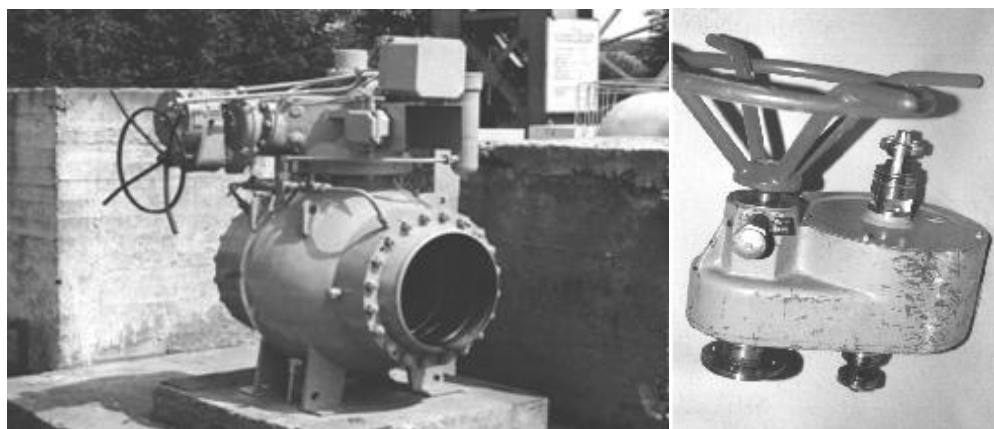


Рисунок 1.5 - Кран шаровый DN 500 PN 80 со струйно-реактивным приводом

Пневматический (газовый) СРТП имеет ряд преимуществ перед другими типами пневматических приводов: простота конструкции, высокая надежность, лучшие массогабаритные показатели, отсутствие масла как рабочего тела.

Создан опытный образец (рисунок 1.6) турбодетандер-электрогенераторного пневмоагрегата на базе СРРМ мощностью 100 кВт ТДА-СРТ-100/130-5,5/0,6ВРД для газораспределительных станций. Данный образец установлен на "ГРС-1 Сумы" Сумского ЛПУ МГ, Украина.



Рисунок 1.6 - Агрегат ТДА-СРТ-100/130-5,5/0,6ВРД на "ГРС-1 Сумы"

Процесс разработки базировался на использовании современных трёхмерных компьютерных систем проектирования и проведением в широком объёме комплекса экспериментально-исследовательских работ. Газодинамические расчёты проводились по разработанной математической модели на основе одномерного адиабатного течения [4,5,105], а также с использованием численного моделирования течения в современных системах вычислительной гидрогазодинамики.

Агрегат предназначен для выработки электроэнергии на режиме работы в параллель с внешней электросетью газораспределительных станций путём утилизации энергии давления природного газа при его редуцировании за счёт



расширения в струйно-реактивной машине и преобразования в механическую работу на валу электрогенератора.

В состав ТДА-СРТ-100 входят:

а) модуль ТДА-СРТ полной заводской готовности со смонтированным и обвязанным вспомогательным оборудованием, приборами и датчиками автоматики, контроля и защит. Состав модуля ТДА-СРТ включает:

1) турбодетандер на базе струйно-реактивной турбины, содержащий:

- ротор струйно-реактивной турбины в корпусе, который консольно установлен на скоростных радиально-упорных шариковых подшипниках, разгруженных от осевой силы;

- регулируемое подводящее сопло (входит в состав СРТ), выполненное в виде регулятора давления прямого действия «после себя»;

- скоростную одноступенчатую зубчатую передачу (редуктор) в герметичном корпусе;

- систему концевой уплотнения;

- систему смазки редуктора и подшипников вала СРТ, принудительную форсуночную от шестеренчатого насоса с электромотором;

2) генератор переменного тока;

3) раму (для обеспечения требования модульности ТДА-СРТ);

б) система автоматического управления, контроля и защиты (САУ);

в) система силового подключения и контроля вырабатываемой электроэнергии.

Для шахтных энергетических объектов перспективной является утилизация избыточного низкопотенциального тепла путем выработки дополнительной электроэнергии. Избыточное тепло может быть в виде горячей воды как шахтных компрессорных станций, так и шахтных энергокомплексов, в виде действующих водогрейных котельных или систем охлаждения газопоршневых двигателей внутреннего сгорания, являющихся приводами электрогенераторов. Одним из перспективных направлений использования

энергии горячей воды, является создание реактивных гидропаровых турбин, которые позволяют преобразовать тепловую энергию горячей воды с температурой 90–180 °С в механическую или электрическую энергии и могут использоваться в качестве приводного модуля [111-117].

В заключении следует отметить, что рассмотренные в данном анализе несколько направлений СРРМ не охватывают все возможные области ее применения. В каждом конкретном случае необходимо проводить более глубокий анализ.

### **1.7 Исследования и наработки в области струйно–реактивных расширительных машин**

Прообразом струйно-реактивной расширительной машины является изобретенное в 1750г. венгерским ученым Сегнером турбинное колесо, названное в его честь.

Теория СРРМ рассмотрена в ряде работ [40,114-119], где исследованы изоэнтропный процесс течения газа в проточной части, влияние различных геометрических параметров на момент на валу турбины без учета момента аэродинамического сопротивления вращению и характеристики СРРМ; при этом рассматривается идеальная турбина без утечек, потерь в газовом тракте и потерь от вращения ротора в окружающей среде. В работе [115] определен КПД, но при этом не было учтено взаимное влияние плеч ротора СРРМ при вращении, утечки газа, потери энергии в газовом тракте ротора от возможных скачков уплотнений. В работах [118, 119] рассмотрены основные (укрупненные) вопросы, связанные с математической моделью газодинамики расширительной машины и расчетом характеристик. В силу ограниченности объема статей [118, 119], подаваемых в печатные издания, представлены только основные формулы, характеризующие процесс, без детальных акцентов.

В области струйно–реактивной турбины ведутся исследования различных конструкций и внедрение их в промышленность. В патенте [120] предложена конструкция турбины, схема которой представлена на рисунке 1.7.

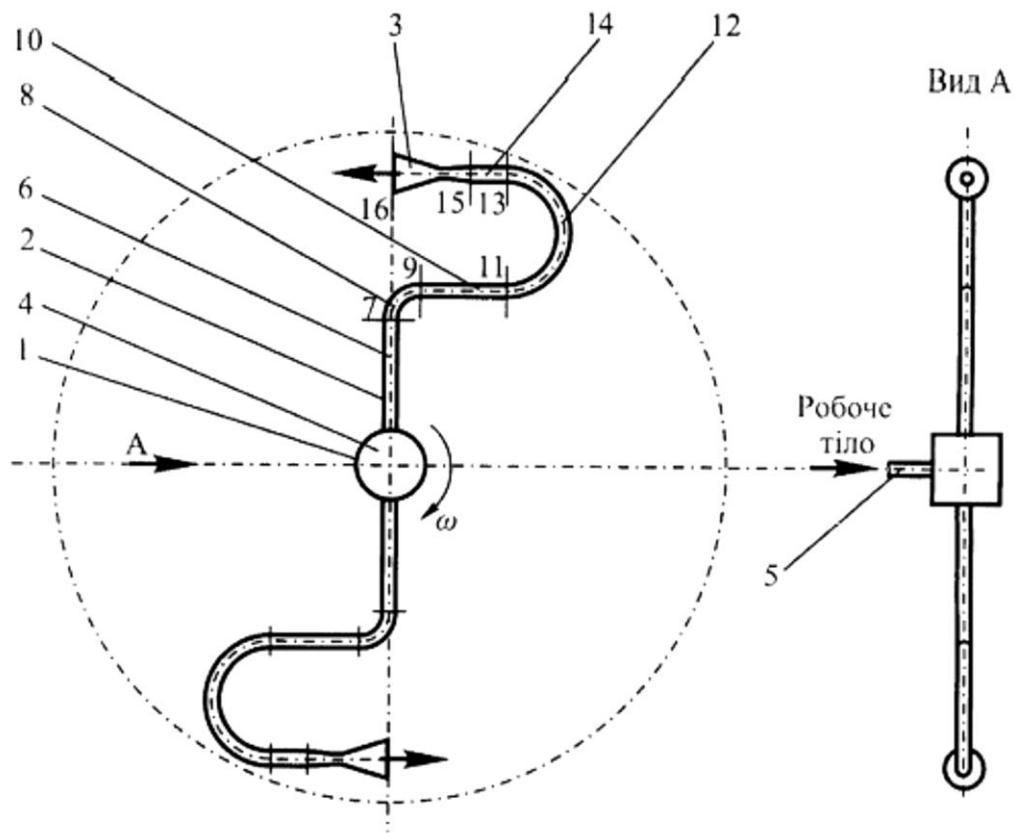


Рисунок 1.7 - Схема струйно-реактивной турбины

Реактивная турбина содержит ротор 1 с каналами 2 подвода рабочего тела к соплам 3, причем каналы присоединены к узловой полости 4, расположенной на валу 5 турбины. Сами каналы состоят из прямолинейного радиального участка 6, соединенный с ним вход 7, криволинейного участка 8, выхода 9, который соединен, с помощью вставки 10 с входом 11, дополнительного криволинейного участка 12, выхода 13, который соединен с помощью вставки 14 с входом 15 сопла 3 и выхода 16.

В патенте [121] предложена конструкция турбины, схема которой представлена на рисунке 1.8.

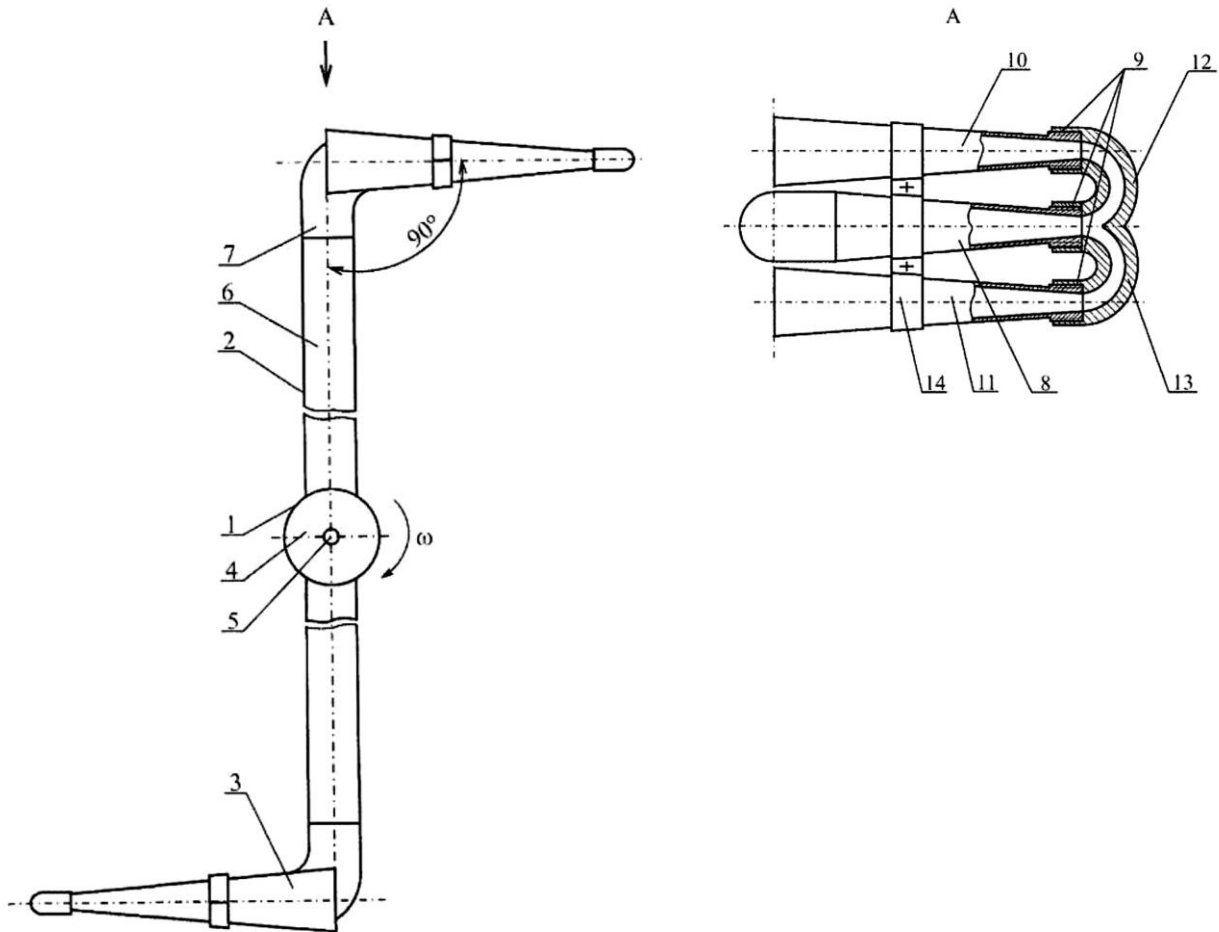


Рисунок 1.8 - Схема струйно-реактивной турбины

Реактивная турбина содержит ротор 1 с каналами 2 подвода рабочего тела к соплам 3, причем каналы присоединены к узловой полости 4, расположенной на валу 5 турбины. Каналы состоят из прямолинейного радиального участка 6, выход которого соединен с входом криволинейного участка 7, выход которого ориентирован по направлению вращения ротора турбины и соединен с входом сужающейся части 8 сопла 3. Далее расширяющиеся части 10 и 11 сопла 3 закреплены с помощью резьбового соединения 9 с криволинейными каналами 12 и 13, выпуклые стороны которых обращены в сторону вращения 5 ротора 1 турбины, при этом выходы частей, расширяющиеся 10 и 11 сопла 3 ориентированы против направления вращения ротора турбины. Части 10 и 11 сопла 3 соединены хомутом 14.

Рассмотренные патенты [118-125] по реактивным турбинам свидетельствуют об интересе к данному типу турбин в качестве пневмоагрегатов в различных установках.

В свете научно-технического и компьютерного прогресса, а также учитывая современные тенденции в области проведения численных экспериментов, с применением программно-вычислительных комплексов (FLOWVISION, ANSYS CFX и др.) необходимо исследование течения газа в проточной части СРТ с помощью данных комплексов. Такое направление уже является перспективной альтернативой физическому эксперименту.

### **1.8 Цель и задачи исследования**

После проведенного литературного анализа по теме диссертации определены цель работы и задачи, которые необходимо решить для достижения поставленной цели.

Учитывая важность и актуальность решения проблемы энергосбережения, целью работы является развитие теории рабочего процесса и совершенствование характеристик струйно-реактивной турбины для пневмоагрегатов в системах редуцирования газа.

Задачи исследования:

- обосновать целесообразность применения расширительной машины струйно-реактивной типа и агрегатов на ее основе в качестве утилизирующих установок в системах редуцирования давления;
- установить характер и особенности процессов, протекающих в расширительной машине, а также усовершенствовать математическую модель течения газа в проточной части расширительной машины с втулкой-диффузором на входе в рабочее колесо;
- провести экспериментальные исследования струйно-реактивного пневмоагрегата, с целью получения характеристик и определения факторов, влияющих на его работу;

- провести численные исследования струйно-реактивного пневмоагрегата с помощью вычислительных программных комплексов, с целью отработки методики расчета течения газа и сравнения с экспериментальными данными;
- разработать рекомендации, направленные на обеспечение работы пневмоагрегата в зоне максимальной эффективности по результатам физических и численных экспериментов.

## **1.9 Выводы**

В результате выполненного литературного обзора по состоянию проблемы энергосбережения на сегодняшний день, необходимо отметить следующее:

- проблема энергосбережения является общемировой, о чем свидетельствует создания различных программ по повышению энергоэффективности, оптимизации энергопотребления, рационального использования энергоресурсов и т.д. во всем мире;
- огромный потенциал для решения проблемы энергосбережения заложен в утилизации вторичных энергоресурсов. В Украине актуальным является вопрос использования потенциальной энергии избыточного давления газов и паров во всех отраслях промышленности, особенно газовой и химической;
- принимая во внимание, что наблюдается непрерывное увеличение потребления газа в мире, а также повышенные экологические требования к действующим и создаваемым энергетическим объектам, можно прийти к выводу о необходимости разработки и внедрения утилизирующих установок в различных отраслях промышленности;
- для газовой промышленности Украины, в частности газораспределительных станций и пунктов, перспективным является создание струйно-реактивных пневмоагрегатов мощностью до 500 кВт, которые позволят преобразовать эксергию сжатых газов в электроэнергию. Это даст

возможность получать и использовать огромное количество МВт дармовой (бросовой) энергии;

- для качественного использования струйно-реактивных пневмоагрегатов газораспределительной станции необходимо исследование рабочего процесса, режимов работы, а также факторов, влияющих непосредственным образом на характеристики, что и сделано в данной диссертационной работе;

В заключении следует отметить, что рассмотренные в данном анализе несколько направлений СРРМ (медицина, газовая и химическая промышленности) не охватывают все возможные области ее применения. В каждом конкретном случае необходимо проводить более глубокий анализ эффективности применения этих пневмоагрегатов.

## 2 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА СТРУЙНО-РЕАКТИВНЫХ ПНЕВМОАГРЕГАТОВ

### 2.1 Математическая модель течения газа в проточной части струйно-реактивной расширительной машины

Своеобразие газодинамической схемы СРРМ с запирающим входом газового тракта ротора сверхзвуковой струей [103] и, соответственно, отсутствие прикладной теории и методов газодинамических расчётов, обусловили необходимость разработки математической модели газодинамики течения газа.

Основной целью математического моделирования газодинамики СРРМ является численный анализ влияния геометрии элементов газового тракта (ГТ) (в основном соотношений площадей критических сечений ПС, ТС и проходного сечения входного диффузора), на процесс течения и потери энергии в элементах ГТ; решение задачи оптимизации по критерию минимума этих потерь или максимума коэффициента восстановления полного давления ( $\sigma$  - коэффициент восстановления полного давления по всему ГТ) с определением газодинамических параметров в контрольных сечениях и параметров пускового режима. Задача оптимизации решается с учётом реальных конструкторско-технологических ограничений.

Параметрами пускового режима СРРМ являются реактивная тяга ТС ( $P$ ) и пусковой крутящий момент ( $Mn$ ), а также их удельные величины, получаемые отнесением к массовому расходу рабочего тела через ПС ( $P_{уд} = P/G_{nc}$  и  $Mn_{уд} = Mn/G_{nc}$ ). Удельная тяга, как это принято в теории ракетных двигателей, характеризует эффективность получения реактивной силы тяги в процессе преобразования потенциальной энергии рабочего тела в кинетическую энергию струи, истекающей из сопла. Оптимизация по критерию максимума  $\sigma$  приводит к максимуму  $P_{уд}$ .



Математическая модель построена на решении прямой задачи газодинамики, т.е. рассчитывается течение по газовому тракту заданной геометрии, но с итерационным варьированием геометрии и её оптимизацией.

Течение газа в проточной части СРРМ (с наличием сверхзвуковой нерасчётной (недорасширенной) струи на выходе из ПС, переходом на дозвуковую скорость через скачок(ки) уплотнения, течением с сопротивлением в диффузоре и в цилиндрических участках) возможно смоделировать с помощью одномерной теории газодинамики [44], при этом было сделано предположение, что газовый тракт машины имеет постоянное сечение от входа в ротор до входа в ТС. Для описания течения газа в этом случае можно применить теорию адиабатного течения газа в цилиндрической трубе с трением.

За основные контрольные сечения приняты:

- 0 - вход в питающее сопло;
- 1 - вход в газовый тракт ротора;
- 2 – вход в ТС;
- кр.п – критическое сечение питающего сопла;
- кр.т – критическое сечение тягового сопла.

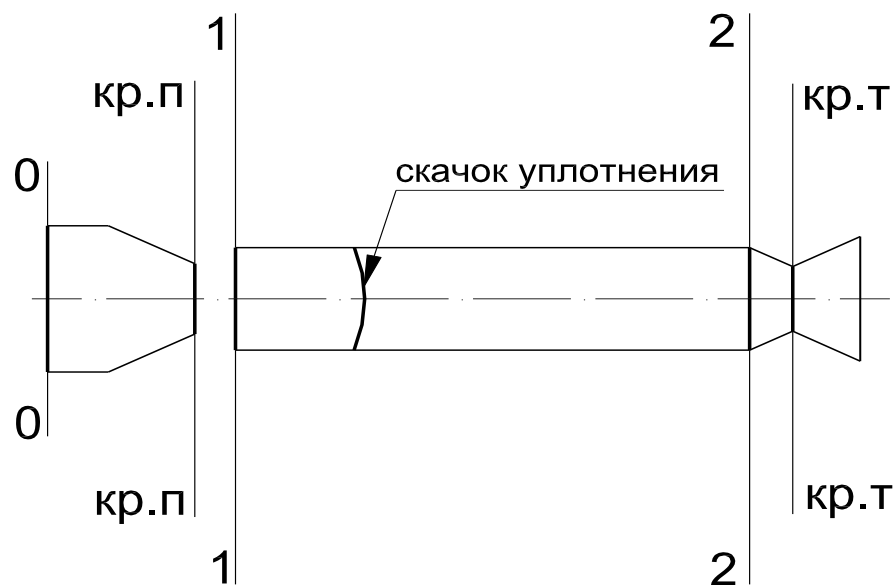


Рисунок 2.1 - Принципиальная схема с контрольными сечениями

Адиабатическое течение газа в цилиндрическом элементе ГТ (трубе постоянного сечения) с сопротивлением (трением) без теплообмена с внешней средой в одномерной теории описывается следующей системой уравнений [44,126].

Уравнение неразрывности ( $Gm=const$ ,  $F=const$  - площадь сечения трубы)

$$\rho w = const,$$

где  $\rho$  - плотность газа;

$w$  - скорость газа,

или в дифференциальной форме

$$\frac{d\rho}{\rho} = -\frac{dw}{w}. \quad (2.1)$$

Дифференциальное уравнение состояния

$$dp = R(\rho dT + Td\rho), \quad (2.2)$$

где  $R$  - газовая постоянная.

Из уравнений (2.1) и (2.2) получаем

$$\frac{dp}{\rho} = RdT - RT \frac{dw}{w}. \quad (2.3)$$

Используя уравнение сохранения энергии (Бернулли) в дифференциальной форме

$$\frac{dp}{\rho} + w^2 \frac{dw}{w} + dL_{mp} = 0,$$

где  $dL_{mp}$  - элементарная работа сил трения (сопротивления)

и выражение для скорости звука

$$a^2 = kRT,$$

преобразуем выражение (2.3) к виду

$$RdT + \left( w^2 - \frac{a^2}{k} \right) \frac{dw}{w} + dL_{mp} = 0. \quad (2.4)$$

Ввиду того, что процесс энергетически изолирован, полная температура потока вдоль трубы не изменяется  $T^* = const$ . Это приводит к уравнению

$$T^* = T + \frac{c^2}{2c_p} = T + \frac{(k-1)c^2}{2kR} = const.$$

В дифференциальной форме

$$dT^* = dT + \frac{w^2}{c_p} \frac{dw}{w} = 0,$$

$$RdT = -\frac{k-1}{k} w^2 \frac{dw}{w} \quad (2.5)$$

Подставив уравнение (2.5) в (2.4) получим

$$(M^2 - 1) \frac{dw}{w} = -\frac{k}{a^2} dL_{mp}, \quad (2.6)$$

где  $M$  - число Маха.

Поскольку  $dL_{mp} > 0$ , то согласно (2.6) под влиянием трения дозвуковой поток ( $M < 1$ ) ускоряется ( $dw > 0$ ), а сверхзвуковой ( $M > 1$ ) - замедляется ( $dw < 0$ ). Непрерывный переход через скорость звука при воздействии только трением невозможен.

В СРТ конкретной рассматриваемой схемы течение газа на входе в газовый тракт ротора всегда сверхзвуковое ( $M > 1$ ). Далее возможны режимы течения со сверхзвуковой скоростью вплоть до выхода из газового тракта или с возникновением в некотором месте газового тракта скачка(ов) уплотнения и переходом на дозвуковую скорость, в ТС опять происходит переход на сверхзвук. Определение оптимальных режимов течения также является задачей математического моделирования.

Элементарная работа сил трения в (2.6) может быть представлена в виде

$$dL_{\text{тр}} = \xi \frac{w^2}{2} \frac{dx}{D_{\text{тр}}}, \quad (2.7)$$

где  $\xi$  - коэффициент трения в газовом тракте;

$dx$  и  $D_{\text{тр}}$  - элементарная длина и диаметр газового тракта.

Поскольку  $T^* = \text{const}$ , то  $w_{\text{кр}} = a_{\text{кр}} = \text{const}$ , значит

$$\frac{dw}{w} = \frac{d\lambda}{\lambda},$$

где  $\lambda$  - коэффициент скорости (безразмерная скорость).

Тогда при использовании связи  $\lambda$  и  $M$  получается дифференциальное уравнение

$$\left( \frac{1}{\lambda^2} - 1 \right) \frac{d\lambda}{\lambda} = \frac{k}{k+1} \xi \frac{dx}{D_{\text{тр}}}. \quad (2.8)$$

Полученное уравнение (2.8) позволяет установить количественную связь между изменением скорости и длиной газового тракта.

При  $\xi = \text{const}$  проинтегрируем уравнение (2.8) от сечения 1-1 до сечения 2-2 (см. рисунок 2.1)

$$\frac{1}{\lambda_1^2} - \frac{1}{\lambda_2^2} - \ln \frac{\lambda_2^2}{\lambda_1^2} = \frac{2k}{k+1} \xi \frac{x_2}{D_{\text{тр}}}. \quad (2.9)$$

Преобразуем уравнение (2.9) к виду

$$\varphi(\lambda_1) - \varphi(\lambda_2) = \chi, \quad (2.10)$$

где  $\varphi(\lambda)$  - вспомогательная функция:

$$\varphi(\lambda) = \frac{1}{\lambda^2} + 2 \ln \lambda \quad (2.11)$$

$\chi$ - приведенная длина трубы:

$$\chi = \frac{2k}{k+1} \xi \frac{x}{D_{mp}}. \quad (2.12)$$

Уравнение (2.10) в теории адиабатного течения в трубах с трением является одним из основных и определяет режим течения при сравнении приведенной длины трубы с критической приведенной длиной, соответствующей звуковому истечению  $\varphi(\lambda_2) = 1$ .

Из полученного уравнения (2.10) следует ряд выводов для сверхзвукового течения газа на входе (т.е.  $\lambda_1 > 1$ ), которые необходимо отметить:

- если приведенная длина  $\chi < \chi_{кр}$ , то на выходе из трубы тоже будет сверхзвуковой поток, т.е.  $\lambda_2 > 1$ ;
- если приведенная длина  $\chi = \chi_{кр}$ , то на выходе из трубы поток будет со звуковой скоростью, т.е.  $\lambda_2 = 1$ ;
- если приведенная длина  $\chi > \chi_{кр}$ , то возникает скачок уплотнения на некотором расстоянии от входа, после которого поток движется с дозвуковой скоростью.

Сверхзвуковой вход потока в ГТ (необходимое условие для СРРМ принятой схемы) возможен только при определенной величине располагаемого отношения давлений

$$P_0 = \frac{P_1^*}{P_{oc}},$$

где  $p_{oc}$  - давление окружающей среды куда происходит истечение.

Поскольку для адиабатного течения полная температура в потоке не меняется  $T_0^* = \text{const}$  то уравнение неразрывности  $G = \text{const}$  при  $F_{mp} = \text{const}$  (площадь сечения тракта) приводит к соотношению давлений в начале и конце тракта (из уравнения неразрывности) [44]:

$$y(\lambda_2) = \frac{p_1^*}{p_2} q(\lambda_1), \quad (2.13)$$

где  $y(\lambda_2)$  - газодинамическая функция, связывающая параметры потока на входе со статическим давлением на выходе;

$q(\lambda)$  - газодинамическая функция приведённого расхода;

$\lambda_1, \lambda_2$  - коэффициент скорости (безразмерная скорость) на входе и выходе из тракта соответственно.

При  $p_2 = p_{oc}$  уравнение (2.13) имеет вид

$$y(\lambda_2) = \pi_0 \cdot q(\lambda_1). \quad (2.14)$$

Необходимо отметить, что система уравнений (2.10) и (2.14) полностью описывает адиабатное течение газа с трением в трубе постоянного сечения при определенном отношении давлений.

Прямой скачок уплотнения описывается уравнением

$$\lambda_{ск1} \cdot \lambda_{ск2} = 1, \quad (2.15)$$

где  $\lambda_{ск1}$  - коэффициент скорости перед скачком;

$\lambda_{ск2}$  - коэффициент скорости за скачком.

Течение со скачком характеризуется торможением потока до  $\lambda_{ск1} > 1$ , переходом на дозвуковую скорость посредством скачка  $\lambda_{ск2} < 1$ , увеличением скорости потока до  $\lambda_2$ . Если располагаемое отношение давлений больше критического  $\Pi_0 \geq \Pi_{0кр}$  для трубы с конкретным  $\chi$ , то из трубы происходит звуковое истечение  $\lambda_2 = 1$ . Уменьшение  $\Pi_0$  приводит к смещению скачка уплотнения к входному сечению. При некотором минимальном значении располагаемого отношения давления скачок оказывается во входном сечении и течение со сверхзвуковым входом  $\lambda_1 > 1$  невозможно.

Из уравнения (2.9) коэффициент скорости перед скачком уплотнения и его место положения определяется выражением

$$\frac{1}{\lambda_1^2} - \frac{1}{\lambda_{ск1}^2} - \ln \frac{\lambda_{ск1}^2}{\lambda_1^2} = \chi_{ск}, \quad (2.16)$$

где  $\chi_{ск} = \frac{2\kappa}{\kappa+1} \xi \frac{x_{ск}}{D_{тр}}$  - приведенная длина участка до скачка

уплотнений.

Использование уравнения (2.10) приводит к основному уравнению, описывающему процесс течения со скачком

$$\Phi(\lambda_{ск1}) = \chi - \varphi(\lambda_1) + \varphi(\lambda_2), \quad (2.17)$$

где  $\Phi(\lambda)$  - вспомогательная функция, определяемая выражением в общем виде

$$\Phi(\lambda) = \varphi\left(\frac{1}{\lambda}\right) - \varphi(\lambda) = \lambda^2 - \frac{1}{\lambda^2} - 4 \ln \lambda. \quad (2.18)$$

На базе этих основных уравнений и зависимостей одномерной теории адиабатного течения разработана математическая модель газодинамики СРТ для неподвижного ротора, реализованная в программно-вычислительном комплексе с помощью компьютера.

Коэффициент восстановления полного давления на участке 1-2 характеризует потери полного давления на данном участке

$$\sigma_{1-2\Box} = \frac{p_{2\Box}^*}{p_1^*}, \quad (2.19)$$

где  $p^*$  - полное давление.

По проведенным расчетам, на рисунке 2.2 представлены графики зависимостей изменения коэффициента восстановления полного давления

( $\sigma$ ) по длине цилиндрического участка модельной СРТ при разных значениях коэффициента скорости ( $\lambda_m$ ) на входе в участок. Основной задачей проведенного анализа является оценка влияния различных скоростей газа на входе в тракт на коэффициент восстановления полного давления, что позволит эффективно (т.е. с наименьшими потерями) организовать течение газа внутри СРТ. Из рисунок 2.2 видно, что чем меньше сверхзвуковая скорость на входе в газовый тракт ротора, тем меньше потери полного давления и наоборот.

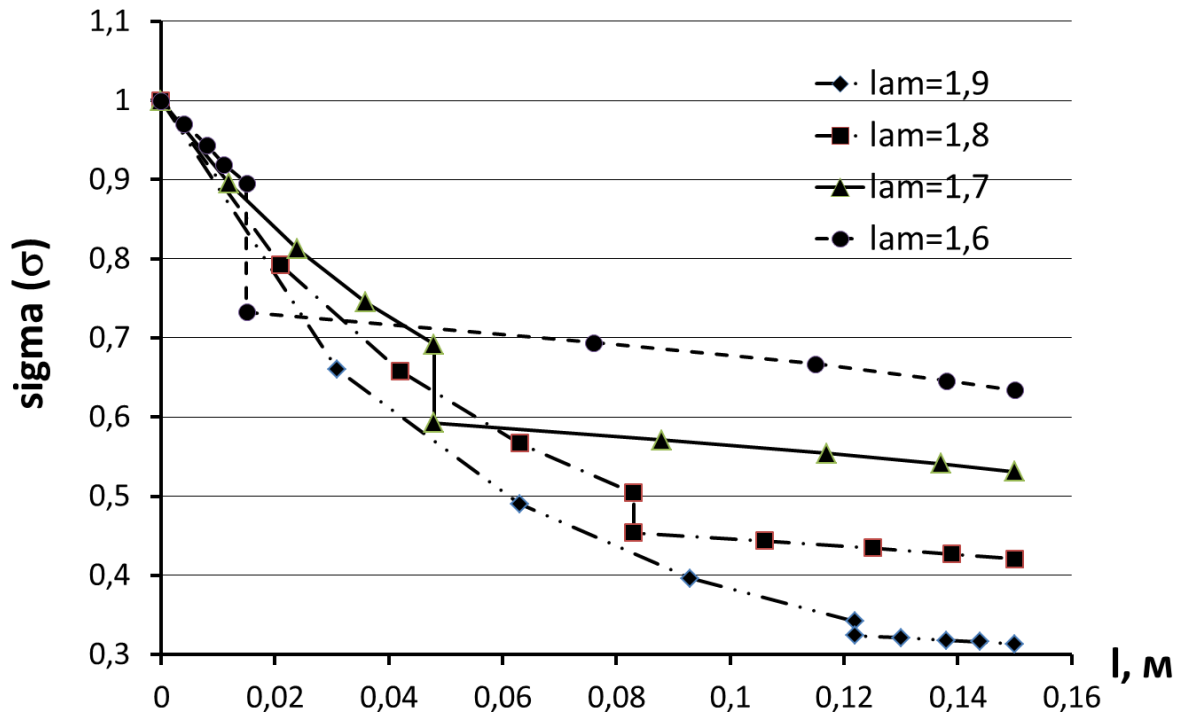


Рисунок 2.2 - Изменения коэффициента восстановления полного давления ( $\sigma$ ) по длине цилиндрического участка при разных значениях коэффициента скорости ( $\lambda_m$ ) на входе

Расчеты показывают, что с энергетической точки зрения для течения в газовом тракте с обязательной сверхзвуковой скоростью на входе наиболее выгодным является течение с расположением скачка непосредственно после входа. При этом потери полного давления будут наименьшими (рисунок 2.2), что достигается при конкретных соотношениях конструктивных (геометрических) параметров элементов ГТ, определяемых в процессе численного моделирования.



Величина коэффициента восстановления полного давления определяется потерями на трение по длине газового тракта, а также на скачке(ах) уплотнения. В свою очередь эти потери определяются геометрией газового тракта и режимом течения, который сам зависит от геометрии газового тракта, т.е. круг замыкается, что приводит к итерационному алгоритму решения задачи.

Уравнение (2.10) описывает процесс течения между двумя любыми контрольными сечениями трубы, поэтому его можно использовать и для течения в газовом тракте ротора СРТ, а именно в цилиндрической части втулки – диффузора и в радиальных сопловых трубках ротора.

Общий алгоритм расчета течения по ГТ ротора СРТ построен на разбиении канала ГТ на участки с постоянным сечением (входной цилиндрический участок втулки-диффузора и радиальные сопловые трубки ротора). Течение на каждом участке описывается выше рассмотренными основными уравнениями, обеспечивающими расчет сверхзвукового течения с возникновением прямого скачка уплотнения в определённом месте и дозвуковым течением после него. Потери в расширяющейся части втулки-диффузора, питающем и тяговых соплах, учитываются коэффициентами восстановления полного давления в этих элементах. В процессе расчета течения на участках ведется стыковка параметров на краях смежных участков (сечение входа в диффузор, сечение входа в расширяющуюся часть диффузора, сечение выхода из диффузора, сечение перед ТС) с проверкой физической реальности течения по положению скачка уплотнения и располагаемому перепаду давления на участке. По своей сути алгоритм математической модели течения в ГТ ротора СРТ сводится к краевой задаче с итерационным её решением.

По полученным формулам были проведены исследования, которые показали, что максимальная эффективность СРРМ получается при положении скачка уплотнения в цилиндрическом участке и в непосредственной близости

ко входу в ротор. По результатам расчетов предложена новая конструктивная схема с втулкой – диффузором, которая является изобретением [103].

## 2.2 Расчет характеристик струйно-реактивной расширительной машины

В данном разделе приведена математическая модель расчета характеристик СРТ, в основе которой заложены расчетные зависимости, приведены в статье [127]. В работе [127] изложена методика расчета характеристик турбины с учетом следующих допущений:

1. Коэффициент сжимаемости газа  $z = 1$ , т.е. заложена модель идеального (совершенного) газа.
2. Изоэнтропный процесс течения в питающем и тяговом соплах.
3. Поперечное сечение среза ТС лежит в радиальной плоскости, а расстояние от центра этого сечения до оси вращения колеса равно  $D/2$ .

В термодинамике используется термин «сжимаемость газа». Понятие сжимаемости связывается с отклонением свойств реальных газов от идеальных, а именно с неподчинением реальных газов уравнению Клапейрона ( $p\nu=RT$ ), что учитывается коэффициентом сжимаемости  $z = p\nu/RT$ .

В трудах Епифановой В.И. [128] вводится и используется для расчета расширительных машин понятие «идеализированный газ», т.е. модель газа, которая учитывает свойства реального газа приближенно.

Для реальных газов существует множество различных форм уравнения состояния, с различной степенью точности отражающих связь между параметрами  $p$ ,  $\rho$  и  $T$ . Естественно, что чем проще структура такого уравнения, тем более приближенным оно является. Сложные по форме уравнения более точны, однако мало пригодны для широкого применения в расчетной практике.

В работе [128] приведен анализ процесса изоэнтропийного расширения газа в турбодетандере высокого давления от начального  $P=150\div 200$  бар и температуры  $T=280$  К, который протекает при изменяющемся в пределах 10-

12% коэффициенте сжимаемости. Для нашего случая, когда СРРМ используется как детандер в системах ГРС и ГРП, проведен анализ величины коэффициента сжимаемости. При давлениях транспортируемого газа  $P=3,0\div 5,0\text{ МПа}$  и температурах  $T= 253\div 313 \text{ бар}$  коэффициент сжимаемости находится в пределах 0,9. После расширения ( $P=2\div 5 \text{ бар}$ ) коэффициент сжимаемости составляет порядка 0,97, т.е. среднее значение составляет 0,935.

Исходя из этого, для изоэнтروпийного процесса введем в математическую модель расчета характеристик СРРМ постоянный коэффициент сжимаемости, равный среднему для рассматриваемого процесса значению  $z= z_{cp}$ , что позволит уточнить существующую методику расчета характеристик СРРМ [127]. Это значит, что в настоящей методике модель идеального газа заменим на модель идеализированного газа.

Целью настоящей методики является расчет характеристик СРРМ на основе которых может быть проведен анализ влияния основных геометрических и газодинамических параметров, определяющих режим работы машины, на ее эффективность (КПД), момент и мощность на валу. Предусмотрена возможность оценки влияния основных термогазодинамических и геометрических параметров на характеристики машины.

Исходными данными для расчета являются следующие параметры:

- полное давление на входе в турбину (перед ПС) –  $P_n^*$ , Па;
- полная температура на входе в турбину (перед ПС) –  $T_n^*$ , К;
- барометрическое давление –  $P_{окр.сп.}$ , Па;
- удельная газовая постоянная -  $R$ , Дж/(кг·К);
- показатель адиабаты (изоэнтропы) газа -  $k$ ;
- одномерный массив чисел оборотов вала турбины –  $n_T$ , об/мин;
- диаметр плеч ротора СРТ –  $D$ , м;
- коэффициент утечек –  $\alpha_{yt}$ ;
- коэффициент аэродинамического сопротивления –  $K_{с.в.}$ , кг·м<sup>2</sup>.

Геометрические параметры  $d_{кр.н}$ ,  $d_{ср.т}$ ,  $d_{кр.т}$  и  $D$  принимаются по результатам расчета пускового режима работы по математической модели. Величины  $\alpha_{yt}$  и  $K_{с.в.}$  принимаются по результатам экспериментальных исследований.

Расчет проводился при следующих допущениях:

- модель идеализированного газа  $z = z_{ср}$ , где  $z_{ср}$  – это среднее значение коэффициента сжимаемости от входа в ПС до выхода из ТС;
- изоэнтропный процесс течения в питающем и тяговом соплах;
- поперечное сечение среза ТС лежит в радиальной плоскости, а расстояние от центра этого сечения до оси вращения колеса равно  $D/2$ .

Степень понижения давления в СРТ [127]

$$\pi_{ср.т} = \frac{P_n^*}{P_{окр.ср.}}$$

Изоэнтропная ( располагаемая) работа расширения 1 кг газа в СРТ

$$h_s = \frac{k}{k-1} zRT_n^* \left[ 1 - \left( \frac{P_{окр.ср.}}{P_n^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \quad (2.20)$$

Расход газа через ПС

$$G_n = \frac{m_G P_n^* f_{кр.н}}{\sqrt{zRT_n^*}}, \quad (2.21)$$

$$\text{где } m_G = \sqrt{k \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}};$$

$f_{кр.н}$  - площадь критического сечения питающего сопла, м<sup>2</sup>

$$f_{кр.п} = \frac{\pi d_{кр.п}^2}{4} 10^{-6}$$

Скорость газа, соответствующая изоэнтропной работе расширения

$$C_s = \sqrt{2h_s} \quad (2.21)$$

Скорость течения газа при пусковом режиме (т.е. без вращения,  $n=0$ ) на срезе тягового сопла

$$(C_{ср.м})_{n=0} = (\lambda_{ср.м})_{n=0} \cdot (a_{кр.ср.м})_{n=0}, \quad (2.22)$$

где  $(\lambda_{ср.м})_{n=0}$  - коэффициент скорости (безразмерная скорость) потока газа на срезе тягового сопла на пусковом режиме; определяется методом итераций из выражения

$$q(\lambda_{ср.м})_{n=0} = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot (\lambda_{ср.м})_{n=0} \cdot \left[1 - \frac{k-1}{k+1} (\lambda_{ср.м})_{n=0}^2\right]^{\frac{1}{k-1}}, \quad (2.23)$$

где  $q(\lambda_{ср.м})_{n=0}$  - газодинамическая функция приведенного расхода

$$q(\lambda_{ср.м})_{n=0} = f_{кр.м} / f_{ср.м} = (d_{кр.м} / d_{ср.м})^2, \quad (2.24)$$

$(a_{кр.ср.м})_{n=0}$  - критическая скорость при пусковом режиме на срезе тягового сопла

$$(a_{кр.ср.м})_{n=0} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} \cdot z \cdot R \cdot (T_{ср.м}^*)_{n=0}} \quad (2.25)$$

где  $(T_{ср.м}^*)_{n=0}$  - полная температура потока газа на срезе тягового сопла; при  $n=0$  об/мин для энергоизолированного процесса  $(T_{ср.м}^*)_{n=0} = T_n^*$ , т.е.

$$(a_{кр.ср.м})_{n=0} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} \cdot z \cdot R \cdot T_n^*} \quad (2.26)$$

Скорость газа на срезе тягового сопла в относительном движении

$$W_{ср.м} = \lambda_{W_{ср.м}} \cdot a_{кр.W_{ср.м}}, \quad (2.27)$$

где  $\lambda_{W_{ср.м}}$  - безразмерная скорость потока газа на срезе тягового сопла в относительном движении; определяется аналогично  $(\lambda_{ср.м})_{n=0}$ , где  $q(\lambda_{W_{ср.м}}) = q(\lambda_{ср.м})_{n=0}$ , и, следовательно,  $\lambda_{W_{ср.м}} = (\lambda_{ср.м})_{n=0}$ ;

$a_{кр.W_{ср.м}}$  - критическая скорость на срезе тягового сопла в относительном движении:

$$a_{кр.W_{ср.м}} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} \cdot z \cdot R \cdot T_{W_{ср.м}}^*} \quad (2.28)$$

где  $T_{W_{ср.м}}^*$  - полная температура потока газа на срезе тягового сопла в относительном движении; определяется из уравнения сохранения энергии в относительном движении между сечениями на входе во втулку-диффузор и срезе тягового сопла [129]:

$$T_{W_{ср.м}}^* = T_n^* + \frac{U^2}{2c_p} = T_n^* + \frac{k-1}{2kR} U^2 \quad (2.29)$$

где  $c_p$  – удельная изобарная теплоемкость газа;

$U$  – окружная скорость газа на срезе тягового сопла (при этом центр среза ТС расположен на расстоянии  $D/2$  от оси вращения)

Тогда

$$\begin{aligned}
W_{cp.m\Box} &= (\lambda_{cp.m\Box})_{n=0} \sqrt{\frac{2k}{k+1} zR \left( T_n^* + \frac{k-1}{2kR} U^2 \right)} = (\lambda_{cp.m\Box})_{n=0} \sqrt{(a_{кр.ср.м\Box})_{n=0}^2 + z \frac{k-1}{k+1} U^2} = \\
&= \sqrt{(C_{cp.m\Box}^2)_{n=0} + z \frac{k-1}{k+1} (\lambda_{cp.m\Box}^2)_{n=0} U^2}. \quad (2.30)
\end{aligned}$$

Абсолютная скорость газа на срезе тягового сопла

$$C_{ср.м} = W_{ср.м} - U. \quad (2.31)$$

Расход газа через тяговое сопло

$$G_m = G_n \cdot (1 - \alpha_{ym}), \quad (2.32)$$

где  $\alpha_{ym}$  - коэффициент утечек газа из проточной части ротора СРТ; определяется экспериментально.

Статическое давление газа на срезе тягового сопла определяется с помощью следующих зависимостей. Из уравнения неразрывности потока газа в относительном движении определяется плотность газа на срезе тягового сопла

$$\rho_{ср.м\Box} = \frac{G_{m\Box}}{f_{ср.м} W_{ср.м\Box}}. \quad (2.33)$$

Из уравнения состояния газа

$$P_{ср.м} = \rho_{ср.м} zRT_{ср.м} = \frac{G_m zRT_{ср.м\Box}}{f_{ср.м} W_{ср.м}}, \quad (2.34)$$

где  $P_{ср.м}$  - статическое давление на срезе тягового сопла;

$T_{ср.м}$  - статическая температура на срезе тягового сопла

$$T_{ср.м\Box} = T_{Wср.м}^* \cdot \tau(\lambda_{Wср.м\Box}) = T_{Wср.м}^* \left( 1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{Wср.м\Box}^2 \right). \quad (2.35)$$

Момент, который возникает при взаимодействии потока газа с элементами проточной части турбины за счёт вращения рабочего колеса

$$M_U' = G_m C_{cp.m} \frac{D}{2}. \quad (2.36)$$

Момент, который образуется за счет разности давлений на срезе тягового сопла и в окружающей среде называется моментом от нерасчётности ТС и определяется следующей зависимостью

$$M_{нер} = f_{cp.m} (P_{cp.m} - P_{окр.ср}) \frac{D}{2}. \quad (2.37)$$

Направление момента  $M_{нер}$  определяется режимом работы тягового сопла: при работе на режимах перерасширения ( $P_{ср.т} < P_{окр.ср}$ ) направление момента  $M_{нер}$  противоположно  $M_U'$ , а при работе на режимах недорасширения ( $P_{ср.т} > P_{окр.ср}$ ) направления моментов  $M_{нер}$  и  $M_U'$  совпадают.

Пользуясь терминологией, применяемой при исследовании турбомашин, окружной момент будет равен

$$M_U = M_U' + M_{нер} = \left[ G_m C_{cp.m} + f_{cp.m} (P_{cp.m} - P_{окр.ср}) \right] \frac{D}{2} = R_m \frac{D}{2}, \quad (2.38)$$

где  $R_m$  - сила тяги тягового сопла.

Исходя из того, что  $C_{cp.m} = W_{cp.m} - U$ , получим уравнение следующего вида

$$M_U = \left[ G_m (W_{cp.m} - U) + f_{cp.m} (P_{cp.m} - P_{окр.ср}) \right] \frac{D}{2} = R_W \frac{D}{2} - G_m \omega_T \frac{D^2}{4},$$

где  $R_W$  - сила тяги в относительном движении

$$R_W = G_m W_{cp.m} + f_{cp.m} (P_{cp.m} - P_{окр.ср}),$$

$\omega_T$  - угловая скорость вращения вала ротора СРТ



$$\omega_T = \frac{2U}{D} = \frac{\pi \cdot n_T}{30}.$$

Момент на валу машины

$$M_T = M_U - M_{c.в}, \quad (2.39)$$

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

$$M_{c.в} = K_{c.в} \omega_T^2,$$

где  $K_{c.в}$  - коэффициент аэродинамического сопротивления; зависит от плотности окружающей среды, наружного диаметра ротора, формы, количества и взаимного расположения трубок плеч ротора, частоты вращения вала машины и может быть определен только экспериментально.

Мощность на валу СРРМ

$$N_T = M_T \omega_T. \quad (2.40)$$

Коэффициент полезного действия расширительной машины

$$\eta_T = \frac{N_T}{G_n h_s} = \frac{N_T}{N_s}, \quad (2.41)$$

где  $N_s$  – изоэнтروпная (располагаемая) мощность СРТ.

Таким образом, получены момент, мощность и КПД СРРМ для определенного значения числа оборотов ротора турбины. Задаваясь следующими значениями по числу оборотов турбины, в итоге получим размерные характеристики СРРМ в виде зависимостей  $M_T = f(n_T)$ ,  $N_T = f(n_T)$ ,  $\eta_T = f(n_T)$ . Для получения характеристик в безразмерном виде необходимо текущие значения  $M_T$ ,  $N_T$ ,  $\eta_T$  разделить на их значения при номинальном режиме работы.

Выше получены внешние (выходные) характеристики СРРМ. При этом КПД  $\eta_T$  учитывает все потери энергии, равные разности работы идеальной (т.е. работающей с изоэнтропным расширением рабочего тела и со степенью нерасчетности тяговых сопел равной 1) и действительной работы на валу СРТ.

В теории турбомашин совершенство проточной части машины принято оценивать окружным КПД  $\eta_U$ , который в СРРМ учитывает потери энергии на трение в газовом тракте, волновые потери (потери на скачке уплотнения во втулке-диффузоре), потери с выходной скоростью и потери от газодинамической нерасчётности на срезе тягового сопла, т.е. все потери энергии кроме потерь на аэродинамическое сопротивление и потерь из-за утечек в окружающую среду

$$\eta_U = \frac{h_U}{h_s}, \quad (2.42)$$

где  $h_U$  - удельная работа на окружности (работа 1 кг газа, проходящего через тяговое сопло)

$$h_U = \frac{N_U}{G_{m\Box}}, \quad (2.43)$$

где  $N_U$  - окружная мощность, которая соответствует моменту  $M_U$

$$N_U = M_U \omega_T = (M'_U + M_{\text{нер}}) \omega_T. \quad (2.44)$$

Потери энергии из-за наличия утечек между питающим соплом и ротором турбины

$$\Delta N_{ym\Box} = \Delta G_{ym\Box} \cdot h_u. \quad (2.45)$$

В относительном выражении

$$\Delta \bar{N}_{ym} = \frac{\Delta N_{ym}}{N_s} = \frac{\Delta G_{ym} \cdot h_U}{G_n h_s} = \alpha_{ym} \eta_U. \quad (2.46)$$

Потери энергии на аэродинамическое сопротивление вращению ротора СРРМ в среде вязкого газа

$$N_{c.в} = M_{c.в} \omega_T = K_{c.в} \omega_T^3. \quad (2.47)$$

В относительном выражении

$$\alpha_{c.в} = \frac{N_{c.в}}{N_s}. \quad (2.48)$$

КПД СРРМ можно представить через полученные выше безразмерные комплексы

$$\begin{aligned} \eta_T = \frac{N_T}{N_s} &= \frac{N_U - N_{c.в}}{N_s} = \frac{G_m \cdot h_U}{G_n \cdot h_s} - \frac{N_{c.в}}{N_s} = \eta_U \frac{G_n - \Delta G_{ym}}{G_n} - \alpha_{c.в} = \\ &= \eta_U (1 - \alpha_{ym}) - \alpha_{c.в} = \eta_U - \Delta \bar{N}_{ym} - \alpha_{c.в}. \end{aligned} \quad (2.49)$$

### 2.3 Обтекание плеч рабочего колеса расширительной машины

В теории проектирования самолетов [130] рассмотрены основные аэродинамические силы, действующие на крыло при обтекании: подъемная сила, которая определяет его несущую способность и сила лобового сопротивления, характеризующая эффективность спроектированного профиля.

Поскольку тяговые консоли ротора СРРМ вращаются в среде вязкого газа, то целесообразно рассмотреть некоторые вопросы, связанные с аэродинамическим обтеканием.

При вращении вала, на тяговые консоли действует сила лобового сопротивления со стороны рабочего тела при истечении из тяговых сопел, которая характеризуется возникновением критических чисел Маха. При возникновении сверхзвуковых скоростей на профилях плеч турбины происходит торможение потока на диффузорной части профиля через скачки

уплотнения, т.е. наступает волновое сопротивление. Критическое число Маха, соответствующее началу волнового кризиса, определяется формулой [130]:

$$M_{крит} = \frac{1}{\cos \chi_c} \left[ 1 + \frac{(k+1)^{4/3}}{2} \cdot \frac{(\bar{c})^{4/3}}{\cos^{2/3} \chi_c} - \frac{(k+1)^{2/3} \cdot (\bar{c})^{2/3}}{\cos^{1/3} \chi_c} \right], \quad (2.50)$$

где:  $\chi_c$  - угол стреловидности профиля;  $\bar{c}$  - относительная толщина профиля;  $k$  - показатель адиабаты.

Действительное число Маха на тяговых консолях определяется по формуле:

$$M_D = \frac{U_R}{a} = \frac{\pi \cdot D_n \cdot n_T}{60 \cdot \sqrt{k \cdot z \cdot R \cdot T_{вых}}}, \quad (2.51)$$

где:  $U_R$ ,  $a$  - окружная скорость и скорость звука на срезе тягового сопла соответственно;  $D_n$  - диаметр периферии;  $n_T$  - частота вращения ротора;  $R$  - удельная газовая постоянная;  $T_{вых}$  - температура в корпусе пневмоагрегата.

Если по проведенным расчетам  $M_{крит} < M_D$ , то работа СРРМ на данных режимах работы находится в зоне волнового кризиса и при этом основную долю аэродинамических потерь составляют волновые потери.

При проведении дальнейших исследований необходимо обратить особое внимание на вышеописанное явление, поскольку это непосредственным образом влияет на характеристики турбины.

## 2.4 Выводы

По результатам анализа и совершенствования математической модели течения газа в пневмоагрегате, необходимо отметить следующее:

- уравнение (2.10) описывает процесс течения между двумя любыми контрольными сечениями трубы, поэтому его можно использовать и для течения в газовом тракте ротора СРТ, а именно в цилиндрической части втулки – диффузора и в радиальных сопловых трубках рабочего колеса;

- с энергетической точки зрения для течения в газовом тракте с обязательной сверхзвуковой скоростью на входе наиболее выгодным является течение с расположением скачка непосредственно после входа. При этом потери полного давления будут наименьшими (рисунок 2.2), что достигается при конкретных соотношениях конструктивных параметров элементов ГТ;

- проведен анализ изменения коэффициента сжимаемости для пневмоагрегата в условиях работы на ГРС и обоснована целесообразность его учета;

- введен средний по проточной части коэффициент сжимаемости  $z_{cp}$ , т.е. применена модель идеализированного газа [128], что более точно отражает реальные свойства газа по сравнению с моделью идеального газа ( $z=1$ );

- представлены основные потери, влияющие на КПД турбины, что при детальном анализе позволит уменьшить их значения, тем самым увеличить эффективность турбины;

- предложена методика для определения наличия волнового кризиса при работе пневмоагрегата, которую необходимо опробовать при проведении физического эксперимента с целью дальнейшего анализа.

### 3 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ СТРУЙНО-РЕАКТИВНОГО ПНЕВМОАГРЕГАТА

#### 3.1 Программа проведения экспериментальных исследований

Экспериментальные исследования и анализ характеристик струйно-реактивного пневмоагрегата проводились на предприятии ООО «Укрнефтезапчасть» и на «ГРС-1 Сумы», Сумского ЛПУМГ. Необходимо пояснить, что на стенде ООО «Укрнефтезапчасть» проведены испытания модельной ступени СРРМ с воздухом в качестве рабочего тела. Испытания опытного образца струйно-реактивного пневмоагрегата ТДА-СРТ-100/130-5,5/0,6ВРД проводились на опытно-промышленном стенде натуральных испытаний, где в качестве рабочего тела использовался природный газ.

В ходе проведения испытаний на воздушном стенде в полном объеме решены следующие задачи:

- исследован пусковой режим и построены графические зависимости удельного пускового момента от хода иглы ПС;
- выполнена подрезка тяговых сопел и проведена вышеизложенная процедура испытаний с построением соответствующих графиков;
- исследован диапазон изменения хода иглы  $h$  питающего сопла, при котором эффективность СРРМ (удельный пусковой момент) максимальна для первичных тяговых сопел и подрезанных;
- построены графики зависимости удельного пускового момента от отношения площадей сечений питающего и тяговых сопел, а также определена зона работы СРРМ с максимальной эффективностью;
- анализ экспериментальных данных позволил получить выходные характеристики, а именно: зависимости крутящего момента, мощности и КПД турбины от частоты вращения ротора, которые представлены в разделе 4.3.

При проведении экспериментальных исследований на стенде натуральных испытаний решены следующие задачи:

- исследован широкий спектр режимов работы пневмоагрегата при использовании на газораспределительных станциях и проведен анализ с определением зон неустойчивой работы (в волновом кризисе);

- предложен подход к идентифицированию и разработаны рекомендации по исключению зон неустойчивой работы агрегата.

## **3.2 Испытания модельной ступени струйно-реактивной расширительной машины на воздушном стенде**

### **3.2.1 Принципиальная схема и описание модельного стенда**

Испытания проводились на модельном стенде предприятия ООО “Укрнефтезапчасть”, г. Сумы, поскольку на этом предприятии имеются баллоны (ресиверы) с сжатым воздухом больших объемов, а также поршневая компрессорная установка, которая использовалась для наполнения этих баллонов.

Принципиальная схема установки для проведения исследований представлена на рисунке 3.1. Газ с помощью компрессора (К) подается в ресивер (Р) и далее через вентиль регулирующий (ВР) направляется на вход в питающее сопло турбины (Т). Регулятор позволяет настраивать нужное давление на входе в питающее сопло, тем самым изменяя режимы работы турбины. Расширенный воздух после турбины через расходомерное устройство (РУ2) сбрасывается в атмосферу.

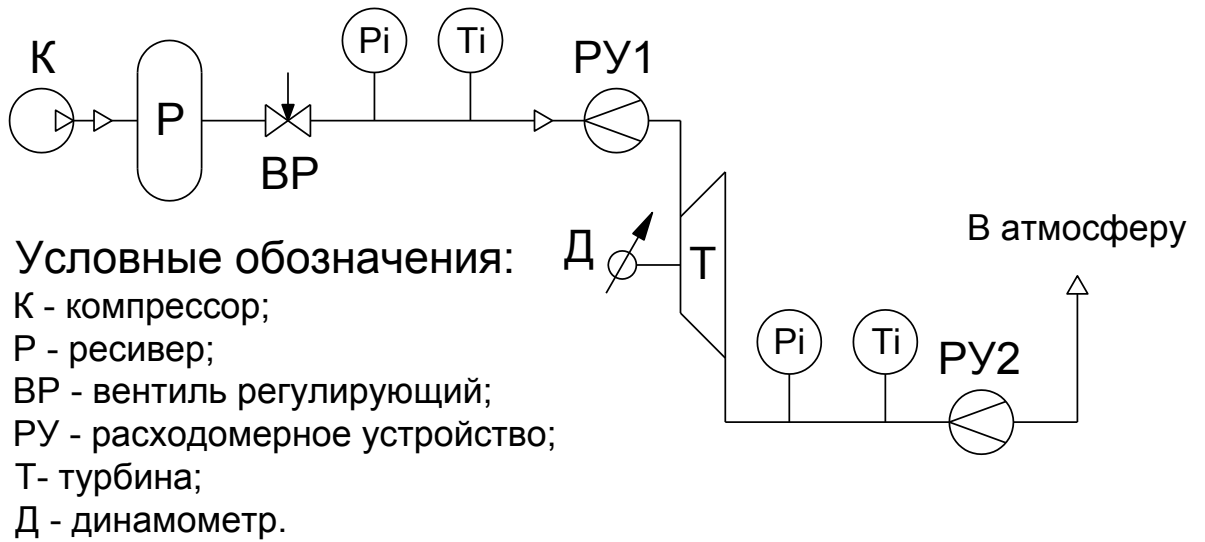


Рисунок 3.1 - Принципиальная схема модельного стенда

Фотография испытуемого образца СРРМ, установленного на модельном стенде, представлена на рисунке 3.2.



Рисунок 3.2 - Фото экспериментального образца на модельном стенде



Для замера параметров работы машины при проведении физических экспериментов, использовалась приборная аппаратура, которая указана в табл. 3.1.

Таблица 3.1 – Перечень измеряемых параметров, контрольно-измерительных приборов и аппаратуры

Наименование параметра	Наименование прибора	Класс точности
1 Давление газа на входе в питающее сопло, кгс/см <sup>2</sup>	Манометр образцовый МО, 0-10 кгс/см <sup>2</sup>	0,4
2 Давление газа на выходе (в корпусе) машины, кгс/см <sup>2</sup>	Манометр образцовый МО, 0-1 кгс/см <sup>2</sup>	0,4
3 Температура газа входе в питающее сопло, °С	Термопара, подключаемая к мультиметру dt830	Погрешность(для рабочего диапазона температур ) не превышает 0,1°С
4 Температура газа выходе (в корпусе) машины, °С	Термопара, подключаемая к мультиметру dt830	Погрешность(для рабочего диапазона температур ) не превышает 0,1°С
5 Частота вращения вала, об/мин	Vibroport – 41 фирмы “SCHENCK”	Не более 1 об/мин

Расход газа, проходящий через расширительную машину, определялся с помощью газового ротационного счетчика РГ-40, на котором установлен водяной дифференциальный манометр для определения потерь давления (норма – не более 30 мм вод. ст.). Погрешность данного прибора составляет 1%.

Пусковой момент на валу определялся с помощью динамометра весового типа – весов торговых ПВ-6 (шкала измерения 20г – 6кг). Плечо для определения пускового момента составляло 285мм.

### 3.2.2 Обработка и анализ полученных данных

В ходе проведения экспериментальных исследований получены графические зависимости пускового момента от давления газа на входе в питающее сопло, при различных положениях иглы  $h$  (рисунок 3.3). Стоит отметить, что величина  $h$  – это расстояние, которое характеризует положение иглы питающего сопла от упора в корпус ( $h=0\text{мм}$ ) до полного открытия проходного сечения питающего сопла ( $h\geq 20\text{мм}$ ).

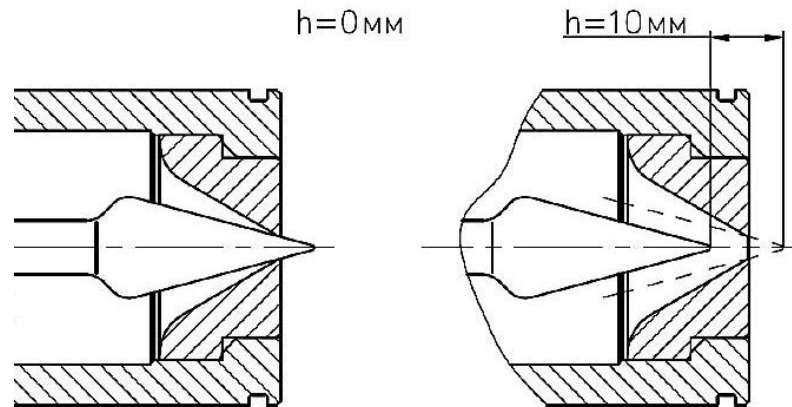


Рисунок 3.3 - Игла питающего сопла

Испытания проводились для двух значений критических диаметров тяговых сопел: первичных -  $d_{кр.т.}=13,7\text{мм}$  и подрезанных -  $d_{кр.т.}=15,6\text{мм}$ . Результаты исследований представлены на рисунках 3.4 и 3.5.

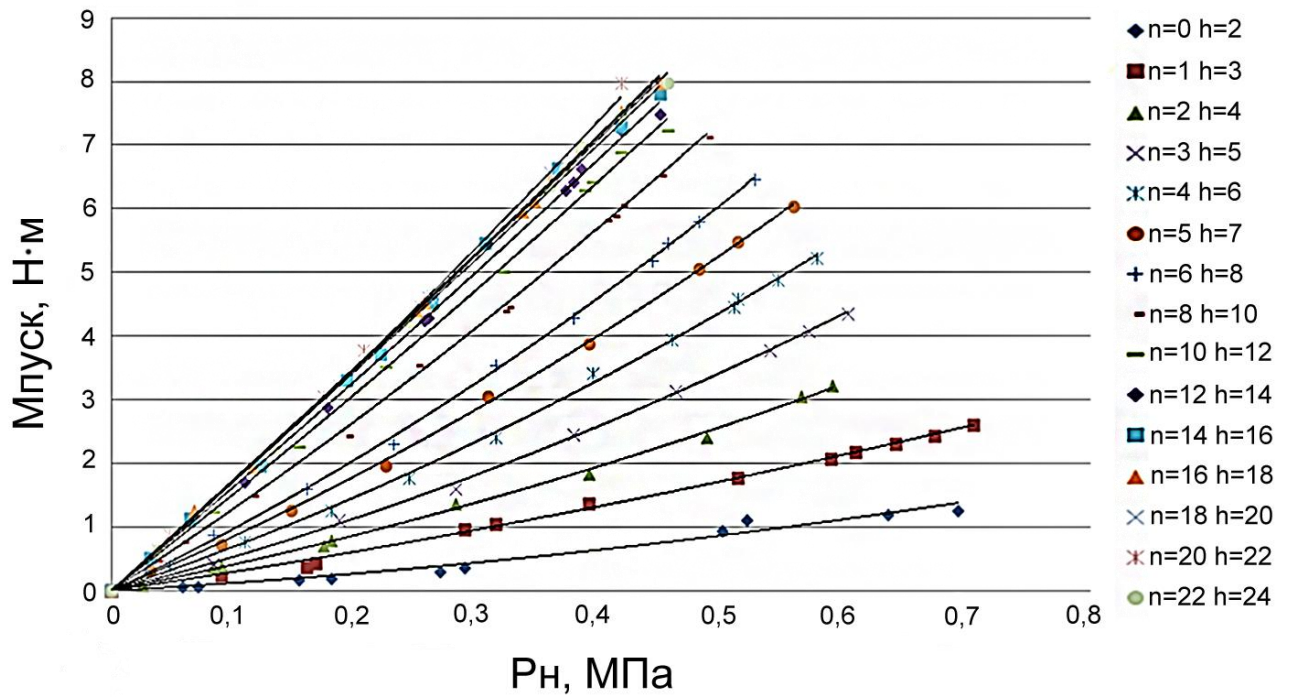


Рисунок 3.4 - Результат исследования турбины с первичными тяговыми соплами

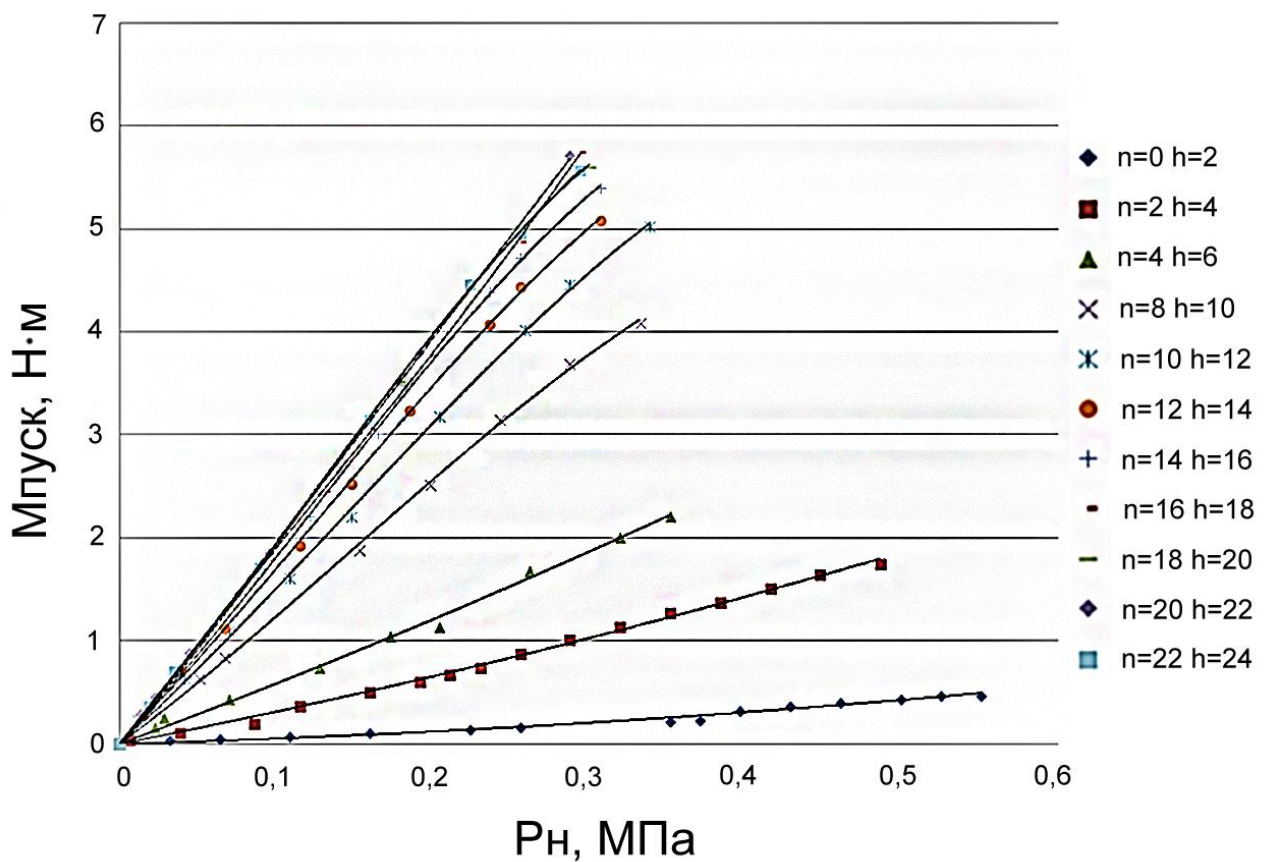


Рисунок 3.5 - Результат исследования турбины с подрезанными тяговыми соплами

На основании приведенных данных получены зависимости удельного пускового момента от положения иглы питающего сопла для первичных и подрезанных тяговых сопел (рисунок 3.6 и 3.7). При этом удельный пусковой момент рассчитывался по формуле

$$M_{\text{уд.пуск}} = M_{\text{пуск}} / G_{\text{T}}, \quad (3.1)$$

где  $G_{\text{T}}$  – расход газа через турбину, кг/с.

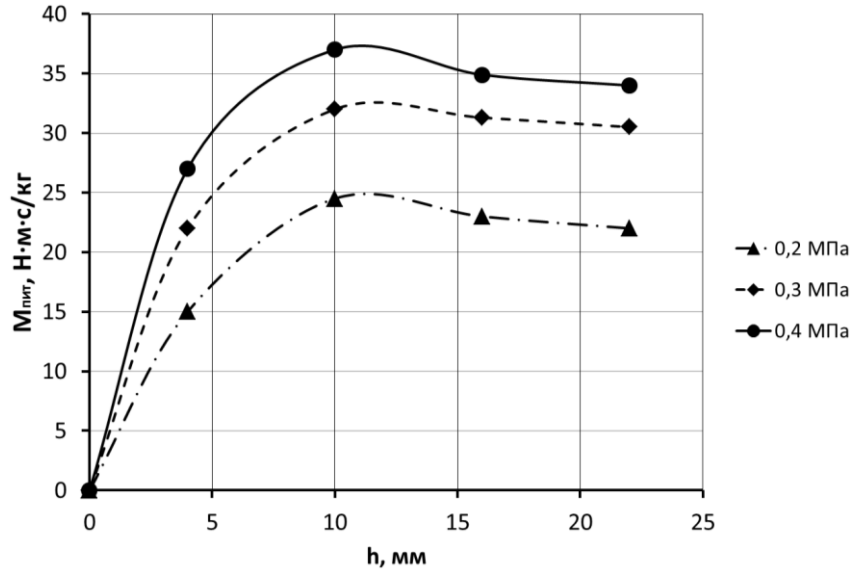


Рисунок 3.6 - Зависимость удельного пускового момента от величины  $h$  для первичных тяговых сопел

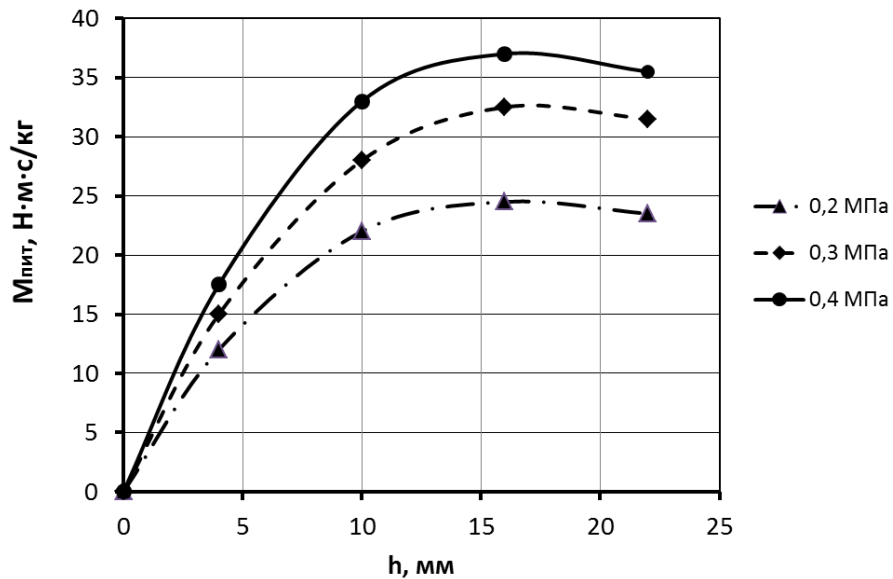
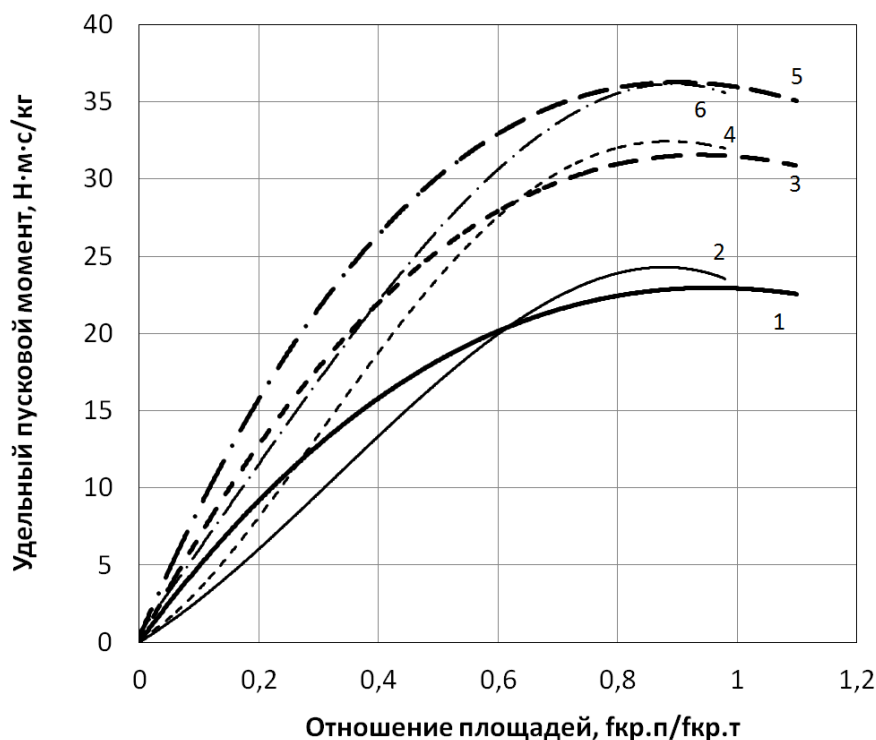


Рисунок 3.7 - Зависимость удельного пускового момента от величины  $h$  для подрезанных тяговых сопел

Анализ рисунка 3.6 и рисунка 3.7 показал, что диапазон изменения хода иглы  $h$  питающего сопла, при котором эффективность машины (удельный пусковой момент) максимальна, шире у образца с подрезанными тяговыми соплами. Это свидетельствует о том, что зона эффективной работы машины с подрезанными ТС шире и близка к режиму работы при полностью открытом питающем сопле, т.е. к расчетному режиму.

Также в ходе проведения испытаний исследовано влияние геометрических параметров, а именно отношения площадей сечений питающего и тяговых сопел, на эффективность (удельный пусковой момент) машины (рисунок 3.8). Стоит отметить, что площади тяговых сопел оставались постоянными, а изменялась площадь сечения ПС за счет перемещения иглы.



- 1-  $P_n=0,2$  МПа,  $d_{кр.т}=13,7$  мм, 2-  $P_n=0,2$  МПа,  $d_{кр.т}=15,6$  мм;  
 3-  $P_n=0,3$  МПа,  $d_{кр.т}=13,7$  мм, 4-  $P_n=0,3$  МПа,  $d_{кр.т}=15,6$  мм;  
 5-  $P_n=0,4$  МПа,  $d_{кр.т}=13,7$  мм, 6-  $P_n=0,4$  МПа,  $d_{кр.т}=15,6$  мм.

Рисунок 3.8 - Зависимость удельного пускового момента от отношения площадей

Характер зависимостей на рисунке 3.8 показывает, что диапазон изменения отношения площадей критических сечений питающего и тягового

сопел, при котором эффективность СРРМ (удельный пусковой момент) максимальна, находится в узком интервале значений ( $f_{кр.п}/f_{кр.т}=0,85-0,95$ ). Это справедливо для первичных и подрезанных тяговых сопел.

### 3.3 Экспериментальные исследования опытного образца струйно-реактивной турбины на стенде натуральных испытаний

#### 3.3.1 Принципиальная схема и описание стенда натуральных испытаний

Испытания агрегата проводились на газораспределительной станции "ГРС-1 Сумы" Сумского ЛПУ МГ. Агрегат установлен на опытно-промышленном стенде натуральных испытаний агрегатов типа ТДА-СРТ, схема которого показана на рисунке 3.9.

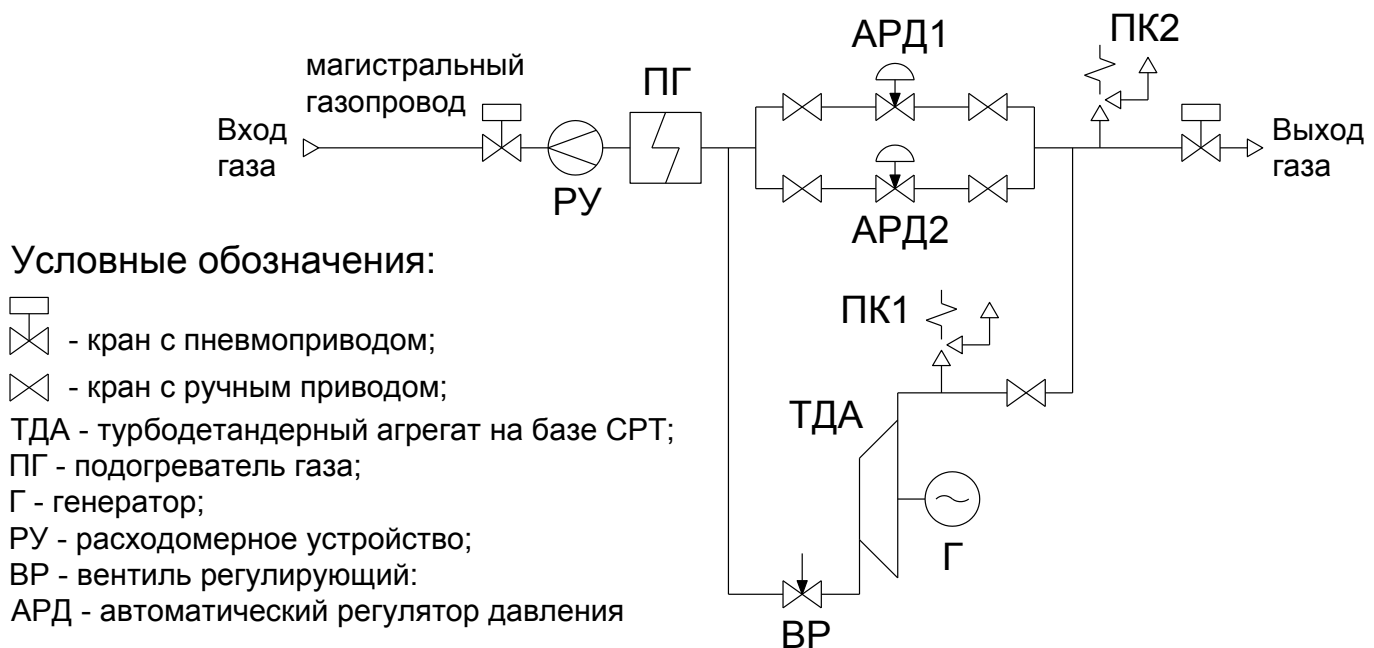


Рисунок 3.9 - Принципиальная схема стенда натуральных испытаний

Для проведения экспериментальных исследований струйно-реактивного пневмоагрегата проводился отбор природного газа от магистрального газопровода. Газ через вентиль регулирующий (ВР) подается на вход в питающее сопло. Вентиль регулирующий позволяет настраивать нужное

давление газа на входе в питающее сопло, тем самым изменяя режимы работы. Отработанный (расширенный) газ подается в магистральный газопровод, после автоматических регуляторов давления (АРД). АРД обеспечивают снижение давления природного газа до необходимой величины. Испытуемый агрегат ТДА-СРТ выполняет аналогичную функцию, но и позволяет получать электроэнергию для нужд ГРС. Для обеспечения работы агрегата в режиме автономной электростанции создана конденсаторная система возбуждения асинхронного генератора. В качестве активной электрической нагрузки используются воздушные ТЭНы номинальной мощностью 30 и 60 кВт, задача которых преобразовать полученную электрическую энергию в тепловую.

При проведении испытаний применялись следующие приборы и аппаратура для измерения параметров:

- по электрической части:

- напряжения в электрической цепи - вольтметр Э378; диапазон 0-600 В; класс точности 2;
- силы тока в электрической цепи - амперметр Э378; диапазон 0-300А; класс точности 2;
- частоты вращения выходного вала (вала генератора) – цифровой прибор, точность 1 об/мин.

- по газодинамической части: указаны в таблице 3.2.

Таблица 3.2 – Перечень измеряемых параметров, контрольно-измерительных приборов и аппаратуры

Наименование параметров, размерность и диапазон измерения	Наименование датчиков и приборов	Класс точности
1 Давление газа перед агрегатом, кгс/см <sup>2</sup> , (20 – 65)	Манометр образцовый МО, 0-100 кгс/см <sup>2</sup>	0,4
2 Давление газа после агрегатом, кгс/см <sup>2</sup> , (0 – 6)	Манометр образцовый МО, 0-10 кгс/см <sup>2</sup>	0,4



3 Температура газа перед агрегатом, °С (0 – 30)	Термометр ртутный, 0-55°С.	±0,2°С
4 Температура газа за агрегатом, °С (-45...0)	Термометр ртутный, минус55...0°С	±0,2°С
5 Замер расхода газа осуществлялся штатным счетчиком газа, установленным на входе ГРС-1		

На рисунке 3.10 представлено фото опытно образца струйно-реактивного пневмоагрегата, установленного на стенде натуральных испытаний.



Рисунок 3.10 - Фото агрегата на стенде "ГРС-1 Сумы"

Возбуждение генератора при запуске обеспечивалось включением всех шести конденсаторов (10; 40; 40; 25,8; 5; 5 кВАр) общей реактивной мощностью 125,8 кВАр.

При имеющихся на момент испытаний давлениях газа на входе и выходе ГРС агрегат выводился на режим по мощности и оборотам вала генератора посредством варьирования реактивной мощности конденсаторов.



Активная нагрузка (ТЭНы) обеспечивала режимы по номинальной мощности 30; 60 и 30+60=90 кВт и соответственно подбирались. При этом ТЭНы обеспечивали конвертацию полученной электрической энергии в тепловую, поскольку внешняя сеть была не готова принять выработанную электроэнергию генератором.

В процессе испытаний задавались различные давления газа на входе в пневмоагрегат с помощью вентиля регулирующего ВР и изменялось положение иглы ПС: для максимального по мощности режима - ПС машины полностью открыто и для пониженного режима - ПС прикрыто иглой.

На установившемся режиме работы агрегата измерялись:

- электрические параметры: напряжение, сила тока;
- газодинамические параметры: давление и температура газа на входе и выходе агрегата, частота вращения вала генератора.

### 3.3.2 Обработка и анализ опытных данных

Измеренные данные записывались в таблицу "Протоколы измерения опытных данных испытаний" и представлены в приложении В.

По электрическим параметрам (показания вольтметра и амперметра) определялась электрическая активная мощность, которая является эффективной (выходной) мощностью пневмоагрегата

$$N = \sqrt{3} \cdot I \cdot U \cdot \cos(\varphi), \quad (3.2)$$

где  $I$  - сила тока, А;

$U$  - напряжение, В;

$\cos(\varphi)$  - коэффициент мощности.

Поскольку электрическая нагрузка чисто активная (ТЭНы), а коэффициент мощности представляет собой отношение активного сопротивления к полному, то  $\cos(\varphi) = 1$ .

По результатам проведенных исследований агрегата ТДА-СРТ-100/130-5,5/0,6ВРД на "ГРС-1 Сумы" построены графики зависимости электрической мощности от частоты вращения выходного вала агрегата (рисунок 3.11) при различных входных давлениях газа.

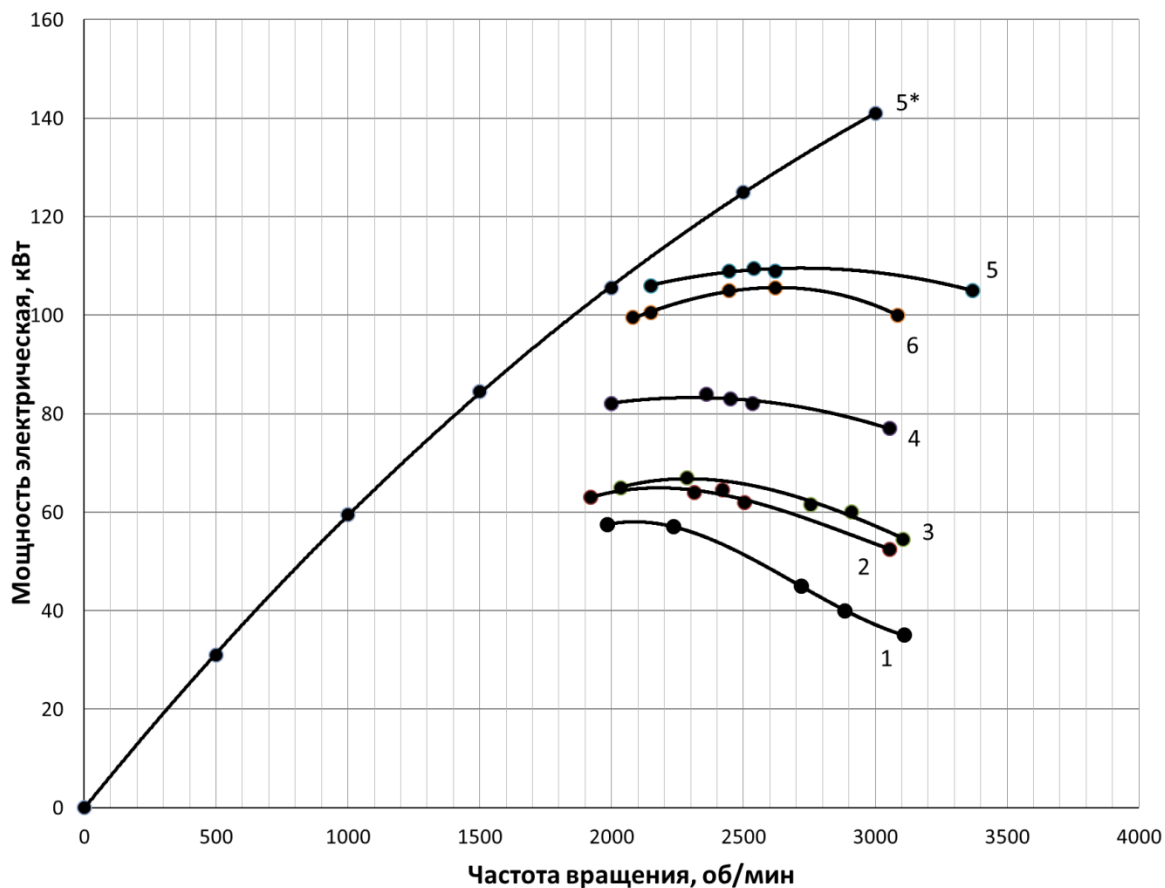


Рисунок 3.11. Зависимости электрической мощности пневмоагрегата от частоты вращения выходного вала агрегата

На графике указаны следующие режимы работы агрегата:

1 –  $P_{\text{вх}}=3,4$  МПа,  $P_{\text{вых}}=0,2$  МПа,  $n_{\text{игл}}=8,5$  об. - режим ~ 50% (площадь среза ПС закрыта приблизительно наполовину иглой);

2 –  $P_{\text{вх}}=4,0$  МПа,  $P_{\text{вых}}=0,2$  МПа,  $n_{\text{игл}}=8,5$  об. - режим ~50%;

3 –  $P_{\text{вх}}=3,3$  МПа,  $P_{\text{вых}}=0,2$  МПа,  $n_{\text{игл}}=20$  об. - режим 100% (площадь среза ПС полностью открыта);

4 –  $P_{\text{вх}}=4,0$  МПа,  $P_{\text{вых}}=0,2$  МПа,  $n_{\text{игл}}=20$  об. - режим 100% ;

5 –  $P_{\text{вх}}=5,0$  МПа,  $P_{\text{вых}}=0,22$  МПа,  $n_{\text{игл}}=20$  об. - режим 100% ;

6 –  $P_{\text{вх}}=4,7$  МПа,  $P_{\text{вых}}=0,214$  МПа,  $n_{\text{игл}}=20$  об. - режим 100%.

Характеристика 5\* - это расчетная (теоретическая) зависимость, построенная на основе уравнений подраздела 2.1.2 по параметрам опытной характеристики 5.

Следующим этапом обработки и анализа полученных данных является сравнение мощностей, полученных по результатам электрических испытаний, с мощностями, полученными по результатам газодинамических испытаний. Для этой цели выбран режим работы 5. Расчет сводился к определению мощности агрегата по формуле

$$N = (i_2 - i_1) \cdot G \cdot \eta_{эв} \quad (3.3)$$

где  $(i_2 - i_1)$  – действительный перепад энтальпий, кДж/кг;

$G$  – расход газа через ПС, кг/с;

$\eta_{эв} = 0,91$  – КПД номинальный электродвигателя КО52-2, указанный в паспорте.

Для сравнительной оценки мощностных показателей по электрическим и газодинамическим параметрам учет КПД зубчатой передачи необязателен, поскольку находится в пределах 0,99.

Действительный перепад энтальпий определялся по  $i$ -s диаграмме природного газа, которая указана в приложении Г.

В таблице 3.3 представлены исходные данные с результатами расчета.

Таблица 3.3 – Сравнительный анализ мощностных показателей.

Давление газа на входе в СРТ, кгс/см <sup>2</sup>	Температура газа на входе в СРТ, °С	Давление газа на выходе СРТ, кгс/см <sup>2</sup>	Температура газа на входе в СРТ, °С	Массовый расход газа, кг/с
50,6	14,4	2,18	-42,5	1,66
49	14	2,2	-44,5	1,61
49	13,7	2,2	-45,2	1,61
49	13,7	2,18	-45,2	1,61

Действительный перепад энтальпий, Дж/кг	Мощность по электрическим параметрам, кВт	Мощность по газодинамическим параметрам, кВт
70700	106	107
75000	110	110
76000	109	111
76000	109	111

В результате обработки данных стоит отметить, что мощности, посчитанные по электрическим и газодинамическим параметрам очень близки; этот факт свидетельствует о правильности и качестве проведенных экспериментальных исследований на натурном стенде.

### 3.3.3 Волновое сопротивление вращению ротора в среде вязкого газа

Анализ формы мощностных характеристик (см. рисунок 3.11) указывает на их "завал", который начинается в районе 2000 об/мин вала генератора (по турбине 15700 об/мин с учетом передаточного отношения редуктора, равного 7,85). При этом расчётная характеристика 5\*, соответствующая опытной характеристики 5, непрерывно возрастает по мощности при увеличении частоты вращения.

Данное явление описано в [130] и связано с резким ростом аэродинамического сопротивления трубок рабочего колеса СРРМ в результате возникновения волнового кризиса при их обтекании. Эти трубки для уменьшения сопротивления имеют форму крыла симметричного профиля в поперечном сечении с острыми передней и задней кромками. Волновой кризис на профиле крыла начинается при достижении скорости набегающего потока критического числа Маха и характеризуется возникновением на профилях плеч ротора скачков уплотнения, что создает дополнительное внешнее аэродинамическое сопротивление.

При возникновении околосвуковых и сверхзвуковых скоростей на профилях плеч турбины происходит торможение потока на диффузорной части профиля через скачки уплотнения, т.е. наступает волновое сопротивление.

Критическое число Маха, соответствующее началу волнового кризиса, определяется формулой [130]:

$$M_{крит} = \frac{1}{\cos \chi_c} \left[ 1 + \frac{(k+1)^{4/3}}{2} \cdot \frac{(\bar{c})^{4/3}}{\cos^{2/3} \chi_c} - \frac{(k+1)^{2/3} \cdot (\bar{c})^{2/3}}{\cos^{1/3} \chi_c} \right], \quad (3.4)$$

где:  $\chi_c$  - угол стреловидности профиля;  $\bar{c}$  - относительная толщина профиля;  $k$  - показатель адиабаты.

Действительное число Маха на периферии рабочего колеса определяется по формуле:

$$M_d = \frac{U_R}{a} = \frac{\pi \cdot D_n \cdot n}{60 \cdot \sqrt{k \cdot R \cdot T_{вых}}}, \quad (3.5)$$

где:  $U_R$ ,  $a$  - окружная скорость и скорость звука на срезе тягового сопла соответственно;  $D_n$  - диаметр периферии;  $n$  - частота вращения ротора СРТ;  $R$  - универсальная газовая постоянная;  $T_{вых}$  - температура газа на выходе.

Условие наличия волнового кризиса -  $M_d > M_{крит}$ .

Результаты расчета по этим формулам для данной турбины приведен в таблице 3.4.

Таблица 3.4 - Исходные данные и результаты расчёта волнового кризиса СРТ (угол стреловидности - 0°)

Наименование величин	Значения
<i>Исходные данные</i>	
Газовая постоянная потока (R), Дж/(кг·К)	508
Показатель адиабаты потока (k)	1,323
Относительная толщина профиля крыла (сопл. трубки) ( $\bar{c}$ )	0,318
Температура газа на выходе, °С	-42
Угол стреловидности крыла ( $\chi_c$ ), град.	0
Радиус РК СРТ, м	0,124
Частота вращения выходного вала ТДА, об/мин	2000
<i>Результаты расчёта</i>	
Частота вращения СРТ, об/мин	15700
Скорость звука (a), м/с	381
Окружная скорость на периферии РК СРТ ( $U_R$ ), м/с	203

Число Маха на периферии РК СРТ ( $M_D$ )	0,532
Критическое число Маха ( $M_{крит}$ )	0,517
Выполнение условия волнового кризиса - $M_D > M_{крит}$	Да

Результаты расчётов указывают на начало волнового кризиса в районе 2000 об/мин вала генератора (или 15700 об/мин СРТ), что и подтверждает начало "завала" полученных характеристик мощности агрегата по причине волнового кризиса.

Для борьбы с этим явлением достаточно установить крыловидные сопловые трубки РК СРТ в ступице под углом к радиальному направлению, т.е. обеспечить их стреловидность по отношению к потоку, как это делается в авиации или уменьшить относительную толщину профиля тяговых консолей.

Например, установка сопловых трубок с углом стреловидности  $50^\circ$  вообще убирает зону волнового кризиса до оборотов вала генератора порядка 2800 об/мин. Это подтверждается расчётами, представленными в таблице 3.5.

Таблица 3.5 - Исходные данные и результаты расчёта волнового кризиса СРТ (угол стреловидности -  $50^\circ$ )

<i>Наименование величин</i>	<i>Значения</i>
<i>Исходные данные</i>	
Газовая постоянная потока (R), Дж/(кг·К)	508
Показатель адиабаты потока (k)	1,323
Относительная толщина профиля крыла (сопл. трубки) ( $\bar{c}$ )	0,318
Температура газа на выходе, $^\circ\text{C}$	-42
Угол стреловидности крыла ( $\chi_C$ ), град.	50
Радиус РК СРТ, м	0,124
Частота вращения выходного вала ТДА, об/мин	2800
<i>Результаты расчёта</i>	
Частота вращения СРТ, об/мин	22000
Скорость звука (a), м/с	381
Окружная скорость на периферии РК СРТ ( $U_R$ ), м/с	305
Число Маха на периферии РК СРТ ( $M_D$ )	0,74
Критическое число Маха ( $M_{крит}$ )	0,79
Выполнение условия волнового кризиса - $M_D > M_{крит}$	Нет

С другой стороны, применение радиальных сопловых трубок упрощает систему защиты по превышению оборотов и увеличивает безопасность,

поскольку в случае непредвиденного разгона, турбина его прекратит даже без нагрузки, за счёт резкого возрастания волнового сопротивления.

### **3.4 Определение погрешностей прямых и непрямых измерений**

В соответствии с рекомендациями [131, 132] необходимое количество исследований на каждом этапе испытаний определялось по нужной точности измерения режимных параметров. Для достижения относительной погрешности 5...10% при доверительной вероятности 0,9-0,95 необходимо проводить не менее 5 и не более 18 измерений параметров, которые контролировались. В научной работе нас интересуют величины погрешностей прямых и косвенных (непрямых) измерений, которые проводились в ходе экспериментальных исследований. Погрешности результатов прямых измерений состоят из систематических и случайных [133].

Для исключения случайных погрешностей выполнялось не одно, а серия измерений. Систематические погрешности прямых измерений физических величин, в свою очередь, состоят из ошибок: размещения, инструментальных, субъективных. Погрешности размещения сводились к минимуму за счет наперед заданной величины, поскольку при монтаже измерительных приборов выполнялись рекомендации завода-изготовителя и правил эксплуатации. Инструментальные погрешности определялись классом точности и ценой деления приборов, т. к. выполнялись правила их монтажа и эксплуатации. Субъективные погрешности измерений исключались выполнением ряда одинаковых экспериментов разными исследователями.

При определении погрешностей непрямых измерений закон распределения погрешностей принимался нормальным, поскольку эти измерения являются функциями целого ряда величин. Например, при определении электрической мощности, которая вырабатывается генератором – это напряжение и сила тока в цепи. При определении изоэнтальной (располагаемой) энтальпии газа – это функция, которая зависит от величин

давления окружающей среды, а также температуры и давления в измеряемом месте. Когда суммарная погрешность появляется в результате совместного действия ряда причин, каждая из которых вносит малую долю в общую ошибку, то по какому бы закону не были бы распределены ошибки, вызываемые каждой из причин, результат их суммарного действия приведет к гауссовскому распределению ошибок [134].

В процессе экспериментального исследования выполнялось несколько измерений контролируемых величин, потом определялась средняя арифметическая величина:

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{n}, \quad (3.6)$$

Погрешность измерений оценивается дисперсией:

$$S_x = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\Delta x_i)^2}{n-1}}, \quad (3.7)$$

где  $\Delta x_i = x_i - \bar{x}$  – погрешность  $i$ -го измерения;

$n$  – количество измерений.

Среднеквадратичная погрешность результата измерений:

$$\delta S_x = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\Delta x_i)^2}{n \cdot (n-1)}}, \quad (3.8)$$

Величина  $\delta S_x^2$  является оценкой дисперсии при очень большом количестве измерений ( $n \rightarrow \infty$ ). При малом количестве измерений  $n$  величина  $\delta S_x^2$  является случайной. Для того, чтобы оценить границы доверительного интервала, пользуются критерием Стьюдента  $t_\alpha$ , величина которого зависит от коэффициента доверительной вероятности  $\alpha$  и числа измерений  $n$  [135].

Погрешность величины измерения:



$$\delta x = t_{\alpha} \cdot \delta S_x. \quad (3.9)$$

Результаты измерения с доверительной вероятностью  $\alpha$  можно представить в виде

$$x = \bar{x} \pm \delta x. \quad (3.10)$$

Относительная погрешность измерения величины давления:

$$|\varepsilon_p| = \frac{\delta x}{x} \quad (3.11)$$

Результаты обработки экспериментальных данных измерения силы тока представлены в таблице 3.6 (обработка остальных измеряемых величин выполнялась аналогичным образом).

Таблица 3.6 – Результаты обработки измерений силы тока

Частота вращения вала генератора, об/мин	Сила тока, А	Математическое ожидание $\bar{x}$ , А	Средне-квадратичное отклонение $S_x$ , А	Дисперсия $S_x^2$ , А <sup>2</sup>	Значения на границах доверительного интервала $x_{мин} \div x_{макс}$ , А
2000	146,146, 146,144, 144	145,2	0,894	0,8	143,4÷147
2147	148,150, 148,148, 148	148,4	0,8	0,64	146,8÷150
2468	150,152, 150,152, 150	150,8	1,2	1,44	148,4÷153,2
2538	150,148, 150,150, 150	149,6	0,8	0,64	148÷151,2
3108	138,140, 138,140, 142	139,6	1,1	1,21	137,4÷141,8

Абсолютная величина погрешности результатов не прямых измерений определялась по формуле:

$$\delta y = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left( \frac{\partial y}{\partial x_i} \right)^2 \cdot (\delta x_i)^2}. \quad (3.12)$$

Относительная погрешность результатов непрямого измерения  $\varepsilon_y = \frac{\delta y}{y}$ ,

с учетом уравнения (3.6)

$$\varepsilon_y = \sqrt{\sum_{i=1}^m \left( \frac{\partial y}{\partial x_i} \ln y \right)^2 \cdot (\delta x_i)^2} \quad (3.12)$$

При определении доверительного интервала коэффициент доверительной вероятности  $\alpha$  согласно рекомендаций [134] принимается равным 0,95.

В качестве примера рассмотрим погрешность непрямого измерения электрической мощности

Относительная погрешность непрямого измерения мощности, %:

$$\delta W = \sqrt{\delta I^2 + \delta U^2}, \quad (3.13)$$

где  $\delta I$  – относительная погрешность измерения силы тока амперметром;

$\delta U$  – относительная погрешность измерения напряжения вольтметром.

Относительная погрешность измерения силы тока, %:

$$\delta I = \Delta I \cdot \frac{100}{I}, \quad (3.14)$$

где  $I$  – измеренная сила тока;

$\Delta I$  – абсолютная погрешность измерения силы тока.

Абсолютная погрешность измерения силы тока,  $A$ :

$$\Delta I = b \cdot \sqrt{\Delta I_{инстр}^2 + \Delta I_{мет}^2 + \Delta I_c^2 + \Delta I_0^2}, \quad (3.15)$$

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

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

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

$\Delta I_c$  – абсолютная субъективная погрешность измерения силы тока;

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

Относительная погрешность измерения напряжения, %:

$$\delta U = \frac{\Delta U \cdot 100}{U}, \quad (3.16)$$

где  $U$  – измеренное напряжение;

$\Delta U$  – абсолютная погрешность измерения напряжения

Абсолютная погрешность измерения напряжения,  $B$ :

$$\Delta U = b \cdot \sqrt{\Delta U_{инстр}^2 + \Delta U_{мет}^2 + \Delta U_c^2 + \Delta U_o^2}, \quad (3.17)$$

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

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

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

$\Delta U_c$  – абсолютная субъективная погрешность измерения напряжения;

$\Delta U_o$  – абсолютная дополнительная погрешность измерения напряжения, которая при правильно подобранном измерительном приборе равна нулю.

Абсолютная погрешность измерения мощности, %:

$$\Delta W = \frac{W \cdot \delta W}{100}, \quad (3.18)$$

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

Результаты непрямого измерения мощности представляются в виде:  $W_{изм} = (W \pm \Delta W)$ , кВт, т.е. при рассчитанной электрической мощности 109 кВт абсолютная погрешность составляет  $\pm 1,64$  кВт.

В результате исследования струйно – реактивной турбины были получены (при помощи замеров) и рассчитан целый спектр необходимых параметров, погрешность измерения которых не превышает 5% с доверительной вероятностью 0,95. Такая точность является допустимой при проведении технического эксперимента [133, 134].

### 3.5 Выводы

По результатам проведенных экспериментальных исследований необходимо отметить следующее:

- диапазон изменения хода иглы  $h$  питающего сопла, при котором эффективность машины (удельный пусковой момент) максимальна шире у турбины с большей площадью ТС. Это значит, что зона эффективной работы СРТ с подрезанными ТС шире и близка к режиму работы турбины при полностью открытом питающем сопле, т.е. к расчетному режиму;

- диапазон изменения отношения площадей критических сечений питающего и тягового сопел, при котором эффективность СРТ (удельный пусковой момент) максимальна, находится в узком интервале значений ( $f_{кр.п}/f_{кр.т}=0,85-0,95$ );

- проведенный анализ режимов работы опытного образца пневмоагрегата ТДА-СРТ-100/130-5,5/0,6ВРД по результатам испытаний на натурном стенде показал зоны неустойчивой работы при частотах вращения выше

определенных, что объясняется наличием волнового кризиса на профилях рабочего колеса СРРМ. Разработана методика для определения наличия волнового кризиса при работе турбины, а также предложены научно обоснованные рекомендации, целью которых является исключить зону волнового кризиса во всем практически значимом спектре частот вращения ротора.

- анализ экспериментальных данных показал необходимость исследования режимов работы СРРМ и разработки рекомендаций, направленных на исключение работы турбины в зоне волнового кризиса. Например, консоли на периферии выполнить стреловидными или (и) уменьшить относительную толщину профиля.

## 4 ИССЛЕДОВАНИЯ РЕЖИМОВ РАБОТЫ СТРУЙНО-РЕАКТИВНЫХ ПНЕВМОАГРЕГАТОВ С ПОМОЩЬЮ ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА FLOWVISION

### 4.1 Введение

Течение жидкостей и газов играет ключевую роль в рабочем процессе многих современных инженерных устройств. Проектирование этих устройств на необходимые параметры работы невозможно без надежного прогнозирования характеристик этих течений. Многие современные инженерные устройства являются дорогостоящими и трудоемкими в изготовлении, физическое моделирование с экспериментальным определением параметров их работы на различных режимах, как правило, требует больших временных и финансовых затрат. Кроме того, вследствие ограниченных возможностей современных экспериментальных датчиков и измерительных приборов, экспериментальные наблюдения не дают полного представления об изучаемом явлении. Вследствие самой природы этих сред, течение жидкостей и газов нередко происходит достаточно сложным образом, с образованием нестационарных эффектов, застойных зон и вихревых структур, а при сверхзвуковых скоростях движения - с образованием скачков уплотнения и ударных волн. Ситуация еще более усложняется при наличии теплообмена, при рассмотрении течений смеси нескольких веществ, течений со свободными поверхностями, взвешенными в потоке частицами, течений с кавитацией, кипением, конденсацией, горением, химическими реакциями. Эти факторы вызывают растущий интерес к средствам математического моделирования течений жидкостей и газов, которые позволяют прогнозировать характеристики течений и параметры работы устройств на стадии их проектирования, до изготовления в металле.

Тенденцией последних лет стало появление и широкое распространение на рынке коммерческих программных продуктов, позволяющих выполнять численный расчет течений жидкостей и газов различной сложности в местах

произвольной геометрической конфигурации, а именно Ansys CFX, Fluent, FlowVision, FlowER и т.д.

Растущей популярности программных продуктов способствует, конечно же, рост вычислительной мощности персональных компьютеров. Время расчета на современном персональном компьютере с помощью этих продуктов уже может составлять менее суток.

В данной работе описывается применение комплекса FlowVision (версий 2 и HPC) для исследования, расчета и анализа течения газа в струйно-реактивной турбине.

Программный комплекс FlowVision [136] предназначен для моделирования трехмерных течений жидкости и газа в технических и природных объектах, а также визуализации этих течений методами компьютерной графики. FlowVision основан на численном решении трехмерных стационарных и нестационарных уравнений динамики жидкости и газа, которые включают в себя законы сохранения массы, импульса (уравнения Навье-Стокса), уравнение состояния. Для расчета сложных движений жидкости и газа, сопровождаемых дополнительными физическими явлениями, такими, как турбулентность, горение, контактные границы раздела, пористость среды, теплообмен и т.д., в математическую модель включаются дополнительные уравнения, описывающие эти явления.

Моделированные течения включают в себя стационарные и нестационарные, сжатые, слабо сжимаемые и несжимаемые потоки жидкости и газа. Использование различных моделей турбулентности и адаптивной расчетной сетки позволяет моделировать сложные движения жидкости, включая течения с сильной закруткой, горением, течения со свободной поверхностью.

Программный продукт FlowVision не имеет собственных инструментов автоматизированного проектирования (средства создания геометрической конфигурации расчетной области), но позволяет импортировать геометрическую конфигурацию из многих современных CAD-систем, например, SolidWorks. FlowVision имеет удобный интерфейс, позволяющий рассмотреть импортированную расчетную область, расставить на ней

граничные условия, задать свойства среды, параметры расчета и выполнить прочие необходимые действия.

Целью данного раздела диссертации является отладка методики расчета и исследование течения газа в СРТ с помощью программно – вычислительного комплекса FlowVision, а также анализ достоверности полученных результатов путем сравнение с результатами обработанных экспериментальных данных. Для выполнения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- разработать трехмерные модели проточной части корпуса и ротора СРТ;
- выполнить расчет течения газа с помощью программного комплекса FlowVision;
- на основании полученных результатов провести сравнительный анализ с результатами физического эксперимента и сделать соответствующие выводы.

#### **4.2 Анализ течения в проточной части модельной расширительной машины на пусковом режиме**

Пусковой режим СРРМ характеризуется отсутствием вращения ротора и позволяет оценить целесообразность применения FlowVision путем сравнения с полученными экспериментальными данными. На модельном стенде, схема которого показана на рисунке 3.1, проведены испытания машины с эквивалентными диаметрами тяговых сопел  $d_{кр.т}=13,7\text{мм}$  и  $d_{кр.т}=15,6\text{мм}$ .

Для проведения расчета создана трехмерная модель проточной части (рисунок 4.1), которая состоит из питающего сопла и ротора. Затем данный объект импортирован в среду FlowVision для проведения необходимых расчетов.



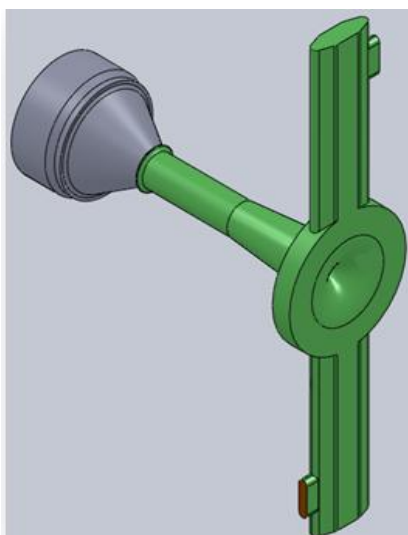


Рисунок 4.1 - Общий вид модели проточной части CRRM

Отлаженная методика расчета предполагает следующую последовательность задания данных:

- модель расчета - полностью сжимаемая жидкость;
- опорные величины: температура - 273 К; давление - 101325 Па;
- модель турбулентности – SST;
- вещество – воздух (расчет плотности осуществляется по закону идеального газа).

Следующим этапом подготовки расчета следовало задание расчетной сетки, которая адаптирована в наиболее важных местах по граничным условиям:

- по питающему соплу:
  - вход в питающее сопло (1 уровень адаптации расчетной сетки). Тип границы – «Вход/выход», для независимой переменной «температура» тип граничного условия «Полная температура» и значение составляет 15<sup>0</sup>С, для независимой переменной «скорость» тип граничного условия «Полное давление» и значения составляют 100000 Па, 200000 Па, 300000 Па и 400000Па. Остальные переменные по умолчанию;
  - стенка питающего сопла (без адаптации). Тип границы – «Стенка», для независимой переменной «температура» тип граничного условия «Нулевой поток», для независимой переменной «скорость» тип

граничного условия «Стенка, логарифмический закон». Остальные переменные по умолчанию;

- зазор между питающим соплом и ротором СРТ (2 уровень адаптации расчетной сетки). Тип границы – «Свободный выход», для независимой переменной «температура» тип граничного условия «Нулевой поток», для независимой переменной «скорость» тип граничного условия «Нулевое давление/выход». Остальные переменные по умолчанию;

- скользящая поверхность питающего сопла (1 уровень адаптации расчетной сетки). Данное граничное условие введено с целью задать обороты вращения ротора при последующих расчетах режимов работы турбины. Тип границы – «Скользящая поверхность», типы граничных условий всех переменных – «Скользящий»;

• по рабочему колесу (ротору):

- скользящая поверхность рабочего колеса (1 уровень адаптации расчетной сетки). Как и для питающего сопла, данное граничное условие введено с целью задать обороты вращения ротора при последующих расчетах режимов работы. Тип границы – «Скользящая поверхность», типы граничных условий всех переменных – «Скользящий»;

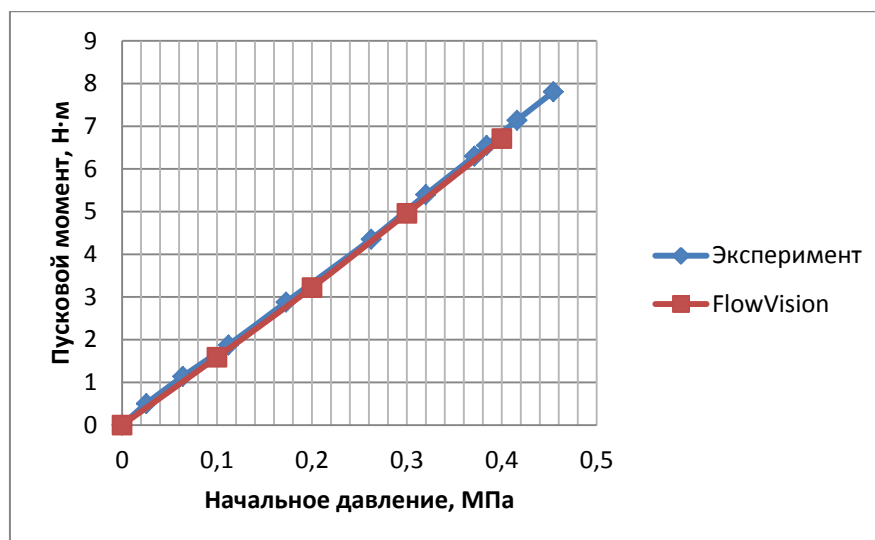
- стенка рабочего колеса (без адаптации). Тип границы – «Стенка», для независимой переменной «температура» тип граничного условия «Нулевой поток», для независимой переменной «скорость» тип граничного условия «Стенка, логарифмический закон». Остальные переменные по умолчанию;

- выход из тяговых сопел (2 уровень адаптации расчетной сетки). Тип границы – «Свободный выход», для независимой переменной «температура» тип граничного условия «Нулевой поток», для независимой переменной «скорость» тип граничного условия «Нулевое давление/выход». Остальные переменные по умолчанию.

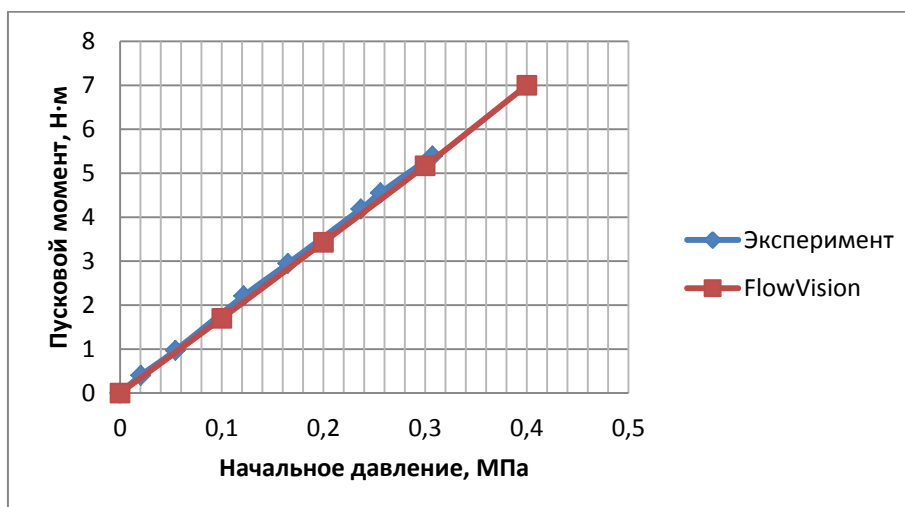
Для проведения вычислений задавался фиксированный шаг по времени  $1 \cdot 10^{-6}$  с и по мере продвижения (разгона) расчета был увеличен до значения  $1 \cdot 10^{-5}$  с.

Процесс расчета потока газа с выходом на стационарный режим контролировался графиками сходимости по различным параметрам.

По результатам расчета течения газа для различных входных давлений и положений иглы ПС (величина  $h$ , которая принималась 4мм, 10мм, 16мм, 22мм) получены значения пускового момента.



а



б

Рисунок 4.2 - Сравнение значений пускового момента на валу СРРМ при положении иглы  $h=22$  мм, а- эквивалентный диаметр ТС 13,7мм, б- эквивалентный диаметр ТС 15,6мм

Одним из основных параметров эффективности СРРМ на пусковом режиме является удельный пусковой момент, который определялся по следующей формуле

$$(M_{уд.пуск})_{CPT} = \frac{(M_{пуск})_{CPT}}{G_n}, \quad (4.1)$$

где  $G_n$  - расход газа через питающее сопло.

Ниже, на рисунке 4.3-4.6 приведено сравнение экспериментальных и расчетных зависимостей пускового и удельного пускового моментов от положения иглы ПС для различных давлений газа на входе в СРТ.

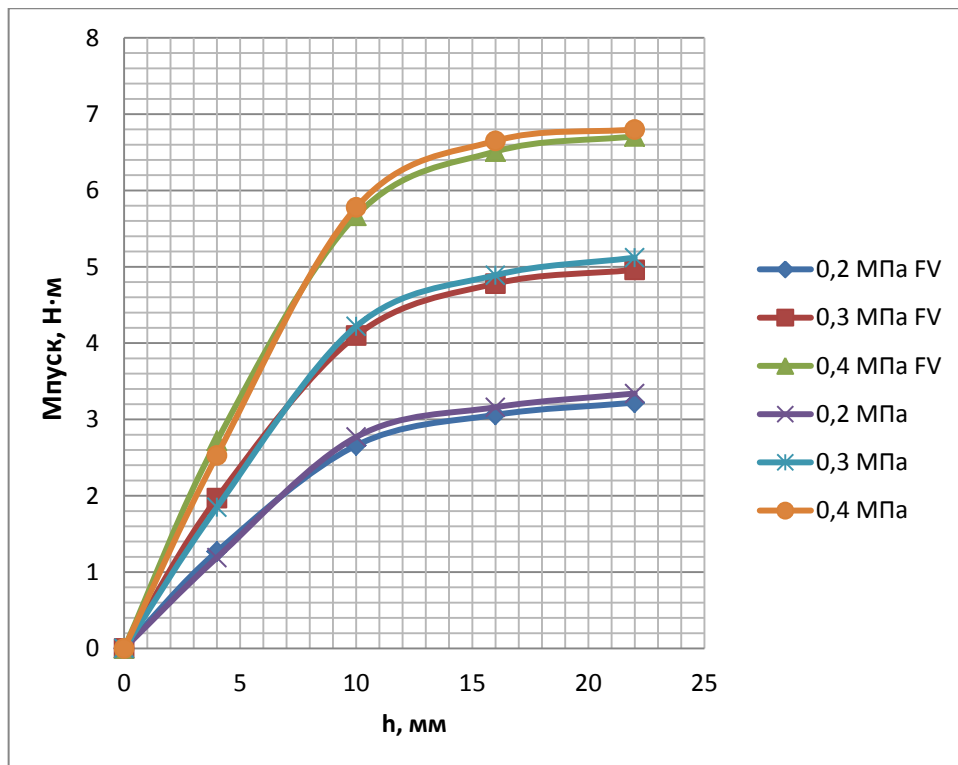


Рисунок 4.3 - Зависимости пускового момента на валу СРРМ от хода иглы питающего сопла ( $d_{кр.т} = 13,7 \text{ мм}$ )

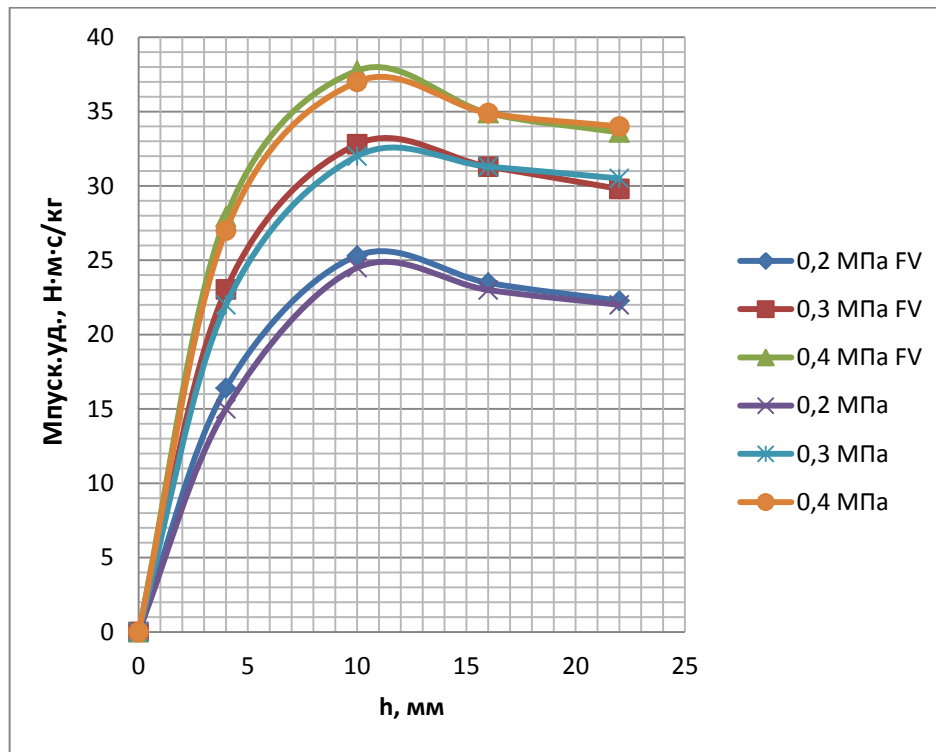


Рисунок 4.4 - Зависимости удельного пускового момента на валу СРРМ от хода иглы питающего сопла ( $d_{кр.т}=13,7\text{мм}$ )

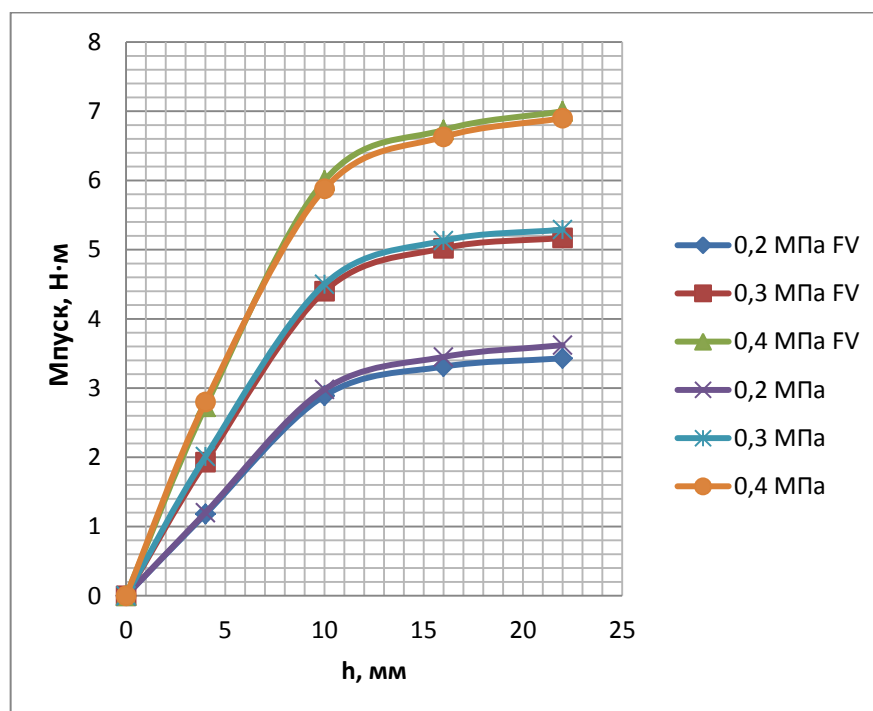


Рисунок 4.5 - Зависимости пускового момента на валу СРРМ от хода иглы питающего сопла ( $d_{кр.т}=15,6\text{мм}$ )

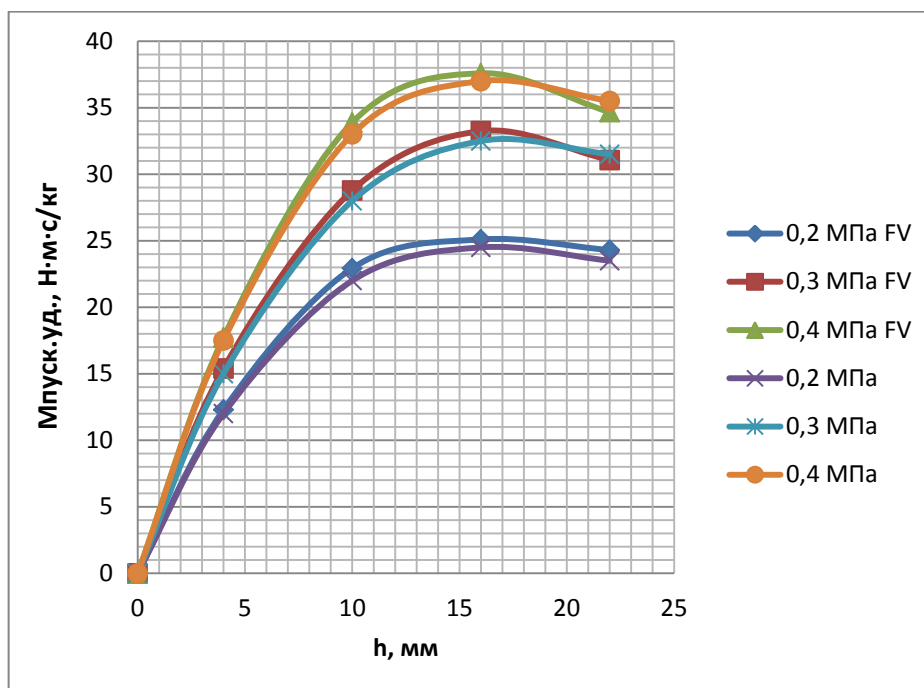


Рисунок 4.6 - Зависимости удельного пускового момента на валу СРРМ от хода иглы питающего сопла ( $d_{кр.т} = 15,6 \text{ мм}$ )

В ходе отладки методики расчета СРТ использовалось и проверялось большое количество типов граничных условий, начальных сеток и уровней адаптации, шагов расчета по времени и т.д. В результате предложенная методика является наиболее достоверной с точки зрения адекватности происходящих процессов внутри проточной части и наименее временнзатратной с точки зрения выхода расчета на стационарный режим.

### 4.3 Анализ течения газа в проточной части модельной расширительной машины при вращении ротора

Расчет данного режима является важным звеном во всей последовательности расчетов, поскольку позволяет оценить адекватность происходящих процессов при вращении ротора машины. В ходе проведения данного исследования не учитывалось аэродинамическое сопротивление вращению ротора в среде вязкого газа.

Последовательность задания данных следующая:

- модель расчета - полностью сжимаемая жидкость;
- опорные величины: температура - 273 К; давление - 101325 Па;
- модель турбулентности – SST;
- вещество – воздух (расчет плотности осуществляется по закону идеального газа).

Следующим этапом подготовки расчета следовало назначение расчетной сетки, которая адаптирована в наиболее важных местах по граничным условиям:

- по питающему соплу:

- вход в питающее сопло (1 уровень адаптации расчетной сетки).

Тип границы – «Вход/выход», для независимой переменной «температура» тип граничного условия «Полная температура» и значение составляет 25<sup>0</sup>С, для независимой переменной «скорость» тип граничного условия «Полное давление» и значение составляет 278850 Па. Остальные переменные по умолчанию;

- стенка питающего сопла (без адаптации). Тип границы – «Стенка», для независимой переменной «температура» тип граничного условия «Нулевой поток», для независимой переменной «скорость» тип граничного условия «Стенка, логарифмический закон». Остальные переменные по умолчанию;

- зазор между питающим соплом и ротором (3 уровень адаптации расчетной сетки). Тип границы – «Свободный выход», для независимой переменной «температура» тип граничного условия «Нулевой поток», для независимой переменной «скорость» тип граничного условия «Нулевое давление/выход». Остальные переменные по умолчанию;

- скользящая поверхность питающего сопла (1 уровень адаптации расчетной сетки). Тип границы – «Скользящая поверхность», типы граничных условий всех переменных – «Скользящий»;

- по рабочему колесу (ротору):

- скользящая поверхность рабочего колеса (1 уровень адаптации расчетной сетки). Тип границы – «Скользящая поверхность», типы граничных условий всех переменных – «Скользящий»;

- стенка рабочего колеса (без адаптации). Тип границы – «Стенка», для независимой переменной «температура» тип граничного условия «Нулевой поток», для независимой переменной «скорость» тип граничного условия «Вращающаяся стенка, логарифмический закон». Остальные переменные по умолчанию;

- стенка тяговых сопел (2 уровень адаптации расчетной сетки). Тип границы – «Стенка», для независимой переменной «температура» тип граничного условия «Нулевой поток», для независимой переменной «скорость» тип граничного условия «Вращающаяся стенка, логарифмический закон». Остальные переменные по умолчанию;

- выход из тяговых сопел (2 уровень адаптации расчетной сетки). Тип границы – «Свободный выход», для независимой переменной «температура» тип граничного условия «Нулевой поток», для независимой переменной «скорость» тип граничного условия «Давление, нет втока». Остальные переменные по умолчанию.

Задание частоты вращения ротора (во вкладке «Движение») осуществлялось ступенчато: 100об/мин, 500 об/мин, 1000 об/мин, 2000 об/мин, 4000 об/мин, 8000 об/мин, 16000 об/мин и число оборотов холостого хода, согласно полученных экспериментальных данных - 22357 об/мин.

Для проведения расчетов задавался фиксированный шаг по времени  $1 \cdot 10^{-6}$  с.

Процесс расчета потока газа с выходом на стационарный режим контролировался графиками сходимости по различным параметрам. Пример такого графика для крутящего момента ротора машины представлен на рисунке 4.7.



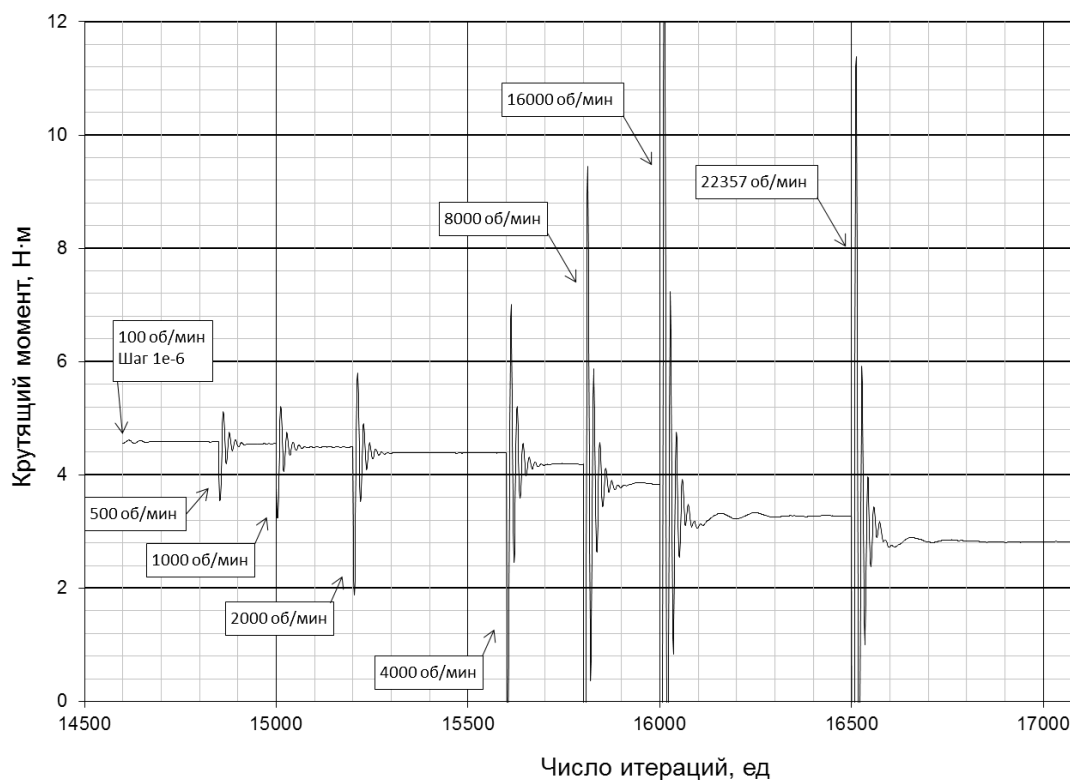


Рисунок 4.7 - График сходимости расчета по крутящему моменту ротора СРРМ

По результатам расчетов течения газа в программном комплексе FlowVision и с помощью одномерной теории построены графики зависимости крутящего момента (без учета момента сопротивлению вращения ротора в среде вязкого газа) от частоты вращения ротора (см. рисунок 4.8). Расчет характеристики по одномерной теории осуществлялся с помощью прикладных программ, на основе публикаций [127].

Момент на валу турбины определялся уравнением

$$M_T = M_U - M_{c.v.} = M_U - K_{c.v.} \omega_T^2, \quad (4.2)$$

где:  $M_U$  - момент, определенный по теореме об изменении момента количества движения потока газа относительно оси вращения, обусловленный взаимодействием потока газа с элементами проточной части;  $M_{c.v.}$  - момент сопротивления вращению ротора в окружающей среде (момент аэродинамического сопротивления);  $K_{c.v.}$  - коэффициент сопротивления вращению; зависит от плотности окружающей среды, наружного диаметра рабочего колеса, формы, количества и взаимного расположения трубок плеч

ротора, частоты вращения вала; может быть определен только экспериментально;  $\omega_T$  – угловая скорость вращения ротора.

Для данного случая  $M_{c.в.} = 0$ , поэтому

$$M_T = M_U. \quad (4.3)$$

Момент  $M_U$  равен

$$M_U = R_W \cdot D/2 - G_m \cdot \omega_T \cdot D^2/4, \quad (4.4)$$

где:  $R_W$  - сила тяги тяговых сопел в относительном движении;  $D$  - диаметр расположения осей тяговых сопел относительно оси вращения;  $G_m$  – расход газа через тяговые сопла;  $\omega_T$  - угловая скорость вращения ротора.

Сила тяги  $R_W$  определялась по формуле

$$R_W = G_m \cdot W_{cp.m.} + f_{cp.m.} \cdot (P_{cp.m.} - P_{окр.ср.}). \quad (4.5)$$

где:  $G_m$  – расход газа через тяговое сопло;  $W_{cp.m.}$  – скорость газа на срезе тягового сопла в относительном движении;  $f_{cp.m.}$  – площадь выходного сечения (среза) тягового сопла;  $P_{cp.m.}$  – давление газа на срезе тягового сопла;  $P_{окр.ср.}$  – давление окружающей среды.

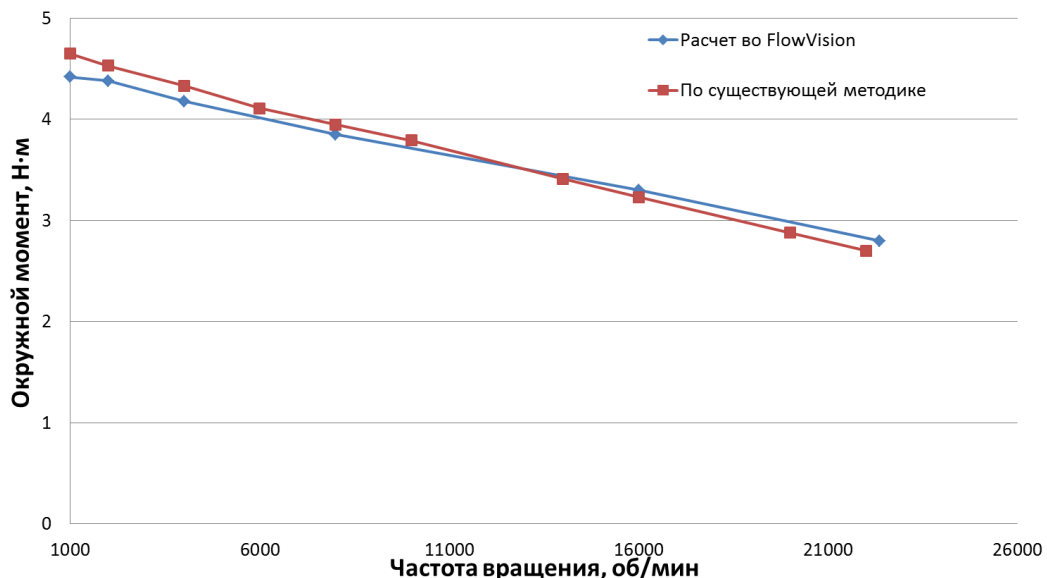


Рисунок 4.8 - Сравнение окружных моментов по результатам расчета в программном комплексе FV и с помощью одномерной теории течения газа

Дальнейший расчет характеристик СРРМ сводился к определению мощности и КПД турбины. Мощность определялась, как произведение

окружного момента и угловой скорости вращения ротора, а КПД – это отношение действительной мощности к изоэнтропной.

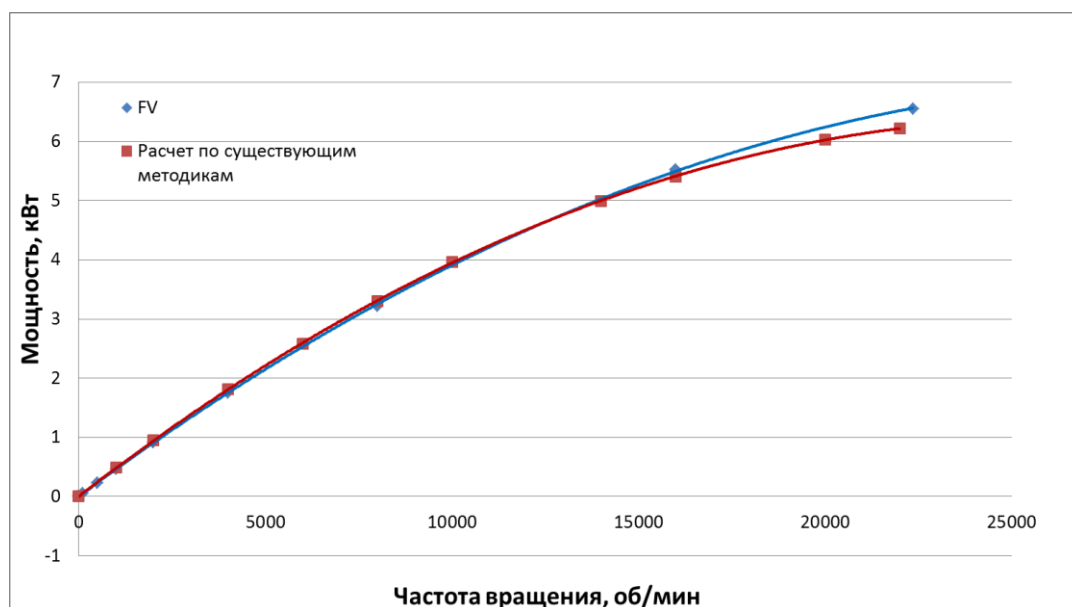


Рисунок 4.9 - Сравнение мощностей по результатам расчета в программном комплексе FlowVision и с помощью одномерной теории течения газа

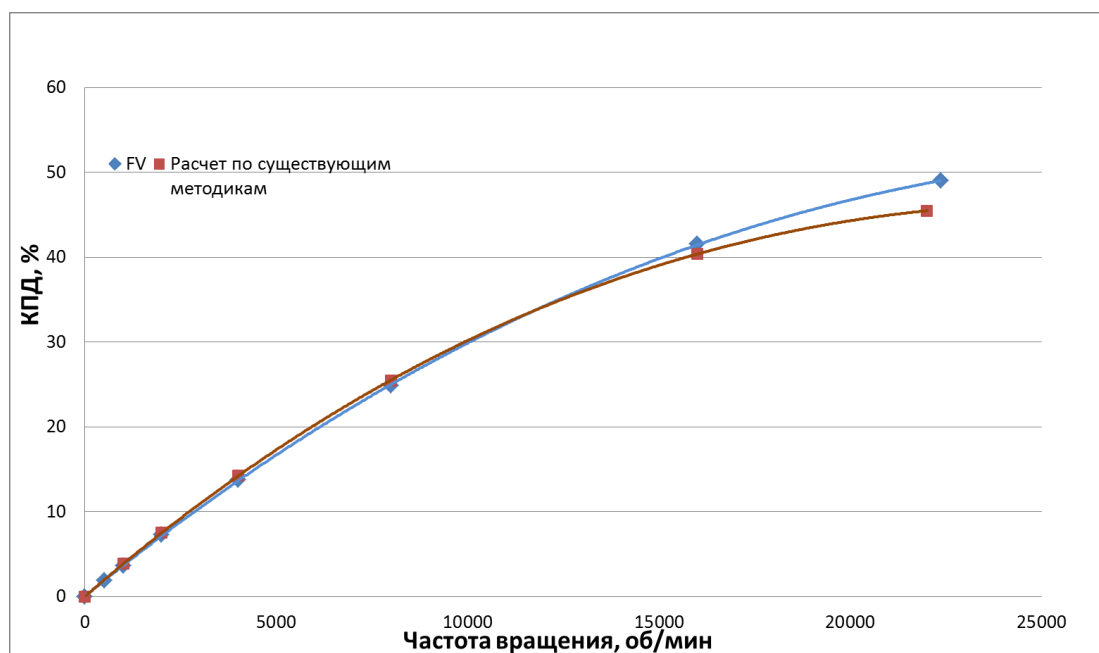


Рисунок 4.10 - Сравнение КПД по результатам расчета в программном комплексе FlowVision и с помощью одномерной теории течения газа

Стоит отметить, что данная методика несколько отличается от изложенной в п. 4.1 (для пускового режима). По поверхности выхода из тяговых сопел для независимой переменной «скорость» применен тип

граничного условия «Давление, нет втока», вместо ранее используемого «Нулевое давление/выход». Также использовался фиксированный шаг расчета по времени  $1 \cdot 10^{-6}$  с и адаптация расчетной сетки по граничному условию «зазор» увеличена до 3 уровня. Эти изменения связаны с тем, что в ходе проведения расчета по прежней методике наблюдалась нефизичность протекающих процессов в турбине и/или «аварийное завершения расчета». В результате длительных численных экспериментов и консультаций с разработчиками программного продукта FlowVision (компания ООО «ТЕСИС») окончательная методика приобрела вышеописанный вид.

#### **4.4 Расчет выходных характеристик модельной расширительной машины**

В настоящем разделе решен вопрос моделирования течения газа в СРРМ в целом, т.е. построения выходных характеристик СРРМ с учетом вращения ротора (в корпусе) в среде вязкого газа. В предыдущих двух разделах для расчета режимов работы машины использовался FlowVision версии 2.05, однако, при решении данной задачи возникло огромное количество проблем. После достаточно большого количества безуспешных попыток моделирования течения газа и длительной переписки с разработчиками программного продукта FlowVision принято решение использовать новую версию FlowVision НРС, временная лицензия на которую была получена от разработчиков.

Натурные трехмерные модели созданы в среде SolidWorks. Модели состоят из ротора и проточной части корпуса по отдельности, для использования модуля подвижного тела FlowVision. Модуль подвижного тела обеспечивает достаточно просто постановку задачи в FlowVision практически без допущений, т.е. с учётом аэродинамического сопротивления консолей рабочего колеса, вращающихся в корпусе. При этом во FlowVision посредством stl-файлов сначала загружался корпус, в который затем вставлялся ротор, как импортированный объект, на котором создавался модификатор «подвижное тело».

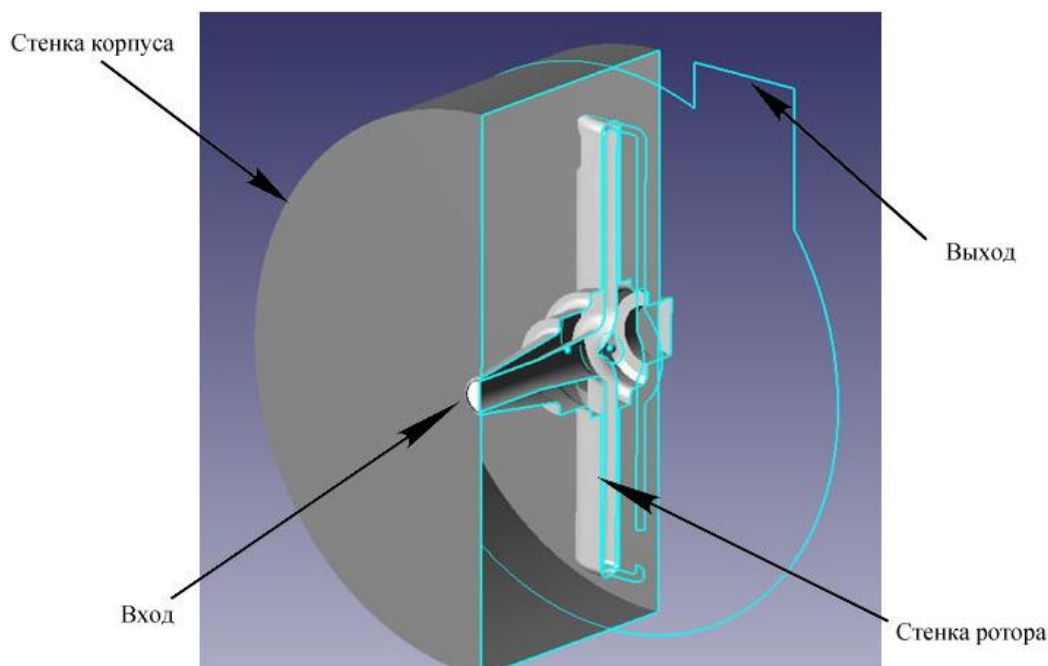


Рисунок 4.11 - Трехмерная модель СРТ для расчета течения

С целью верификации результатов расчётов в FV с имеющимися экспериментальными данными испытаний СРРМ на воздушном стенде, задача в FV ставилась идентично эксперименту, т.е. по параметрам задавались такие же условия.

Постановка задачи (по папкам препроцессора):

1. «Общие установки». Опорные величины: давление 101325 Па; температура 273.15К.
2. «Вещества». Вещество: воздух из базы; фаза – газовая (равновесная); плотность – закон идеального газа.
3. «Физические процессы».

Движение = Ньютоновская жидкость

Теплоперенос = Конвекция и теплопроводность

Турбулентность = SST- модель.

4. «Объекты». Загружен «Импортированный объект» - Ротор (модификатор – «Подвижное тело»). Скорость вращения задавалась последовательно в 1/с в соответствии с оборотами: 0; 10000; 22357; 16000 об/мин.

5. «Граничные условия» (рисунок 4.11).

Вход – тип «Вход/Выход»: полное давление 278846,4 Па; полная температура 25°C.

Выход – тип «Свободный выход», давление 0 Па.

Стенка корпуса – тип «Стенка», логарифмический закон.

Стенка ротора - тип «Стенка», логарифмический закон.

6. «Начальная сетка». Задана начальная сетка и далее (по мере разгона расчета) проводились последовательные локальные адаптации.

Для солвера задавались постоянные шаги интегрирования по времени в диапазоне от  $7,5 \cdot 10^{-6}$  с до  $10^{-5}$  с. Задача решалась в нестационарной постановке.

Процесс расчета потока газа с выходом на стационарный режим контролировался графиками сходимости по различным параметрам. Пример такого графика для крутящего момента на валу машины приведен на рисунке 4.12.

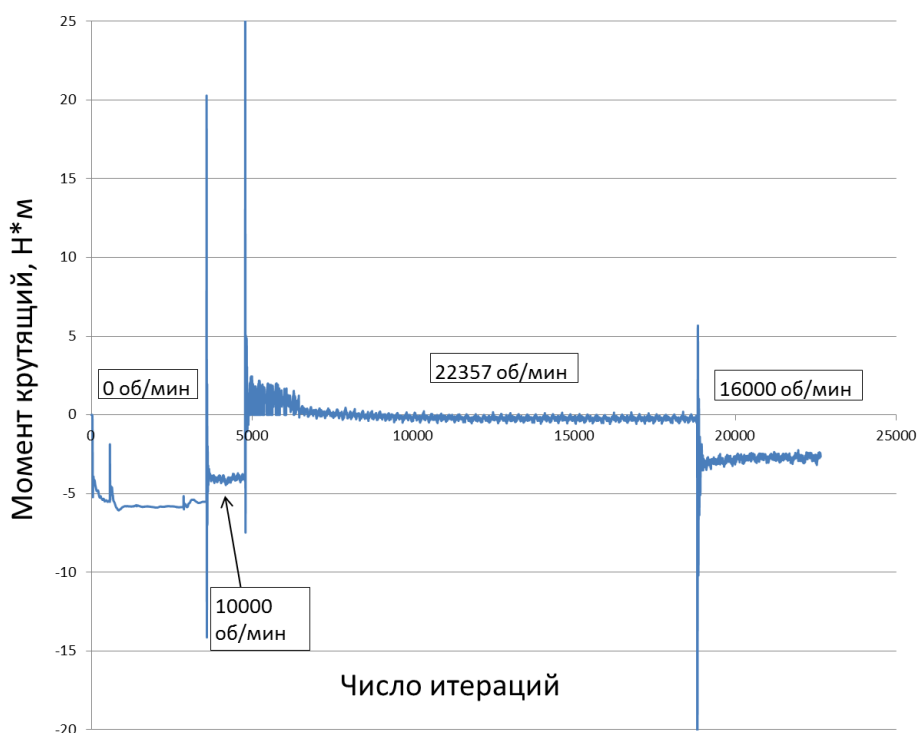


Рисунок 4.12 - График изменения крутящего момента

После завершения расчета можно визуально оценить процесс течения газа, т.е. изменение контролируемых параметров вдоль проточной части и внутри корпуса. Пример визуализации по векторам скорости при частоте вращения ротора СРТ  $n=22357$  об/мин, представлен на рисунке 4.13.

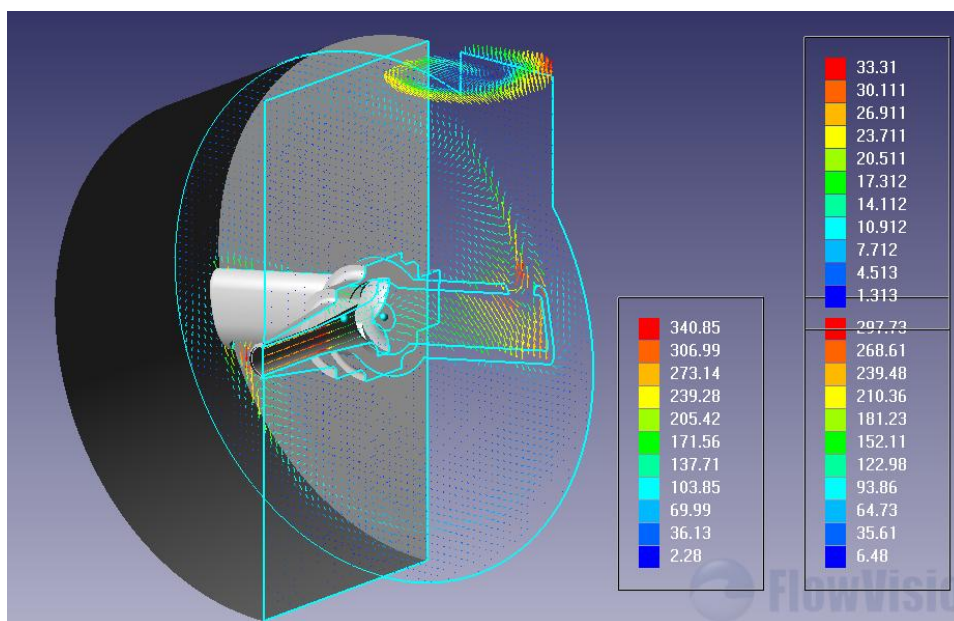


Рисунок 4.13 - Визуализация расчета с помощью векторов скорости

По имеющимся экспериментальным данным проведен анализ полученных результатов расчетов и построены графические зависимости крутящего момента, мощности и КПД от числа оборотов (рисунки 4.14 – 4.16). Необходимо акцентировать внимание на том, что общие точки сравнения характеристик находятся при 0 об/мин, 10000 об/мин, 16000 об/мин и 22357 об/мин.

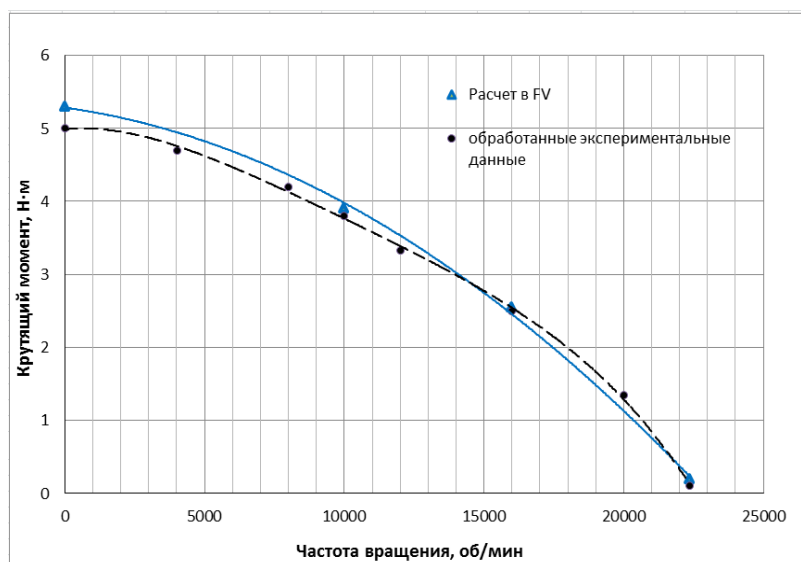


Рисунок 4.14 - График изменения крутящего момента от частоты вращения

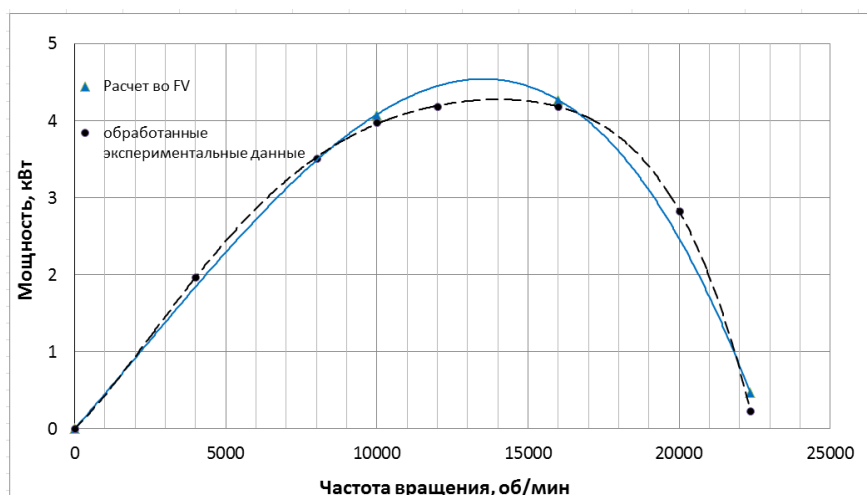


Рисунок 4.15 - График изменения мощности от частоты вращения

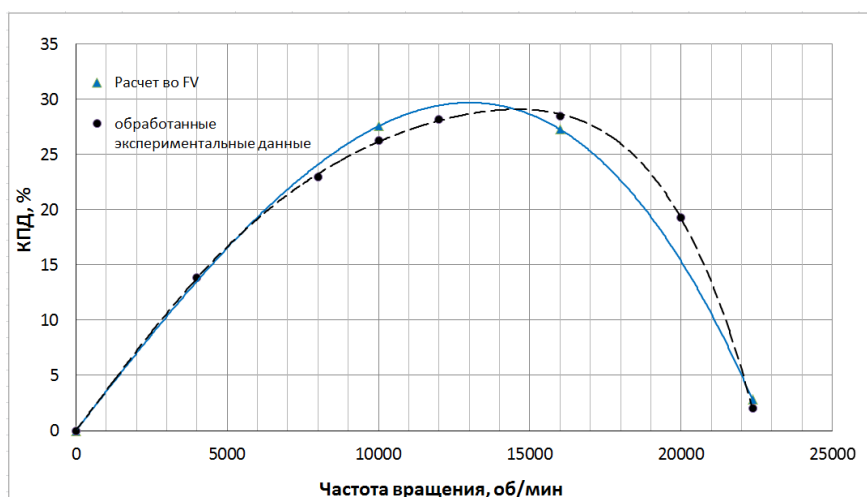


Рисунок 4.16 - График изменения КПД от частоты вращения

Также как и в п. 4.1 использовалось и проверялось большое количество типов граничных условий, начальных сеток и уровней адаптации, шагов расчета по времени и т.д. В результате предложенная методика является наиболее достоверной с точки зрения адекватности происходящих процессов внутри машины и наименее временнoзатратной с точки зрения выхода расчета на стационарный режим.

#### 4.5 Исследование течения газа в условиях работы пневмоагрегата на ГРС

В настоящем разделе отработана методика расчёта пневмоагрегата в условиях работы на ГРС, т.е. построения характеристики и сравнение с



полученными экспериментальными данными раздела 3.2.2 (рисунок 3.11). Как и в предыдущем разделе использовался программный комплекс FlowVision НРС, временная лицензия на которую была получена от разработчиков.

Натурные трехмерные модели созданы в среде SolidWorks. По сравнению с предыдущим разделом доработана модель корпуса, в частности, выход. Это объясняется необходимостью стабилизации параметров течения газа до выходного сечения патрубка в условиях воздействия сверхзвуковых струй. Модели состоят из ротора расширительной машины и проточной части корпуса по отдельности, для использования модуля подвижного тела FlowVision. Модуль подвижного тела обеспечивает достаточно просто постановку задачи в FlowVision практически без допущений, т.е. с учётом аэродинамического сопротивления консолей рабочего колеса, вращающихся в корпусе. При этом во FlowVision посредством stl-файлов сначала загружался корпус, в который затем вставлялся ротор, как импортированный объект, на котором создавался модификатор «подвижное тело». Трёхмерная модель пневмоагрегата для расчета течения газа представлена на рисунке 4.17.

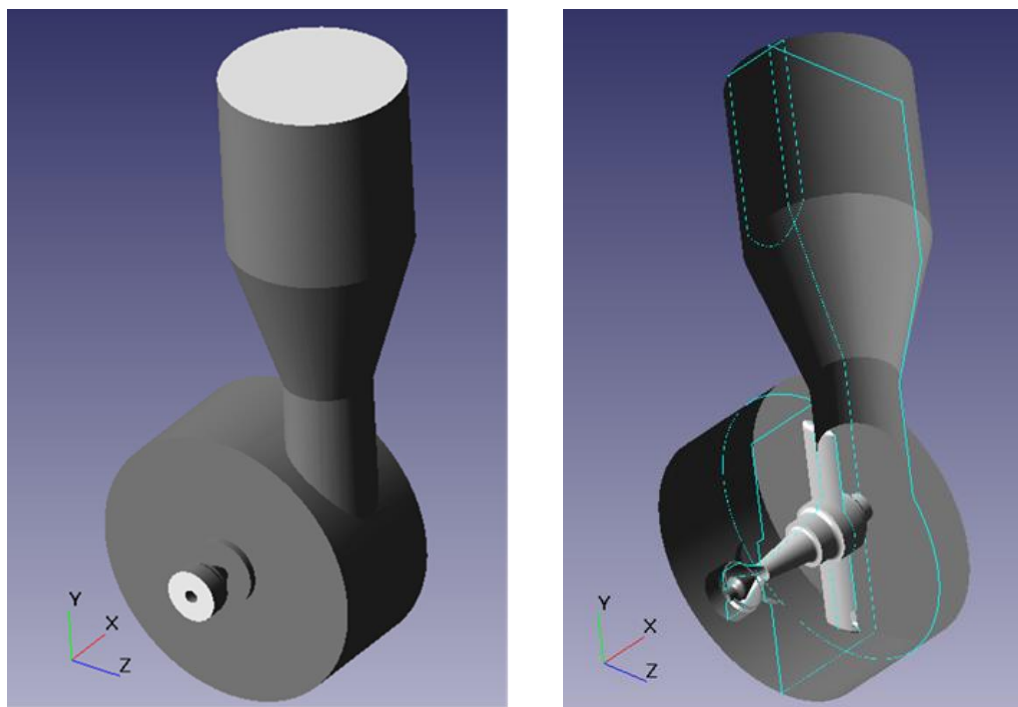


Рисунок 4.17 - Трёхмерная модель пневмоагрегата

С целью сравнения результатов расчёта в FV с полученными экспериментальными данными на стенде натуральных испытаний (раздел 3.2.2), задача в FV ставилась идентично эксперименту, т.е. по параметрам задавались такие же условия.

Постановка задачи (по папкам препроцессора):

1. «Общие установки». Опорные величины: давление 738 ммHg=98391.64Па; температура 273.15К.
2. «Вещества». Вещество: природный газ из базы FV; фаза – газовая (равновесная); плотность – закон идеального газа.
3. «Физические процессы».

Движение = Ньютоновская жидкость

Теплоперенос = Конвекция и теплопроводность

Турбулентность = SST- модель.

4. «Объекты». Загружен «Импортированный объект» - Ротор (модификатор – «Подвижное тело»). Скорость вращения задавалась последовательно в 1/с в соответствии с оборотами: 0; 10000; 16854, 19374, 20567 об/мин.

5. «Граничные условия».

Вход – тип «Вход/Выход»: полное давление в Па; полная температура в °С - в соответствии с протоколом обработки опытных данных на режиме 5.

Выход – тип «Свободный выход», давление 220888 Па.

Стенка корпуса – тип «Стенка», логарифмический закон.

Стенка ротора - тип «Стенка», логарифмический закон.

6. «Начальная сетка». Задана начальная сетка и далее (по мере разгона расчета) проводились последовательные локальные адаптации.

Для солвера задавались постоянные шаги интегрирования по времени в диапазоне от  $7,5 \cdot 10^{-6}$ с до  $10^{-5}$ с. Задача решалась в нестационарной постановке.

Процесс расчета потока газа с выходом на стационарный режим контролировался графиками сходимости по различным параметрам, которые отображались в программном окне FV.

После завершения расчета можно визуально оценить процесс течения газа вдоль проточной части турбины и внутри корпуса. Пример визуализации

по векторам скорости при частоте вращения ротора СРТ  $n=20567$ об/мин, представлен на рисунке 4.18.

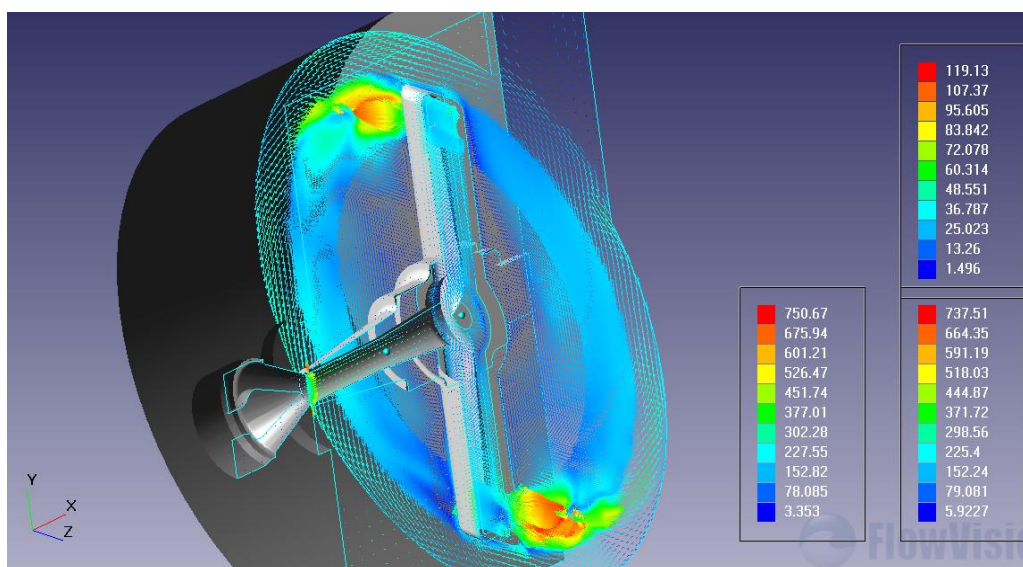


Рисунок 4.18 - Визуализация течения с помощью векторов скорости

Также режим визуализации позволяет увидеть ударную волну (волновой кризис) при обтекании периферии тяговых консолей турбины (рисунок 4.19).

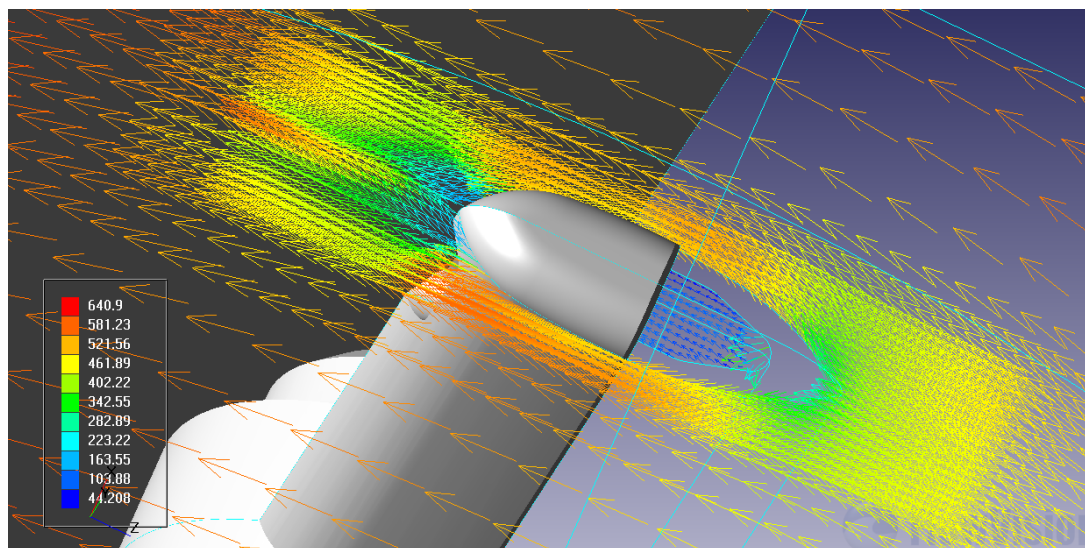


Рисунок 4.19 - Визуализация обтекания периферии консоли с помощью векторов скорости

Сравнительный анализ результатов расчета с представленными результатами испытаний по режиму 5 (рисунок 3.11) приведен в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Результаты расчета по FV и испытания на натурном стенде

Параметры	Обороты СРТ, об/мин				
	0	10000	16854	19374	20567
<i>Испытания</i>					
Мощность СРРМ*, кВт	0	83	120	124	123
<i>Расчёты во FV</i>					
Мощность СРРМ, кВт	0	85	122	127	127
Крутящий момент СРРМ, Н·м	90	81	69	62	59

Примечание. \* - определяется как  $N_{эл} / \eta_{мэ} = N_{эл} / 0,886$ . В данном выражении  $\eta_{мэ} = 0,886$  – механический КПД пневмоагрегата, который учитывает КПД электродвигателя, зубчатой передачи и масляного торцового уплотнения выходного вала.

Подводя итог, стоит отметить, что сравнительный анализ результатов расчета во FV и испытаний на натурном стенде показал очень точное совпадение (относительная погрешность не превысила 3%). Это удалось достичь благодаря правильному выбору типов граничных условий, расчетной сетки и уровней адаптации, шагов расчета по времени и т.д. В результате отлаженная методика расчета, позволит в дальнейшем прогнозировать результаты при изменении конструкции твердотельной модели пневмоагрегата.

#### 4.6 Выводы

По результатам проведенных численных исследований необходимо отметить следующее:

1 Выполнен расчет течения газа в проточной части модельной СРРМ для пускового режима с помощью программного комплекса FlowVision. Установлено, что приемлемая точность результатов обеспечивается при следующих условиях расчета:

- адаптация входа в питающее сопло – 1 уровень; адаптация стенок тяговых сопел – 2 уровень; адаптация выхода из питающего сопла, зазора между статором и ротором и выхода из тяговых сопел – 2 уровень;

- шаг расчета по времени должен быть не более  $5 \cdot 10^{-6}$  с. На начальном этапе процесса расчета величина шага должна быть меньше (приблизительно  $1 \cdot 10^{-6}$  с).

2 Результаты расчета пускового и удельного пускового моментов модельной СРРМ в программном комплексе FlowVision для различных положений иглы питающего сопла подтверждены результатами экспериментальных исследований (относительная погрешность менее 5%).

3 Получено достаточно хорошее совпадение результатов расчета по одномерной теории течения газа модельной турбины и с помощью программного комплекса FlowVision (относительная погрешность менее 5%). Установлено, что приемлемая точность результатов обеспечивается при следующих условиях расчета:

- адаптация входа в питающее сопло – 1 уровень; адаптация стенок тяговых сопел и выхода из тяговых сопел – 2 уровень; адаптация выхода из питающего сопла, зазора между статором и ротором – 3 уровень;

- шаг расчета по времени должен быть не более  $1 \cdot 10^{-6}$  с.

4 Выполнено моделирование течения газа и расчет выходных характеристик модельной СРРМ с помощью программного комплекса FlowVision НРС. Установлено, что приемлемая точность результатов обеспечивается при вышеупомянутых (в п. 4.3) адаптациях граничных условий и фиксированного шага по времени расчета. Результаты расчета выходных характеристик в программном комплексе подтверждены обработанными результатами экспериментальных исследований (относительная погрешность не превышает 7% при принятых частотах вращения).

6 В ходе проведения вычислительного эксперимента по работе пневмоагрегата на ГРС, отработана методика его расчета, что позволит прогнозировать результаты при изменении геометрических параметров твердотельной модели пневмоагрегата без создания натурного стенда.

## ВЫВОДЫ

В диссертационной работе решена научно-практическая задача, которая состоит в совершенствовании рабочих параметров и характеристик пневмоагрегатов с расширительной машиной струйно-реактивного типа, а также использовании данных пневмоагрегатов в качестве утилизирующих установок в системах редуцирования давления для повышения их энергоэффективности. На основании полученных данных теоретических, экспериментальных и вычислительных исследований сделаны следующие выводы:

1. Анализ литературных источников показал, что в системах редуцирования давления применяются турбодетандерные агрегаты на основе осевых и центростремительных расширительных машин мощностью, как правило, более 1 МВт. Агрегаты меньшей мощности на основе этих машин будут сложными и дорогими. Мощности большинства ГРС Украины составляют менее 1 МВт, т.е. для них нужны надежные и эффективные утилизацию пневмоагрегаты с быстрым сроком окупаемости, в частности на основе расширительных машин струйно-реактивного типа.

2. Развита физическая модель рабочего процесса пневмоагрегата в части обтекания профилей колеса в среде вязкой газа, а также уточнена математическая модель рабочего процесса струйно-реактивной расширительной машины путем учета коэффициента сжимаемости газа, что позволило более точно определить параметры и характеристики. Обоснован характер течения газа на входе в ротор струйно-реактивной расширительной машины, который заключается в обеспечении минимальной сверхзвуковой скорости, что позволит повысить эффективность машины.

3. Экспериментально доказано, что диапазон изменения хода иглы  $h$  питающего сопла, при котором эффективность струйно-реактивной расширительной машины максимальная, находится в интервале:

- для неподрезанных тяговых сопел ( $d=13,7$  мм) –  $10\text{мм} \div 13\text{мм}$ ;

- для подрезанных тяговых сопел ( $d=15,6$  мм) –  $13\text{мм} \div 19\text{мм}$ .

Зона эффективной работы расширительной машины с увеличенными тяговыми соплами шире и близка к режиму работы при полностью открытом питающем сопле, т.е. к расчетному режиму.

Установлено, что основным геометрическим соотношением, которое определяет эффективность работы струйно-реактивной машины и пневмоагрегатов на ее основе, является отношение площадей критических сечений питающего и тяговых сопел и для зоны максимальной эффективности это отношение находится в диапазоне  $0,85 \div 0,95$ .

Для получения результатов требуемой точности было выполнено по 5 измерений на одном уровне факторов, а также получены уравнения регрессии экспериментальных зависимостей методом наименьших квадратов.

4. Проведенный анализ режимов работы опытного образца пневмоагрегата ТДА-СРТ-100/130-5,5/0,6ВРД по результатам испытаний на натурном стенде показал зоны неустойчивой работы при окружных числах Маха выше 0,517, что объясняется наличием волнового кризиса на профилях рабочего колеса. Разработано методика для определения наличия волнового кризиса при работе агрегата, а также предложены научно обоснованные рекомендации, целью которых является исключить зону волнового кризиса во всем значимом спектре частот вращения ротора.

5. Результаты расчета течения газа в проточной части струйно-реактивного пневмоагрегата и его характеристик в программном комплексе подтверждены экспериментальными исследованиями (относительная погрешность не превышает 7%). Относительная погрешность результатов расчета пневмоагрегата в условиях работы на газораспределительной станции составила менее 3%.

6. В диссертационной работе отработана методика расчета пневмоагрегата с помощью программно-вычислительного комплекса, что позволяет сократить время исследования и повысить экономический эффект, поскольку создание стенда натуральных испытаний с необходимой обвязкой и

подводами значительно дороже и затратнее по времени. Применение вычислительных комплексов позволит в дальнейшем прогнозировать результаты при изменении геометрических параметров твердотельной модели пневмоагрегата и создавать более эффективные струйно-реактивные пневмоагрегаты.

7. Основные результаты работы внедрены в учебный процесс Сумского государственного университета в дисциплинах «Пневмодинамические машины и установки» (для направления 6.050502 «Инженерная механика»), «Пневмоагрегаты и вакуумная техника» (для направления 6.050604 «Энергомашиностроение») и «Расширительные турбомшины радиального типа» (для специальности 7(8).05060405 «Компрессоры пневмоагрегаты и вакуумная техника»). Также результаты внедрены на предприятии ООО «Укрнефтезапчасть» при проектировании номенклатурного ряда утилизационных турбогенераторных агрегатов и парового турбогенератора для систем редуцирования давления, что подтверждено соответствующими актами.



## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Енергетична стратегія України на період до 2030 року : схвалено розпорядженням від 15 березня 2006 р / Кабінет Міністрів України. – К. : Парлам. вид-во, 2006. – 129 с.
2. Державна цільова економічна програма енергоефективності на 2010-2015 роки : затверджено розпорядженням від 01 березня 2010 р / Кабінет Міністрів України. – К. : Парлам. вид-во, 2010. – 17 с.
3. Исследование струйно-реактивной турбины для турбогенераторов в системах редуцирования газа / С. М. Ванеев [и др.] // Сталий розвиток і штучний холод. Збірник наукових праць VIII Міжнародної науково-технічної конференції. – 2012. – С. 386-390.
4. Создание турбодетандерного агрегата ТДА-СРТ-100 со струйно-реактивной турбиной для ГРС. ЧАСТЬ 1 / С.М. Ванеев [и др.] // Газотурбинные технологии. – 2014. – №1(120). – С. 40-46.
5. Создание турбодетандерного агрегата ТДА-СРТ-100 со струйно-реактивной турбиной для ГРС. ЧАСТЬ 2 / С.М. Ванеев [и др.] // Газотурбинные технологии. – 2014. – №2(121). – С. 34-38.
6. Закон України про енергозбереження : зі змінами на 1 січня 2013 р. / Верховна Рада України. — Офіц. вид. — К. : Парлам. вид-во, 2013. — 16с.
7. Про затвердження Державної цільової економічної програми енергоефективності і розвитку сфери виробництва енергоносіїв з відновлюваних джерел енергії та альтернативних видів палива на 2010-2015 роки [Електронний ресурс]: Постанова №243 від 01.03.10р. / Кабінет міністрів України. — Режим доступу: <http://zakon4.rada.gov.ua/laws/show/243-2010-%D0%BF>. — Назва з екрана.

8. Исследование струйно-реактивного турбодетандера / С. М. Ванеев [и др.] // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2011. – Выпуск №4 (26). – С. 33-41.
9. Ванеев С.М. Исследование струйно-реактивной турбины для турбодетандерного агрегата / С. М. Ванеев, В.В. Гетало, С.К. Королев // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Тематичний випуск: «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування». – 2012. – №8. – С. 82-91.
10. Исследование неререверсивной струйно-реактивной турбины для турбогенератора с помощью программного комплекса FlowVision / С.М. Ванеев [и др.] // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2012. – Выпуск №3 (29). – С. 22-28.
11. Исследование реверсивной струйно-реактивной турбины с помощью программного комплекса FlowVision / С.М. Ванеев [и др.] // Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки. – 2012. – №4. – С. 14-20.
12. Ванеев С.М. Исследование характеристики струйно-реактивной турбины с помощью программного комплекса FlowVision / С.М. Ванеев, В.В. Гетало, С.К. Королев // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – 2013. – №12(986). – С. 36-43.
13. Ванеев С.М. Струйно-реактивная турбина для решения проблемы энергосбережения в различных отраслях промышленности / С.М. Ванеев, В.В. Гетало, В.А. Глущенко // Компрессорная техника и пневматика. – 2013. – №7. – С. 4-8.
14. Ванеев С.М. Исследование и анализ использования программного комплекса *FlowVision HPC* при расчете характеристик струйно-реактивной турбины / С.М. Ванеев, В.В. Гетало, С.К. Королев // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць.

- Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – 2014. – №11(1054). – С. 109-117.
15. Ванеев С.М. Потери на аэродинамическое сопротивление вращению рабочего колеса струйно-реактивной турбины в среде вязкого газа / С.М. Ванеев, В.В. Гетало // Сучасні технології в промисловому виробництві: матеріали ІІ Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції. – 2012. – Ч. 3. – С. 106-107.
  16. Андрижиевский А.А. Энергосбережение и энергетический менеджмент / А.А. Андрижиевский, В.И. Володин ; 2-е изд. исправл. – Мн.: Выш. шк., 2005. – 294 с.
  17. Данилов Н.И. Основы энергосбережения / Н.И. Данилов, Я.М. Щелоков ; под. общей редакцией профессора, доктора экономических наук Н.И. Данилова. – Екатеринбург «ГОУ ВПО УГТУ\_УПИ», 2006. – 569 с.
  18. Батуев Б.Б. Система теплоснабжения предприятия / Б.Б. Батуев, В.Э. Матханова. – М.: Дело, 2006. – 134 с.
  19. Самойлов М.В. Основы энергосбережения / М.В. Самойлов, В.В. Паневчик, А.Н. Ковалев ; 2-е изд. – Мн.: БГЭУ, 2002. – 198с.
  20. Исакович Г.А. Экономия топливно-энергетических ресурсов в строительстве / Г.А. Исакович, Ю.Б. Слуцкий. – М.: «Норма», 2007. – 244с.
  21. Михайлов В.В. Рациональное использование энергетических ресурсов. – М.: «Феникс», 2008. – 202 с.
  22. Ласкорин Б.Н. Безотходная технология минерального сырья. – М.: «Недра», 2004. – 334с.
  23. Розенгарт Ю.И. Вторичные энергетические ресурсы черной металлургии и их использование. – К.: «Высшая школа», 2008. - 328с.
  24. Толочко А.И. Защита окружающей среды от выбросов предприятий черной металлургии. – М.: «Металлургия», 2001. – 95с.
  25. Ганжа В.Л. Основы эффективного использования энергоресурсов. – Минск: "Белорусская наука", 2007. – 451 с.

26. Гаврилин А.И. Энергосбережение на промышленных предприятиях / А.И. Гаврилин, С.А. Косяков. – Томск: Изд. ТПУ, 2000. – 134 с.
27. Степанец А.А. Энергосберегающие турбодетандерные установки. – М.: Недра, 1999. – 258 с.
28. Зарницкий Г.Э. Теоретические основы использования энергии давления газа. – М.: Недра, 1968. – 297 с.
29. Цанев С.В. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций: Учебное пособие для вузов / С.В. Цанев, В.Д. Буров, А.Н. Ремезов ; под. ред. С.В. Цанева. – М.: Издательство МЭИ, 2002. – 584 с.
30. Теория и проектирование газотурбинных и комбинированных установок: Учебник для вузов / Ю.С. Елисеев [и др.] ; 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2000. – 640 с.
31. Зарянкин А.Е. Радиально-осевые турбины малой мощности / А.Е. Зарянкин, А.Н. Шерстюк. – М.: МАШГИЗ, 1963. – 248 с.
32. Емин О.Н. Воздушные и газовые турбины с одиночными соплами / О.Н. Емин, С.П. Зарицкий. – М.: Машиностроение, 1975. – 216 с.
33. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов / Г.С. Жирицкий [и др.] ; изд 2-е. – М.: Машиностроение, 1971. – 620 с.
34. Наталевич А.С. Воздушные микротурбины. – М.: Машиностроение, 1970. – 208 с.
35. Холщевиков К.В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. – М.: Машиностроение, 1970. – 610 с.
36. Уваров В.В. Газовые турбины и газотурбинные установки. – М.: Высшая школа, 1970. – 320 с.
37. Кириллов И.И. Паровые турбины и паротурбинные установки / И.И. Кириллов, В.А. Иванов, А.И. Кириллов. – Л.: Машиностроение, 1978. – 276 с.
38. Chevance A. Le developement futur des grosses turbines a vapeur // Revue français mecanique. – 1975. – №2. – P. 23-30.

39. Бененсон Е.И. Теплофикационные паровые турбины / Е.И. Бененсон, Л.С. Иоффе. – М.: Энергия, 1976. – 263 с.
40. Кириллов И.И. Теория турбомашин. Примеры и задачи / И.И. Кириллов, А.И. Кириллов. – Л.: Машиностроение, 1974. – 320 с.
41. Быков Н.Н. Выбор параметров и расчет маломощных турбин для привода агрегатов / Быков Н.Н., Емин О.Н. // – М.: Машиностроение, 1972. – 228с.
42. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. – М.: Наука, 1970. – 904 с.
43. Щегляев А.В. Паровые турбины ; изд. 5-е. – М.: Энергия, 1976. – 386 с.
44. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. – М.: Наука, 1976. – 888с.
45. Нащокин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача ; 3-е изд., испр. и доп. – М.: Высшая школа, 1980. – 469 с.
46. Столяров А.А. Состояние и перспективы применения турбодетандеров для установок разделения природных газов // Подготовка и переработка газа и газового конденсата. – 1983. – №2. – С.12-16.
47. Способ утилизации энергии транспортируемого природного газа без выбросов вредных веществ в окружающую среду / Агабабов В.С. [и др.] // Международная практическая конференция «Экология энергетики — 2000». – 2000. – С. 328-331.
48. Агабабов В.С. Влияние детандер-генераторных агрегатов на тепловую экономичность работы конденсационных электростанций // Теплоэнергетика. – 2001. – №4. – С. 51-55.
49. Использование детандер-генераторных агрегатов в промышленности / В.С. Агабабов [и др.] // Энергосбережение в Поволжье. – 2000. — С. 51-55.
50. Охотин В.С. Термодинамический анализ детандер-генераторных агрегатов в схеме паротурбинных установок с подогревом газа паром из отбора турбины // Вестник МЭИ. – 2004. – №3. – С. 12-21.
51. Об использовании потенциальной энергии природного газа на тепловых электростанциях / В.В. Куличихин [и др.] // Электрические станции. – 1997. – №2. – С. 8-11.

52. Методика и результаты исследования характеристик детандер-генераторного агрегата / В.В. Куличихин [и др.] // Вестник МЭИ. – 2001. – №4. – С. 19-24.
53. Агабабов В.С. Получение экологически чистой электроэнергии при утилизации энергии давления транспортируемого природного газа / В.С. Агабабов, В.Ф. Утенков, Ю.Ю. Хаймер // Энергосбережение и водоподготовка. – 1999. – №4. – С. 7-10.
54. Агабабов В.С. Определение экономии топлива на конденсационной электростанции при включении в тепловую схему детандер-генераторного агрегата // Проблемы энергетики. – 1999. – №12. – С. 3-6.
55. Агабабов В.С. Изменение мощности КЭС при включении детандер-генераторного агрегата в её тепловую схему / В.С. Агабабов, Э.К. Аракелян, А.В. Корягин // Проблемы энергетики. – 2000. – №1-2. – С. 32-39.
56. Агабабов В.С. Определение изменения мощности КЭС при включении детандер-генераторного агрегата в её тепловую схему // Вестник МЭИ. – 2000. – С. 83-86.
57. Агабабов В.С. Изменение удельного расхода топлива на электростанции конденсационного типа при включении в её тепловую схему детандер-генераторного агрегата / В.С. Агабабов, Э.К. Аракелян, А.В. Корягин // Проблемы энергетики. – 2000. – №3-4. – С. 41-46.
58. Агабабов В.С. Влияние детандер-генераторного агрегата на удельный расход топлива на КЭС / В.С. Агабабов, Э.К. Аракелян, А.В. Корягин // Проблемы энергетики. – 2000. – №7-8. – С. 32-35.
59. Агабабов В.С. Основные особенности применения детандер-генераторных агрегатов на ТЭЦ // Энергосбережение и водоподготовка. – 2002. – №3. – С. 27-29.
60. Агабабов В.С. Методика оценки влияния детандер—генераторного агрегата на тепловую экономичность ТЭЦ // Теплоэнергетика. – 2002. – №5. – С. 48-52.

61. Об использовании детандер - генераторных агрегатов в котельных / В.С. Агабабов [и др.] // Энергосбережение и водоподготовка. – 2000. – №3. – С. 14-18.
62. Влияние параметров на показатели работы установки для утилизации энергии давления транспортируемого газа / В.С. Агабабов [и др.] // Энергосбережение и водоподготовка. – 2000. – №1. – С. 22-26.
63. Агабабов В.С. Определение эффективности включения детандер-генераторного агрегата в тепловую схему турбин с привлечением реальных отчётных показателей работы ТЭЦ / В.С. Агабабов, А.В. Корягин, В.Л. Титов // Энергонадзор и энергосбережение сегодня. – 2000. – №3. – С. 19-21.
64. Агабабов В.С. Подогрев газа в детандер - генераторном агрегате уходящими дымовыми газами энергетических котлов // Энергосбережение и водоподготовка. – 2003. – №3. – С. 46-47.
65. Агабабов В.С. К выбору способа подогрева газа в детандер-генераторном агрегате на ТЭЦ // Энергосбережение и водоподготовка. – 2002. – №4. – С. 7-11.
66. Сравнение различных способов подогрева газа в детандер-генераторном агрегате / В.С. Агабабов [и др.] // Теплоэнергетика. – 2003. – №6. – С. 46-50.
67. Truston A. Recovering energy in gas pressure reduction // Control and Instrum. – 1991. – №5. – P. 21-23.
68. Abhängigkeit der Betriebsdaten einer Wärmepumpenanlage zur Erdgasvornung von den Einsatzparametern / V.S. Agababov [und anderen] // Gas Erdgas. – 2000. – №9. – P. 610-615.
69. Экономичность, габаритные показатели и конструктивные схемы турбодетандеров / Н.А. Зройчиков [и др.] // Энергосбережение и водоподготовка. – 2003. – №2. – С. 13-20.

70. Влияние детандер-генераторных агрегатов на тепловую экономичность ТЭЦ / Э.К. Аракелян [и др.] // Электрические станции. – 1997. – Спец. выпуск. – С. 77-82.
71. Методика определения термодинамической эффективности включения детандер-генераторных агрегатов в тепловую схему ТЭЦ / В.С. Агабабов [и др.] // Вестник МЭИ. – 1996. – №2. – С.73-76.
72. Агабабов В.С. Влияние детандер-генераторных агрегатов на тепловую экономичность тепловых электрических станций: диссерт. на соискание уч. степ. доктора техн. наук: спец. 05.14.14 «Тепловые электрические станции, их энергетические системы и агрегаты» / Агабабов Владимир Сергеевич ; Московский энергетический институт. – М., 2003. – 354 с.
73. Горяев А.А. Применение детандер-генераторных агрегатов для повышения экономичности и надежности работы компрессорных станций в системе транспорта газа.: диссерт. на соискание уч. ст. канд. техн. наук: спец. 05.14.04 «Промышленная теплоэнергетика» / Горяев Александр Андреевич ; ГОУ ВПО Московский энергетический институт. – М., 2008. – 199 с.
74. Андреев А.Р. Использование детандер-генераторных технологий как способ повышения эффективности работы котельных: автореферат диссер. канд. техн. наук: 05.14.04. – М., 2007. – 20 с.
75. Соловьев Р.В. Определение эффективности детандер-генераторных агрегатов при использовании вторичных энергетических ресурсов промышленных предприятий: автореферат диссер. канд. техн. наук: 05.14.04. – М., 2010. – 20 с.
76. Cronin P. The application of turboexpanders for energy conservation. Materials of Rotoflow Corporation. – USA. – 1999. – 52 p.
77. Furchner H. Stromerzeugung durch Erdgasentspannung. Einfuehrung-hemmnisse und technische Loesungen // Gas-Erdgas gwf (BRD). – 1997. – №11. – P.634-636.



78. Hagedorn G. Technische Moeglichkeiten und Anwendungspotentiale fuer den Einsatz von Entspannungsmaschinen in der Versorgungswirtschaft und Industrie // VDI Berichte 1141. - 1994. - P. 1-15.
79. Martel U., Brogli A. Technische Beschreibung einer Gasexpansionsanlage // Gas-Erdgas gwf (BRD). – 1995. – №2. – P. 601 – 609.
80. Modrei P., Sundermann H.-H. Plaining, Bau und erste Betriebserfahrungen einer Erdgas – Expansionsanlage in Ferngassystemen // Gas-Erdgas gwf (BRD). – 1998. – №5. – P. 276-282.
81. Truston Albert. Recovering energy in gas pressure reduction. Contr. and instrum. – 1991. – №5. – P. 109 - 115.
82. Seddig H. Erfahrungen mit Gasexpansionsanlagen // Gas-Erdgas. – 1993. – №5. – P. 542-547.
83. Urban M., Fiescher B. Nachruestung einer 4 MW Erdgas-Entspannungsanlage zur Stromerzeugung im Kraftwerk Mainz – Wiesbaden // VDI-Berichte. - 1994. - №41. - P.101 - 111.
84. Welzel B. Stand der Entwicklung einer einfach regelbaren Axial – Wasserturbine zum Einsatz als Entspannungsturbine in Rohrleitungssystemen // VDI-Berichte. - 1994. - №41. - P. 49-60.
85. Мальханов В.П. Об утилизационной турбодетандерной установке УТДУ-2500 // Энергосбережение и водоподготовка. – 2002. – №4. – С. 45-47.
86. Мальханов В.П. О рациональном использовании энергии избыточного перепада давления топливного газа КС // Энергосбережение и водоподготовка. – 2003. – №3. – С. 27-31.
87. Опытно-промышленная эксплуатация турбодетандерной установки / В.П. Мальханов [и др.] // Газовая промышленность. – 1994. – №1. – С. 20-26.
88. Мальханов О.В. Разработка технологических схем и методов расчетов энергосберегающих турбодетандерных установок: диссерт. на соискание уч. ст. канд. техн. наук: спец. 05.14.04 «Промышленная теплоэнергетика» / Мальханов Олег Викторович ; Московский государственный открытый университет. – М., 2009. – 196 с.

89. Мальханов В.П. Методология разработки технических решений по созданию турбодетандерных агрегатов для подготовки и энергосбережения природного газа: диссерт. на соискание уч. ст. доктора техн. наук: спец. 05.02.13 «Машины, агрегаты и процессы (нефтяной и газовой промышленности)» / Мальханов Виктор Паладьевич ; РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина. – М., 2004. – 290 с.
90. Жигулина Е.В. Повышение эффективности использования избыточного перепада природного газа на основе рационального выбора системы подогрева: диссерт. на соискание уч. ст. канд. техн. наук: спец. 05.14.04 «Промышленная теплоэнергетика» / Жигулина Екатерина Валерьевна ; ГОУ ВПО Московский энергетический институт. – М., 2011. – 170 с.
91. Джураева Е.В. Исследования схем использования детандер–генераторных агрегатов в энергетике и системах газоснабжения: диссерт. на соискание уч. ст. канд. техн. наук: спец. 05.14.01 «Энергетические системы и комплексы» / Джураева Екатерина Владимировна ; ГОУ ВПО Московский энергетический институт. – М., 2005. – 155 с.
92. Воздвиженский М.В. Миллионы киловатт «ни на чем» // Изобретатель и рационализатор. – 1984. – № 1. – С. 8-11.
93. Клименко А.П. Сжиженные углеродные газы. – 3-е изд. – М.: Недра, 1974. – 368 с.
94. Клименко Л.П. Использование перепада давления природного газа // Труды института использования газа АН УССР. – 1960. – № 9.
95. Язык А.В. Турбодетандеры в системах промысловой подготовки природного газа. – М.: Недра, 1977. – 173 с.
96. Язык А.В. Системы и средства охлаждения природного газа. – М.: Недра, 1968. – 200 с.
97. Мальханов В.П. Турбодетандерные агрегаты в системах подготовки и распределения природного газа. – М.: Нефть и газ, 2004. – 226 с.
98. Твердохлебов В.И. Утилизационные турбоустановки для ГРС и КС / В.И. Твердохлебов, В.П. Мальханов // Газовая промышленность. – 1985. – №7.

99. Лазарев Л.Я. Утилизация потенциальной энергии природного газа на газораспределительных станциях / Л.Я. Лазарев, В.В. Чижов, А.И. Савицкий // Сборник докладов 2-го Международного симпозиума по энергетике, окружающей среде и экономике, КФ МЭИ, Казань. – 1998. – С. 281-284.
100. Савенков В.Ф. Основные результаты испытаний детандер-генераторного агрегата // Энергосбережение и водоподготовка. – 2002. – №2. – С. 18-24.
101. Энергосберегающие технологии в СССР и за рубежом. Аналитический альбом // под общ. ред. д.т.н. проф. Ятрова С.Н. – М.: Энергосбережение, 1991. – 283 с.
102. Струйно-реактивная турбина : патент 1829521 Россия : МКИ F02C3/00 / Королев С.К., Ванеев С.М., Рухлов Ю.Л. Федотов Ю.Т.— № 4712261/06 ; заявл. 05.05.89 ; опубл. 07.06.99, Бюл. № 36 — 6 с.
103. Струминно-реактивна турбіна : патент 20192 Україна : МКИ F02C3/00 / Корольов С.К., Ванеев С.М., Рухлов Ю.Л. Федотов Ю.Т.— № 4712261/SU; заявл. 05.05.89 ; опубл. 25.12.97, Бюл. № 6 — 2 с.
104. Струйно-реактивный двигатель и возможности его использования / Ванеев С.М. [и др.] // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1990. – № 6. – С. 16-17.
105. Королев С.К. Исследование турбодетандерного агрегата на базе струйно-реактивной турбины мощностью 100 кВт/ С.К. Королев, С.М. Ванеев // Сборник научных трудов «Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования». – Харьков. – 2003. – С. 293-296.
106. Ванеев С.М. Исследования струйно-реактивной турбины / С.М. Ванеев, С.К. Королев // Труды юбилейной научно-технической конференции «Гидромеханика в инженерной практике». – 1998. - С. 49-50.

107. Ванеев С.М. Использование струйно-реактивной турбины в системах редуцирования природного газа / С.М. Ванеев, С.К. Королев // Вестник НТУУ «КПИ». – 1999. – Вып.35. – С. 76-83.
108. Ванеев С.М. Исследование вихревых и струйно-реактивных турбин/ С.М. Ванеев, С.К. Королев // Вестник НТУУ «КПИ». – 2002. – Т.2, №42. – С. 136-141.
109. Ванеев С. М. Анализ конструктивных схем приводов шаровых кранов DN300-1400 мм для компрессорных станций магистральных газопроводов / С. М. Ванеев, С. К. Королев, В. П. Ена // Збірник наукових праць Кіровоградського державного технічного університету. – 2000. – № 7. – С. 52 –57.
110. Исследование и экспериментальные работы по отработке и оптимизации пневматических приводов со струйно-реактивным двигателем для шаровых кранов: Отчет о НИР (ВНИИкомпрессормаш): рук. темы С.К. Королев ; № ГР0870042515, инв. № 02870088015. – 1987. – 180 с.
111. Усовершенствованная гидропаровая турбина для утилизации избыточного тепла шахтных энергетических объектов / А.Ф. Булат [и др.] // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2010. – № 2 (20). – С.25-27.
112. Булат А.Ф. Научно-технические основы создания шахтных когенерационных энергетических комплексов / А.Ф. Булат, И.Ф. Чемерис. – К.: Наукова думка, 2006. – 176 с.
113. Чемерис И.Ф. Выработка дополнительной электроэнергии на базе гидропаровых турбин в шахтных энергокомплексах // Геотехническая механика: межведомственный сборник научных трудов. – 2007. – № 73. С. 214–219.
114. Саяпин В.В. Оптимизация параметров пневмопривода со струйным двигателем // Пневматика и гидравлика. Приводы и системы управления. – 1984. – № 10. – С. 58 – 63.

115. Саяпин В.В. Оптимизация параметров струйного двигателя по критерию минимума расхода газа / В.В. Саяпин, И.А. Марочкина // Пневматика и гидравлика. Приводы и системы управления. – 1987. – № 13. – С.96-102.
116. Чашин В.А. Пневмопривод систем управления летательных аппаратов / В.А. Чашин и др. – М.:Машиностроение, 1987. – 248с.
117. Мороз В.В. Струйный привод – нереализованные возможности / Арматуростроение. – 2013. – №2(83). – С. 56-59.
118. 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.
119. Пат. 2303137 Рос. Федерация МПК 7F01D1/32. Реактивная турбина / Соловьев А.П., Турышев Б.И. – Оpubл. 20.07.2007. – Бюл. № 20. – С. 89.
120. Пат. 68572 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. – № u201112438 ; заяв. 24.10.11 ; опубл. 26.03.12, Бюл. №6.
121. Пат. 97918 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. – № a201106516 ; заяв. 24.05.11 ; опубл. 26.03.12, Бюл. №6.
122. 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.
123. 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. – № а201009368; заяв. 26.07.10 ; опубл. 11.04.11, Бюл. №7.
124. 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.
125. 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.
126. Королев С.К. Математическая модель газодинамики струйно-реактивной турбины // Вестник национального технического университета Украины «Киевский политехнический институт». – 1999.– №36. – С. 473 – 479.
127. Ванеев С.М. Расчет характеристик струйно-реактивной турбины // Вестник национального технического университета Украины «Киевский политехнический институт». – 1999.– №36. – С. 263 – 269.
128. Епифанова В.И. Низкотемпературные радиальные турбодетандеры: Учебник для вузов ; 2-е изд., переработанное и дополненное. – М.: Машиностроение, 1974. – 448 с.
129. Кириллов И.И. Теория турбомашин. - Л.: Машиностроение, 1972. – 536 с.
130. Проектирование самолетов / Бадягин А.А. [и др.] ; М.: Машиностроение, 1972. – 516 с.
131. Румшиский Л.З. Математическая обработка результатов эксперимента. – М.: Наука, 1971. – 192 с.
132. Горский В.Г. Планирование промышленных экспериментов. / В.Г. Горский, Ю.П. Адлер. – М.: Металлургия, 1974. – 264 с.

133. Шенк Х. Теория инженерного эксперимента / под ред. Н.П. Бусленко ; пер. с англ. Е.Г. Коваленко. – М.: Мир, 1972. – 381 с.
134. Зайдель А.Н. Ошибки измерений физических величин. – М.: Наука, 1974. – 106 с.
135. Кассандрова О.Н. Обработка результатов измерений / О.Н. Кассандрова, В.В. Лебедев. – М.: Наука, 1970. – 104 с.
136. Система моделирования движения жидкости и газа FlowVision // Руководство пользователя ; М.: ООО «ТЕСИС», 2008. – 285 с.

## ПРИЛОЖЕНИЕ А

ЗАТВЕРДЖУЮ

Перший проректор

Сумського державного університету

к. ф.-м. н. В.Д. Карпуша«15» 03 2014 р.

## АКТ


про впровадження матеріалів дисертаційної роботи  
на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук  
аспіранта кафедри технічної теплофізики  
Сумського державного університету  
Гетало Віктора Валерійовича

Даним актом засвідчується, що результати дисертаційної роботи Гетало Віктора Валерійовича впроваджені в навчальний процес на факультеті ТеСЕТ Сумського державного університету в курсах «Пневмодинамічні машини та установки» (спеціальність 6.05050205 «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика»), «Пневмоагрегати і вакуумна техніка» (спеціальність 6.05060405 «Компресори, пневмоагрегати та вакуумна техніка») та «Розширювальні машини радіального типу» (спеціальність 7(8).05060405 «Компресори пневмоагрегати та вакуумна техніка»).

Канд. техн. наук, професор  
кафедри технічної теплофізики

 — Г. А. Бондаренко

Декан факультету ТеСЕТ  
к.т.н., доц.

 — О. Г. Гусак



## ПРИЛОЖЕНИЕ Б

ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор

ТОВ "Укрнефтезапчасть"

А.Ю. Овчаренко

« 13 » 20 14 р.

## АКТ

про впровадження результатів дисертаційної роботи  
на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук  
аспіранта кафедри технічної теплофізики  
Сумського державного університету  
Гетало Віктора Валерійовича

Даним актом засвідчується, що розроблені в результаті дисертаційної роботи Гетало Віктора Валерійовича рекомендації щодо розрахунку та проектування струминно-реактивної турбіни були використані при виконанні конструкторської документації турбодетандерного агрегату потужністю 100кВт ТДА-СРТ-100/130-5,5/0,6ВРД, який призначений для отримання електроенергії шляхом використання наявного перепаду тиску природного газу на газорозподільних станціях. Дослідний зразок пройшов випробування на «ГРС-1 Суми».

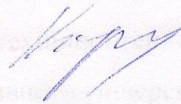
Також отримані результати використовувались для розробки турбодетандерних агрегатів типу ТДА-СРТ-55-5,5/0,6В (потужністю 55 кВт) та ТДА-СРТ-15-5,5/1,2 (потужністю 15 кВт). Це дозволило розширити їх номенклатурний ряд та надало змогу використовувати при отриманні електроенергії на ГРС для власних потреб.



Результати дисертаційної роботи використовувались також для створення парового турбогенератора ПТГА-СРТ-375 потужністю 475 кВт, який зараз знаходиться на стадії випробувань на дослідному стенді. Турбогенератор призначений для отримання електроенергії за рахунок перепаду тиску пари при протіканні різноманітних технологічних процесів в промисловості. Даний турбогенератор також може входити до складу автономної електростанції.

Головний конструктор

по турбоагрегатам



С.К. Корольов



## ПРИЛОЖЕНИЕ В

**Протокол обработки опытных данных (параметров) испытаний ТДА-СРТ-  
100/130-5,5/0,6ВРД**

**для режимов 1 и 3**

№ замера	Давление газа перед ТДА, ати	Давление на выходе ТДА, ати	Число оборотов выходного вала ТДА, об/мин	Напряжение, В	Сила тока, А	Число оборотов рег. иглы СРТ, об
1	34	2.06	1890	380	85	8.5
2	33	1.98	2035	398	95	20
3	33	1.96	2300	400	97	20
4	33	2.12	2760	387	92	20
5	33	2.1	2915	380	91	20
6	33	2.04	3107	358	87	20
7	33	1.96	2045	400	95	20
8	34	1.96	1985	379	88	8.5
9	34	1.96	2230	378	88	8.5
10	34	2.0	2730	330	79	8.5
11	34	2.04	2895	310	75	8.5
12	34	2.0	3102	292	69	8.5
13	34	2.0	2208	350	84	8.5
14	34	2.0	2216	360	88	8.5

## для режима 2

№ замера	Давление газа перед ТДА, ати	Давление на выходе ТДА, ати	Число оборотов выходного вала ТДА, об/мин	Напряжение, В	Сила тока, А	Число оборотов рег. иглы СРТ, об
1	40	2	2020	384	97	8,5
2	40	2	1918	309	118	8,5
3	40	2	2320	310	119	8,5
4	40	2	3055	282	108	8,5
5	40	2	2320	310	119	8,5
6	40	2	2408	310	119	8,5
7	40	2	2509	305	118	8,5
8	40	2	1918	310	119	8,5

## для режима 4

№ замера	Давление газа перед ТДА, ати	Давление на выходе ТДА, ати	Число оборотов выходного вала ТДА, об/мин	Напряжение, В	Сила тока, А	Число оборотов рег. иглы СРТ, об
1	40	2	2165	430	108	20
2	40	2	2010	357	132	20
3	40	2	2362	360	134	20
4	40	2	3057	345	129	20
5	39.9	2	2362	359	134	20
6	39.8	2	2442	359	133	20
7	39.8	2	2535	358	133	20

## для режима 5

№ Замера	Число оборотов выходного вала ТДА, об/мин	Давление газа перед ТДА, ати	Давление газа на выходе ТДА, ати	Температура газа на входе ТДА, °С	Температура газа на выходе ТДА, °С	Расход газа через ТДА, кг/с	Напряжение, В	Сила тока, А
1	2000	50.2	2.08	14.4	-38	1.61	408	145
2	2147	50.2	2.18	14.4	-42.5	1.646	415	148
3	2468	50.0	2.20	14	-44.5	1.591	420	151
4	2538	50.0	2.20	13.7	-45.2	1.593	420	150
5	2620	50.0	2.18	13.7	-45.2	1.593	420	150
6	3108	50.0	2.18	13.7	-41.6	1.59	410	140
7	3370	49.8	2.18	14	-42	1.59	400	140

## для режима 6

№ замера	Давление газа перед ТДА, ати	Давление на выходе ТДА, ати	Температура газа на входе ТДА, °С	Температура газа на выходе ТДА, °С	Число оборотов выходного вала ТДА, об/мин	Напряжение, В	Сила тока, А
1	47	2.14	16.2	-39.5	2085	400	144
2	47	2.14	16.2	-40.3	2140	400	146
3	47	2.14	16.2	-42.2	2460	408	149
4	47	2.14	15.9	-42.4	2615	408	150
5	47	2.13	15.9	-39.3	3100	400	145

## ПРИЛОЖЕНИЕ Г

## h-S диаграмма природного газа

