

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого»

На правах рукописи

Фокин Георгий Анатольевич

Методология создания автономных турбинных источников электрической энергии, использующих энергию сжатого природного газа для собственных нужд газотранспортной системы России

Специальность 05.04.12 - Турбомашины и комбинированные турбоустановки

**ДИССЕРТАЦИЯ
НА СОИСКАНИЕ УЧЕНОЙ СТЕПЕНИ
ДОКТОРА ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК**

Научный консультант д.т.н., проф. **В. А. Рассохин**

Санкт-Петербург- 2015

Содержание

Глава 1. ОБЗОР, СОСТОЯНИЕ РАЗВИТИЯ И СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ АВТОНОМНЫХ ИСТОЧНИКОВ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ ДЛЯ ГАЗОТРАНСПОРТНОЙ СИСТЕМЫ РОССИИ. ПОСТАНОВКА ЦЕЛИ И ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЙ.....	20
1.1. Основные требования к автономным источникам электроэнергии для газотранспортной системы России.....	20
1.2. Обзор существующих автономных локальных источников электрической энергии малой мощности. Их преимущества и недостатки	21
1.3. Сравнительный анализ автономных источников электрической энергии для газотранспортной системы России.....	23
1.3.1. Экономические показатели автономных источников электрической энергии для газотранспортной системы	23
1.3.2. Стоимостные показатели автономных источников электрической энергии для газотранспортной системы	30
1.3.3. Показатели приведенного объёма автономных источников электрической энергии для газотранспортной системы	31
1.3.4. Показатели приведённой массы автономных источников электрической энергии для газотранспортной системы	32
Выводы по главе 1	33
2.1. Вдольтрассовые линейные потребители магистральных газопроводов	36
2.1.2. Сравнительные технико-экономические показатели вариантов электроснабжения линейных потребителей магистральных газопроводов.....	40
2.2. Компрессорные станции.....	43
2.3. Газораспределительные станции.....	55
2.3.1. Место газораспределительных станций в газотранспортной системе	55
2.3.2. Собственные потребности ГРС в электрической и тепловой энергии	60
2.3.2.1. Потребности в электроэнергии на собственные нужды	60
2.3.2.2. Потребности в тепловой энергии на собственные нужды	62
2.3.2.3. Потребности в тепловой энергии на подогрев технологического газа	63
2.3.3. Возможности ГРС по выработке электроэнергии для внешних потребителей	67
2.4. Газораспределительные пункты и щиты	71

2.4.1. Технические требования к автономным источникам электроэнергии для потребителей на объектах газораспределительных сетей и щитов	71
2.4.2. Электроснабжение объектов газораспределительных пунктов	72
2.4.3. Автономное электроснабжение газораспределительных пунктов	73
2.4.4. Использование микротурбогенераторов на ГРП для выработки электроэнергии	75
2.4.5. Преимущества использования микротурбогенераторов в качестве автономного источника электроснабжения ГРП (ГРЩ).....	77
Выводы по главе 2.....	78
Глава 3. АНАЛИЗ ТЕПЛОВЫХ СХЕМ ТУРБОГЕНЕРАТОРОВ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ, ИСПОЛЬЗУЮЩИХ ЭНЕРГИЮ СЖАТОГО ПРИРОДНОГО ГАЗА. ВЫБОР И ОБОСНОВАНИЕ РЕЖИМНЫХ ПАРАМЕТРОВ.....	
3.1. Тепловые схемы турбогенераторов электрической энергии, использующих энергию сжатого природного газа.....	79
3.1.1. Простая тепловая схема с расширительной турбиной и подогревом газа.....	79
3.1.2. Тепловая схема с расширительной турбиной, с дожиганием топлива и подогревом природного газа на входе в турбину	80
3.1.3. Тепловая схема с расширительной турбиной, с дожиганием природного газа и подогревом газа на входе в турбину в теплообменнике продуктами сгорания ..	80
3.1.4. Тепловая схема с расширительной турбиной, с дожиганием природного газа и подогревом газа на входе в турбину в теплообменнике воздухом	80
3.2. Выбор и обоснование параметров турбогенераторов электрической энергии, использующих энергию сжатого природного газа	82
3.3. Определение термодинамических характеристик рабочего тела (природного газа).....	84
3.4. Термодинамический анализ параметров тепловой схемы с расширительной турбиной.....	85
3.5. Определение необходимой температуры подогрева природного газа с целью обеспечения температуры на выходе не ниже температуры точки росы	86
3.6. Оценка необходимой мощности подогревателя на входе в расширительную турбину	86
Выводы по главе 3.....	87

Глава 4. ВЫБОР, ОБОСНОВАНИЕ ТИПОВ И ХАРАКТЕРИСТИК ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ТУРБОГЕНЕРАТОРОВ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ, ИСПОЛЬЗУЮЩИХ ЭНЕРГИЮ СЖАТОГО ГАЗА	89
4.1. Расширительные турбины турбогенераторов электрической энергии, использующих энергию сжатого природного газа	89
4.2. Подшипники для турбогенераторов электрической энергии, использующих энергию сжатого природного газа	92
4.2.1. Требования к подшипникам турбогенераторов	92
4.2.2. Выбор и обоснование подшипников для турбогенераторов электрической энергии, использующих энергию сжатого природного газа	92
4.2.3. Газовые подшипники	93
4.3. Электрические генераторы для турбогенераторов электрической энергии, использующих энергию сжатого природного газа	114
4.3.1. Требования к электрическим генераторам для турбогенераторов электрической энергии, использующих энергию сжатого природного газа	114
4.3.2. Электрические генераторы	114
4.3.3. Характеристики электрических машин	120
4.3.4. Выбор электрогенератора для турбогенератора	131
4.3.5. Разработка рекомендаций по выбору оптимального типа электрогенератора на основе технико-экономического анализа	134
4.4. Преобразователи электрической энергии для турбогенераторов, использующих энергию сжатого природного газа (блоки управления)	138
4.4.1. Обоснование выбора типа электрического преобразователя	140
Выводы по главе 4	142
Глава 5. ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ РАСШИРИТЕЛЬНЫХ ТУРБИН ДЛЯ ТУРБОГЕНЕРАТОРОВ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ, ИСПОЛЬЗУЮЩИХ ЭНЕРГИЮ СЖАТОГО ПРИРОДНОГО ГАЗА	144
5.1. Турбогенераторы малой мощности (первая группа)	145
5.1.1. Предварительный выбор геометрических и режимных параметров расширительной турбины	145
5.1.2. Оптимизационные расчеты по определению внутреннего КПД и расхода рабочего тела базового варианта расширительной турбины. Уточнение геометрических параметров	147
5.1.3. Расчётное исследование по влиянию геометрических характеристики и режимных параметров на показатели расширительной турбины	152

5.1.4. Разработка и описание схемы проточной части расширительной турбины	159
5.1.5. Профилирование соплового аппарата и лопаток рабочего колеса расширительной турбины.....	160
5.1.6. Расчёт осевых усилий на роторе расширительной турбины	162
5.1.7. Разработка теоретических чертежей основных элементов расширительной турбины	163
5.1.8. Проектирование усовершенствованных расширительных турбин турбогенераторов малой мощности с использованием современных программных комплексов	163
5.1.9. Описание конструктивной схемы турбогенератора малой мощности	170
5.2. Микротурбогенераторы малой мощности (вторая группа)	171
5.2.1. Предварительный выбор геометрических и режимных параметров расширительной турбины.....	171
5.2.2. Выбор режима работы микротурбогенератора, вырабатываемой мощности и геометрических параметров ступени	175
5.2.3. Профилирование соплового аппарата и лопаток рабочего колеса турбины	178
5.2.4. Расчёт прочности элементов микротурбогенератора.....	180
5.2.5. Разработка теоретического чертежа СА и РК микротурбогенератора.....	184
5.2.6. Разработка компоновочного чертежа генератора.....	186
Выводы по главе 5.....	190
Глава 6. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ФИЗИЧЕСКОЙ СТРУКТУРЫ ПОТОКА И ХАРАКТЕРИСТИК РАСШИРИТЕЛЬНОЙ МАЛОРАСХОДНОЙ ТУРБИНЫ КОНСТРУКЦИИ ЛПИ ТУРБОГЕНЕРАТОРА С ПОМОЩЬЮ ЧИСЛЕННЫХ МЕТОДОВ.....	191
6.1. Анализ структуры потока в малорасходной расширительной турбине конструкции ЛПИ	191
6.2. Исследования влияния конструктивных элементов на эффективность турбины	195
6.2.1. Исследования влияния разгрузочных отверстий на эффективность ступени	196
6.2.2. Исследования влияния безлопаточной части соплового аппарата на эффективность малорасходной турбины.....	202
6.2.3. Методический аспект подготовки и проведения трехмерных газодинамических расчетов	204

Выводы по главе 6.....	205
Глава 7. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ И НАТУРНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАСШИРИТЕЛЬНЫХ ТУРБИН ТУРБОГЕНЕРАТОРОВ И МИКРОТУРБОГЕНЕРАТОРОВ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ, ИСПОЛЬЗУЮЩИХ ЭНЕРГИЮ СЖАТОГО ПРИРОДНОГО ГАЗА	206
7.1. Экспериментальные исследования модельных малорасходных расширительных турбин турбогенераторов малой мощности	206
(ТГММ - УСжГ), 1 группа.....	206
7.1.1. Стенд для исследования высокооборотных модельных ступеней малорасходных турбин конструкции ЛПИ	207
7.1.2. Экспериментальная установка ЭУ-110М	208
7.1.3. Экспериментальная установка (МТТ - МГД-20) для исследования рабочих процессов в проточной части расширительной турбины турбогенератора малой мощности (МДГ-20) на модельных параметрах	212
7.1.4. Объекты исследования для исследования на установке ЭУ-110М.....	215
7.1.5. Объект для исследования рабочих процессов в турбогенераторе малой мощности МДГ-20 на установке Уст. МГД-20	218
7.1.6. Результаты экспериментальных исследований модельных расширительных турбин на установке ЭУ-110 . Сравнение с расчётными данными.....	218
7.1.7. Результаты экспериментальных исследований модельных расширительных турбин на установке МТТ-МДГ-20	227
7.2. Натурные исследования расширительных турбин турбогенераторов малой мощности (ТГММ - УСжГ), 1 группа	239
7.2.1. Описание экспериментального стенда.....	241
7.2.2. Объекты исследования	243
7.2.3. Результаты натурных исследований	245
7.2.3.1. Данные испытаний МДГ-20 на ГРС «Сертолово».....	245
7.3. Экспериментальные исследования модельных малорасходных расширительных турбин микротурбогенераторов (МТГ- УСжГ) , 2 группа	246
7.3.1. Стенд для исследования высокооборотных модельных ступеней малорасходных турбин конструкции ЛПИ для микротурбогенераторов (МТГ- УСжГ)	246
7.3.2. Установки для исследования высокооборотных модельных ступеней малорасходных турбин конструкции ЛПИ для микротурбогенераторов	246
(МТГ- УСжГ)	246

7.3.3. Объекты исследования для исследования на установке ЭУ-110М-Ц	248
7.3.4. Результаты экспериментальных исследований модельных расширительных турбин	249
Выводы по главе 7	252
Глава 8. РАЗРАБОТКА И ПРАКТИЧЕСКАЯ РЕАЛИЗАЦИЯ	
ТУРБОГЕНЕРАТОРА МАЛОЙ МОЩНОСТИ МДГ-20 В СОСТАВЕ ИЗДЕЛИЯ	
БК АЭИ МДГ-20 ПРИ БЛОЧНОМ ИСПОЛНЕНИИ	254
8.1. Изделие БК АЭИ МДГ-20	254
8.2. Система управления турбогенератора малой мощности	257
8.2.1. Функциональная схема системы управления.....	257
8.2.2. Алгоритмы управления турбогенератором	262
Заключение	266
Список сокращений	269
Список литературы	272
Приложение 1. ОБЗОР АВТОНОМНЫХ ИСТОЧНИКОВ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ	
ЭНЕРГИИ ДЛЯ ГАЗОТРАНСПОРТНОЙ СИСТЕМЫ РОССИИ [1].....	
П.1.1. Термоэлектродгенераторы	285
П.1.2. Топливные электрохимические источники электроэнергии и тепла.....	291
П.1.2.1. Топливные элементы (ТЭ).....	291
П.1.2.2. Топливные элементы с протонной мембраной (англ. Proton Exchange Membrane Fuel Cells, PEMFC).....	293
П.1.2.3. Топливные элементы на основе расплавленного карбоната	298
(англ. Molten Carbonate Fuel Cells (MCFC)).....	298
П.1.2.4. Твердооксидные топливные элементы (англ. Solid oxide fuel cells, SOFC)	299
П.1.2.5. Перспективы развития ТЭ	302
П.1.2.6. Гибридные установки (ТЭ - газовая турбина, SOFC/GT)	303
П.1.2.7. История исследований ТЭ в России	308
П.1.3. Солнечная энергетика	310
П.1.3.1. Проблемы солнечной энергетики	311
П.1.3.2. Развитие фотоэлементной отрасли	312
П.1.3.3. Комплексные системы энергообеспечения	314
П.1.3.4. Типы солнечных коллекторов.....	315
П.1.3.5. Солнечные коллекторы-концентраторы	316
П.1.4. Ветроэнергетические агрегаты	318

П.1.4.1. Ветроэнергетические установки (ВЭУ) с горизонтальным ротором	328
П.1.4.2. Ветроэнергетические установки (ВЭУ) с вертикальным ротором	331
П.1.5. Газопоршневые агрегаты.....	335
П.1.5.1. Газопоршневые электроагрегаты, применяемые в качестве автономных источников на объектах ОАО «Газпром».....	340
П.1.5.2. Зарубежные газопоршневые электроагрегаты	341
П.1.6. Электрогенераторы с приводом на основе микротурбин	346
Приложение 2. ОБЗОР СОВРЕМЕННЫХ ТУРБОДЕТАНДЕРНЫХ УСТАНОВОК	353
П.2.1. Турбодетандеры (расширительные турбомашины).....	353
П.2.2. Обзор современных турбодетандерных установок	361
П.2.2.1. Отечественные турбодетандерные установки.....	361
П.2.2.2. Зарубежные турбодетандеры. Турбодетандер фирмы АББ.....	370
П.2.3 Патентный поиск турбодетандерных установок	377
П.2.3.1. Действующий патент (№ 2009389) ООО «Криокор»	378
П.2.3.2. Действующий патент (№ 2221192) ЗАО «Научно-исследовательский и конструкторский институт центробежных и роторных компрессоров	378
им. В.Б. Шнеппа»	378
П.2.3.3 Действующий патент (№ 2351842) ООО «Завод Газпроммаш»	380
П.2.3.4. Патент (№ 2161751), патентообладатели – частные лица	383
П.2.3.5. Патент (№2276758) Воронежского государственного технического университета	385
П.2.3.6. Патент (№ 2270395) ЗАО «Газоснабжение»	386
П.2.3.7. Патент (№ 2047060) Научно-производственная и коммерческая фирма "Криостар ЛТД"	387
П.2.3.8. Патент (№ 2079041) частных лиц	389
П.2.3.9. Патент (№ 2083914) ЗАО «Инсерв»	391
П.2.3.10. Патент (№ 2091592) частных лиц	392
П.2.3.11. Патент (№ 2110022) частных лиц	394
П.2.12. Патент (№ 2134375) ЗАО "Завод "Киров-Энергомаш"	395
П.2.3.13. Патент (№ 2147100) частного лица	397
П.2.3.14. Патент (№2148218) частных лиц	398
П.2.3.15. Патент (№ 2150641) Московский энергетический институт.....	400
П.2.3.15. Патент (№ 2199020). Уфимский государственный авиационный технический университет	401

П.2.3.16. Патент (№2213915). Уфимский государственный авиационный технический университет	403
П.2.3.17. Патент (№ 2223533). Тульский государственный университет	404
П.2.3.18. Полезная модель (№ 81767) Саратовского государственного технического университета	406
П.2.3.19. Патент (№ 2079771) ЗАО «ПСП-ИНСЕРВ».....	409
П.2.3.20. Патент (№ 2073169) ЗАО «ПСП-ИНСЕРВ».....	411
П.2.4. Документы, защищающие конструкции турбодетандеров, используемых на ГРС	412
П.2.4.1. Действующий патент (№2317430) Федеральное государственное унитарное предприятие "Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова"	412
П.2.4.2. Патент (№ 2270395), патентообладатель - ЗАО "Газоснабжение"	415
П.2.4.3. Действующее свидетельство на полезную модель (№ 21629), патентообладатель - Федеральное государственное унитарное предприятие "Научно-производственное предприятие "Мотор"	422
П.2.4.4. Действующее свидетельство на полезную модель (№23670), патентообладатель - ЗАО "Научно-исследовательский и конструкторский институт центробежных и роторных компрессоров им. В.Б. Шнеппа"	424
П.2.4.5. Действующее свидетельство на полезную модель (№ 38802), патентообладатель - ОАО "Калужское опытное бюро моторостроения"	425
П.2.4.6. Действующее свидетельство на полезную модель (№39937), патентообладатель - Московский энергетический институт.....	426
П.2.4.7. Действующее свидетельство на полезную модель (№ 43630), патентообладатель - Московский энергетический институт.....	428
П.2.4.8 Действующее свидетельство на полезную модель (№ 45780), патентообладатель - Академия технологических наук Российской Федерации .	429
П.2.4.9. Действующее свидетельство на полезную модель (№ 46082), патентообладатель - ООО "Ямбурггаздобыча"	431
П.2.4.10. Действующее свидетельство на полезную модель (№ 46083), патентообладатель - ООО "Ямбурггаздобыча"	432
П.2.4.11 Действующее свидетельство на полезную модель (№ 49199), патентообладатель - «Московский энергетический институт».....	434
Приложение 3. МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ МАЛОРАЗМЕРНЫХ ТУРБИННЫХ СТУПЕНЕЙ.....	436

П.3.1. Методы измерений и приборы.....	436
П.3.2. Обработка опытных данных.....	438
П.3.2.1. Осреднение потоков в элементах малорасходных турбин	438
П.3.2.2. Методика обработки опытных данных при определении коэффициентов потерь и других газодинамических параметров малорасходной турбины	441
П.3.2.3. Моделирование натурных данных. Натурная расширительная турбина	452

Введение

По мере увеличения валовой и удельной потребности в энергии различного вида для промышленного производства и бытового использования постоянно вводятся в эксплуатацию новые генерирующие мощности. При этом основным видом энергии, которую использует человечество, является электрическая энергия, что обусловлено рядом её преимуществ – налаженная генерация, удобство доставки к конечному потребителю, универсальность, удобство и простота преобразования в другие виды энергии.

Преимущественно электроэнергия вырабатывается на тепловых электростанциях с использованием органического топлива – твердого (в основном уголь), жидкого (продукты переработки нефти) и газообразного (в основном, природный газ). При этом отмечается непрерывный рост использования природного газа на электростанциях, что позволяет улучшить эффективность организации рабочих процессов горения, повысить экономичность тепловых электростанций, уменьшить вредное воздействие на окружающую среду.

Россия является мировым лидером по добыче газа. Для доставки этого топлива на электростанции и другим потребителям была построена единая газотранспортная система (ГТС), включающая развитую сеть магистральных газопроводов (МГ), компрессорные станции (КС), газораспределительные станции (ГРС), газораспределительные пункты (ГРП) и щиты (ГРЩ) и др.. Открытое акционерное общество «Газпром» эксплуатирует самую протяженную газотранспортную сеть в мире, включающую около 170 тысяч километров магистральных газопроводов, причем их протяженность увеличивается с каждым годом, рисунок В.1 .

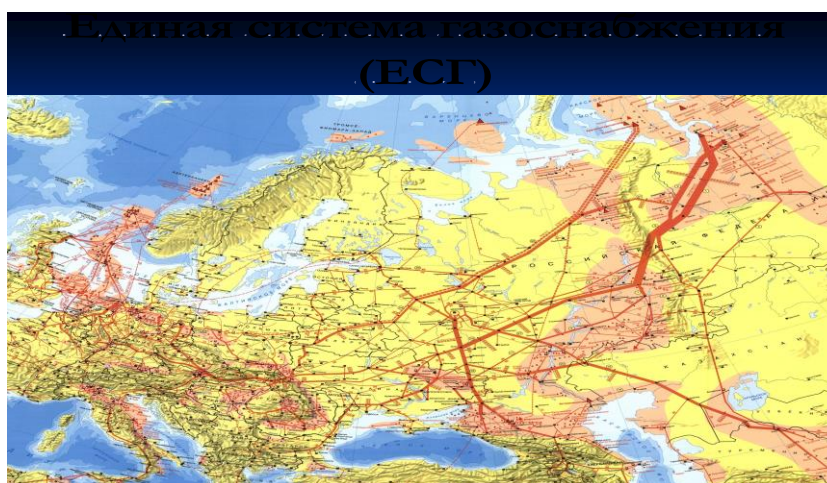


Рисунок В.1. Газотранспортная система России

Устойчивая тенденция снижения надежности электроснабжения от внешних сетей являлась одним из основных факторов при принятии решения в ОАО «Газпром» о развитии собственной энергетической базы на основе применения собственных источников электрической энергии. Применение собственных автономных энергоисточников для электроснабжения линейных потребителей основывается на анализе и определенном опыте Газпрома, России и европейских стран. В настоящее время в Европе активно внедряются не только традиционные энергоустановки, но и энергоустановки на базе возобновляемых источников энергии (фотогальваника, ветроустановки и др.).

На объектах Газпрома уже применялись автономные источники импортного и отечественного производства («Капстон», «Ормат», «Глобал Электрик», КАТОФ, КАТОИ и другие). Однако их применение не носит массового характера, и они обладают высокой стоимостью.

Следует отметить, что в Газпроме, по ряду причин, практически прекращено финансирование опытно-конструкторских работ. Поэтому финансирование возможно за счет собственных средств предприятий, предлагающих свою продукцию Газпрому. При этом разработка технических требований остается за Газпромом, а вопросы по организации испытаний (в том числе о месте испытаний) будет решаться совместно.

Вопросы о разработке и корректировке необходимой нормативно-технической документации для применения собственных автономных энергоисточников в ОАО «Газпром» весьма актуальны, и работа в этом направлении будет проводиться не только с участием организаций, входящих в структуру ОАО «Газпром», но и с привлечением сторонних организаций.

Из всего сказанного можно сделать вывод, что при правильной организации работы и высокой ответственности исполнителей возможно успешное внедрение автономных источников энергии для электроснабжения газотранспортной системы. На решение указанных задач и направлена настоящая работа. В диссертации предлагается **концепция** использования энергии сжатого природного газа для выработки электрической энергии в турбогенераторах на собственные нужды газотранспортной системы и, возможно, для внешних потребителей. Согласно этой концепции механическая энергия, необходимая для создания энергии давления газа и для компенсации гидравлических потерь в МГ, вырабатывается, в основном, в газотурбинных агрегатах. Для получения этой энергии в камерах сгорания турбин на каждой КС сжигается 0,2...0,3% от расхода, перекачиваемого через станцию газа. При транспортировке газа от мест его добычи (например, в Западной Сибири) до конечного потребителя (страны Европейского экономического сообщества) в камерах сгорания сжигается до 6...7% от общего объема перекачиваемого газа. На каждой из

последующих КС топливный газ дросселируется (редуцируется) от давления в 5,4...10,0 МПа и выше до давления топливного газа 2,0...3,6 МПа. При этом энергия давления газа полностью теряется, то есть фактически теряется энергия, сожженного на предыдущих станциях топливного газа.

При подаче природного газа конечному промышленному или бытовому потребителю также необходимо снижать давление газа на газораспределительных станциях (ГРС), компрессорных станциях (КС), газораспределительных пунктах (ГРП) и щитах (ГРЩ), то есть редуцировать газ от давления в магистральном газопроводе до давления потребителя (0,15...3,0 МПа). При этом по ныне существующей технологии, энергия давления газа также полностью теряется, то есть теряется та энергия, которая была передана газу на предыдущих КС.

Предлагаемая **концепция** создания турбогенераторов (ТГ), использующих энергию редуцирования газа, позволяет создавать экологически чистые источники, генерирующие электрическую энергию, без сжигания при этом дополнительного топлива. Внедрение концепции позволит решить задачи повышения энергоэффективности работы газотранспортной системы, эффективности использования потенциала органических источников тепловой энергии – природного газа. Создание турбогенераторов электрической энергии для автономного обеспечения собственных нужд газотранспортной системы, с экономичностью и массогабаритными характеристиками, не имеющими аналогов в зарубежной и отечественной технике.

Для достижения поставленной цели необходимо было использовать комплекс новых технических решений, определяющих новый класс турбогенераторов электрической энергии, не применявшихся ранее в отечественной энергетике. Новые технические решения позволили выполнить сформированные требования к турбогенераторам и обеспечить их широкое внедрение. К таким решениям относится применение малорасходных высокоэффективных малорасходных турбин конструкции ЛПИ, газодинамических подшипников и высокооборотных электрогенераторов.

Выполненные исследования и разработки являются чрезвычайно **актуальными** и востребованными, особенно в условиях курса, принятого руководством страны на импортозамещение, поскольку отечественных аналогов практически не существует, а зарубежные аналоги стоят очень дорого.

Обоснование и практическая реализация вышеуказанной концепции было выполнено на базе предприятий ООО «Газпром трансгаз Санкт-Петербург» и Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. ООО «Газпром трансгаз Санкт-Петербург» - это одно из крупнейших газотранспортных предприятий России (рисунок В.2). ООО «Газпром трансгаз Санкт-Петербург» - 100-процентная дочерняя организация ОАО «Газпром», эксплуатирует более 10,7 тысяч километров газопроводов (рисунок В.3),

240 газораспределительных станций и 32 компрессорных цеха, в которых установлены 192 газоперекачивающих агрегатов суммарной мощностью 1795 МВт [1; 2].



Рисунок В.2. Структура магистральных газопроводов ООО «Газпром трансгаз Санкт-Петербург»



Рисунок В.3. Протяженность магистральных газопроводов ООО «Газпром трансгаз Санкт-Петербург», км



Рисунок В.4. Объем транзитного газа ООО «Газпром трансгаз Санкт-Петербург», млрд. м³

Годовой объем транспортируемого газа в 2013 году превысил 130 миллиардов кубометров (рисунок В.4), при этом 74% транспортируемого газа было предназначено для обеспечения экспортных программ по поставкам газа зарубежным потребителям. Большая часть газа перекачивается за счет эксплуатации ГПА с газотурбинным приводом.

Расширение системы автоматизации и диспетчеризации, а также внедрение новых энергопотребляющих систем требует увеличения энерговооруженности объектов всей газотранспортной системы, распределенных на обширной территории. Традиционные сетевые решения присоединения электрической мощности к её объектам влекут за собой снижение надёжности их работы, достаточно высокую стоимость строительства и эксплуатации, требуют значительных затрат времени на проведение проектно-изыскательских и строительно-монтажных работ. Всё это сыграло определяющую роль

при принятии решения в ОАО «Газпром» о развитии собственной энергетической базы на основе применения собственных источников. Время подтвердило не только техническую, но и экономическую правоту данного направления. Следует отметить, что реализация «Программы внедрения и строительства электростанций и энергоустановок» дала возможность провести технико-экономический анализ и оценить возможности отечественных производителей.

Научная новизна работы.

1. Выполненный анализ основных показателей различных автономных источников электрической энергии (АИЭЭ) для газотранспортной системы России, экономичность (КПД), стоимостные показатели (C_3), показатели приведенного объема (V/N) и массы (m/N) показал, что наиболее полно сформированным требованиям к автономным источникам электрической энергии для газотранспортной системы России удовлетворяют турбогенераторы (турбодетандерные электрогенераторы). Они утилизируют собственные энергетические ресурсы газотранспортной системы, просты и надёжны в эксплуатации.

2. На основании анализа потребления электрической энергии на собственные нужды ГТС обоснован выбор режимных параметров турбогенераторов, обеспечивающий необходимый мощностной ряд основных потребителей (линейные вдольтрассовые потребители магистральных газопроводов, компрессорные станции, газораспределительные станции, газораспределительные пункты и щиты) электрической энергии на собственные нужды газотранспортной системы России.

3. Обоснованы оптимальные тепловые схемы турбогенераторов электрической энергии на собственные нужды ГТС, использующих энергию сжатого газа.

4. На основе выполненного анализа малорасходных турбин для применения в турбогенераторах рассматриваемого класса в качестве расширительных турбин обосновано применение турбин конструкции ЛПИ при удовлетворении комплекса пропускной способности

$$A = 4 \cdot \frac{\ell_1}{D_{cp}} \cdot \varepsilon \cdot \sin \alpha_1 < 0,02.$$

При равных значениях пропускной способности турбины конструкции

ЛПИ имеют на 8...15% КПД выше традиционных парциальных малорасходных турбин, более технологичны в изготовлении, износостойкие, позволяют срабатывать большие теплоперепады энтальпий.

5. Результаты трёхмерных исследований физической модели течения газа в проточной части малорасходной расширительной турбины конструкции ЛПИ, которые позволили оптимизировать процесс проектирования, оценить влияние основных элементов турбины на её характеристики и выработать рекомендации по дальнейшему совершенствованию расширительных турбин турбогенераторов.

6. Экспериментальные характеристики модельных расширительных турбин

конструкции ЛПИ турбогенераторов малой мощности следующие модельные параметры $p_0=0,247$ МПа, $T_0=320$ К, $n=26100$ об/мин, $G=0,067$ кг/с. Уровень КПД в варианте МРТ с РК без банджа составил 59% при $u/C_0=0.45$, а с РК с банджом 67.5% при $u/C_0=0.455$.

7. Экспериментальные характеристики модельных расширительных турбин конструкции ЛПИ для применения их в микротурбогенераторах малой мощности на следующие модельные параметры $p_0=0,4$ МПа, $p_2=0,2$ МПа $T_0=320$ К, $n=9000$ об/мин. Уровень мощности в зависимости от числа сопел составил от 20 до 400 Вт, что соответствует расчётным характеристикам.

8. Результаты натурных исследований микротурбогенераторов малой мощности и микротурбогенераторов, их характеристики в зависимости от начального давления и частоты вращения ротора турбины.

Практическая значимость работы.

1. Разработан и обоснован новый класс автономных турбинных источников электрической энергии (турбогенераторов), использующих энергию сжатого природного газа для газотранспортной системы России. Электрическая мощность предложенных турбогенераторов, обеспечивающих собственные нужды линейных магистральных газопроводов, газоперекачивающих станций, газораспределительных станций, газораспределительных пунктов и щитов лежит в диапазоне от нескольких десятков ватт до 500...550 кВт.

2. Обоснованы и реализованы в конкретных конструкциях расширительные турбины конструкции ЛПИ, газодинамические подшипники, подшипники с коэссистентной смазкой и высокооборотные синхронные электрогенераторы на постоянных магнитах с преобразователями. Эти элементы послужили базовыми решениями при практической реализации и создании турбогенераторов для газотранспортной системы России.

3. Создана и оснащена измерительными системами материально-техническая и испытательная база для исследования экспериментальных и натурных узлов и микротурбогенераторов и турбогенераторов малой мощности.

4. Накоплен уникальный опыт технологического освоения производства турбогенераторов малой мощности в условиях использования современного машиностроительного комплекса по таким технологическим операциям как изготовление расширительных турбин, газодинамических подшипников, высокооборотных электрогенераторов и других изделий. Для уменьшения массы микротурбогенераторов, а также обеспечения возможности применения современных методов изготовления, впервые в практике создания турбоустановок было принято решение об изготовлении микротурбогенератора, включая корпус, сопловой аппарат и рабочее колесо, из высокопрочной пластмассы методом селективного лазерного спекания (SLS), с использованием 3D-принтера.

5. Результаты исследований внедрены при разработке проекта и создании натуральных опытных образцов микротурбогенераторов и турбогенераторов малой мощности.

Личный вклад. Разработка концепции создания турбогенераторов (ТГ), использующих энергию редуцирования газа, позволяющая создавать экологически чистые источники, генерирующие электрическую энергию на собственные нужды газотранспортной системы (ГТС), без сжигания при этом дополнительного топлива. Внедрение концепции позволит решить задачи повышения энергоэффективности работы газотранспортной системы России. Обоснование выбора режимных параметров микротурбогенераторов и турбогенераторов малой мощности, обеспечивающий необходимый мощностной ряд. Участие в научно-техническом обосновании выбора оптимальных параметров и конструктивных решений при проектировании основных узлов. Участие в разработке оборудования стендов для исследования натуральных узлов турбогенераторов, их наладке, разработке и тестировании системы измерений, Организация проведения испытаний и обработки полученных результатов. Участие в разработке и практического создания конструкции турбогенератора мощностью 20 кВт нового поколения, как результат реализации комплекса методов проектирования в технологически ориентированном направлении впервые в отечественной практике.

Достоверность и обоснованность полученных результатов обеспечена:

- использованием в процессе выполнения работы, в качестве базовых, наиболее современных апробированных и тестированных методик на основе накопленных экспериментальных данных и численного анализа основных элементов турбогенераторов;
- проведением экспериментальных и натуральных исследований по апробированным и научно обоснованным методикам на оборудовании, прошедшем метрологическую аттестацию, с применением современных измерительных приборов и аппаратуры с минимальными погрешностями измерений, обработки опытных данных с использованием устойчивых методов статистического анализа и совпадении результатов тестовых опытов с наиболее надёжными результатами других исследований.

На защиту выносятся:

- **концепция** создания турбогенераторов (ТГ), использующих энергию редуцирования газа, позволяющая создавать экологически чистые источники, генерирующие электрическую энергию на собственные нужды газотранспортной системы (ГТС), без сжигания при этом дополнительного топлива;
- результаты научного обоснования разработок, принципы проектирования и практическая реализация создания современных микротурбогенераторов и турбогенераторов малой мощности, использующих энергию редуцирования газа для выработки электроэнергии на собственные нужды газотранспортной системы России;

- результаты теоретических разработок, экспериментальных и натурных исследований характеристик микротурбогенераторов и турбогенераторов малой мощности;
- результаты комплексного подхода к созданию перспективных отечественных турбогенераторов, связанные с использованием и поиском оптимальных термодинамических, газодинамических и конструктивных решений в условиях технологических ограничений имеющегося производственного оборудования.

Апробация работы.

Основные результаты работы докладывались и обсуждались на семинарах и конференциях:

- Совместное заседание Научных советов РАН «Теплофизика и теплоэнергетика» и «Комплексные проблемы энергетики» 18 февраля 2010 г., Москва. Повестка дня: «Развитие малой энергетики в Российской Федерации. Состояние и перспективы».
- Международная научно-практическая конференция «XXXVIII неделя науки СПбПУ», Санкт-Петербург, СПбПУ, 30 ноября - 05 декабря 2009 г.
- Международная конференция «Инновационная политика и изобретатели (Россия – начало XXI века)», Санкт-Петербург, СПбПУ, 28 апреля 2009 г.;
- XVII Международная научно-методическая конференция «Высокие интеллектуальные технологии и инновации в образовании и науке», Санкт-Петербург, СПбПУ, 11-12 февраля 2010 г.
- 6-я Международная ярмарка изобретений SIIF 2010. Дипломом первой степени, золотой медалью и специальным призом республики Польша отмечена разработка коллектива авторов Санкт-Петербургского государственного политехнического университета (СПбПУ) «Малорасходная центростремительная парциальная турбина».
- 31 октября 2010 г. Всемирная универсальная выставка ЭКСПО-2010 в Шанхае. За работу «Автономные источники электрической энергии» серебряными медалями и дипломами отмечены: ООО НТЦ «Микротурбинные технологии»; СПбПУ, ООО «Газпром трансгаз Санкт-Петербург»; ЦКТИ им. Ползунова
- 12-й Петербургский международный энергетический форум, Санкт-Петербург, Ленэкспо, 18...20 сентября 2012 года.
- Доклад к заседанию объединенного Научного Совета по проблемам энергетики Санкт-Петербургского научного центра РАН.
- Санкт-Петербург, апрель 2015. Повышение энергоэффективности крупной газотранспортной системы на основе внедрения современных научных разработок.
- Выполненные в настоящей работе разработки турбогенераторов электрического тока удостоены многими медалями на различных российских и международных выставках:

- 6-я Международная ярмарка изобретений SIIF 2010. Дипломом первой степени, золотой медалью и специальным призом республики Польша отмечена разработка коллектива авторов Санкт-Петербургского государственного политехнического университета (СПбГПУ) «Малорасходная центростремительная парциальная турбина» (С.Н. Беседин, Н.А. Забелин, В.А. Рассохин, Г.А. Фокин, И.С. Харисов).

- 23...24 сентября 2010 г. II Международный форум ENERGY FRESH 2010. Дипломом за разработку микротурбодетандерного генератора мощностью 20 кВт МДГ-20.

- 31 октября 2010 г. Всемирная универсальная выставка ЭКСПО-2010 в Шанхае. За работу «Автономные источники электрической энергии» серебряными медалями и дипломами отмечены: ООО НТЦ «Микротурбинные технологии»; СПбГПУ, ООО «Газпром трансгаз Санкт-Петербург»; ЦКТИ им. Ползунова.

- 17...20 мая 2011 выставка «Энергетика и Электротехника». Дипломом за развитие энергетического комплекса, продвижение электротехнической продукции на российский рынок и активное участие в выставке «Энергетика и электротехника».

- 22-ая международная выставка «Изобретения, инновации и технологии» ITEX 2011, Малайзия г. Куала-Лумпур. Получена золотая медаль и специальный приз за лучшую разработку в области защиты окружающей среды.

- 28...29 2011 года III Центральный международный форум ENERGY FRESH 2011. Разработка «Автономный энергоисточник на базе микротурбодетандерного генератора МДГ-20» на основе малорасходной турбины конструкции ЛПИ была награждена за достижения в области развития возобновляемой энергетики и энергосбережения в России в номинации «Энергоэффективное решение. Planet dreaming 2011».

- 19 июня 2012 РОС – ГАЗ – ЭКСПО 2012. Экспонаты получили высокую оценку специалистов. Экспоненты были награждены дипломом участника XVI Международной специализированной выставки газовой промышленности и технических средств для газового хозяйства «Рос – Газ – Экспо 2012».

- 2...5 декабря 2010 г. Золотая медаль на 6-й Международной ярмарке изобретений SIIF-2010, Сеул.

- 1...4 ноября 2012, Германия, г. Нюрнберг. 64-я Международная выставка «Идеи – Изобретения – Новые Продукты» IENA-2012. Получена серебряная медаль.

- 28 ноября...1 декабря 2014, Республика Корея, г. Сеул. Seoul International Invention Fair 2014 (SIIF 2014). Получена бронзовая медаль.

- Золотая медаль на 6-й Международной ярмарке изобретений SIIF-2010, Сеул.

Публикации. Основные материалы диссертации опубликованы в 24-х печатных научных трудах, из них 13 печатных научных трудов перечня ВАК.

Глава 1. ОБЗОР, СОСТОЯНИЕ РАЗВИТИЯ И СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ АВТОНОМНЫХ ИСТОЧНИКОВ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ ДЛЯ ГАЗОТРАНСПОРТНОЙ СИСТЕМЫ РОССИИ. ПОСТАНОВКА ЦЕЛИ И ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЙ

1.1. Основные требования к автономным источникам электроэнергии для газотранспортной системы России

- высокая надежность;
- устойчивая работа в большом диапазоне нагрузки;
- минимальные объемы технического обслуживания;
- высокая ремонтпригодность;
- вандализационность;
- возможность размещения в едином блок-боксе с потребителями;
- низкая стоимость.

Развитие северных и северо-восточных участков газопроводов, необходимость обеспечения автономного энергообеспечения вдольтрассовых потребителей труднодоступных участков трассы, компрессорных станций, газораспределительных станций, газораспределительных пунктов и щитов, внешних потребителей обуславливает применение автономных источников электроэнергии разных типов, не зависящих от надежности воздушных линий электропередачи.

Существует два направления применения автономных источников: собственно автономное энергоснабжение и использование наряду с большой энергетикой как средство для уменьшения затрат.

Для автономного энергоснабжения основными являются надежность, длительность автономной работы и удобство эксплуатации. Стоимость вырабатываемой энергии не является основным показателем.

Для использования автономных источников в качестве основного энергоснабжения основным фактором является экономичность. Кроме того, установки должны быть долговечными, использовать природное топливо и простыми в эксплуатации.

Основными критериями выбора автономных источников электроэнергии являются следующие:

- Вид топлива;
- мощность установки;
- длительность автономной работы;
- режим обслуживания (интервал профилактического осмотра);
- возможность работы параллельно с сетью и другими источниками;
- возможность дистанционного управления;

- наружное антивандальное исполнение;
- возможность работы в суровых климатических условиях;
- вспомогательными критериями являются:
- габариты;
- КПД;
- экологические характеристики.

Наиболее известными являются автономные источники, использующие энергию солнца, ветра, в меньшей степени - тепловую и водяную. Однако использование этих источников не может осуществляться на постоянной основе, поскольку зависит от природных факторов. Для надежного энергоснабжения целесообразно применение современных источников питания, которые вырабатывают электроэнергию непосредственно на трассе газопровода вблизи места установки потребителей газотранспортной системы и работают на газообразном топливе, отбираемом непосредственно из газопровода вблизи места их установки.

1.2. Обзор существующих автономных локальных источников электрической энергии малой мощности. Их преимущества и недостатки

Выполненный в работах [4;5] обзор автономных источников электрической энергии, показал их многообразие как по принципу действия, техническим характеристикам, так и по массогабаритным показателям, надежности, вандализационности и др. Принятая в настоящей работе классификация автономных источников электрической энергии представлена на рисунке 1.1.

Автономные источники электрической энергии					
Возобновляемые		Невозобновляемые			
Ветро-энергетические установки (ВЭУ)	Солнечные фотоэлементы, панели, модули, системы	Микротурбинные электрогенераторы	Турбо-детандерные агрегаты	Газопоршневые двигатели	Термоэлектрические генераторы и топливные электрохимические элементы

Рисунок 1.1. Классификация автономных источников электрической энергии

Ниже приведен их краткий анализ с точки зрения применимости для газотранспортной системы России. Основные характеристики, преимущества и недостатки автономных источников энергии представлены в таблицах 1.1 и 1.2.

Термоэлектрогенераторы и установки на их основе.

Термоэлектрогенераторы используются ОАО «Газпром» в качестве автономных источников электроэнергии для удаленных и труднодоступных регионов.

Каскадирование блоков позволяет объединять единичные агрегаты и гибко реагировать на запросы потребителей по уровню устанавливаемой электрической мощности. Выпускаются термоэлектрические установки максимальной мощностью до 1...1,5 кВт. Низкий КПД термоэлектрогенераторов (1,6...3%) приводит к большим массогабаритным показателям и стоимости, значительному расходу топлива и эмиссии вредных веществ.

Топливные электрохимические элементы.

Большие мировые инвестиции в развитие технологии топливных элементов дают возможность сделать прогноз о скором массовом внедрении источников электроэнергии на основе топливных элементов. Однако в настоящее время доведенные до серийного изготовления установки приемлемой стоимости и надёжности отсутствуют.

Солнечные фотоэлементы, панели, модули, системы.

Массовое внедрение солнечных фотоэлементов и систем электроснабжения на их основе вошло в практику в развитых странах, в том числе в тех, где уровень мощности солнечного излучения у поверхности земли невелик. Внедрение этих систем в России сдерживается относительно высокой стоимостью, зависимостью от атмосферных условий и низкой вандалозащищённостью.

Ветрогенераторы и ветроагрегаты.

Нормативными документами ОАО «Газпром» предусмотрено использование ветрогенераторов мощностью до 30 кВт в качестве автономных источников энергии. Поскольку интенсивность ветровой нагрузки зависит от погодных условий, предусматривается работа ВЭУ в составе комбинированных установок с газогенераторами, дизелями, установками на топливных элементах. Имеется положительный опыт использования таких установок, как в России, так и в других странах.

Газовые двигатель-генераторы.

Двигатель-генераторы считаются одним из самых распространённых источников электрической энергии. Они могут быть использованы в качестве основных, рабочих, резервных и аварийных агрегатов в зависимости от степени автоматизации. Отечественной промышленностью освоен выпуск двигатель-генераторов, работающих на природном газе, что дает им большое преимущество использования в газовой промышленности. По стоимости двигатель-генераторы наиболее приемлемы по сравнению со всеми другими автономными источниками электроэнергии. На основе газовых двигателей-генераторов предусмотрена возможность совместной выработки электроэнергии и тепла. Однако они не просты в эксплуатации, трудно запускаются при низкой температуре.

Микротурбинные электрические генераторы, микротурбины.

Эти агрегаты наиболее эффективны, надежны и экологичны. В газовой промышленности РФ работают агрегаты мощностью 30 и 60 кВт фирмы CAPSTONE. Такие агрегаты производят в США, Европе и Японии. Готовится выпуск микротурбин на 200 и более кВт. Такие агрегаты могут успешно применяться как альтернативные источники питания на станциях катодной защиты, газораспределительных станциях, автомобильных газонаполнительных станциях и других объектах. Стоимость зарубежных микротурбинных электрических генераторов велика.

Детандер-генераторные электроагрегаты. Детандеры. Микродетандерные генераторы.

Агрегаты мощностью до 500 кВт практически не применяются на компрессорных и газораспределительных станциях, газораспределительных пунктах и щитах, при редуцировании газа в котельных, химико-технологических комплексах и др. Использование детандер - генераторов мощностью менее 30...50 кВт в качестве автономных или аварийных источников питания в газотранспортной системе России практически отсутствует. Существуют отдельные конструкции и разработки турбодетандеров на большую мощность, более 1...2 МВт, однако они не находят широкого применения.

Подробная информация об автономных источниках энергии приведена в Приложениях 1 и 2, в статьях и в монографии [1;4;5].

С целью выбора оптимальных автономных источников электрической и тепловой энергии для линейных магистральных газопроводов и газораспределительных станций было выполнено расчётное исследование автономных источников, приведенных в таблицах 1.1 и 1.2, с целью определения сравнительных эксплуатационных, экономических, стоимостных массогабаритных других показателей [6].

1.3. Сравнительный анализ автономных источников электрической энергии для газотранспортной системы России

1.3.1. Экономические показатели автономных источников электрической энергии для газотранспортной системы

Корреляции между мощностями и КПД автономных источников электроэнергии линейных потребителей газопроводов приведены на рисунке 1.2.

Область (кривая) 1 соответствует электрогенераторам с приводом на основе микротурбин. Кривая построена по параметрам микротурбинных установок Capstone.

Область 2 относится к ветроэнергетическим агрегатам. Часть области 2, соответствующая большим мощностям (до 60 кВт), характеризуется использованием

преимущественно горизонтально-осевых ветроустановок с повышенным КПД. Левая часть области 2, соответствующая малым мощностям (менее 5 кВт), характеризуется повышенным использованием вертикально-осевых ветроустановок, имеющих относительно низкий КПД.

Область 3 соответствует газопоршневым электроагрегатам. Верхняя граница области 3 соответствует наиболее экономичным газопоршневым энергоустановкам на основе двигателей Caterpillar, Ford и ЯМЗ-238Г (Ярославского моторного завода). Нижняя часть области соответствует менее экономичным двигателям, в том числе некоторым отечественным.

Область 4 соответствует турбодетандерным энергетическим установкам. Нижняя граница этой области, отмеченная буквами *г*, *в*, относится к установкам с заведомо низким КПД, что неизбежно в случае отсутствия предварительного подогрева газа на входе в турбодетандер. Верхняя часть области 4 соответствует более мощным и более экономичным установкам с предварительным подогревом газа.

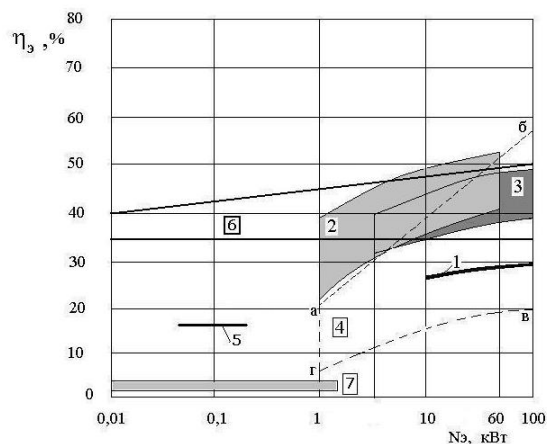


Рисунок 1.2. Зависимость КПД автономных источников электроэнергии линейных потребителей от мощности:

- 1 – электрогенераторы с приводом на основе микротурбин; 2 – ветроэнергетические агрегаты; 3 – газопоршневые электроагрегаты; 4 – турбодетандеры; 5 – солнечные фотоэлементы; 6 – топливные элементы; 7 – термоэлектростанции

Как область 2, так и особенно область 4 не в полной мере характеризуют соответствующие энергетические установки, так как КПД этих установок – понятие условное.

Линия 5 – средний КПД солнечных фотоэлементов. Область 6 соответствует топливным элементам. Область 7 характеризует термоэлектростанции. Низкий КПД термоэлектростанций – основная причина их больших массогабаритных и стоимостных показателей.

Таблица 1.1

n/n	Параметр	Термоэлектрогенераторы и установки на их основе	Топливные электрохимические элементы	Солнечные фотоэлементы, панели, модули, системы
1	Мощность, кВт	0,005...1500 Вт	10 Вт ... 11 МВт	40 Вт ... 220 Вт – панели; 175 Вт ... 24 кВт - системы
2	КПД эл КПД эл + тепло	1,6%...3%	35...70% 35...85%	16% ... 25%
3	Масса приведенная, М/Н, кг/кВт	310 ...18000		105 кг/кВт – модули INVERTA
4	Объем приведенный, V/N = (a·b·c)/N, м³/кВт	2...850	0,43 – установка ЦНИИ СЭТ	0,2 ... 0,3
5	Возобновляемость	Да, нет	Нет	Да
6	Удельная стоимость установленной мощности, \$/кВт	60000...76500	500 – по данным ЦНИИ СЭТ	2000...5000 - модули
7	Экология	Часть установок загрязняют среду продуктами сгорания, часть нет	Установки незначительно загрязняют окружающую среду: NO _x < 10 ppm. Шум: < 65 дБ	Не загрязняет окружающую среду
8	Принцип действия	Прямое преобразование теплоты в электроэнергию	Прямое преобразование химической энергии в электрическую, остаточное тепло может быть утилизировано в ГТУ или для отопления	Прямое преобразование солнечной энергии в электрическую.
9	Пожароопасность	Нет, средняя, высокая	Низкая для агрегатов t _{раб} =100°C, средняя для t _{раб} =1000°C	Нет
10	Токсичность	Нет	Нет	Нет
11	Взрывобезопасность	Высокая, низкая	Низкая, высокая	Высокая
12	Производители	НПО «Вымпел», Саратов; КРИОТЕРМ, С.-Петербург; НПП «БИАПОС», Москва;	Siemens Westinghouse Power Corporation; General Electric;	Sharp Solar; Q-Cells; Kyocera;

n/n	Параметр	Термоэлектрогенераторы и установки на их основе	Топливные электрохимические элементы	Солнечные фотоэлементы, панели, модули, системы
		НПП Квант, Москва; ОАО «Газавтоматика», Саратов	Mitsubishi; РКК «Энергия»; ЦНИИ СЭТ	Suntech; Sanyo; Mitsubishi Electric; Schott Solar; Motech; BP Solar; SunPower Corporation; НПО «Вымпел», Саратов; INVERTA, Москва
13	Зависимость от окружающей среды	Не зависит	ТЭ типа PAFC и MCFC нуждаются в подаче воды, их морозостойкость ограничена. Для других типов вода не нужна.	Зависит
14	Достоинства	1. Большой период между обслуживанием; 2. Отсутствие движущихся частей, низкий шум.	1. Высокий электрический КПД. 2. Высокая надежность и большой срок непрерывной работы. 3. Низкая эмиссия вредных веществ	1. Возобновляемый, экологически чистый источник энергии 2. Общедоступность и неисчерпаемость солнечного света
14a	Недостатки	1. Низкий КПД. 2. Большая удельная масса и удельный объем 3. Беспрецедентно высокая стоимость 1 кВт установленной мощности.	1. Отсутствие доведенных до серийного изготовления установок приемлемой стоимости. 2. Ограниченный опыт эксплуатации.	1. Сравнительно невысокий КПД 2. Зависимость от атмосферных явлений и времени суток 3. Сравнительная дороговизна панелей 4. Поверхность нужно очищать от пыли и др. загрязнений
15	Вандализационность	Да	Да	Нет
16	Ресурс	10...15 лет	5...10 лет	15... 25 лет

Таблица 1.2

п/п	Параметр	Ветроэнергетика	Газопоршневые установки	Турбодетандеры агрегаты	Микротурбинные установки
1	Мощность, кВт	10...100	5...100	1...100	1...100
2	КПД Эл КПД Эл + ТЕПЛО	20%...50%	36...49 % 80...90 %	5%...50 % *	28%...29 % 80 %...85 %
3	Масса приведенная, М/Н, кг/кВт	120...260	16...60	25...140	12...16
4	Объем приведенный, V/N = (a · b · c)/N , м³/кВт	10...16	0.05...0.2	0.03...0.2	0.05...0.07
5	Возобновляемость	Да	Нет	Нет	Нет
6	Удельная стоимость установленной мощности, \$/кВт	700...1200	300...400 и возможно несколько больше при блочно-контейнерном исполнении.	400...600 - на основании осреднений данных работ [2, 5]	700...1000
6а	Стоимость вырабатываемой электроэнергии, \$/(кВт·ч)	0.04...(0.17)	0.02...0.17 (определяется себестоимостью природного газа и стоимостью его топливной подготовки)	В 2 раза дешевле, чем стоимость электроэнергии на паротурбинных электростанциях [2]	В 2 раза дешевле, чем на обычных электростанциях (Россия 2007 г)
7	Экология	Установки не загрязняют среду. Шум: 50 дБ.	Установки загрязняют окружающую среду: NO _x > 20 ppm. Шум: < 80 дБ.	Установка не загрязняет окружающую среду. Шум: < 70 дБ.	Эмиссия NO _x относительно мала: < 10 ppm. Шум: < 60 дБ.
8	Принцип действия	Преобразование энергии ветра	Работа расширения нагретого газа в	Работа расширения сжатого холодного газа в турбине	работа по циклу

п/п	Параметр	Ветроэнергетика	Газопоршневые установки	Турбодетандеры агрегаты	Микротурбинные установки
			ДВС		газотурбинной установки
9	Пожароопасность	Нет	Средняя	Низкая	Средняя
10	Токсичность	Нет	Нет	Нет	Нет
11	Взрывобезопасность	Высокая	Низкая	Высокая	Низкая
12	Производители	ГМКБ «Радуга»; ГРЦ «Вертикаль»- - КБ В.П.Макеева; ЗАО «Ветроэнергетика» ЗАО «Электросфера»; ММЗ «Вперед»; НПО «Лиано-зовский Электро- механический завод»; ООО «Сайнмет»; REpower; NORDEX; Vestas и др.	Ярославский моторный и Уральский дизель- моторные заводы. Caterpillar, FG Wilson, Wartsila, Waukesha, Rolls Royce,	«ВНИИГАЗ», ООО «Газоснабжение», НПК «НТЛ» (В.Салда), «Энергомера» (Россия); НПП«Газэлектроприбор», ОАО«Турбогаз», НПО«Нефтегазтехнология»,О АО"Мотор Сич" (Украина); фирма GASCONTROL (Чехия); Atlas Copco Gas (Германия); RotoFlow (США).	Capstone (USA); Turbec, Elliot и др.
13	Зависимость от окружающей среды	Мощность зависит от скорости ветра	Не зависит	Не зависит	КПД зависит от температуры окружающего воздуха.
14	Достоинства	Бесплатный источник ветровой энергии; относительно малое влияние на экологию.	1. Высокая экономичность на разных режимах. 2. Высокая компактность. 3. Быстрое включение – выключение, то есть	1.Высокая эффективность применения за счет «бесплатной» энергии сжатого газа. 2.Отсутствие потерь газа на сжигание.	1.Высокая надежность в связи с малым количеством подвижных деталей. 2.Упрощенная конструкция. 3.Компактные размеры, малый вес. 4. Отсутствие масляной системы.

п/п	Параметр	Ветроэнергетика	Газопоршневые установки	Турбодетандеры агрегаты	Микротурбинные установки
			высокая маневренность.		5. Приемлемый уровень шума. 6. Низкие эмиссии. 7. Возможность автономной работы. 8. Возможность кластеризации (параллельной работы нескольких установок).
14а	Недостатки	1. Сильная зависимость эффективности от места расположения; от среднегодовой скорости ветра; от ветровой паузы. 2. Необходимость использования ветрогенератора только в комбинированной энергоустановке. 3. Большая стоимость установленной мощности.	1. Имеется выгорание жидкой смазки - удельный расход масла при номинальной мощности составляет 1.5...2.0 г/кВт·ч. 2. Содержания окислов азота NO _x в продукты сгорания ГПА в 2 раза больше, чем в ГТУ.	1.Возможность использования только на ГРС и ГРП. 2.Необходимость нагрева газа перед турбодетандером для предотвращения конденсации газов.	1.Высокая стоимость установленной мощности (высокие начальные инвестиции). 2.Экономичность ниже, чем у газопоршневого двигателя. 3.Низкая выходная мощность одного модуля. 4.Новая технология.
15	Вандалозащищенность	Нет	Да	Да	Да
16	Ресурс до капитального ремонта, час	80000	15000...30000	25000...45000	60000 (Capstone)

1.3.2. Стоимостные показатели автономных источников электрической энергии для газотранспортной системы

Корреляции между мощностями и стоимостями киловатта установленной мощности автономных источников электроэнергии линейных потребителей газопроводов приведены на диаграмме рисунка 1.3.

Линия 1 относится к энергоустановкам на основе микротурбин. Высокая относительная стоимость объясняется использованием весьма дорогих современных технологий, необходимых для изготовления генератора, воздушных подшипников, рабочего колеса турбины и других элементов. По мере освоения указанных технологий стоимость микротурбинных электрогенераторов будет уменьшаться.

Область 2 относится к относительно дорогим агрегатам - ветроэнергетическим. Диапазон мощностей от 1 кВт до 60 кВт соответствует как горизонтально-осевым, так и вертикально-осевым установкам. Вертикально-осевые агрегаты вследствие более простой конструкции имеют меньшую стоимость, поэтому им соответствует нижняя граница области 2. Увеличение средней стоимости ветроустановок в диапазоне мощностей 1...60 кВт объясняется, в частности, увеличением длины лопастей, увеличением размеров башни и фундамента. В последнее время наметилось общее снижение стоимости ветроагрегатов, что объясняется постоянным совершенствованием их конструкции, в частности, использованием тихоходных электрогенераторов на основе постоянных магнитов.

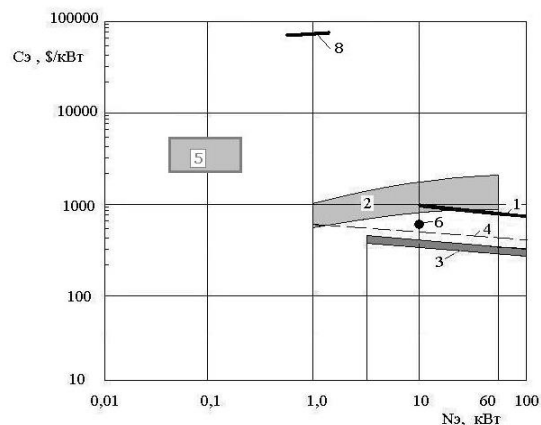


Рисунок 1.3. Зависимость стоимости киловатта установленной мощности автономных источников электроэнергии от мощности:

- 1 – электрогенераторы с приводом на основе микротурбин; 2 – ветроэнергетические агрегаты; 3 – газопоршневые электроагрегаты; 4 – турбодетандеры; 5 – модули солнечных фотоэлементов; 6 – комплектный агрегат ЦНИИ СЭТ на основе топливного элемента; 8 – установки на основе термоэлектрогенераторов

Области 3 и 4 относятся соответственно к газопоршневым и турбодетандерным электроагрегатам. Газопоршневые установки имеют минимальную приведенную стоимость из-за относительно простой конструкции и освоенности технологии изготовления. С увеличением мощности энергоустановок их приведенная стоимость уменьшается. Такая зависимость характерна для турбодетандеров, микротурбинных и газопоршневых электроагрегатов.

Область 5 показывает стоимость солнечных фотоэлементов и модулей на их основе. Нижняя граница соответствует минимальным мировым ценам, верхняя – предложение фирмы INVERTA (Москва).

Точка 6 – оценка удельной стоимости комплектного агрегата ЦНИИ СЭТ при серийном производстве.

Линия 8 – установки на основе термоэлектродвигателей, имеющие беспрецедентно высокую стоимость одного киловатта установленной мощности (60000...76500 \$/кВт).

1.3.3. Показатели приведенного объема автономных источников электрической энергии для газотранспортной системы

Расположение области 2 на графике рисунка 1.4 свидетельствует о том, что ветроустановки являются весьма габаритными агрегатами.

Величина приведенного объема турбодетандерных электродвигателей (область 4) в диапазоне 1...2 кВт имеет тенденцию уменьшения, что объясняется применением компактной высокооборотной турбинной установки на 15000 об/мин, соединенной непосредственно с генератором или применением компактного шестеренчатого двигателя. Кроме того, турбодетандеры малой мощности часто не имеют входного охладителя газа.

Характер влияния мощности на габариты газопоршневых (область 3) и микротурбинных (область 1) электродвигателей сходный: с увеличением мощности относительные габариты агрегатов уменьшаются. Как видно из рисунка 4, микротурбинный электродвигатель мощностью 10...100 кВт характеризуется наименьшим объемом.

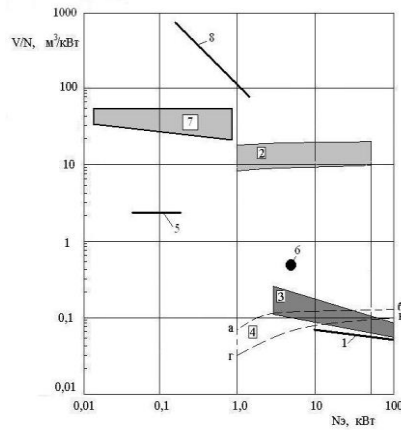


Рисунок 1.4. Зависимость приведенного объема V/N автономных источников электроэнергии от мощности:

- 1 – электрогенераторы с приводом на основе микротурбин;
 2 – ветроэнергетические агрегаты; 3 – газопоршневые электроагрегаты;
 4 – турбодетандеры; 5 – модули с солнечными фотоэлементами, по данным фирмы INVERTA (Москва); 6 – комплектный агрегат ЦНИИ СЭТ на основе топливного элемента; 7 – термоэлектрогенераторы; 8 – установки на основе термоэлектрогенераторов (АИП)

Как модули на основе солнечных фотоэлементов, так и топливные элементы, проигрывают в настоящее время тепловым машинам по показателям объема. Термоэлектрогенераторы имеют наихудшие показатели при сравнении приведенных объемов.

1.3.4. Показатели приведённой массы автономных источников электрической энергии для газотранспортной системы

Расположение области 2 на графике рисунка 1.5 свидетельствует о том, что ветроустановки вообще, и особенно установки мощности в 60...100 кВт, являются относительно массивными агрегатами. Увеличенная масса установок мощностью 60 кВт объясняется, в частности, увеличением размера башни и фундамента.

Величина приведенной массы турбодетандерных электрогенераторов в диапазоне мощностей 10...100 кВт примерно постоянна, однако при мощностях 1...5 кВт имеет место тенденция облегчение конструкций. Указанное облегчение, соответствующее участку «аг» области 4 на рисунке 5 объясняется наличием особых конструктивных решений – использованием высокооборотной турбины на 15000 об/мин, насаженной непосредственно на вал электрогенератора или компактного шестеренчатого двигателя. Кроме того, при мощностях менее 8 кВт турбодетандеры часто не имеют входного охладителя газа.

Характер влияния мощности на приведенную массу газопоршневых (область 3) и микротурбинных (область 1) электрогенераторов сходный – с увеличением мощности приведенная масса агрегатов уменьшается. Как видно из рисунка 1.5, микротурбинный электрогенератор обладает наименьшей приведенной массой.

Только модули с фотоэлементами могут конкурировать по показателю приведенной массы с тепловыми машинами и ветрогенераторами. Термоэлектрогенераторы и установки на их основе имеют на 1...2 порядка более высокую приведенную массу.

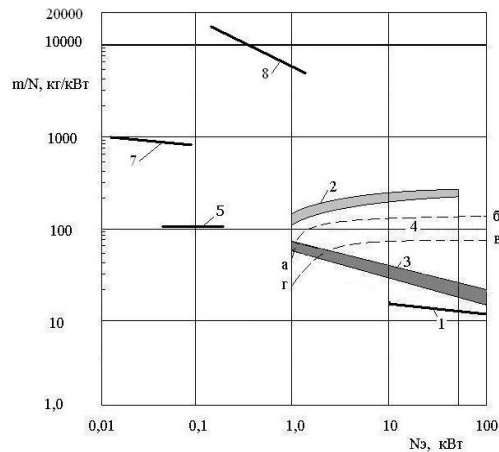


Рисунок 1.5. Зависимость приведенной массы m/N автономных источников электроэнергии от мощности:

- 1 – электрогенераторы с приводом на основе микротурбин; 2 – ветроэнергетические агрегаты; 3 – газопоршневые электроагрегаты; 4 – турбодетандеры; 5 – модули с солнечными фотоэлементами, по данным фирмы INVERTA (Москва); 7 – термоэлектрогенераторы; 8 – установки на основе термоэлектрогенераторов (КАТЭУ и АИП)

Выводы по главе 1

1. Выполненные исследования показали, что наиболее полно сформированным требованиям к автономным источникам электрической энергии для газотранспортной системе России [7;8] удовлетворяют турбодетандерные электрогенераторы (турбодетандеры), так как они утилизируют собственные энергетические ресурсы газотранспортной системы, просты и надёжны в эксплуатации.

2. В дальнейшем будем турбодетандерные электрогенераторы (турбодетандеры) называть **микротурбогенераторы (МТГ-УСЖГ)** – электрическая мощность до 1кВт, **турбогенераторы малой мощности (ТГММ - УСЖГ)** - электрическая мощность до 500 кВт, **турбогенераторы большой мощности (ТГБМ - УСЖГ)** - электрическая мощность свыше 500 кВт, «УСЖГ» означает - утилизация сжатого газа *детандер по определению*

– это машина для снижения температуры газа путём его охлаждения с выполнением внешней работы.

3. По сравнению с названными выше остальные автономные источники электроэнергии, обладают следующими существенными недостатками:

- химические источники тока (аккумуляторы) – имеют ограниченное время действия до подзарядки, малый срок службы и достаточно высокую стоимость;
- газотурбогенераторы и газопоршневые двигатели и т.п. – относительно малая экономичность; неудовлетворительная работа при низких температурах.
- термоэлектрические электрогенераторы с газовой горелкой – малая мощность (не более 200 ватт);
- ветроэлектрогенераторы и электрогенераторы на солнечной энергии – зависимость от погодных условий;
- термоэлектрические электрогенераторы с вихревой трубой – необходимость наличия высокого давления газа, а также подогрева холодного газа за вихревой трубой.

4. Из числа рассмотренных турбодетандеров производства зарубежных фирм, России и стран СНГ полностью ни один агрегат не соответствует рассматриваемой задаче – служить в качестве автономного компактного источника электроснабжения, использующего энергию сжатого природного газа, для собственных нужд газотранспортной системы России. В основном, все они были спроектированы и изготовлены совсем под другую задачу – утилизация максимально возможного количества энергии и имеют высокие массо-габаритные характеристики (за счёт низкой частоты вращения электрогенератора и необходимости применения механического редуктора). Кроме того, они имеют масляную систему смазки (высокая пожароопасность) или магнитные подшипники (высокая стоимость).

5. Выполненный анализ показал необходимость разработки турбогенераторов (ТГ), использующих энергию сжатого природного газа для выработки электрической энергии для собственных нужд газотранспортной системы (ГС) России турбогенераторов (ТГ) [7;8].

6. Электрогенераторы с приводом на основе микротурбины малой мощности [9;10] могут быть рекомендованы для использования для вдольтрассовых потребителей магистральных газопроводов.

Постановка цели и задач исследований

Цель работы. Целью диссертационной работы является научно-техническое обоснование, разработка и создание нового класса турбогенераторов (ТГ), использующих энергию сжатого природного газа для выработки электрической энергии для собственных нужд газотранспортной системы (ГС) России. Экономичность, массогабаритные характеристики и надёжность турбогенераторов (ТГ) должны превышать лучшие аналоги зарубежной и отечественной техники. Для достижения поставленной цели необходимо

было использовать комплекс новых технических решений, не применявшихся ранее в отечественной энергетике.

Задачи исследования:

- выполнение анализа и обоснования количества необходимой электрической энергии на собственные нужды для основных составляющих газотранспортной системы России;
- определение возможности выработки электрической энергии основными составляющими газотранспортной системы России для собственных нужд и внешних потребителей;
- рассмотрение различных автономных источники электрической энергии, оценка их преимуществ и недостатков, выбор и обоснование наиболее перспективных и в полной мере удовлетворяющих сформулированным требованиям;
- выбор режимных параметров и геометрических характеристик для создания турбогенераторов газотранспортной системы России;
- разработка принципов построения мощностного ряда нового класса турбогенераторов газотранспортной системы России;
- создание исследовательской базы и технологического оборудования для проведения экспериментальных исследований и натурных испытаний;
- разработка методик проведения испытаний и обработки экспериментальной данных;
- проведение расчётно-экспериментальных исследований расширительной турбины, газодинамических подшипников и высокооборотного электрогенератора унифицированных турбогенераторов;
- проведение численного эксперимента в трёхмерной постановке расширительной турбины конструкции ЛПИ турбогенератора с целью изучения физической картины течения рабочего тела в проточной части, оценки характеристик расширительной турбины и выработки рекомендаций по улучшению характеристик расширительной турбины;
- обобщение экспериментальных характеристик исследованных МРТ разного типа с целью использования таких турбин в турбинных генераторах;
- обоснование прочностных характеристик ТГ;
- разработка конструкций, создание и доводка опытных образцов унифицированных турбогенераторов.

Решению поставленных задач и обобщению полученных результатов посвящены соответствующие разделы данной работы.

Глава 2. АНАЛИЗ И ОБОСНОВАНИЕ НЕОБХОДИМОЙ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ НА СОБСТВЕННЫЕ НУЖДЫ И ВОЗМОЖНОСТИ ВЫРАБОТКИ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ ОСНОВНЫМИ СОСТАВЛЯЮЩИМИ ГАЗОТРАНСПОРТНОЙ СИСТЕМЫ, В ТОМ ЧИСЛЕ И ДЛЯ ВНЕШНИХ ПОТРЕБИТЕЛЕЙ

Типовой участок газотранспортной системы приведен на рисунке 2.1. На этой схеме представлены основные производители и потребители электрической энергии (вдольтрассовые линейные потребители магистральных газопроводов (ЛВПМГ), компрессорные станции (КС), газораспределительные станции (ГПС), газораспределительные пункты (ГРП) и щиты ГРЩ), внешние потребители (ВП) газотранспортной системы, как на собственные нужды, так и для внешних потребителей.

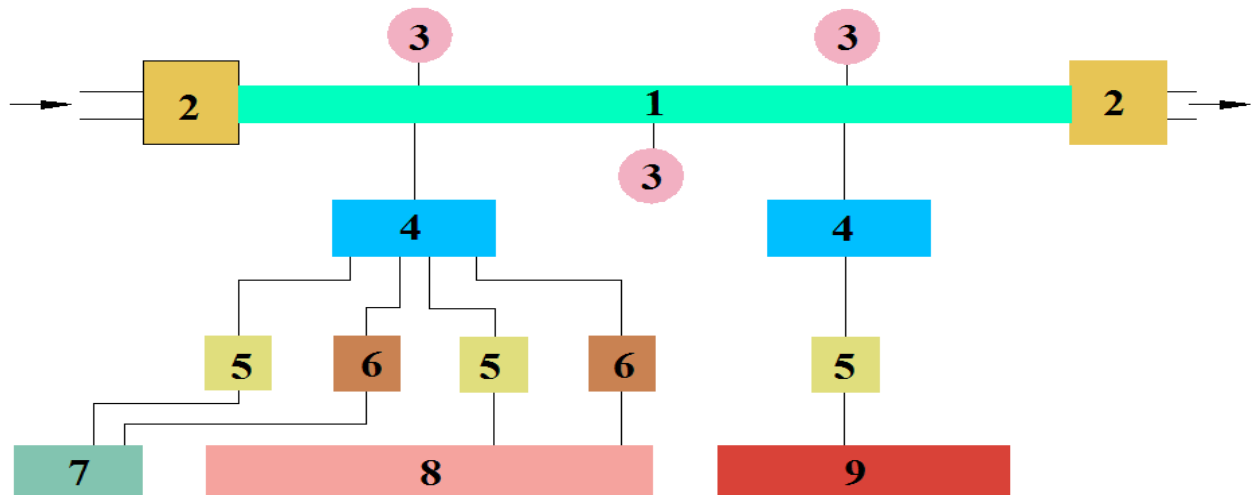


Рисунок 2.1. Типовой участок газотранспортной системы.

1-магистральный газопровод. 2-компрессорные станции. 3-вдольтрассовые линейные потребители магистральных газопроводов. 4-газоперекачивающие станции.

5-газораспределительные пункты. 6-газораспределительные щиты. 7- объекты газонефтяных месторождений (собственные нужды). 8-объекты малых, средних и крупных населённых пунктов, городов. 9- электростанции, промышленные предприятия

2.1. Вдольтрассовые линейные потребители магистральных газопроводов

За последние годы значительно возросли объемы строительства новых технологических объектов транспорта газа.

В рамках реализации указанных проектов, а также таких, как МГ Ямал-Европа и проектов реконструкции КС и линейной части, было выполнено сравнение вариантов

электроснабжения вдольтрассовых потребителей МГ (от внешней сети, смешанное, автономное) [11].

На сегодняшний день огромное внимание уделяется повышению надежности энергоснабжения объектов ООО «Газпром трансгаз Петербург», сбережению материальных, энергетических ресурсов, экологической, промышленной безопасности, охране труда. Также очень важна разработка и внедрение новых технологий и оборудования. На сегодняшний день имеется ряд проблем связанных с обеспечением электроэнергией удаленных объектов ООО «Газпром трансгаз Петербург», а именно линейных вдольтрассовых потребителей магистральных газопроводов (рисунки 2.2, 2.3):

- крановые узлы магистральных газопроводов (КУ), рисунок 2.4;
- контролируемые пункты телемеханики (КПТМ), рисунок 2.5;
- промежуточные радиорелейные станции (ПРС), рисунок 2.6;
- радиорелейные станции (ПРС);
- станции катодной защиты (СКЗ).

Протяжённость	В т.ч. отводы	Протяженность по диаметру			
		1420	1220	1020	820 и др.
8452,386	2538,48	636,80	2133,89	1697,10	3984,6

**Магистральные газопроводы в основном на
давление 55 и 75 атм.**

Рисунок 2.2. Линейные магистральные газопроводы ООО «Газпром трансгаз Петербург»



Рисунок 2.3. Трасса МГ



Рисунок 2.4. Крановые узлы магистральных газопроводов



Рисунок 2.5. Контролируемые пункты телемеханики (КПТМ)



Рисунок 2.6. Промежуточные радиорелейные станции (ПРС). Линейные потребители МГ ООО «Газпром трансгаз Петербург»

Таблица 2.1

Потребители	Количество	Напряжение	Мощность
КПТМ	221 шт.	0.22 кВ	0.5...3 кВт
СКЗ	820 шт.	0.22 кВ	3 кВт
Связь (ПРС, ПРС)	22 шт.	0.4 кВ	10 кВт

Итого суммарно 3000...35000 кВт

Для обеспечения всех линейных потребителей МГ ООО «Газпром трансгаз Петербург» необходимо до 35 МВт электрической мощности.

2.1.1. Варианты построения систем электроснабжения линейных потребителей магистральных газопроводов

Надежное энергоснабжение линейных потребителей является одним из факторов, обеспечивающих стабильное (безаварийное) функционирование как отдельных магистральных газопроводов (МГ), так и систем [12].

В отличие от систем электроснабжения локальных сгруппированных объектов (например, промышленные сооружения, компрессорные станции (КС) системы электроснабжения линейных потребителей МГ имеют свои особенности):

- значительная протяженность магистральных газопроводов и рассредоточенность линейных потребителей по трассе МГ;

- удаленность от существующих внешних источников и сетей;

- малые электрические нагрузки линейных потребителей;

- достаточно высокие требования по надежности электроснабжения линейных потребителей (как правило, не ниже 2-й категории).

Так же, как для объектов добычи и транспорта газа по принципу построения существует три варианта системы электроснабжения линейных потребителей МГ:

- централизованное электроснабжение от вдольтрассовых ВЛ-10кВ с питанием от КС или внешних источников;
- независимое электроснабжение с питанием линейных потребителей от собственных автономных источников;
- комбинированное электроснабжение с питанием от централизованных (внешних) и автономных источников.

Каждый вариант построения системы электроснабжения линейных потребителей имеет свои достоинства и недостатки.

Централизованная система электроснабжения линейных потребителей имеет срок службы до 50 лет, обладает достаточно высокой надежностью, гибкостью и обеспечивает возможность включения линейных потребителей в работу до подачи газа в газопровод (то есть не зависит от наличия топливного газа).

В то же время такая система имеет серьезные недостатки:

- высокая стоимость строительства вдольтрассовых ВЛ-10 кВ (около 2 млн. руб. за 1 км линии).
- невозможность сохранения качества электроэнергии на клеммах линейных потребителей при длине участков ВЛ более 30...40 км (необходимо наличие промежуточных источников), рисунок 2.7 .

Для реализации варианта *независимой (автономной) системы электроснабжения линейных потребителей* требуется значительно меньший объем капитальных затрат (в 3...5 раз в зависимости от типа автономных источников).

Однако недостатками данной системы являются:

- зависимость от наличия топливного газа: в период до заполнения газопровода необходимо обеспечивать постоянный завоз топлива (пропан или дизтопливо);
- необходимость обеспечивать дистанционный контроль за состоянием готовности и запуск резервного источника или выполнять объезды и осмотры оборудования не реже одного раза в месяц;
- срок службы автономных источников в 3...5 раз меньше срока службы воздушной ЛЭП, (рисунок 2.8).

Комбинированная система электроснабжения линейных потребителей обладает достаточной надежностью и гибкостью, обеспечивает включение основной части линейных потребителей в работу независимо от наличия топливного газа, позволяет сохранить оптимальную протяженность вдольтрассовой ВЛ и обеспечить требуемое качество электроэнергии у потребителя (рисунок 2.9).

Недостатком такой системы является значительный объем капитальных затрат (в 2...2,5 раза выше, чем при автономной системе, хотя в 1,5...2 раза ниже, чем при централизованном электроснабжении).

Сравнительные технико-экономические показатели вариантов электроснабжения линейных потребителей приведены в таблице 2.2.

2.1.2. Сравнительные технико-экономические показатели вариантов электроснабжения линейных потребителей магистральных газопроводов

Построения системы электроснабжения линейных потребителей МГ имеет свои особенности и варианты организации [12].

Особенности:

- значительная протяженность магистральных газопроводов,
- рассредоточенность линейных потребителей по трассе МГ,
- удаленность от существующих внешних источников и сетей,
- малые электрические нагрузки линейных потребителей,
- достаточно высокие требования по электроснабжению линейных потребителей (2-я категория).

Варианты организации:

- централизованное электроснабжение от вдольтрассовой ВЛ-10 кВ с питанием от КС или внешних источников,
- независимое электроснабжение от автономных источников,
- комбинированное электроснабжение с питанием от централизованных и автономных электроисточников.

Рассмотрим все варианты, выделим их преимущества и недостатки:

Централизованное электроснабжение от вдольтрассовой ВЛ-10 кВ с питанием от КС или внешних источников

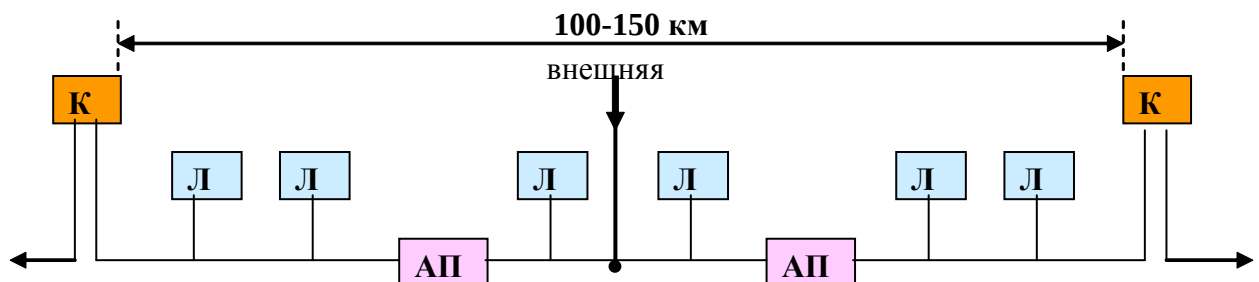


Рисунок 2.7. Централизованное электроснабжение от вдольтрассовой ВЛ-10 кВ с питанием от КС или внешних источников

Преимущества	Недостатки
- Достаточно высокая надежность и гибкость системы электроснабжения линейных потребителей. - Независимость от наличия топливного газа (возможность включения ЭХЗ и ТМ до подачи газа в газопровод). - Срок службы ВЛ - 50 лет	- Высокая стоимость строительства вдольтрассовых ВЛ ($\approx 2,0$ млн. руб./км). - Невозможность сохранения качества электроэнергии при длине участков ВЛ более 30...40 км (необходимо наличие промежуточных источников по трассе)

Независимое электроснабжение от автономных источников

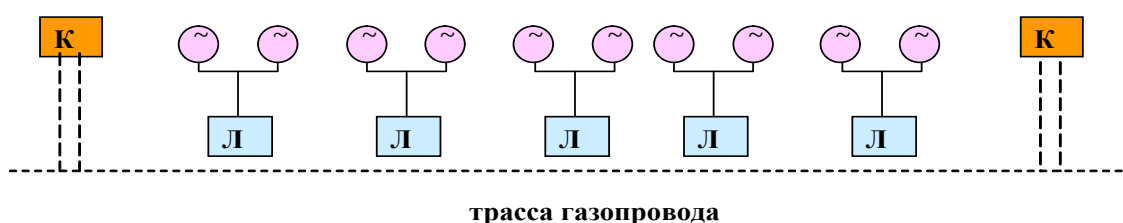


Рисунок 2.8. Независимое электроснабжение от автономных источников

Преимущества	Недостатки
- Значительно меньшие капиталовложения по сравнению с вариантом строительства вдольтрассовой ВЛ-10 кВ (в 3...5 раз в зависимости от типа автономных источников). - Независимость от внешних источников	- Зависимость от наличия топливного газа - Для электроснабжения линейных потребителей в период до заполнения газопровода необходимо обеспечивать постоянный завоз топлива (пропан или дизельное топливо). - Необходимо обеспечивать дистанционный контроль за состоянием готовности и запуск резервного источника или выполнять объезды и осмотры оборудования не реже 1 раза в месяц. - Срок службы автономных источников в 3...5 раз ниже срока службы ВЛ.

Комбинированное электроснабжение с питанием от централизованных и автономных электроисточников

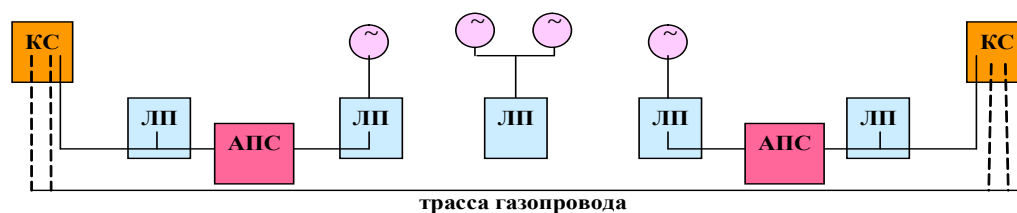


Рисунок 2.9. Комбинированное электроснабжение с питанием от централизованных и автономных электроисточников

Преимущества	Недостатки
-Высокая надежность и гибкость системы электроснабжения -Возможность включения основной части линейных потребителей в работу до подачи газа в газопровод. -Сохранение оптимальной протяженности ВЛ-10 кВ позволяет обеспечить необходимое качество электроэнергии для линейных потребителей.	-Объем капитальных вложений в 2...2,5 раза больше, чем при независимой автономной схеме электроснабжения линейных потребителей. Хотя, в 1,5...2 раза ниже, чем при централизованном электроснабжении.

Сравнительные технико-экономические показатели вариантов электроснабжения
линейных потребителей МГ

Таблица 2.2

Варианты	Удельные кап.вложения, млн руб/км	Периодичность Обслуживания, год	Срок службы, лет	Приведенная стоимость электро энергии (на клеммах ЛП), руб/кВт Стоимость	Распределенные Годовые затраты (на срок службы), млн. руб/год
Централизованная (вдольтрассовая ВЛ -10кВ)	2,0	1	50	13,0	4,0
Независимое от автономных источников	0,4	1	15	10,0	3,0
Комбинированное (ВЛ + Автономные источники)	1,3	1	ВЛ-50 лет, автономный источник- 15 лет (средний)	10,5	3,2

Сравнение проводилось при следующих, одинаковых для всех вариантов, условиях:

- для сравнения принят одноконтурный участок магистрального газопровода протяженностью 100 км;
- годовое потребление электроэнергии на 100 км магистрального газопровода – 300 тыс. кВт час/год;
- цена газа на собственные нужды – 700 руб/тыс. м³;
- годовой расход топливного газа на 100 км магистрального газопровода – 150 тыс. м³/год.

По результатам сравнения вариантов построения систем электроснабжения линейных потребителей МГ можно сделать следующие выводы:

- по уровню распределения затрат (с учетом срока службы) варианты независимого и комбинированного электроснабжения линейных потребителей одноконтурного МГ

примерно равнозначны и имеют явное преимущество перед вариантом централизованного электроснабжения;

- вариант комбинированного электроснабжения обладает большей надежностью и гибкостью по сравнению с вариантом независимого электроснабжения;

- экономический эффект вариантов централизованного и комбинированного электроснабжения напрямую зависит от степени загрузки вдольтрассовой (ВЛ). Для многониточных газопроводов эти варианты могут быть значительно эффективнее варианта независимого электроснабжения.

Для выбора оптимального варианта электроснабжения линейных потребителей необходимо, на стадии проектирования, выполнять технико-экономическое сравнение для каждого конкретного газопровода (или системы газопроводов).

2.2. Компрессорные станции

В настоящее время компрессорные станции (КС), как правило, снабжаются электрической энергией через высоковольтные линии. Прокладка высоковольтных линий имеют высокую стоимость. Большим недостатком являются проблемы в эксплуатации (ураганы, вандализм, размывы территорий и др.).

Применение энергосберегающих технологий в малой энергетике является актуальным в настоящее время [2]. Одним из направлений энергосбережения является использование энергии сжатого природного газа в магистральном трубопроводе. Следует ожидать, что в ближайшей перспективе на компрессорных станциях для снижения давления топливного газа все большее применение вместо редукторов давления получат турбинные генераторы электрической энергии на базе расширительных турбин.

Основные требования к автономным источникам электроэнергии для КС:

- высокая надежность;
- устойчивая работа в большом диапазоне нагрузки;
- минимальные объемы технического обслуживания;
- высокая ремонтпригодность;
- вандалозащищенность;
- возможность размещения в едином блоке-трубе.

Развитие северных участков газопроводов, необходимость обеспечения автономного энергообеспечения КС обуславливает применение турбинные генераторы электрической энергии разных типов, не зависящих от надежности воздушных линий электропередачи.

Существует два направления применения автономных источников: собственно автономное энергоснабжение и использование наряду с большой энергетикой как средство для уменьшения затрат.

Для автономного энергоснабжения основными являются надежность, длительность автономной работы и удобство эксплуатации. Стоимость вырабатываемой энергии не является основным показателем.

Для использования автономных источников в качестве основного энергоснабжения основным фактором является экономичность. Кроме того, установки должны быть долговечными, использовать природное топливо и простые в эксплуатации.

Основными критериями выбора автономных источников электроэнергии являются следующие:

- Вид топлива;
- Мощность установки;
- Длительность автономной работы;
- Режим обслуживания (интервал профилактического осмотра);
- Возможность работы параллельно с сетью и другими источниками;
- Возможность дистанционного управления;
- Наружное антивандальное исполнение;
- Возможность работы в суровых климатических условиях;
- Вспомогательными критериями являются:
- Габариты;
- КПД;
- Экологические характеристики.

Для надежного энергоснабжения необходимо применение современных источников питания, которые вырабатывают электроэнергию непосредственно на трассе газопровода вблизи места установки линейных потребителей и работают на газообразном топливе, отбираемом непосредственно из газопровода вблизи места их установки.

В настоящей работе рассмотрены автономные источники электроснабжения различного типа и мощности, которые могут успешно применяться в качестве резервных или основных источников для электроснабжения КС, турбинные генераторы электрической энергии на базе расширительных турбин, использующих энергию перепада редуцируемого на КС топливного газа с генераторами переменного тока однофазные и трехфазные, или с генераторами постоянного тока.

Для покрытия электрических нагрузок собственных нужд КС наиболее привлекательными являются турбинные генераторы электрической энергии с расширительными турбинами, поскольку:

- для работы электроагрегата не требуется сжигание дизельного или газового топлива;

- работа расширительных турбин органически вписывается в технологический процесс редуцирования топливного газа на КС;

- для работы расширительных турбин требуется небольшое количество газа, что не повлияет на режим работы КС.

Основными направлениями редуцирования газа, транспортируемого по магистральному газопроводу, являются получение пускового, импульсного и топливного газа для нужд КС.

Основными критериями, определяющим возможность получения электрической энергии на КС, являются выбор параметров редуцирования и расход топливного газа по соответствующим газопроводам. Анализ работы компрессорных станций ООО «Трансгаз Петербург» представлен в таблице 2.3.

Годовой расход редуцируемого газа по различным направлениям использования КС
ООО «Трансгаз Петербург»

Таблица 2.3

№ п/п	Станция	Годовой расход газа, м3			
		топливного	пускового	импульсного	Котельная + ЭСН
1	КС Волхов	42357535,000	36088,000	1633,000	136858,000
2	КС Пикалево	36594126,000	57007,000	1112,000	190223,000
3	КС Северная	23354340,000		690,000	1100,000
4	КС Новгород	3341338,000	33385,000	360,000	206204,000
5	КС Изборск	13478457,000	1192,000	167,000	142701,000
6	КС БИС	31549200,000	133265,000	684,000	135925,000
7	КС Торжок	145206310,000	146358,000	505,000	95802,000
8	ОПКС	13700439,000	89037,000	869,000	377197,000
10	КС Ржев	122507500,000	239807,000	16400,000	120319,000
11	КС Ржев (КЦ5)	28405930,000	40910,000	3310,000	104578,000
12	КС Холм-Жирки(КЦ5)	79898705,000	6957,000	558,000	75902,000
№ п/п	Станция	Годовой расход газа, м3			
		топливного	пускового	импульсного	Котельная + ЭСН
14	КС Смоленск (КЦ5)	89366996,000	25752,000	3400,000	65351,000
15	КС Смоленская	0,000	1897,000	3742,000	684805,000
Итого		629760876,000	813495,000	33497,000	2878561,000
Относительный расход		1	774,1422824	18800,51575	218,776283

Видно, что годовой расход топливного газа газоперекачивающих агрегатов (ГПА) значительно превосходит расходы природного газа по другим направлениям использования.

Исходя из таблицы 2.3, можно сделать вывод, что наиболее перспективными направлениями получения электрической энергии для собственных нужд и, возможно, для внешних потребителей является использование расширительных турбин для редуцирования природного газа.

Рассмотрим более подробно редуцирование топливного газа ГПА КС.

Очевидно, что внедрение расширительной турбины, как замену редукторов давления, необходимо проводить без нарушения режимов работы компрессорной станции и как можно меньшим изменением конструкций существующих газопроводов станции.

В настоящее время на КС Северо-Западного региона редуцирование осуществляется двумя способами.

Первым способом является отбор газа из магистрального газопровода на узле подключения КС и редуцирование его в блоке редуцирования расположенного в ангаре ГПА. Такая схема применяется на ГПА импортного производства.

Редуцирование по второму способу представляет собой использование установки подготовки пускового, импульсного и топливного газа, где газ из магистрального газопровода редуцируется до необходимого давления, а затем полученный топливный газ подается на ГПА. Такая схема реализована на большинстве ГПА отечественного производства.

Выявление особенностей применения расширительных турбин для каждой из вышеприведенных схем является вопросом дальнейшей разработки, но на данном этапе можно утверждать, что вне зависимости от схемы размещение автономного источника энергии будет осуществляться в газопроводе-отводе/байпасе вне существующей системы газопроводов, что будет осуществлением принципа минимального изменения конструкций существующих газопроводов станции.

Сводная таблица парка ГПА с турбинным приводом, которые используются в настоящее время на компрессорных станциях ООО «Газпром трансгаз Петербург», и параметры топливного газа, необходимые для их работы, представлены в таблице. 2.4

Анализ таблицы 2.4 показывает, что давления топливного газа различных ГПА варьируются в довольно значительных диапазонах, что требует предусмотреть гибкую систему регулирования расширительной турбины.

Целесообразно рассмотреть реальное изменение параметров топливного газа в течение календарного года.

Основными параметрами топливного газа являются среднемесячный расход (тыс.м³), давление (МПа) и температура (°C). Результаты анализа представлены в таблицах 2.3, 2.4, 2.5 и диаграммах.

Из диаграммы ежемесячного расхода топливного газа в течении календарного года видно, что действительно имеется неравномерность расхода топливного газа, характеризующаяся снижением расхода топливного газа в летние месяцы, что объясняется снижением потребления газа в целом по региону и, как следствие, снижением количества работающих ГПА.

Сравнительный анализ расхода топливного газа на различных КС ООО «Газпром трансгаз Петербург» показывает, что наибольшим расходом обладают станции, транспортирующие газ по газопроводу «Ямал-Европа».

Также важно отметить, что у вышеобозначенных станций, кроме наибольших расходов, наблюдается значительная неравномерность расхода топливного газа.

Исходя из вышесказанного, можно предположить, что именно эти станции являются оптимальными для внедрения локальных автономных источников энергии.

Рассмотрение диаграмм изменения среднемесячной величины давления и температуры топливного газа в течение календарного года приводит к выводу, что амплитуда изменений обоих параметров невелика, а значения параметров близки к установленным заводом-изготовителем соответствующего ГПА.

Можно сказать, что в первом приближении определены потенциальные возможности топливного газа различных КС ООО «Газпром трансгаз Петербург» при его редуцировании, так как определены расходы, температуры и перепады давлений на существующих устройствах редуцирования.

Для определения необходимой мощности, важно оценить фактическое электропотребление КС.

Результаты этого анализа представлены в таблице 2.6 и диаграмме, рисунок 2.10.

Из рассмотрения диаграммы видно, что происходит снижение потребления электроэнергии в летние месяцы, что связано со снижением количества работающих ГПА. Результаты анализа электропотребления позволяют определить необходимую электрическую мощность турбины.

Полученные характеристики топливного газа позволяют определить исходные данные для дальнейшей работы по разработке принципов построения автономных источников энергии для редуцирования топливного газа на компрессорных станциях, а именно:

- Давление газа перед турбиной - $p_0^* = 5.5 \text{ МПа}$
- (уточняется в процессе разработки);
- Температура газа перед турбиной – $T_0^* = 278 \text{ К}$.

- (уточняется в процессе разработки);
- Давление газа за турбиной - $p_2 = 1.5 \dots 3.1$ МПа, зависит от типа ГТУ;
- Электрическая мощность турбины – $N_3 = 5 \dots 450$ кВт.

Определение параметров рабочего процесса

Удельная теплоемкость газа (для T_2^*): $C_{p^{T^*2}_G} = 218 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$.

Давление газа перед расширительной турбиной P_1^* равно: $P_1^* = 5.5 \cdot 10^6 \text{ Па}$,

Давление газа за расширительной турбиной: $P_2^* = 1.5 \cdot 10^6 \text{ Па}$,

Степень расширения газа в турбине: $\Pi_T^* = P_1^* / P_2^* = 5.5 \cdot 10^6 / 1.5 \cdot 10^6 = 3.67$.

Заменяем необратимый адиабатный процесс расширения политропным процессом.

Показатель политропы определяем из выражения:

$$m'_G = (n_G - 1) / n_G = [(k_G - 1) / k_G] \cdot \eta_{\text{тиол}}^* = [(1.195 - 1) / 1.195] \cdot 0.865 = 0.141,$$

где $k_G = C_{p_G} / (C_{p_G} - R_G)$ показатель изэнтропы газа (для приближенной оценки можно принять $k_G \approx 1.195$); $\eta_{\text{тиол}}^*$ - политропный КПД турбины.

Политропный КПД турбины слабо зависит от величины Π_T^* , поэтому им удобно пользоваться для анализа тепловых схем. Можно принять $\eta_{\text{тиол}} = 0.86 \dots 0.87$.

Температура газа перед турбиной T_1^* определится в виде: $T_1^* = \frac{T_1^*}{\Pi_T^{*-m'_G}} = \frac{278}{3.67^{-0.141}} = 333.9 \text{ К}$.

Удельная теплоемкость газа (для T_1^*): $C_{p^{T^*1}_G} = 234 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$.

Мощность турбодетандера:

$$N = \frac{G \cdot (C_{p^{T^*1}_G} \cdot T_1^* - C_{p^{T^*2}_G} \cdot T_2^*)}{\eta} = \frac{3.96 \cdot (2340 \cdot 333.9 - 2180 \cdot 278)}{0.75} = 925510.1 \text{ Вт}.$$

Таблица 2.4

Парк ГПА с турбинным приводом

КС		ГПА			Параметры работы ГПА					
		Марка	Количество, шт.	Мощность, кВт.	Давление топливного газа, МПа	Расход топливного газа, тыс.м3/сут (ГПА)	Расход топливного газа, кг/час (1 ГПА)	Расход топливного газа, м3/час (1 ГПА)	Номинальная частота вращения ОК/СТ, об/мин	Давление на выходе ОК, Мпа
<i>Торжок</i>	ОПКС	ГПУ-10	3	10000	1,6-2,5	74	2651,7	3083	КНД-5600 КВД-7500 СТ-4800	0,98
	БИС	ГПА-Ц-8	6	8000	1,0-2,35	62,4	2236	2600	ОК-8050 СТ-8200	0,97
	Торжокская	ГПА "Урал"	7	16000	2,8-3,2	113	4049,2	4708	11030 (max 11150) СТ-5300	1,2-2,4
<i>Новгород</i>		ГТК-5	4	4400	0,6-0,89	55	1970,8	2292	ОК-5100 СТ-5400	
<i>Северная</i>		Solar Taurus	4	5200	1,6-2,0	48	1720	2000	ОК-15000 (max) СТ- 14300	0,56-1,08
<i>Смоленск</i>		ГПА-16- 01"Урал"	6	16000	2,8-3,2	113	4049,2	4708	ОК-11030 (max 11150) СТ-5300	1,2-2,4
<i>Холм-Жирковская</i>		ГПА-Ц-16С	5	16000	2,94	121	4335,8	5042	КНД-7020 КВД-9500 СТ-5200	1,7
<i>Ржев</i>		ГПА-Ц-6,3	5	6300	1,0-2,35	62	2221,7	2583,3	ОК-8200 СТ-8200	0,897
		Нева-16	1	16000	2,8-3,0	116,5	4174,6	4854,2	ОК-11800-12300 СТ-8200	1,6

	ГПА-Ц-6,3	6	6300	1,0-2,35	62	2221,7	2583,3	ОК-8200 СТ-5100	0,897
	ГПА-Ц-6,3	7	6300	1,0-2,35	62	2221,7	2583,3	ОК-8200 СТ-8200	0,897
	Нева-16	5	16000	2,8-3,0	116,5	4174,6	4854,2	ОК-11800-12300 СТ-5200	1,6
<i>Волхов</i>	ГПА-Ц-6,3А	5	6300	1,0-2,35	50,4	1806	2100	ОК-12900-13350 СТ-8200	0,99-1,79
	ГПУ-10	3	10000	1,6-2,5	70	2508,3	2916,7	КНД-5600 КВД- 7500 СТ-4800	0,98
	ГПА-16АЛ- 02	4	16000	2,8-3,0	116,5	3300,8	4854,2	ОК-11800-1230 СТ-5200	1,6
	ГПА-16АЛ- 02	4	16000	2,8-3,0	116,5	3300,8	4854,2	ОК-11800-12300 СТ-5200	1,6
<i>Пикалево</i>	ГПА-Ц-6,3	2	6300	1,0-2,35	62	2221,7	2583,3	ОК-8200 СТ-8200	0,897
	ГПА-Ц-6,3А	3	6300	1,0-2,35	50,4	1806	2100	ОК-12900-13350 СТ-8200	0,99-1,79
	ГПУ-10	3	10000	1,6-2,5	70	2508,3	2916,7	КНД-5600 КВД- 7500 СТ-4800	0,98
	ГПА-16М-08	5	16000	2,8-3,2	113	3201,7	4708	11030 (max 11150) СТ-5300	1,2-2,4
<i>Изборск</i>	ГПА-4РМ-01	5	4000	2,5	32,6	1168,2	1358,3	ОК-14440 СТ-10200	1,21

Таблица 2.5

Изменение среднемесячного расхода топливного газа (тыс. м³) в течении календарного года на КС Северо-Западного региона

Месяц	КС Волхов		КС Пикалево		КС Северная	КС БИС	КС Торжок	ОПКС	КС Ржев	КС Ржев(КЦ5)	КС Холм-Жирки(КЦ5)	КС Смоленск(КЦ5)
	цех1(ГПА-Ц-6,3)	цех2(ГПУ-10)	цех1(ГПА-Ц-6,3)	цех2(ГПУ-10)	Taurus 60S	ГПА-Ц-8Б	ГПА-16-01 Урал	ГПУ-10	ГПА-Ц-6,3	ГПА-16 Нева	ГПА-Ц1-16С	ГПА-16-01 Урал
январь	3746,70	4781,50	3928,00	3375,00	3602,30	6234,20	14836,04	1033,14	16755,00	10228,00	10521,85	11550,07
февраль	4034,05	4064,80	4923,00	4117,00	3375,30	4747,60	14211,06	967,75	15059	1939,00	9314,87	11053,37
март	3425,69	4304,75	11,90	12,20	2358,50	0,00	14858,17	0,00	12982	1065,00	7651,37	9660,40
апрель	1520,05	3614,70	0,00	0,00	1898,50	2853,50	15783,20	0,00	12270	0,00	9261,31	12101,50
май	963,46	2949,60	0,00	0,00	692,70	3471,50	15646,26	739,69	11752	1364,00	5311,62	10060,51
июнь	0,00	2144,28	0,00	0,00	0,00	0,00	13910,40	17,45	10424	0,00	0,00	7733,19
июль	0,00	2145,34	0,00	0,00	0,00	0,00	13043,90	0,00	10675	0,00	0,00	7089,36
август	0,00	1009,16	5190,00	0,00	636,00	0,00	12028,74	0,00	8623	0,00	1553,26	7946,14
сентябрь	0,00	2129,94	0,00	0,00	0,00	0,00	13187,88	312,76	11052	2164,00	1295,79	7149,07
октябрь	2356,81	3907,24	0,00	0,00	1596,60	3042,40	13729,77	585,58	13004	8190,00	0,00	11213,27
ноябрь	3168,00	4310,10	66,00	0,00	2562,60	4452,60	14993,79	893,30	13083	1547,00	5586,26	9229,65
декабрь	4258,00	4480,00	3167,00	3644,00	3477,20	5350,70	15483,51	493,56	14769	4882,00	9816,83	9811,72

Таблица .2.6

Изменение среднемесячного давления (МПа) топливного газа в течении календарного года на КС Северо-Западного региона

Месяц	КС Волхов		КС Пикалево		КС Северная	КС БИС	КС Торжок	ОПКС	КС Ржев	КС Ржев(КЦ5)	КС Холм-Жирки(КЦ5)	КС Смоленск(КЦ5)
	цех1(ГПА-Ц-6,3)	цех2(ГПУ-10)	цех1(ГПА-Ц-6,3)	цех2(ГПУ-10)	Taurus 60S	ГПА-Ц-8Б	ГПА-16-01 Урал	ГПУ-10	ГПА-Ц-6,3	ГПА-16 Нева	ГПА-Ц1-16С	ГПА-16-01 Урал
январь	2,23	2,32	2,40	2,30	1,66	2,10	2,95	2,35	2,20	2,90	3,07	2,88
февраль	2,25	2,32	2,40	2,10	1,68	2,10	2,97	2,35	2,20	2,90	3,09	2,85
март	2,25	2,33	2,40	2,30	1,70	2,10	2,98	2,35	2,20	2,90	3,08	2,91
апрель	2,25	2,36	2,40	2,30	1,71	2,20	2,95	2,35	2,20	2,90	3,10	2,85
май	2,23	2,35	2,40	2,30	1,72	2,10	2,96	2,35	2,20	2,90	3,09	2,92
июнь	2,23	2,35	2,40	2,30	1,72	2,10	2,92	2,35	2,20	2,90	3,09	2,92
июль	2,23	2,35	2,40	2,30	1,72	2,10	2,95	2,35	2,20	2,90	3,09	2,88
август	2,23	2,34	2,28	2,30	1,71	2,10	2,97	2,35	2,20	2,90	3,09	2,88
сентябрь	2,23	2,33	2,60	2,30	1,71	2,10	2,91	2,35	2,20	2,90	3,07	2,77
октябрь	2,24	2,33	2,50	2,30	1,71	2,00	2,95	2,35	2,20	2,90	3,07	2,81
ноябрь	2,24	2,34	2,40	2,30	1,72	2,00	2,98	2,35	2,20	2,90	3,06	2,84
декабрь	2,25	2,32	2,40	2,30	1,68	2,10	2,93	2,35	2,20	2,90	3,05	2,83

Таблица 2.7

Изменение среднемесячной температуры (град. С) топливного газа в течении календарного года на КС
Северо-Западного региона

Месяц	КС Волхов		КС Пикалево		КС Северная	КС БИС	КС Торжок	ОПКС	КС Ржев	КС Ржев(КЦ5)	КС Холм- Жирки(КЦ5)	КС Смоленск(КЦ5)
	цех1(ГПА- Ц-6,3)	цех2(ГПУ- 10)	цех1 (ГПА- Ц-6,3)	цех2(ГПУ- 10)	Taurus 60S	ГПА- Ц-8Б	ГПА-16- 01 Урал	ГПУ- 10	ГПА- Ц-6,3	ГПА-16 Нева	ГПА-Ц1-16С	ГПА-16-01 Урал
январь	16,80	21,93	24,50	27,00	9,91	27,000	23,00	19,50	20	32,10	25,600	19,000
февраль	18,42	22,13	28,00	24,00	9,64	26,000	25,00	19,70	20,4	32,10	32,600	18,440
март	18,98	21,90	25,00	23,20	15,41	26,000	24,00	20,20	20,6	32,40	30,000	17,430
апрель	18,68	20,95	25,00	23,20	19,62	29,000	24,00	20,50	22,4	32,80	31,000	18,440
май	19,22	21,30	25,00	23,20	22,86	28,000	28,00	21,80	23,1	33,00	30,000	18,140
июнь	19,22	21,50	25,00	23,20	22,86	28,000	28,00	22,40	23,5	33,00	30,000	18,230
июль	19,22	21,70	25,00	23,20	22,36	28,000	27,00	22,40	23,6	33,00	30,000	19,560
август	18,46	20,30	25,00	23,20	22,36	27,000	29,00	21,70	22,8	32,90	29,000	20,890
сентябрь	18,46	19,90	25,00	23,20	19,16	26,000	27,00	21,70	22,2	32,30	28,000	19,240
октябрь	18,46	19,65	25,00	23,20	19,16	21,000	27,00	20,70	21,7	32,00	27,000	19,010
ноябрь	18,50	20,87	25,00	23,20	17,45	25,000	27,00	19,80	21,2	31,90	26,000	16,430
декабрь	18,06	21,40	24,60	23,00	13,57	26,000	26,00	19,70	20,1	31,90	27,000	16,400

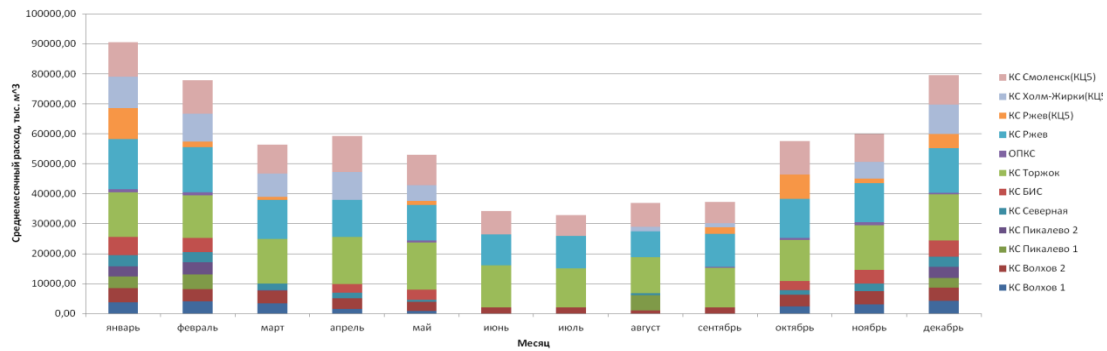


Рисунок 2.10. Диаграмма ежемесячного расхода топливного газа в течение календарного года на КС Северо-Западного региона

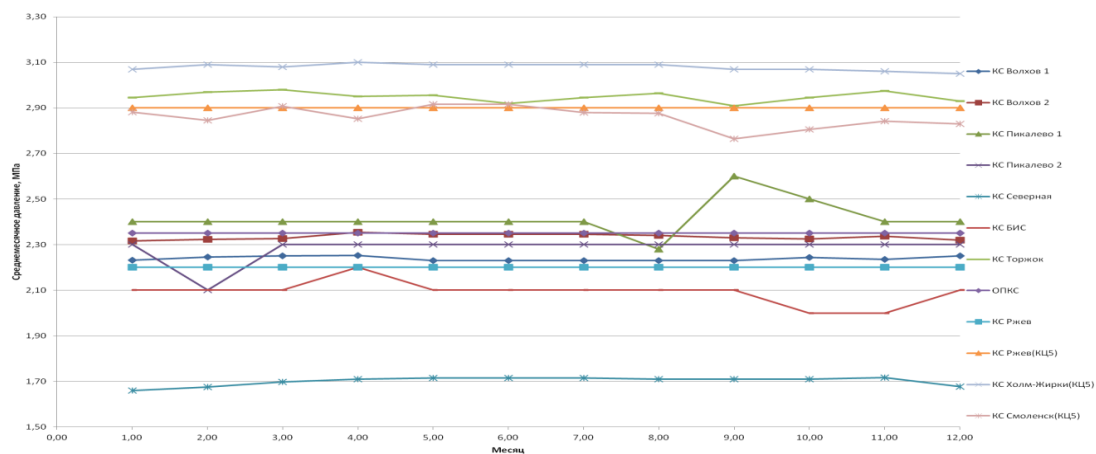


Рисунок 2.11. Диаграмма изменения среднемесячного давления топливного газа в течение календарного года на КС Северо-Западного региона

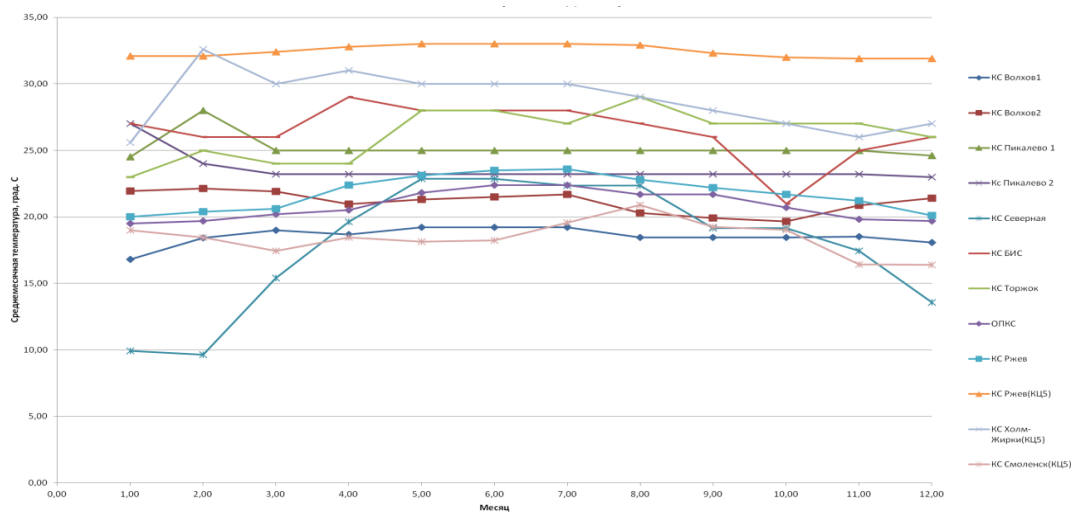


Рисунок 2.12. Диаграмма изменения среднемесячной температуры топливного газа в течение календарного года на КС Северо-Западного региона

Изменение электропотребления (тыс. кВтч) в течение календарного года на КС
Северо-Западного региона

Месяц	КС Волхов	КС Пикалево	КС Северная	КС Новгород	КС Торжок	КС Ржев	КС Ржев (КЦ5)
январь	196,3	300,4	281,4	244,1	46	3,6	2,9
февраль	136,7	311,5	222,3	190,4	8	3,6	0,9
март	160,8	205,3	219,6	104,4	44	4,3	0,1
апрель	162,6	160,3	164	79,4	46	4,4	0,2
май	98,8	106,4	133,3	56,9	45	6,6	2,9
июнь	141,9	84,5	93,3	49,9	40	8,7	2,2
июль	165,7	85,7	95,9	52,3	46	8,6	3,2
август	83,1	186,8	99,1	55,6	39	7,7	0,9
сентябрь	157,1	119	106,8	67,4	43	7,4	1,7
октябрь	199	146,3	200	94,6	42	8,1	4,7
ноябрь	222	187,1	214,3	124	42	7,4	0,8
декабрь	190,8	273,6	253,5	212,8	47	7,7	3,8

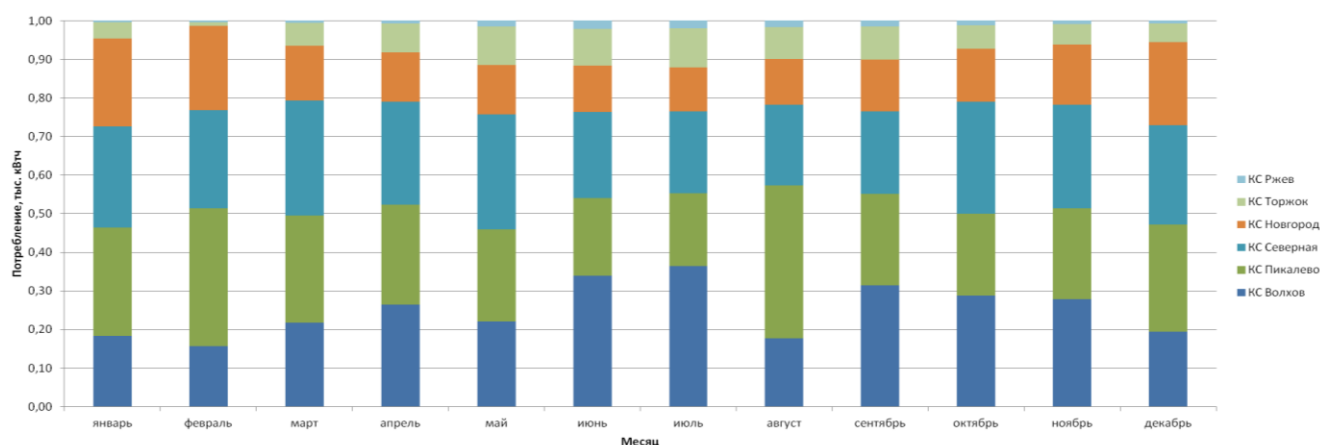


Рисунок 2.13. Диаграмма изменения электропотребления в течение календарного года

2.3. Газораспределительные станции

2.3.1. Место газораспределительных станций в газотранспортной системе

В данной работе рассматривается возможность использования энергии сжатого газа, которая раньше просто «выбрасывалась», для производства электрической энергии [13; 14; 15; 16; 17; 19]. Для начала рассмотрим газотранспортную систему России, чтобы понять какое место в ней занимают ГРС [1; 18; 19].



Рисунок 2.14. Организация транспорта газа

Основные месторождения газа в России расположены на значительном расстоянии от крупных потребителей. Подача газа к ним осуществляется по газопроводам различного диаметра. При прохождении газа возникает трение потока о стенку трубы, что вызывает потерю давления. Например, при расходе газа $90 \text{ млн. н·м}^3/\text{сут.}$ по трубе диаметром 1400 мм давление убывает с 7,6 до 5,3 МПа на участке $L=110 \text{ км}$.

Поэтому транспортировать природный газ в достаточном количестве на большие расстояния, только за счёт естественнопластового давления нельзя. Для этой цели необходимо строить компрессорные станции (КС), которые устанавливаются на трассе газопровода через каждые 100-150 км.

Перед подачей газа в магистральные газопроводы его необходимо подготовить к транспорту на головных сооружениях, которые располагаются около газовых месторождений. Подготовка газа заключается в очистке его от механических примесей, осушки от газового конденсата и влаги, а также удаления при их наличии, побочных продуктов: сероводорода, углекислоты и т.д.

При падении пластового давления, около газовых месторождений строят, так называемые, дожимные компрессорные станции, где давление газа перед подачей его на КС магистрального газопровода поднимают до уровня 5,5...7,5 МПа.

Транспортировка газа от мест добычи до потребителя осуществляется по промысловым, магистральным и распределительным газопроводам. На пути газа от месторождения к потребителю строятся различные сооружения.

Обычно газопроводная труба, диаметром более метра, прокладывается под землёй на глубине 3...4 метра. При строительстве газопровода приходится преодолевать железные и автомобильные дороги, заводить газопровод под реки и прокладывать переправы через овраги.

Давление газа в газопроводе – 75 бар, но по пути оно падает из-за гидравлических потерь. Для поддержания давления газа на всём пути через каждые 100...150 км строят газокompрессорные станции (ГКС).

Летом газа требуется в два раза меньше чем зимой. Поэтому в подземные газохранилища (ПХГ) летом закачивают лишний газ, а зимой, при его недостатке – выкачивают [21]. Характерный вид графиков переменного режима работы газопровода при изменении его производительности показан на рисунке 2.15.

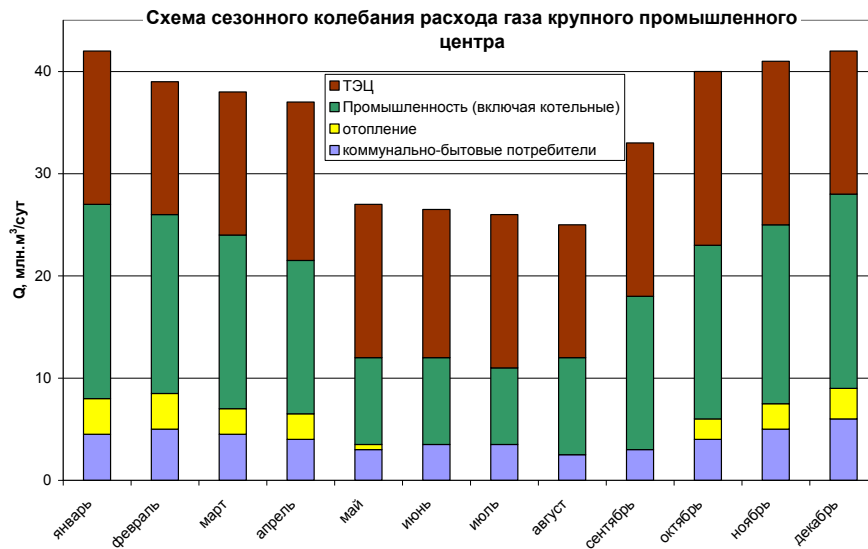


Рисунок 2.15. Схема сезонного колебания расхода газа

Режим работы современного газопровода, несмотря на наличие станций подземного хранения газа, являющихся накопителями природного газа, характеризуется неравномерностью подачи газа в течение года. В зимнее время газопроводы работают в режиме максимального обеспечения транспорта газа. В случае увеличения расходов, пополнение системы обеспечивается за счёт отбора газа из подземного хранилища. В летнее время, когда потребление газа снижается, загрузка газопроводов обеспечивается за счёт закачки газа на станцию подземного хранения газа.

Под землёй газопроводная труба подвергается коррозии. Для борьбы с коррозией, помимо битума и изоляции, широко распространена так называемая катодная защита (КЗ): на специальной станции на трубу подают небольшой электрический потенциал, чтобы постоянный ток, проходящий от металла трубы к земле, препятствовал коррозии.

На магистральном газопроводе около крупных потребителей газа сооружаются газораспределительные станции для газоснабжения потребителей [20; 21; 22; 23; 24].

Основными потребителями газа являются:

1. Объекты газонефтяных месторождений (собственные нужды);
2. Объекты газокompрессорных станций (собственные нужды);
3. Объекты малых, средних и крупных населённых пунктов, городов;

4. Электростанции, промышленные предприятия.

Снабжение газом потребителей от магистральных и промысловых газопроводов является основным назначением газораспределительных станций ГРС. Следовательно, ГРС располагается на границе между магистральными и распределительными газопроводами.

Перед подачей газа потребителям, необходимо понизить давление газа до безопасного уровня (например, на кухне газ выходит из конфорки под давлением чуть больше атмосферного).

Также для безопасности в газ добавляют одорант – пахучий препарат, придающий газу знакомый «газовый запах» (так как газ метан запаха не имеет). После этого по газопроводам-отводам газ поступает потребителям. В соответствии с этой необходимостью определены функции ГРС.

ГРС выполняет следующие функции:

1. очищает газ от механических примесей и конденсата;
2. редуцирует газ до заданного давления и поддерживает его с заданной точностью;
3. измеряет и регистрирует расход газа;
4. осуществляет одоризацию газа перед подачей потребителю;
5. обеспечивает подачу газа потребителю в соответствии с ГОСТ 5542-87.

По конструкции все ГРС подразделяются на:

1. Станции индивидуального проектирования;
2. Автоматические (АГРС);
3. Блочно-комплектные (БК-ГРС)

ГРС могут быть классифицированы не только по их конструкции, что удобно при изучении их устройства и принципа работы, но и по назначению, что удобно при рассмотрении вопросов их эксплуатации. По назначению различают несколько типов ГРС:

- станции на ответвлении магистрального газопровода (на конечном участке его ответвления к населённому пункту или промышленному объекту);
- контрольно-распределительные пункты;
- промысловая ГРС;
- автоматическая ГРС;
- газорегуляторные пункты (ГРП);
- газорегуляторные установки.

Для выполнения этих функций ГРС имеет соответствующие технологические узлы, показанные на схеме.



Рисунок 2.16. Узлы основного технологического блока ГРС:

узел переключения (УПР); узел очистки газа (УО); узел замера расхода газа (УЗ); узел подогрева газа (УП); узел редуцирования (УР); узел одоризации газа (ОУ)

:

Эти узлы составляют основной технологический блок ГРС. Кроме основного технологического блока в состав ГРС входят:

- блок управления;
- блок источников контрольно-измерительных приборов и автоматики (КИПиА).

Узлы блока управления КИПиА связаны функционально и соответствуют узлам основного технологического блока [23].

Также ГРС имеет укрытия для основных блоков, дом операторов (на отдельной площадке) и вспомогательные блоки связи, электрохимической защиты, охранной сигнализации, рисунок 2.17.



Рисунок 2.17. Структурная схема ГРС

2.3.2. Собственные потребности ГРС в электрической и тепловой энергии

Потребности ГРС в электричестве и тепле зависят от многих факторов, основными из которых являются: назначение, месторасположение, размеров, расчётная зимняя температура воздуха, нормативная снеговая нагрузка, нормативная ветровая нагрузка и т.д. В зависимости от удалённости от крупных населённых пунктов и от формы обслуживания рядом со станцией строятся дома операторов, для проживания обслуживающего персонала, которые тоже нуждаются в тепловой и электрической энергии. Также газораспределительные станции часто оснащаются котельными.

2.3.2.1. Потребности в электроэнергии на собственные нужды

Потребителями электроэнергии на ГРС являются технологическая нагрузка насосов для принудительной циркуляции воды в системе отопления, приборов КИПиА, внутреннее и наружное освещение, а также установки защиты от коррозии (ЭХЗ). Общая потребляемая мощность, как правило, не более 20 кВт. Категория нагрузки по надёжности электроснабжения – III.

Электроснабжение ГРС предусматривается от ближайшей ЛЭП или от существующей трансформаторной подстанции напряжением 380/220 В. Питающая линия выполняется на железобетонных опорах.

Электросети на площадке ГРС выполняются кабелями, проложенными в земле, в траншее.

Наружное освещение площадки осуществляется прожекторами типа ПЭР-250, устанавливаемыми на молниеотводе типа МЖ-24,3. Сеть наружного освещения – кабель АП с ВГ = 0,66 кВт, уложенный в траншее.

В соответствии со СНиП II–4–79 норма освещённости проезда и наружного технологического оборудования – 2 лк.

Нормы освещённости ГРС приняты на основании СНиП II–4–79. Рабочее освещение принято на напряжение 220 В, ремонтное – 12 В. Питание сети рабочего и аварийного освещения осуществляется от двух разных групп осветительного щита.

Для защиты от коррозии подземных инженерных коммуникаций ГРС, а также газопровода от ГРС до домика оператора (ДО) применяют специальные катодные станции или преобразователи, которые представляют собой источники постоянного тока с регулируемым или фиксированным выходным напряжением. Мероприятия по электрохимической защите от коррозии 9.602 – 89 «Единая система защиты от коррозии и старения» и ГОСТ 25812 – 83 «Общие требования к защите от коррозии».

Катодные станции по схемному исполнению делятся на автоматические (ПАСК-М, ТДЕ9) и неавтоматические (КСС, ПСК, ТСКЗ). Ниже приведены значения номинальной электрической мощности некоторых из них.

Мощности различных станций катодной защиты

Таблица 2.9

Тип СКЗ	КСС – 1200/48	КСС – 1200/24	КСС – 600/48	КСС – 600/24	КСС – 300/48	КСС – 300/24	ПАСК – 1,2	ПСК – 1,2
Номинальная мощность, кВт	1,98	1,98	0,99	0,99	0,515	0,515	1,2	1,2

Дом оператора и хозяйственные постройки получают электрический ток напряжением 380/220В от существующей трансформаторной подстанции с подвеской проводов на железобетонных опорах в соответствии с выданными техническими условиями пригородных электрических сетей. Общая потребляемая мощность ДО и хозяйственных построек от 3 до 5 кВт. Категория нагрузки по надёжности электроснабжения – III.

На графике, рисунка 2.18 представленном ниже, отражено распределение потребностей ГРС в электрической энергии в ООО «Трансгаз Петербург» [18].

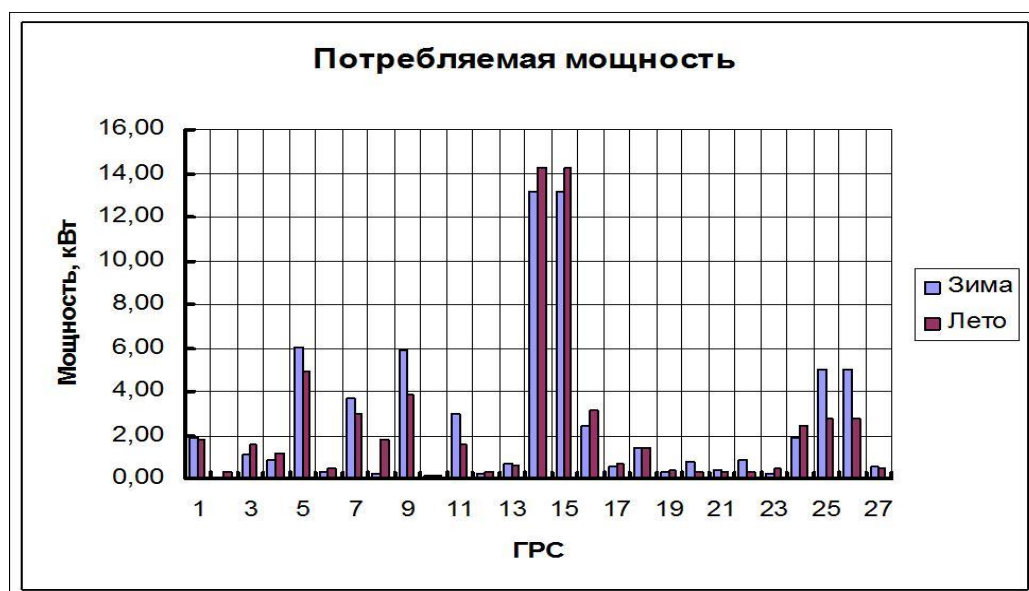


Рисунок 2.18. Потребности различных ГРС в электрической мощности ООО «Газпром трансгаз Петербург» [18]

2.3.2.2. Потребности в тепловой энергии на собственные нужды

Для отопления зданий ГРС в котельной устанавливают отопительное оборудование: котлы ВНИИСТО-Мч, водонагреватели АКГВ-20-3, АГВ-80, АОГВ-11,6, АОГВ-17,4-3 и др. В качестве топлива используют природный газ с теплотой сгорания примерно $Q^c_n=8500$ ккал/м³. Котлы ВНИИСТО-Мч и все типы водонагревателей оборудованы автоматикой регулирования и безопасности.

Подпитка отопительной системы осуществляется электронасосом или ручным насосом Р-0,8-30 из бака запаса холодной воды, который устанавливают в котельной. Если подвести к котельной водопровод невозможно, бак запаса обеспечивают из передвижной автоцистерны.

Для изоляции трубопроводов котельной используют минераловатные изделия промышленного назначения серии 7.903-3-3. Тепловая схема котельной обеспечивает приготовление горячей воды температурой 70...90°C. Система отопления – тупиковая, с нижней разводкой.

Расчётная температура воздуха в помещении регуляторов должна быть +8°C, в расходомерной, операторной и аппаратной (КИПиА) - +20°C, в бытовых и слесарных помещениях - +18°C, а в котельной - +10°C. В качестве нагревательных приборов в помещениях расходомерной, регуляторов, ГРУ и регулирующих клапанов устанавливают регистры из гладких труб, а в остальных помещениях – радиаторы типа МС – 140.

Вентиляция помещений - приточно-вытяжная, естественная, постоянно действующая, обеспечивающая трёхкратный воздухообмен за 1 ч в помещении расходомерной, ГРУ, регулирующих клапанов, котельной; в других помещениях - полуторакратный. Вытяжка осуществляется через шахты с дефлекторами, а приток воздуха - через жалюзийные решётки, установленные в нижней части филенки дверей и окна.

Для отопления дома оператора (ДО) применяется оборудование аналогичное, устанавливаемому непосредственно на ГРС. Расход теплоты на отопление ориентировочно 17000 ккал/ч. Система отопления – двухтрубная, с верхней разводкой. В качестве отопительных приборов применяют радиаторы МС-140.

Необходимо учитывать, как и все остальные параметры, потребности ГРС в тепловой энергии существенно различаются в зависимости от времени года. Ниже приведена диаграмма, рисунок 2.19, отображающая разброс значений потребностей ГРС в тепловой энергии, осреднённый за год.

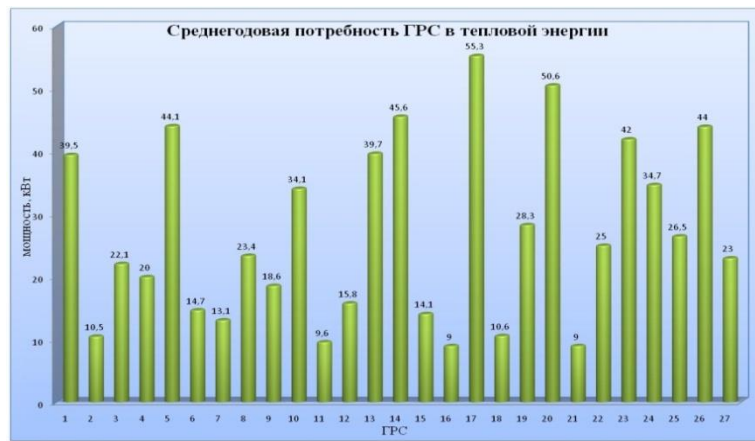


Рисунок 2.19. Потребности ГРС в тепловой энергии на собственные нужды
ООО «Газпром трансгаз Петербург»

2.3.2.3. Потребности в тепловой энергии на подогрев технологического газа

Немного забежав вперёд, отметим, что наибольшие трудности при редуцировании газа возникают из-за образования гидратов, которые в виде твёрдых кристаллов оседают на стенках трубопроводов в местах установки сужающих устройств, на клапанах регуляторов давления газа, в импульсных линиях контрольно-измерительных приборов (КИП). Наиболее благоприятны для образования гидратов падение температуры и давления, что влечёт за собой уменьшение как упругости водяных паров, так и влагеёмкость газа, в результате чего происходит образование гидратов.

В качестве методов по предотвращению гидратообразования применяют общий или частичный подогрев газа; местный обогрев корпусов регуляторов давления и ввод метанола в коммуникации газопровода.

Наиболее применим первый метод, второй – менее эффективен, третий – очень дорогостоящий.

Для общего подогрева газа применяют огневые (ПГА-5, ПГА-10, ПГА-100, ПГА-200 и ПТА-1) и водяные (ПГ-3, ПГ-10, 9ПГ64-2М(3М), ПТПГ-30 и ПТГ-15) подогреватели. Для эксплуатации ПГ-3 и 9ПГ64-2М(3М) необходимы мощные котельные установки, стационарные или передвижные, а также постоянные инженерные коммуникации по водоснабжению, канализации и электроснабжению. Ниже приведены технические характеристики некоторых подогревателей.

Количество теплоты, ккал/ч, необходимое для подогрева газа, определяется по формуле:

$$Q = C_v m (t_1 - t_2),$$

где Q – количество теплоты для подогрева газа от начальной температуры t_1 до конечной t_2 ; ккал/ч; C_V – теплоёмкость газа при постоянном объёме, ккал/м³; m – масса газа, м³; t_1 и t_2 – температура газа на входе в подогреватель и на выходе из него, °С.

Отсюда необходимое число подогревателей n :

$$n = \frac{Q}{Q_{\text{ном}}},$$

где $Q_{\text{ном}}$ – номинальная тепловая производительность подогревателя, ккал/ч.

На ГРС принято устанавливать не менее двух подогревателей, один из которых является рабочим, другой – резервным.

Следует заметить, что количество тепловой энергии, необходимой газораспределительным станциям на подогрев технологического газа, намного (в несколько раз) превосходит потребности ГРС в электрической и тепловой энергии на собственные нужды. Для наглядности ниже приведена диаграмма, на которой показано потребление топливного газа различными ГРС на собственные нужды (отопление, горячее водоснабжение) и на подогрев технологического газа. Первый и последний столбики с самыми большими показателями соответствуют станциям с самой большой производительностью (м³/ч).



Рисунок 2.20. Сравнение потребностей в тепловой энергии на ГРС
ООО «Газпром трансгаз Петербург»

Техническая характеристика различных типов подогревателей газа

Таблица 2.10

Техническая характеристика подогревателей газа.								
Тип подогревателя		ПГА-5	ПГА-10	ПГ-10	ПГА-100	ПГА-200	ПТА-1	ПТПГ-30
Номинальная тепловая производительность	ккал/час	29 000	80 000	?	90 000	200 000	185 000	?
Давление газа	кгс/см ²							
подогреваемого рабочего		12?55	12?55	73,5	12?75	12?75	33?75	73,5
топливного на входе		3?12	3?12	0,785	200±10%	100±10%	0,5?3	0,69
Расход газа	м ³ /ч							
подогреваемого номинальный		5 000	10 000	10000 (48800)	3000±150	10000±150	10 000	25 000
топливного при $Q_p^* = 8575$ ккал/ч		4,5	11	41	13	33	30	145
Перепад температуры подогреваемого газа при номинальном расходе	°C	15	20	50 (30)	75	75	50	max 90
Напряжение питания электромагнитного клапана и блока контроля пламени и зажигания	В							
ток постоянный		12±10%	12±10%	?	12±10%	12±10%	?	?
ток переменный		220±10%	220±10%	?	220±10%	220±10%	?	220±10%
Габаритные размеры	мм	2200?1580?1836	2200?1580?1837	5375?1610?2450	2260?1540?2420	3370?2040?3232	3110?1685?5350	6100?1880?6000
Масса	кг	2 500	2 550	4 950	3 000	7 450	2 000	7 500

Далее он проходит по оребрѣнному конвективному змеевику, где нагревается за счёт теплоты отходящих дымовых газов. Водяные подогреватели ПГ-3 и 9ПГ64-2М представляют собой теплообменные аппараты кожухотрубного типа. Температуру газа на выходе из подогревателя в заданных пределах от 5 до 60°C поддерживают с помощью терморегулятора.

Огневой подогреватель природного газа с жидкостным теплоносителем ПГ-10 предназначен для непрямого нагрева природного газа перед дросселированием в системах регулирования АГРС, ГРС индивидуального проекта и для других потребителей. В подогревателе установлены два теплообменника, которые могут быть соединены последовательно или параллельно по ходу нагреваемого газа.

Подогреватели изготавливают в двух исполнениях (климатическое исполнение - группа VI ГОСТ 15150 – 69): ПГ-10 применяют при температуре окружающей среды не ниже -40°C, используя в качестве промежуточного теплоносителя водные растворы диэтиленгликоля (1200 л воды, 2800 л диэтиленгликоля – ГОСТ 10136-77, то есть в процентном отношении 30% и 70%) ; ПГ-10-01 при температуре окружающей среды не ниже -30°C, а в качестве промежуточного теплоносителя – воду (4000 л).

Подогреватель представляет собой металлическую ёмкость, заполненную промежуточным теплоносителем. В корпусе подогревателя размещены теплогенератор и два теплообменника. Кроме того, подогреватель состоит из блока горелок, трубы отходящих газов, двух распределительных камер, шкафа управления, блока газовой обвязки, газорегулирующего блока, предохранительного люка, серьги, свеч, вставок и взрывного клапана.

Огневой подогреватель газа автоматический ПГА-100 предназначен для подогрева природного, попутного нефтяного и искусственного газов, не содержащих агрессивных примесей, до заданной температуры. Подогреватели ПГА-100 могут эксплуатироваться как в комплекте с АГРС, так и автономно на ГРС индивидуального проекта.

Подогреватель ПГА-100 представляет собой прямоугольную печь радиационно-конвективного типа с восходящим потоком дымовых газов, снабженную подщелевой горелкой. Основание и боковые стенки подогревателя футерованы легким жаростойким бетоном марки 27; горелочный камень изготовлен из жаростойкого бетона марки 16.

Нагрев газа осуществляется в однопочном змеевике, который состоит из нижней, радиационной, и верхней, конвективной, секций. Нагреваемый газ входит в радиационную секцию змеевика, где нагревается подощелевой горелкой.

Водяной подогреватель природного газа с жидкостным теплоносителем ПТПГ-30 предназначен для непрямого нагрева перед дросселированием природного газа в системах регулирования (турбинах компрессорных станций (КС), магистральных газопроводах, АГРС, ГРС индивидуального проекта и других потребителей) и

автоматического поддержания температуры газа на выходе из подогревателя в интервале $+15...+70^{\circ}\text{C}$.

Подогреватель представляет собой корпус, в который встроены пучок труб, теплогенератор и распределительная камера. Теплогенератор и пучок труб погружены в смесь диэтиленгликоль-вода, уровень которой контролируется по рамке указателя уровня. Корпус подогревателя установлен и закреплён на жёсткой сварной раме. На корпусе размещены шкафная газорегуляторная установка ПГРШ-2 с продувочной свечой безопасности; предохранительный люк для аварийного выброса газа в случае его прорыва из пучка труб. Теплогенератор представляет собой выносную топку, в которой сгорает газ.

2.3.3. Возможности ГРС по выработке электроэнергии для внешних потребителей

(Данные исследований ОАО «Газпром»)

Для оценки эффективности применения ТГ на газораспределительных станциях были выполнены расчёты их электрической мощности для 10 наиболее крупных ГРС Курского ЛПУМГ ООО «Мострансгаз». Расчёты показали, что максимальная установленная мощность агрегатов составит от 0,4 до 3,5 МВт.

Одним из перспективных мест широкого применения ТГ являются ГРС ОАО «Газпром». Исследования, проведённые Газпромэнерго, показали, что на них могут быть установлены турбогенераторы суммарной мощностью около 550 МВт. При этом среднегодовая мощность почти 80% от общего числа установок находится в пределах от 0,3 до 4 МВт, 15% - от 4 до 9 МВт и более 5% - от 10 до 17 МВт.

В таблице 2.11. приведены результаты расчётов, которые проводились для перепадов давления, характерных для ГРС, для расхода газа равного $1000 \text{ м}^3/\text{ч}$ (это довольно маленький расход, на крупных ГРС он на несколько порядков больше). Используя эти данные, можно, зная расход газа, оценить электрическую мощность ТДЭУ.



Рисунок 2.21. Распределение агрегатов по мощностям ООО «Газпром трансгаз
Петербург»

Мощность ТДЭУ при различных перепадах давления и подогреве газа до 100°C
(КПД ТДЭУ=80%)

Таблица 2.11

Давление газа на входе, МПа	Мощность, кВт	Температура газа после установки, °С	Мощность, кВт	Температура газа после установки, °С
	p2=1,5 МПа		p2=0,9 МПа	
4	26,5	38,5	38	10
5	31,5	25	42,4	-1
6	35,3	14,4	45,6	-11
7	38	5	48	-20
8	40,6	-2	50	-27

Расчёт проводился для нескольких ГРС, состоящих на балансе у Северного ЛПУМГ ООО «Газпром трансгаз Санкт-Петербург» и располагающихся недалеко от г.Санкт-Петербурга.

Располагаемая мощность, которую теоретически можно выработать ГРС с помощью изоэнтальпийного расширения газа в турбодетандере, определялась по формуле:

$$\begin{cases} N_{\text{расп}} = C_{p_r} \cdot G_r \cdot (T_0 - T_2); \\ T_0 - T_2 = T_0 \cdot \left(1 - \frac{T_2}{T_0}\right) = T_0 \cdot \left(1 - \left(\frac{P_2}{P_0}\right)^{\frac{k_r-1}{k_r}}\right); \\ G_r = Q_r \cdot \rho_r; \end{cases}$$

То есть:

$$N_{\text{расп}} = C_{p_r} \cdot Q_r \cdot \rho_r \cdot T_{\text{вх}} \cdot \left(1 - \left(\frac{P_{\text{вых}}}{P_{\text{вх}}}\right)^{\frac{k_r-1}{k_r}}\right);$$

Но это лишь теоретическая мощность ТДЭУ. Чтобы получить реально возможные значения необходимо учесть КПД турбинного колеса, электрогенератора и электропреобразователя.

$$N_{\text{эл}} = N_{\text{расп}} \cdot \eta_{\text{т}} \cdot \eta_{\text{элген}} \cdot \eta_{\text{преоб}}$$

Принимаем следующие исходные данные (их расчёт приведён в следующем пункте):

$$C_{p_r} = 2217 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}; \rho_r = 0,7310 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; k_r = 1,2967$$

$$\eta_{\text{т}} = 0,6; \eta_{\text{элген}} = 0,9; \eta_{\text{преобр}} = 0,9;$$

Поскольку исходные данные (рабочие параметры) каждой конкретной ГРС непрерывно изменяются даже в течение суток, то они были усреднены за год. Но

поскольку режимы работы ГРС сильно меняются в зависимости от времени года, также были получены средние летние и средние зимние показатели. В результате расчёта были получены значения $N_{эл}$ для трех режимов работы: зимнего, летнего и среднегодового. Результаты сведены в таблицы 2.12...2.13.

Визуально увидеть распределение потенциальных мощностей ГРС можно на рисунке 2.22. Из него видно, что 31% ГРС позволяет установить на них установки мощностью 1...2 МВт; ещё 31% позволит установить установки мощностью порядка 100...300 кВт; остальные 38%, ввиду своих потенциальных возможностей, на мой взгляд, пока не представляют интереса с точки зрения установки на них турбодетандерных генераторных агрегатов. Конечно размер выборки не большой, и не позволяет обобщать результат даже на все ГРС только нашего региона, но в целом картина по стране одинакова – лишь небольшая часть ГРС способна обеспечить ввод значимых электрических мощностей. И именно на них целесообразно сосредоточить основное внимание, а не заниматься перебором всех возможных параметров. Это связано, прежде всего, с большей экономической эффективностью более мощных установок, так как получаемая с помощью ТГ электроэнергия гораздо дешевле, чем получаемая традиционными способами на ТЭЦ.

Среднегодовая потенциальная мощность ТГ

Таблица 2.12

Теоретически возможная мощность турбодетандерных установок по среднегодовым параметрам									
N	Название	$P_{вх\text{ ср}}$	$P_{вых\text{ ср}}$	$T_{вх\text{ ср}}$	$T_{вых\text{ ср}}$	$Q_{ср}$	$P_{вх}/P_{вых}$	$N_{расп}$	$N_{эл}$
		кг/см ²	кг/см ³	°C	°C	м ³ /ч	?	кВт	кВт
1	Восточная	32,5	3,4	10	-7,1	4 779	9,56	246	119
2	Восточная 2	32,5	9	10	-5,3	185 188	3,61	6 006	2 919
3	Заря и Смена	45,3	3	10	7,5	278	15,10	16	8
4	Зеленогорск	38,9	3,6	10	11,7	2 486	10,81	133	65
5	Конная Лахта	43,2	8,7	10	7,1	72 295	4,97	2 827	1 374
6	Коробицино	45,4	3,2	10	8,1	639	14,19	37	18
7	Осиновая Роща	38	1,4	10	7,6	244	27,14	16	8
8	Романовка	33,4	4,1	10	4,7	11 923	8,15	579	281
9	Северная	32,6	8,9	10	5,9	129 465	3,66	4 239	2 060
10	Сертолово	37,5	3,9	10	11,5	4 312	9,62	222	108
11	С-З ТЭЦ	45,9	24,9	10	9,3	110 859	1,84	1 844	896
12	С-З ТЭЦ 2	45,9	5,6	10	3,1	356	8,20	17	8
13	Ударник	46	4,2	10	9,7	521	10,95	28	14

Средняя летняя потенциальная мощности

Таблица 2.13

Теоретически возможная мощность турбодетандерных установок по летним параметрам									
N	Название	$P_{\text{вх, ср}}$	$P_{\text{вых, ср}}$	$T_{\text{вх, ср}}$	$T_{\text{вых, ср}}$	$Q_{\text{ср}}$	$P_{\text{вх}}/P_{\text{вых}}$	$N_{\text{расп}}$	$N_{\text{эл}}$
		кг/см ²	кг/см ³	°C	°C	м ³ /ч	?	кВт	кВт
1	Восточная	32,5	3,4	15	-4,6	4 113	9,56	215	105
2	Восточная 2	32,5	9,2	15	-3,9	151 292	3,53	4 920	2 391
3	Заря и Смена	44,7	3	15	13	119	14,90	7	3
4	Зеленогорск	38	3,4	15	10,7	1 112	11,18	61	30
5	Конная Лахта	43,7	9	15	9,8	47 702	4,86	1 876	912
6	Коробицино	44,3	3,2	15	10,7	376	13,84	22	11
7	Осиновая Роща	39,1	1,4	15	11,9	119	27,93	8	4
8	Романовка	32,8	4,2	15	3,2	10 359	7,81	504	245
9	Северная	31,9	9	15	5,9	84 167	3,54	2 743	1 333
10	Сертолово	39,3	3,9	15	11,4	2 514	10,08	134	65
11	С-3 ТЭЦ	44,7	25,1	15	10,3	101 951	1,78	1 635	795
12	С-3 ТЭЦ 2	44,7	5,6	15	8	278	7,98	14	7
13	Ударник	44,7	4,2	15	16,8	314	10,64	17	8

Средняя зимняя потенциальная мощность ТГ

Таблица 2.14

Теоретически возможная мощность турбодетандерных установок по зимним параметрам									
N	Название	$P_{\text{вх, ср}}$	$P_{\text{вых, ср}}$	$T_{\text{вх, ср}}$	$T_{\text{вых, ср}}$	$Q_{\text{ср}}$	$P_{\text{вх}}/P_{\text{вых}}$	$N_{\text{расп}}$	$N_{\text{эл}}$
		кг/см ²	кг/см ³	°C	°C	м ³ /ч	?	кВт	кВт
1	Восточная	32,6	3,4	4	-9,1	5 334	9,59	269	131
2	Восточная 2	32,6	8,9	4	-6,4	207 785	3,66	6 659	3 236
3	Заря и Смена	45,9	3	4	2	438	15,30	25	12
4	Зеленогорск	39,8	3,9	4	12,7	3 860	10,21	198	96
5	Конная Лахта	42,7	8,3	4	4,4	96 887	5,14	3 776	1 835
6	Коробицино	46,6	3,2	4	5,6	954	14,56	55	26
7	Осиновая Роща	36,9	1,5	4	3,3	369	24,60	24	12
8	Романовка	34	3,9	4	5,2	12 445	8,72	606	295
9	Северная	33,2	8,9	4	5,8	159 663	3,73	5 178	2 517
10	Сертолово	35,8	3,9	4	11,6	6 110	9,18	303	147
11	С-3 ТЭЦ	47,2	24,7	4	8,3	119 747	1,91	2 056	999
12	С-3 ТЭЦ 2	47,2	5,7	4	-1,8	434	8,28	21	10
13	Ударник	47,3	4,2	4	2,7	729	11,26	39	19

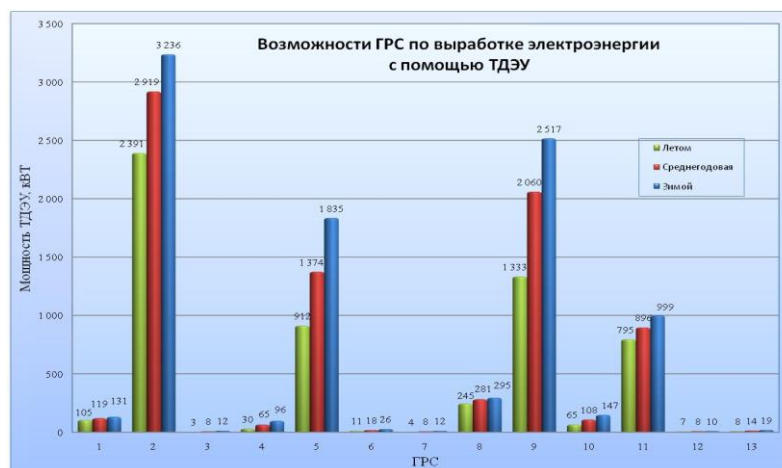


Рисунок 2.22. Потенциально возможные мощности ТГ для установки на ГРС

2.4. Газораспределительные пункты и щиты

2.4.1. Технические требования к автономным источникам электроэнергии для потребителей на объектах газораспределительных сетей и щитов

Рассматриваемые автономные источники электроснабжения (ГРП и ГРЩ), рисунок 2.1, должны обеспечивать постоянное круглосуточное электроснабжение различных объектов газораспределительной сети, работать в автоматическом режиме и не требовать присутствия обслуживающего персонала [25].

Основными потребителями электроэнергии газораспределительных сетей являются: шкафной распределительный пункт (ШРП), газораспределительные пункты (ГРП) и установки электрохимической защиты (ЭХЗ).

Газораспределительные пункты и шкафные распределительные пункты предназначены для снижения давления газа и поддержания этого давления в заданных пределах. Основным потребителем электрической энергии являются устройства телеметрии. В ГРП кроме этого могут присутствовать и другие потребители электроэнергии: система автоматики (СА), охранно-пожарная сигнализация (ОПС), освещение, узел учета.

Телеметрия является маломощным приемником электроэнергии и в активном режиме (при опросе комплексом внешних устройств (датчиков) и при осуществлении сеансов связи с ЭВМ верхнего уровня) потребляет – 4,4Вт; в пассивном («спящем») режиме – 0,1мВт. Для работы требуется постоянное напряжение 24 В.

В целом ШРП может потреблять от 15 до 500 Вт. Причем в активном режиме телеметрия работает кратковременно, поэтому можно считать, что мощность, потребляемая ШРП, незначительна и составляет ~ 15 Вт.

Мощность электроприемников ГРП может находиться в пределах от 0,5 до 1 кВт. Наибольшее потребление электроэнергии связано с использованием освещения в помещении ГРП, например, при проведении технического обслуживания персоналом раз в 2-3 недели в течение нескольких часов. В остальное время ГРП потребляет мощность не более 500 Вт.

Установки электрохимической защиты предназначены для автоматического поддержания заданного защитного потенциала (поляризационного, разностного) на газопроводе. В настоящее время наиболее распространены установки с постоянным напряжением 24В, 48В, реже 96В. Чаще всего установка ЭХЗ представляет собой станцию катодной защиты (СКЗ), серийно выпускаемую многими производителями. СКЗ преобразует переменное напряжение, подаваемое на нее, в регулируемое постоянное напряжение на выходе. Существуют установки СКЗ, в которых на вход подается и постоянное напряжение.

В состав каждого блока СКЗ входят реле подачи напряжения питающей сети, управляемые специальной схемой включения, фильтр подавления радиопомех, выпрямительный мост, корректор коэффициента мощности, конденсаторы фильтра, инвертор. Инвертор выполнен по схеме полумостового преобразователя с ШИМ-управлением. СКЗ может работать в трех режимах: стабилизации выходного тока, выходного напряжения или автоматического поддержания защитного потенциала.

Мощность, потребляемая установками СКЗ, зависит от длины защищаемого участка, сопротивления грунта и других факторов. В настоящее время на газораспределительных сетях наиболее распространены установки мощностью 1...3 кВт. Новые установки выпускаются на меньшие мощности 100...300 Вт. Мощность, потребляемая установкой СКЗ в течение года, изменяется слабо. Связано это лишь с незначительным изменением сопротивления грунта. Также следует отметить, что установленные на газопроводах установки проектируются таким образом, чтобы они работали на 70% от номинальной мощности. Поэтому можно считать, что установки ЭХЗ потребляют постоянную мощность в течение всего срока эксплуатации.

В качестве первичного источника энергии для автономных источников электроснабжения целесообразно использовать природный газ, который можно отбирать из трубопровода. Применение других видов топлива связано с дополнительными трудностями хранения, а также с дополнительными расходами на их транспортировку. Также возможно использование возобновляемых (альтернативных) источников энергии.

2.4.2. Электроснабжение объектов газораспределительных пунктов

При газификации населённых пунктов и предприятий встает вопрос об электроснабжении объектов газораспределительных пунктов (ГРП) [25]. Особенно это касается крупных газораспределительных пунктов и станций электрохимической защиты. Кроме того, в настоящее время во всех отраслях промышленности, в том числе и в газораспределении, широкое распространение получают системы телемеханики на уже существующих объектах, не подключенных к электросетям, приходится задумываться и об их электроснабжении.

Учитывая, что объекты сети газораспределения далеко не всегда находятся вблизи линий электропередач, подключение к сетям электроснабжающих организаций часто бывает дорогостоящим и требует времени. Не менее актуальна эта проблема и для объектов магистрального транспорта газа. Нередко для подключения объекта требуются установка дорогостоящих электрических подстанций и прокладка протяженных линий

электропередач. На получение разрешения, на подключение, технических условий и создание проекта электроснабжения также нужны временные и финансовые затраты.

2.4.3. Автономное электроснабжение газораспределительных пунктов

Альтернатива подключения к сетям электроснабжающих организаций – автономное электроснабжение. ГРО сами являются энергоснабжающими организациями, вопрос лишь в преобразовании одного вида энергии в другой. Кстати, львиную долю выработки электроэнергии, генерирующие компании обеспечивают именно за счет сжигания природного газа. Между тем все объекты газораспределительной сети либо уже имеют подключение к газопроводу, либо расположены в непосредственной близости к нему. Таким образом, доступ к химической энергии газа обеспечен всегда, а во многих случаях есть возможность использовать энергию сжатого газа.

Выработка электроэнергии на объектах газораспределительной сети позволит повысить энергоэффективность системы, даже если КПД преобразования химической энергии газа в электрическую будет немного ниже КПД электростанций генерирующих компаний. Современные средства малой энергетики вполне могут обеспечить КПД не ниже, а некоторые дают даже более высокий КПД. Наличие компаний-посредников (электрогенерирующих и электроснабжающих) также ведет к удорожанию конечного продукта, то есть электроэнергии.

Кроме того, существуют и альтернативные способы получения электроэнергии из возобновляемых источников, которые активно совершенствуются и получают все большее распространение. При применении возобновляемых источников энергии платить за энергоноситель не придется вовсе.

Таким образом, перспектива для газовых компаний не оплачивать подключение и не приобретать электричество, а вложить средства в систему автономного электроснабжения становится все более привлекательной. Газовикам легче осуществить монтаж и подключение газопотребляющего оборудования, чем иметь дело с подключением к электросетям. По сути, вопрос сводится к размеру капитальных и эксплуатационных затрат на систему автономного электроснабжения. Немаловажен и такой параметр, как надежность системы электроснабжения: подключение к электросети хоть и не дает стопроцентной гарантии непрерывного электроснабжения, но все, же отключения случаются не так часто, и, как правило, электроснабжение быстро восстанавливается.

Существует много способов обеспечить автономное электроснабжение. За последние годы количество представленных на рынке типов автономных источников электричества значительно возросло. Улучшились и технические характеристики

предлагаемого оборудования. Растущая конкуренция среди производителей влечет снижение его стоимости. Однако большинство производителей систем автономного электроснабжения ориентировано на выпуск установок со значительно большей мощностью, чем необходимо для обеспечения потребностей в электроэнергии объектов сети газораспределения. Это объясняется ориентацией на производство оборудования, прежде всего для обеспечения автономного электроснабжения жилых домов. Кроме того, многие из предлагаемых систем обладают сравнительно небольшим ресурсом и могут служить только в качестве резервного источника электроэнергии.

С целью определения наиболее эффективных систем автономного электроснабжения для обеспечения потребностей объектов сети газораспределения основное внимание было уделено выбору перспективных источников, внедрение которых целесообразно и технически обоснованно. В работе представлены результаты рассмотрения вариантов систем автономного электроснабжения, основанных на различных принципах генерации и хранения электроэнергии. Дана оценка технико-экономических показателей по типам генерирующих устройств и устройств хранения электроэнергии, а также их различных комбинаций. Прописаны рекомендации по применению систем для объектов потребления разного типа, а также перспективные направления развития.

По оценкам специалистов, наиболее подходящими для объектов газораспределительной сети вариантами автономных систем электроснабжения на данный момент являются: химические источники тока; аккумуляторные батареи (АКБ); электрогенераторы на основе двигателя внутреннего сгорания (ДВС); солнечные батареи (СБ); ветровые генераторы (ВГ). Пока менее распространены термоэлектрогенераторы (ТЭГ), детандерные установки (ДУ), термофотоэлектрогенераторы (ТФЭГ), топливные элементы (ТЭ), детандерные установки (ДУ) и др.

Одним из возможных источников энергии для электроснабжения объектов сети газораспределения является энергия сжатого газа, находящегося под давлением. Именно благодаря создаваемой на компрессорных станциях потенциальной энергии газа осуществляется его транспортировка по газораспределительной сети. В большинстве случаев в сети имеется избыток этой энергии, часть которого можно направить на выработку электрической энергии. Устройства, преобразующие потенциальную энергию газа в механическую энергию, называются детандерами. Наиболее распространены поршневые детандеры и турбодетандеры. Используются они в основном при производстве жидких газов. Существуют примеры применения турбодетандеров для выработки электроэнергии, но практически все они рассчитаны на большую мощность и требуют больших потоков газа и перепадов давления. Эксперименты с турбодетандерами малой мощности проводятся как в России, так и за

рубежом. Один из недостатков этих устройств – их зависимость от расхода газа потребителями, в период отсутствия или малого отбора газа отсутствует энергия сжатого газа для выработки электроэнергии. Этот недостаток в большинстве случаев легко компенсируется за счет правильного подбора детандера и аккумуляторной батареи.

Одной из причин того, что детандеры до сих пор не стали применяться массово, вероятно, является стремление их производителей сконструировать агрегат с максимальным КПД, из-за чего сужается диапазон режимов его работы и увеличиваются требования к условиям применения. На объектах газораспределительной сети нет необходимости всю энергию сжатого газа преобразовывать в электрическую[25]. Электроэнергии нужно вырабатывать ровно столько, сколько необходимо для обеспечения электроснабжения объекта, а перепад давления на детандере должен быть при этом как можно меньше (газ еще предстоит транспортировать дальше по сети).

Стоит отметить, что в настоящее время ведутся разработки и испытания новых конструкций и типов детандеров. В свете этого технологию автономного электроснабжения объектов газораспределительной сети с помощью детандеров следует признать перспективной. В дальнейшем турбодетандеры для выработки электроэнергии, с электрической мощностью до 1 кВт, будем называть микротурбогенераторами (МТГ).

2.4.4. Использование микротурбогенераторов на ГРП для выработки электроэнергии

Газораспределительные пункты (ГРП), обычно, устанавливаются между сетью распределения газа и его конечными пользователями. Конечные пользователи используют газ при низких давлениях, чем в распределительных сетях. Получение энергии на ГРП возможно путем замены дроссельных клапанов микротурбогенератором, что позволяет генерировать электричество или произвести другую полезную работу. Однако следует отметить, что при этом часть этой энергии должна быть затрачена на подогрев газа. Газ должен быть подогрет для предотвращения выпадения из него гидратов в проточной части турбины, приводящего к снижению ее надежности и экономичности. Для этого необходимо, чтобы температура газа за турбиной составляла не менее плюс 5°C. Кроме того, необходимо, чтобы она не превышала допустимую температуру, гарантирующую надежную работу теплоизоляционного и антикоррозийного покрытий газопровода (не более плюс 40°C). Подогрев газа повышает его внутреннюю энергию и, тем самым, мощность микротурбогенераторов. Повышается также КПД МТГ. Существует несколько типов

МТГ, которые могут быть использованы для указанной цели, в том числе: ротационные, поршневые, винтовые и турбинные. Последние из упомянутых являются наиболее целесообразными для ГРП так как способны работать с большим количеством газа и большими перепадами его давлений. Мощность микротурбогенераторов зависит от количества газа, его температуры и перепада давлений. Эта мощность может быть использована не только для выработки электричества, но и в других, указанных выше целях. На рисунке 2.23 изображена принципиальная схема микротурбогенераторной установки.

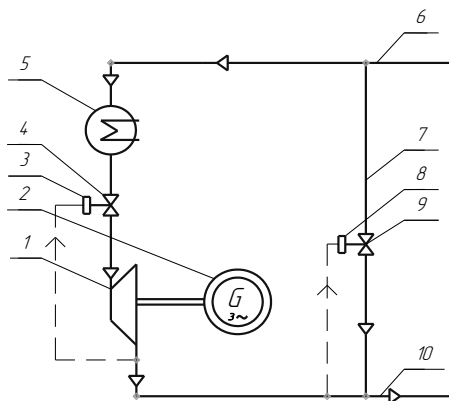


Рисунок 2.23. Принципиальная схема микротурбогенераторной установки [25]:

1 – турбина; 2 – электрогенератор; 3 - регулятор давления; 4 - регулирующий клапан; 5 - подогреватель газа; 6 - газопровод высокого давления; 7 - байпасный трубопровод; 8 - регулятор давления; 9 – байпасный клапан; 10 - газопровод низкого давления.

Природный газ поступает к установке по газопроводу высокого давления 6, проходит подогреватель 5, регулирующий клапан 4 и расширяется в турбине 1. Отдав свою энергию турбине 1, газ через газопровод низкого давления 10 поступает к потребителю. Мощность турбины 1 передается генератору 2, производящему электрический ток.

Природный газ нагревается в подогревателе 5 для предотвращения выпадения из него влаги и тяжелых фракций (гидратов, пропана, бутана и т.п.). Для этого необходимо, чтобы температура газа за турбиной составляла около 5⁰С.

Регулирующий клапан 4 турбины 1, управляемый регулятором давления 3, поддерживает необходимое потребителю значение давления газа после турбины 1 в газопроводе низкого давления 10.

Байпасный трубопровод 7 используется в процессе пуска установки, ее нормального и аварийного выводов из действия. В этих случаях байпасный клапан 9, управляемый регулятором давления 8, поддерживает необходимое потребителю значение давления газа в газопроводе низкого давления 10.

Таким образом, микротурбинные генераторы утилизируют собственные энергетические ресурсы газотранспортной системы и достаточно просты в эксплуатации.

Однако существуют два больших препятствия для внедрения этой технологии, а именно: пригодность участка (ГРС, ГРП) для возможного размещения микротурбогенераторов и законодательные барьеры.

Выбор ГРП (ГРЩ) для размещения МТГ важен с многих точек зрения, основной из которых является экономика. Кроме того, важными соображениями при выборе участка являются:

- доступность близлежащей электросети или другого рынка для электричества;
- требования к воздушному шуму с точки зрения удаленности от жилья;
- наличие земельного участка для размещения установки;
- величина сезонных изменений расхода и давления газа.

2.4.5. Преимущества использования микротурбогенераторов в качестве автономного источника электроснабжения ГРП (ГРЩ)

Из числа указанных выше автономных источников питания наиболее привлекательными для ГРП представляются микротурбогенераторы так как они утилизируют собственные энергетические ресурсы газотранспортной системы (полезно неиспользуемый перепад давлений газа) и просты в эксплуатации. По сравнению с ними остальные, указанные выше, автономные источники электроэнергии, обладают следующими существенными недостатками:

- химические источники тока (аккумуляторы) – имеют ограниченное время действия до подзарядки, малый срок службы и достаточно высокую стоимость;
- газотурбогенераторы и газопоршневые двигатели и т.п. – относительно малая экономичность;
- термоэлектрические электрогенераторы с газовой горелкой – малая мощность (не более 200 ватт);
- ветроэлектрогенераторы и электрогенераторы на солнечной энергии – зависимость от погодных условий;
- термоэлектрические электрогенераторы с вихревой трубой – необходимость наличия высокого давления газа, а также подогрева холодного газа за вихревой трубой.

В заключение стоит отметить, что в настоящее время ведутся разработки и испытания новых конструкций и типов микротурбогенераторов. В свете этого технологию автономного электроснабжения объектов газораспределительной сети с помощью микротурбогенераторов следует признать перспективной.

Выводы по главе 2

1. В результате выполненного анализа газотранспортной системы ООО «Газпром трансгаз Санкт-Петербург», выбран и обоснован мощностной ряд основных потребителей электрической энергии газотранспортной системы России:

- линейные вдольтрассовые потребители магистральных газопроводов;
- компрессорные станции;
- газораспределительные станции;
- газораспределительные пункты и щиты;
- внешние потребители.

2. Потребности в электрической энергии на собственные нужды линейных вдольтрассовых потребителей магистральных газопроводов (ЛВПМТ) составляют:

Потребители	Количество	Напряжение	Мощность
КПТМ	221 шт.	0.22 кВ	0.5...3 кВт
СКЗ	820 шт.	0.22 кВ	3 кВт
Связь (РРС, ПРС)	22 шт.	0.4 кВ	10 кВт

13.5...16кВт

Для обеспечения всех линейных потребителей МГ ООО «Газпром трансгаз Петербург» необходимо до 35МВт электрической мощности.

3. Среднегодовая потребность в электрической энергии на собственные нужды компрессорных станций ООО «Газпром трансгаз Санкт-Петербург» (15 ед.) составляет 350...600 кВт на одну станцию. Суммарная потребность в электрической энергии на собственные нужды всех компрессорных станций ООО «Газпром трансгаз Санкт-Петербург» составляет 5250...9000 кВт.

4. Среднегодовая потребность в электрической энергии на собственные нужды газораспределительных станций ООО «Газпром трансгаз Петербург» (27 ед.) составляет 2...20 кВт на одну станцию. Суммарная потребность в электрической энергии на собственные нужды всех газораспределительных станций ООО «Газпром трансгаз Петербург» составляет 54...378 кВт.

5. Среднегодовая потребность в электрической энергии на собственные нужды газораспределительных пунктов ООО «Газраспределение» (свыше 1000 ед.) составляет 0.3...1.0 кВт на один пункт. Суммарная потребность в электрической энергии на собственные нужды всех газораспределительных станций ООО «Газораспределение» составляет более 1000Вт.

6. Определены возможные производители электрической энергии газотранспортной системы, как на собственные нужды, так и для внешних потребителей: компрессорные станции (15), газораспределительные станции (27). Их мощностной потенциал составляет не менее 100 МВт.

Глава 3. АНАЛИЗ ТЕПЛОВЫХ СХЕМ ТУРБОГЕНЕРАТОРОВ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ, ИСПОЛЬЗУЮЩИХ ЭНЕРГИЮ СЖАТОГО ПРИРОДНОГО ГАЗА. ВЫБОР И ОБОСНОВАНИЕ РЕЖИМНЫХ ПАРАМЕТРОВ

3.1. Тепловые схемы турбогенераторов электрической энергии, использующих энергию сжатого природного газа

3.1.1. Простая тепловая схема с расширительной турбиной и подогревом газа

В схеме с расширительной турбиной (рисунок 3.1) для получения полезной мощности на валу турбины используется энергия сжатого природного газа, проходящего по магистральному трубопроводу. Перед подачей в турбину давление газа необходимо понизить в блоке редуцирования. Далее газ проходит через входное устройство, расширительную турбину, выходное устройство и поступает потребителю с требуемыми параметрами. Механическая мощность турбины используется для получения электрической мощности с помощью электрогенератора. Преобразователь позволяет получить на выходе агрегата необходимые напряжения и частоту переменного электрического тока.

На выходе из турбины температура газа T_2^* может опуститься ниже точки росы, установленной ОСТ 51.40-93. В этом случае может произойти обмерзание проточной части, образование и выпадение гидратов, которые приводят к изменению проходных сечений, повышению давления за проточной частью турбины, отрывам и пульсациям давления и скорости потока и резкому падению КПД и мощности турбины. Проблему низкой начальной температуры газа можно решить двумя способами: уменьшить теплоперепад энтальпий на расширительную турбину, или подогревать газ перед подачей в турбину.

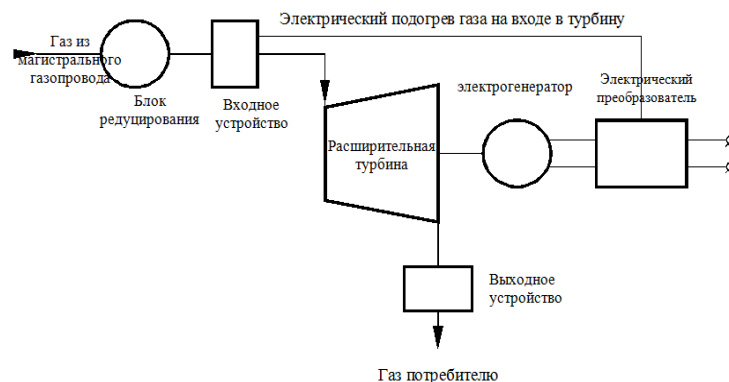


Рисунок 3.1. Простая тепловая схема с расширительной турбиной и электрическим подогревом газа

Уменьшение теплоперепада энтальпий влечет за собой увеличение расхода газа, и снижение экономичности турбогенератора. Второй способ может быть реализован путем подогрева газа электронагревательными элементами, или за счет тепловой энергии, которую можно получить при сжигании газа. Схемы с подогревом путем сжигания газа, что позволяет также утилизировать выбрасываемый газ, рассмотрим далее.

3.1.2. Тепловая схема с расширительной турбиной, с дожиганием топлива и подогревом природного газа на входе в турбину

Рассматриваемая схема (рисунок 3.2) включает подогрев газа на входе в расширительную турбину и блок дожигания, исключающий выброс природного газа в атмосферу.

Схемы с электроподогревом потенциально более безопасны, чем схемы с нагревом газа путем его сжигания, но требуют большого расхода электроэнергии.

3.1.3. Тепловая схема с расширительной турбиной, с дожиганием природного газа и подогревом газа на входе в турбину в теплообменнике продуктами сгорания

Рассматриваемая схема (рисунок 3.3) включает подогрев газа на входе в газовую турбину теплом, образующимся в результате сгорания газа в блоке дожигания после расширительной турбины. Для подогрева направляется часть продуктов сгорания, необходимая для поддержания температуры рабочего тела, остальная часть продуктов сгорания выбрасывается через выходное устройство в атмосферу. Такая организация рабочего процесса также исключает выброс транспортируемого газа в атмосферу, и позволяет обойтись без дополнительных затрат электроэнергии. К недостаткам схемы следует отнести сложность обеспечения безопасного процесса, поскольку подогрев должен осуществляться продуктами сгорания непосредственно.

3.1.4. Тепловая схема с расширительной турбиной, с дожиганием природного газа и подогревом газа на входе в турбину в теплообменнике воздухом

Рассматриваемая схема (рисунок 3.4) избавлена от недостатка, связанного с непосредственным использованием продуктов сгорания для подогрева газа. Рабочие тела разделены, подогрев газа на входе в турбину производится воздухом, забираемым из атмосферы отдельным вентилятором.

В результате рассмотрения тепловых схем турбогенераторов можно сделать следующее заключение:

- **Турбогенераторы** по простой тепловой схеме с расширительной турбиной без подогрева или с электрическим подогревом газа (рисунок 3.1) позволяют обеспечивать потребителей природным газом с необходимыми пониженными параметрами и вырабатывать электрическую энергию на собственные нужды. Эта тепловая схема может быть реализована в турбогенераторах компрессорных станциях, газораспределительных станциях, газораспределительных пунктах и щитах. Вырабатываемая электрическая энергия не загрязняет окружающую среду и является экологически чистой. Оптимальные условия работы расширительной турбины определяются выбором начального давления газа, получаемого его дросселированием от давления магистрального газопровода (МГ) или газораспределительной станции (ГРС) до давления перед турбогенератором (рисунок 3.5) .

- Турбогенераторы, выполненные по другим тепловым схемам (рисунки 3.1, 3.2, 3.3, 3.4) могут быть успешно применены для вдольтрассовых потребителей магистральных газопроводов газотранспортной системы России.

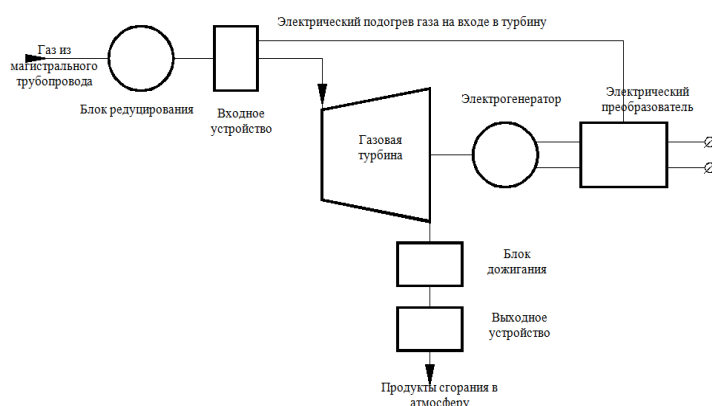


Рисунок 3.2. Тепловая схема с дожиганием топлива и электрическим подогревом газа

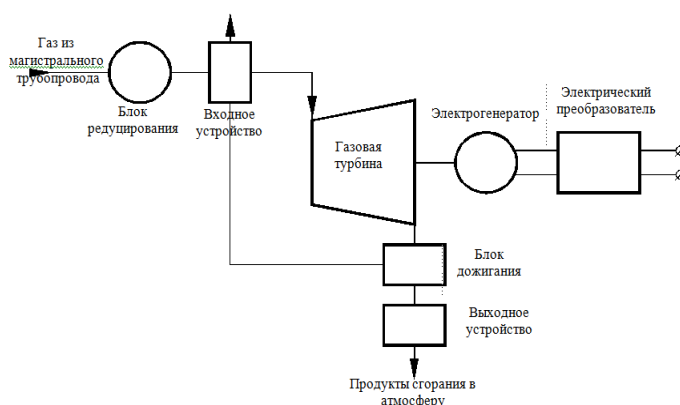


Рисунок 3.3. Тепловая схема с расширительной турбиной, с дожиганием топлива и подогревом газа на входе в турбину

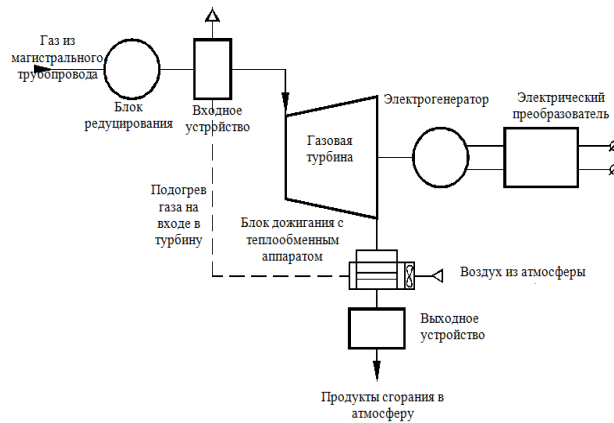


Рисунок 3.4. Тепловая схема с расширительной турбиной, дожиганием топлива и подогревом газа воздухом.

3.2. Выбор и обоснование параметров турбогенераторов электрической энергии, использующих энергию сжатого природного газа

Новый класс турбогенераторов, классификация которых была сформулирована в главе 1, включает микротурбогенераторы (МТГ-УСЖГ) с электрической мощностью до 1 кВт, турбогенераторы малой мощности (ТГММ - УСЖГ) с электрической мощностью до 500 кВт, турбогенераторы большой мощности (ТГБМ -УСЖГ) с электрической мощностью свыше 500 кВт. Особенность данного класса турбогенераторов в том, что они используют для выработки электрической энергии на собственные нужды энергию сжатого природного газа. В настоящей работе турбогенераторы большой мощности (ТГБМ -УСЖГ) с электрической мощностью свыше 500 кВт не рассматриваются, так как такие турбогенераторы могут вырабатывать электрическую энергию не только на собственные нужды, но и для внешних потребителей. Хотя принципы построения у рассматриваемого класса турбогенераторов подобны.

Природный газ может поступать в турбогенератор из **магистрального газопровода с дросселированием газа до необходимого для оптимальной работы турбогенератора:**

- Вариант обеспечения электрической энергией вдольтрассовых потребителей магистральных газопроводов (тепловые схемы на рисунках 3.2, 3.3, 3.4);
- Вариант обеспечения электрической энергией газораспределительных станций (тепловая схема на рисунке 3.1);

Природный газ может также поступать в турбогенератор из **газораспределительной станции:**

- Вариант обеспечения электрической энергией газораспределительных пунктов и щитов (тепловая схема на рисунке 3.1);

- Вариант обеспечения электрической энергией газоперекачивающих станций (тепловая схема на рисунке 3.1);
- Вариант обеспечения электрической энергией внешних потребителей (например, ТЭС, промышленные предприятия и др.) (тепловая схема на рисунке 3.1).

Электрическая мощность турбогенератора определяется как:

$$N = \eta_{\text{эл.}} G \cdot (k-1)/k \cdot R^* T_0 (1 - (p_2/p_0)^{k-1/k}),$$

где R и k – термодинамические характеристики природного газа,

p_0^* , p_1 , p_2^* – давление соответственно на входе в ступень турбины, за сопловым аппаратом и на выходе за рабочим колесом,

T_0^* , T_2^* – температура на входе в турбину и за турбиной,

G – расход природного газа,

$\eta_{\text{эл.}}$ – электрический КПД турбогенератора.

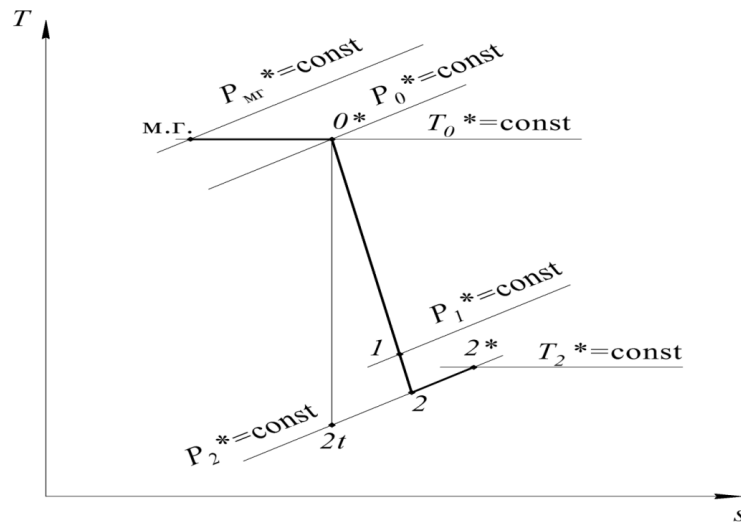


Рисунок 3.5. Процесс в T-s – диаграмме в расширительной турбине

$p_{\text{мг}}$ – давление в магистральном газопроводе, м.г.- 0 процесс дросселирования

На рисунке 3.5 изображен процесс расширения природного газа в расширительной турбине турбогенератора с предварительным дросселированием газа. Давление природного газа в магистральном газопроводе обычно составляет в $(35...75) \cdot 10^5 \text{ Па}$. Изменение давления перед турбиной p_0^* посредством блока дросселирования, рисунок 3.1 позволяет регулировать и подбирать необходимую мощность турбогенератора, а также выбирать оптимальные условия работы турбины. Давление p_2^* определяется требуемым давлением природного газа перед потребителем.

- Для ГРС это давление может быть $(3...12) \cdot 10^5 \text{ Па}$.
 - Для ГРП или ГРЩ это давление может быть $(1.3...1.6) \cdot 10^5 \text{ Па}$.
 - Для КС это давление топливного газа может достигать $30 \cdot 10^5 \text{ Па}$.

• Для вдольтрассовых потребителей магистральных газопроводов это давление топливного газа может несколько превышать атмосферное.

Температура T_0^* выбирается с учётом подогревателя таким образом, чтобы температура за турбиной T_2^* была бы не менее 278 К.

3.3. Определение термодинамических характеристик рабочего тела (природного газа)

Расчёт теплофизических свойств рабочего тела производится с учётом сложного состава транспортируемого природного газа. Состав газа принят в соответствии со Свидетельством № ЭМ 06.03.001-06/10 (certificate of compliance) от 18.05.2006 г. Свойства компонентов газа взяты из теплотехнического справочника или получены линейной интерполяцией.

Таблица 3.1

N	Компоненты	Формула	Молярная доля компонента (N _i , %)	Объёмная доля компонента (τ _i , %)	Массовая доля компонента (g _i , %)	Молярная масса компонента (μ _i , кг/кмоль)	R _i , Дж/(кг*К)	C _p (t=0 ⁰ С), Дж/(кг*К)	C _p (t=5 ⁰ С), Дж/(кг*К)	C _p (t=25 ⁰ С), Дж/(кг*К)	C _p (t=100 ⁰ С), Дж/(кг*К)	k _i (t=0 ⁰ С)	k _i (t=5 ⁰ С)	k _i (t=25 ⁰ С)	k _i (t=100 ⁰ С)
1	метан	CH ₄	97,833	97,915	95,8372	16,043	518,259	2165,40	2179,55	2236,15	2448,40	1,3146	1,3120	1,3017	1,2685
2	этан	C ₂ H ₆	0,871	0,866	1,5887	30,070	276,501	1647,10	1668,12	1752,18	2067,40	1,2017	1,1987	1,1874	1,1544
3	пропан	C ₃ H ₈	0,265	0,261	0,7022	44,096	188,549	1549,50	1572,87	1666,33	2016,80	1,1385	1,1362	1,1276	1,1031
4	изобутан	C ₄ H ₁₀	0,0418	0,0407	0,1443	58,123	143,046	□	□	□	□	□	□	□	□
5	норм.бутан	C ₄ H ₁₀	0,43	0,0417	0,1479	58,123	143,046	□	□	□	□	□	□	□	□
6	неопентан	C ₅ H ₁₂	0,00054	0,00052	0,0023	72,150	115,236	□	□	□	□	□	□	□	□
7	изопентан	C ₅ H ₁₂	0,00795	0,00759	0,0334	72,150	115,236	□	□	□	□	□	□	□	□
8	норм.пентан	C ₅ H ₁₂	0,00654	0,00619	0,0272	72,150	115,236	□	□	□	□	□	□	□	□
9	гексаны	C ₆ H ₁₄	0,0026	0,0024	0,0126	86,177	96,479	□	□	□	□	□	□	□	□
10	гептаны	C ₇ H ₁₆	0,00071	0,00062	0,0038	100,204	82,974	□	□	□	□	□	□	□	□
11	октаны	C ₈ H ₁₈	0,0005	0,0005	0,0035	114,231	72,785	□	□	□	□	□	□	□	□
12	углекислый газ	CO ₂	0,0318	0,0317	0,0851	44,010	188,919	814,80	819,74	839,50	913,60	1,3018	1,2995	1,2904	1,2607
13	азот	N ₂	0,812	0,814	1,3912	28,013	296,796	1039,20	1039,35	1039,93	1042,10	1,3998	1,3997	1,3994	1,3982
14	кислород	O ₂	0,00747	0,00748	0,0146	31,999	259,832	914,80	915,75	919,53	933,70	1,3967	1,3961	1,3939	1,3856
15	пары воды	H ₂ O	0,00567	0,00541	0,0059	18,013	461,577	1859,40	1860,95	1867,13	1890,30	1,3302	1,3298	1,3284	1,3231
16	вся смесь	□	100,31658	100,00081	100,0008	16,391	507,261	2127,70	2141,77	2198,03	2408,95	1,3130	1,3103	1,3000	1,2667
Для расчёта возьмём значения:								2146,55	2160,66	2217,09	2428,67	1,3094	1,3068	1,2967	1,2640

По рассчитанным параметрам были построены зависимости термодинамических функций газа C_p и k от температуры, необходимые для проведения дальнейших расчётов.

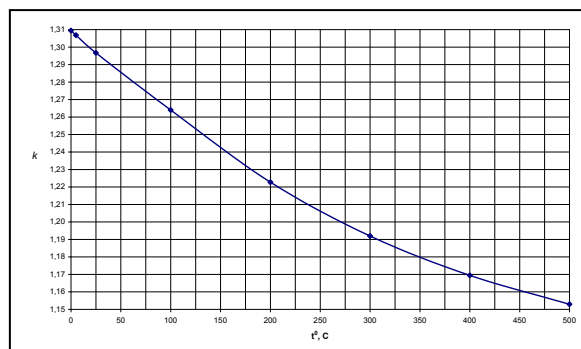


Рисунок 3.6. Зависимость показателя изоэнтропы k дросселируемого газа от его температуры

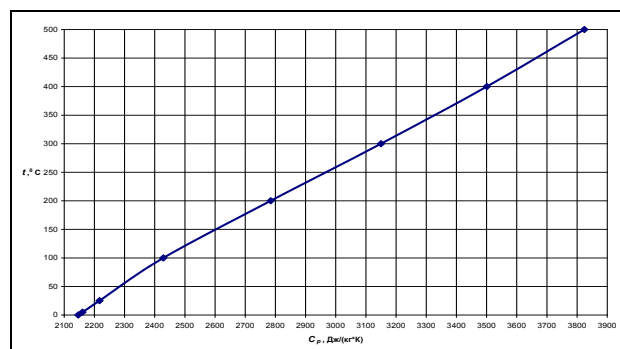


Рисунок 3.7. Зависимость изобарной теплоемкости C_p от температуры

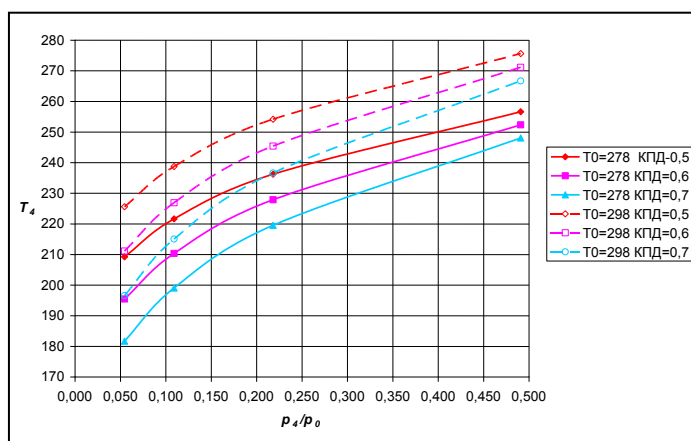
3.4. Термодинамический анализ параметров тепловой схемы с расширительной турбиной

Используя основные уравнения термодинамики, был произведён расчёт температуры за турбиной (T_4) при различных начальных параметрах газа и различных КПД установки.

Таблица 3.2

Расчёт температуры за турбиной										
			$T_0=278\text{ K}$				$T_0=298\text{ K}$			
			T_{4t},K	T_4,K			T_{4t},K	T_4,K		
p_0 , атм	p_4 , атм	p_4/p_0		$\eta=0,5$						
55	3	0,05455	140,43	209,22	195,46	181,70	153,18	225,59	211,11	196,62
	6	0,10909	165,25	221,63	210,35	199,08	179,50	238,75	226,90	215,05
	12	0,21818	194,45	236,23	227,87	219,52	210,35	254,17	245,41	236,64
	27	0,49091	235,23	256,62	252,34	248,06	253,23	275,62	271,14	266,66

Из полученных зависимостей видно, как охлаждается расширяемый в турбине газ зависимости от различных атмосферных условий и перепада давлений. (Рассматриваем перепады давления с 55 атм. до 3; 6; 12 и 27 атм.). Можно заметить, что, например, при самом большом перепаде давлений (с 55 до 3 атм.) при высшем КПД установки и минимальной начальной температуре газ охлаждается сильнее всего (до -92°C), зато летом при начальной температуре газа $+25^{\circ}\text{C}$ перепаде давлений с 55 до 27 атм. и минимальном КПД газ практически не нуждается в подогреве.

Рисунок 3.8. Зависимость температуры газа T_4 от отношения давлений p_4/p_0

3.5. Определение необходимой температуры подогрева природного газа с целью обеспечения температуры на выходе не ниже температуры точки росы

Основываясь на уже полученных зависимостях рассчитываем необходимую температуру до которой нужно подогреть газ перед установкой ($T_{г\text{нагр}}$), чтобы обеспечить температуру на выходе не ниже точки росы (в расчётах принимали её равной $+5^0$ С). Для наглядности представляем результаты в виде графической зависимости.

к при 100^0 С (окончательный вариант)		
$T_{г\text{нагр}}$, К		
при $T_4 = 278$ К		
$\eta = 0,5$	$\eta = 0,6$	$\eta = 0,7$
359,94	382,49	408,05
341,20	357,45	375,33
321,83	332,31	343,49
298,62	303,11	307,75

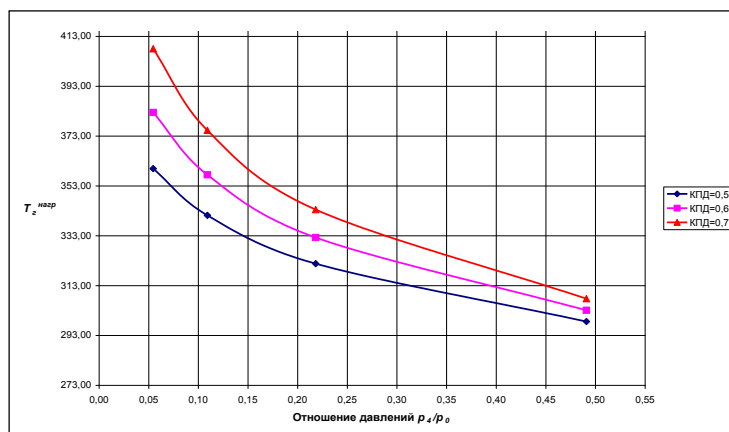


Рисунок 3.9. Зависимость температуры подогрева газа $T_{г\text{нагр}}$ от отношения давлений до и после турбины p_4/p_0 ($p_0 = 55 \cdot 10^5$ Па)

3.6. Оценка необходимой мощности подогревателя на входе в расширительную турбину

Используя уравнение теплового баланса определяем теоретическую необходимую мощность нагревателя, необходимую для подогрева газа на полученную величину $T_{г\text{нагр}}$ при разных начальных и конечных параметрах газа.

Таблица 3.3

p_0 , атм	p_4 , атм	p_4/p_0	Теоретическая мощность электронагревателя $N_{нагр}$, Вт					
			$T_4 = 5^0$ С					
			$T_{г\text{подв}} = 5^0$ С			$T_{г\text{подв}} = 25^0$ С		
			$\eta = 0,5$	$\eta = 0,6$	$\eta = 0,7$	$\eta = 0,5$	$\eta = 0,6$	$\eta = 0,7$
55	3	0,05455	40000	33333	28571	38506	32200	27676
	6	0,10909	40000	33333	28571	38390	32080	27581
	12	0,21818	40000	33333	28571	38248	31929	27429
	27	0,49091	40000	33333	28571	38080	31758	27254

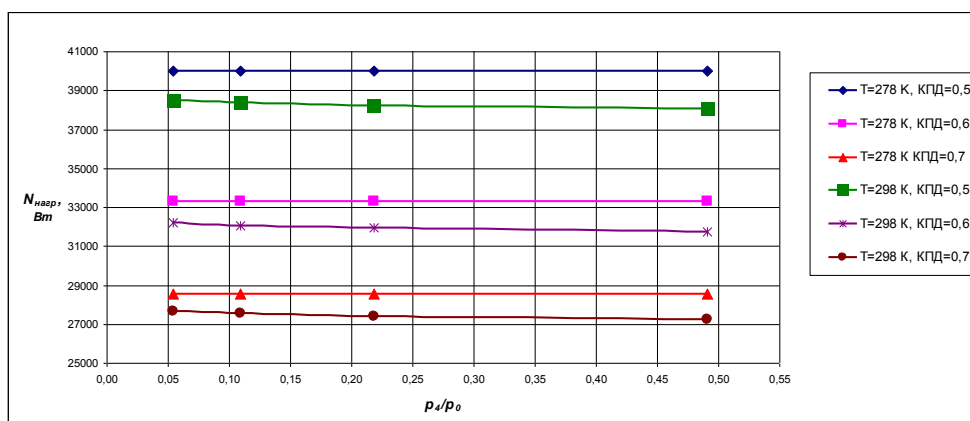


Рисунок 3.10. Зависимость мощности нагревателя $N_{\text{нагр}}$ от отношения давлений

$$p_4/p_0, T = T_{\text{г}}^{\text{нагр}}, T_{\text{г}}^{\text{подогр}} = 5^\circ \text{C}$$

Выводы по главе 3

1. Выполненный анализ тепловых схем турбогенераторов электрической энергии, использующих энергию сжатого природного газа, показал:

- для разработки турбогенераторов вдольтрассовых потребителей магистральных газопроводов газотранспортной системы России целесообразно применение турбогенераторов электрической энергии для собственных нужд, использующих энергию сжатого природного газа, выполненных по схемам, приведенным на рисунках 3.2, 3.3, 3.4, для таких потребителей возможно также применение микротурбинных генераторов, не смотря на то, что стоимость их значительно выше;

- для разработки турбогенераторов электрической энергии, как на собственные нужды, так и для внешних потребителей, для компрессорных станций, газораспределительных станций, газораспределительных пунктов и щитов, внешних потребителей электрической энергии газотранспортной системы, целесообразно применение турбогенераторов электрической энергии для собственных нужд, использующих энергию сжатого природного газа, выполненных по схеме, приведенной на рисунке 3.1.

2. Определение необходимой температуры подогрева природного газа позволяет, в зависимости от режимных параметров турбогенераторов, обеспечить температуру на выходе из него не ниже температуры точки росы, что существенно повышает эффективность и надежность работы установки.

3. Оценка необходимой мощности подогревателя на входе в расширительную турбину дает возможность позволяют сформулировать техническое задание на его создание с учётом принятых режимных параметров.

4. Проведенные исследования по выбору мощностного ряда (глава 1) и обоснованию режимных параметров турбогенераторов электрической энергии для собственных нужд, использующих энергию сжатого природного газа, позволили определить диапазоны режимных параметров турбогенераторов для основных составляющих газотранспортной системы России. Выбор обоснованных диапазонов режимных параметров позволяет унифицировать разрабатываемые турбогенераторы:

Турбогенераторы линейных вдольтрассовых потребителей магистральных газопроводов газотранспортной системы России.

Электрическая мощность турбогенератора, кВт	-	(5.0...20.0)
Давление газа на входе в турбогенератор, МПа	-	(0.2...5.5)
Температура газа на входе в турбогенератор, К	-	(не более 338)
Температура газа на выходе из турбогенератора, К	-	(более или равна 278)
Давление газа на выходе из турбогенератора, МПа	-	(0.0103...0.015)

Компрессорные станции.

Электрическая мощность турбогенератора, кВт	-	(350.0...600.0)
Давление газа на входе в турбогенератор, МПа	-	(3.0...5.5)
Температура газа на входе в турбогенератор, К	-	(не более 338)
Температура газа на выходе из турбогенератора, К	-	(более или равна 278)
Давление газа на выходе из турбогенератора, МПа	-	(1.0...3.0)

Газораспределительные станции.

Электрическая мощность турбогенератора, кВт	-	(2.0...20.0)
Давление газа на входе в турбогенератор, МПа	-	(1.5...5.5)
Температура газа на входе в турбогенератор, К	-	(не более 378)
Температура газа на выходе из турбогенератора, К	-	(более или равна 278)
Давление газа на выходе из турбогенератора, МПа	-	(0.3...1.2)

Газораспределительные пункты и щиты.

Электрическая мощность турбогенератора, кВт	-	(0.01...1.0)
Давление газа на входе в турбогенератор, МПа	-	(0.2...0.6)
Температура газа на входе в турбогенератор, К	-	(не более 378)
Температура газа на выходе из турбогенератора, К	-	более или равна 278)
Давление газа на выходе из турбогенератора, МПа	-	(0.15...0.20)

Внешние потребители электрической энергии (по ТЗ Заказчика).

Глава 4. ВЫБОР, ОБОСНОВАНИЕ ТИПОВ И ХАРАКТЕРИСТИК ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ТУРБОГЕНЕРАТОРОВ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ, ИСПОЛЬЗУЮЩИХ ЭНЕРГИЮ СЖАТОГО ГАЗА

Для выполнения поставленных задач необходимо использовать новые технические решения, выбрать и обосновать наилучшие, оптимальные типы основных элементов тепловых схем, сочетание которых позволило создать новый класс турбогенераторов, использующих энергию природного газа, для выработки электрической энергии для газотранспортной системы России, не применявшиеся ранее в отечественной энергетике. Ниже на рисунке 4.1 представлена тепловая схема автономного турбогенератора, использующего энергию сжатого природного газа.

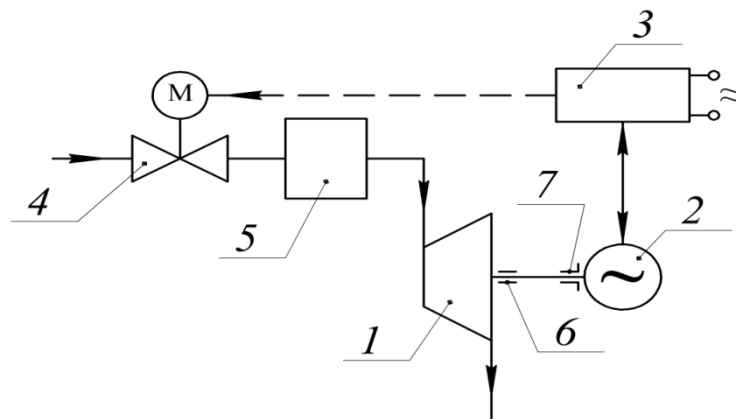


Рисунок 4.1. Схема автономного турбогенератора, использующего энергию сжатого природного газа

Основные элементы тепловой схемы:

- 1 расширительная турбина, 2- высокооборотный электрогенератор,
3- преобразователь (блок управления), 4- блок редуцирования,
5- подогреватель газа, 6-опорный подшипник, 7-упорный подшипник.

В настоящем разделе приведены: выбор и обоснование типов и характеристик основных элементов автономных турбогенераторов [7; 26; 27; 22; 28; 29; 30].

4.1. Расширительные турбины турбогенераторов электрической энергии, использующих энергию сжатого природного газа

Для создания высокоэффективных турбогенераторов требуются малорасходные расширительных турбины, работающие при сравнительно малых объемных расходах и высоких начальных параметрах рабочего тела. Использование трансзвуковых и сверхзвуковых высокооборотных турбинных ступеней позволяет срабатывать в них большие теплоперепады энтальпий при сравнительно высокой экономичности,

существенно сократить число ступеней турбины и повысить компактность всей установки в целом. Над созданием таких малорасходных турбин с высоким перепадом работают многие организации страны (МАИ, МЭИ, МГТУ, СПбПУ, СПбМУ, НПИ, КЗТ и др.). Для автономных турбогенераторов рациональным может оказаться применение турбин конструкции ЛПИ, в которых устраняются парциальные потери, характерные для малорасходных турбин. Это обеспечивается малыми углами выхода потока из соплового аппарата, большими углами поворота и большим относительным шагом в лопатках рабочего колеса. При этом резко сокращается число лопаток, упрощается конструкция и технология изготовления турбины. Особенности кинематики таких турбин позволяют обеспечить их высокую надежность в условиях высокотемпературного и двухфазного рабочего тела [31]. Такие турбины были предложены профессором И. И. Кирилловым в конце 60-х - начале 70-х годов прошлого века, а в дальнейшем конструктивно разработаны и исследованы на кафедре турбинных двигателей и установок под руководством профессора В.А. Рассохина в СПбПУ в течение последних 20 лет [31; 32; 33; 34; 35; 36; 37; 38; 39]. Мощности реальных натурных турбин лежали в диапазоне $0.1 \text{ кВт} \leq N_b \leq 5000 \text{ кВт}$. Выполненный комплекс исследований показал, что уровень внутренних КПД предлагаемых малорасходных турбин конструкции ЛПИ, превышал на 8...20% абсолютных процентов экономичность традиционных малорасходных парциальных турбин, а в отдельных случаях они являлись единственным решением поставленных задач. Как показал предварительный анализ, создание турбогенераторов малой мощности со сравнительно высокой экономичностью на базе традиционных малорасходных турбин не представляется возможным из-за малых объемных расходов рабочего тела и требований компактной компоновки турбины.

Таким образом, в работе предложено использовать турбины конструкции ЛПИ, эффективно работающие при малых объемных расходах рабочего тела и позволяющие срабатывать большие перепады энтальпий. Для выбора их параметров, расчета, оптимизации, профилирования и проектирования применительно к расширительным турбинам турбогенераторов были модернизированы методики и использован опыт создания и внедрения в промышленность подобных турбин кафедры «Турбины, гидромашины и авиационные двигатели» Санкт-Петербургского политехнического университета [31].

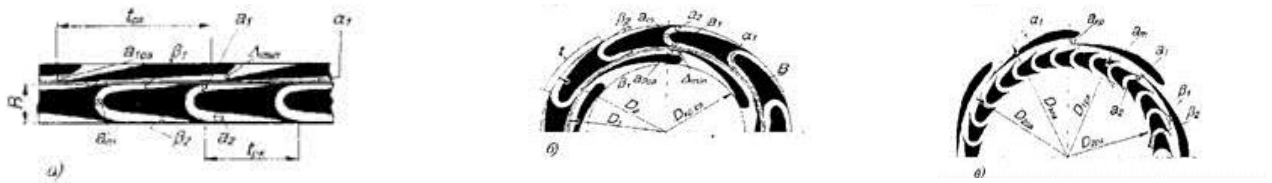


Рисунок 4,2. Малорасходные турбины конструкции ЛПИ:

t – шаг лопаток; a – диаметры окружностей, вписанных в проходные сечения;

D – диаметры проточной части; α, β – углы на входе и выходе направляющих аппаратов и t – шаг лопаток; a – диаметры окружностей, вписанных в проходные сечения; D – диаметры проточной части

Отличительные особенности нового класса турбинных ступеней:

- малые углы выхода из соплового аппарата, $\alpha_{1г} = 3 \dots 90^\circ$;
- большие углы поворота потока в рабочем колесе, $\theta_2 = 160 \dots 170^\circ$;
- малые углы входа в РК, $\beta_{1г} = 6 \dots 14^\circ$;
- малое число, по сравнению с традиционными МРТ, сопловых и рабочих лопаток ($z_{сл} \geq 2$) и ($z_{рк} \geq 6 \dots 8$);
- большой относительный шаг $\bar{t}$ сопловых ($t/b \geq 1,0$) и рабочих ($t/b \geq 1,2$) лопаток;
- малые объемные расходы рабочего тела;
- возможность срабатывания значительных перепадов энтальпий.
- транс- и сверхзвуковые течения в СА и в РК;
- повышенная эрозионная стойкость сопловых и рабочих решеток.

В исследованиях СПБПУ определены области преимущественного применения малорасходных турбин конструкции ЛПИ по сравнению с традиционными парциальными малорасходными турбинами. Критерием является комплекс пропускной способности A , предложенный профессором Рассохиным В.А[31].

$$A = 4 \frac{l_1}{D_{cp}} \varepsilon \cdot \sin \alpha_1.$$

Если $A < 0,02$, то целесообразно применение малорасходных турбин конструкции ЛПИ. Если $A > 0,02$, то более эффективно применение традиционных парциальных малорасходных турбин. Сравнительный анализ по обоснованию эффективности турбин конструкции ЛПИ по сравнению с классическими малорасходными турбинами приведен в главе 5 при выборе параметров при разработке конкретных турбогенераторов.

4.2. Подшипники для турбогенераторов электрической энергии, использующих энергию сжатого природного газа

4.2.1. Требования к подшипникам турбогенераторов

Надежность и работоспособность турбогенераторов в большой степени зависит от надежности их опорного узла. Развитие современного турбостроения связано с ростом скорости вращения роторов, так как это приводит к повышению производительности установок и КПД, уменьшению их массы и габаритов.

Главное требование к опорному узлу - сохранение его работоспособности:

- при высоких угловых скоростях вращения вала;
- при изменении температуры в широком диапазоне;
- при наличии высокого уровня внешних вибраций;
- минимальные механические потери.

4.2.2. Выбор и обоснование подшипников для турбогенераторов электрической энергии, использующих энергию сжатого природного газа

Выполненный анализ возможности применения подшипников разного типа для турбогенераторов [18;40;41] показал следующее:

Использование традиционных масляных подшипников качения или скольжения в турбогенераторах электрической энергии, использующих энергию сжатого природного газа, приводит к значительному усложнению установки, увеличению массогабаритных характеристик, пожароопасности и не может быть рекомендован для разрабатываемых турбогенераторов;

1. Керамические подшипники перспективны, однако имеют сравнительно невысокий ресурс работы, поэтому могут быть использованы в микротурбогенераторах малой мощности с ограниченным межремонтным сроком;

2. Магнитные подшипники обладают многими преимуществами, но имеют высокую стоимость и сложность запуска турбогенератора при отсутствии аварийного электропитания.

Поэтому для дальнейших разработок и выбора оптимального варианта были приняты газовые подшипники.

4.2.3. Газовые подшипники

Назначение любого типа смазки состоит в отделении одной скользящей поверхности от другой тонким слоем какого-либо вещества, в котором происходит сдвиг слоев, в то время как сами поверхности не испытывают между собой контакта и не изнашиваются. Если между скользящими поверхностями имеется слой газа достаточной толщины, который разграничивает эти поверхности, то он при определенных условиях может играть такую же роль, как и классическая жидкостная смазка. Газодинамические подшипники работают в режиме, при котором поверхности трения разделяются слоем газа в результате действия давления, возникающего в вязком смазочном слое вследствие относительного движения поверхностей [42;43;44;45;46;47;48;49]. В газостатическом подшипнике полное разделение поверхностей трения деталей, находящихся в относительном движении или покое, осуществляется смазочным материалом, поступающим под внешним давлением в зазор между поверхностями. Работа газостатического подшипника осуществляется следующим образом. Через подводящую магистраль смазочный материал под давлением поступает в камеру. Через пористые вставки, установленные в отверстиях газонепроницаемой детали, смазочный материал поступает в зазор между вкладышем подшипника и валом. Поскольку смазочный материал обладает определенным коэффициентом вязкости, то в процессе вращения вала слои смазочного материала, непосредственно прилегающие к поверхности вала, «прилипают» к этой поверхности и вращаются вместе с ней, а промежуточные слои смазочного материала скользят друг по другу. Таким образом, создается смазочный слой. Подъемная сила подшипника создается за счет разности давлений в нагруженной (нижней) и ненагруженной (верхней) частей подшипника.

Газостатический подшипник - подшипник с газовой смазкой, работающий при постоянном внешнем наддуве. Такой тип подшипника называют также газовым подвесом. Действие газодинамического расклинивания поверхностей в этом случае не учитывается.

Газодинамический подшипник (называемый иногда аэродинамическим, самодействующим или самогенерирующим) – подшипник с газовой смазкой, у которого несущая способность газового смазочного слоя возникает только благодаря относительному перемещению рабочих поверхностей.

В газодинамических опорах несущая способность смазочного слоя невелика - допустимое среднее удельное давление в опоре не превышает 1 кгс/см^2 .

Газодинамические опоры могут быть разнообразными по конструкции, в том числе:

- радиальные подшипники с гладкими поверхностями вала вкладыша;
- радиальные подшипники с канавками вдоль образующих;
- радиальные подшипники с косыми и шевронными канавками

- радиальные подшипники, поверхность которых образована не большими ступенчатыми пятнами;
- подпятники или упорные подшипники гладкие и со спиральными или шевронными канавками;
- опоры цапф, состоящие из нескольких секторных самоустанавливающихся пят;
- ленточные подшипники.

Гибридный подшипник – газодинамический подшипник, работающий с одновременным действием внешнего наддува, включаемого только в период пуска и останова, или газодинамический подшипник, работающий с одновременным действием внешнего наддува в течение всего времени работы.

Гибридные и газостатические опоры (удельная несущая способность которых доходит до 8 кгс/см^2) не имеют такого конструктивного многообразия, как газодинамические опоры, и обычно снабжаются карманами различной, иногда очень сложной формы.

Газовые подшипники с наддувом можно классифицировать по виду внешней цепи дросселирования газа, подаваемого под давлением:

- опоры с наддувом через капилляры диаметром $0,3 \dots 0,8 \text{ мм}$;
- опоры с наддувом через сопло с карманом;
- опоры с наддувом через простое сопло (компенсация кольцевым отверстием);
- опоры с наддувом через сопло и канавку малого сечения.

В последних трех опорах отверстие имеет значительный диаметр (больше 1 мм).

Несколько особо стоят опоры с пористыми вкладышами, которые можно рассматривать как опоры с наддувом через большое число капилляров.

Наконец, представляют интерес опоры со сжимаемой смазочной пленкой, у которых несущая способность смазочного слоя возникает лишь тогда, когда одна из поверхностей, ограничивающих смазочный слой, получает высокочастотные колебания со значительной амплитудой по направлению к нормальной поверхности. Одним из вспомогательных узлов газовых подшипников является шарнирный узел самоустанавливающихся вкладышей газовых подшипников.

Газовые подшипники эксплуатируются при установившемся и не установившемся режиме. Элементы подшипников работают в условиях скольжения, верчения и скольжения или верчения с вибрацией.

Типовые конструкции газостатических опор представляют собой самостоятельные узлы, которые можно использовать в процессе проектирования различных тихоходных машин приборов.

Газостатические подшипники.

Радиальная газостатическая опора (рисунок 4.3,*а* и рисунок 4.4,*а*) предназначена для восприятия радиальных и моментных нагрузок и может быть использована при вращательном, вращательно-поступательном и поступательном движениях вала.

Радиально-упорная газостатическая опора (рисунок 4.3,*б* и рисунок 4.4,*б*) предназначена для восприятия радиальных, осевых моментных нагрузок и может быть использована только при вращательном движении вала.

Радиальные подшипниковые опоры имеют одинаковые цапфы 1 и корпуса 2 фланцевого типа, которые крепятся винтами к детали 5, принадлежащей к разрабатываемому узлу. Отличие заключается в том, что в первом случае (рисунок 4.3,*а*) применен подшипник с наддувом газа через два ряда дискретных щелей, образованных кольцами 3 и 4, а во втором (рисунок 4.4,*а*) подшипник с наддувом газа через два ряда дискретных отверстий, выполненный из целиковой втулки 3.

Радиально-упорные подшипниковые опоры (рисунок 4.3,*б* и рисунок 4.4,*б*) имеют одинаковые цапфы 1 и проставочные кольца 6, а радиальные подшипники точно такие же, как и соответствующие подшипники в радиальных подшипниковых опорах. Круговые непрерывные щели в двухстороннем подпятнике (рисунок 4.3,*б*) образованы с одной стороны за счет разности диаметров пояска кольца 9 и расточки соответствующей ступени *и* кольца 8, а с другой за счет разности диаметров посадочных поясков в корпусе 2 и кольце 7.

Двухсторонний подпятник (рисунок 4.4,*б*) у опоры с отверстиями наддува образован кольцом 7 и фланцем корпуса 2, в которые вклеены жиклёры 4 с отверстиями наддува. В обоих случаях необходимый осевой люфт обеспечивается высотой проставочного кольца 5.

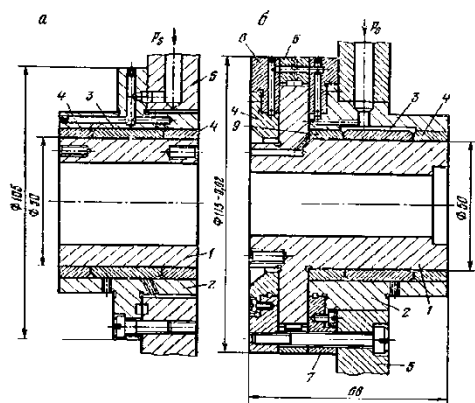


Рисунок 4.3. Газостатические подшипники с наддувом газа через два ряда дискретных щелей.

а – радиальный; б – радиально-упорный

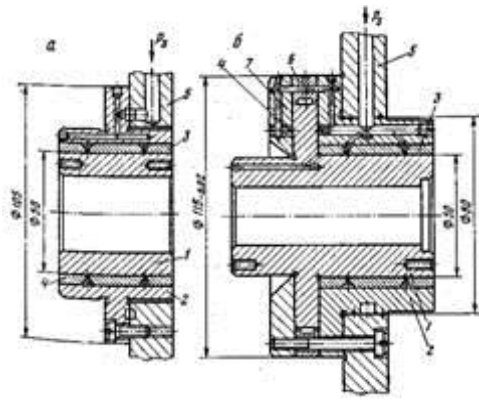


Рисунок 4.4. Газостатические подшипники с наддувом газа через два ряда дискретных отверстий, выполненный из целиковой втулки.

а – радиальный; б – радиально-упорный

Гибридные подшипники.

Опоры с газовой смазкой имеют и существенный недостаток: малую несущую способность и жесткость смазочного слоя по сравнению с жидкостными подшипниками. Данное обстоятельство ограничивает область применения опор такого типа. Поэтому весьма актуальна проблема повышения несущей способности газовых подшипников. Применение так называемых гибридных подшипников, то есть таких подшипников, в которых совмещаются газостатические и газодинамические свойства, во многом способствует решению этой проблемы.

Подшипник имеет профилированную рабочую поверхность в виде клиновидных участков и участков с постоянным зазором, а через отверстия (питатели) расположенные по окружности в смазочный зазор подается газ (рисунки 4.5, 4.6).

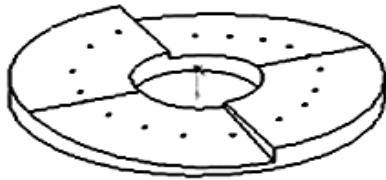


Рисунок 4.5. Общий вид гибридного подшипника

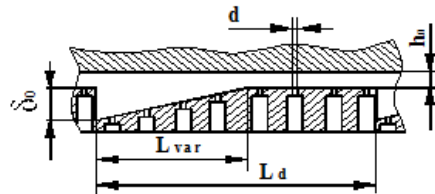


Рисунок 4.6. Сектор рабочей поверхности осевого гибридного подшипника

Несущая способность гибридного подшипника обеспечивается повышением давления газа в клиновидном зазоре за счет движения одной из поверхностей подшипника (газодинамический эффект), а так же за счет подачи газа, сжатого от внешнего источника (газостатический эффект).

Газодинамические подшипники.

Основными характеристиками газодинамических опор являются несущая способность и жесткость смазочного слоя. Для того чтобы слой газа между находящимися в относительном движении жесткими поверхностями трения мог выдержать внешнюю силу W , он должен иметь переменную толщину.

Рассмотрим течение газа между двумя жесткими плоскими поверхностями 1 и 2 (рисунок 4.7). Если поверхности 1 и 2 параллельны (рисунок 4.7,а), образуют зазор постоянной высоты и перемещаются одна относительно другой с линейной скоростью u , то распределение скорости V газа по высоте линейно и давление газа по длине l зазора постоянно ($p = \text{const}$). Если плоскости 1 и 2 параллельны (рисунок 4.7,б), но неподвижны ($u = 0$), а течение происходит под действием разности давлений Δp газа на входе в зазор и выходе из него, то распределение скорости V течения газа по высоте зазора будет параболической формы. В случае, когда между пластинами высота щели изменяется, и пластины перемещаются одна относительно другой со скоростью u , профиль распределения скорости по высоте зазора может быть самым различным (рисунок 4.7,в).

Для неразрывности течения газа в каждом поперечном сечении зазора необходимо, чтобы его расход был постоянным. Поэтому форма кривых распределения скорости V течения газа по высоте щели должна быть параболической во всех сечениях щели, что определяется значением и знаком производной $\partial p / \partial l$. В сужающейся части потока $\partial p / \partial l < 0$, а в расширяющейся $\partial p / \partial l > 0$, следовательно, на входе в зазор профиль скорости газа вогнутый, а на выходе - выпуклый. Распределение скорости можно представить как сумму линейного 3 и параболического 4 законов распределения скорости V течения газа, то есть по длине l зазора в направлении движения поверхностей трения давление p должно изменяться следующим образом: после увеличения p в начале щели следует его снижение перед сечением с минимальной высотой. Благодаря местному увеличению давления газа в зазоре между сходящимися поверхностями появляется несущая способность большинства газодинамических подшипников. Толщина смазочного слоя и наклон поверхностей будут самоустанавливаться до тех пор, пока сила давления газа в смазочном слое не уравновесит приложенную к поверхности внешнюю силу (нагрузку) W . Это свойство положено в основу расчета любого газодинамического подшипника.

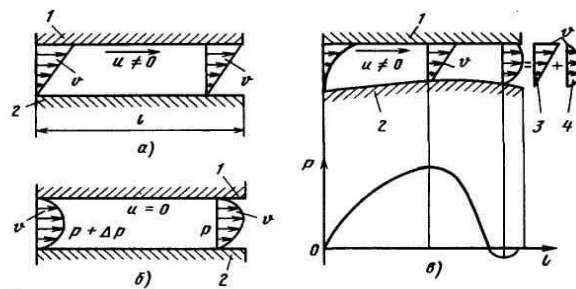


Рисунок 4.7. Распределение скорости v истечения газа в зазоре между двумя поверхностями и характер изменения давления p газа по длине l зазора

Остановимся на некоторых особенностях конструкций подшипников. Гладкий полноохватываемый цилиндрический подшипник (рисунок 4.8, а) имеет цапфу вала 1, входящую во вкладыш 2, между которыми имеется рабочий зазор 3. На цапфу вала действует радиальная внешняя нагрузка W , например сила тяжести ротора. В подшипнике с глухими карманами 4 Рэлея газ из окружающей подшипник среды при вращении цапфы вала 1 в карманы Рэлея поступает через канавки 5 (рисунок 4.8, б). Разновидностью подшипника с карманами является подшипник с шевронными канавками 6 (рисунок 4.8, в), сообщающимися с торцов с окружающей средой.

Для повышения устойчивости вращения ротора в газодинамических подшипниках применяют многоклиновые подшипники с несколькими расточками 7 на вкладыше 2, выполненными из разных центров (рисунок 4.8, г).

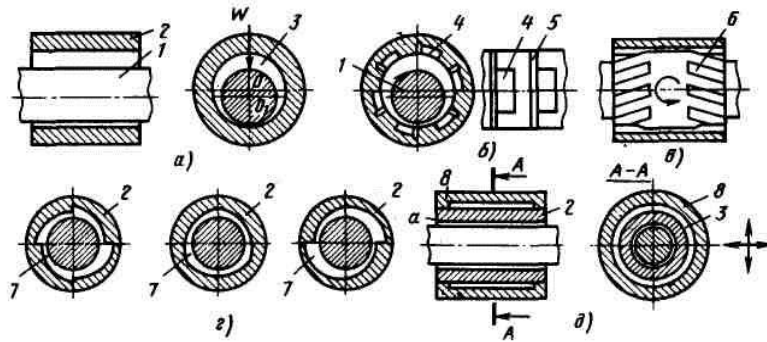


Рисунок 4.8. Газодинамический радиальный подшипник
с жесткими рабочими поверхностями трения:

а – гладкий полноохватываемый цилиндрический; б – с карманами Рэлея;
в – с шевронными канавками; г – многоклиновой; д – вибронесущий (взаимно
перпендикулярными стрелками показаны возможные направления колебаний
поверхностей подшипника)

Газодинамический поддерживающий эффект в смазочном слое 3 подшипника можно получить и при неподвижной цапфе, если вкладыш 2 подшипника, жестко установленный в корпусе 8, будет совершать с малой амплитудой (несколько микрометров) радиальные колебания с частотой 1,5...2 кГц (рисунок 4.8, д). Вследствие разных сдвливающих газ эффектов, возникающих при быстром уменьшении или увеличении зазора, у подшипника появляется несущая способность. Такие подшипники называют вибронесущими.

Радиальные подшипники с сегментными вкладышами.

Как известно, существенным недостатком работы газодинамических радиальных гладких цилиндрических подшипников является их способность создавать реакцию смазочного слоя, которая не проходит через центр масс вращающегося ротора. Тангенциальная составляющая этой реакции способствует возникновению самовозбуждающихся колебаний ротора турбомашины, часто при частотах его вращения, значительно меньших рабочих частот n_p . Этот недостаток отсутствует у газодинамических радиальных подшипников с самоустанавливающимися сегментными вкладышами – сегментных подшипников (рисунок 4.7).

Сегментный подшипник представляет собой обычный радиальный гладкий цилиндрический подшипник, разрезанный по образующим на несколько равных элементов 1 (сегментов), каждый из которых шарнирно опирается на корпус 2 либо жестко, либо через упругий элемент 3. В турбомашинах ограниченной мощности подшипник обычно имеет не более трех сегментов, автономно опирающихся на корпус, что объясняется малым диаметром цапф роторов турбомашин.

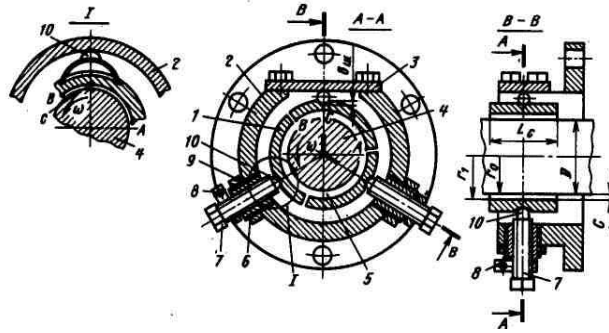


Рисунок 4.9. Сегментный подшипник

При изготовлении и сборке сегментного подшипника по возможности необходимо выполнять следующие требования:

1. Шаровая опора 10 каждого сегмента 1 должна делить его в окружном направлении в отношении примерно 0,63:0,35. 0,65 часть сегмента 1 относится к его входной части с кромкой А в направлении вращения цапфы вала 4. В противном случае задняя кромка В сегмента при увеличении частоты вращения ротора может коснуться поверхности цапфы вала в связи с угловым поворотом сегмента в шаровой опоре под действием реакции смазочного слоя. Причем реакция на участке СА больше, чем на участке ВС.

2. Радиус сферы опоры 10 должен быть на 0,3...0,5 мм меньше радиуса сферы на сегменте 1. Чтобы обеспечивался контакт по линии между этими деталями подшипника и создавались лучшие условия для угловых колебаний сегмента под действием случайных газодинамических нагрузок, передаваемых от цапфы вала через смазочный слой 5 к сегменту 1. Если радиусы сферы на опоре 10 и сегменте 1 будут равны, то в результате накопления в сферической выемке частиц изнашивания поверхностей трения сегментный подшипник не будет гасить колебаний ротора. Материал элементов со сферическими поверхностями должен выдерживать возникающие в них контактные напряжения, при этом в месте контакта не должно быть неупругих деформаций и не должно возникать взаимной адгезии.

3. В процессе сборки подшипника сегменты надо центрировать на фальшвале, диаметр которого больше цапфы вала на два радиальных зазора. При этом винтами 7 сегменты через шаровые опоры 10 плотно (без зазора) прижимают к фальшвалу. Затем фальшвал убирают и в подшипники вставляют основной вал 4. Такая операция позволяет создать в радиальных подшипниках расчетный радиальный зазор $C = r_1 - r_1$.

4. Для обеспечения малых перемещений винтов 7 вдоль их продольной оси на них нарезают микрометрическую резьбу. Винты 7 и втулку 6 для уменьшения износа резьбы изготавливают из инструментальной стали. Втулка 6 в корпусе 2 стопорится гайкой 9. После установки рабочих зазоров в подшипниках винты 7 во втулках 6 стопорятся с помощью хомутов 8 и винтов. Для этой цели гайки 9 применять не рекомендуется, так как винт 7 будет вытягиваться в осевом направлении, что приведет к нарушению рабочего зазора

между сегментами 1 и валом 4.

5. Отношение длины L_c сегмента к его, внутреннему диаметру D следует назначать в пределах 0.7...1.0. Большее значение соответствует меньшему диаметру, и наоборот.

6. Глубина выемки в сферическом углублении сегмента $\ell b_{ш} \ll 0,4...0,8$ мм.

7. Радиальный зазор C в радиальных подшипниках должен быть меньше радиального зазора в лабиринтных уплотнениях ротора турбомашин.

8. Коэффициент жесткости упругих элементов 3 подшипника должен быть примерно на порядок меньше коэффициента жесткости смазочного слоя подшипника.

9. Вал должен быть жестким.

В газодинамических сегментных подшипниках на период пуска и остановки ротора применяют наддув газа в рабочий зазор, например от компрессора.

Расчеты Ж.Т. Маккейба и др. и результаты экспериментальных исследований показали, что вращение роторов в радиальных сегментных подшипниках устойчиво во всем диапазоне рабочих частот вращения n_r . Поэтому практически отсутствует необходимость определения предельной частоты вращения n_r ротора.

Согласно данным литературных источников в мощных паровых турбинах при развороте сегментов вследствие их самоустановки результирующая реакция смазочного слоя всегда проходит через центр цапфы вала, то есть в смазочном слое возникают только восстанавливающие положение равновесия сегмента силы, а возбуждающие силы отсутствуют.

Энергия случайных колебаний ротора передается через смазочный слой сегментам и рассеивается при их колебаниях: в большей мере в результате трения сегментов в шаровой опоре без смазочного материала и незначительно в смазочном слое. Данные эксплуатации свидетельствуют, что связь между сегментом и корпусом турбомашин должна обязательно осуществляться через шаровую опору с трением без смазочного материала. Сегмент должен свободно самоустанавливаться под действием моментов и сил, возникающих в смазочном слое подшипника.

При отсутствии самоустановки сегмента подшипник работает как обычный жестко закрепленный в корпусе гладкий цилиндрический подшипник с неподвижной рабочей поверхностью, разрезанной на несколько частей. При этом отсутствует рассеяние энергии колебаний ротора при трении без смазочного материала. Такие условия работы могут возникнуть по следующим причинам: во-первых, в связи с неправильным выбором материалов поверхностей трения, в результате чего накапливаемые в шаровой опоре продукты износа могут привести к заклиниванию сегмента; во-вторых, конструктор может соединить сегмент с корпусом только через упругий элемент, не предусмотрев между ними трения без смазочного материала.

Для турбомашин с роторами, вращающимися в газодинамических радиальных подшипниках с самоустанавливающимися сегментными вкладышами, рассчитав момент разделения смазочного слоя скользящих относительно друг друга поверхностей сегментов и цапфы, можно на стадии проектирования подшипников подобрать материалы поверхностей трения, установить число пусков и остановок ротора при трении без смазочного материала в течение всего срока службы турбомашин, назначить допустимый износ поверхностей трения, рассчитать максимальный расход энергии в период разгона ротора до момента его всплытия на смазочном слое, рассчитать выделяющийся в подшипниках тепловой поток.

Осевые подшипники.

Как отмечалось выше, возможность выбора газодинамических осевых подшипников с жесткими рабочими поверхностями для турбомашин весьма ограничена. В настоящее время наибольшее распространение получили подшипники со спиральными канавками, достаточно хорошо освещенные в литературе.

Несущая способность в подшипнике создается с помощью спиральных канавок. Спиральные канавки выполнены на одной из поверхностей трения, обычно неподвижной. Вращение пяты, ротора и захват микронеровностями поверхности частичек газа в направлении наклона канавок вызывают течение газа вдоль канавок, так как гидравлическое сопротивление в этом направлении меньше, чем в поперечном.

Падение давления газа происходит в основном в направлении, перпендикулярном к направлению относительного скольжения поверхностей, - вдоль радиуса подшипника. Газ всасывается из окружающей подшипник среды по внешнему радиусу подшипника и течет по радиусу к оси подшипника, а вытекает по внутреннему радиусу кольцевого подшипника.

Следует отметить, что подшипники без канавок (центробежного типа) имеют несущую способность на 20...50 % меньше, чем подшипники со спиральными канавками.

Газодинамические опоры с упругими поверхностями трения.

Как показали результаты эксплуатации, с повышением кинетической энергии устойчивость вращения ротора в подшипниках с газовой смазкой значительно снижается. Конструктивные изменения геометрии рассмотренных выше типов подшипников с жесткими рабочими поверхностями пока не привели к заметным положительным результатам по расширению зон устойчивых частот вращения роторов. Повышение устойчивости вращения роторов в подшипниках с газовой смазкой остается основной задачей при создании надежно работающих турбомашин. В результате исследований в этом направлении были разработаны и внедрены в производство ленточные лепестковые подшипники [50; 51; 53; 54; 55; 56; 57; 58].

Ленточные подшипники могут быть с лентой, натянутой по концам через направляющие ролики (рисунок 4.10, а), и (трехлепестковые) с лентой, закрепленной в корпусе только одним концом (рисунок 4.10, б).

В подшипниках с натянутой по концам лентой имеется рабочий зазор между жесткой поверхностью цапфы 1 и упругой поверхностью сегментов 2, образованных участками ленты 3, натянутой с начальным усилием $W_{\text{л}}$ натяжным устройством 4 через направляющие ролики 5 (рисунок 4.10, а). Накладные полувтулки 6 на направляющих роликах демпфируют колебания ленты, а башмаки 7 ограничивают ее перемещение в радиальном направлении.

Экспериментальные исследования ленточных подшипников, выполненных в МВТУ им. Н.Э. Баумана (масса ротора турбомашин 8 кг, диаметр цапф 0,048 м, в радиальных подшипниках в качестве ленты использовалась фольга из коррозионно-стойкой стали 70НХБМЮ толщиной 80 мкм и шириной 0,06 м) выявили следующее:

1. Со временем длинная тонкая лента вытягивается под действием силы тяжести горизонтального ротора, что выражается в смещении на несколько десятков микрометров цапф вала относительно их первоначального положения.

2. При вращении вала с трением без смазочного материала вручную наблюдается перетягивание ленты от одного ленточного сегмента к другому, что приводит к смещению цапф вала относительно их первоначального положения также на несколько десятков микрометров.

3. Нагрев ленты на 40...60°C внешним источником теплоты обуславливает перемещение продольной оси цапфы ротора по сравнению с ее первоначальным положением.

4. Подшипник не способен к самокомпенсации перекосов при угловых смещениях цапф.

5. Значительную сложность монтажа подшипниковых узлов.

Из зарубежных литературных источников известно, что эти подшипники не устанавливаются на серийных турбомашин. Основная область применения подшипников с натянутой по концам лентой - различные лентопотяжные устройства.

У первого трехлепесткового подшипника неперекрываемые лепестки 8 (рисунок 4.10, б) четырьмя винтами 9 закреплены в корпусе 10 и опираются на внутреннюю поверхность расточки корпуса. Как показали эксперименты, проведенные на одном из отечественных микротурбодетандеров, такой подшипник обладает недостаточным демпфированием, большим моментом трения при страгивании цапфы с места при пуске, малой несущей способностью, соизмеримой с несущей способностью газодинамического подшипника с трехцентровой расточкой и жесткими рабочими поверхностями. Хотя работы по совершенствованию лепестковых подшипников с неперекрываемыми лепестками в некоторых зарубежных странах продолжаются, предпочтение отдается подшипникам с лепестками, уложенными внахлест (рисунок 4.10, в).

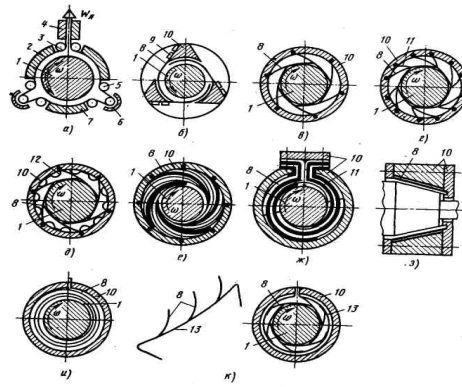


Рисунок 4.10. Газодинамический радиальный ленточный подшипник

Лепестковые подшипники можно разделить на два вида: без дополнительных упругих элементов под основными лепестками 8; с дополнительными упругими элементами 11, установленными со стороны нерабочей поверхности основных лепестков 8 (рисунок 4.10, з). Несущий газовый слой в таких подшипниках образован деформируемыми рабочими поверхностями - лепестками. Конструкция лепесткового подшипника должна отвечать двум противоречивым требованиям: рабочая поверхность Лепестка должна обеспечивать возможность формирования зазора, отвечающего условиям газодинамического трения, а сам лепесток должен быть достаточно жестким в направлении действия внешней нагрузки после всплытия ротора на смазочном слое. Повышенная жесткость обычно достигается благодаря установке дополнительного упругого элемента 11 под несущей частью основного лепестка, который начинает воспринимать нагрузку только после того, как в рабочей части лепестка созданы условия для газодинамического трения. Такая упругая система работает аналогично рессоре в автомобиле и применяется обычно для роторов большой массы.

В основу работы лепестковых подшипников с дополнительными упругими элементами положен принцип сложения жесткостей отдельных элементов подшипника: дополнительного лепестка 11 основного лепестка 8; гофра 12 и основного лепестка 8 (рисунок 4.10, д) перекрывающихся лепестков увеличенной длины (рисунок 4.10, е); многослойных перекрывающихся основных лепестков 8 увеличенной длины и пакета 11 нерабочих (рисунок 4.10, ж) конических лепестков 8 (рисунок 4.10, з); спирально закрученной ленты 8 (рисунок 4.10, и); лепестков, приваренных к сплошной ленточной основе 13 (рисунок 4.10, к).

Форма дополнительного упругого элемента в общем случае может быть произвольной. В дальнейшем для удобства проведения расчетов принимаем, что упругий элемент выполняется радиусом r_n , как у основного лепестка. Однако упругий элемент короче основного лепестка в окружном направлении и имеет отличную от основного лепестка толщину. Место крепления дополнительного упругого элемента в корпусе подшипника может не совпадать с местом крепления основного лепестка (рисунок 4.8, з).

Увеличение числа элементов в подшипнике способствует росту числа зон трения без смазочного материала лепестков между собой и корпусом подшипника, а следовательно, создаются лучшие условия для демпфирования случайных колебаний роторов.

Схемы осевых лепестковых подшипников могут быть самыми разнообразными: без дополнительных упругих элементов (рисунки 4.11 а,б,г,л), с дополнительными упругими элементами (рисунки 4.11 в,д,к). Самый простой тип осевого подшипника состоит из лепестков 1 закрепленных в корпусе 2 и уложенных веерообразно внахлест свободными концами (рисунок 4.11, а). В подшипнике, в котором лепестки 1 при помощи точечной сварки закреплены на общем тонком основании 3 и опираются на корпус 2, технология крепления лепестков проще (рисунок 4.11 б). Дополнительные упругие элементы 4 с выступами 5 могут быть установлены со стороны нерабочей поверхности основных лепестков 1 и закреплены с ними в одном общем основании 2 (рисунок 4.11, д). Разновидностью этой конструкции являются конструкции, схемы которых показаны на рисунок 4.11 з,к. Варианты подшипников с дополнительными упругими элементами.

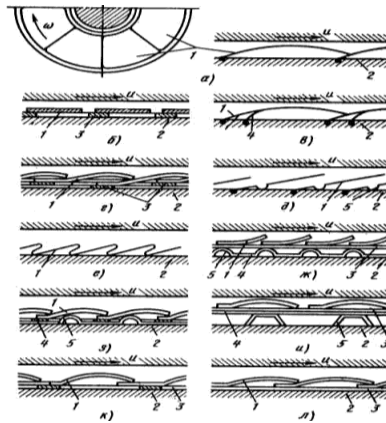


Рисунок 4.11. Осевой лепестковый подшипник:

- а – с индивидуальным креплением каждого лепестка в корпусе; б – с креплением неперекрывающих друг друга лепестков точечной сваркой к общему перфорированному диску;
- в – с индивидуальным креплением упругого элемента в корпусе;
- г – с профилированными концами лепестков, приваренных точечной сваркой к тонким профилированным дискам; д – с дополнительной упругой опорой лепестка на корпус;
- е – выполненный в виде арочного упругого кольцевого элемента (лепестков);
- ж – многослойного типа; з – с дополнительными упругими элементами под основными лепестками; и - выполненные в виде тонких дисков, опирающихся на корпус через арочные дополнительные упругие элементы; к – с упругим элементом, выполненным в виде тонких профилированных дисков; л - с лепестками, приваренными точечной сваркой к тонкому кольцевому диску;
- 1 - лепесток; 2 - корпус; 3 - основание; 4 - упругий элемент; 5 - упругая опора

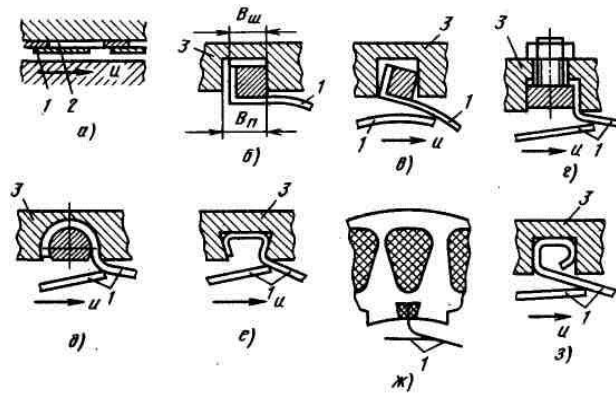


Рисунок 4.12. Схемы узла крепления лепестка к корпусу подшипника:

а – точечная сварка; б, в – свободная установка в пазу; г – при помощи шпонки с винтами; д – с круглой поворачивающейся в пазу шпонкой; е – в пазу типа «ласточкин хвост»; ж – запрессовкой порошковой стекломассой; з – в прямоугольном пазу

Разные модификации еще недостаточно апробированы на практике (рисунок 4.12), поэтому отдать предпочтение какой-либо из схем пока трудно.

Способ крепления лепестков точечной сваркой является наиболее простым в технологическом отношении (рисунок 4.12, а). Однако в местах сварки вследствие плавления металла происходит нарушение толщины сваренного пакета, что требует последующей кропотливой ручной доводки толщины пакета в зоне приварки каждого лепестка 1 к диску 2 до одинакового размера. В результате нельзя автоматизировать процесс, что значительно повышает его стоимость. Кроме того, происходит местное коробление сваренного пакета, что ухудшает условия формирования газодинамического трения.

Следует также избегать свободной установки лепестков 1 в пазах корпуса 3 (рисунок 4.12, б,в) так как положение лепестков в пазах корпуса влияет на устойчивость работы подшипника в целом. Лучше всего зарекомендовал себя способ жесткой заделки лепестков 1 в корпус (рисунок 4.12, г...з). При работе подшипника создаются однозначные условия для прогиба лепестков.

Перспективность применения лепестковых подшипников в турбомашинах по сравнению с другими типами газовых опор обусловлена их повышенной устойчивостью к самовозбуждающимся колебаниям в широком диапазоне частот вращения роторов, малой чувствительностью к влаге и загрязнению газовой среды механическими примесями, отсутствием износа поверхностей трения при высоких частотах вращения роторов, сохранением работоспособности при резком изменении температуры, низкой чувствительностью к деформациям корпуса, к перекосам ротора и отклонению от соосности узла подшипников, малой трудоемкостью изготовления и точностью обработки деталей, надежностью, возможностью пуска и останова ротора без подачи сжатого газа,

большим моторесурсом работы. Их применяют в турбокомпрессорах, турбодетандерах систем кондиционирования самолетов, криогенных турбодетандерах, газовых циркуляционных насосах, ГТД мощностью, обычно не превышающей 90 кВт.

Материалы элементов газовых опор, уплотнений, роторов.

Несмотря на то, что подшипники с газовой смазкой в турбомашинах применяются давно, проблема выбора материалов для них еще не решена. Выбор материалов подшипников зависит от многих факторов и особенностей работы, связанных с применением газовой смазки. У газовой смазки граничный слой относительно быстро разрушается при прекращении подачи газа в рабочий зазор подшипника, что приводит к контакту скользящих относительно друг друга поверхностей без смазочного материала и выходу из строя подшипникового узла. В связи с этим материалы рабочих поверхностей подшипника должны выбираться с учетом возможности работы в таких условиях при больших частотах вращения, а также при пуске и останове ротора.

При использовании газовой смазки высота рабочих зазоров в подшипниках на порядок меньше, чем при жидкостной смазке. Это необходимо учитывать при подборе пар материалов вкладыша подшипника и цапфы вала, если сборка подшипниковых узлов проводится при нормальных условиях, а работа изделий происходит при температуре на сотни градусов выше, чем при нормальных условиях, например, в криогенных турбодетандерах.

В газодинамических подшипниках при пуске ротора из состояния покоя приходится преодолевать значительный противодействующий момент, являющийся следствием трения покоя без смазочного материала. Для уменьшения момента трения при пуске либо подбирают материалы поверхностей трения вкладыш - цапфа с малым коэффициентом трения, либо снижают внешнюю радиальную нагрузку.

На режим полного газодинамического трения в газодинамических подшипниках сильно влияют качество обработки поверхностей трения, размерная и структурная стабильность, прочность, теплопроводность и тепловое расширение материалов, их пористость, пуск и останов ротора с трением без смазочного материала, износ, химическая стойкость. Для исключения повреждения поверхностей при трении без смазочного материала необходимо, чтобы не было заедания и задира скользящих поверхностей. Износ и изменение формы при их касании должны быть по возможности наименьшими, а продукты износа не должны вызывать вредных воздействий.

Во время выбега ротора его кинетическая энергия тратится на преодоление сил трения, что приводит к разогреву трущихся поверхностей. Снижение температуры при этом возможно при высокой теплопроводности и большой теплоемкости трущихся поверхностей.

Экспериментальные исследования показали, что давление между контактирующими микронеровностями равно пределу текучести более мягкого из применяемых для поверхностей трения материалов и не зависит от внешней нагрузки. Химические реакции,

происходящие во время контакта микронеровностей в окислительной среде при повышении температуры, часто приводят к образованию новых веществ в местах контакта. Это обычно оксиды типа хлоридов, сульфидов, фосфидов. Эти реакции не должны происходить вначале процесса скольжения, чтобы не снижать выдерживаемую нагрузку и не вызывать повышенный износ поверхностей трения при образовании легко разрушаемых поверхностных пленок.

В связи с этим высота микронеровностей поверхностей трения должна быть наименьшей, что зависит от качества обработки и типа материала. Механической обработке (шлифовке, притирке, хонингованию) лучше поддаются твердые материалы.

После механической обработки поверхностей трения важно сохранить их размеры и структуру. Для этого осуществляют термообработку перед окончательной отделочной операцией, которая заключается в нагреве или низкотемпературном (сжиженным газом) охлаждении с последующим медленным доведением температуры до первоначальной. В газовых подшипниках в большинстве случаев не возникает проблем, связанных с недостаточной прочностью материалов, за исключением керамических материалов, которые обладают повышенной хрупкостью и малым модулем упругости. При использовании таких материалов их желательно наносить на металлические поверхности тонким слоем, что позволяет также устранить трудности, связанные с различием коэффициентов линейного расширения.

Пористость может существенно влиять на несущую способность подшипника вследствие повышенной газопроницаемости [59].

Для изготовления валов турбомашин обычно применяют металлы: малоуглеродистые, низколегированные стали марок 40X, 38X2МЮА, Н0ХН2МА, 40ХН2МА; коррозионно-стойкие стали марок 20Х13, I 30Х13, 40Х13, 20Х17Н2; быстрорежущие инструментальные стали, например 95Х18; сплав 36НХТЮ; шарикоподшипниковые стали, например ШХ15.

Для улучшения антифрикционных и износостойких свойств, рабочие поверхности малоуглеродистых сталей подвергают фосфатированию, осернению, цементации и азотированию, а также покрывают более твердыми металлами (хромом, вольфрамом, молибденом) и керамикой I (Al_2O_3 , Cr_2O_3). Для снятия внутренних напряжений производится I отжиг при 600 ... 670 °С в течение 1 часа.

Небольшие добавки в низколегированные стали никеля, хрома и других металлов повышают прочность, химическую стойкость и в некоторой степени улучшают антифрикционные свойства. Эти стали хорошо поддаются поверхностной цементации и азотированию.

Снятие внутренних напряжений происходит при 670... 80° С в течение 2...3 часов.

Коррозионно-стойкие стали обладают плохими антифрикционными свойствами, но способны работать при сверхнизких температурах, например, в среде жидкого гелия. Они имеют высокое тепловое расширение, должны быть хромированы или покрыты стеллитом. Внутренние напряжения снимаются при 800...850 °С в течение 2 часов.

Быстрорежущие инструментальные и шарикоподшипниковые стали имеют высокую твердость и удовлетворительные антифрикционные свойства даже при высокой температуре. Для повышения поверхностной прочности их можно азотировать.

Как уже отмечалось, для турбомашин (особенно с большими значениями параметра $0,5/\text{CO}_2$) в настоящее время в качестве радиальных опор все большее распространение даже для тяжелых роторов получают сегментные и лепестковые подшипники. Поэтому основное внимание уделим выбору материалов для этих типов подшипников.

В подшипниках с самоустанавливающимися сегментными вкладышами наиболее трудной проблемой является выбор материалов поверхностей трения, если подшипник газодинамический. Важное значение имеет обеспечение не только эффективного скольжения при пусках и остановках или при случайных касаниях поверхностей при высоких скоростях, но и работы шарнира, расположенного с обратной стороны вкладыша и совершающего колебания с небольшой амплитудой и высокой частотой. Как показали экспериментальные исследования, диаметр шаровой опоры должен быть на $(0,2...0,5) \cdot 10^3$ м меньше диаметра сферического углубления в сегменте, чтобы исключить «прилипание» сегмента к шаровой опоре ввиду накопления между ними продуктов износа. Материалом поверхностей трения может служить сталь твердостью не ниже 56...63 НКС, например закаленная сталь ШХ15, или пара сталь ШХ15 - карбид титана с никелевой связкой твердостью 71 НКС_Э. Такие пары выдерживают температуру до 750°С при удельной нагрузке около 2000 МПа в инертной среде.

Выбор материала подшипниковой пары при пуске и останове ротора показал, что наиболее приемлемые результаты получают при разных покрытиях. Установлено, что наилучшее сочетание покрытий - это сочетание Al_2O_3 на вкладыше и стеллита на цапфе вала, Al_2O_3 на вкладыше и карбида хрома со связкой из сплава № - Cr на цапфе вала. Все покрытия наносят плазменным напылением на медную подложку толщиной $50 \cdot 10^{-6}$ м, получаемую гальваническим способом. Толщина покрытия после шлифовки составляет около $70 \cdot 10^{-6}$ м. Высота неровностей поверхности вкладыша $(0,3 ... 0,5) \cdot 10^{-6}$ м. Успешно применяют покрытия из карбида вольфрама. Эти же материалы могут работать в инертной среде и при низких температурах.

Подбор материалов поверхностей трения лепестковых подшипников позволяет наилучшим образом решать такие задачи, как повышение надежности, экономичности работы подшипниковых узлов. В связи с этим к материалу лепестка предъявляют следующие основные требования:

- коррозионная стойкость;
 - упругость в большом диапазоне изменения температур;
 - отсутствие в лепестке остаточных деформаций после снятия внешней нагрузки;
- возможность серийного изготовления;
- обеспечение минимального трения между рабочими поверхностями ротора и лепестков при страгивании ротора с места из состояния покоя;
 - высокая износостойкость и способность выдерживать десятки тысяч пусков и остановок ротора;
 - отсутствие адгезии между поверхностями трения лепестков и цапфой ротора при длительном останове.

Всем перечисленным требованиям в настоящее время удовлетворяют коррозионно-стойкие немагнитные пружинные стали, например типа 12X18H10T, сплавы 36НХТЮ, 36НХТЮМ5, поверхность трения которых покрыта веществами, снижающими коэффициент трения покоя поверхностей трения. Рабочую поверхность лепестков покрывают жидким фторопластом с добавкой двусернистого молибдена, что снижает коэффициент трения покоя.

Не менее важным является подбор материалов поверхности трения цапфы ротора, которая должна быть такой же твердой и гладкой, как и в паре с сегментными подшипниками.

Материалом рабочих поверхностей осевых подшипников со спиральными канавками могут быть как металлы, так и неметаллы. В случае применения металлов спиральные канавки одинаковой глубины на всей поверхности легко получают химическим травлением (две части азотной кислоты и три части уксусной кислоты на пять частей воды) или точным фрезерованием с последующей закалкой или другим упрочнением поверхности трения, например керамическими покрытиями. Наилучшие результаты получены с Al_2O_3 при ультразвуковой обработке с использованием трехмикронной алмазной суспензии.

Лабиринтные уплотнения в турбомашинах (обязательно гребенчатого типа и без - разъема по продольной оси) могут быть выполнены из любого материала, так как касание ротора о них во время работы исключено вследствие большего радиального зазора, чем в радиальных подшипниках, но материал их должен иметь примерно одинаковый коэффициент линейного расширения с материалом входящего в него вала, чтобы зазор не изменялся.

Критерии выбора типа опор турбомшины.

Демпфирующие свойства смазочных слоев в подшипниках с газовой смазкой выражены обычно значительно слабее, чем в подшипниках с жидким смазочным материалом поэтому при определении собственных частот колебаний роторов с газостатическими подшипниками, силами демпфирования смазочного слоя иногда можно пренебречь.

Основными критериями совершенства газовых опор являются: надежность их работы и большая предельная частота вращения динамической системы турбомшины.

Проанализируем известные конструктивные схемы газовых опор с точки зрения возможности их применения и надежности работы в турбомашинах.

Газостатические подшипники для осуществления возвратно-поступательного движения в турбомашинах не применяются. Они получили распространение в основном в станкостроении и приборостроении. Редко используются подшипники-уплотнения, у которых давление газа по торцам поддерживается разным и наддув газа осуществляется в среднюю плоскость подшипника, так как в быстроходных турбомашинах подшипник и уплотнение обычно разделены между собой камерой со сбросным каналом.

Газовые подвесы радиального, осевого и радиально-осевого типов широко распространены в турбомашинах с ротором (относительно большой массы). При рабочих частотах вращения роторов они работают как газодинамические подшипники без наддува или с наддувом, а в момент пуска и останова ротора - как газостатические для исключения контакта цапфы вала с вкладышем подшипника.

Ввиду вероятности возникновения автоколебаний ротора типа «пневмомолот» в турбомашинах не применяются газостатические подшипники с упругоэластичными рабочими поверхностями, например с одной рабочей поверхностью, выполненной из резины. В турбомашинах малой мощности устанавливают кольцевые одно- или двусторонние газостатические осевые подшипники с наддувом газа через один или два ряда дросселей и очень редко - подшипники с микроканавками или карманами, а также подшипники со всевозможными лабиринтными поясками на рабочей поверхности.

Выбор типа газодинамического радиального подшипника обусловлен различными требованиями, связанными с эксплуатацией турбомашин. Газодинамические радиальные гладкие цилиндрические подшипники с жесткими рабочими поверхностями в быстроходных турбомашинах используются редко вследствие технологических трудностей (при их изготовлении требуется обеспечить зазор между вкладышем и цапфой ротора 5...15 мкм) и возможных Деформаций элементов подшипниковых узлов, возникающих при эксплуатации. Подшипники этого типа устанавливают в основном в гироскопических устройствах.

В радиальных подшипниках с карманами Рэлея, в подшипниках со спиральными канавками, в вибронесущих подшипниках зазоры между вкладышем и цапфой еще меньше, поэтому они не получили широкого применения в турбомашинах.

Газодинамические подшипники с наддувом и сегментными самоустанавливающимися вкладышами (сегментами) при отключении наддува газа могут работать как газодинамические. В этом типе подшипника каждый сегмент опирается шарнирно на корпус либо жестко, либо через упругий элемент. Эксплуатация таких подшипников показала, что для надежной их работы достаточно упруго закрепить на корпусе только один сегмент. Подшипник быстроходных турбомашин обычно содержит не более трех

сегментов, автономно опирающихся на корпус, что объясняется малым диаметром цапф роторов. Такой тип радиального подшипника хорошо зарекомендовал себя на практике.

Радиальные ленточные подшипники ввиду сложности монтажа и чувствительности к изменению температуры окружающей среды в турбомашинах не устанавливаются. Их применяют в основном в лентопротяжных механизмах приборов. В последнее время появились газодинамические радиальные лепестковые подшипники. Однако этот подшипник практически не изучен. Из многообразия газодинамических осевых подшипников в быстроходных турбомашинах могут применяться только подшипники со спиральными канавками и лепестковые.

Комплексный подход к созданию турбомашин с газовыми опорами заключается в следующем: вначале составляется предварительная схема турбомашин (жесткий полностью разгруженный от осевых сил ротор); затем выбираются типы подшипника с газовой смазкой и лабиринтных уплотнений ротора и выполняются их расчеты, на основании которых вносятся изменения в конструкцию турбомашин; создается окончательная конструкция турбомашин с газовыми опорами.

Выбор и расчет газовых опор турбомашин обычно проводят после того, как определены размеры проточной части турбины и агрегата в целом, рассмотрены специфические условия работы турбомашин: диапазон вибронагрузок, допустимые радиальные и осевые перемещения ротора, число пусков и остановок и др. Расчетным путем определяют тип ротора (жесткий или гибкий) и его массовые моменты инерции J , I , I_g . Оговорены особые требования к подшипниковым узлам: мощность трения; наличие наддува; расход газа; температура подшипника. В зависимости от условий работы турбомашин можно дать следующие рекомендации по выбору радиальных подшипников.

1. Если ротор вращается с небольшой рабочей частотой и, мощность турбомашин и масса ротора относительно невелики (соответственно 1...2 кВт и 0,5...1 кг), требуется высокая стабильность частоты вращения, должен быть источник сжатого газа (ресивер, пневмосеть, компрессор), то вначале проектируется газодинамический подшипник с наддувом на максимальную жесткость и с соотношением длины подшипника к его диаметру $L/D > 1$ при данном давлении наддува, затем рассчитывается $n_{пр}$.

2. Если ротор небольшой массы (до 1...2 кг) вращается с большой частотой, мощность турбомашин относительно невелика (несколько киловатт) и требуется высокая стабильность частоты вращения ротора, то подшипник проектируется по максимальной предельной частоте ($n_{пр \max}$ вращения), то есть относительно коротким газодинамическим с наддувом (если имеется сжатый газ) так, чтобы в зазоре наблюдалось турбулентное течение газа. Для большей эффективности подшипник делают с несколькими одинаковыми вкладышами. Если не соблюдается условие $n_{пр} > n_p$ или получается слишком большой расход газа при наддуве, то следует выбрать другой тип подшипника (сегментный или

лепестковый).

3. Если ротор вращается с большой частотой, мощность турбомашин несколько десятков и более киловатт, масса ротора более 10 кг, имеется источник сжатого газа для наддува, зазор в лабиринтных уплотнениях мал, то лучше применить газодинамический лепестковый или сегментный подшипник с наддувом газа в рабочий зазор на период пуска и останова турбомашин. Упругие элементы под опорами сегментов в этом случае не требуются.

4. Если ротор вращается с большой частотой, мощность турбомашин десятки или сотни киловатт, отсутствует источник наддува газа, зазор в лабиринтном уплотнении ротора мал, то целесообразнее устанавливать лепестковые подшипники, предусматривая иногда демпфирующее устройство.

5. Если нельзя по каким-либо причинам применить сегментные или лепестковые подшипники, то радиальные подшипники следует сочетать с внешним демпфирующим устройством, автоматически гасящим рабочие частоты и смещающим их в область частот, больших частот самовозбуждающихся колебаний ротора ($n_{пр}$).

Ротор турбомашин можно представить в виде сложной динамической системы, на характеристики которой влияют характеристики отдельных ее элементов. Элементами рассматриваемой системы являются ротор, проточная часть, уплотнения, демпфирующие устройства, подшипники, привод или тормоз турбомашин. Динамические и статические силовые характеристики перечисленных элементов влияют на устойчивость системы, то есть на предельную частоту $n_{пр}$ вращения ротора.

На основе анализа статической и динамической работы ротора турбомашин можно возвратиться к выбору оптимального типа радиальных или осевых подшипников. При положительных результатах можно приступить к компоновке подшипников в турбомашине, выполнению рабочих чертежей и корректировке конструктивной схемы турбомашин.

Для облегчения анализа многочисленных типов подшипников с газовой смазкой их желательно сгруппировать по общим признакам. Существует несколько подходов к схемам классификации подшипников с газовой смазкой. Предлагаемая, ниже схема классификации позволяет наиболее полно охватить все известные типы подшипников с газовой смазкой.

Подшипники с газовой смазкой делятся на классы, типы, виды и схемы. В основу деления на классы положен принцип создания избыточного давления в смазочном слое (газодинамический, газостатический и газодинамический с наддувом). В каждый класс включены несколько типов подшипников, каждый из которых служит для обеспечения определенного движения вала (возвратно-поступательного, поддержания вала во взвешенном состоянии - газовые подвесы, и вращательного). Каждый тип подшипника делится на виды, характеризующиеся направлением действия внешней нагрузки (радиальный, осевой, радиально-осевой подшипник). Вид подшипника зависит от его конструктивной

схемы (сегментные, лепестковые и т.п.). Предлагаемая классификация характеризует назначение и осуществляемые подшипником функции. Например, в названии «газодинамический радиальный цилиндрический с наддувом» «радиальный» характеризует направление действия внешней нагрузки, а «цилиндрический» - конструктивную схему подшипника. Избыточное давление создается благодаря газодинамическому эффекту и эффекту наддува газа в рабочий зазор подшипника под повышенным давлением (из ресивера или от компрессора), подшипник рассчитан на вращательное движение.

Все газостатические и газодинамические подшипники с наддувом имеют дроссели, которые можно разделить по принципу создания сопротивления течению газа, на капиллярные, с постоянным сопротивлением, с переменным сопротивлением. В свою очередь, капиллярные дроссели делятся на дроссели с жесткой трубкой постоянного сопротивления, с эластичной трубкой переменного сопротивления и пористые. Дроссели, выполненные в виде карманов и микроканалов, относятся к элементам с постоянным сопротивлением, а дроссели с ограничением расхода газа кольцевыми и щелевыми соплами - к дросселям с переменным сопротивлением.

Классификация по конструктивному выполнению газовых подшипников по геометрическим признакам:

- цилиндрические, плоские, конические, сферические, полусферические (они определяют вид подшипника по воспринимаемой нагрузке: радиальный, радиально-упорный, осевой);
- по характеру выполнения несущих поверхностей: цельные и разрезные (сегментные), гладкие и с рельефом, одноцентровые и многоцентровые;
- по характеру крепления опор в корпусе: с жестким и с эластичным креплением, с креплением типа кардана и др.;
- по количеству и виду опор; одноопорные (катушечные, шаровые, полусферические и др.), многоопорные (двухопорные и др.).

Преимущества и недостатки газовых подшипников.

Газы имеют малую вязкость, например при 15...20° С динамическая вязкость воздуха примерно в 4 тыс. раз меньше вязкости машинного масла и в 60...100 раз меньше вязкости воды и керосина. С повышением температуры вязкость жидкостей резко падает, а вязкость газов несколько увеличивается, например динамическая вязкость машинного масла при атмосферном давлении с увеличением температуры от 20° до 80°С уменьшается в 14 раз, в то время как для воздуха при тех же условиях она увеличивается в 1,16 раза. Вязкость газов в пределах диапазона давлений работы подшипников не зависит от давления.

Газы химически стабильны в значительно более широком интервале температур, чем жидкости.

Газ - сжимаемая среда, поэтому при движении в зазоре подшипника его плотность существенно зависит от изменения давления, скорости и проходного сечения.

Газ - некавитирующая среда. В отличие от жидкостной смазки при смазке газами отсутствуют разрывы в смазочной пленке.

4.3. Электрические генераторы для турбогенераторов электрической энергии, использующих энергию сжатого природного газа

4.3.1. Требования к электрическим генераторам для турбогенераторов электрической энергии, использующих энергию сжатого природного газа

Стремление следовать в разработке данного агрегата передовым технологиям, обуславливает необходимость подбора генератора прогрессивной конструкции. Он должен иметь небольшие габариты, относительно высокий КПД. Отказ от применения редукторов и других приводов выдвигает требование к конструктивной схеме агрегата с генератором на одном валу с, что, в свою очередь, определяет рабочую частоту вращения генератора в 10000...60000 оборотов в минуту. Такая схема позволит повысить надежность, уменьшить массу и стоимость агрегата.

4.3.2. Электрические генераторы

Электрическая машина представляет собой электромеханическое устройство, предназначенное для преобразования либо механической энергии в электрическую (электрический генератор), либо электрической энергии в механическую (электрический двигатель).

В настоящее время существуют разнообразные конструктивные формы электрических машин, но подавляющее их большинство построено на принципе вращательного движения подвижной части относительно неподвижной. Обобщенная конструкция такой электрической машины состоит из вращающейся и неподвижной частей, между которыми имеется воздушный зазор. Неподвижная часть магнитной системы вместе с размещенной на ней обмоткой и корпусом, в котором закрепляется эта часть, называется статором, а вращающаяся часть магнитной системы - ротором. Ротор вращается в подшипниках. Конструктивная схема электрической машины представлена на рисунке 4.12.

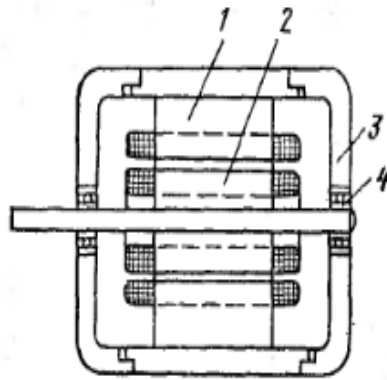


Рисунок 4.12. Конструктивная схема электрической машины: 1 - статор, 2 - ротор, 3 - подшипниковые щиты, 4 - подшипники

Если электрическая машина работает в режиме генератора, то при вращении ротора в рабочей обмотке наводится ЭДС и при подключении к ней потребителя появляется электрический ток. При этом механическая энергия приводного механизма преобразуется в электрическую энергию. Если машина предназначена для работы в качестве электродвигателя, то рабочая обмотка машины подключается к внешнему источнику. При этом ток, возникший в этой обмотке, взаимодействует с магнитным полем возбуждения и на роторе возникают электромагнитные силы, приводящие ротор во вращение. При этом электрическая энергия, потребляемая двигателем, преобразуется в механическую, затрачиваемую на приведение какого-либо механизма. Работа электрических машин основана на законах электрических и магнитных явлений: законе электромагнитной индукции и законе Ампера. Сущность закона электромагнитной индукции применительно к электрической машине состоит в том, что при движении проводника в магнитном поле со скоростью v в направлении, перпендикулярном вектору магнитной индукции B , в нем индуцируется ЭДС:

$$E = B\ell v$$

где ℓ - активная длина проводника, находящаяся в магнитном поле.

Для увеличения ЭДС машины в магнитном поле размещается не один, а ряд последовательно соединенных проводников, которые образуют обмотку. Чтобы получить по возможности более сильное магнитное поле, магнитная система машины, где замыкается это поле, выполняется из ферромагнитных материалов.

Рассмотрим элементарную электрическую машину, обмотка которой состоит из одного проводника (рисунок 4.13).

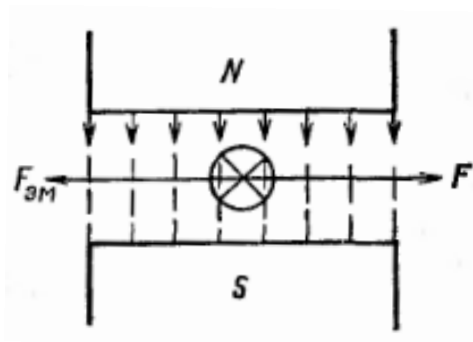


Рисунок 4.13. Элементарная электрическая машина

Если проводник замкнуть на внешнее сопротивление, то в этом проводнике появится электрический ток I . В результате взаимодействия этого тока с внешним магнитным полем на проводник начнет действовать электромагнитная сила, которая определяется по закону Ампера:

$$F_{\text{э}} = B_{\text{п}}$$

Эта сила направлена встречно внешней силе F , вызвавшей движение проводника. При равномерном движении проводника внешняя сила, приложенная к проводнику, должна быть равна электромагнитной силе. Отсюда следует, что в генераторе подводимая извне мощность преобразуется в мощность электрического тока. Если внешнюю силу к проводнику не прикладывать и пропускать через него ток от внешнего источника, то на проводник будет действовать электромагнитная сила, под действием которой проводник будет перемещаться в магнитном поле в направлении, обратном его движению при работе генератора. В этом случае проводник можно рассматривать как элементарный электродвигатель. Электрическая мощность, подводимая извне к такому двигателю, определяется выражением:

$$UI = E + I^2 R$$

Отсюда следует, что электрическая мощность, потребляемая двигателем, частично преобразуется в механическую мощность, развиваемую двигателем, а частично расходуется на покрытие электрических потерь в нем [3].

Обзор существующих типов электрических машин

По мощности электрические машины условно разделяют на микромашины, машины малой мощности, средней и большой мощности. Микромашины имеют мощность от долей ватта до 1000 Вт. Они работают на постоянном или на переменном токе промышленной (50 Гц) или повышенной частоты (400...2000 Гц). Машины малой мощности - от 0,5 до 10 кВт. Работают на постоянном или на переменном токе 50 Гц или повышенной частоты. Машины средней мощности - от 10 кВт до нескольких сотен

киловатт на постоянном или переменном токе промышленной частоты. Машины большой мощности - свыше нескольких сотен киловатт на постоянном или переменном токе 50 Гц.

По частоте вращения электрические машины можно подразделить на:

- тихоходные - с частотами вращения до 300 мин^{-1} ;
- средней быстроходности - $300...1500 \text{ мин}^{-1}$;
- быстроходные - $1500...6000 \text{ мин}^{-1}$;
- сверхбыстроходные - свыше 6000 мин^{-1} .

Рассмотрим классификацию электрических машин по принципу действия, согласно которой все электрические машины разделяются на бесколлекторные и коллекторные, различающиеся как принципом действия, так и конструкцией. На рисунке 4.14 представлена классификация электрических машин, содержащая основные виды электрических машин, получившие наибольшее применение в современной электроэнергетике [63].

Бесколлекторные машины - это машины переменного тока. Они разделяются на асинхронные и синхронные. Коллекторные машины применяются главным образом для работы на постоянном токе в качестве генераторов или двигателей, имеющих специальное механическое переключающее устройство - коллектор. Лишь коллекторные машины небольшой мощности делают универсальными двигателями, способными работать как от сети постоянного, так и от сети переменного тока.

Электрические машины одного принципа действия могут различаться схемами включения либо другими признаками, влияющими на эксплуатационные свойства этих машин. Например, асинхронные и синхронные машины могут быть трехфазными (включаемыми в трехфазную сеть), конденсаторными или однофазными. Синхронные машины и коллекторные машины постоянного тока в зависимости от способа создания в них магнитного поля возбуждения разделяются на машины с обмоткой возбуждения и машины с постоянными магнитами [60].



Рисунок 4.14. Классификация электрических машин

Асинхронная машина - двухобмоточная электрическая машина переменного тока, у которой только одна обмотка (первичная) получает питание от электрической сети с постоянной частотой f_1 , а вторая (вторичная) обмотка замыкается накоротко или на электрические сопротивления. Токи во вторичной обмотке появляются в результате действия электромагнитной индукции. Их частота f_2 является функцией угловой скорости ротора. Наибольшее распространение получили асинхронные машины с трехфазной симметричной обмоткой на статоре, питаемой от сети переменного тока, и с трехфазной или многофазной симметричной обмоткой на роторе. Асинхронные машины в основном используют как двигатели; в качестве генераторов их применяют крайне редко. Асинхронный двигатель является наиболее распространенным типом двигателя переменного тока. Асинхронные машины в зависимости от конструкции обмотки ротора разделяются на машины с короткозамкнутым ротором и машины с фазным ротором. Принцип действия асинхронной машины следующий - в обмотке статора, включенной в сеть, создается магнитное поле, первая гармоническая которого вращается с частотой n_1 . Поле пересекает проводники обмотки ротора и наводит в них ЭДС. Если цепь ротора замкнута, то в ней появится ток. На проводники с током, расположенные в магнитном поле, действуют электромагнитные силы, суммарное усилие которых образует электромагнитный момент. Частота, с которой вращается ротор, обязательно должна отличаться от частоты вращающегося магнитного поля.

Синхронной машиной называют такую машину переменного тока, частота вращения ротора которой равна частоте вращения первой гармонической поля статора и определяется частотой переменного тока в обмотке статора и количеством пар полюсов машины. Как правило, магнитное поле в синхронной машине создается обмоткой постоянного тока ротора, называемой обмоткой возбуждения, и обмоткой переменного тока статора, называемой обмоткой якоря. В синхронных машинах вместо обмотки постоянного тока на роторе в качестве источника возбуждения также используют постоянные магниты (магнитоэлектрические синхронные машины) или же магнитное поле создается только переменным током обмотки статора (реактивные синхронные машины). По устройству ротора различают два типа синхронных машин: с явнополюсным ротором, в котором катушки обмотки постоянного тока размещены на выступающих полюсах, и с неявнополюсным ротором, в котором распределенная обмотка постоянного тока уложена в пазы ротора. Синхронные машины наиболее широко применяют в современных электрических установках как генераторы. Конструкция синхронного генератора в основном определяется типом привода. В зависимости от этого различают турбогенераторы, гидрогенераторы и дизель генераторы. Турбогенераторы приводятся во вращение паровыми или газовыми турбинами, гидрогенераторы - гидротурбинами, дизель генераторы - двигателями

внутреннего сгорания. Синхронные машины используют также в электрических системах для генерирования реактивной мощности в целях улучшения коэффициента мощности сети и регулирования ее напряжения; в этом случае их называют синхронные компенсаторы. Синхронные машины мощностью до 100 кВт и выше находят применение и в качестве электродвигателей для привода насосов, компрессоров, вентиляторов и других механизмов, работающих при постоянной частоте вращения. Синхронные двигатели широко используются в системах автоматики, поскольку они обладают преимуществом перед другими типами двигателей: у них имеется жесткая связь между частотой сети и частотой вращения [61].

Машина постоянного тока представляет собой, по существу, машину переменного тока со специальным узлом - коллектором, который при определенных условиях выпрямляет переменный ток в постоянный. В машине постоянного тока поле индуктора создаваемое системой полюсов, неподвижно в пространстве, а протекающий в обмотке якоря переменный ток, выпрямляемый с помощью коллектора, образует вращающееся относительно якоря в обратную сторону магнитное поле. В зависимости от способа подключения обмотки возбуждения к обмотке якоря различают следующие типы двигателей: параллельного, последовательного и смешанного возбуждения. По способу возбуждения генераторы постоянного тока подразделяют на генераторы независимого возбуждения и генераторы с самовозбуждением. Генераторы независимого возбуждения подразделяют на генераторы, возбуждаемые электромагнитным путем, и генераторы с постоянными магнитами. В зависимости от способа включения обмотки возбуждения генераторы с самовозбуждением бывают параллельного возбуждения, последовательного возбуждения и смешанного возбуждения. Помимо электромагнитного возбуждения машина постоянного тока может быть выполнена с возбуждением постоянных магнитов. Машины постоянного тока с постоянными магнитами, как правило, используют при небольшой мощности. Обычно машины постоянного с постоянными магнитами мощностью от единиц до сотен ватт используют в качестве двигателей для привода устройств бытовой техники, электроинструмента в автоматических системах (исполнительные двигатели и тахогенераторы). Отсутствие у них обмотки возбуждения намного упрощает схемы их включения. Вентильный двигатель постоянного тока представляет собой соединение синхронной машины с полупроводниковым коммутатором. В вентильном двигателе коммутатор выполняет роль инвертора - преобразователя постоянного тока сети в переменный ток обмотки якоря. Характеристики вентильного двигателя зависят от способа управления полупроводниковыми элементами коммутатора.

Универсальными называют коллекторные двигатели, которые могут работать как от сети постоянного, так и от сети однофазного переменного тока. Однофазные

коллекторные двигатели обычно имеют последовательное возбуждение. Применение параллельного возбуждения в данном случае ограничено из-за большой индуктивности параллельной обмотки возбуждения, имеющей большое число витков. Основным недостатком однофазных коллекторных двигателей - тяжелые условия коммутации.

4.3.3. Характеристики электрических машин

Для асинхронных двигателей с короткозамкнутой обмоткой на роторе характерна жесткая механическая характеристика (при изменении нагрузки от холостого хода до номинальной их частота вращения уменьшается всего на 2...5%). Кроме того, они обладают также довольно высоким начальным пусковым вращающим моментом (при глубоких и бутылочных пазах в роторе). Их основные недостатки: трудность осуществления плавного регулирования частоты вращения в широких пределах; большие пусковые токи (в 5...7 раз превышающие номинальный ток). Двигатели с фазным ротором и с контактными кольцами лишены этих недостатков ценой усложнения конструкции ротора, что приводит к снижению надежности по сравнению с короткозамкнутыми двигателями. Обмотка статора двигателей с фазным ротором выполнена так же, как и в двигателях с короткозамкнутым ротором. Ротор имеет трехфазную обмотку с тем же числом полюсов. Обмотка ротора обычно соединена по схеме звезда и выведена к трем контактными кольцам, расположенным на валу машины. С помощью щеток, скользящих по контактным кольцам в цепь ротора, можно вводить добавочные сопротивления. Двигатели с фазным ротором используют при тяжелых условиях пуска, а также при необходимости плавного регулирования частоты вращения. Рабочими характеристики асинхронного двигателя называют зависимости потребляемой мощности P_1 , первичного тока I_1 , коэффициента мощности $\cos\varphi$, момента на валу M , скольжения s и КПД от полезной механической мощности P_2 при работе с номинальным напряжением и частотой. На рисунке 4.15 изображены рабочие характеристики асинхронного двигателя мощностью 15 кВт.

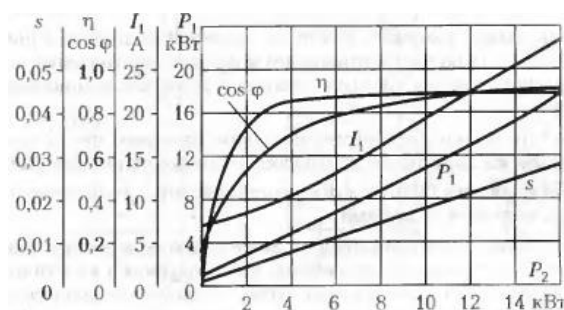


Рисунок 4.15. Рабочие характеристики асинхронного двигателя

Для реализации генераторного режима работы асинхронной машины ее нужно включить в сеть переменного тока, и вращать с помощью приводного двигателя в сторону вращения магнитного поля с частотой вращения, превышающей синхронную

частоту вращения. Однако, генераторный режим сопровождается потреблением из сети реактивной мощности и индуктивного тока. Поэтому асинхронный генератор может работать только на сеть, к которой приключены такие электрические машины и устройства (например, синхронные генераторы или компенсаторы, конденсаторы), которые могут являться источниками реактивной мощности, потребляемой асинхронным генератором для создания в нем магнитного поля или магнитного потока. Потребление асинхронными генераторами реактивной мощности является весьма существенным недостатком, вследствие чего эти генераторы применяются только в очень редких случаях [62].

Синхронные двигатели имеют по сравнению с асинхронными большое преимущество, заключающееся в том, что благодаря возбуждению постоянным током они могут работать с $\cos\varphi = 1$ и не потребляют при этом реактивной мощности из сети, а при работе с перевозбуждением даже отдают реактивную мощность в сеть. В результате улучшается коэффициент мощности сети и уменьшается падение напряжения и потери в ней, а также повышается коэффициент мощности генераторов, работающих на электростанциях. Максимальный момент синхронной машины пропорционален U , а у асинхронных U^2 . Поэтому при понижении напряжения синхронный двигатель сохраняет большую перегрузочную способность. Кроме того, использование возможности увеличения тока возбуждения синхронных двигателей позволяет увеличить надежность их работы при аварийных понижениях напряжения в сети и тем самым улучшать условия работы энергосистемы в целом. Вследствие большего размера воздушного зазора добавочные потери в стали и клетке ротора синхронных двигателей меньше, чем у асинхронных, благодаря чему КПД синхронных двигателей обычно выше. В тоже время конструкция синхронных двигателей сложнее, чем устройство короткозамкнутых асинхронных двигателей, и, кроме того, синхронные двигатели должны иметь возбудитель или иное устройство для питания обмотки возбуждения постоянным током. Вследствие этого синхронные двигатели в большинстве случаев дороже короткозамкнутых асинхронных двигателей. Пуск синхронных двигателей также сложнее, и регулировать частоту их вращения удобно только регулированием частоты напряжения. Тем не менее, применение синхронных двигателей постоянно расширяется, и они строятся на мощности до 60 000 кВт. Под рабочими характеристиками синхронного двигателя понимают функциональные зависимости подводимой электрической мощности P_1 , тока якоря I , полезного момента на валу M , коэффициента мощности $\cos\varphi$ КПД от полезной механической мощности P_2 при $U=\text{const}$, $f=\text{const}$, $i_f=\text{const}$. На рисунке 4.16 представлены характеристики для перевозбужденного двигателя. Необходимо отметить, что вид этих характеристик, определяется значением тока возбуждения.

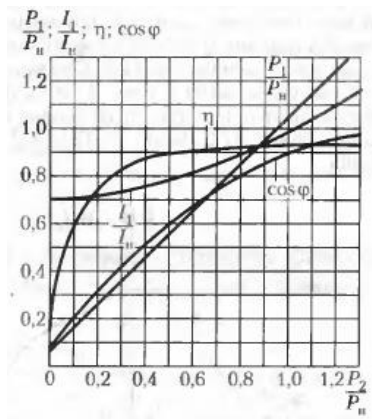


Рисунок 4.16. Рабочие характеристики явнополюсного двигателя

Машины постоянного тока по своей конструкции являются наиболее сложными электрическими машинами. Это объясняется наличием коллектора, щеточного узла, якорной обмотки, а также сложными процессами коммутации, требующими после монтажа машин специальной наладки. Электродвигатели постоянного тока имеют хорошие регулировочные свойства, значительную перегрузочную способность, поэтому их широко используют для привода различных механизмов. Двигатели небольшой мощности применяют во многих системах автоматики. Генераторы постоянного тока ранее широко использовались для питания электродвигателей постоянного тока в стационарных и передвижных установках. Основные достоинства двигателей постоянного тока по сравнению с бесколлекторными двигателями переменного тока - хорошие пусковые и регулировочные свойства, а недостатки - относительно высокая стоимость, сложность изготовления, пониженная надежность. Эти недостатки обусловлены наличием в них щеточно-коллекторного узла, который к тому же является источником радиопомех и пожароопасности. Но, несмотря на отмеченные недостатки, двигатели постоянного тока в некоторых случаях пока незаменимы, так как обладают большой перегрузочной способностью, хорошими пусковыми и регулировочными свойствами. Обзор традиционных генераторов мощностью до 100 кВА представлен в таблице 4.1.

Генераторы мощностью 1...100 кВА [63]

Таблица 2.4

Производитель	Модель	Номинальная активная мощность, КВт	Полная (кажущаяся) мощность, КВА	КПД, %	Напряжение, В	Частота вращения вала, об/мин	Вес, кг	Примечание
ЗАО «Velga Vilnius»	EG 202.1	7,2	9	76,8	400/230	1500	86	4-х полюсные трехфазные синхронные машины с частотой 50 Гц
	EG 202.2	12	15	78,6	400/230	1500	95	
	EG 202.3	15,2	19	81,7	400/230	1500	103	
	EG 202.4	18,4	23	82,5	400/230	1500	115	
	EG 202.5	22,4	28	83,9	400/230	1500	128	
	EG 202.6	26,4	33	85,4	400/230	1500	143	
	EG 202.7	30,4	38	86,7	400/230	1500	163	
	EG 202.1	8,8	11	77,8	400/230	1800	86	4-х полюсные трёхфазные синхронные машины с частотой 60 Гц
	EG 202.2	15,2	19	79,3	400/230	1800	95	
	EG 202.3	18,2	23	82,5	400/230	1800	103	
	EG 202.4	23,2	29	83,7	400/230	1800	115	
	EG 202.5	28	35	84,8	400/230	1800	128	
	EG 202.6	32,8	41	87,6	400/230	1800	143	
	EG 202.7	37,6	47	88,4	400/230	1800	163	
	EG 202.1	4,8	6	71,5	400/230	1500	86	4-х полюсные однофазные синхронные машины с частотой 50 Гц
	EG 202.2	8	10	72,6	400/230	1500	95	
	EG 202.3	10,4	13	74,2	400/230	1500	103	
	EG 202.4	12,8	16	76,8	400/230	1500	115	
	EG 202.5	14,4	18	78,3	400/230	1500	128	
	EG 202.6	17,6	22	79,8	400/230	1500	143	

Производитель	Модель	Номинальная активная мощность, КВт	Полная (кажущаяся) мощность, КВА	КПД, %	Напряжение, В	Частота вращения вала, об/мин	Вес, кг	Примечание
	EG 202.7	20,5	26	80,6	400/230	1500	163	4-х полюсные однофазные синхронные машины с частотой 60 Гц
	EG 202.1	6	7,5	72,4	400/230	1800	86	
	EG 202.2	9,6	12	73,7	400/230	1800	95	
	EG 202.3	12,8	16	75,5	400/230	1800	103	
	EG 202.4	16	20	77,2	400/230	1800	115	
	EG 202.5	18,4	23	79,8	400/230	1800	128	
	EG 202.6	22,4	28	81,5	400/230	1800	143	
	EG 202.7	25,6	32	82	400/230	1800	163	
	EG-300.1	10,8	13,5	82,5	400/230	3000		2-х полюсные трехфазные синхронные машины с частотой 50 Гц
	EG-300.2	17,6	22	84,2	400/230	3000		
	EG-300.3	22,4	28	85,4	400/230	3000		
	EG-300.4	30,4	38	86	400/230	3000		
	EG-300.1	13,5	16,8	83,5	400/230	3600		2-х полюсные трехфазные синхронные машины с частотой 60 Гц
	EG-300.2	22	27,5	84,3	400/230	3600		
	EG-300.3	28	35	86,5	400/230	3600		
	EG-300.4	38	47,5	88	400/230	3600		
	EG-300.1	8	10	78,7	400/230	3000		2-х полюсные однофазные синхронные машины с частотой 50 Гц
	EG-300.2	12	15	80,2	400/230	3000		
	EG-300.3	15,2	19	83,1	400/230	3000		
	EG-300.4	20	25	84,3	400/230	3000		
	EG-300.1	10	12,5	80,7	400/230	3600		2-х полюсные

Производитель	Модель	Номинальная активная мощность, КВт	Полная (кажущаяся) мощность, КВА	КПД, %	Напряжение, В	Частота вращения вала, об/мин	Вес, кг	Примечание
	EG-300.2	15	18,8	82,6	400/230	3600		однофазные синхронные машины с частотой 60 Гц
	EG-300.3	19	23,8	85,3	400/230	3600		
	EG-300.4	25	31,3	86,5	400/230	3600		
	EG 401.1	42	33,6	87,3	400/230	1500		4-х полюсные трехфазные синхронные машины с частотой 50 Гц
	EG 401.2	50	40	88,2	400/230	1500		
	EG 401.3	60	48	88,7	400/230	1500		
	EG 401.4	72	57,6	89,6	400/230	1500		
	EG 401.5	85	68	90,1	400/230	1500		
	EG 401.1	52	41,6	87,8	400/230	1800		4-х полюсные трехфазные синхронные машины с частотой 60 Гц
	EG 401.2	62	49,6	88,7	400/230	1800		
	EG 401.3	75	60	89,1	400/230	1800		
	EG 401.4	90	72	90,2	400/230	1800		
	EG 401.5	106	84,8	90,6	400/230	1800		
	EG 401.1	22,4	28	78,6	400/230	1500		4-х полюсные однофазные синхронные машины с частотой 50 Гц
	EG 401.2	26,4	33	79,2	400/230	1500		
	EG 401.3	32	40	80,4	400/230	1500		
	EG 401.4	38,4	48	82,3	400/230	1500		
	EG 401.5	44,8	56	84,1	400/230	1500		
	EG 401.1	27,2	34	80,2	400/230	1800		4-х полюсные однофазные синхронные
	EG 401.2	32	40	82,5	400/230	1800		
	EG 401.3	38,4	48	83,7	400/230	1800		

Производитель	Модель	Номинальная активная мощность, КВт	Полная (кажущаяся) мощность, КВА	КПД, %	Напряжение, В	Частота вращения вала, об/мин	Вес, кг	Примечание
	EG 401.4	46,4	58	84,3	400/230	1800		машины с частотой 60 Гц
	EG 401.5	53,6	67	86,4	400/230	1800		
	BRF225.M1	60			400/230	1500		4-х полюсные синхронные машины (частота вращения 1500 об/мин для 50 Гц и 1800 об/мин для 60)
	BRF250.21/1	100			400/230	1500		
	BRF250.M2	150			400/230	1500		
	BRF250.M4	200			400/230	1500		
	BRF315.M3	315			400/230	1500		
ОАО «Электродвигатель»	ГС-250-12/4	12		84	400/230		300	Синхронные генераторы
	ГС-250-16/4	16		84	400/230		310	
	ГС-250-20/4	20		88	400/230		360	
	ГС-250-30/4	30		88.5	400/230		380	
	ГС-250-50/4	50		88	400/230		440	
	ГС-250-60/4	60		88	400/230		514	
	ДГФ-82/4Б	30		88	400/230		400	
ОАО «Электроагрегат»	ГС-8	8		83	400/230	1500	146	Система возбуждения бесщёточная
	ГС-16	16		86	400	1500	200	
	ГС-24	24		88	400	1500	214	
	ГС-30-50	30		90,4	400	1500	288	
	ГС-60	60		91,7	400	1500	424	
	ГС-100	100		92,5	400	1500	542	
	ГС-60М1	60		90	400	1500		

Производитель	Модель	Номинальная активная мощность, КВт	Полная (кажущаяся) мощность, КВА	КПД, %	Напряжение, В	Частота вращения вала, об/мин	Вес, кг	Примечание
	ГС-100М1	100		90,6	400	1500		Система возбуждения бесщёточная без блока компаундирования
	ГС-60-Б(Б1)	60		91,7	400	1500	414	
	ГС-75-Б	75		92,3	400	1500	440	
	ГС-100-Б (Б1)	100		92,6	400	1500	535	
	ГС-2-4	4		81	400/230	3000	60	Система возбуждения бесщёточная
	ГС-2-8	8		83	400	3000	95	
	ГС-2-16	16		86	400/230	3000	120	
	ГС-2-30	30		90,4	400	3000	167	
ОАО «ГП завод «Электротяжмаш»	ГПС25025М	30			60	1500	470	Сварочный
	ГС-529УХЛ2				400	1500	1350	Тяговый
	ГС-538	30			400	1500	355	Тяговый
	ГС-539	60			400	1500	445	Тяговый
	ГС-540	100			400	1500	545	Тяговый
	ГИР-101У1	35			116	3400/1000	710	Тяговый
ОАО «Энергомашкорпорация»	ТФ-60-2 У3, Т3	60			10500	3000		Турбогенераторы
	ТФ-60-2 У3, Т3	60			6300	3000		
ОАО «Баранчинский электромеханический	БГ-8-2	8 (10)		80,5	400	3000	95	Синхронные генераторы
	БГ-16-2	16		85	400	3000	175	

Производитель	Модель	Номинальная активная мощность, КВт	Полная (кажущаяся) мощность, КВА	КПД, %	Напряжение, В	Частота вращения вала, об/мин	Вес, кг	Примечание
завод»	БГ-16-4	16		85	400/230	1500	185	общепромышленного исполнения с бесконтактной системой возбуждения
	БГ-30-4	30		88,5	400/230	1500	250	
	БГ-60-4	60		90,5	400/230	1500	350	
	БГ-75-4	75		90	400	1500	465	
	БГ-100-4	100		91	400/230	1500	500	
	БГ-16-4	16		85	400/230	1500	185	Судовое исполнение
	БГ-30-4	30		88,5	400/230	1500	250	
	БГ-60-4	60		90,5	400/230	1500	350	
	БГ-100-4	100		91	400/230	1500	500	
	ГСМ 30	30		85,8	400	1500	350	Синхронные генераторы общепромышленного исполнения с повышенным маховым моментом с бесконтактной системой возбуждения
	ГСМ 60Н	60		89	400/230	1500	567	
	ГСМ 100	100		91	400	1500	735	
	ГСМЧ 60	60		86	230	1500	600	
	БГО 60-4	60		90,5	400/230	1500	350	Одноопорные синхронные генераторы с бесконтактной системой
	БГО 100-4	100		91	400/230	1500	500	

Производитель	Модель	Номинальная активная мощность, КВт	Полная (кажущаяся) мощность, КВА	КПД, %	Напряжение, В	Частота вращения вала, об/мин	Вес, кг	Примечание
								возбуждения
Leroy Somer	LSA 36 L1	3,2						
	LSA 36 L10	8						
	LSA 36 L12	10						
	LSA 36 L25	4,2						
	LSA 36 L35	4,8						
	LSA 36 L35	4,4						
	LSA 36 L5	5,2						
	LSA 36 L5	5,5						
	LSA 36 L7	6						
	LSA 36 L7	6,5						
	LSA 36 L8	7,5						
	LSA 36 L8	6,8						
	LSA 37 L5	8,5						
	LSA 37 M5	7,5						
	LSA 37 M6	5						
	LSA 37 M7	7						
	LSA 37 VL8	10						
	LSA 37 M6	9						
	LSA 37 M7	13						
	LSA 37 VL8	17						

Производитель	Модель	Номинальная активная мощность, КВт	Полная (кажущаяся) мощность, КВА	КПД, %	Напряжение, В	Частота вращения вала, об/мин	Вес, кг	Примечание
	LSA 42.2 L9	31,5						
	LSA 42.2 L9	31,5						
	LSA 42.2 M6	23						
	LSA 42.2 M7	27						
	LSA 42.2 M7	27						
	LSA 42.2 S3	20						
	LSA 42.2 S4	17,5						
	LSA 42.2 S5	20						
	LSA 42.2 S5	23						
	LSA 42.2 VS2	10						
	LSA 43.2 L65	70						
	LSA 43.2 L8	80						
	LSA 43.2 M45	60						
	LSA 43.2 S1	35						
	LSA 43.2 S15	40						
	LSA 43.2 S25	45						
	LSA 43.2 S35	53						
	LSA 44.2 VS3	90						

4.3.4. Выбор электрогенератора для турбогенератора

Выбор типа электрического генератора напрямую зависит от предъявляемых к нему требований. В данном случае эти требования обусловлены спецификой работы самого турбогенератора [63; 64; 65; 66].

Таким образом, первым и основным условием является создание бесконтактной конструкции электрического генератора, поскольку на такой частоте вращения трудно обеспечить надежность скользящих щеточных контактов. Лучшим образом это условие выполняется применением постоянных магнитов для возбуждения. Постоянный магнит заменяет обмотку возбуждения обычной машины с электромагнитным возбуждением, являясь источником МДС.

Электрические генераторы с постоянными магнитами, обладая достоинствами бесконтактных машин с электромагнитным возбуждением, имеют еще следующие преимущества: высокая надежность, простота конструкции, высокий КПД, надежное возбуждение, улучшенные выходные характеристики. В диапазоне повышенных частот вращения в среднем диапазоне мощности электрические генераторы имеют лучшие массогабаритные характеристики, чем генераторы с электромагнитным возбуждением. Недостатком машин с постоянными магнитами является невозможность регулирования возбуждения из-за трудности изменения потока магнита.

Особенность высокоскоростной электрической машины с постоянными магнитами заключается в конструкции ротора. Рассмотрим основные конструктивные схемы роторов:

- Ротор с монолитным цилиндрическим постоянным магнитом - рисунок 4.16;
- Ротор с кольцевым магнитом – рисунок 4.17;
- Ротор с призматическими магнитами – рисунок 4.18;
- Ротор с тангенциально намагниченными магнитами – рисунок 4.1.9;
- Ротор с секторными магнитами – рисунки 4.20, 4.21;

На рисунке 4.1.6 цельный цилиндрический магнит помещен в металлическую оболочку. Оболочка изготавливается из немагнитного материала. Применение «беззальной» конструкции оказывается оправданным только для двухполюсного исполнения, так как при большем числе полюсов неэффективно используется центральная часть магнита. По сравнению со сборными роторами цилиндрические монолитные постоянные магниты имеют худшее использование объема магнита. Достоинством монолитных цилиндрических магнитов является то, что при растрескивании магнита он не теряет своих характеристик. Данный тип ротора может использоваться в машинах при относительно небольшой мощности.

Для электрических машин небольшой мощности рационально также использовать конструкцию ротора с кольцевым магнитом (рисунок 4.17). На втулке ротора из магнитного материала закрепляется цилиндрический постоянный магнит. Прочность ротора обеспечивается немагнитным бандажом. Основными преимуществами данной конструкции является простота и технологичность. Характерной особенностью магнитных систем, изображенных на рисунках 4.16 и 4.17, является практически синусоидальное распределение магнитной индукции в рабочем зазоре.

Ротор с призматическими магнитами (рисунок 4.18) является довольно распространенным. Постоянные магниты, намагниченные по оси, устанавливаются на втулке из магнитомягкого материала, запрессованной на валу машины. Крепление магнитов осуществляется с помощью немагнитного бандаж. Промежутки между магнитами заполняются алюминиевыми вставками или компаундом. Основными недостатками такой конструкции являются невысокое использование объема ротора, так как магнит занимает только часть объема полюса, и не технологичность, связанная с большим количеством деталей и сложностью сборки намагниченных магнитов.

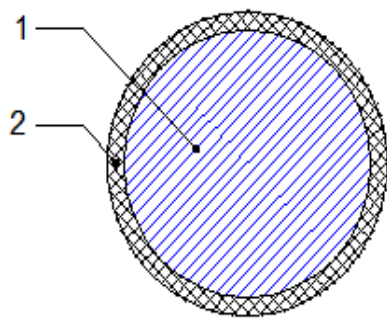


Рисунок 4.16. Ротор с цельным цилиндрическим магнитом

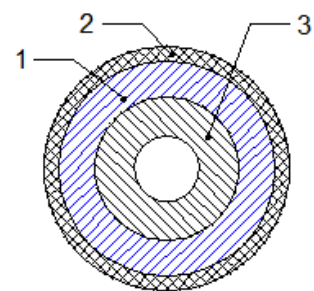


Рисунок 4.17. Ротор с кольцевым магнитом

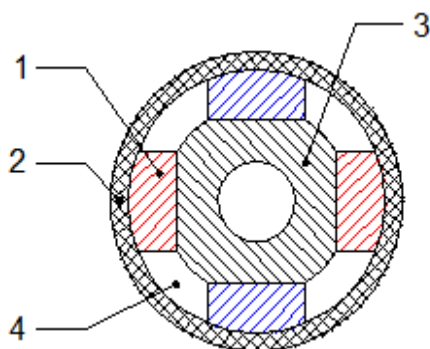


Рисунок 4.18. Ротор с призматическими магнитами

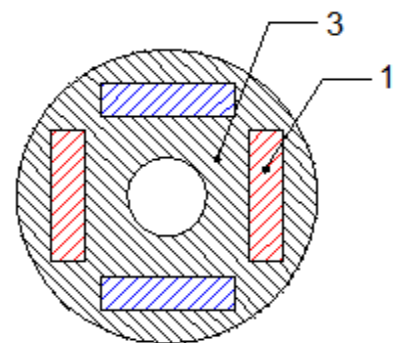


Рисунок 4.19. Ротор с прямоугольными магнитами

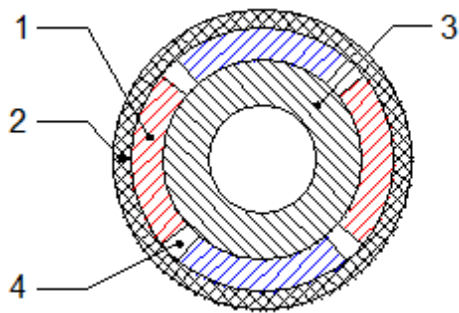


Рисунок 4.20. Ротор с секторными магнитами

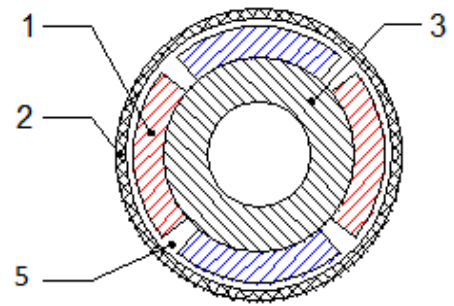


Рисунок 4.21. Ротор с секторными магнитами и экраном

Цифрами обозначены:

- 1 – магнит, 2- несущая оболочка, 3- втулка ротора, 4 – немагнитные вставки
5 – экран (алюминий, медь)

На рисунке 4.19 показана конструкция ротора с магнитами, размещенными в теле ротора. Данная конструкция не требует дополнительной оболочки. Отсутствие бандажа позволяет уменьшить конструктивный зазор в ЭМ [63; 64].

Наиболее предпочтительной с механической точки зрения является конструкция ротора с секторными магнитами (рисунок 4.20). Так, по данным статьи [64] рассматриваемая конструкция позволяет работать при больших окружных скоростях по сравнению с предыдущим исполнением ротора. Секторные постоянные магниты закрепляются с помощью клея на поверхности втулки ротора. Необходимую прочность ротора обеспечивает немагнитный бандаж. Между магнитами, как и в конструкции с призматическими магнитами, расположены немагнитные вставки. Другой разновидностью ротора с секторными магнитами является конструкция, представленная на рисунке 4.21. По данным работы [65] для снижения общих потерь в роторе на вихревые токи используется алюминиевый или медный экран.

Помимо рассмотренных вариантов исполнения ротора, существует еще множество других конструктивных схем.

Для расчета был принят высокоскоростной генератор с возбуждением от постоянных магнитов. Тип статора, число полюсов, тип обмотки, конструкция ротора являются взаимосвязанными элементами при проектировании генератора. Выбор этих элементов конструкции осуществляется путем анализа их влияния на конструктивные, технологические и энергетические параметры, расчет указанных параметров осуществляется по программе расчетного проектирования.

4.3.5. Разработка рекомендаций по выбору оптимального типа электрогенератора на основе технико-экономического анализа

Назначение, состав и основные технические требования к ВСГ. ВСГ входит в состав турбогенератора и предназначен для выдачи электрической энергии потребителю и в исполнительные системы, обеспечивающие заданное функционирование.

Известны различные варианты выполнения турбогенераторов, отличающиеся типом турбодвигателя и генератора. Например, обычное решение - выполнение расширительной машины на базе асинхронного генератора с включением редуктора между турбодвигателем и генератором - приводит к дорогостоящей конструкции, не отвечающей современным требованиям.

Представляет интерес выполнение расширительной машины на базе высокоскоростного агрегата, состоящего из турбодвигателя и синхронного генератора на одном валу. Учитывая условия эксплуатации, вал должен быть, установлен на газодинамические опоры, при этом турбодвигатель не должен создавать нагрузку вдоль оси вала. Управление генератором, исполнительными системами расширительной машины, преобразование и выдачу электроэнергии потребителю должен осуществлять блок управления.

Вариант генератора, имеющего номинальную скорость вращения ротора до 60000 об/мин, является наиболее предпочтительным. По условиям эксплуатации генератор может эффективно охлаждаться природным газом, имеющим низкую температуру при снижении давления, что не позволит перегреваться как генератору, так и газодинамическим опорам.

СГ может иметь непосредственный контакт с углеводородным топливом, поэтому магниты ротора должны быть выполнены из устойчивого к этой среде материала (КС37, КС52). Применение материала на основе неодим-железо-бор (NdFeB) потребует эффективной защиты магнитов от контактов с природным газом, приводящим к коррозии материала и потере магнитных свойств ротора.

В соответствии с ТЗ целесообразно принять следующие основные технические требования, приведённые в таблице 4.2.

Таблица 4.2

Наименование параметра	Устанавливаемый параметр
1 Мощность	
СГ максимальная, кВА	30
СГ номинальная, кВА	22
ВСГ максимальная, кВт	15
ВСГ минимальная, кВт	5

Наименование параметра	Устанавливаемый параметр
2 Частота вращения ротора минимальная, об/мин номинальная, об/мин	30000 60000
3 Род тока потребляемый / зарядный генерируемый	постоянный переменный
4 Напряжение постоянного тока, В переменного тока (50 Гц), В	27 380 линейное
5 Время непрерывной работы, час	4000
7 Вид охлаждения	топливное (природный газ)

В состав ВСГ входят синхронный генератор (СГ) и блок управления (БУ), а также исполнительная система запорно-регулирующей арматуры, позволяющая управлять мощностью электродвигателя.

СГ представляет собой синхронную электрическую машину с возбуждением от постоянных магнитов, находящихся на роторе.

СГ встраивается в турбинную установку, при этом в корпусе устанавливается статор СГ, а ротор СГ находится в газодинамических опорах и является конструктивным продолжением вала турбинного привода.

БУ должен представлять собой совокупность электронных устройств с микропроцессорным управлением. БУ преобразует напряжение переменной амплитуды и частоты, вырабатываемое СГ, в трёхфазное напряжение с номинальной мощностью 5...500 кВт с требуемыми параметрами точности.

Предпочтительной является установка БУ вне турбинной установки, с применением необходимых мер по защите электронных устройств от перегрева и переохлаждения.

Команда на запуск СГ поступает в БУ из внешней системы управления, БУ формирует сигнал на исполнительную систему запорно-регулирующей арматуры, и газ поступает на турбинный привод. После разгона ротора до заданной скорости вращения 10000...60000 об/мин в БУ формируется команда на включение нагрузки. Порядок формирования команд, включение и выключение различных режимов работы ВСГ будет определён на последующих стадиях работ

Синхронный-генератор

СГ представляет собой синхронную электрическую машину с возбуждением от постоянных магнитов, установленных на роторе. СГ предназначен для выдачи переменного напряжения в блок управления.

В состав СГ входят статор, ротор и бесконтактные опоры, которые в номинальном режиме не должны иметь механического контакта между цапфой ротора и статором.

Статор устанавливается в корпусе турбогенератора, а ротор должен находиться в опорах и не только являться конструктивным продолжением вала газотурбинного привода, но и быть с ним соосным.

СГ должен обеспечить следующие технические характеристики:

- максимальная мощность, кВА ;
- номинальная мощность, кВА ;
- номинальная частота вращения ротора, об/мин – до 60000;
- коэффициент полезного действия в номинальном режиме, не менее – 0,92.

Технология изготовления

Ротор СГ.

Основным конструкционным материалом ротора является нержавеющей сталь (14X17H2). Она является магнитомягким материалом, обладает высокой прочностью и стабильностью при длительной работе и больших механических напряжениях, свойственных быстровращающимся роторам, в широком диапазоне изменений эксплуатационных воздействий. Такая сталь технологична и позволяет изготавливать цилиндрические поверхности с высокой точностью и чистотой. Важным конструктивным элементом повышения скорости вращения является наружный бандаж ротора в виде тонкостенного кольца, для изготовления которого применяют, как правило, композиционные материалы.

Для тонкостенного кольца справедливо известное соотношение:

$$\sigma = \rho \cdot v^2$$

где ρ – плотность материала кольца,

v – линейная скорость ротора,

σ – растягивающее напряжение в кольце,

или $v = \sqrt{\frac{\sigma}{\rho}}$, при этом параметром $\sqrt{\frac{\sigma}{\rho}}$ можно характеризовать прочностные свойства

бандажного кольца.

Очевидно, обод, набранный из множества входящих друг в друга тонких колец однотипного материала, будет расслаиваться, так как $\frac{D\ell}{dR} = R^2$, где ℓ – удлинение обода, R – радиус кольца. Для устранения расслоений материалы необходимо подбирать таким образом, чтобы $\frac{D\ell}{dR} = 0$.

В качестве первого слоя материала для бандажа ротора может быть выбран стеклопластик, как наиболее технологичный материал, с параметрами:

- плотность – $2,2 \cdot 10^3$ кг/м³;

- прочность – $1,8 \cdot 10^9$ Н/м²;
- модуль упругости – $50 \cdot 10^9$ Н/м².

В качестве материала второго слоя наружного тонкостенного кольца может быть выбран углепластик с плотностью $1,7 \cdot 10^3$ кг/м³.

Оценки показали, что максимальные напряжения в кольце вдоль и поперёк волокон являются растягивающими. Для снижения начальной неуравновешенности ротора, обусловленной наружным бандажом и магнитами в конструкции ротора, предусмотрены две стальные шайбы, закреплённые с торцов ротора. Балансировка ротора может проводиться путём удаления металла шайб. Уровень неуравновешенности должен составлять 1,5 г·см.

Статор СГ.

Учитывая высокие скорости течения газа в рабочем зазоре СГ, высокий уровень давления природного газа и широкий диапазон температур воздействий на статор крепление обмотки к магнитопроводу должно быть жёстким и надёжным. Обмотка должна быть пропитана и залита компаундом, таким образом, чтобы внутренняя поверхность статора имела высокую чистоту, а лобовые части обмотки имели монолитную структуру без каверн и воздушных пузырей.

Учитывая уровень частоты выходного напряжения генератора, составляющей 1200...4400 Гц, и высокий уровень потерь, связанных с применением в его магнитопроводе электротехнических сталей, целесообразно применять безпазовую конструкцию, собранную из ферритовых колец, охваченных снаружи алюминиевым корпусом. Апробация подобных конструкций статора была проведена при разработке электродвигателя, имеющего скорость вращения ротора 120000 об/мин. Опасения при применении ферритов, обусловленные сравнительно низкой индукцией насыщения и зависимостью магнитных свойств ферритов от температуры, были решены выбором конструктивных параметров:

- магнитопровода;
- наружной поверхности статора;
- величиной рабочего зазора между статором и ротором.

Проблемные вопросы создания ВСГ и пути их решения

1. Обеспечение требований по стойкости аппаратуры ВСГ к воздействию внешних факторов, выработка необходимых мероприятий по фильтрации газа от водяных и масляных паров, по термостатированию электронной аппаратуры ВСГ.

2. Выбор оптимального резервирования и средств диагностики ВСГ.

3. Обеспечение массогабаритных характеристик СГ в условиях эксплуатации (требований по размещению аппаратуры на объекте).

4. Создание высоконадёжной конструкции ротора и методов балансировки на рабочих частотах вращения с целью обеспечения минимального уровня дебаланса в течение всего срока службы.

5. Создание синхронного генератора с требуемым уровнем электромагнитных потерь с применением отечественных магнитомягких материалов.

6. Обеспечение стойкости электронного оборудования к воздействию пониженных и повышенных температур окружающей среды потребует применения специальных конструктивно-технологических мер для защиты ЭРИ от перегрева и переохлаждения.

4.4. Преобразователи электрической энергии для турбогенераторов, использующих энергию сжатого природного газа (блоки управления)

Блок управления (БУ) предназначен для:

- преобразования переменного напряжения повышенной частоты, вырабатываемого электрогенератором, в трёхфазное напряжение переменного тока 380 В / 220 В, 50 Гц и автономной или синхронной работы в буфере с внешней сетью для электропитания потребителей;

- управления исполнительными системами запорно-регулирующей арматуры детандера.

Наиболее важным узлом БУ является преобразователь переменного напряжения электрогенератора в переменное трёхфазное напряжение промышленной частоты. Существуют разнообразные топологии построения преобразователей напряжения [67; 68; 69; 70; 71; 72] .

Наиболее распространена классическая структура построения преобразователей с двойным преобразованием энергии. Такие преобразователи обеспечивают синусоидальную форму, симметрию и стабильность трёхфазного выходного напряжения, и обычно используются в приложениях, предъявляющих повышенные требования к качеству электропитания.

По способу построения современные трёхфазные преобразователи средней мощности с двойным преобразованием энергии можно разделить на три группы:

- с неуправляемым выпрямителем в цепи питания трёхфазного инвертора (рисунок 4.22);
- с неуправляемым выпрямителем и с бустером (повышающим преобразователем) в цепи питания трёхфазного инвертора (рисунок 4.23);
- с управляемым (рекуперативным) выпрямителем в цепи питания трёхфазного инвертора (рисунок 4.24).

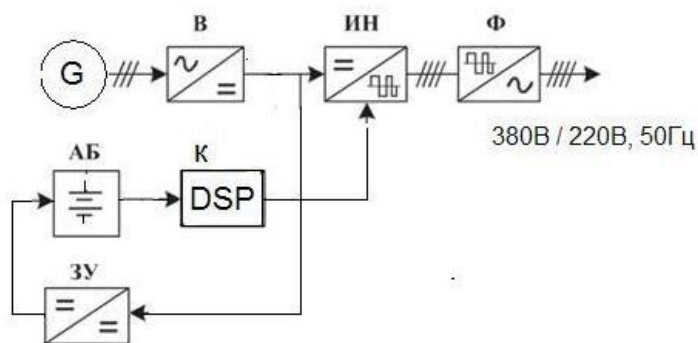


Рисунок 4.22.

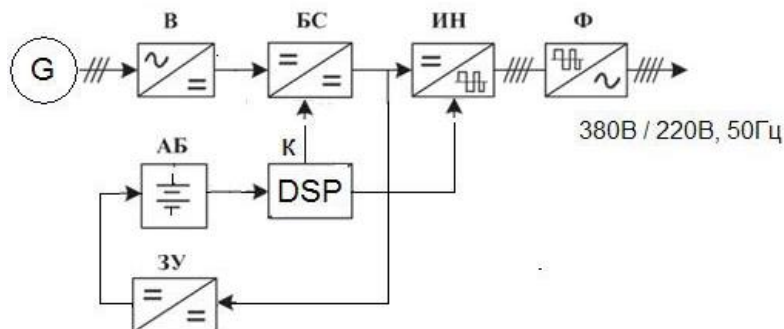


Рисунок 4.23.

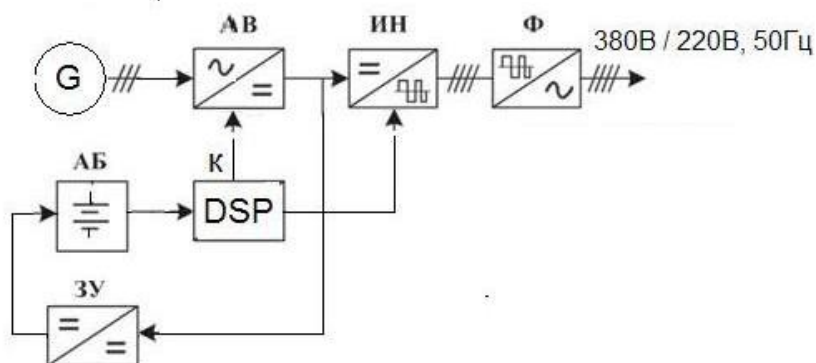


Рисунок 4.24.

Как следует из сравнения структурного построения и технических характеристик трёхфазных преобразователей средней мощности, они во многом схожи и представляют собой преобразователи с неуправляемым выпрямителем (рисунок 4.22), неуправляемым выпрямителем и встроенным активным корректором мощности (рисунок 4.23), рекуперативным выпрямителем (рисунок 4.24). Такие преобразователи обладают высокими энергетическими характеристиками по сравнению со структурами преобразователей предыдущего поколения, основанных на управляемых тиристорных выпрямителях и мостовых инверторах, энергетический коэффициент которых не превышает 0,7. За счёт применения в своей структуре корректоров коэффициента мощности (рисунки 4.23, 4.24) современные преобразователи напряжения позволяют

более эффективно получать мощность от генератора G за счёт высокого коэффициента мощности, имеют низкий коэффициент искажения синусоидальности входного тока, что обеспечивает хорошую электромагнитную совместимость с другими нагрузками, подключенными к общей сети. Совокупность указанных свойств определяет их использование для обеспечения качественного снабжения электроэнергией критичных нагрузок.

Для рассматриваемой технической задачи наиболее предпочтительными являются структурные схемы, изображенные на рисунках 4.22 и 4.23, поскольку схема на рисунке 4.24 используется в приложениях, где требуется еще и возврат (рекуперация) энергии в первичную сеть.

Схема на рисунке 4.22 используется, если не предъявляются жесткие требования к ограничению высших гармонических составляющих в спектре сигнала, вырабатываемого электрогенератором. Коэффициент мощности в этой схеме не более 0,8.

Схема на рисунке 4.23 позволяет осуществить следующие функции:

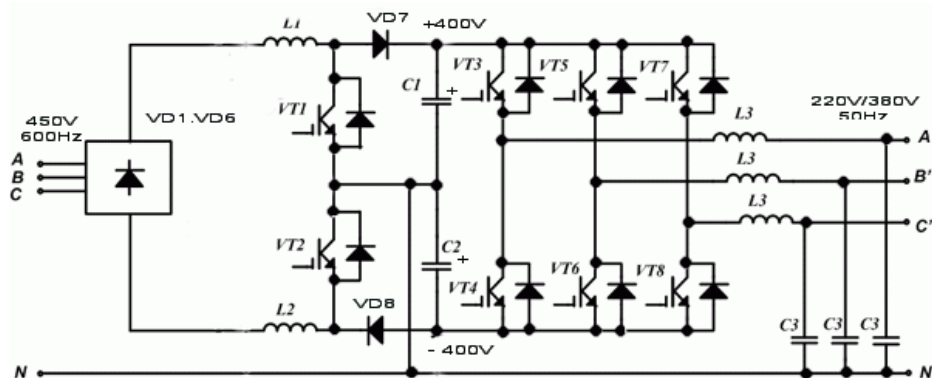
- стабилизировать напряжение питания ИН на уровне, необходимом для формирования номинальной величины выходного напряжения 380 В / 220 В;
- обеспечить балансировку напряжений положительной и отрицательной шин постоянного тока относительно нейтрали, что исключает появление постоянной составляющей в выходном напряжении;
- осуществлять активную коррекцию входного коэффициента мощности за счёт формирования входного тока, приближенного по форме к синусоиду с начальной фазой, совпадающей с фазой входного напряжения. Коэффициент мощности в этой схеме более 0,9.

Окончательный выбор варианта схемы (рисунки 4.22 или 4.23) преобразователя напряжения определяется на этапе разработки с учетом требований заказчика.

4.4.1. Обоснование выбора типа электрического преобразователя

Современные преобразователи, в отличие от классической схемы "выпрямитель - инвертор", содержат в своей структуре корректор коэффициента мощности, обеспечивающий входной коэффициент мощности, близкий к единице, и практически синусоидальную форму тока, потребляемого из сети. В качестве преобразователя выбран преобразователь с двойным преобразованием энергии обладающий наиболее совершенной технологией по обеспечению качественной электроэнергией нагрузки. Обеспечивая синусоидальную форму выходного напряжения при наличии фильтра подавления высших гармоник (синус-фильтра), такие преобразователи используются

для ответственных потребителей электроэнергии, предъявляющих повышенные требования к качеству электропитания (сетевое оборудование, файловые серверы, рабочие станции, персональные компьютеры, телекоммуникационное оборудование, системы управления технологическим процессом и т.д.). В качестве силового преобразователя для реализации задачи получения мощностей используется структура функциональная схема, которой приведена на рисунке 4.25.



Рисунок

4.25. Функциональная схема силового преобразователя с биполярным бустером в цепи питания инвертора

Трехфазный выпрямитель (VD1...VD6) и биполярный корректор коэффициента мощности (L1, VT1, VD7; L2, VT2, VD8) выполняют три функции:

- осуществляют преобразование напряжения генератора переменного тока 450 В 600Гц в стабилизированное напряжение постоянного тока, обеспечивая питание инвертора стабильным биполярным напряжением постоянного тока $\pm(350 \dots 400)$ В;
- осуществляют активную коррекцию входного коэффициента мощности за счет формирования входного тока, приближенного по форме к синусоиде с начальной фазой, совпадающей с фазой входного напряжения.
- обеспечивают балансировку напряжений положительной (+400В) и отрицательной (-400В) шин постоянного тока относительно нейтрали, что исключает появление постоянной составляющей в выходном напряжении переменного тока.

Эти функции реализуются с помощью применения определенных алгоритмов ШИМ для управления IGBT-транзисторами VT1, VT2. При этом входной коэффициент мощности ИБП повышается до 0,95. Коэффициент передачи напряжения повышающего преобразователя (бустера) в режиме непрерывного тока дросселей L1, L2 составляет 2...4 [73]. Это обеспечивает более широкий диапазон допустимого входного напряжения генератора.

Несущая частота синусоидальной ШИМ, используемая для управления IGBT-транзисторами (VT3-VT8) трехфазного мостового инвертора, составляет 16...20 кГц и подавляется на выходе преобразователя синус – фильтрами (L3C3), с помощью которых

формируется синусоидальное переменное напряжение частотой 50 Гц. Коэффициент искажения синусоидальности выходного напряжения при линейной нагрузке составляет менее 3%, а при нелинейной нагрузке не превышает 5%. Управление бустером и инвертором осуществляется специализированным DSP-микроконтроллером (на схеме не показан). Для унификации в преобразователе в качестве IGBT-транзисторов используются силовые интеллектуальные IPM-модули 5-го поколения фирмы Mitsubishi, позволяющие реализовывать мощности в диапазоне от единиц до десятков киловатт.

Выводы по главе 4

1. На основе выполненного анализа малорасходных турбин для применения в турбогенераторах рассматриваемого класса в качестве расширительных турбин обосновано применение турбин конструкции ЛПИ при удовлетворении комплекса пропускной способности A , предложенный профессором Рассохиным В.А. $A = 4 \frac{l_1}{D_{cp}} \varepsilon \cdot \sin \alpha_1 < 0,02$. При равных значениях пропускной способности турбины конструкции ЛПИ имеют на 8...15 % КПД выше традиционных парциальных малорасходных турбин, более технологичны в изготовлении, износостойкие, позволяют срабатывать большие теплоперепады энтальпий.

2. Обоснована целесообразность использования газодинамических подшипников для турбогенераторов рассматриваемого класса. Наиболее важным преимуществом газовой смазки является использование малой вязкости газов по сравнению с вязкостью жидкостей. Малая вязкость газов позволяет осуществить высокие скорости вращения при незначительных потерях на трение и малое повышение температуры смазки и опор. Следствием малых потерь на трение является возможность получения малого износа и большой долговечности работы опор, повышенной экономичности турбогенератора при их применении. Кроме достоинств подшипников с газовой смазкой, связанных с перечисленными свойствами газов, их применение может обеспечить дополнительные преимущества по отношению к подшипникам с жидкостной смазкой: герметичность системы; снижение загрязнения; устранение необходимости уплотнений валов; устранение громоздкого оборудования для хранения; отсутствие подогрева и охлаждения; отсутствие нагнетания и откачки жидкостных смазок; упрощение и удешевление конструкции подшипника; снижение вибрации и шума; сокращение габаритов и массы всего турбогенератора; упрощение эксплуатации. Для микротурбогенераторов возможно использование керамических подшипников или подшипников качения с коэссентентной смазкой.

3. Обоснован выбор электрических генераторов с постоянными магнитами для турбогенераторов электрической энергии, использующих энергию сжатого природного газа. Электрические генераторы с постоянными магнитами, обладая достоинствами бесконтактных машин с электромагнитным возбуждением, имеют следующие преимущества: высокая

надежность, простота конструкции, высокий КПД, надежное возбуждение, улучшенные выходные характеристики. В диапазоне повышенных частот вращения в среднем диапазоне мощности электрические генераторы имеют лучшие массогабаритные характеристики, чем генераторы с электромагнитным возбуждением.

4. В качестве преобразователя выбран преобразователь с двойным преобразованием энергии обладающий наиболее совершенной технологией по обеспечению качественной электроэнергией нагрузки.

Глава 5. ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ РАСШИРИТЕЛЬНЫХ ТУРБИН ДЛЯ ТУРБОГЕНЕРАТОРОВ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ, ИСПОЛЬЗУЮЩИХ ЭНЕРГИЮ СЖАТОГО ПРИРОДНОГО ГАЗА

Выполненные в предыдущих разделах анализ режимных параметров, классификация и обоснование структуры типов и характеристик основных элементов турбогенераторов электрической энергии на собственные нужды, использующих энергию сжатого природного газа показал, что рассматриваемые турбогенераторы для газотранспортной системы России можно по принципам проектирования расширительных турбин разделить на две группы.

1 группа - турбогенераторы малой мощности (ТГММ - УСЖГ) - с электрической мощностью до 500 кВт.

2 группа - микротурбогенераторы (МТГ-УСЖГ) с электрической мощностью до 1кВт.

На рисунках 5.1 и 5.2 изображены конструктивные схемы турбогенераторов первой и второй группы.

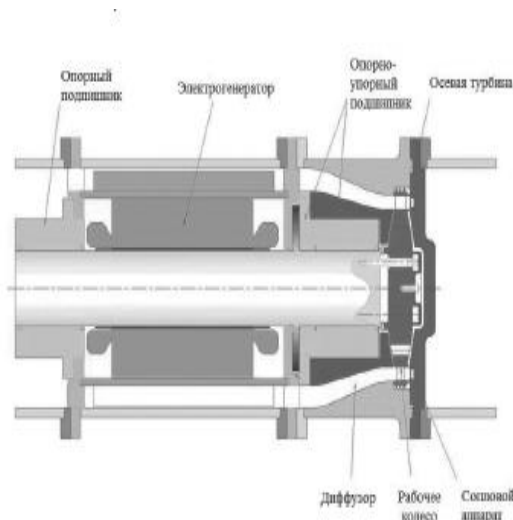


Рисунок 5.1. Конструктивная схема турбогенератора – первая группа

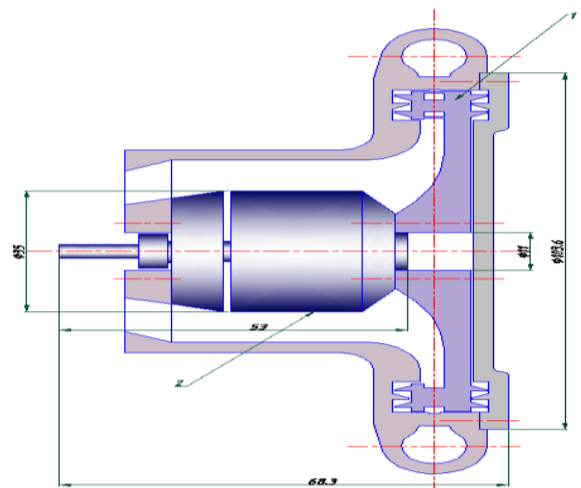


Рисунок 5.2. Конструктивная схема микротурбогенератора – вторая группа

Конструктивная схема турбогенератора (первая группа) содержит осевую расширительную турбину конструкции ЛПИ, газодинамические опорные и упорный подшипники и высокооборотный синхронный электрогенератор на постоянных магнитах. Такая конструктивная схема может быть реализована в унифицированных турбогенераторах мощностного ряда от нескольких киловатт до 500 кВт, возможно и выше.

Конструктивная схема микротурбогенератора (вторая группа) содержит центростремительную расширительную турбину конструкции ЛПИ, газодинамические

опорные и упорный подшипники и высокооборотный синхронный электрогенератор на постоянных магнитах. С целью снижения стоимости микротурбогенератора могут быть применены подшипники качения (металлические или керамические) на консистентной смазке. Такая конструктивная схема может быть реализована в унифицированных турбогенераторах мощностного ряда от нескольких ватт до 1 кВт при сравнительно ограниченных ресурсах работы.

На основе этих принципов проектирования могут создаваться унифицированные микротурбогенераторы и турбогенераторы малой мощности, обеспечивающие весь мощностной ряд электрической энергии на собственные нужды основных потребителей газотранспортной системы России в соответствии с требованиями нормативных документов Газпрома [73].

Реализация разработанных принципов проектирования нового класса турбогенераторов показана на примере турбогенератора электрической энергии малой мощности для собственных нужд газораспределительной станции (первая группа) и микротурбогенератора для собственных нужд газораспределительного пункта (вторая группа).

5.1. Турбогенераторы малой мощности (первая группа)

5.1.1. Предварительный выбор геометрических и режимных параметров расширительной турбины

В работе предложено использовать турбины конструкции ЛПИ, эффективно работающие при малых объемных расходах рабочего тела и позволяющие срабатывать большие перепады энтальпий. Для выбора их параметров, расчета, оптимизации, профилирования и проектирования применительно к расширительным турбинам турбогенераторов были модернизированы методики и использован опыт создания и внедрения в промышленность подобных турбин кафедры «Турбины, гидромашины и авиационные двигатели» Санкт-Петербургского государственного политехнического университета [34,74].

В качестве исходных данных для разработки расширительной турбины рассматриваемых турбогенераторов были использованы материалы, полученные при анализе электрической мощности на собственные нужды газораспределительных станций Северо-Западного региона страны, приведенные в главе 1.

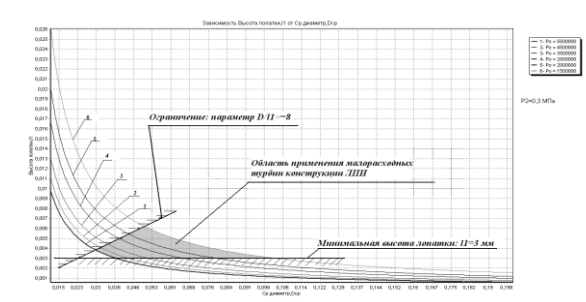
Основные исходные технические характеристики расширительной турбины, принятые для проектирования турбогенератора малой мощности.

Таблица 5.1

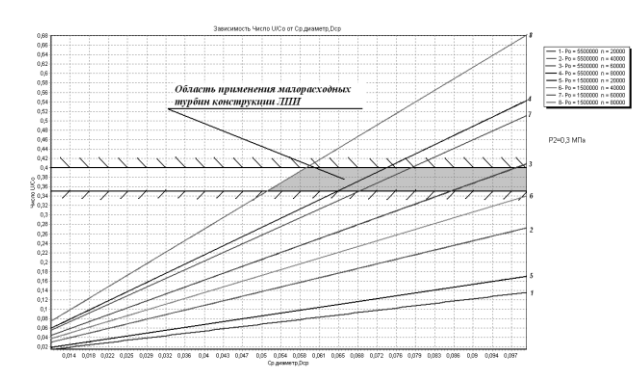
Рабочее тело	Природный газ ГОСТ 5542-87
Давление газа на входе в турбину, МПа	1,5 (5.5)
Давление газа на выходе из турбины, МПа	0.6
Номинальная электрическая мощность, кВт	20
Частота вращения ротора турбогенератора, об./мин	не более 40000
КПД, %	не менее 70

Вариационный расчёт параметров малорасходной турбины [75] производился с помощью модернизированных программ и методик, разработанных на кафедре «Турбины, гидромашины и авиационные двигатели» СПбПУ. Целью данного вариационного расчёта является получение областей изменения основных параметров (длина лопатки, средний диаметр рабочего колеса, частота вращения, степень парциальности и т.д.), в пределах которых можно рассчитать и сконструировать данную расширительную турбину при принятых ограничениях:

- минимальная длина лопатки равна 3 мм;
- отношение $D_{ср}/\ell_1$ должно быть не менее 8 (исходя из соображений технологичности и простоты конструкции).

Рисунок 5.1. Зависимость высоты лопатки СА ℓ_1 от $D_{ср}$

Как показывает практика проектирования ступеней конструкции ЛПИ характеристическое число u/C_0 для данного типа турбин должно находиться в пределах 0,35...0,4. Варьируя начальное давление (в пределах от 1.5 до 5.5 МПа) и частоту вращения ротора, получаем область оптимальных ступеней.

Рисунок 5.2. Зависимость характеристического числа u/C_0 от среднего диаметра турбины D_c

Кривые зависимостей при $p_2 > 0.6$ МПа не попадают в обозначенные нами области и поэтому на графике не отображены.

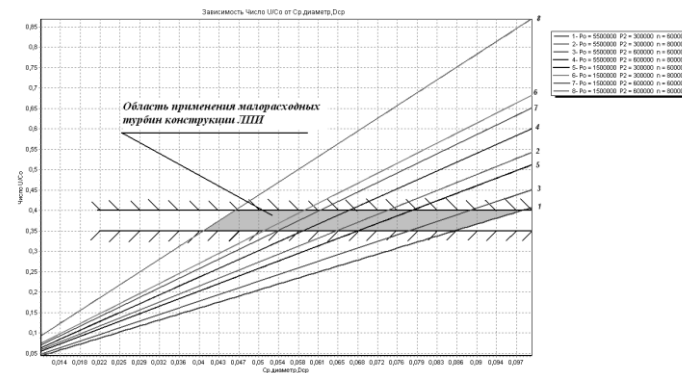


Рисунок 5.3. Зависимость высоты лопатки СА ℓ_1 от D_{cp}

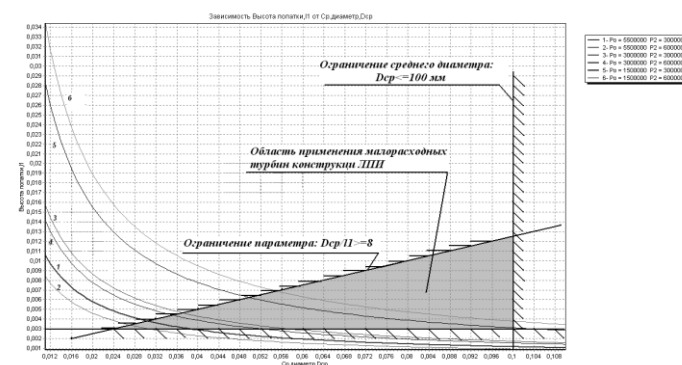


Рисунок 5.4. Зависимость характеристического числа u/C_0 от среднего диаметра турбины D_{cp}

На основании предварительного выбора геометрических и режимных параметров турбины были сформулированы исходные данные для проведения оптимизационных расчетов турбины.

5.1.2. Оптимизационные расчеты по определению внутреннего КПД и расхода рабочего тела базового варианта расширительной турбины. Уточнение геометрических параметров

На основании предварительного выбора геометрических и режимных параметров турбины были сформулированы исходные данные для проведения оптимизационных расчетов турбины. Расчеты проводились по программе “ONE” для одноступенчатой турбины конструкции ЛПИ, разработанной на кафедре турбинных двигателей и установок СПбПУ.

В основу программы ONE заложены экспериментальные характеристики потерь кинетической энергии в СА и РК турбины, исследованные в широком диапазоне режимных и геометрических. Математическая модель одноступенчатой МРТ конструкции ЛПИ (рисунок 5.5) представляет собой законченный моделирующий

алгоритм, составленный из отдельных блоков, в которых описываются процессы в проточной части МРТ с учетом их связей и взаимного влияния. Блочная модель элемента проточной части содержит в себе основные уравнения, описывающие термогазодинамические процессы, подмодель определения коэффициентов потерь энергии и расхода, а также вычислительные процедуры решения уравнений, аппроксимации и логического развертывания. Коэффициенты потерь энергии и коэффициенты расхода однозначно определяются в зависимости от геометрических и режимных параметров, циркулирующих в модели и представлены в виде эмпирических зависимостей, удобных для расчета на ЭВМ.

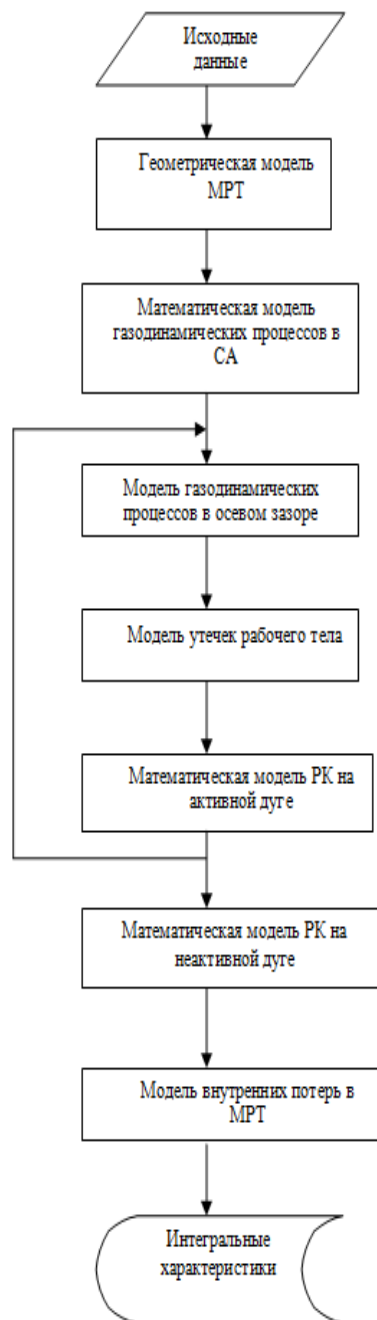


Рисунок 5.5. Расчетная схема математической модели МРТ

Входные данные программы ONE

Конструктивная схема с обозначением основных конструктивных параметров приведена на рисунке 5.6, числовые данные для рекомендуемого оптимального варианта.

0.0005 - $\delta_{zn,p}$ – открытый зазор на периферии;

0.0005 - $\Delta\delta_p$ – толщина бандажного устика, уплотняющего открытый зазор;

0.0003 - δ_p – зазор бандажного уплотнения;

0.0006 - $\Delta_{г,p}$ – толщина гребня бандажного уплотнения;

0.003 - $\delta_{г,p}$ – зазор между корпусом и бандажом;

0.0005 - $\delta_{zk,p}$ – открытый корневой зазор

3 - $Z_{рад,p}$ – число гребней бандажного уплотнения;

0.005 - $S_{г,p}$ – шаг гребней бандажного уплотнения;

0.013 - $B_{\delta,p}$ – ширина бандажа;

0.003 - $\delta_{z,p1}$ – межвенцовый зазор;

1,2 – признак наличия рабочего тела (2-пар,1-газ); уплотнение (1 –прямоточное, 2 – лабиринтное)

66.66,66.66,1.5E6,0.6E6,278.0,507.6,1.311 - $n, n, Z_n, P_o^*, P_2, T_0^*, R, k$

'LPISA','BIGST' –Тип профиля венцов

07.5E-3,0.126,1.00,5.0,6,0.8E-3,0.63 - $\ell_1, D_{ср}, f_c, \alpha_1 \Gamma, Z_1, \delta_{кр1}, \varepsilon$

10.0E-3,0.126,6.5,10.6,0.013,21,0.8E-3 - $\ell_2, D_{ср}, \beta_{1г}, \beta_{2г}, B_2, z_2, \delta_{кр2}$

610000.,6000.- $P_1, \varepsilon P_1$ в зазоре между СА и РК

610000.,100.- $P_2, \varepsilon P_2$ в камере между СА и диском РК

При выборе оптимальных параметров варьировались следующие геометрические параметры:

высота сопловой лопатки $\ell_1 = 0,004 \dots 0,009$ м;

высота рабочей лопатки $\ell_2 = 0,006 \dots 0,014$ м;

угол входа в рабочее колесо $\beta_1 = 5 \dots 12^\circ$;

угол выхода из рабочего колеса $\beta_2 = 7 \dots 12^\circ$;

геометрическая степень расширения $f_c = 1 \dots 3,5$.

Целью оптимизационных расчетов было получение максимального внутреннего КПД, необходимого максимального значения внутренней мощности $N_v \cong 26$ кВт при минимальном расходе рабочего тела.

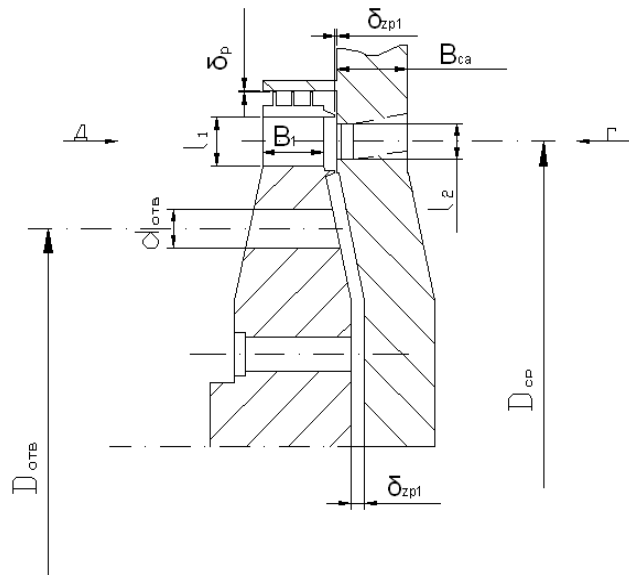


Рисунок 5.6. Конструктивная схема ступени турбины. Пример вывода результатов расчета программы ONE

```

+++++++ NEXT ++++++ Iteration = 27
RO= .034F= -.0002I= 1
**** Тип СА : LPISA M1T= 1.224FISA= .909
MU= .962C1= 430.8ALFA1= 5.96 GSA= .326
***** PK1 : BIGST U/C0= .547 *****
C1= 428.2 W1= 167.9 U= 263.9
ALFA1= 5.94 BETA1= 15.31 ATAKI= -1.35
PWTRM= 697140.6P2= 600000.0TWTRM= 241.2
Опр. коэфф. скор. : Mw2t= .483 MW2TAIR= .467REw2t= .80377E+06
Тип профиля : 5.0 Вар.парам. FSS= .0000
ZPROF= 24.61 ZKONZ= 8.35
ZI= ***** ZHECT= 2.53 ZSUM=M 17.85
PSI= .9064 SIGMPK= .9732 -----
C2= 99.8ALF2= 161.48W2= 172.2BET2= 10.60
GSA= .326 GPK1= .311 GB1= -.018 GK1= .003
Квт : Nu турб.= 27.2 N банд.= .3 H0= 116.2
N диска.= .9N внут.= 26.0N теор 37.932
KPD окруж.= .718KPD внутр.= .686KPD торм .750
T2торм= 236.6P2торм= 625505.3

```

Основные параметры, выбранного варианта турбины приведены в таблице 5.2.

Таблица 5.2

N п/п	Наименование	Обозначение		Размерность	Величина
		В программе ONE	В тексте		
1	Степень реактивности	RO	r	—	0.034
2	Тип СА	LPISA	конст ЛПИ	—	—
3	Число Маха в СА	M1T	M _{1t}	—	1.224
4	Коэффициент скорости СА	FISA	f	—	0.909
5	Коэффициент расхода СА	MU	m	—	0,962
6	Скорость потока на выходе из СА	C1	C ₁	м/с	428.2
7	Газодинамический угол выхода потока из СА	ALFA1	α_1	град	5.94
8	Расход рабочего тела через СА	GSA	G ₁	кг/с	0.326
9	Тип РК	BIGST	конст. ЛПИ	—	
10	Относительная скорость на входе в РК	W1	w ₁	м/с	167.9
11	Окружная скорость в РК	U1	u ₁	м/с	263.9
12	Газодинамический угол потока на входе в РК	BETA1	b	град	15.31
13	Относительный угол атаки	АТАКИ	I	—	-1.35
14	Давление торможения в относит. движении	PWTRM	P _{w1} *	Па	697140.6
15	Статическое давление за турбиной	P2	P ₂	Па	600000
16	Температура торможения в относ. движении	OTMTRM	T ₁ *	К	241.2
17	Число Маха на выходе из РК в относ. движении	Mw2t	M _{2t}	—	0.483
18	Число Рейнольдса на выходе из РК в относ. движении	Rew2t	Re _{2t}	—	0.80377·10 ⁶
19	Коэффициент профильных потерь в РК	ZPPOF	Z _{PROF}	—	24.61
20	Коэффициент концевых потерь в РК	ZKONZ	Z _{konz}	—	8.35
21	Коэффициент потерь от углов атаки	Zi	Z _i	—	-
22	Коэффициент потерь от нестационарности	ZHECT	Z _{nest}	—	2.53
23	Коэффициент скорости РК	PSI	y	—	0.9064

N п/п	Наименование	Обозначение		Размерность	Величина
		В программе ONE	В тексте		
24	Абсолютная скорость на выходе из РК	C2	C ₂	м/с	99.8
25	Угол выхода потока из турбины	ALFA2	α	град	161.48
26	Внутренняя мощность турбины	Nвнут	N _в	кВт	26.0
27	Теоретическая(располагаемая) мощность турбины	Nтеор	N _t	кВт	37.932
28	Внутренний КПД турбины	КРД внутр	h _в	–	0.686
29	Внутренний КПД по заторможенным параметрам	КПДторм	h*	–	0.75
30	Температура торможения на выходе из турбины	Tторм	T ₂ *	К	236.6
31	Давление торможения на выходе из турбины	Pторм	P ₂ *	Па	625505.3

Таким образом, в результате выполнения комплекса оптимизационных расчетов были приняты следующие геометрические параметры турбины, которые положены в основу для разработки схемы проточной части турбины:

Средний диаметр турбины $D_1 = 0,126$ м.

Высота соплового аппарата – $\ell_1 = 0,0075$ м.

Высота рабочей лопатки – $\ell_2 = 0,01$ м.

Хорда профиля рабочего колеса – $B_2 = 0,013$ м.

5.1.3. Расчётное исследование по влиянию геометрических характеристики и режимных параметров на показатели расширительной турбины

Влияние геометрических характеристик на показатели расширительной турбины

Таблица 5.3

	0,0001	0,0002	0,0003	0,00004	0,00005
$\eta_{вн}$	0,715	0,697	0,684	0,674	0,667
ρ_T	0,037	0,034	0,03218	0,031	0,03

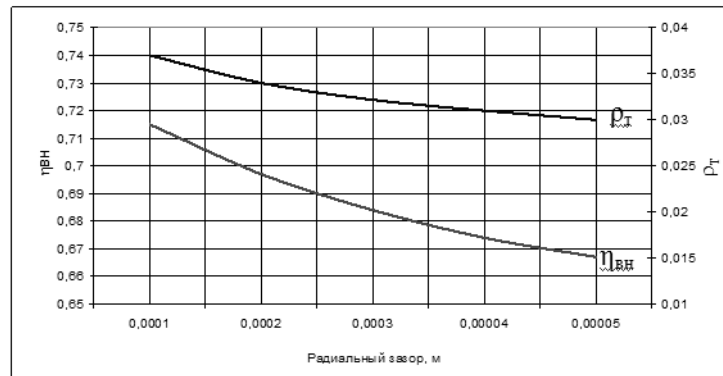
Рисунок 5.7. График зависимости $\eta_{вн}$ и ρ_t от радиального зазора

Таблица 5.4

	7	7,2	7,4	7,6	7,8	8	8,5	9	9,5	9,7	9,9	10	10,5	11	12	14
η	0,622	0,627	0,631	0,635	0,64	0,644	0,655	0,666	0,682	0,687	0,685	0,684	0,68	0,676	0,669	0,666

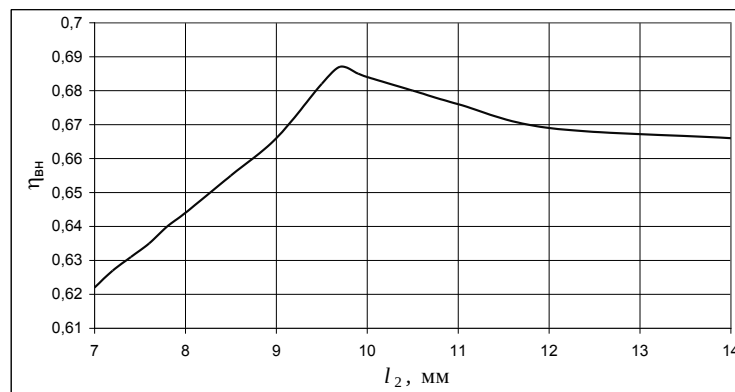
Рисунок 5.8. График зависимости $\eta_{вн}$ от высоты рабочей лопатки l_2

Таблица 5.5

$\delta_{кр2}$	0,0006	0,0007	0,0008	0,0009	0,001
$\eta_{вн}$	0,677	0,681	0,684	0,688	0,675
ρ_t	0,022	0,028	0,033	0,037	0,044

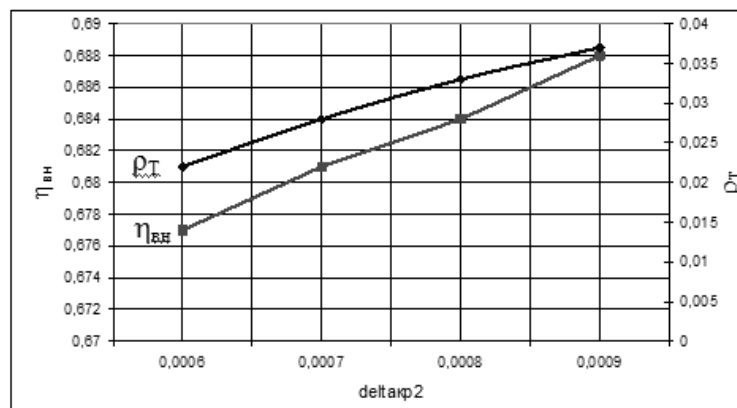
Рисунок 5.9. График зависимости $\eta_{вн}$ и ρ_t от толщины выходной кромки РЛ $\delta_{кр2}$

Таблица 5.6

B	0,005	0,007	0,009	0,011	0,013	0,015	0,017
η_{BH}	0,612	0,654	0,676	0,691	0,684	0,677	0,671
ρ_T	0,205	0,092	0,054	0,037	0,033	0,028	0,025
Z	53	38	30	24	21	18	16

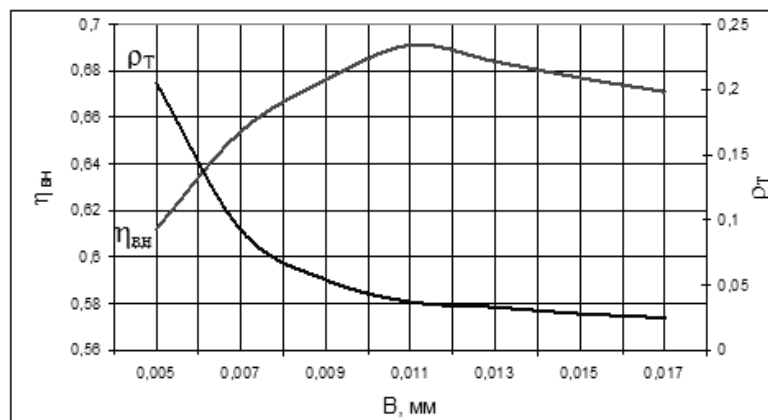
Рисунок 5.10. График зависимости η_{BH} и ρ_T от хорды B

Таблица 5.7

δ_{zp1}	0,001	0,002	0,003	0,004	0,005	0,006	0,007
η_{BH}	0,681	0,684	0,684	0,685	0,685	0,685	0,686
ρ_T	0,034	0,033	0,0321	0,032	0,032	0,032	0,032

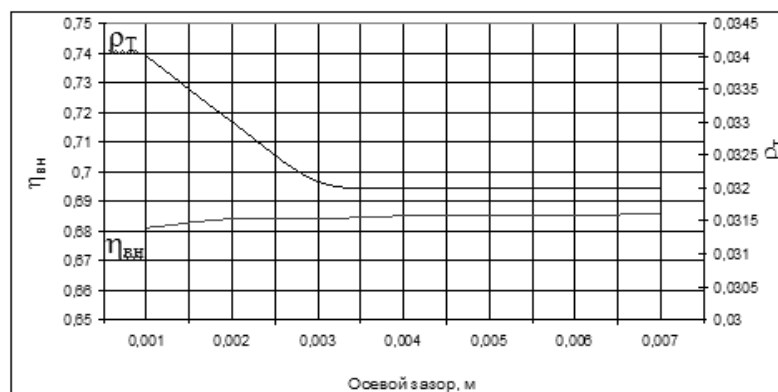
Рисунок 5.11. График зависимости η_{BH} и ρ_T от осевого зазора δ_{zp1}

Таблица 5.8

$\beta_{2\Gamma}$	4	5	6	7	8	9	10	11	12
N_{BH}	10,9	16,4	20	21,8	23,1	24,11	24,9	25	24,6
η_{BH}	0,344	0,475	0,556	0,601	0,631	0,66	0,677	0,679	0,667
ρ_T	0,629	0,462	0,317	0,211	0,133	0,079	0,043	0,026	0,009

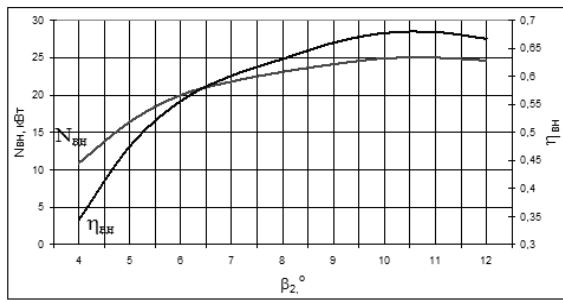


Рисунок 5.12. График зависимости $N_{\text{вн}}$ и $\eta_{\text{вн}}$ от угла $\beta_{2Г}$

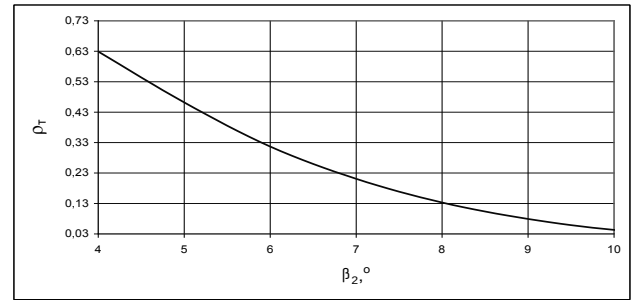


Рисунок 5.13. График зависимости степени реактивности $\rho_{\text{Г}}$ от угла β_2

Таблица 5.9

$Z_{\text{рк}}$	1	3	5	7	9	11	13	15	17	19	21	23	25	27
$\eta_{\text{вн}}$	0,476	0,546	0,603	0,629	0,645	0,655	0,663	0,669	0,674	0,68	0,684	0,69	0,687	0,68
$\rho_{\text{Г}}$	0,006	0,0091	0,0112	0,014	0,0163	0,019	0,021	0,023	0,026	0,029	0,0324	0,0354	0,039	0,044

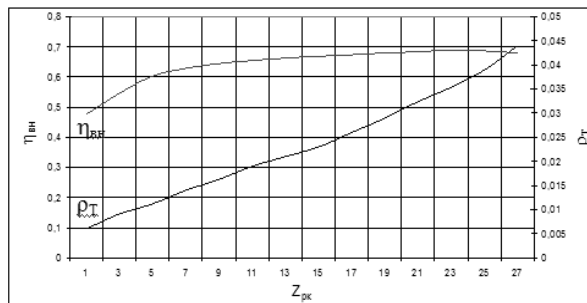


Рисунок 5.14. График зависимости $\eta_{\text{вн}}$ от $Z_{\text{рк}}$

Влияние режимных параметров на показатели расширительной турбины

Влияние начальной температуры газа на характеристики турбины $P_2=0,6$ МПа

Таблица 5.10

T_0^*, K	278	283	303	323	343	353
$\eta_{\text{внутр.}}$	0,746	0,745	0,741	0,735	0,73	0,727
$N_{\text{внутр.}}, \text{кВт}$	19,9	20,1	20,7	21,2	21,7	21,9
$\rho_{\text{Г}}$	0,069	0,066	0,053	0,041	0,029	0,023

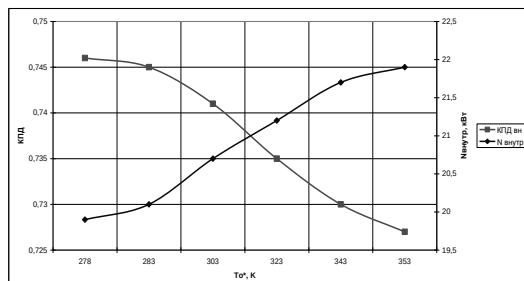


Рисунок 5.15. Зависимость внутреннего КПД и внутренней мощности от начальной температуры газа перед турбиной при давлении за турбиной $p_2=0,6$ МПа

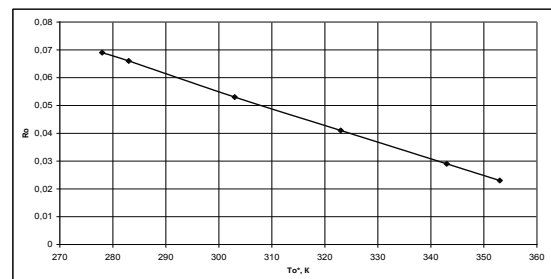


Рисунок 5.16. Зависимость степени реактивности от начальной температуры газа перед турбиной при давлении за турбиной $p_2=0,6$ МПа

$P_2=0,3\text{ МПа}$

Таблица 5.11

T_0^*, K	278	283	303	323	343	353
$\eta_{\text{внутр.}}$	0,746	0,745	0,741	0,735	0,73	0,727
$N_{\text{внутр.}}, \text{кВт}$	19,9	20,1	20,7	21,2	21,7	21,9
P_T	0,069	0,066	0,053	0,041	0,029	0,023

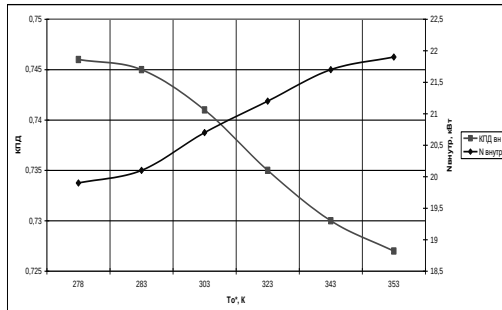


Рисунок 5.17. Зависимость внутреннего КПД и внутренней мощности от начальной температуры газа перед турбиной при давлении за турбиной $p_2=0,3\text{ МПа}$

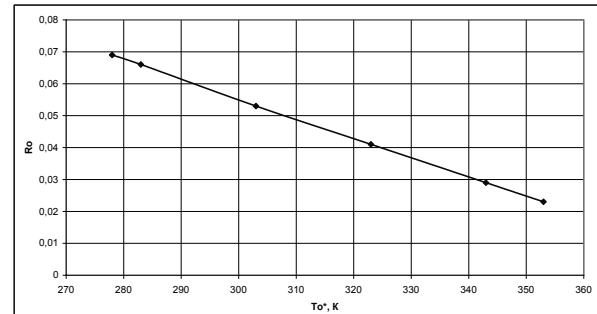


Рисунок 5.18. Зависимость степени реактивности от начальной температуры газа перед турбиной при давлении за турбиной $p_2=0,3\text{ МПа}$

Влияние начального давления газа на характеристики турбины $p_2 = 0,3\text{ МПа}$

Таблица 5.12

			$T_0=278\text{K}$			
	1,2	1,5	2,5	3,5	4,5	5,5
$N_{\text{внутр}}$	21,5	28,9	47,3	54,5	20,9	7,6
$\eta_{\text{внутр}}$	0,695	0,661	0,535	0,437	0,199	0,06
ρ_0	0,227	0,362	0,657	0,822	0,956	0,964

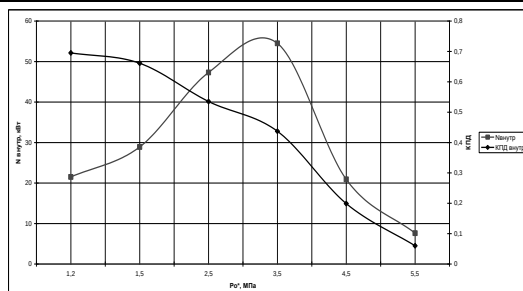


Рисунок 5.19. Зависимость внутреннего КПД и внутренней мощности начального давления газа перед турбиной при давлении за турбиной $p_2=0,3\text{ МПа}$

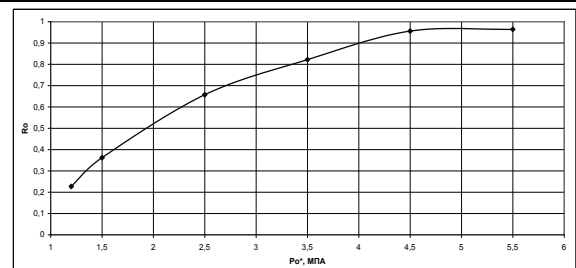


Рисунок 5.20. Зависимость степени реактивности от начального давления перед турбиной при давлении за турбиной $p_2=0,3\text{ МПа}$

$p_2 = 0,6 \text{ МПа}$

Таблица 5.13

			$T_0=278\text{K}$			
	1,2	1,5	2,5	3,5	4,5	5,5
$N_{\text{внутр}}$	12,5	19,9	45	68,8	89,6	100,3
$\eta_{\text{внутр}}$	0,769	0,746	0,68	0,627	0,577	0,507
ρ_0	0,071	0,069	0,234	0,429	0,563	0,711

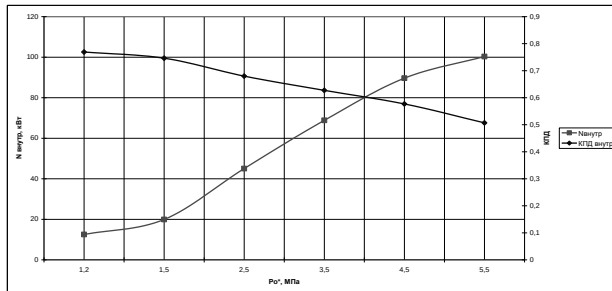


Рисунок 5.21. Зависимость внутреннего КПД и внутренней мощности от начального давления газа перед турбиной при давлении за турбиной $p_2=0,6 \text{ МПа}$

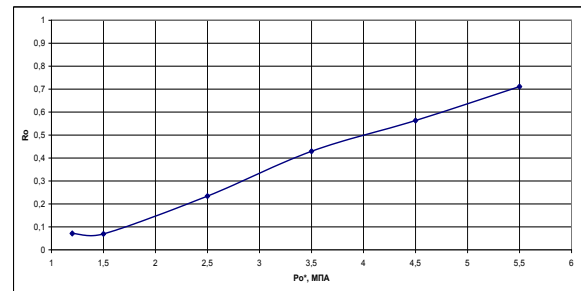


Рисунок 5.22. Зависимость степени реактивности от начального давления перед турбиной при давлении за турбиной $p_2=0,6 \text{ МПа}$

Влияние давления за турбиной на характеристики турбины

Таблица 5.14

$P_2, \text{МПа}$	0,3	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,1	1,2
$N_{\text{внутр.}}, \text{кВт}$	28,9	19,9	17	14,3	11,5	8,6	5,7	2,9
$\eta_{\text{внутр.}}$	0,661	0,746	0,76	0,775	0,782	0,774	0,718	0,572

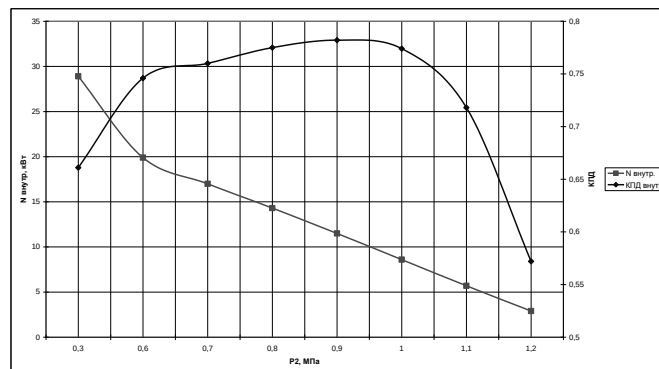


Рисунок 5.23. Зависимость внутреннего КПД и внутренней мощности от давления газа за турбиной при начальном давлении перед турбиной $p_0=1,5 \text{ МПа}$

Таблица 5.15

	0,3	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,1	1,2
ρ_0	0,362	0,069	0,069	0,073	0,086	0,105	0,135	0,166

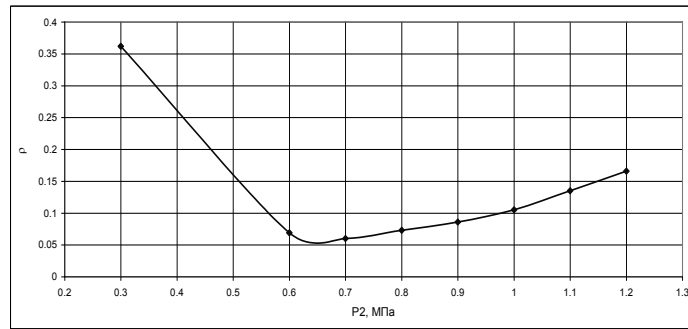


Рисунок 5.24. Зависимость степени реактивности от давления газа за турбиной при начальном давлении перед турбиной $p_0=1,5$ МПа

Влияние степени парциальности на характеристики турбины

Таблица 5.16

ε	0,166	0,333	0,5	0,666	0,833	0,999
$N_{\text{внутр.}}, \text{ кВт}$		1,1	5,8	10,7	15,3	19,9
$\text{КПД}_{\text{внутр}}$		0,457	0,687	0,731	0,741	0,746
ρ_0		-0,022	-0,012	0,002	0,029	0,069

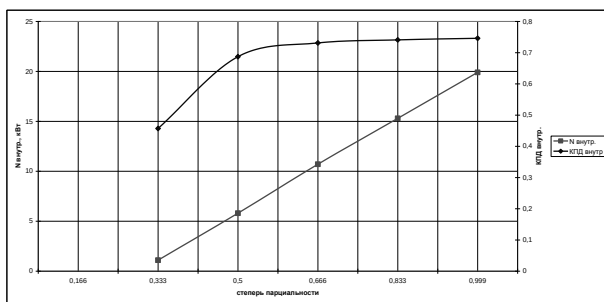


Рисунок 5.25 Зависимость внутреннего КПД и внутренней мощности от степени реактивности при начальном давлении перед турбиной $p_0=1,5$ МПа и давлении $p_2=0,6$ МПа

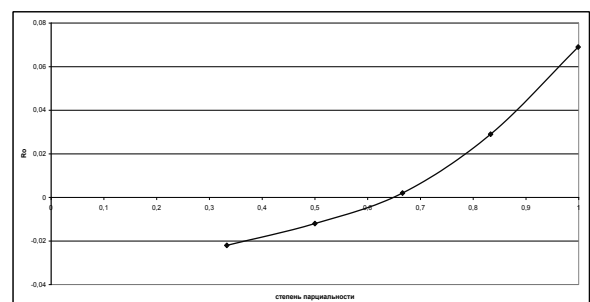


Рисунок 5.26 Зависимость степени реактивности от давления газа за турбиной при начальном давлении перед турбиной $p_0=1,5$ МПа и $p_2=0,6$ МПа

Влияние частоты вращения ротора на характеристики турбины

Таблица 5.17

$n, \text{ об/мин}$	500	1000	2000	3000	4000	5000	6000	10000	20000	30000	40000	50000	60000
$N_{\text{внутр.}}, \text{ кВт}$	0,4	0,7	1,4	2,1	2,8	3,5	4	6,2	11,1	14,9	17,8	19,3	19,9
$\eta_{\text{внутр.}}$	0,013	0,026	0,052	0,077	0,102	0,127	0,148	0,228	0,409	0,554	0,66	0,72	0,746
ρ_0	0,641	0,625	0,593	0,561	0,528	0,493	0,464	0,377	0,231	0,126	0,056	0,004	0,069

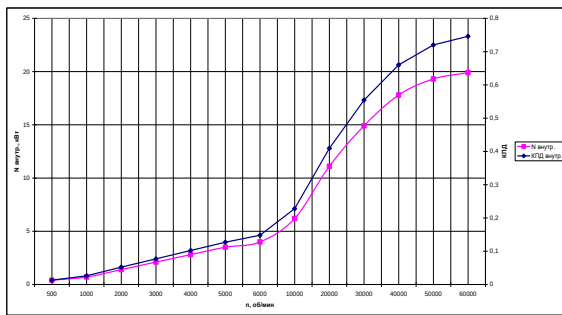


Рисунок 5.27. Зависимость внутреннего КПД и внутренней мощности от частоты вращения при начальном давлении перед турбиной $p_0=1,5$ МПа и давлении $p_2=0,6$ МПа

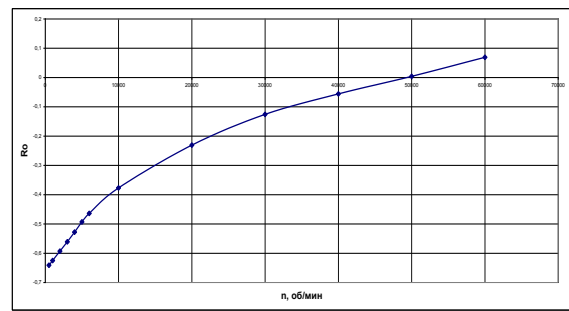


Рисунок 5.28. Зависимость степени реактивности от частоты вращения при начальном давлении перед турбиной $p_0=1,5$ МПа и $p_2=0,6$ МПа

Изменение осевых усилий на роторе турбины в широком диапазоне изменения режимных характеристик автономного локального источника электрической энергии

Конструкция турбины, в частности осевые и радиальные лабиринтные уплотнения, выполнены таким образом, что турбина практически разгружена от осевых сил. Необходимо при проектировании осевых лабиринтовых уплотнений необходимо создать небольшое осевое усилие для нормальной работы упорного подшипника. Таким образом, анализ показывает, что при переменных режимах значительных осевых сил не возникает.

5.1.4. Разработка и описание схемы проточной части расширительной турбины

На основании полученных в предыдущем разделе геометрических параметров турбины и опыта СПбПУ при проектировании подобных турбоустановок была разработана конструктивная схема турбины, проточная часть которой изображена на рисунке 5.28. Профиль диска РК принят и изображен с учетом прочностных расчетов.

Рабочее тело (природный газ) из магистрального газопровода поступает по трубе к сопловому аппарату расширительной турбины, где расширяется и попадает в осевое рабочее колесо, вращающееся с частотой $n=40000$ об/мин, ограниченной прочностными характеристиками. Крутящийся момент с рабочего колеса передается на вал - роторную часть электрогенератора.

Рабочее тело после рабочего колеса поступает через диффузор в рубашку охлаждения электрогенератора для снятия тепла.

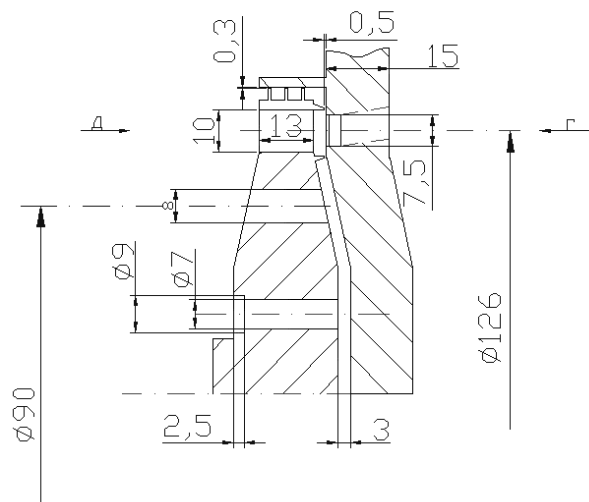


Рисунок 5.28

5.1.5. Профилирование соплового аппарата и лопаток рабочего колеса расширительной турбины

Исходные данные для профилирования соплового аппарата и рабочих лопаток получены в предыдущих расчетах.

Сопловой аппарат:

Число сопел – $z_1=6$;

Высота сопловой лопатки – $\ell_1=0,0075$ м.

Минимальная ширина горла сопла – $D_{\min}=0,002736$ м.

Ширина сопла на выходе – $D_{\max} = 0,003$ м.

Геометрическая степень расширения – $f_c=1.0$.

Геометрический угол выхода потока из СА – $\alpha_1=5^\circ$.

Шаг сопел – $t_1 = 0,06597$ м.

Рабочее колесо.

Число лопаток – $z_p = 21$.

Высота рабочей лопатки – $l_2 = 0,010$ м.

Геометрический угол входа – $\beta_{1r} = 6,5^\circ$.

Геометрический угол выхода – $\beta_{2r} = 10,6^\circ$.

Толщина входной и выходной кромки - $\Delta k_{p1,2} = 0,0008$ м.

Ширина рабочей лопатки – $B = 0,013$ м;

Шаг рабочих лопаток – $t_2 = 0,01885$ м.

Соотношение сечений межлопаточного канала $a_m/a_1=1,0$, $a_2/a_1=0,92$.

Профилирование сопел СА и лопаток РК производилось на основе методики, разработанной на кафедре «Турбины, гидромашины и авиационные двигатели», СПбПУ.

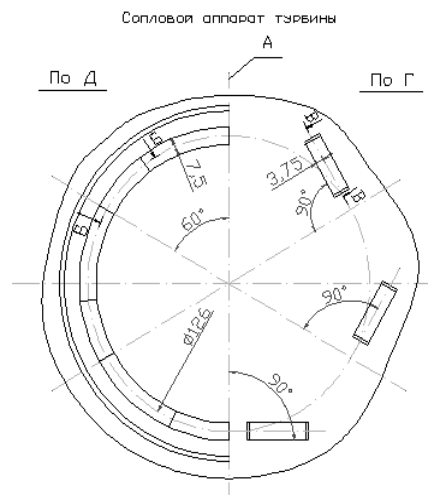


Рисунок 5.29. Поперечное сечение соплового аппарата

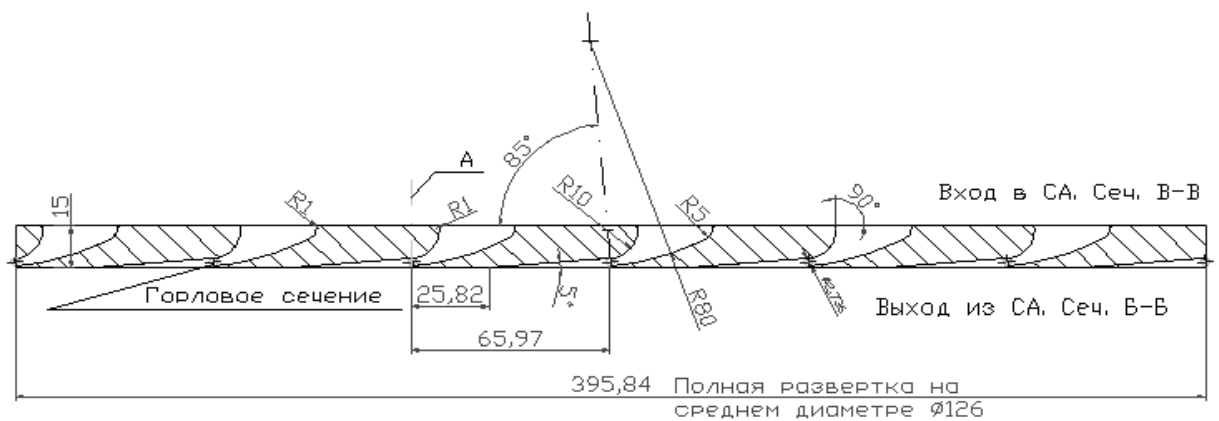


Рис. Развертка сечения соплового аппарата ступени. От входа до горлового сечения в зоне выходной кромки нижняя и верхняя ограничивающие поверхности плоские, (сеч. В-В), за горловым сечением ограничивающие поверхности цилиндрические (сеч. В-В). Образующие боковые поверхности сопел перпендикулярны ограничивающим поверхностям.

Рисунок 5.30.

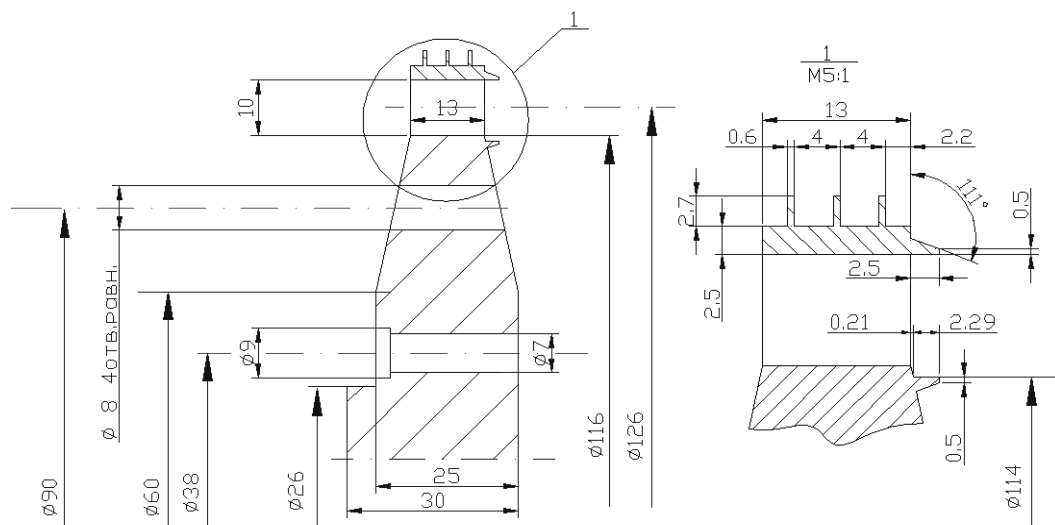
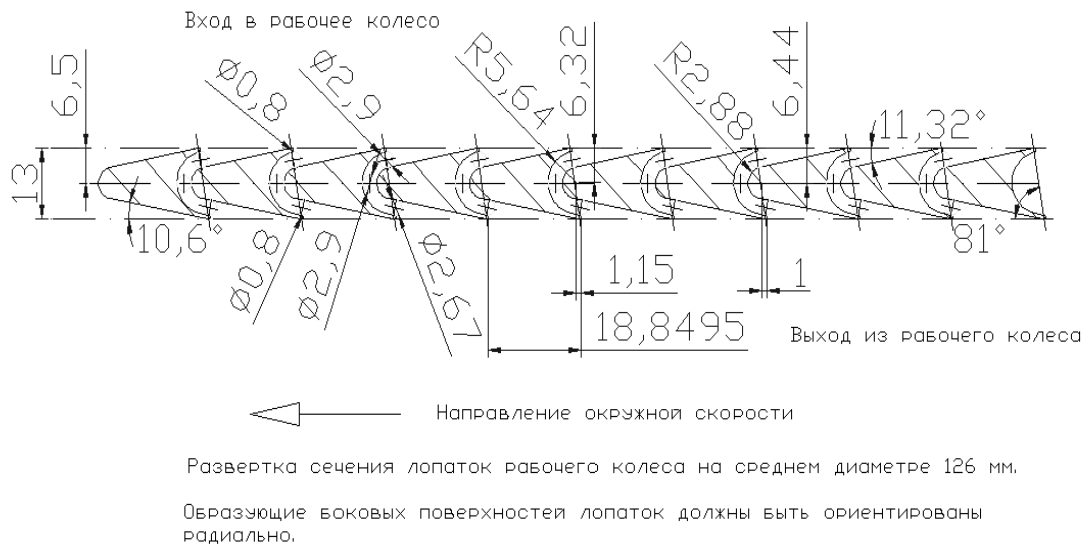


Рисунок 5.31. Рабочее колесо расширительной турбины



5.32. Профили рабочего колеса

5.1.6. Расчёт осевых усилий на роторе расширительной турбины

Для выбора упорного подшипника необходимо определить осевое усилие, которое создает рабочее колесо турбины. Осевое усилие определяется как разность усилий возникающих на боковых поверхностях диска РК.

$$\text{Осевое усилие } P_{\text{ос}} = P_{\text{лев}} - P_{\text{прав}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{корн}}^2 \cdot P_{\text{зазора}}}{4} - \frac{\pi \cdot D_{\text{корн}}^2 \cdot P_2}{4},$$

где $P_{\text{л}}$ - давление пара с левой стороны диска, Па; $P_{\text{пр}}$ - давление пара с правой стороны диска, Па; $P_{\text{н}}$ - давление окружающей среды.

Давление $p_{\text{л}} \approx p_1, p_{\text{п}} \approx p_2$.

Изменения давления пара в межлопаточных каналах не учитываются.

Подставляя данные в уравнение, получаем, что осевое усилие на роторе равно $p \approx 23.6$ кг и направлено по потоку. Для снижения осевого усилия в диске рабочего колеса необходимо выполнить разгрузочные отверстия. Расчёт показывает, что их число равно 4, диаметр 7 мм. В этом случае осевое усилие не должно превышать 1...2 кг.

5.1.7. Разработка теоретических чертежей основных элементов расширительной турбины

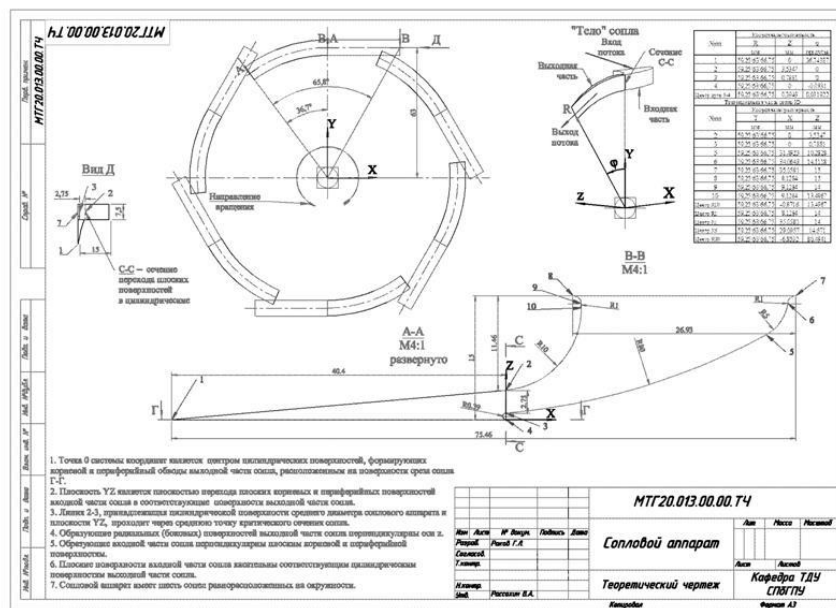


Рисунок 5.33. Теоретический чертёж соплового аппарата расширительной турбины

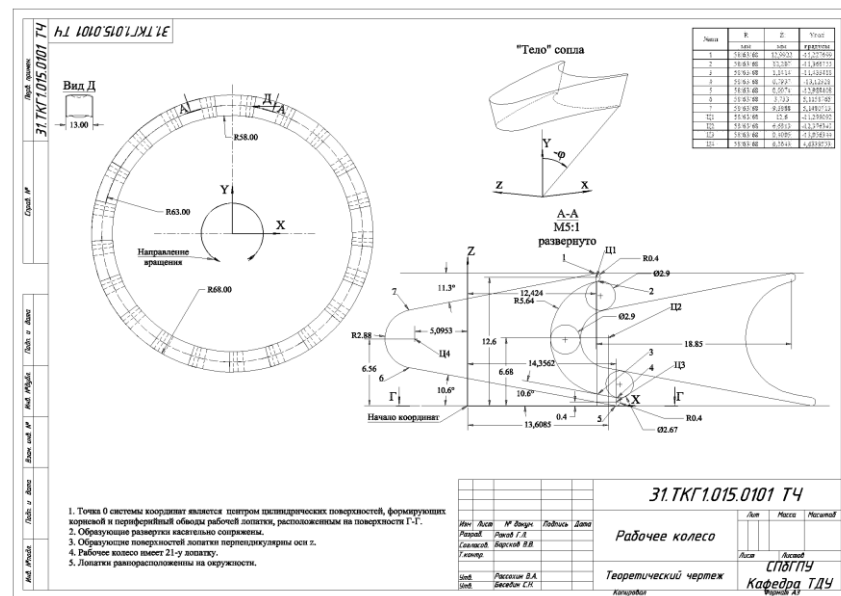


Рисунок 5.34. Теоретический чертёж рабочего колеса расширительной турбины

5.1.8. Проектирование усовершенствованных расширительных турбин турбогенераторов малой мощности с использованием современных программных комплексов

Современное программное обеспечение в значительной мере облегчает работу конструктора, повышает точность и качество графического материала. Программные комплексы, используемые при разработке турбогенераторов AutoCAD, Компас и NX позволяют любому конструктору, владеющему основами компьютерной графики,

выполнять трехмерные модели (3D solid) весьма сложных пространственных объектов не вдаваясь в тонкости трансформации элементарных отрезков в 3D пространстве, энергопреобразования и технологии изготовления турбинных ступеней. Отсутствие опыта работы в рассматриваемых областях входит в противоречие с требованиями, предъявляемым к качеству 3D моделей, технологическим комплексом NX CAM и газодинамическим – ANSYS CFX. Разрешение противоречия возможно путем разработки и совершенствования методического обеспечения 3D моделирования. Методики построения 3D моделей «тела» сопла СА и лопатки РК обладают следующими преимуществами:

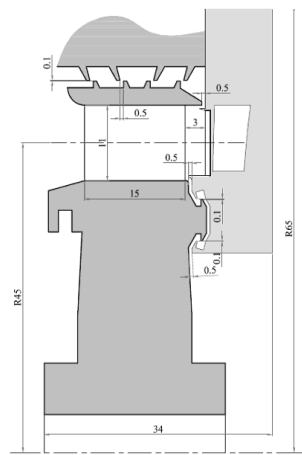
- не искажают проточных частей СА и РК;
- устраняют нежелательное влияние округлений размеров, характеризующих проточную часть (ПЧ) до второго знака после запятой;
- горловые размеры проходных сечений, углы и табличные значения остаются неприкосновенными;
- простота построения с максимальным использованием копируемых отрезков делает модели «легкими» в размерах файла и адекватно воспринимаемыми применяемыми расчетными комплексами.

Ниже рассмотрены основные этапы 3-D проектирования двух вариантов расширительных турбин для турбогенераторов.

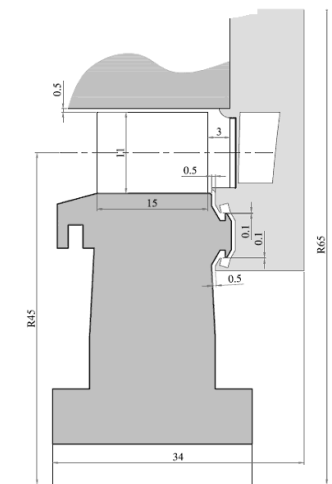
Проектирование проводилось с учётом изучения численными методами физической картины течения газа в проточной части расширительной турбины и выработанных рекомендаций, приведенных в главе 6.

Расширительная турбина

В процессе работы над созданием расширительной турбины для турбогенератора выполнены два варианта ступеней с рабочим колесом, имеющим бандаж, STv3B и ступень STv5 с РК без бандажа, представленные на рисунках 5.34 и 5.35 соответственно.



1. Размеры осевых зазоров определены для среднего положения упорной плиты подшипника.
2. Расстояние от крайнего левого положения ротора до крайнего правого не должно превышать 0,9 мм.



1. Размеры осевых зазоров определены для среднего положения упорной плиты подшипника.
2. Расстояние от крайнего левого положения ротора до крайнего правого не должно превышать 0,9 мм.

Рисунок 5.36. Расширительная турбина
STv3B

Рисунок 5.37. Расширительная турбина

Сопловой аппарат расширительной турбины

Теоретический чертёж (ТЧ) соплового аппарата является основой создания 3D модели СА.

В работе рассматриваются два типа ступеней ЛПИ – с бандажом РК и без бандаж. При неизменной проточной части внешние поверхности СА изменяются в соответствии с типом РК.

Теоретический чертёж ступени с бандажом представлен на рисунке 5.38.

Теоретический чертёж ступени без бандаж представлен на рисунке 5.39.

Особенности конструкции СА ступени с бандажом

Сопловые аппараты отличаются только внешним диаметром направляющего усика R, рисунок 5.38.

При проектировании СА соблюдены основополагающие принципы, заложенные в ступени ЛПИ.

С целью минимизации потерь кинетической энергии рабочего тела, впервые исследованных в работе [84] численными методами программы Ansys CFX, проведена необходимая модернизация проточной части СА.

Входные части сопел. Для работы СА в составе турбинной ступени с входным устройством, обеспечивающим осевое движение рабочего тела на входе в сопла СА, корневые и периферийные входные кромки сопел скруглены радиусом R2,5, сечение V-V, рисунок 5.38.

Выходные части сопел:

Выходные кромки СА минимизированы до 0,2 мм, точки 11,12.

Плоскость перехода корневой и периферийной поверхностей входной части сопла в цилиндрические поверхности выходной части сопла перенесена в мнимую точку 13. Точку пересечения прямой 1,12 с продолжением прямой 10,11, рисунок 5.38.

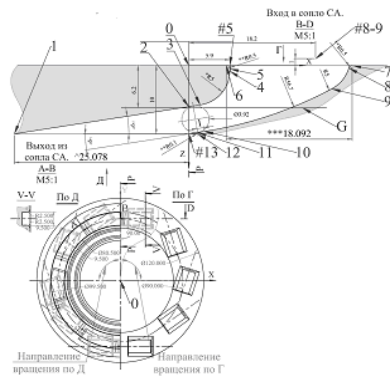


Рисунок 5.38. Теоретический чертеж СА ступени с бандажом STv3B

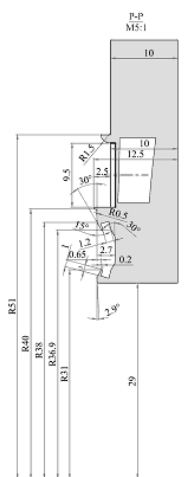
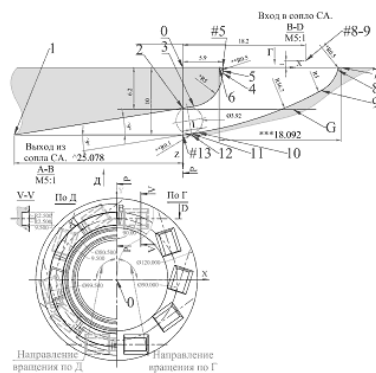
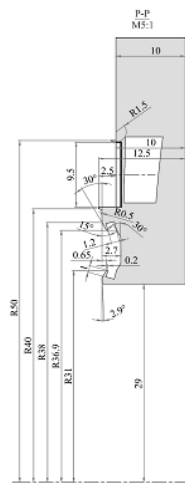


Рисунок 5.39. Теоретический чертеж СА ступени без бандаж STv5

Выходная часть СА

В корне выполнен уплотняющий выступ L, сечение Р-Р, рисунок 5.40, позволяющий уменьшить эжекционные потери кинетической энергии рабочего тела. На периферии организован направляющий усик R, позволяющий обеспечить утапливание усика бандаж в СА, уменьшить утечку рабочего тела в ступени STv3B и исключить вихрь в зоне прямого угла между СА и периферийным обводом РК в ступени STv5.

Технология изготовления СА

С целью сокращения производственных затрат на изготовление СА и минимизации конструктивных отличий проточной части от теоретических разработок в СА предусмотрен технологический разъем G.

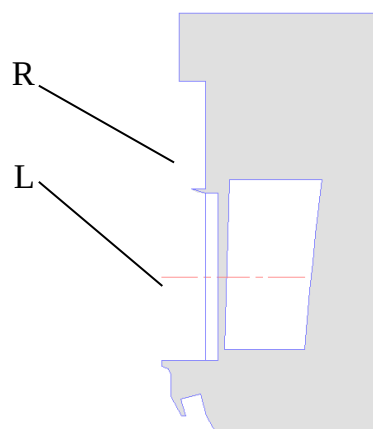


Рисунок 5.40. Выступ L и усик R ПЧ на выходе из сопел СА

Задача уменьшения осевого усилия решается развитием корневой цилиндрической части косого среза в пространство осевого зазора, уплотняющий выступ L, и организацией лабиринтовых уплотнений.

Лабиринтовые уплотнения

На рисунке 5.46 представлена предлагаемая система уплотнения ПЧ ступени, выполненная с учетом рекомендованных перемещений ротора турбогенератора в газодинамических подшипниках.

Наклоны корневого лабиринтового уплотнения выполнены с учетом необходимости минимизации проходных сечений в минимальных осевых габаритах.

Реализовано уплотнение осевого зазора под усиком бандажа.

Введена ответная, бандажному уплотнению, часть лабиринтового уплотнения над бандажом, обеспечивающая минимизацию проходных сечений при сдвиге ротора в любом осевом направлении.

Проточная часть до и после ступени

Проектирование накладывает определенные условия на формирование проточной части расширительной в части подвода и отвода рабочего тела.

Исходной информацией к разработке проточной части на входе в ступень и выходе из нее является теоретический чертеж расширительной турбины STv3B и контур возможной проточной части, разработанный при компоновке турбогенератора.

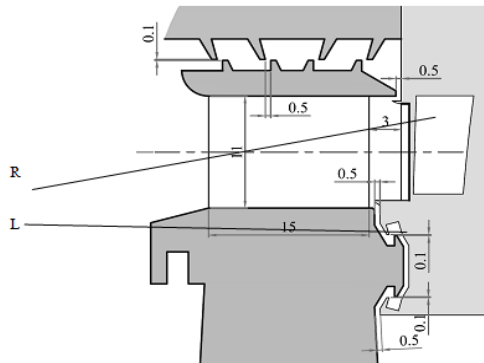


Рисунок 5.46. Система лабиринтовых уплотнений ПЧ

Проточная часть на входе в ступень

На рисунок 5.46 представлена проточная часть МДГ-20 до и после ступени. Контур, проработанный на чертеже штриховыми линиями серого цвета, определяет контур возможной проточной части.

Проходные сечения возможной проточной части на входе обеспечивают нормальное течение рабочего тела с минимумом потерь энергии, уступая лишь патрубку с тангенциальным подводом РТ. Размеры корневого обвода не следует изменять. Диаметральные размеры периферии можно сократить до 130...140 мм.

Количество ребер жесткости не должно быть более пяти. Кромки необходимо скруглить.

Проточная часть на выходе из ступени

При расчетном угле выхода потока из РК $\beta_2=127,45^\circ$ поток в свободном пространстве за РК при постоянном давлении будет двигаться между двумя гиперболами, выделенными на чертеже пурпурным цветом.

С целью обеспечения диффузорности течения рабочего тела с эквивалентными углами раскрытия проточной части $\gamma=3...5^\circ$, предлагается выполнить диффузор в соответствии с чертежом, рисунок 5.47. поперечное сечение диффузора выделено фиолетовым цветом.

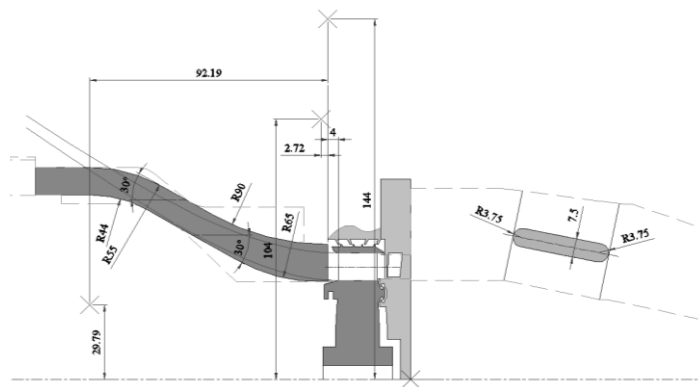


Рисунок 5.47. Проточная часть на входе и выходе из ступени

5.1.9. Описание конструктивной схемы турбогенератора малой мощности

На основании выполненных исследований и накопленного опыта при проектировании подобных турбоустановок была разработана конструктивная схема турбогенератора, проточная часть которой изображена на рисунке 5.48. Рабочее тело (газ) поступает в сопловой аппарат турбины конструкции ЛПИ, где расширяется и попадает в осевое рабочее колесо, вращающееся с частотой в диапазоне $n = 0...36000$ об/мин. Крутящий момент с рабочего колеса передается на вал, на котором устанавливается роторная часть высокооборотного электрогенератора. Рабочее тело (газ) после рабочего колеса осевой турбины поступает в выходной патрубок для охлаждения статора электрогенератора. На рисунок 5.47 рабочее тело (газ) поступает во входной патрубок для охлаждения статора электрогенератора, а затем в сопловой аппарат осевой турбины.

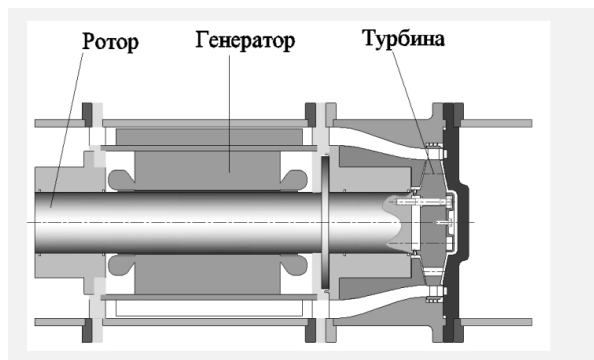


Рисунок 5.48. Конструктивная схема турбогенератора малой мощности с осевой расширительной турбиной

Разработанная конструктивная схема турбогенератора была положена в основу рабочего проекта турбогенератора малой мощности.

5.2. Микротурбогенераторы малой мощности (вторая группа)

5.2.1. Предварительный выбор геометрических и режимных параметров расширительной турбины

В работе были разработаны и исследованы конструкции сопловых аппаратов с малыми углами выхода потока, обеспечивающие малые объёмные расходы газа. Характеристики таких СА использованы в настоящей работе. Аналогии подобных исследований и разработок других авторов отсутствуют в отечественной и зарубежной печати.

Малые углы выхода потока из СА требуют применения лопаток рабочих колес с малыми углами входа потока в РК $\beta_1 < 10^\circ$. Традиционные методы построения таких рабочих профилей, особенно при сверхкритическом обтекании, приводят к значительным потерям кинетической энергии в рабочих лопатках. Исходя из опыта СПбПУ, для снижения этих потерь использованы профили с большим относительным шагом t/V и специальным построением межлопаточных каналов лопаток РК. Такое профилирование позволяет значительно уменьшить потери кинетической энергии.

Особого внимания потребовал выбор направления движения рабочего тела в турбине. С целью снижения массогабаритных характеристик микротурбогенератора, была выбрана высокая частота вращения ротора 36000 об/мин. При таких параметрах средний диаметр ступени получается небольшим, а именно 93 мм. При истечении рабочего тела осевой турбины из косого среза соплового аппарата со скоростью $C_1=268$ м/с, под углом $\alpha_1 = 5^\circ$, град, поток имеет большую окружную составляющую абсолютной скорости и попадает на периферийную ограничивающую поверхность проточной части с большой кривизной. В результате сильно искажается картина

течения, возникает сложная система вихрей и отрывов потока, подробно рассмотренная в [82].

Вследствие малых диаметров турбины и сложной картины течения в проточной части для обеспечения необходимых высот лопаток СА и РК целесообразно выполнять центростремительными.

При применении центростремительной турбины подобные явления не наблюдаются. Кроме того, можно отметить и другие преимущества радиальных центростремительных турбин по сравнению с осевыми [83]:

1 – более высокий КПД турбины из-за равномерного течения рабочего тела в проточной части и положительного действия кориолисовых сил при относительно малых расходах газа и размерах рабочего колеса;

2 - простота конструкции и надежность рабочего колеса, выполняемого в виде единой отливки;

3 - возможность выполнения регулируемого соплового аппарата по сравнительно простой конструктивной схеме.

Для уменьшения массы турбины, а также обеспечения возможности применения современных методов изготовления, было принято решение о выполнении соплового аппарата и рабочего колеса из высокопрочной пластмассы методом селективного лазерного спекания (SLS), с использованием 3D – принтера. Для осевой турбины выбор такого способа изготовления встретил серьезные технологические трудности, приводящие к необходимости дополнительной механической обработки и, как следствие, к удорожанию микротурбогенератора, чего не возникает при изготовлении узлов радиальной турбины. Таким образом, была обеспечена заказанная себестоимость микротурбогенератора.

На основе анализа изложенных обстоятельств, для дальнейшей проектной проработки, была выбрана радиальная центростремительная расширительная турбина.

Сочетание СА с малыми углами α_1 и РК с лопатками с большим относительным шагом позволило создать новый класс центростремительных малорасходных турбин. Основные исходные технические характеристики расширительной турбины, принятые для проектирования турбогенератора малой мощности.

Таблица 5.18

Рабочее тело	Природный газ ГОСТ 5542-87
Давление газа на входе в турбину, МПа	0.3 (0.4)
Давление газа на выходе из турбины, МПа	0.15 (0.2)
Номинальная электрическая мощность, кВт	0.300
Частота вращения ротора турбогенератора, об./мин	не более 40000
КПД, %	не менее 50...60

В исследованиях определены области преимущественного применения малорасходных турбин конструкции ЛПИ по сравнению с традиционными парциальными малорасходными турбинами [75]. Критерием является комплекс пропускной способности A , предложенный профессором Рассохиным В.А.

$$A = 4 \frac{\ell_1}{D_{\text{ср}}} \varepsilon \cdot \sin \alpha_1,$$

Если $A \leq 0,02$, то целесообразно применение малорасходных турбин конструкции ЛПИ. Если $A > 0,02$, то более эффективно применение традиционных парциальных малорасходных турбин.

На рисунке 5.49 показана зависимость коэффициента пропускной способности A для рассматриваемых режимных и геометрических параметров от среднего диаметра. Поскольку $A < 0,02$ в рассматриваемой области параметров, это подтверждает необходимость применения турбин конструкции ЛПИ.

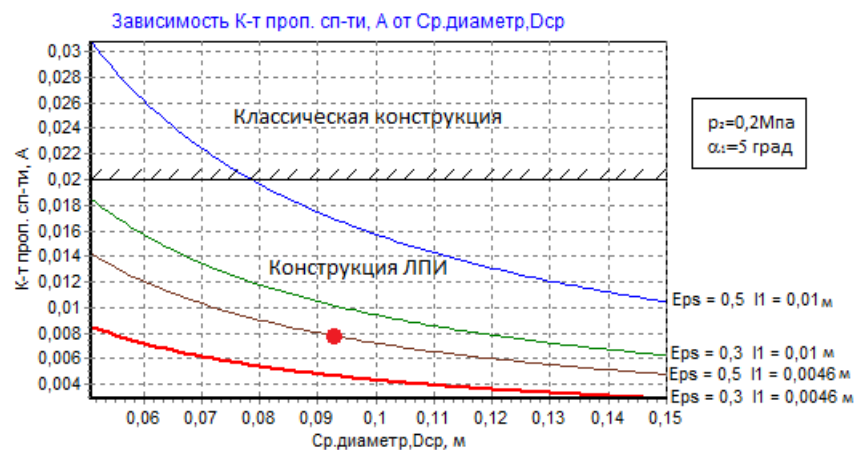


Рисунок 5.49. Зависимость коэффициента пропускной способности A от среднего диаметра $D_{\text{ср}}$ (м)

О - рабочая (рекомендуемая) точка

С учетом принятой температуры на входе в микротурбогенератор и известных диапазонов изменения давления и расхода необходимо определиться с тем, какую мощность для каждого диапазона можно получить. Расчет вырабатываемой мощности и параметров САЭ для диапазона параметров, указанных в ТЗ, проводился по методике «Выбор параметров. Турбо». Необходимые данные для предварительного расчета сведены в таблице 5.18. Результаты предварительных расчетов вырабатываемой МТГ мощности приведены ниже.

Исходные данные для предварительного расчета вырабатываемой мощности

Таблица 5.18

Диапазон	T_0^* , К	p_{0min} , МПа	p_{0max} , МПа	p_2 , МПа	G_{min} , кг/с	R , Дж/(кг·К)	k	N_{min} , кВт	N_{max} , кВт
1	288	0.25	0.4	0.2	0.022	507.6	1.31	0,01	0,30

Результаты предварительных расчетов вырабатываемой МТГ мощности приведены ниже.

Как было показано выше для получения столь малых мощностей (10...1000 Вт) при расходах рабочего тела, указанных в главе 3, необходимо существенно уменьшать расходы газа через расширительную турбину. Поэтому принято решение провести поиск диапазонов расходов рабочего тела, обеспечивающих выработку необходимых мощностей. Ниже приводятся соответствующие сетки параметров [75]. Отметим, что при расчетах высота сопла для всех режимов сохранялась постоянной и равной 4.8 мм.

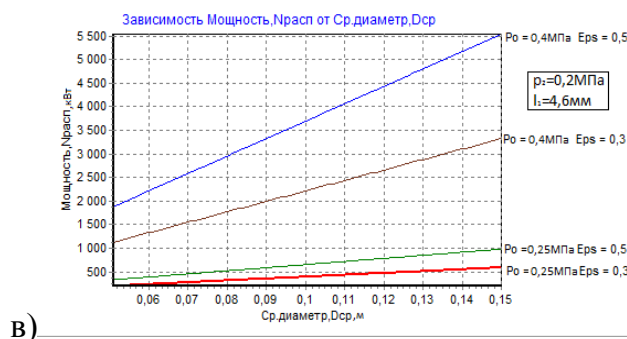
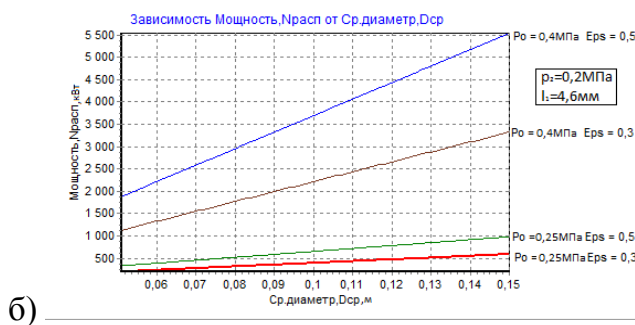
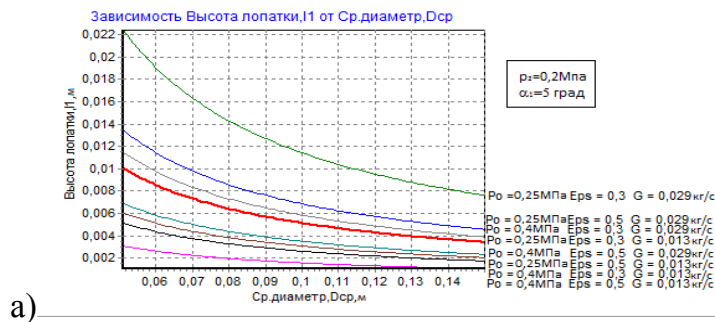


Рисунок 5.50, а,б,в. Распределение высоты сопла, характеристического числа и располагаемой мощности в зависимости от D_{cp} для диапазона давлений заданных в ТЗ

Таким образом, из приведенных на рисунке 5.50 зависимостей можно сделать вывод, что, уменьшив расход до соответствующих величин, можно получить заданную по ТЗ электрическую мощность.

5.2.2. Выбор режима работы микротурбогенератора, вырабатываемой мощности и геометрических параметров ступени

В предыдущем разделе было показано, что, меняя расход газа, можно добиться покрытия практически всего заявленного в ТЗ диапазона мощностей. Наиболее рациональным в данном случае будет проектирование унифицированной ступени на весь диапазон мощностей. Для достижения этой цели наиболее выгодно использовать диапазон изменения параметров, поскольку в нем есть некоторый запас по регулированию давления на входе в установку и, соответственно, по уменьшению полезной мощности установки.

За номинальный режим работы проектируемого МТГ примем режим работы с вырабатываемой электрической мощностью 0.3 кВт. При предварительном выборе параметров зададимся внутренним КПД турбины (0.72), КПД генератора (0.95) и механическим КПД МТГ (0.99). Согласно принятой методике задается располагаемая мощность расширительной турбины:

$$N_{\text{расп.}} = \frac{N_{\text{в}}}{\eta_{\text{в}} \cdot \eta_{\text{эл}} \cdot \eta_{\text{мех}}},$$

где $N_{\text{в}}$ - внутренняя мощность турбины (см. исходные данные); $\eta_{\text{в}}$ - внутренний КПД турбины; $\eta_{\text{эл}}$ - электрический КПД генератора; $\eta_{\text{мех}}$ - механический КПД САЭ.

Графики для выбора основных параметров ступени представлены ниже.

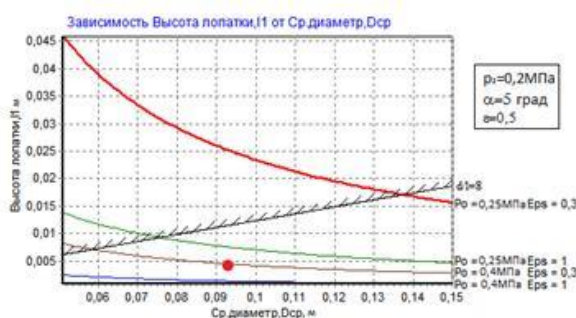


Рисунок 5.51. Зависимость высоты лопатки от среднего диаметра турбины $D_{\text{ср}}$ при различных величинах степени парциальности E_{ps} и геометрических углах выхода потока α_1 . • - область предварительных значений расхода газа

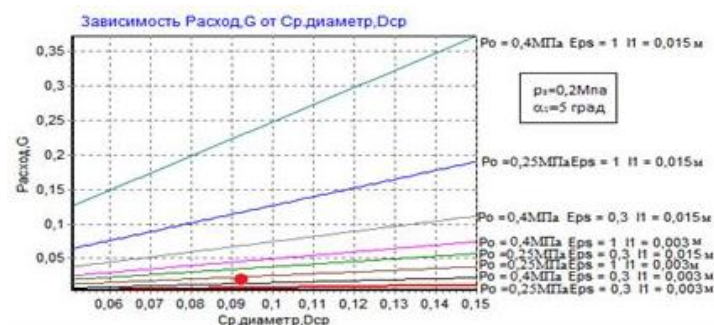


Рисунок 5.52. Зависимость расхода газа от среднего диаметра турбины $D_{\text{ср}}$ при различных величинах степени парциальности E_{ps} и геометрических углах выхода потока α_1 . • - область предварительных значений расхода газа.

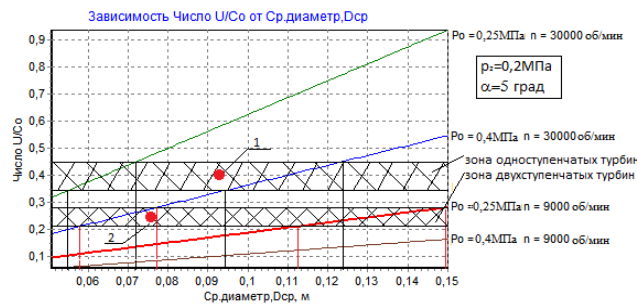


Рисунок 5.53. Зависимость характеристического числа u/C_0 от частоты вращения ротора.

- - область предварительных значений характеристического числа u/C_0

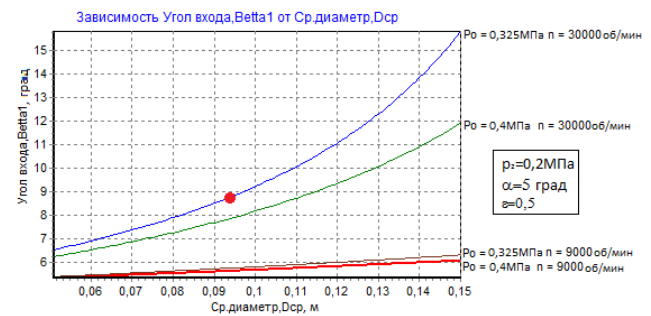


Рисунок 5.54. Зависимость геометрического угла входа потока в РК турбины β_1 от частоты вращения ротора.

- - область предварительных значений геометрического угла входа потока β_1

При предварительном определении высоты сопла ℓ_1 варьировались степень парциальности ε и геометрический угол выхода потока из СА α_1 . Исходя из графиков на рис. 5.53–5.54 были выбраны средний диаметр ступени и высота сопла таким образом, чтобы отношение D_{cp}/ℓ_1 по соображениям прочности было бы больше 8.

Необходимый расход газа через ступень был определен исходя из заданной мощности, среднего диаметра и высоты сопла.

Далее, по найденному значению D_{cp} была получена зависимость характеристического числа от числа оборотов. Сопоставляя допустимые значения высоты сопла ℓ_1 и характеристического числа u/C_0 , определяем кинематическую схему турбины: одноступенчатая, двухступенчатая, многоступенчатая, осевая, радиальная и выбираем предварительные параметры МТГ.

Кинематическая схема турбины выбирается из условия $u/C_0 \approx (u/C_0)_{opt}$ (активная одноступенчатая — $(u/C_0)_{opt} = 0.38 \dots 0.45$, активная двухступенчатая $(u/C_0)_{opt} = 0.22 \dots 0.28$ и т.д.). Касаясь вопроса рациональных значений среднего диаметра D_{cp} и высоты лопатки СА, отметим, что малые значения высоты лопаток СА и соответственно РК приводят к значительным концевым потерям кинетической энергии и существенному уменьшению КПД турбины. Увеличение высоты лопатки СА в традиционных малорасходных турбинах осуществляется за счет введения парциального подвода рабочего тела. Однако при введении парциального подвода в турбине возникают дополнительные парциальные потери, которые существенно снижают внутренний КПД турбины. Оптимальность выбора типа турбины (турбины конструкции ЛПИ или традиционные малорасходные парциальные турбины) определяется комплексом пропускной способности А.

На выбор оптимального u/C_0 влияет частота вращения n , ограниченная условиями прочности диска и замков лопаток РК, и минимальная высота сопла СА ℓ_1 при принятом

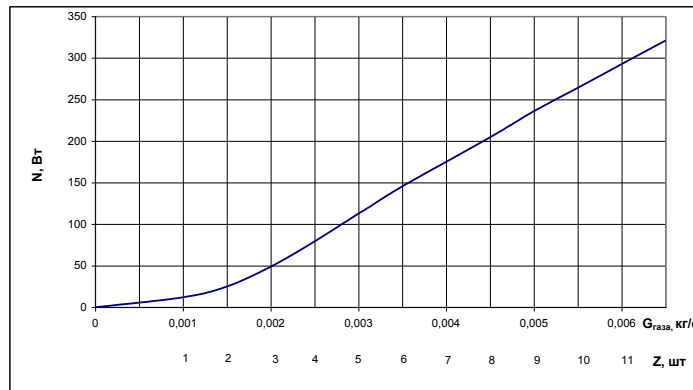


Рисунок 5.55. Зависимость мощности расширительной турбины от расхода газа

В результате выполненных расчетов были определены режимные и геометрические параметры турбины для микротурбогенератора:

- давление перед турбиной – 0,4 МПа;
- давление за турбиной – 0,15 МПа;
- начальная температура газа – 288 К;
- рабочая частота вращения ротора – 9000 об/мин;
- угол выхода потока из СА 5 град;
- расход газа (в зависимости от числа сопел) – 0,002...0,024 кг/с;
- электрическая мощность – 0...300 Вт;
- средний диаметр турбины – 0,093 м;
- высота сопловой лопатки – 0,0046 м;
- окружная скорость в РК 43,8 м/с;
- внутренний КПД турбины 0,242;
- число сопел соплового аппарата – 2...24 шт.

Вырабатываемая электрическая мощность детандер-генератора, по выбору заказчика, может изменяться в диапазоне от 20 до 300 Вт, в зависимости от числа сопел z .

5.2.3. Профилирование соплового аппарата и лопаток рабочего колеса турбины

Исходные данные для профилирования соплового аппарата и рабочих лопаток получены в предыдущих расчетах

Сопловой аппарат:

Число сопел – $z_1=2$ - базовый вариант; $z_1=3...12$ - варианты повышенной мощности;

Высота сопловой лопатки – $\ell_1=0,005$ м.

Минимальная ширина горла сопла – $D_{\min}=0,00127$ м.

Геометрическая степень расширения – $f_c=1,0$.

Внутренний диаметр СА – $D_1 = 0,096\text{м}$.

Геометрический угол выхода потока из СА – $\alpha_1 = 5^\circ$.

Рабочее колесо:

Число лопаток – $z_p = 21$.

Высота рабочей лопатки – $\ell_2 = 0,0126\text{ м}$.

Геометрический угол входа – $\beta_{1r} = 10^\circ$.

Геометрический угол выхода – $\beta_{2r} = 8,5^\circ$.

Толщина входной и выходной кромки – $\Delta_{кр1,2} = 0,0015\text{м}$.

Наружный диаметр рабочего колеса (без усиков уплотнения) – $D_n = 0,093\text{м}$;

Ширина рабочей лопатки – $B = 0,008\text{м}$;

Профилирование сопел СА производилось на основе методики, разработанной на кафедре «Турбины, гидромашины и авиационные двигатели» СПбПУ.

Лопатка рабочего колеса – одна из наиболее ответственных деталей турбины. Она работает в условиях высоких напряжений и должна обеспечить заданный поворот потока с возможно малыми потерями. Указанные особенности работы лопаток накладывают отпечаток на приемы её профилирования.

Построение профиля лопаток рабочего колеса осуществляется построением контуров спинки и корытца профиля сочетанием прямых линий и дуг окружностей.

Исходные данные для построения РЛ:

Средний диаметр рабочего колеса – $D_{ср}$;

Ширина рабочей лопатки – B ;

Количество РЛ – z ;

Геометрический угол входа – β_{1r} ;

Геометрический угол выхода – β_{2r} ;

Угол установки профиля – $\gamma_{уст}$;

Диаметр входной и выходной кромки – $d_{вх}, d_{вых}$;

Соотношение проходных сечений межлопаточного канала – $am/a_1, a_2/a_1$;

Графические работы, связанные с построением профиля рабочего колеса активного типа целесообразно выполнять в следующем порядке.

Проводим из центра системы координат O продольную ось симметрии диаметром $D_{ср}$ и окружность входного и выходного фронта решетки с диаметрами $D_{ср}+B$, $D_{ср}-B$. Затем разбиваем продольную ось симметрии на z участков (рисунок 5.56).

Через точку z_1 проводим линию АВ под углом $\gamma_{уст}$. Вписываем окружность диаметром $d_{вх}$ ($d_{вых}$) входной (выходной) кромки, между входным (выходным) фронтом и линией АВ. Под углом β_{2r} проводим вспомогательную касательную линию к выходной кромке. Строим вогнутую поверхность лопатки КМ. Для этого проводим касательную дугу к выходной кромке и вспомогательной линии FM (рисунок 5.57).

Повторяем этап №2 в точке z_2 .

Откладываем горло межлопаточного канала на входе a_1 (через точку K_2), выходе a_2 (через точку F_2) и на средней линии am (через точку R). Выходную часть лопатки, дугу DLT , проводим касательной к выходной кромке и к окружности являющейся горлом на выходе межлопаточного канала. Дугу EP также проводим через входную кромку и горлом на входе в межлопаточный канал. Выпуклую часть лопатки PST также проводим через касательное сопряжение между, горлом на средней линии и боковыми гранями лопатки (рисунок 5.58).

Окончательный вид лопатки представлен на рисунке 5.59.

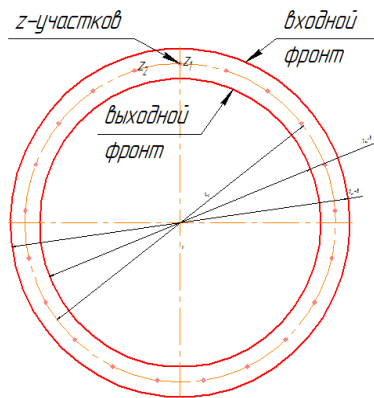


Рисунок 5.56. Первый этап построения
РЛ

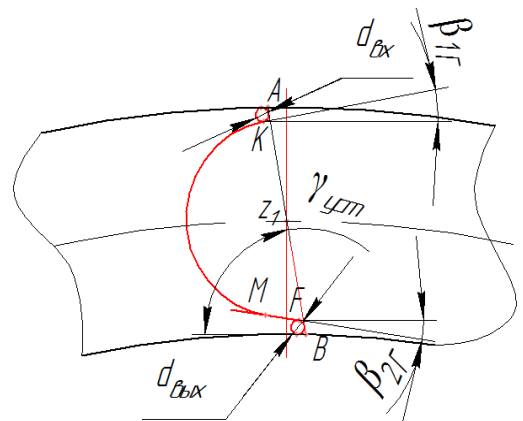


Рисунок 5.57. Второй этап построения
РЛ

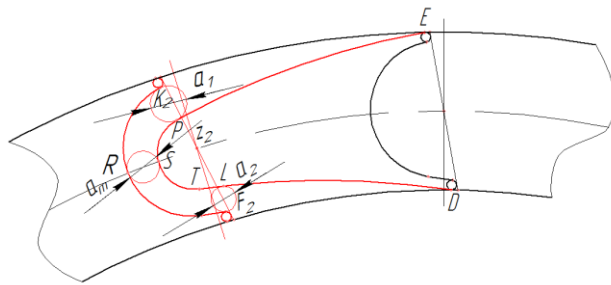


Рисунок 5.58. Третий этап построения
РЛ

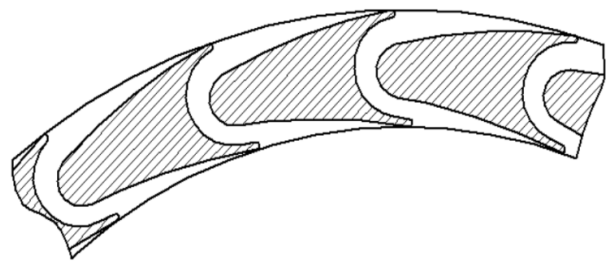


Рисунок 5.59. РЛ центростремительной
турбины

5.2.4. Расчёт прочности элементов микротурбогенератора

Рассматриваемая ступень предназначена для привода высокооборотного микротурбогенератора мощностью до 0,3 кВт. В разделе рассмотрен вариант указанной ступени с рабочим колесом, выполненным из пластмассы. Использование пластмассы позволяет изготовить заодно диск, лопатки и бандаж методом селективного лазерного

спекания (SLS).

Исходные данные к прочностному расчету рабочего колеса (РК):

- максимальная скорость вращения ротора – 12000 об/мин.;
- температура газа на входе в ступень составляет 15⁰С;
- радиальный температурный градиент диска принят равным 20⁰С;
- высота и осевая длина рабочих лопаток (РЛ) составляет 2 мм и 8 мм, соответственно;
- расчеты проводились при наличии у лопаток бандажного кольца;
- внутренний диаметр отверстия РК составляет 11 мм;
- наружный диаметр диска - .93.

Оценочные прочностные расчеты выполнены по методике, использующей метод начальных параметров для решения «плоской» задачи упруго-напряженного состояния диска [76...80]. Использование указанной методики позволило найти не только распределения радиальных и тангенциальных напряжений, но и радиальные перемещения, в частности, увеличение радиуса поверхности внутреннего отверстия диска при вращении. Пластмассовый диск размещен на валу с помощью стальной промежуточной втулки.

На рисунке 5.60 представлен эскиз рабочего колеса, выполненного из пластмассы.

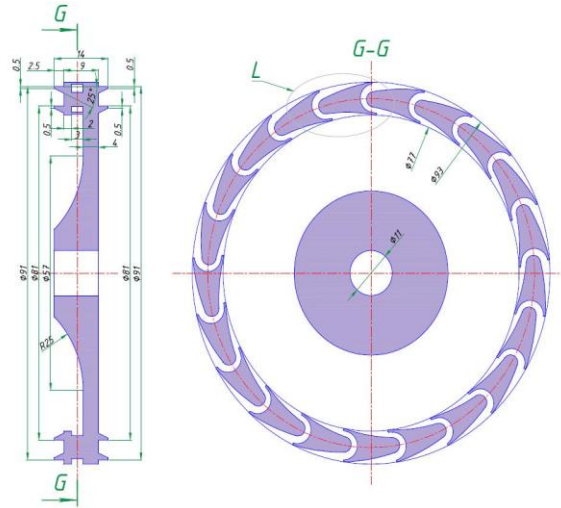


Рисунок 5.60. Рабочее колесо расширительной турбины, выполненное из пластмассы

Изображенное на рисунке 5.60 рабочее колесо состоит из диска с рабочими лопатками и бандажным кольцом. Форма боковой поверхности диска близка к равнопрочной. Распределение толщины диска вдоль радиуса приведено на рисунках 5.61,а и 5.61,б.

2. Изменение ширины диска вдоль его радиуса:

радиусы диска, м;

ширина диска, м

$R :=$	$h1 :=$
0.011	0.029
0.014	0.0285
0.016	0.027
0.017	0.0265
0.018	0.0255
0.021	0.009
0.022	0.008
0.026	0.005
0.028	0.004
0.030	0.004
0.033	0.004
0.036	0.004
0.0385	0.004



Рисунок 5.61,а. Изменение
толщины пластмассового диска
вдоль его радиуса:

Значения радиуса R и толщины
диска h_1 приведены в м

Рисунок 5.61,б. Аппроксимация толщины
пластмассового диска вдоль его радиуса

Выбранная для диска пластмасса относится к группе теплостойких термопластов. Эти пластмассы выделяются повышенной прочностью, жесткостью, износостойкостью и трещиностойкостью. Они достаточно технологичны при производстве порошкообразных элементов малорасходных турбин, что важно для реализации интегрального изготовления рабочего колеса с бандажированными лопатками.

Приведем механические и физические параметры наиболее приемлемой разновидности порошкообразных пластмасс.

Свойства пластмасс

Таблица 5.19

Свойства	Стандарт	Название материала			
		FullCure720	VeroWhite	VeroBlue	VeroBlack
Предел прочности при растяжении, МПа	D-638	60,3	49,8	55,1	50,7
Максимальное удлинение до разрыва, %	D-638	15...25	15...25	15...25	17,7
Модуль упругости, МПа	D-638	2,870.0	2,495.0	2,740.0	2,192.0
Предел прочности при изгибе, МПа	D-790	75,8	74,6	83,6	79,6
Модуль упругости при изгибе, МПа	D256	1,718.0	2,137.0	1,938.0	2,276.0
Прочность на сжатие, МПа	D256	84,3	-	79,3	-
Температура термической деформации, °C	D648	48,4	47,6	48,8	47

Граничные условия для прочностного расчета диска:

- радиальные напряжения на наружном радиусе (38.5 мм) составляют 3.4 МПа;
- радиальные напряжения на внутреннем радиусе (11 мм) приняты равными 0.

Распределения радиальных и окружных центробежных напряжений приведены на рисунке 5.62. Распределения радиальных и окружных напряжений, обусловленных неравномерностью прогрева диска, приведены на рисунке 5.63. Из приведенных распределений видно, что максимальные суммарные окружные напряжения на внутреннем радиусе диска составляют 5.5 МПа.

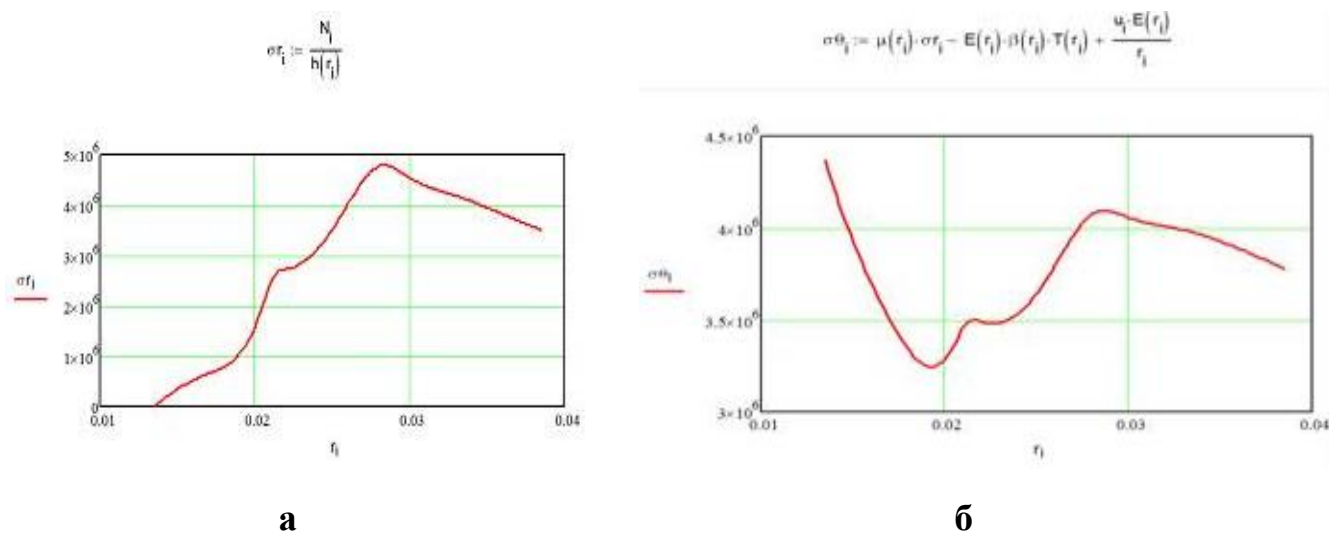


Рисунок 5.62. Распределение радиальных (а) и окружных (б) центробежных напряжений в пластмассовом диске, Па

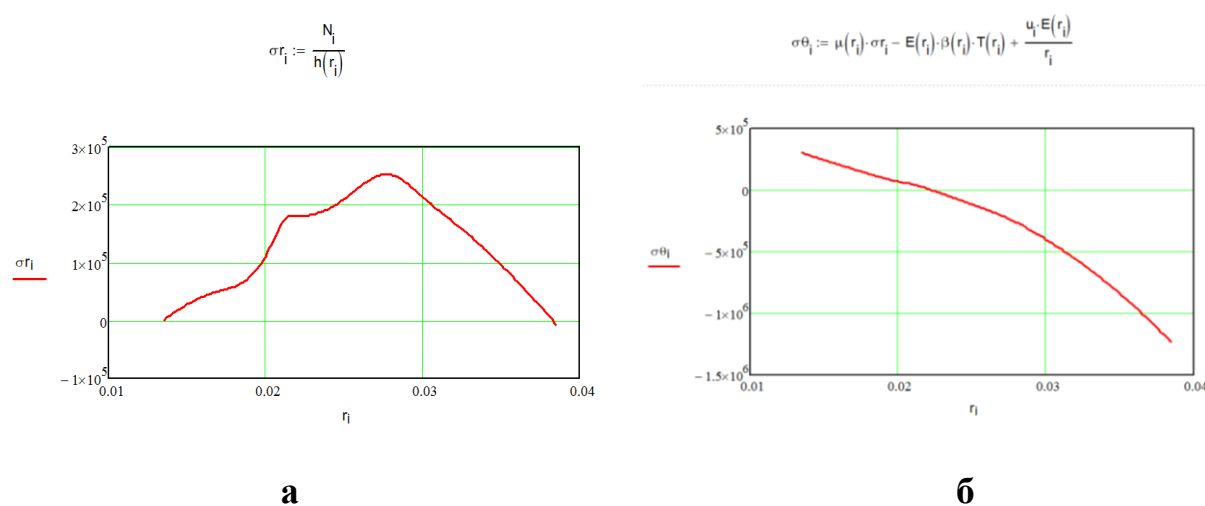


Рисунок 5.63. Распределение радиальных (а) и окружных (б) температурных напряжений в пластмассовом диске, Па

Таким образом, минимальный запас прочности по пределу текучести для диска из пластмассы составляет $k = 10$, что приемлемо.

Здесь необходимо заметить, что найденный запас завышен, что является следствием упрощенной постановки настоящего расчета на прочность.

Из расчета получено удлинение диаметра внутреннего отверстия диска, которое составляет существенную величину 0.05 мм.

Здесь необходимо отметить особенность напряженного состояния пластмассового диска, которые являются следствием низкого значения модуля упругости неармированных пластмасс (в 100 раз меньше, чем у стали). Для данного диска указанное увеличение диаметра внутреннего отверстия равно 0.05мм.

5.2.5. Разработка теоретического чертежа СА и РК микротурбогенератора

Выполненные расчеты и принципы позволили разработать теоретические чертежи и 3D модель микротурбогенератора.

Сопловой аппарат (СА).

СА ступени представлен на рисунке 5.64. Чертеж ДГцс 0,1.19.02.101 ТЧ «Сопловой аппарат с патрубками».

Трехмерная модель СА представлена на рисунок 5.65.

Проточная часть сопла соплового аппарата на рисунок 5.66.

Рабочее колесо (РК)

Рабочее колесо совместно с бандажом представлено на рисунок 5.67.

Чертеж ДГцс 0,1.02.102 ТЧ " Рабочее колесо с бандажом".

Трёхмерная модель рабочего колеса - рисунок 5.68.

Трёхмерная модель лопаток рабочего кол - рисунок 5.69.

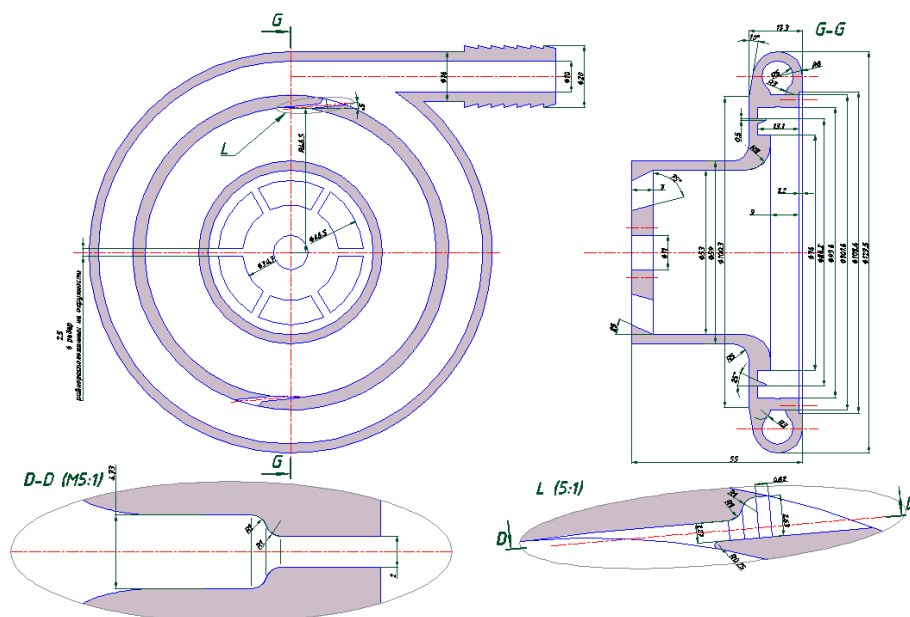


Рисунок 5.64. Сопловой аппарат с входным и выходным патрубками

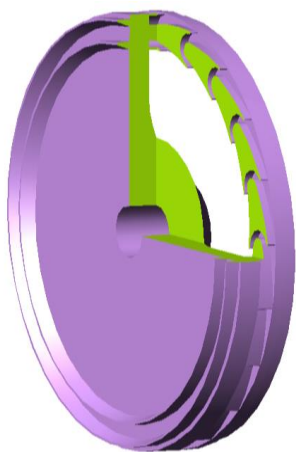


Рисунок 5.68. Трёхмерная модель турбины микротурбогенератора

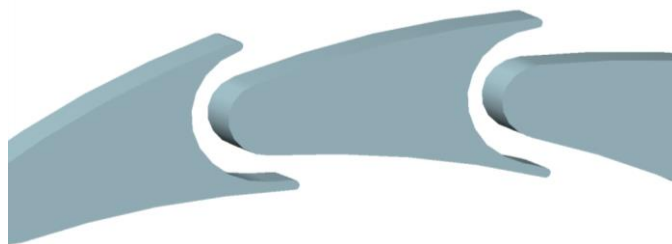


Рисунок 5.69. Трёхмерная модель лопаток рабочего колеса микротурбогенератора

5.2.6. Разработка компоновочного чертежа генератора

Конструктивный облик микротурбогенератора

Микротурбогенератор (МТГ) мощностью 300 Вт представлен на рисунке 5.69. Чертеж ДГцс0,1.19.02.000 ТЧ «Турбогенератор».

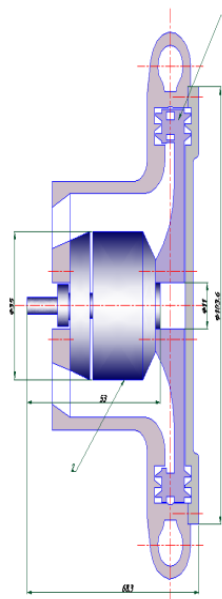


Рисунок 5.70. Микротурбогенератор (МТГ-1)

1 – центробежная ступень; 2 – высокооборотный электрогенератор
МТГ состоит из центробежной турбины 1 и высокооборотного электрогенератора 2.

В качестве привода применена радиальная центробежная ступень, что позволило повысить эффективность энергопреобразования.

Рабочее колесо (РК) устанавливается и центрируется по скользящей посадке на установочном пояске вращающейся части генератора. Изготовление СА и РК совместно с соответствующими элементами изготавливаются по разработанным трехмерным моделям. Трехмерная модель ступени в сборе представлена на рисунке 5.72.

С целью визуализации внутреннего пространства, кожух 3, рисунок 5.71, турбины снят и выбрана четверть в СА и РК.

После проведения экспериментальных испытаний (глава 7) и по просьбе Заказчика была произведена модернизация микротурбогенератора (МТГ-1).

Конструктивный облик модернизированного турбогенератора (МТГ-1) изображен на рисунке 5.73.

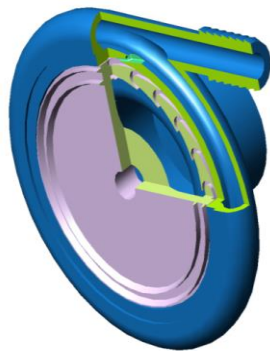


Рисунок 5.72. Трёхмерная модель турбины микротурбогенератора (МТГ-1)
« ООО Газраспределение »

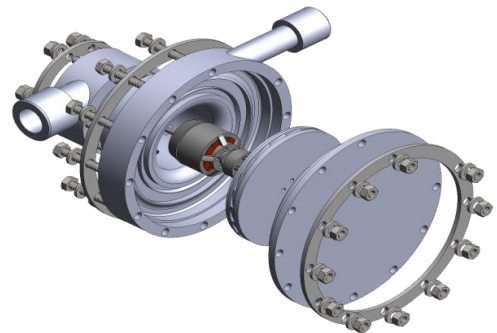


Рисунок 5.73. Конструктивный облик микротурбогенератора (ММТГ-1)
(3D модель) » ООО Газраспределение»

Как было сказано выше в рассмотренных микротурбогенераторах (МТГ-1) и (ММТГ-1) были применены подшипники качения с коэссистентной смазкой из-за низкой допустимой частоты вращения генератора. Это было обусловлено требованием низкой стоимости микротурбогенераторов. Переход на газодинамические подшипники существенно повысит экономичность и ресурс микротурбогенераторов. Конструктивный облик микротурбогенератора на газодинамических подшипниках приведен на рисунке 5.74.

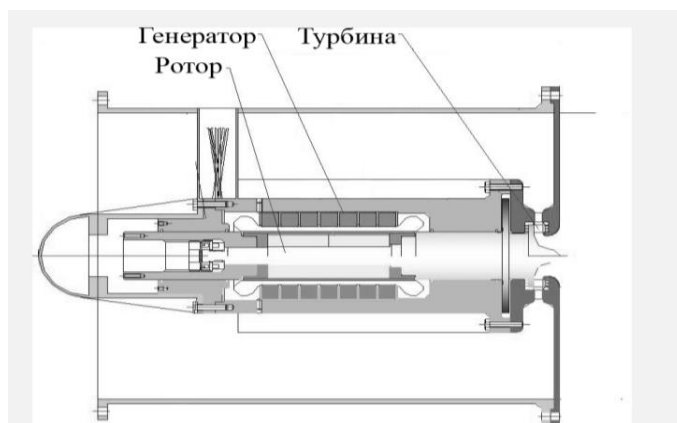


Рисунок 5.74. Конструктивный облик модернизированного турбогенератора

На основе рассчитанной турбины и выбранного генератора была разработана установка, принципиальная схема работы которой изображена на рисунке 5.75.

Природный газ поступает к установке по газопроводу высокого давления 6, проходит подогреватель 5, регулирующий клапан 4 и расширяется в малорасходной центробежной турбине 1. Отдав свою энергию турбине, газ через газопровод низкого давления 10 поступает к потребителю. Мощность турбины передается электрогенератору 2, производящему электрический ток.

Природный газ нагревается в подогревателе для предотвращения выпадения из него влаги и тяжелых фракций (гидратов, пропана, бутана и пр.), для чего необходимо, чтобы температура газа за турбиной была не ниже 5°C . Регулирующий клапан турбины, управляемый регулятором давления 3, поддерживает необходимое потребителю значение давления газа после турбины в газопроводе низкого давления. Байпасный трубопровод 7 используется в процессе пуска установки, ее нормального и аварийного выводов из действия. В этих случаях байпасный клапан 9, управляемый регулятором давления 8, поддерживает необходимое потребителю значение давления газа в газопроводе низкого давления.

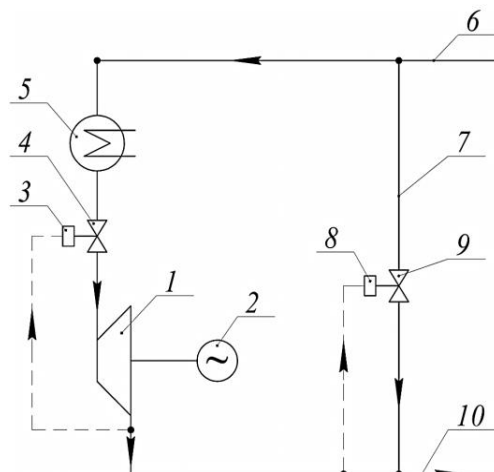


Рисунок 5.75. Принципиальная схема управления турбодетандерной установки

1 – турбина; 2 – электрогенератор; 3 – регулятор давления; 4 – регулирующий клапан;

5 – подогреватель газа; 6 – газопровод высокого давления; 7 – байпасный трубопровод; 8 – регулятор давления; 9 – байпасный клапан; 10 – газопровод низкого давления

По результатам расчета и проектирования микротурбогенератора был изготовлен его опытный образец. Образец прошел поверочные испытания на исследовательском экспериментальном воздушном стенде кафедры ТГиАД. Испытания полностью подтвердили возможность получения заявленных внешних характеристик.

Выводы по главе 5

1. Предложено рассматриваемые турбогенераторы для собственных нужд газотранспортной системы России по принципам проектирования расширительных турбин разделить на две группы:

1 группа - турбогенераторы малой мощности (ТГММ - УСЖГ) - с электрической мощностью до 500 кВт.

2 группа - микротурбогенераторы (МТГ-УСЖГ) с электрической мощностью до 1кВт.

2. Выработаны основные принципы проектирования расширительных турбин турбогенераторов и микротурбогенераторов для газотранспортной системы России:

- выбор и обоснование числа ступеней, режимных и геометрических параметров турбогенераторов и микротурбогенераторов;
- оптимизация режимных и геометрических параметров турбогенераторов и микротурбогенераторов;
- профилирование сопловых и рабочих лопаток расширительной турбины;
- разработка теоретических чертежей сопловых аппаратов и рабочих чертежей;
- разработка конструктивной схемы турбогенераторов или микротурбогенераторов;
- разработка 3-D компоновки турбогенератора или микротурбогенератора;
- прочностная оценка основных элементов турбогенератора или микротурбогенератора.

3. Реализация разработанных принципов проектирования нового класса турбогенераторов показана на примере турбогенератора электрической энергии малой мощности для собственных нужд газораспределительной станции (первая группа) и микротурбогенератора для собственных нужд газораспределительного пункта (вторая группа).

4. Для уменьшения массы турбины, а также обеспечения возможности применения современных методов изготовления, Впервые в практике создания турбоустановок было принято решение об изготовлении микротурбогенератора, включая сопловой аппарат и рабочее колесо, из высокопрочной пластмассы методом селективного лазерного спекания (SLS), с использованием 3D-принтера. Таким образом, была обеспечена заказанная себестоимость микротурбогенератора. Расчеты показали, что пластмассовый диск из материала FullCure720 работоспособен и имеет высокий запас прочности ($k > 0$).

Глава 6. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ФИЗИЧЕСКОЙ СТРУКТУРЫ ПОТОКА И ХАРАКТЕРИСТИК РАСШИРИТЕЛЬНОЙ МАЛОРАСХОДНОЙ ТУРБИНЫ КОНСТРУКЦИИ ЛПИ ТУРБОГЕНЕРАТОРА С ПОМОЩЬЮ ЧИСЛЕННЫХ МЕТОДОВ

Работы по совершенствованию проточных частей МРТ проводятся во многих организациях страны. Однако возможности детального изучения сложных физических явлений, происходящих в проточной части МРТ, были существенно ограничены невозможностью траверсирования потока в расчетных сечениях ступеней, являющегося основным методом изучения проточных частей классических ступеней. Последнее обстоятельство является следствием соразмерности характерных размеров проточной части и размеров приемных частей зондов. Основными методами физических экспериментов для исследования МРТ являлись интегральные методы оценки основных показателей эффективности ступеней, предоставляющие только количественные характеристики и не раскрывающие существа процессов, происходящих в проточной части ступени [81...85].

Аналитическое описание пространственной структуры потока в МРТ является сложной и малоизученной задачей. В настоящее время современные программные комплексы расширяют возможности изучения физических явлений, происходящих в отдельных элементах МРТ с учетом их взаимного влияния. Использование трехмерных газодинамических расчетов на основе программного комплекса CFX позволяет повысить качество проектирования проточных частей (ПЧ) турбинных ступеней.

6.1. Анализ структуры потока в малорасходной расширительной турбине конструкции ЛПИ

Исследования структуры потока в малорасходной расширительной турбине микротурбодетандерного генератора численными методами [81] позволяет повысить экономичность и надежность МТГ как на номинальном, так и на переменном режимах.

В работе исследовалась базовая расширительная турбина турбогенератора МДГ-20 диаметром 126 мм с углом выхода из СА $\alpha_1 = 5^\circ$, углом входа в РК $\beta_1 = 10,5^\circ$. Ступень выполнена без бандаж, степень парциальности $\varepsilon = 0.612$, осевой зазор $\Delta_{z03} = 3$ мм, проектная внутренняя мощность 26 кВт (модель 605).

Фотографии СА и лопаток РК исследуемой ступени представлены на рисунках 6.1 и 6.2.

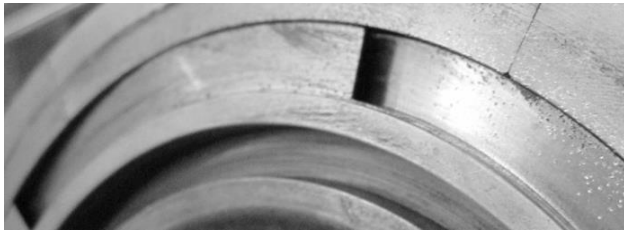


Рисунок 6.1. Сопловой аппарат

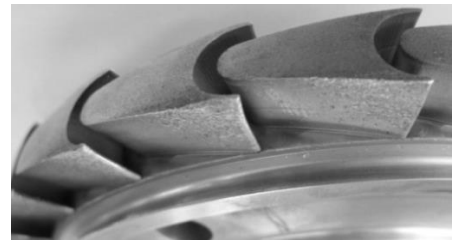


Рисунок 6.2. Лопатки рабочего колеса

Постановкой задачи определены вопросы как исследования течения в турбинной ступени, так и определения осевого усилия, действующего на РК ступени.

С целью определения осевого усилия, действующего на РК, в расчетную модель были включены области между диском РК и статорными деталями, имеющие место в реальной проточной части, рисунок 6.3.

Решалась стационарная задача. Модель турбулентности SST высокорейнольдсовая, Y^+ от 15. Геометрическая модель и сечение расчетной области приведены на рисунке 6.4.

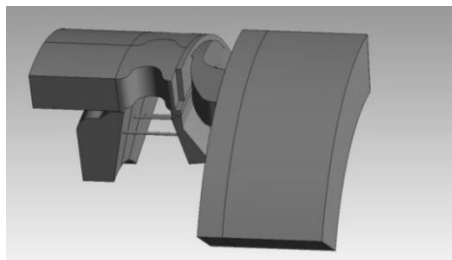


Рисунок 6.3. Геометрия модели 605

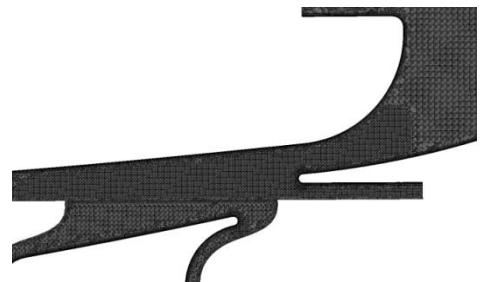


Рисунок 6.4. Сечение расчетной области

Важным вопросом в постановке задачи является способ стыковки неподвижного СА и вращающегося РК. Следуя опыту расчетов транс- и сверхзвуковых ступеней, а также учитывая высокую степень окружной неравномерности вследствие невысокой степени парциальности [82] для стыковки СА и РК в стационарной постановке использовался интерфейс Frozen Rotor. Для определения осредненных параметров ступени было рассмотрено четыре характерных положения РК по углу поворота РК относительно СА.

Результаты численных расчетов представлены на рисунках 6.5...6.8 [81]. Цветовое разрешение и планы скоростей определяют наличие вихревой структуры потока седловидной формы n и k , рисунки 6.5 и 6.6, “захвативших” всю проточную часть сопла, рисунок 6.6,а, разделив поток посередине высоты сопла. На рисунке 6.6,а, видно, что в косом срезе вихревые структуры n и k , рисунки 6.5 и 6.6, переходят в сложную систему вихрей 1 и 2.

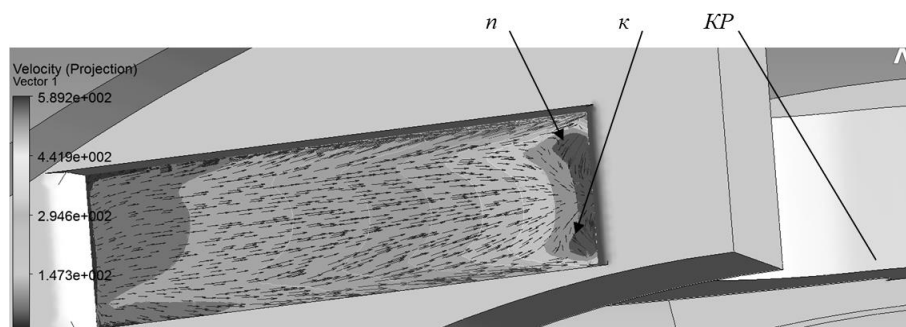


Рисунок 6.5 План тангенциальной составляющей скорости во входном сечении сопла ($\Delta z=2$ мм от поверхности входа):

п – периферийный вихрь; к – корневой вихрь

Корневой вихрь 1 вращается против часовой стрелки при взгляде по потоку, периферийный 2 – по часовой стрелке. Поток 1 практически не отслеживает цилиндрические обводы КС сопла, траектория движения близка к прямолинейной. На поток 2 цилиндричность обводов оказывает существенное воздействие. Разделение еще более контрастно определяется на рисунках 6.7 и 6.8.

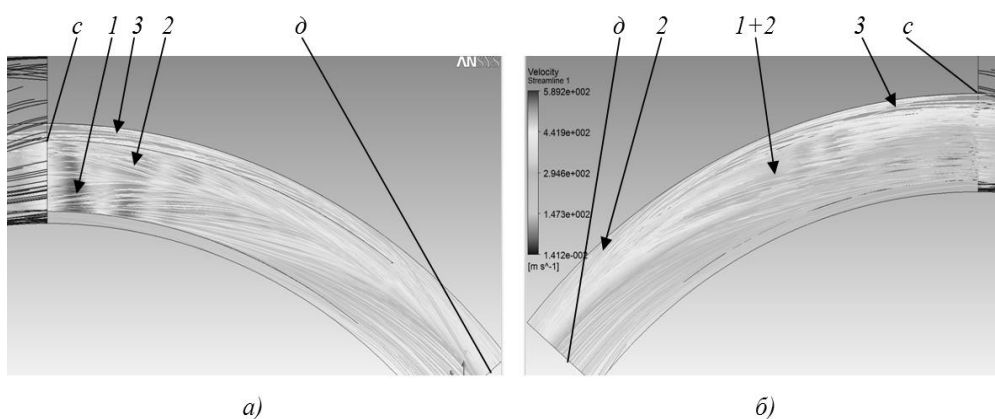


Рисунок 6.6. Линии тока в косом срезе СА:

а) – вид со стороны входа потока в СА; б) – вид со стороны выхода; с и д – кромки косого среза сопла; 1 – корневой поток сопла; 2 – периферийный; 1+2 – суммарный поток на выходе из СА; 3 – часть потока 2 из предыдущего сопла

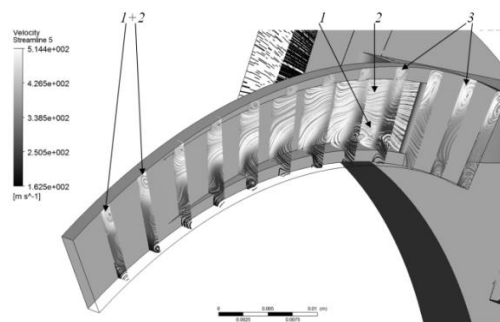


Рисунок 6.7. Планы тангенциальных скоростей в осевом зазоре ($0.5 \Delta z_{03}$) и КС сопла в пространстве исследуемой модели (шаг планов – 5° , нумерация соответствует рисунку 6.8)

Картины течения показывают реальность линейчатого течения рабочего тела в пространстве осевого зазора, закономерность которого обоснована выполненными экспериментальными исследованиями [37]. В проточной части ступени наблюдается отклонение пространственных поверхностей тока от линейчатых гиперboloидов в зонах взаимодействия вихревых структур между собой, с вихревыми структурами пассивного газа в корне и ограничивающими поверхностями ступени на периферии и торцом соплового аппарата.

Поток 2, в результате отражения от периферии, разделяется на два потока – поток 3, рисунок 6.11, и поток, суммирующийся в дальнейшем с потоком 1, с образованием потока 4. Поток 4, рисунок 6.8, отраженный от периферии, частично входит в РК с периферии радиального зазора, частично – из осевого зазора. Картина течения РТ на входе в РК представлена на рисунке 6.10.

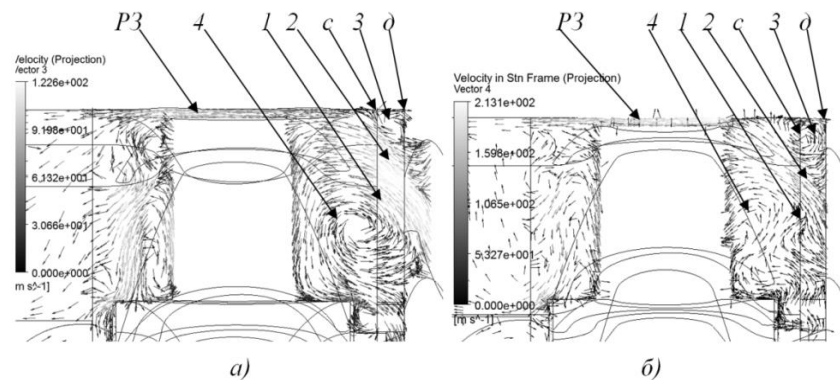


Рисунок 6.8. Визуализация потока в меридиональных сечениях, расположенных под углами 20° (а) и 35° (б) к кромке сопла, ближайшей к критическому сечению сопла (дуга косо́го среза сопла $36,7^\circ$);

с – середина осевого зазора; д – поверхность КС сопла; нумерация потоков 1...3 соответствует рисункам 6.5.6.6; 6.4 – суммарный отраженный поток;

РЗ – радиальный зазор над РК

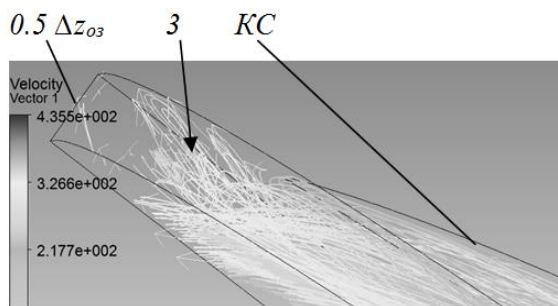


Рисунок 6.9. Вид на осевой зазор в конце КС сопла, номер потока 3 соответствует рисунку 6.5

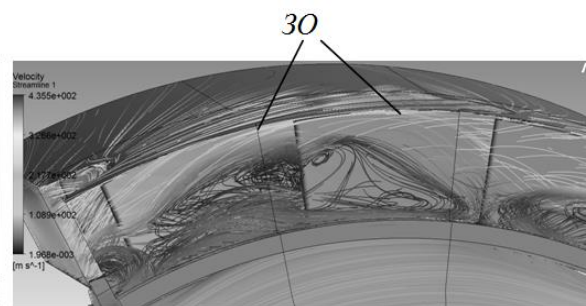


Рисунок 6.10. Пространственное течение рабочего тела на входе в РК: ЗО – зона отражения

На рисунке 6.10 корневые сечения на входе в рабочее колесо заполнены мощными вихревыми структурами пассивного газа, следовательно, практически не работают. На рисунке 6.11 представлена относительная величина расхода рабочего тела по сечениям радиального зазора к основному расходу.

Наличие максимума в районе 1/3 ширины лопаток рабочего колеса B_2 , вполне вероятно, характеризует зону второго отражения струй соплового аппарата от периферии, после чего, рисунок 6.12, поток заполняет проходные сечения лопаток РК.



Рисунок 6.11. Изменение относительного расхода через радиальный зазор над РК в зависимости от расстояния от входной кромки

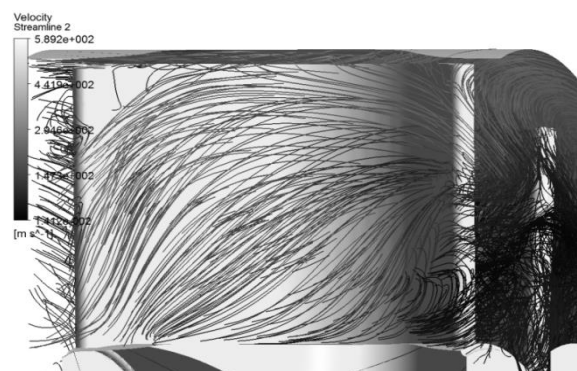


Рисунок 6.12. Линии тока на вогнутой поверхности лопатки РК

6.2. Исследования влияния конструктивных элементов на эффективность турбины

В работе [82] определено существенное влияние утечек рабочего тела через радиальный зазор и потерь кинетической энергии рабочего тела в процессе эжекции

пассивного газа из осевого зазора между сопловым аппаратом и рабочим колесом в корневой части ступени на эффективность ступени.

Указанные факторы снижают η_v и классических ступеней. Для МРТ их влияние существенно возрастает с уменьшением угла выхода потока из соплового аппарата α_1 .

Утечка рабочего тела через радиальный зазор приводит к следующим последствиям. Во-первых, к уменьшению расхода активной части рабочего тела в межлопаточных каналах рабочего колеса, при этом мощность ступени снижается прямо пропорционально уменьшению расхода рабочего тела. Во-вторых, к повышению статического давления за ступенью, что влечет за собой уменьшение располагаемого перепада на ступень. В совокупности оба фактора уменьшают эффективность турбинной ступени.

Эжекция пассивной среды осевого зазора из придисковой области перед РК, вследствие малой реактивности в корневых сечениях РК, приводит к образованию мощных паразитных вихревых структур в этой зоне. Следствием этого является малая загруженность проходных сечений РК, до половины высоты лопатки заполняемых пассивной средой в корневой области, и дополнительные потери кинетической энергии активного рабочего тела, связанные с диссипацией кинетической энергии в процессе эжектирования пассивной среды осевого зазора, рассмотренные в разделе 6.1.

В работе [82] представлены расчеты ступеней ЛПИ и анализ влияния радиального зазора (Δr), наличие банджа рабочего колеса и конструкции уплотнения радиального зазора.

Другим важным конструктивным фактором, влияющим на эффективность ступени, являются разгрузочные отверстия, способствующие постоянному возобновлению массы пассивной среды в рассматриваемом осевом зазоре.

Оценка влияния разгрузочных отверстий рабочего колеса на эффективность турбинной ступени и структуру потока в проточной части является задачей раздела 6.2.1.

6.2.1. Исследования влияния разгрузочных отверстий на эффективность ступени

В настоящем исследовании используются подходы вычислительной гидрогазодинамики, изложенные в [81]; расчетные модели строятся на базе апробированной на кафедре ТГиАД СПбПУ методики численного моделирования течения в проточных частях малоразмерных турбомашин.

Для решения поставленной задачи, исследуются следующие модели турбинных ступеней с постоянным средним диаметром 126 мм, рисунок 6.12:

- Турбинная ступень МДГ-20 с натурным СА (6 сопел) без разгрузочных отверстий (модель 605N) с рабочим колесом без бандаж;
- Турбинная ступень МДГ-20 с разгрузочными отверстиями (модель 603B) с бандажом;
- Турбинная ступень МДГ-20 без разгрузочных отверстий (модель 603BN) с бандажом;
- Турбинная ступень МДГ-20 с увеличенным расходом, с разгрузочными отверстиями (модель 903B3) и с бандажом.

Трехмерные расчетные модели базовых вариантов представлены на рисунке 6.12.

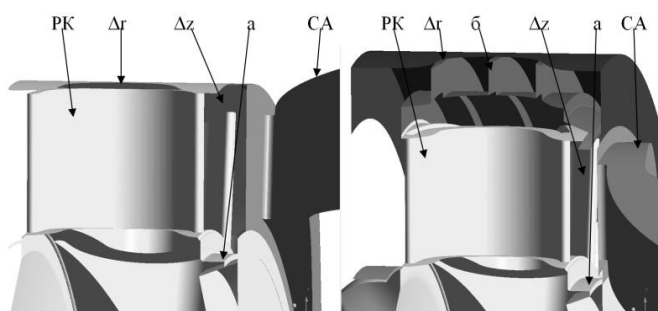


Рисунок 6.12. Базовые модели:

а – устик корневого уплотнения; б – бандаж РК

Характеристики уплотнений в исследуемых моделях представлены в таблице 6.1.

Таблица 6.1

Модель	Корневое уплотнение	Периферийное уплотнение
605N	Открытый осевой зазор 0,5 мм	Нет; радиальный зазор 0,5 мм
603B		Открытый осевой зазор 0,5 мм; радиальный зазор над гребнями бандаж 0,3 мм
603BN		
903B3	Закрытый осевой зазор 0,5 мм	Закрытый осевой зазор 0,5 мм; радиальный зазор над гребнями бандаж 0,3 мм

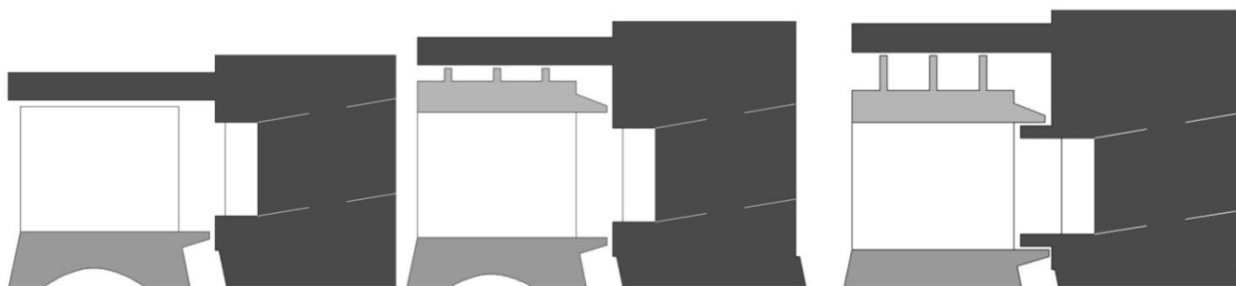


Рисунок 6.13. Конструктивное исполнение проточной части в исследуемых моделях (слева направо: 605N, 603B, 903B3)

Модель 605N аналогична соответствующей модели 605, рассмотренной в работе [82], отличие состоит в отсутствии разгрузочных отверстий в рабочих колесах новых ступеней.

Во всех расчетных моделях заложен квазистационарный подход, применимость которого для данного класса задач обоснована в работе [81]. Его суть заключается в расчете полей скоростей, давлений и температур для конкретного момента времени; при этом во вращающихся областях происходит переход в относительное движение. Поскольку в малоразмерных турбомашинах преобладает струйное сверхзвуковое течение [81], кромочные следы от сопел практически отсутствуют. Это позволяет считать, что периодичность явлений, происходящих в проточных частях малоразмерных турбомашин, определяется шагом рабочих лопаток. Поэтому, для получения осредненных характеристик турбинной ступени при квазистационарном подходе необходимо рассчитывать некоторое дискретное количество мгновенных положений рабочего колеса относительно соплового аппарата в пределах шага рабочих лопаток. В настоящей работе рассчитывались четыре положения РК относительно СА, характеристики модели турбинной ступени рассчитывались для каждого положения и усреднялись.

Методика расчета для одного положения

По результатам численного расчета определяются $p_0^*, T_0^*, G, c_1, w_1, p_2, c_2, w_2, M_{PK}, G_{ym}, F_z$.

Для скоростей и параметров торможения производится осреднение квадратов этих величин по расходу в соответствующих сечениях, статические величины осредняются по площади.

Параметры c_1, w_1, p_2, c_2, w_2 определяются на расстоянии 1 мм по оси Z от входных и выходных кромок рабочего колеса.

Крутящий момент на рабочем колесе определяется с учетом момента, действующего на бандаж, момента, действующего на корневой обвод РК, а также с учетом момента, действующего на диск РК.

Осевое усилие F_z определяется по поверхностям диска, рабочих лопаток и бандажа.

Последовательность расчета:

1. Располагаемый перепад энтальпий на ступень по статическому давлению за ступенью:

$$H_0 = c_p T_0^* \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right).$$

2. Степень расширения в ступени:

$$\pi_r = \frac{p_0^*}{p_2}.$$

3. Перепад энтальпий на ступень за вычетом потерь с выходной скоростью:

$$H_0^* = H_0 - \frac{c_2^2}{2}.$$

4. Работа Эйлера:

$$H_u = 0,5 \cdot (c_1^2 - c_2^2) \cdot (w_2^2 - w_1^2).$$

5. Внутренний КПД ступени (с учетом потерь от трения бандажа):

$$\eta_b = \frac{M_{PK} \pi n}{30 G H_0}.$$

6. Мощность ступени (с учетом потерь от трения бандажа):

$$N = \frac{M_{PK} \pi n}{30}.$$

7. Окружной КПД ступени:

$$\eta_u = \frac{H_u}{H_0}$$

8. Окружной КПД ступени по параметрам торможения:

$$\eta_u = \frac{H_u}{H_0^*}$$

Результаты расчетов по приведенной методике сведены в таблицу 6.2.

Таблица 6.2

№ п/п	Параметр	Модель 605 [58]	Модель 605N	Модель 603В	Модель 603ВN
1	T_0 , К	327,4	327,4	327,4	327,4
2	T_0^* , К	327,4	327,4	327,4	327,4
3	p_0 , МПа	1,5	1,5	1,5	1,5
4	p_0^* , МПа	1,5	1,5	1,5	1,5
5	T_2 , К	288,7	289	287,8	287
6	T_2^* , К	302,9	302,0	292,5	291,6
7	p_2 , МПа	0,600	0,6	0,600	0,6
8	p_2^* , МПа	0,78	0,77	0,65	0,65
9	π_m	2,29	2,29	2,29	2,29
10	G , кг/с	0,319	0,319	0,319	0,319
11	H_0 , кДж/кг	142,35	142,6	142,50	142,6
12	H_0^* , кДж/кг	110,85	112	132,30	132
13	H_u , кДж/кг	49,27	52,66	62,99	71,25
14	η_ϵ	0,338	0,346	0,439	0,465
15	η_u	0,346	0,369	0,442	0,500
16	η_u^*	0,444	0,470	0,476	0,540
17	N , кВт	15,37	15,76	19,98	21,13
18	F_z , кг	-2,04	-10	-6,00	-15
19	G_{yt}/G , %	-	-	15,62	12,85

Гистограммы КПД ступеней и осевого усилия представлены на рисунках 6.14,а,б, кроме того, на эти диаграммы нанесены результаты, полученные в [82].

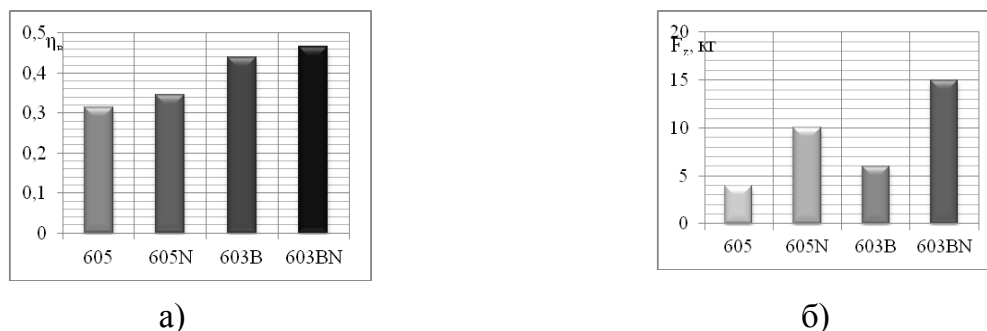


Рисунок 6.14. Гистограммы коэффициента полезного действия (а) и осевого усилия (б)

По представленным результатам целесообразно повторить вывод работы [82] о безусловной необходимости выполнения рабочего колеса с уплотнением радиального зазора, то есть с бандажом.

В рамках настоящего исследования также очевидны преимущества выполнения рабочего колеса ступени с бандажом и уплотнением радиального зазора. В моделях без бандажа, отсутствие разгрузочных отверстий РК привело к увеличению внутреннего коэффициента полезного действия $\Delta\eta_v$ на 0,8%, а осевого усилия ΔF_z на 7,96 кг. Для ступеней с бандажом: $\Delta\eta_v=2,6\%$; $\Delta F_z=9$ кг. Утечка рабочего тела через радиальный зазор для ступеней с бандажом G_{yt}/G сократилась на 2,77%. Для ступеней без бандажа количественная оценка расхода рабочего тела, проходящего через сечения радиального зазора, перпендикулярные оси z , представлена на рисунке 6.15.

Характер изменения расхода по сечениям радиального зазора свидетельствует о равенстве расходов рабочего тела в первых по потоку сечениях и снижении расходов в 605N по сравнению с 605. Расходы увеличиваются до сечения с максимальным расходом и далее уменьшаются, аналогичным образом изменяется и разница относительных расходов. Положение максимума расхода соответствует положению максимума модели 605.

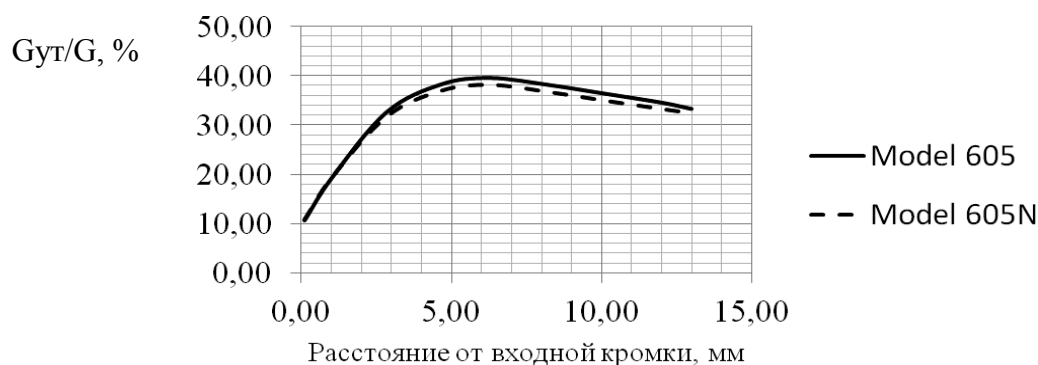


Рисунок 6.15. Относительный расход рабочего тела через сечения радиального

зазора

Программная визуализация линий тока в радиальном зазоре над бандажом представлена на рисунке 6.16. Порядок расположения рабочих колес слева направо в соответствии с таблицей 6.2.

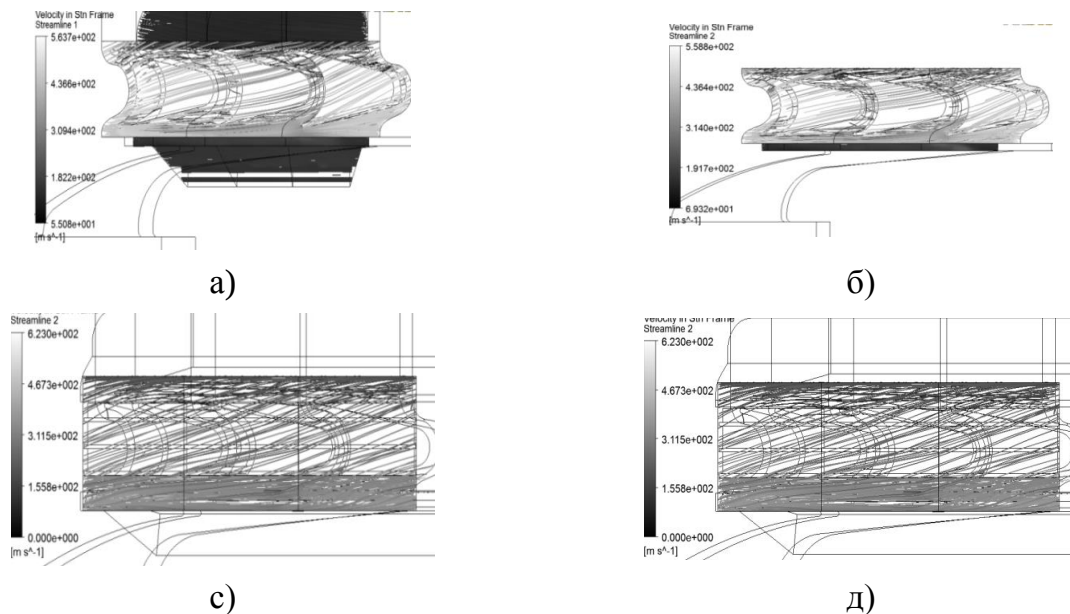


Рисунок 6.16. Линии тока над бандажом в исследованных моделях (слева направо: 605(а), 605N(б), 603B(с), 603BN(д))

Интенсивность заполнения линиями тока радиального зазора по моделям свидетельствует о положительном влиянии отсутствия разгрузочных отверстий на расходные характеристики.

Линии тока на входе в проточную часть рабочего колеса представлены на рисунке 6.17. Порядок расположения рабочих колес слева направо в соответствии с таблицей 6.2, аналогично рисунку 6.16.

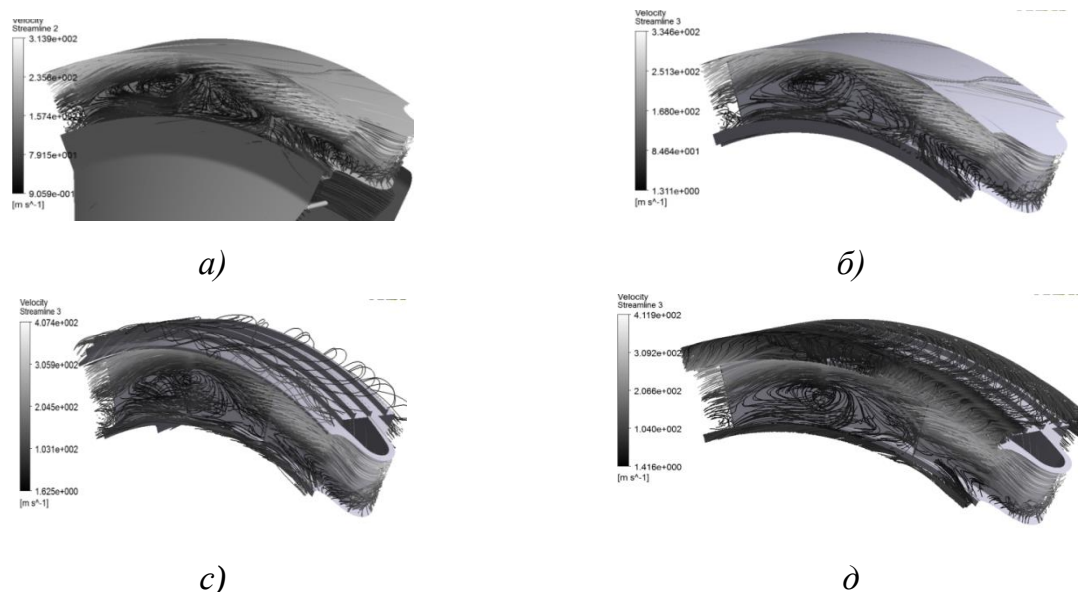


Рисунок 6.17. Линии тока на входе в проточную часть рабочего колеса (слева

направо: 605(а), 605N(б), 603B(с), 603BN(д))

На рисунках видно снижение интенсивности корневого вихря пассивного газа и увеличение наполняемости проходных сечений рабочим телом для ступеней без разгрузочных отверстий.

6.2.2. Исследования влияния безлопаточной части соплового аппарата на эффективность малорасходной турбины

Анализ работ раздела 6.1 и исследований раздела 6.2.1 свидетельствует о необходимости уменьшения потерь рабочего тела через радиальный зазор и снижения интенсивности вихревых структур в корневых сечениях соплового аппарата и рабочего колеса. Одним из возможных вариантов решения задачи представляется безлопаточный сопловой аппарат на выходе из основного СА, представленный на рисунке 6.13, модель 903B3.

Модель 903B3 аналогична модели 903B1 [82]. В новой модели реализована безлопаточная часть за косым срезом соплового аппарата. Диаметры корневой и периферийной поверхностей, равны соответствующим диаметрам косого среза. Наличие безлопаточной части позволяет выполнить осевой зазор закрытым, увеличить гидравлическое сопротивление потокам утечки рабочего тела и эжекции пассивного газа осевого зазора. Безлопаточные сопловые аппараты широко применяются в турбинных ступенях.

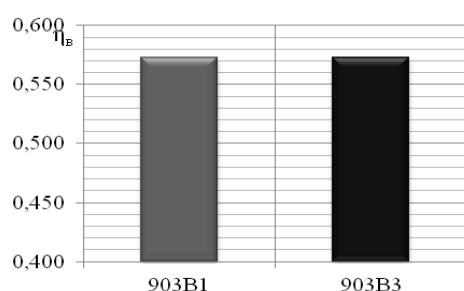
Сравнение модели 903B3 произведем с ее аналогом 903B1, рассмотренным в работе [82].

Результаты расчетов сведены в таблицу 6.3 и представлены на рисунке 6.18.

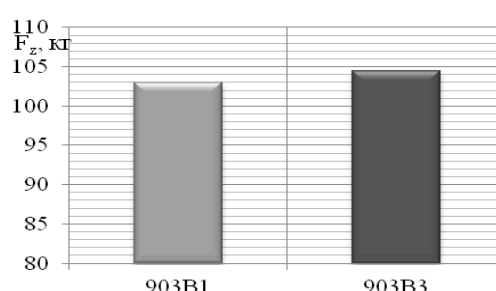
Таблица 6.3

№ п/п	Параметр	Модель 903B1 [58]	Модель 903B3
1	T_0 , К	327,4	327,4
2	T_0^* , К	327,4	327,4
3	p_0 , МПа	1,5	1,5
4	$p_{0'}$, МПа	1,5	1,5
5	T_2 , К	284,4	284,8
6	T_2^* , К	287,3	287,2
7	p_2 , МПа	0,610	0,609
8	p_2^* , МПа	0,64	0,64
9	π_t	2,25	2,26
10	G , кг/с	0,531	0,531

№ п/п	Параметр	Модель 903B1 [58]	Модель 903B3
11	H_0 , кДж/кг	140,8	141,02
12	H_0^* , кДж/кг	134,6	135,92
13	H_u , кДж/кг	82,13	81,95
14	η_b	0,573	0,573
15	η_u	0,583	0,581
16	η_u^*	0,610	0,603
17	N , кВт	42,87	42,91
18	F_z , кг	-99,34	-104,47
19	G_{yt}/G , %	12,27	9,19



а)



б)

Рисунок 6.18. Гистограммы коэффициента полезного действия (а)
и осевого усилия (б)

Анализ результатов расчетов показывает отсутствие преимуществ модели 903B3 по внутреннему коэффициенту полезного действия η_b . Примечательно увеличение осевого усилия F_z , свидетельствующее об уменьшении потерь кинетической энергии рабочего тела на эжекцию пассивного газа. Расчеты демонстрируют снижение утечек рабочего тела на 3,08%.

В работе [85] при сравнении моделей 905 и 903 показано, что снижение расхода утечки на 14% привело к увеличению КПД на 4,2%, следовательно, в нашем случае можно ожидать повышение η_b . Однако, даже при наличии некоторого положительного эффекта от применения безлопаточной части соплового аппарата, увеличения эффективности ступени не наблюдается.

Воспользуемся визуализацией CFX для выявления источников повышенных потерь кинетической энергии рабочего тела, с этой целью проанализируем планы скоростей в косом срезе сопел сопловых аппаратов исследуемых моделей, представленные на рисунке 6.19.

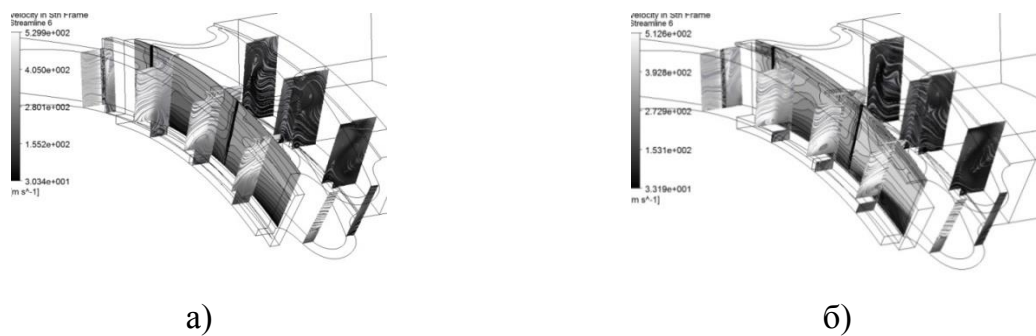


Рисунок 6.19. Планы скоростей в косом срезе сопел:

а – модель 903B1, б – модель 903B3

На рисунках видно, что модель 903B3 имеет более заполненные проходные сечения. Угол отклонения потока в данном случае можно оценить по месту выхода кромочного следа из СА. На планах *а)* кромочный след наблюдается еще на четвертом по ходу движения рабочего тела плане, на планах *б)* на четвертом плане его уже нет. Учитывая, что ширина косога среза в месте четвертого плана у 903B3 модели больше, следовательно, отклонение угла выхода потока из соплового аппарата от геометрического угла α_1 выше, чем в 903B1. Последнее обстоятельство в совокупности с увеличенной поверхностью трения в косом срезе за счет увеличения корневой и периферийной поверхностей модели 903B3, исключили возможность повышения эффективности ступени за счет введения безлопаточной части соплового аппарата.

6.2.3. Методический аспект подготовки и проведения трехмерных газодинамических расчетов

При подготовке планов скоростей моделей раздела 6.2.2 выявлено некоторое несоответствие расчета и картины течения рабочего тела в проточных частях радиальных зазоров исследуемых моделей. Для анализа несоответствий рассмотрим картину течения рабочего тела, рисунок 6.23.



Рисунок 6.23. Линии тока на входе в проточную часть РК и в радиальном зазоре:

а – модель 903B1, б – модель 903B3

Интенсивность линий тока в радиальном зазоре модели *б)* выше, чем у модели *а)*, что свидетельствует об увеличении расхода над РК модели 903B3. Расчеты свидетельствуют

об уменьшении расхода утечки в указанной ступени по сравнению с моделью 903B1. Необходимо отметить, что картина течения на входе в проточную часть рабочего колеса полностью соответствует течению в сопловых аппаратах и увеличению угла отклонения потока от геометрического угла α_1 в модели 903B3. Указанное местное несоответствие привело к необходимости оценки качества сетки. Выяснилось, что в связи с усложнением конфигурации проточной части утечки рабочего тела за счет нависания усика бандажа над внешней поверхностью усика периферии безлопаточной части соплового аппарата, сетка в этом месте выполнена более густой, чем у 903B1 модели. Последнее обстоятельство и объясняет увеличение количества линий тока в радиальном зазоре модели 903B3 от модели 903B1.

Выводы по главе 6

1. Выполненные теоретическое исследование физической структуры потока и характеристик расширительной малорасходной турбины конструкции ЛПИ с помощью численных методов позволили выработать рекомендации по совершенствованию спроектированных натурных и модельных расширительных турбин турбогенераторов и повысить их экономичность и надёжность.

2. Использование трехмерных газодинамических расчетов на основе программного комплекса CFX позволяет повысить качество проектирования проточных частей (ПЧ) турбинных ступеней.

Глава 7. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ И НАТУРНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАСШИРИТЕЛЬНЫХ ТУРБИН ТУРБОГЕНЕРАТОРОВ И МИКРОТУРБОГЕНЕРАТОРОВ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ, ИСПОЛЬЗУЮЩИХ ЭНЕРГИЮ СЖАТОГО ПРИРОДНОГО ГАЗА

Широкое внедрение турбоустановок в качестве автономных источников требует широких всесторонних теоретических и экспериментальных исследований характеристик модельных и натуральных расширительных турбин турбогенераторов. Для выполнения таких исследований необходимо было создание мощной материально-технической базы, включающей новые и модернизированные стенды, экспериментальные модельные и экспериментальные установки, объекты исследования [86; 87; 88; 89], производственное и технологическое оборудование, вычислительные и программные комплексы. Надо было разработать комплекс методик проведения и обработки экспериментальных [86; 90; 91; 92; 93] и натуральных данных, позволяющих получить основные достоверные характеристики расширительных турбин и других элементов турбогенераторов, не опубликованных в литературе.

Эти характеристики должны были подтвердить правомочность и достоверность разработанных в диссертационной работе принципов проектирования расширительных турбин для нового класса турбогенераторов электрической энергии, использующих энергию сжатого природного газа.

7.1. Экспериментальные исследования модельных малорасходных расширительных турбин турбогенераторов малой мощности (ТГММ - УСЖГ), 1 группа

Целью экспериментальных исследований модельных малорасходных турбин было:

- получение достоверных характеристик расширительных турбин для применения их в турбогенераторах малой мощности;
- определение влияния режимных и геометрических характеристик на экономичность расширительной турбины на номинальном и переменных режимах;
- верификация расчётных одномерных методик расчёта и 3-D расчётов численными методами расширительных турбин рассматриваемого класса;
- обобщение экспериментальных характеристик исследованных МРТ
- с целью использования таких турбин в микротурбогенераторах и турбогенераторах рассматриваемого класса;
- изучение рабочих процессов в проточной части расширительных турбин (определение влияния дренажа в промежуточной камере на характеристики

турбогенератора МДГ-20, исследования осевых усилий на роторе турбогенератора и его перемещений и др.).

7.1.1. Стенд для исследования высокооборотных модельных ступеней малорасходных турбин конструкции ЛПИ

Для выполнения экспериментальных исследований необходимо создание стендов, позволяющих получить основные характеристики ступени при значительном изменении отношения u/C_0 вследствие изменения частоты вращения и располагаемого перепада энтальпий. При этом существенно меняются расход рабочего тела и момент на валу турбины.

На базе Санкт-Петербургского государственного политехнического университета создан воздушный стенд для экспериментального исследования приводных одноступенчатых турбин [88]. Оснащение стенда современным оборудованием и приборами позволяет дистанционно с высокой степенью точности испытывать модельные ступени мощностью до 50 кВт при частоте вращения ротора до 40 000 об/мин. Определенные массовые и габаритные ограничения, как правило, накладываемые на приводные турбины, определили максимальный диаметр испытываемых рабочих колес до 300 мм.

Структурная схема стенда, включающая основные элементы системы обеспечения работы установок ЭУ-110М и ЭУ-110МЦс и системы измерений, изображена на рисунке 7.1. Все контролирующие и регистрирующие приборы, а также элементы управления установкой располагаются на центральном пульте, установленном вне испытательного бокса.

Состав стенда:

- источники сжатого воздуха;
- экспериментальная установка ЭУ-110М;
- водяная система.

Компрессора:

- 1-двухступенчатый центробежный компрессор типа 360-22-1;
- 2-четырёхступенчатый центробежный компрессор с двумя промежуточными холодильниками типа К-500-61-1;
- 3-винтовой компрессор KRAFTMANN VEGA 110-8;

В зависимости от модельных параметров воздуха используется тот или другой компрессор:

- масляная система.

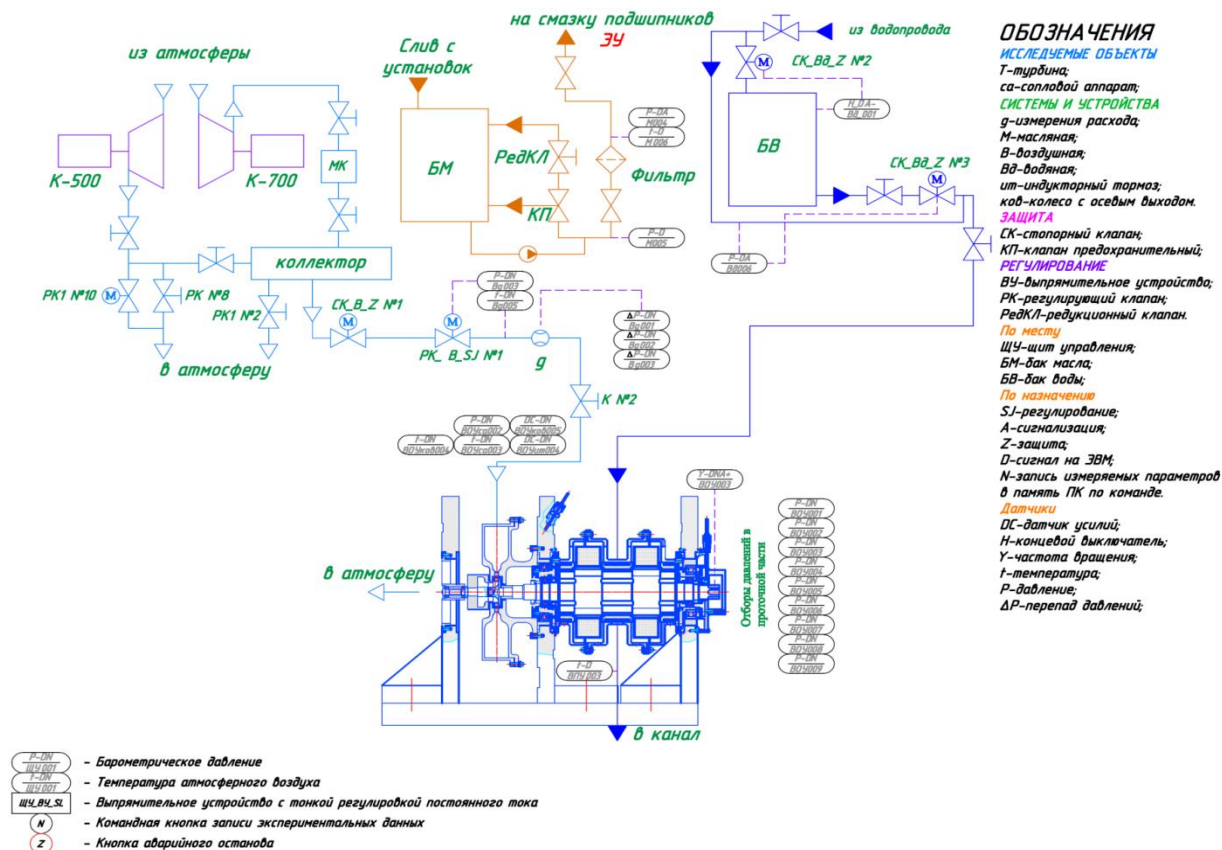


Рисунок 7.1. Принципиальная схема измерений и управления установкой

7.1.2. Экспериментальная установка ЭУ-110М

Продольный разрез экспериментальной установки для исследования радиальных центроостремительных турбинных ступеней представлен на рисунке 7.2, трехмерная модель – на рисунке 7.3.

Экспериментальная установка состоит из:

- индукторного тормоза – I;
- исследуемой турбинной ступени – II;
- моментомера -III. (рисунок 7.4).

Основным элементом установки является нагрузочное устройство - индукторный тормоз I, позволяющий проводить исследования турбин в широком диапазоне изменения мощности и частоты вращения.

Для исключения потерь мощности на трение в подшипниках вала применяется усовершенствованная схема ЛМЗ и ВИГМ с взвешиванием подшипников вала в подшипниках корпуса тормоза (схема “подшипник в подшипнике”). Данная система позволяет автоматически выделять моменты механического трения в подшипниках вращения и газодинамического трения роторных поверхностей. При установке датчиков

частоты вращения на корпус индукторного тормоза небольшие моменты, возникающие от взаимодействия магнитного потока датчика и ротора, также учитываются.

Корпус тормоза имеет три основных корпусных детали 6,8,12, между которыми монтируются три рубашки охлаждения 5,9,14 и две катушки возбуждения 7,11. Ротор 10 в сборе с высокооборотными подшипниками устанавливается в корпусную сборку. Корпусные детали стягиваются после монтажа болтами. На корпусных деталях 6,12 предусмотрены посадочные места для подшипников 4,15, обеспечивающие систему “подшипник в подшипнике”. Корпус тормоза устанавливается и фиксируется по внешним посадочным поверхностям подшипников в опоры, имеющие горизонтальные разъемы. Роторные и корпусные сборки фиксируются в осевом направлении распорными втулками радиально-упорных подшипников. Внутренние обоймы подшипников крепятся на валу и корпусе гайками. Рабочее колесо исследуемой турбинной ступени устанавливается консольно на валу тормоза, на противоположном конце вала установлена специальная зубчатая гайка с шестью выступами под датчик частоты вращения. Таким образом, выполнено балансирное исполнение тормоза по системе “подшипник в подшипнике”. Ротор вращается в радиальных шарикоподшипниках, имеющих принудительную смазку и защищенных от воды дренажными устройствами и специальными уплотнениями. В конструкции индукторного тормоза применяется водяное охлаждение. Вследствие значительной отдачи тепла воде водяное охлаждение эффективнее воздушного. В данном исполнении вода подается через специальные отверстия во внешнем корпусе к охлаждающим рубашкам и кожухам катушек возбуждения. Тепло от активной части якоря передается воде. С целью интенсификации отвода тепла наружная поверхность активной части якоря (охлаждающих рубашек) выполнена ребристой. Нагретая вода из пяти отверстий в нижней части корпуса выводится в поддон и далее в сливную магистраль. В индукторе и ярме магнитный поток при установившемся режиме не меняется. Поэтому для этих частей тормоза следует выбирать сталь с хорошей магнитной проводимостью, что соответствует малому содержанию углерода. Легирование сталей небольшим содержанием кремния повышает его магнитные свойства. Индуктор и ярмо якоря выполнены из поковок отожженной стали 20Л. В конструкции индукторного тормоза применяется водяное охлаждение. Вследствие значительной отдачи тепла воде водяное охлаждение эффективнее воздушного. В данном исполнении вода подается через специальные отверстия во внешнем корпусе к охлаждающим рубашкам и кожухам катушек возбуждения. Тепло от активной части якоря передается воде. С целью интенсификации отвода тепла наружная поверхность активной части якоря (охлаждающих рубашек) выполнена ребристой. В конструкции индукторного тормоза применяется водяное охлаждение. Вследствие значительной отдачи тепла воде водяное охлаждение

эффективнее воздушного. В данном исполнении вода подается через специальные отверстия во внешнем корпусе к охлаждающим рубашкам и кожухам катушек возбуждения. Тепло от активной части якоря передается воде. С целью интенсификации отвода тепла наружная поверхность активной части якоря (охлаждающих рубашек) выполнена ребристой. Нагретая вода из пяти отверстий в нижней части корпуса выводится в поддон и далее в сливную магистраль. Нагретая вода из пяти отверстий в нижней части корпуса выводится в поддон и далее в сливную магистраль. В индукторе и ярме магнитный поток при установившемся режиме не меняется. Поэтому для этих частей тормоза следует выбирать сталь с хорошей магнитной проводимостью, что соответствует малому содержанию углерода. Легирование сталей небольшим содержанием кремния повышает его магнитные свойства. Индуктор и ярмо якоря выполнены из поковок отожженной стали 20Л.

В конструкции индукторного тормоза применяется водяное охлаждение. Вследствие значительной отдачи тепла воде водяное охлаждение эффективнее воздушного. В данном исполнении вода подается через специальные отверстия во внешнем корпусе к охлаждающим рубашкам и кожухам катушек возбуждения. Тепло от активной части якоря передается воде. С целью интенсификации отвода тепла наружная поверхность активной части якоря (охлаждающих рубашек) выполнена ребристой.

Нагретая вода из пяти отверстий в нижней части корпуса выводится в поддон и далее в сливную магистраль.

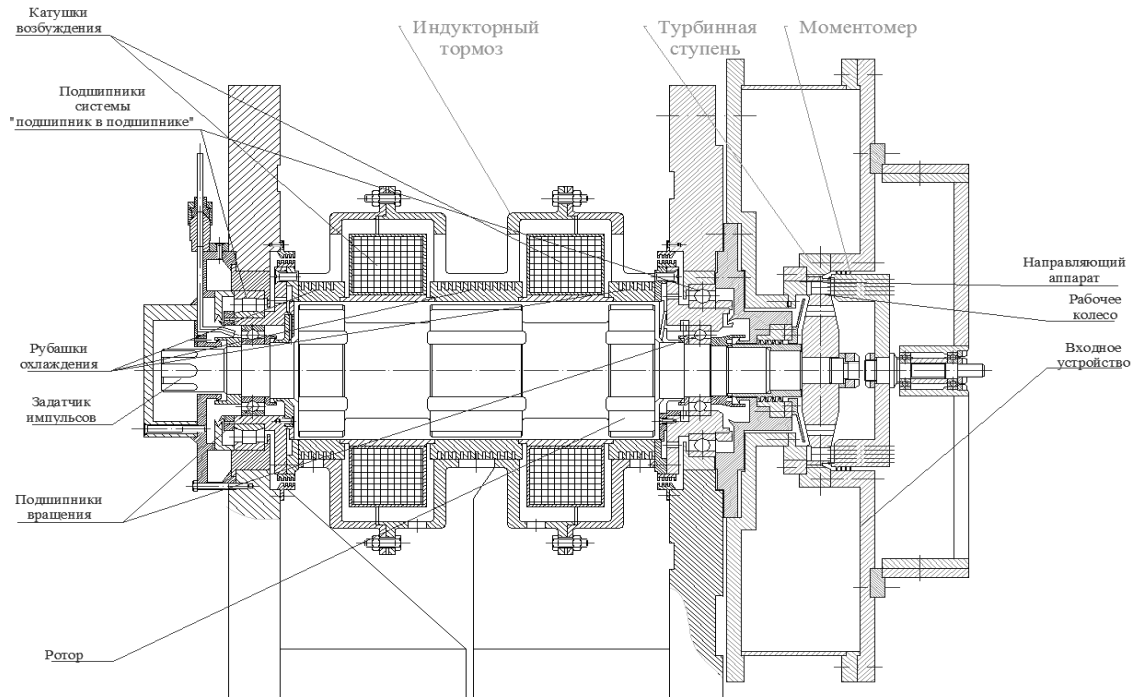


Рисунок 7.2. Продольный разрез экспериментальной высокооборотной установки ЭУ-110М

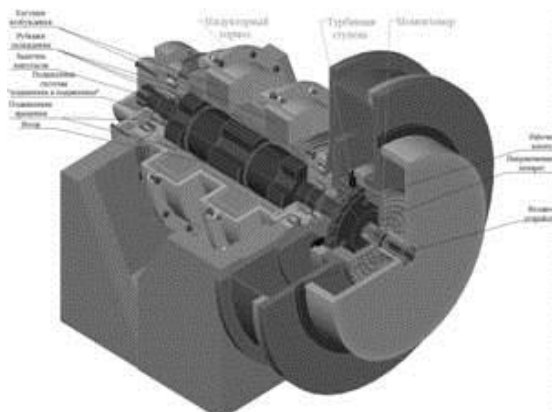


Рисунок 7.3,а. 3-D модель
экспериментальной установки ЭУ-110М

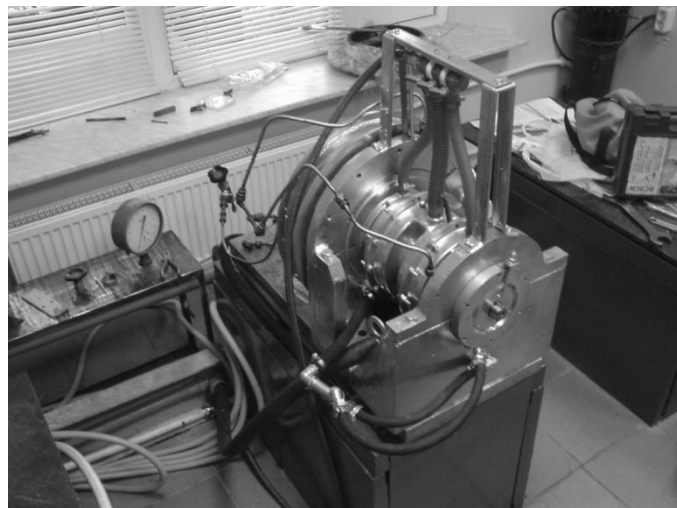


Рисунок 7.3,б. Внешний вид
экспериментальной установки ЭУ-110М

В индукторе и ярме магнитный поток при установившемся режиме не меняется. Поэтому для этих частей тормоза следует выбирать сталь с хорошей магнитной проводимостью, что соответствует малому содержанию углерода. Легирование сталей небольшим содержанием кремния повышает его магнитные свойства. Индуктор и ярмо якоря выполнены из поковок отожженной стали 20Л.

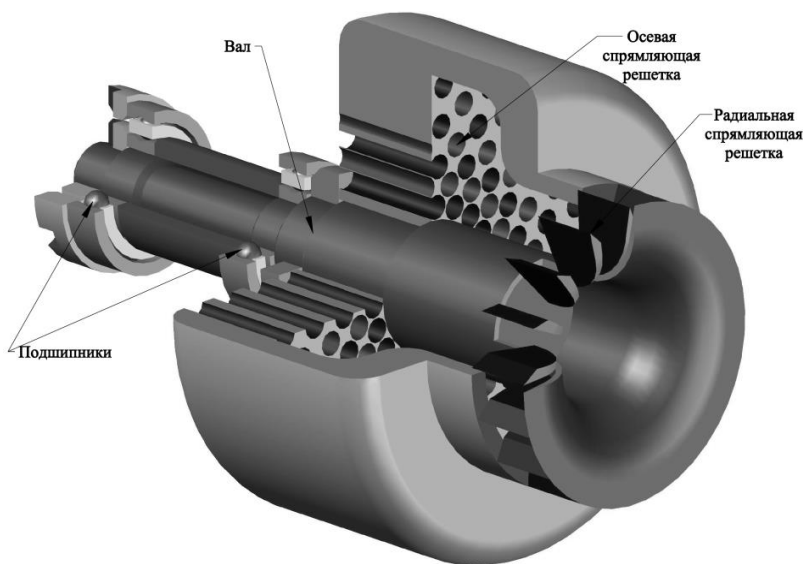


Рисунок 7.4. Моментомер ЭУ-110М

Моментомер предназначен для определения количества движения за рабочим колесом с целью определения потерь кинетической энергии в проточной части турбин.

Методики проведения экспериментальных исследований и обработки экспериментальных данных приведены в Приложении 3.

7.1.3. Экспериментальная установка (МТГ - МДГ-20) для исследования рабочих процессов в проточной части расширительной турбины турбогенератора малой мощности (МДГ-20) на модельных параметрах

На базе ООО НТЦ «Микротурбинные технологии» была создана установка для исследования рабочих процессов в проточных частях расширительной турбины и турбогенератора малой мощности (МДГ-20) на модельных параметрах.

Установка предназначена для изучения рабочих процессов в турбогенераторе МДГ-20 на воздухе при модельных параметрах. Источником сжатого воздуха служит поршневой компрессор с характеристиками указанными в таблице 7.1. Для очистки воздуха перед турбогенератором установлен фильтр грубой очистки. Регулирование расхода воздуха осуществляется с помощью пропорционального регулятора МЭО.

Характеристики компрессора

Таблица 7.1

Наименование параметра	Значение
Рабочее тело	Воздух
Давление воздуха на входе, МПа	0,5
Температура воздуха на входе, °С	30
Расход воздуха, $\text{м}^3/\text{час}$	250

Технологическая схема стенда МДГ-20 представлена на рисунке 7.5.

Измеряемые величины:

1. Массовый расход воздуха. Для измерения массового расхода воздуха используется расходомер «Вихрь».
2. Давление на входе в турбогенератор. Измеряется с помощью стрелочного манометра избыточного давления P_1 .
3. Температура на входе в турбогенератор измеряется с помощью стрелочного термометра T_1 .
4. Давление воздуха p_2 на выходе из МДГ-20 не измеряется и принимается равное стандартному атмосферному давлению.
5. Качество электрической энергии и мощность, вырабатываемые МДГ-20, измеряется с помощью прибора качества электрической энергии и ваттметром.

Препарирование конкретного узла турбогенератора и обвеска датчиками осуществлялась под конкретные задачи исследований.

Схема дренирования проточной части МДГ-20 представлена на рисунок 6.19.

Исходной нумерацией определен порядок по турбинной ступени.

Сечения 00 и 05 на схеме показаны условно, в них установлены датчики статического давления и статической температуры. Сечение 00 – после регулирующего клапана на некотором удалении от входа в турбину, 05 – до предохранительного клапана на некотором удалении от выхода из двигателя

Сечение 0 (деталь МДГ20.01.0113.002 Втулка нажимная) имеет 6 равномерно расположенных по окружности окон подачи рабочего тела к СА, рисунок 6.20. Представляется целесообразным дренировать одно окно тремя отборами статического давления, расположенными на периферии окна. В меридианном сечении – один дренаж посередине окна, два других по 17 градусов от среднего.

Аналогичным образом выполнить по одному дренажу в средней части двух окон, равномерно расположенных по окружности относительно окна с тремя дренажами.

В остальных окнах установить термопары статической температуры по аналогии с отборами статического давления.

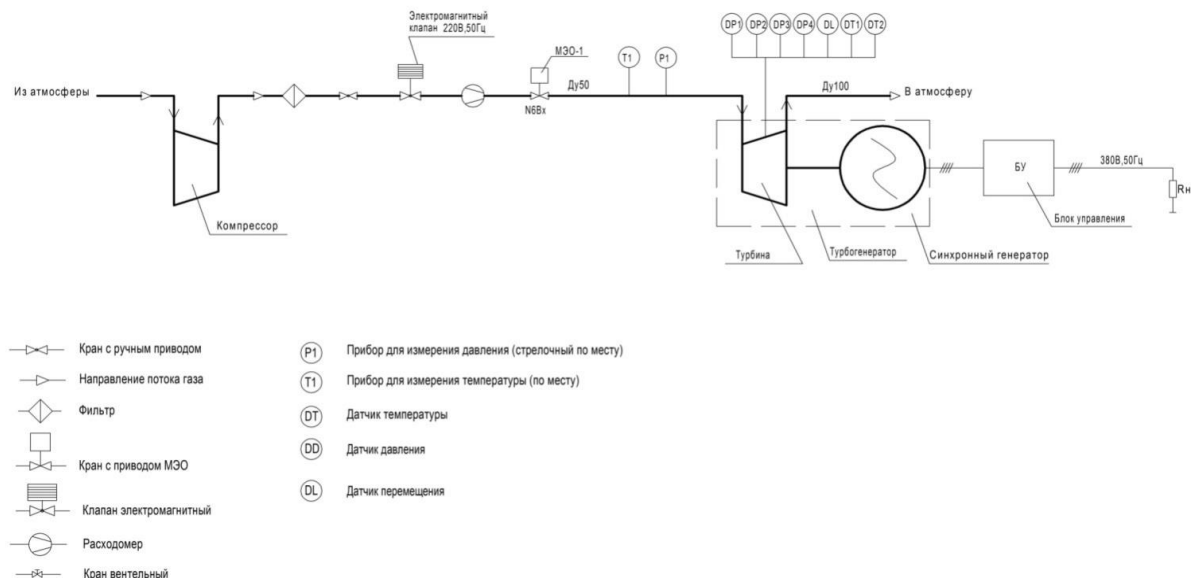


Рисунок 7.5. Технологическая схема установки МТТ-МДГ-20

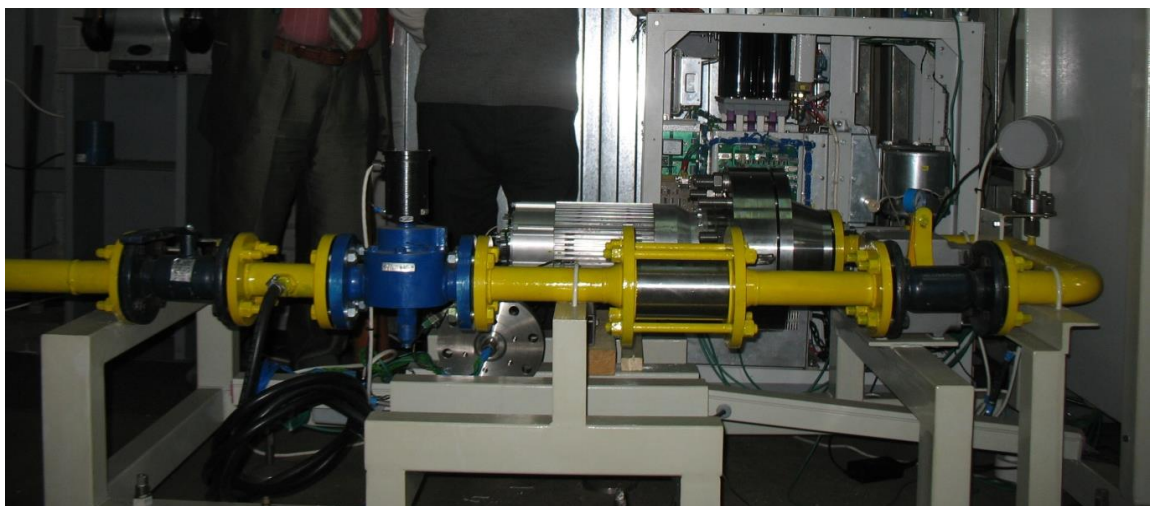


Рисунок 7.6. Экспериментальная установка МТТ-МДГ-20

Методика дренирования проточной части турбогенератора МДГ-20

Сечение 1 дренировать отборами статического давления по схеме рисунка 7.7. Дренажи располагаются в середине осевого зазора.

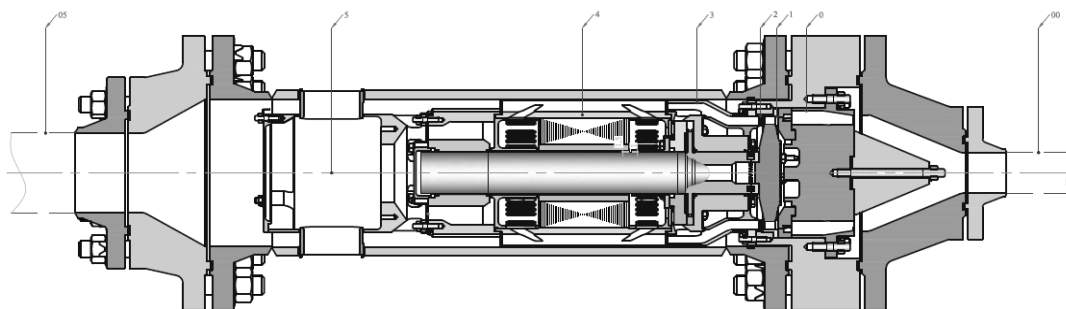


Рисунок 7.7. Схема дренирования проточной части МДГ-20

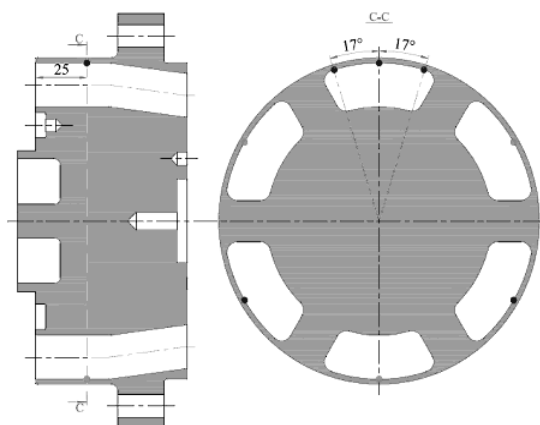


Рисунок 7.8. Схема дренирования периферийной части детали – МДГ20.01.0113.002

Втулка нажимная, сечение 0

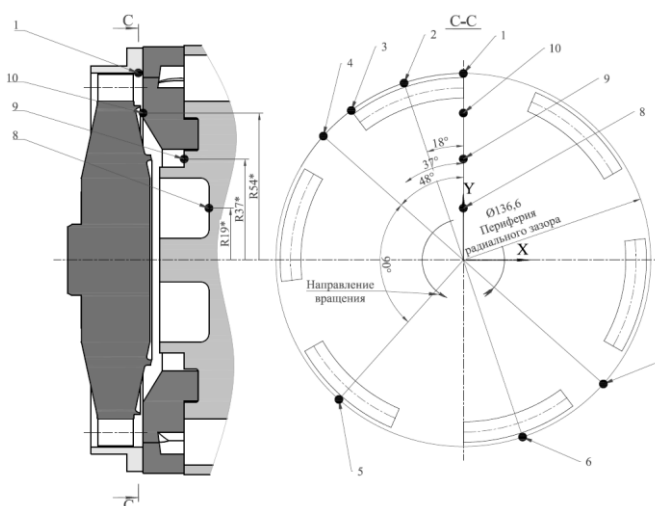


Рисунок 7.9. Схема дренирования периферийной части осевого зазора между СА и РК, сечение 1

Радиусы точек 8, 9 и 10 требуют уточнения по чертежам СА и РК.

Сечение 2 дренировать аналогично 1 только по периферии¹, со сдвигом относительно сечения 1 на 60 градусов

Сечение 3 деталь МДГ20.01.0107.032 Втулка, установить 3 термодатчики равномерно по окружности.

Сечение 4 деталь МДГ20.01.0102 Рубашка охлаждения генератора, рисунок 7.10, установить 3 термодатчика равномерно по окружности.

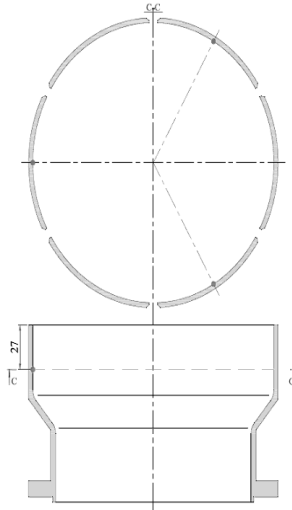


Рисунок 7.10. Схема дренирования периферийной части сечения 3 (деталь – МДГ20.01.0107.032 Втулка)

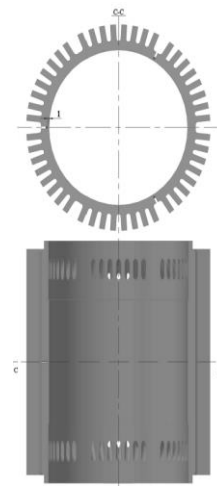


Рисунок 7.11. Схема дренирования тела рубашки охлаждения генератора (МДГ20.01.0102), сечение 4

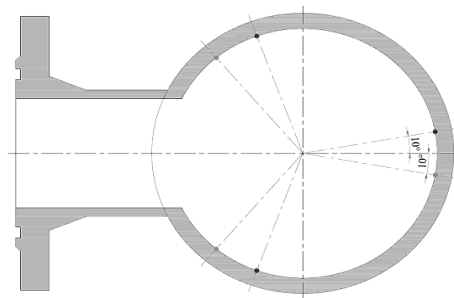


Рисунок 7.12. Схема дренирования периферийной части детали – МДГ20.01.0106.010 СБ

7.1.4. Объекты исследования для исследования на установке ЭУ-110М

В работе были разработаны и исследованы модельные расширительные турбины с малыми углами выхода потока [94] для работы в составе турбогенераторов нового класса. Аналоги подобных исследований и разработок других авторов отсутствуют в

¹ Без точек 8, 9 и 10

Геометрическая степень расширения – $f_c=1.0$.

Геометрический угол выхода потока из СА – $\alpha_1=5^\circ$.

Шаг сопел – $t_1 = 0,06597$ м.



Рисунок 7.14. Сопловой аппарат расширительной турбины

Рабочее колесо:

Число лопаток – $z_p = 21$.

Высота рабочей лопатки – $\ell_2 = 0,010$ м.

Геометрический угол входа – $\beta_{1r} = 10,32^\circ$.

Геометрический угол выхода – $\beta_{2r} = 10,6^\circ$.

Толщина входной и выходной кромки - $\Delta_{кр1,2} = 0,0008$ м.

Ширина рабочей лопатки – $B = 0,013$ м;

Шаг рабочих лопаток – $t_2 = 0,01885$ м.

Соотношение сечений межлопаточного канала $a_m/a_1=1,0$, $a_2/a_1=0,92$.



Рисунок 7.15. Рабочее колесо расширительной турбины

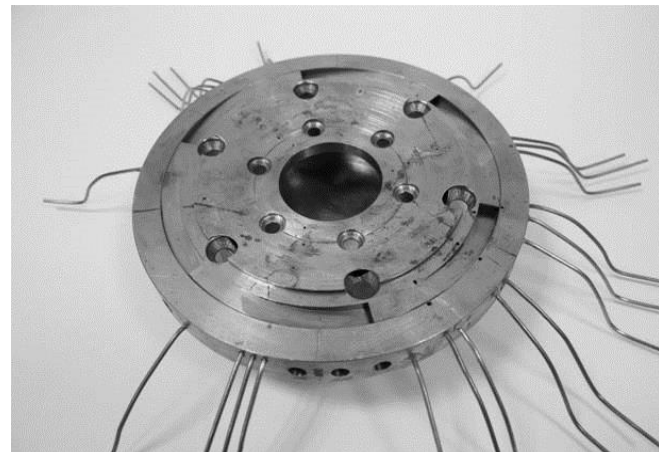


Рисунок 7.16. Дренированный сопловой аппарат расширительной турбины



Рисунок 7.17. Вид на рабочее колесо со стороны выхода потока

7.1.5. Объект для исследования рабочих процессов в турбогенераторе малой мощности МДГ-20 на установке Уст. МГД-20

Для изучения рабочих процессов в турбогенераторе малой мощности МДГ-20 на воздухе при модельных параметрах был использован макет МДГ-20, продольный разрез которого приведён на рисунке 7.18. Схема дренирования приведена в разделе 7.1.3.



Рисунок 7.18. Макет турбогенератора МДГ-20

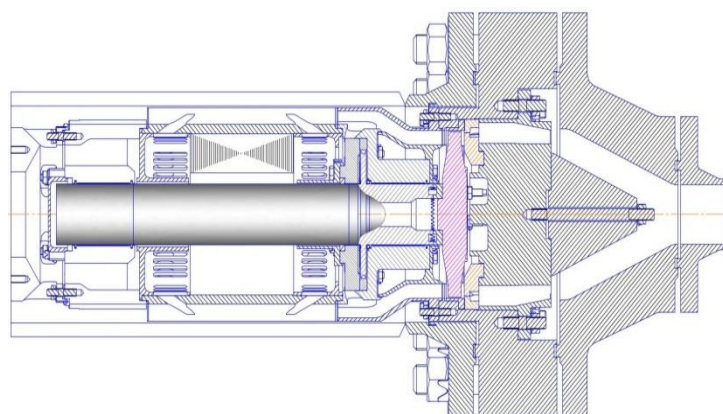


Рисунок 7.19. Продольный разрез турбогенератора МДГ-20

7.1.6. Результаты экспериментальных исследований модельных расширительных турбин на установке ЭУ-110 . Сравнение с расчётными данными

Для возможности верификации расчётных одномерных методик расчёта было выполнено моделирование натурной турбины на воздушные параметры [92]. Расчётное исследование модельной турбины приведено ниже.

Модельный вариант

Входные данные программы ONE

0.0005 - $\delta_{zn,p}$ – открытый зазор на периферии;

0.0005 - $\Delta_{\delta,p}$ - толщина бандажного устика, уплотняющего открытый зазор;

0.0003 - δ_p - зазор бандажного уплотнения;

0.0006 - $\Delta_{г,p}$ - толщина гребня бандажного уплотнения;

0.003 - $\delta_{г,p}$ - зазор между корпусом и бандажом;

0.0005 - $\delta_{zk,p}$ открытый корневой зазор

3 - $Z_{рад,p}$ - число гребней бандажного уплотнения;

0.005 - $S_{г,p}$ - шаг гребней бандажного уплотнения;

0.013 - $B_{\delta,p}$ - ширина бандажа;

0.003 - $\delta_{z,p1}$ - межвенцовый зазор;

1,2 - признак наличия рабочего тела (2-пар,1-газ); уплотнение (1 –прямоточное, 2 – лабиринтное)

45.0,45.0,0.2E6,0.1013E6,320.0,288.0,1.4 - $n, n, P_o^*, P_2, T_o^*, R, k$

'LPISA','BIGST' - Тип профиля венцов

07.5E-3,0.126,1.00,5.0,9, 0.8E-3,0.999 - $\ell_1, D_{ср}, f_c, \alpha_{1г}, Z_1, \delta_{кр1}, \varepsilon$

10.0E-3,0.126,11.32,10.6,0.013,21,0.8E-3 - $\ell_2, D_{ср}, \beta_{1г}, \beta_{2г}, B_2, Z_2, \delta_{кр2}$

110000.,6000. - P_1, ε_{P_1} в зазоре между СА и РК

110000.,6000. - P_2, ε_{P_2} в камере между СА и диском РК

Основные параметры модельной турбины приведены в таблице 7.2

Таблица 7.2

N n/n	Наименование	Обозначение		Размер- ность	Величина
		В программе ONE	В тексте		
1	Степень реактивности	RO	ρ_T	—	0,021
2	Тип СА	LPISA	Констр. ЛПИ	—	—
3	Число Маха в СА	M1T	M_{1t}	—	1,023
4	Коэффициент скорости СА	FISA	φ_1	—	0,929
5	Коэффициент расхода СА	MU	μ_1	—	0,945
6	Скорость потока на выходе из СА	C1	C_1	м/с	310,4
7	Газодинамический угол выхода потока из СА	ALFA1	α_1	Град	5
8	Расход рабочего тела через СА	GSA	G_1	кг/с	0,087
9	Тип РК	BIGST	конст ЛПИ	—	—

N n/n	Наименование	Обозначение		Размер- ность	Величина
		В программе ONE	В тексте		
10	Относительная скорость на входе в РК	W1	w ₁	м/с	133,8
11	Окружная скорость в РК	U1	u ₁	м/с	178,1
12	Газодинамический угол потока на входе в РК	BETA1	β_1	Град	11,66
13	Относительный угол атаки	АТАКИ	I	—	-0,03
14	Давление торможения в относит. движ.	PWTRM	P _{w1} *	Па	115079,4
15	Статическое давление за турбиной	P2	P ₂	Па	600000
16	Температура торможения в относ. движении	TWTRM	T ₁ *	К	281,1
17	Число Маха на выходе из РК в относ. движении	Mw2t	M _{2t}	—	0,431
18	Число Рейнольдса на выходе из РК в относ. движении	Rew2t	Re _{2t}	—	0,1013*10 ⁶
19	Коэффициент профильных потерь в РК	ZPPOF	$\xi_2^{пр}$	—	25,52
20	Коэффициент концевых потерь в РК	ZKONZ	$\xi_2^{конц}$	—	8,36
21	Коэффициент потерь от углов атаки	Zi	ξ_2^i	—	-0,61
22	Коэффициент потерь от нестационарности	ZHECT	$\xi_2^{нест}$	—	2,38
23	Коэффициент скорости РК	PSI	ψ	—	0,8022
24	Абсолютная скорость на выходе из РК	C2	c ₂	м/с	69,1
25	Угол выхода потока из турбины	ALFA2	α_2	Град	162,3
26	Внутренняя мощность турбины	Nвнут	N _в	кВт	3,4
27	Теоретическая (располагаемая) мощность турбины	Nтеор	N _{расп}	кВт	4,952
28	Внутренний КПД турбины	КПД внутр	$\eta_в$	—	0,684
29	Внутренний КПД по заторможенным параметрам	КПД торм	$\eta_в^*$	—	0,749
30	Температура торможения на выходе из турбины	T2торм	T ₂ *	К	277
31	Давление торможения на выходе из турбины	P2торм	P ₂ *	Па	104391,6

Таблица 7.3

P ₀ , МПа	0,15	0,16	0,17	0,18	0,19	0,2	0,21	0,22	0,23	0,24	0,25
N, кВт – лабиринтное уплотнение	1,2	1,6	2,1	2,5	2,9	3,4	3,8	4,3	4,8	5,2	5,6
N, кВт - прямоточное уплотнение	1,2	1,6	2	2,5	2,9	3,3	3,8	4,3	4,7	5,1	5,6

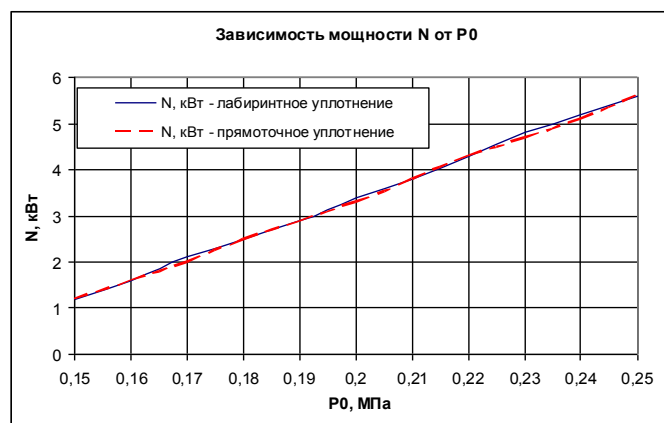
Рисунок 7.20. Зависимость мощности N от P_0

Таблица 7.4

P_0 , МПа	0,15	0,16	0,17	0,18	0,19	0,2	0,21	0,22	0,23	0,24	0,25
КПД - лабиринтное уплотнение	0,602	0,639	0,659	0,672	0,679	0,684	0,6908	0,6956	0,697	0,696	0,694
КПД – прямоточное уплотнение	0,582	0,62	0,642	0,656	0,665	0,671	0,6774	0,683	0,687	0,687	0,685

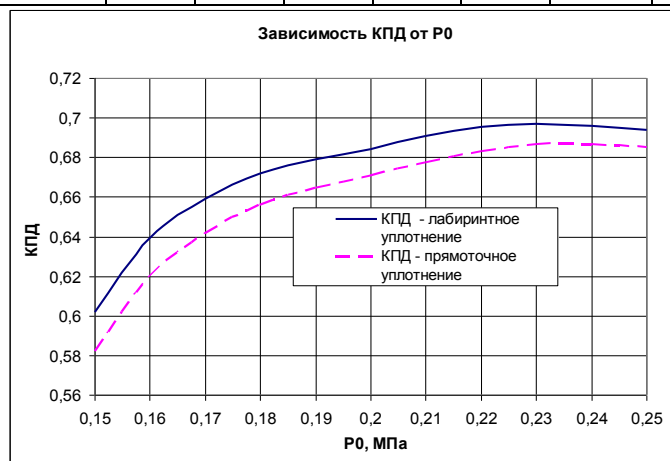
Рисунок 7.21. Зависимость КПД от P_0

Таблица 7.5

P_0 , МПа	0,15	0,16	0,17	0,18	0,19	0,2	0,2097	0,22	0,23	0,24	0,25
rot - лабиринтное уплотнение	0,064	0,051	0,041	0,032	0,0253	0,0187	0,0121	0,0048	0,002	0,002	0,002
rot - прямоточное уплотнение	0,058	0,045	0,034	0,026	0,019	0,0126	0,0055	-0,001	-0,003	-0,004	-0,003

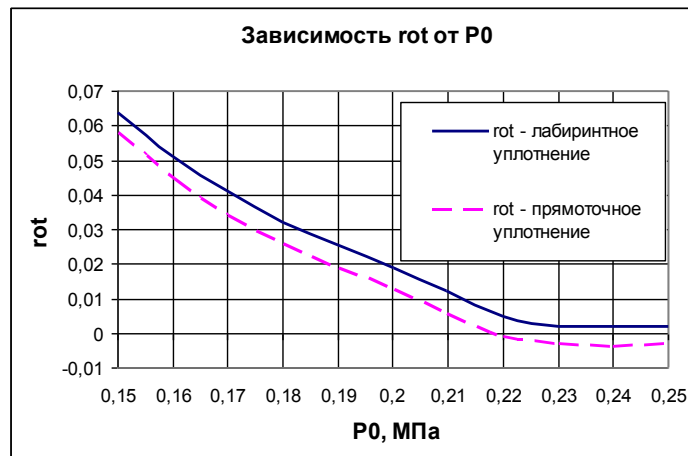


Таблица 7.6

P ₀ , МПа	0,15	0,16	0,17	0,18	0,19	0,2	0,21	0,22	0,23	0,24	0,25
GSA, кг/с – лабиринтное уплотнение	0,058	0,065	0,071	0,076	0,082	0,087	0,092	0,097	0,101	0,106	0,111
GSA, кг/с – прямоточное уплотнение	0,059	0,065	0,071	0,077	0,082	0,087	0,092	0,097	0,101	0,106	0,111

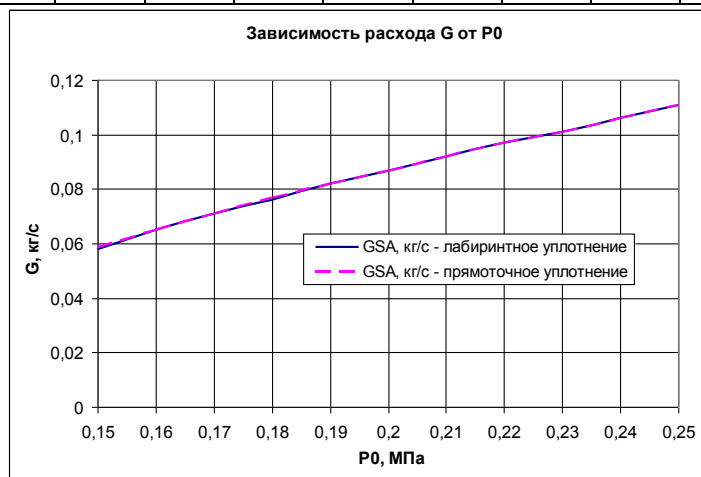


Таблица 7.7

P ₀ , МПа	0,15	0,16	0,17	0,18	0,19	0,2	0,21	0,22	0,23	0,24	0,25
T ₂ , К - лабиринтное уплотнение	294,8	290,3	286,4	283	279,8	277	274,4	272	269,5	267,5	265,6
T ₂ , К – прямоточное уплотнение	295	290,5	286,6	283,1	280	277,1	274,5	271,9	269,6	267,9	265,7

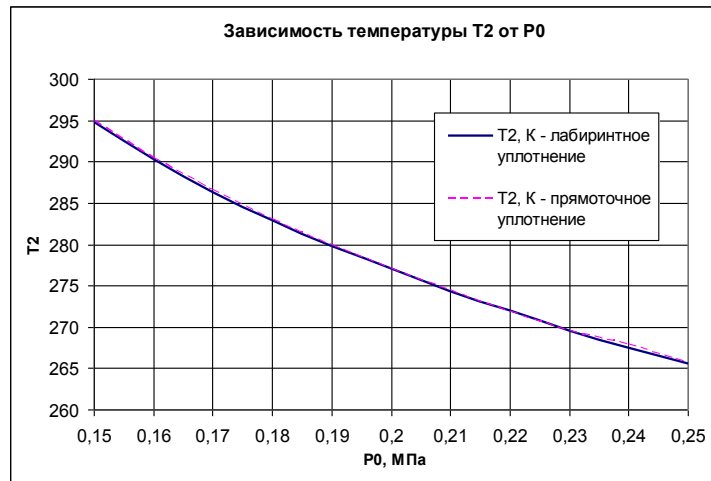


Таблица 7.8

P_2 , МПа	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16	0,17
N, кВт - лабиринтное уплотнение	2,4	1,9	1,4	0,8	0,4	0
N, кВт - прямоточное уплотнение	2,3	1,8	1,3	0,8	0,3	0

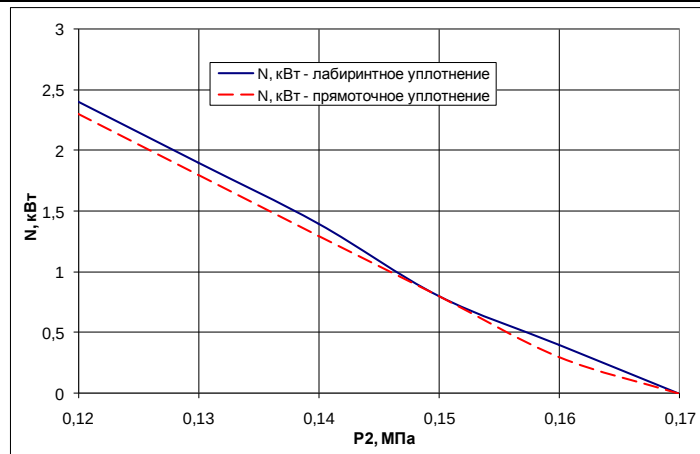


Таблица 7.9

P_2 , МПа	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16	0,17
КПД - лабиринтное уплотнение	0,66	0,632	0,579	0,469	0,285	0,028
КПД - прямоточное уплотнение	0,643	0,612	0,558	0,448	0,264	0,012

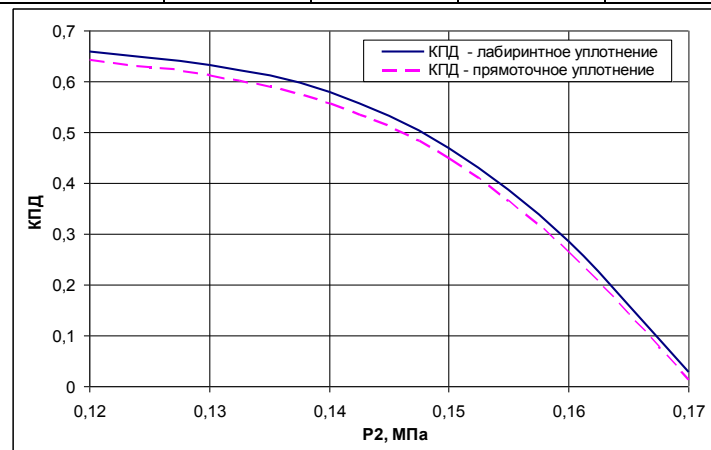


Таблица 7.10

P_2 , МПа	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16	0,17
rot - лабиринтное уплотнение	0,042	0,056	0,071	0,092	0,112	0,083
rot - прямоточное уплотнение	0,035	0,05	0,065	0,086	0,106	0,079

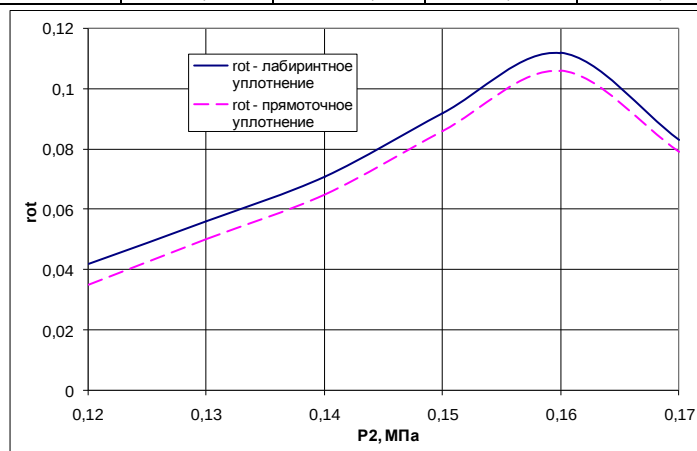
Рисунок 7.27. Зависимость степени реактивности от P_2

Таблица 7.11

P_2 , МПа	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16	0,17
G , кг/с - лабиринтное уплотнение	0,083	0,08	0,076	0,07	0,064	0,057
G , кг/с - прямоточное уплотнение	0,083	0,08	0,076	0,07	0,064	0,057

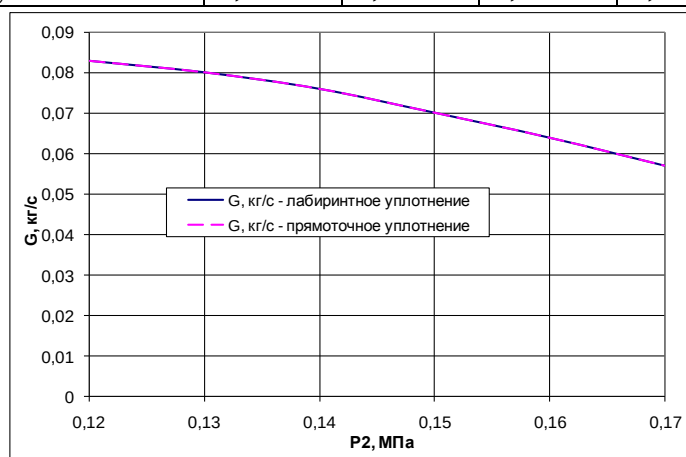
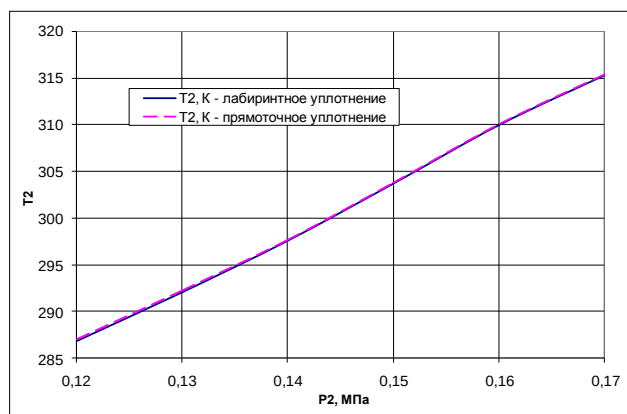
Рисунок 7.28 Зависимость расхода от P_2

Таблица 7.12

P_2 , МПа	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16	0,17
T_2 , К - лабиринтное уплотнение	286,8	292,1	297,6	303,7	310	315,3
T_2 , К - прямоточное уплотнение	287	292,3	297,7	303,8	310,1	315,4

Рисунок 7.29. Зависимость T_2 от P_2

На экспериментальном стенде ЭУ-110М были проведены исследования модельной малорасходной расширительной турбины.

Таблица 7.13

Экспериментальные данные модельной расширительной турбины
ЭУ-110М от 27.07.2011

№ точки замера	n	P ₀ (абсолют)	U/C ₀	ρ _т
	об/мин	МПа		
3140	16370	0,12	0,6	0,03
3141	16390	0,12	0,6	0,03
3147	16540	0,12	0,61	0,03
3153	16630	0,12	0,61	0,03
3163	16780	0,12	0,61	0,03
3173	16870	0,12	0,62	0,03
3183	17040	0,12	0,6	0,03
3193	17250	0,12	0,61	0,03
3203	17690	0,12	0,63	0,03
3221	18190	0,12	0,64	0,03
3242	18510	0,12	0,64	0,03
3253	18680	0,12	0,64	0,02
3278	19360	0,125	0,65	0,02
3284	19480	0,125	0,65	0,02
3288	19570	0,125	0,66	0,02
3291	19620	0,125	0,66	0,02
3296	19700	0,125	0,66	0,02
3298	19730	0,125	0,66	0,02
3304	19770	0,13	0,66	0,02
3308	19820	0,13	0,66	0,02
3314	19950	0,13	0,66	0,02
3319	20070	0,13	0,66	0,02
3321	20150	0,13	0,66	0,02
3324	20190	0,13	0,66	0,02

3326	20220	0,13	0,67	0,02
3329	20260	0,13	0,67	0,02
3333	20330	0,13	0,67	0,02
3335	20360	0,13	0,67	0,02
3340	20440	0,13	0,67	0,02
3343	20480	0,13	0,67	0,02
3347	20510	0,13	0,67	0,02

Таблица зависимости степени реактивности от давления перед сопловым аппаратом по результатам эксперимента 01.12.2011.

Таблица 7.14

P_0 , МПа (абсолют)	0,11	0,12	0,13
R_{ot}	0,15	0,13	0,15

Расчётные значения при $P_0=0,13$ МПа и $P_2=0,1013$ МПа (абсолют)

Таблица 7.15

n , об/мин	5000	10000	15000	17000	18000	19000	20000	25000
R_{ot}	-0,13	- 0,05	-0,04	-0,01	0,008	0,022	0,035	0,081
U/C_0	0,159	0,319	0,478	0,542	0,574	0,606	0,637	0,797

Сравнения расчётных и экспериментальных данных приведены на рисунке 7.30, приведенном ниже. Расчетные значения степени реактивности приведены без учета разгрузочных отверстий [92].

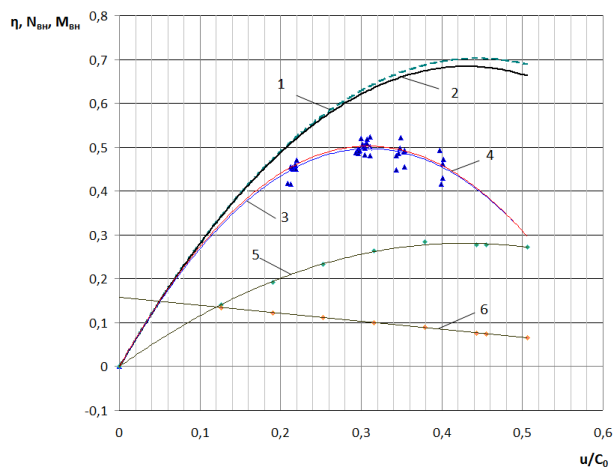


Рисунок 7.30. Зависимости основных характеристик турбинной ступени ЛПИ МДГ-20 в зависимости от (u/C_0)

1 – расчётный окружной КПД для РК с бандажом; 2 – расчётный внутренний КПД для РК с бандажом; 3 – экспериментальный внутренний КПД для колеса без бандаж; 4 – расчётный внутренний КПД (ANSYS); 5 – расчётная внутренняя мощность для РК с бандажом; 6 – расчётный момент для РК с бандажом

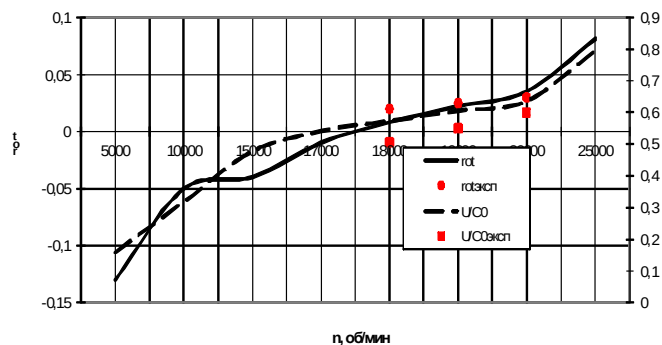


Рисунок 7.31. Зависимость степени реактивности r_T и характеристического числа u/C_0 от частоты вращения ротора при $P_0=0,13$ МПа и $P_2=0,1013$ МПа

Как видно на рисунке 7.31, экспериментальные данные характеристического числа u/C_0 и степени реактивности r_T очень близки к расчётным данным. В составе ступени ЛПИ на стенде применялось осевое колесо без бандажной полки.

7.1.7. Результаты экспериментальных исследований модельных расширительных турбин на установке МТГ-МДГ-20

Анализ результатов исследования осевого перемещения ротора МДГ-20

На схеме измерений, представленной на рисунке 7.32, указаны места замеров основных величин:

1. Направление и ход осевого перемещения L измеряются с помощью датчика осевого перемещения.
2. Давление воздуха p_0 на входе в МДГ-20 измеряется с помощью датчика избыточного давления. Диапазон значений измеряемого датчиком давления $0 \dots 0,6$ МПа.
3. Давление воздуха p_{1k} в зазоре между СА и РК (нулевой радиус) измеряется с помощью датчика абсолютного давления. Диапазон значений измеряемого датчиком давления $0 \dots 0,1$ МПа.
4. Давление воздуха p_2 на выходе из МДГ-20 не измеряется и принимается равное стандартному атмосферному давлению.

Для связи промежуточной камеры с противодавлением (атмосферное давление) предусмотрены 9 радиальных дренажных каналов. Изначально каналы наглухо закрыты винтами. Так же промежуточная камера соединена с входным патрубком турбогенератора с помощью осевого дренажного канала. Изначально осевой канал используется для измерения давления с помощью датчика абсолютного давления. В случае, когда необходимо использовать канал для соединения промежуточной камеры с

зоной входного патрубка, штуцер с пневмотрубкой удаляются. В таком случае замер давления в области промежуточной камеры невозможен.

Проведенную работу можно разделить на следующие этапы:

1. Оценка влияния радиальных дренажных каналов на направление осевого усилия.
2. Оценка влияния разгрузочных отверстий в рабочем колесе на направление осевого усилия.
3. Оценка влияния наличия центрального осевого дренажного канала в диафрагме на направление осевого усилия.
4. Оценка влияния перефирийного уплотнения рабочего колеса на направление осевого перемещения.

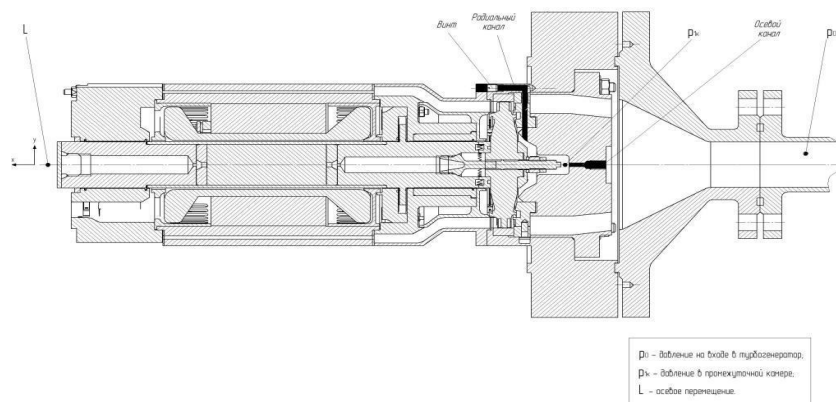


Рисунок 7.32. Схема измерений турбогенератора МГД-20
Испытания МГД-20 на воздухе

Таблица 7.16

Параметр	Величина			
	х.х.	1,3 кВт	х.х.	1 кВт
Режим нагрузки	х.х.	1,3 кВт	х.х.	1 кВт
Скорость вращения ротора, n , об/мин	31500		24200	
Температура на входе в турбогенератор, $T_{вх}$, °C	20,39	20,28	20,68	21,14
Температура на выходе из РК, T_2 , °C	14,01	18,75	11,49	14,62
Абсолютное давление на входе в турбогенератор, $p_{вх}$, ата	2,50	2,91	1,91	2,22
Абсолютное давление в промежуточной камере, $p_{1к}$, ата*	1,03	1,05	1,01	1,02
Осевое перемещение ротора вдоль оси x , L , мм **	0,40	0,44	0,33	0,40
Абсолютное давление перед СА, p_0 , ата	2,48	2,92	1,90	2,17
Абсолютное давление перед РК, p_1 , ата	1,35	1,43	1,22	1,25
Абсолютное давление за РК, p_2 , ата	1,05	1,08	1,00	1,01

* Для измерения давления в промежуточной камере использовался датчик абсолютного давления с верхним пределом 1 ата. Указанные в таблице показания датчика говорят о превышении давлением в камере верхней границы измерения датчика.

Максимальный ход ротора в каждую сторону от нуля, измеренный **вручную составляет 0,4 мм.

Таблица 7.17

Дата	Нагрузка	Количество разгрузочных отверстий в колесе и их диаметр	Уплотнение	Количество и диаметр разгрузочных отверстий в обтекатель	Дренажные отверстия	Скорость вращения ротора	Давление на входе	Давление в камере
	кВт	шт*мм		шт*мм	шт	об/мин	ата	ата
01.06.2012	X.X.	нет отверстий	нет	нет	нет	31600	2,48	0,965
01.06.2012	X.X.	нет отверстий	нет	нет	1	31500	2,50	0,975
01.06.2012	X.X.	нет отверстий	нет	нет	2	31500	2,51	0,980
01.06.2012	X.X.	нет отверстий	нет	нет	6	32000	2,55	0,983
01.06.2012	X.X.	нет отверстий	нет	нет	9	31800	2,54	0,983
01.06.2012	1	нет отверстий	нет	нет	нет	25000	2,42	0,961
01.06.2012	1,3	нет отверстий	нет	нет	нет	31200	3,06	0,970
01.06.2012	1,3	нет отверстий	нет	нет	1	31500	3,00	0,975
01.06.2012	1,3	нет отверстий	нет	нет	2	31600	3,07	0,979
01.06.2012	1,3	нет отверстий	нет	нет	6	32000	3,07	0,982
01.06.2012	1,3	нет отверстий	нет	нет	9	31500	3,05	0,982
05.06.2012	X.X	2*2,0	нет	нет	нет	31500	2,54	0,964
05.06.2012	X.X	2*2,0	нет	нет	1	32000	2,60	0,975
05.06.2012	X.X	4*2,0	нет	нет	нет	32000	2,51	0,967
05.06.2012	X.X	4*2,0	нет	нет	1	32000	2,57	0,974
05.06.2012	X.X	4*3,2	нет	нет	нет	32000	2,55	0,968
05.06.2012	X.X	4*3,2	нет	нет	2	31500	2,51	0,978
05.06.2012	X.X	4*2,0	нет	нет	нет	25000	2,02	0,966
05.06.2012	X.X	4*2,0	нет	нет	1	25000	2,04	0,975
07.06.2012	X.X	4*3,2	нет	1*4	нет	32000	2,62	Xга
07.06.2012	X.X	4*3,2	нет	1*4	нет	24500	2,01	X

Дата	Нагрузка	Количество разгрузочных отверстий в колесе и их диаметр	Уплотнение	Количество и диаметр разгрузочных отверстий в обтекателе	Дренажные отверстия	Скорость вращения ротора	Давление на входе	Давление в камере
	кВт	шт*мм		шт*мм	шт	об/мин	ата	ата
08.06.2012	X.X	нет отверстий	нет	1*4	нет	32000	2,62	X
08.06.2012	X.X	нет отверстий	нет	1*4	2	31500	2,51	X
08.06.2012	X.X	2*2,0	нет	1*4	нет	32500	2,61	X
08.06.2012	X.X	2*2,0	нет	1*4	1	32000	2,55	X
08.06.2012	X.X	нет отверстий	нет	1*4	нет	24500	1,98	X
08.06.2012	X.X	нет отверстий	нет	1*4	2	24500	1,98	X
08.06.2012	X.X	2*2,0	нет	1*4	нет	24500	1,97	X
08.06.2012	X.X	2*2,0	нет	1*4	1	24500	1,98	X
20.06.2012	X.X	нет отверстий	бандаж	нет	нет	32000	2,47	> 1
20.06.2012	1,3	нет отверстий	бандаж	нет	нет	32000	2,88	> 1
20.06.2012	X.X	нет отверстий	бандаж	нет	нет	24500	1,89	> 1
20.06.2012	1	нет отверстий	бандаж	нет	нет	24500	2,19	> 1
21.06.2012	X.X.	нет отверстий	сотовое	нет	нет	22100	X	X

Оценка влияния радиальных дренажных каналов на направление осевого усилия

Измеренные значения сведены в таблицу 7.18. Здесь и далее в таблицах осевое перемещение ротора отсчитывается от среднего положения, измеренного перед запуском. Положительные значения соответствуют направлению перемещения ротора по направлению хода потока, отрицательные – против, в сторону диафрагмы.

Таблица 7.18

Дата	Нагрузка	Радиальные дренажные каналы	Скорость вращения ротора	Осевое перемещение (по направлению потока)	Давление на входе	Давление в камере
	кВт	шт	об/мин	мм	ата	ата
01.06.2012	Х.Х.	нет	31600	0,07	2,48	0,965
01.06.2012	Х.Х.	1	31500	0,39	2,50	0,975
01.06.2012	Х.Х.	2	31500	0,41	2,51	0,980
01.06.2012	Х.Х.	6	32000	0,45	2,55	0,983
01.06.2012	Х.Х.	9	31800	0,46	2,54	0,983
01.06.2012	1	нет	25000	-0,20	2,42	0,961
01.06.2012	1,3	нет	31200	0,23	3,06	0,970
01.06.2012	1,3	1	31500	0,39	3,00	0,975
01.06.2012	1,3	2	31600	0,40	3,07	0,979
01.06.2012	1,3	6	32000	0,45	3,07	0,982
01.06.2012	1,3	9	31500	0,46	3,05	0,982

Основные замеры проводились при скорости вращения ротора 32000 об/мин. Рабочее колесо конструктивно выполнено без бандажа и разгрузочных отверстий.

Видно, что на холостом ходу при открытии первого отверстия происходит значительный сдвиг ротора по направлению хода потока. Открытие остальных каналов способствует дальнейшему перемещению ротора по направлению хода потока. Данная закономерность характерна и для режима нагрузки 1,3 кВт. Сам по себе наброс нагрузки при закрытых каналах так же дает положительное смещение ротора.

Так же был проведен один замер осевого перемещения при скорости вращения ротора 25000 об/мин при нагрузке 1 кВт. При переходе на данный режим ротор перемещается в отрицательном направлении в сторону диафрагмы.

Абсолютное давление в промежуточной камере меньше атмосферно, что говорит о разрежении, предположительно создаваемом скоростным потоком воздуха из соплового аппарата или вентиляторным эффектом рабочего колеса.

Оценка влияния разгрузочных отверстий в рабочем колесе на направление осевого усилия

Измеренные значения сведены в таблицу 7.19.

Таблица 7.19

Дата	Нагрузка	Количество разгрузочных отверстий в рабочем колесе и их диаметр	Радиальные дренажные каналы	Скорость вращения ротора	Осевое перемещение	Давление на входе	Давление в камере
	кВт	шт*мм	шт	об/мин	мм	ата	ата
05.06.2012	X.X	2*2,0	нет	31500	0,02	2,54	0,964
05.06.2012	X.X	2*2,0	1	32000	0,35	2,60	0,975
05.06.2012	X.X	4*2,0	нет	32000	0,02	2,51	0,967
05.06.2012	X.X	4*2,0	1	32000	0,28	2,57	0,974
05.06.2012	X.X	4*3,2	нет	32000	0,09	2,55	0,968
05.06.2012	X.X	4*3,2	2	31500	0,24	2,51	0,978
05.06.2012	X.X	4*2,0	нет	25000	-0,37	2,02	0,966
05.06.2012	X.X	4*2,0	1	25000	-0,17	2,04	0,975

Видно, что количество разгрузочных отверстий и их диаметр имеют не значительное влияние на осевое перемещение ротора. Увеличение площади разгрузочных отверстий ведет к увеличению положительного перемещения ротора.

При сравнении результатов, представленных в таблице 7.18 и таблице 7.19, можно заметить, что наличие самого разгрузочного отверстия приводит к смещению ротора в отрицательном направлении.

Оценка влияния наличия центрального осевого дренажного канала в диафрагме на направление осевого усилия

Измеренные значения сведены в таблицу 7.20. Измерения проводились на режиме холостого хода.

Анализируя данные в таблице, можно сделать вывод, что само наличие открытого осевого канала приводит к значительному смещению ротора по направлению потока.

Таблица 7.20

Дата	Количество разгрузочных отверстий в колесе и их диаметр	Уплотнение	Количество и диаметр осевых дренажных каналов в диафрагме	Радиальные дренажные каналы	Скорость вращения ротора	Осевое перемещение	Давление на входе
	шт×мм		шт×мм	шт	об/мин	мм	ата
07.06.2012	4·3,2	нет	1·4	нет	32000	0,35	2,62
07.06.2012	4·3,2	нет	1·4	нет	24500	-0,20	2,01
08.06.2012	нет отверстий	нет	1·4	нет	32000	0,45	2,62
08.06.2012	нет отверстий	нет	1·4	2	31500	0,49	2,51
08.06.2012	2·2,0	нет	1·4	нет	32500	0,44	2,61
08.06.2012	2·2,0	нет	1·4	1	32000	0,48	2,55
08.06.2012	нет отверстий	нет	1·4	нет	24500	-0,23	1,98
08.06.2012	нет отверстий	нет	1*4	2	24500	0,32	1,98
08.06.2012	2*2,0	нет	1*4	нет	24500	-0,22	1,97
08.06.2012	2·2,0	нет	1·4	1	24500	0,10	1,98

Оценка влияния перефирийного уплотнения рабочего колеса на направление осевого перемещения.

Измеренные значения сведены в таблицу 7.21. Измерения проводились при полностью закрытых радиальных и осевых дренажных каналах.

Таблица 7.21

Дата	Нагрузка	Количество разгрузочных отверстий в колесе и их диаметр	Уплотнение	Скорость вращения ротора	Осевое перемещение	Давление на входе
	кВт	шт*мм		об/мин	мм	ата
20.06.2012	X.X	нет отверстий	бандаж	32000	0,40	2,47
20.06.2012	1,3	нет отверстий	бандаж	32000	0,44	2,88
20.06.2012	X.X	нет отверстий	бандаж	24500	0,33	1,89
20.06.2012	1	нет отверстий	бандаж	24500	0,35	2,19
21.06.2012	X.X	нет отверстий	сотовое	22100	0,59	X

Видно, что при наличии бандажного уплотнения ротор значительно смещен в положительную сторону. После установки сотового уплотнения прижим пяты к подшипнику оказался на столько мощным, что не позволило выйти на режим холостого хода.

Определение влияния дренажа в промежуточной камере на характеристики турбогенератора МДГ-20

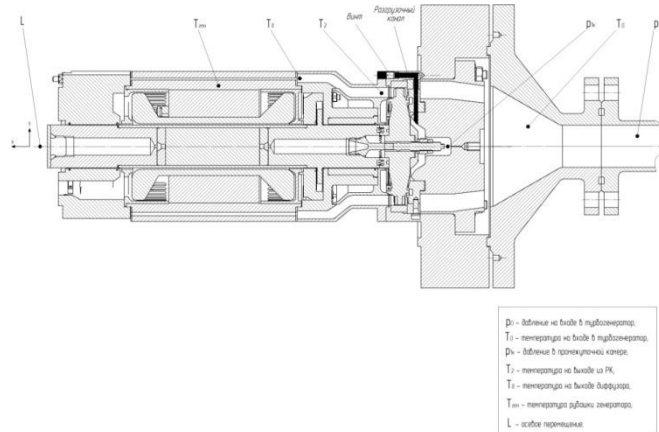


Рисунок 7.32. Схема измерений турбогенератора МДГ-20

На схеме измерений, представленной на рисунке 7.33, указаны места замеров основных величин.

1. Направление и ход осевого перемещения L измеряются с помощью датчика осевого перемещения.

2. Давление воздуха p_0 на входе в МДГ-20 измеряется с помощью датчика избыточного давления. Диапазон значений измеряемого давления 0...0,6 МПа.

3. Давление воздуха p_{1k} в зазоре между СА и РК (нулевой радиус) измеряется с помощью датчика абсолютного давления. Диапазон значений измеряемого давления 0...150 кПа.

4. Температура воздуха T_0 на входе в МДГ-20 измеряется с помощью датчика температуры. Диапазон значений измеряемой температуры рабочего тела от 0 до 50 °С.

5. Температура воздуха T_2 на выходе из РК измеряется с помощью термопары Хромель-Капель. Диапазон значений измеряемой температуры рабочего тела от -30 до 30°С.

6. Температура воздуха T_d на выходе из ступени, после диффузора, измеряется с помощью термопары Хромель-Капель. Диапазон значений измеряемой температуры рабочего тела от -30 до 30°С.

7. Температура $T_{ген}$ поверхности рубашки охлаждения генератора измеряется с помощью термопары Хромель-Капель. Диапазон значений измеряемой температуры стенки рубашки от 0 до 100°С.

8. Давление воздуха p_2 на выходе из МДГ-20 не измеряется и принимается равное стандартному атмосферному давлению.

Результаты испытаний:

Измеренные в ходе испытаний параметры представлены в таблице 7.22. Основные зависимости представленная таблица по пускам МДГ-20 на воздухе в период с 01.06.12 по 21.06.12.

Таблица 7.22

Параметр	Величина				
	Режим холостого хода				
Количество открытых дренажных каналов	0	1	2	3	4
Угол МЭО, град	22,6	22,6	22,8	29,1	27,5
Скорость вращения ротора, п, об/мин	31150	31800	30900	31400	30900
Температура на входе в турбогенератор, T_0 , °С	18,15	18,09	18,95	19,52	20,21
Температура на выходе из диффузора, T_d , °С	14,85	14,85	15,66	14,85	15,66
Температура рубашки генератора, $T_{ген}$, °С	43,86	49,34	55,43	57,86	61,72
Температура на выходе из РК, T_2 , °С	12,15	12,81	14,90	17,43	19,19
Абсолютное давление на входе в турбогенератор, p_0 , ата	2,520	2,499	2,474	2,492	2,451
Абсолютное давление в промежуточной камере, $p_{1к}$, ата	0,968	0,966	0,970	0,973	0,974
Осевое перемещение ротора вдоль оси x , L , мм (Значение «0» соответствует нейтральному положению упорной пяты ротора по отношению к опорам)	+0,14	+0,16	+0,22	+0,26	+0,27

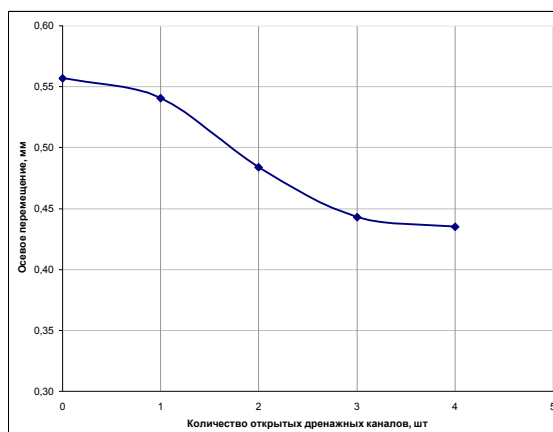


Рисунок 7.33. График зависимости осевого перемещения ротора от количества открытых дренажных каналов

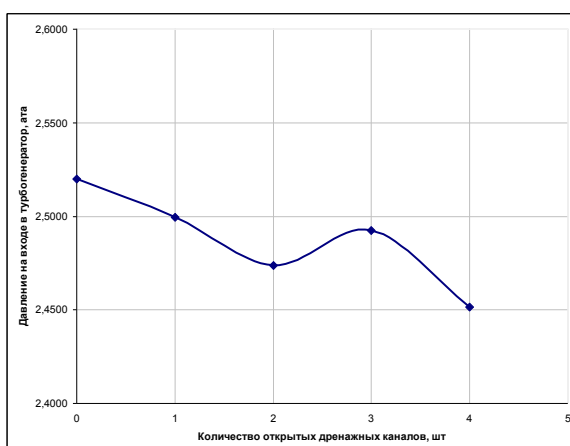


Рисунок 7.34. Зависимость абсолютного давления на входе в турбогенератор от количества открытых дренажных каналов

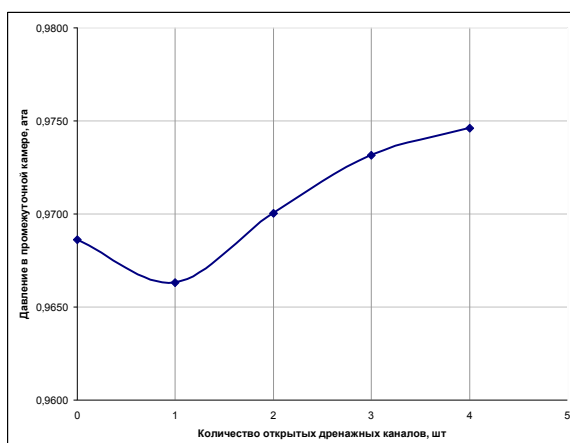


Рисунок 7.35. Зависимость абсолютного давления в промежуточной камере от количества открытых дренажных отверстий

Определение влияния дренажа в промежуточной камере на характеристики турбогенератора МДГ-20

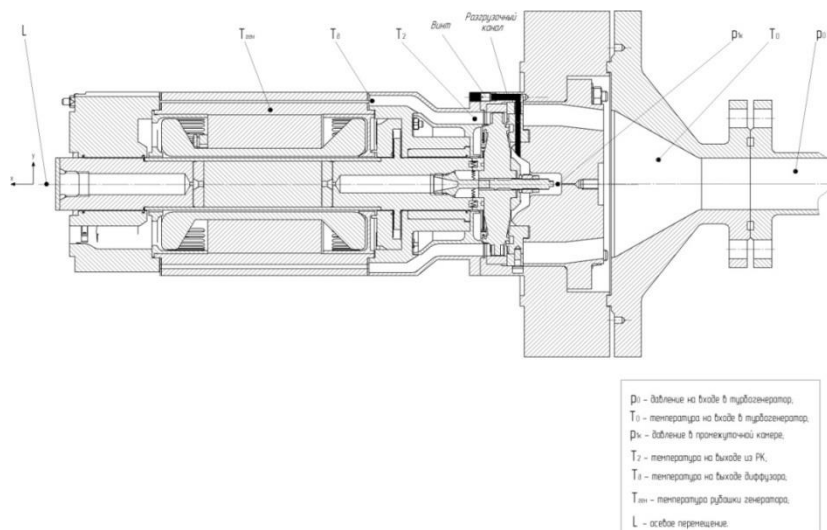


Рисунок 7.35. Схема измерений турбогенератора МДГ-20

Конструктивные особенности:

Рабочее колесо выполнено без разгрузочных отверстий и без бандажа. Перед сопловым аппаратом отсутствует конус обтекателя.

Места замеров:

На схеме измерений, представленной на рисунке 7.35, указаны места замеров основных величин.

1. Направление и ход осевого перемещения L измеряются с помощью датчика осевого перемещения.

2. Давление воздуха p_0 на входе в МДГ-20 измеряется с помощью датчика избыточного давления. Диапазон значений измеряемого давления 0...0,6 МПа.

3. Давление воздуха p_{1k} в зазоре между СА и РК (нулевой радиус) измеряется с помощью датчика абсолютного давления. Диапазон значений измеряемого давления 0...150 кПа.

4. Температура воздуха T_0 на входе в МДГ-20 измеряется с помощью датчика температуры. Диапазон значений измеряемой температуры рабочего тела от 0 до 50 °С.

5. Температура воздуха T_2 на выходе из РК измеряется с помощью термопары Хромель-Капель. Диапазон значений измеряемой температуры рабочего тела от -30 до 30°С.

6. Температура воздуха T_d на выходе из ступени, после диффузора, измеряется с помощью термопары Хромель-Капель. Диапазон значений измеряемой температуры рабочего тела от -30 до 30°С.

7. Температура $T_{ген}$ поверхности рубашки охлаждения генератора измеряется с помощью термопары Хромель-Капель. Диапазон значений измеряемой температуры стенки рубашки от 0 до 100⁰С.

8. Давление воздуха p_2 на выходе из МДГ-20 не измеряется и принимается равное стандартному атмосферному давлению.

Результаты испытаний:

Измеренные в ходе испытаний параметры представлены в таблицах 7.23...7.24

Таблица 7.23

Параметр	Величина				
	Режим холостого хода				
Количество открытых дренажных каналов	0	1	2	6	9
Угол МЭО, град	20,7	21,3	20,0	21,0	19,4
Скорость вращения ротора, н, об/мин	31600	31500	31500	31500	31500
Температура на входе в турбогенератор, T_0 , °С	27,17	27,74	27,34	27,51	28,03
Температура рубашки генератора, $T_{ген}$, °С	65,61	67,78	67,06	67,06	69,77
Температура на выходе из РК, T_2 , °С	1,57	2,29	1,75	0,67	1,75
Абсолютное давление на входе в турбогенератор, p_0 , ата	2,481	2,495	2,507	2,548	2,543
Абсолютное давление в промежуточной камере, $p_{1к}$, ата	0,965	0,975	0,980	0,983	0,983
Осевое перемещение ротора вдоль оси х, L, мм *	0,068	0,386	0,405	0,447	0,459

*Значение «0» соответствует нейтральному среднему положению упорной пяты ротора по отношению к опорам. Полный ход ротора составляет 0,929 мм. Значения со знаком «+» соответствуют перемещению ротора от среднего положения в направлении хода потока.

Таблица 7.24

Параметр	Величина				
	Нагрузка 1,3 кВт				
Количество открытых дренажных каналов	0	1	2	6	9
Угол МЭО, град	22,9	24,0	21,4	23,5	24
Скорость вращения ротора, н, об/мин	31200	31500	31500	31500	31500
Температура на входе в турбогенератор, T_0 , °С	27,68	28,08	27,74	27,91	28,60
Температура рубашки генератора, $T_{ген}$, °С	68,14	80,44	68,14	68,50	71,04
Температура на выходе из РК, T_2 , °С	-10,01	-8,02	-10,73	-10,55	-8,92
Абсолютное давление на входе в турбогенератор, p_0 , ата	3,058	3,000	3,074	3,068	3,053
Абсолютное давление в промежуточной камере, $p_{1к}$, ата	0,970	0,975	0,979	0,982	0,982
Осевое перемещение ротора вдоль оси х, L, мм *	0,233	0,386	0,406	0,445	0,463

*Значение «0» соответствует нейтральному среднему положению упорной пяты ротора по отношению к опорам. Полный ход ротора составляет 0,904 мм. Значения со знаком «+» соответствуют перемещению ротора от среднего положения в направлении хода потока.

Зависимости p_0 , p_{1k} и L от количества открытых дренажных каналов представлены на рисунках 7.36...7.38. Изменение p_0 , p_{1k} и L в процессах пуска и останова представлено на рисунках 7.39...7.44.

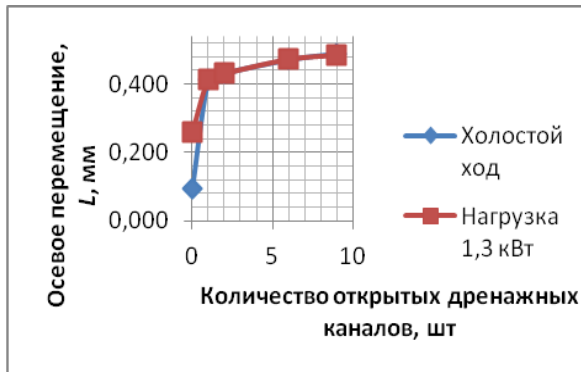


Рисунок 7.36. График зависимости осевого перемещения ротора от количества открытых дренажных каналов

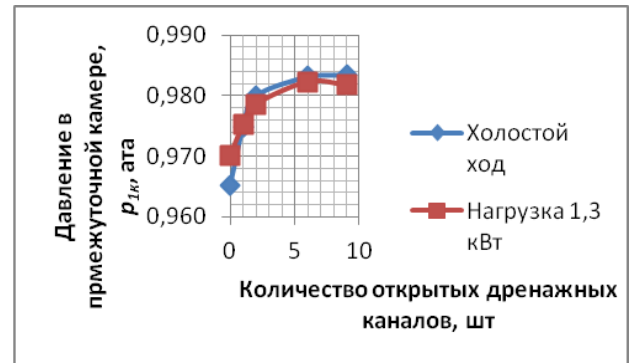


Рисунок 7.37. Зависимость абсолютного давления в промежуточной камере от количества открытых дренажных отверстий

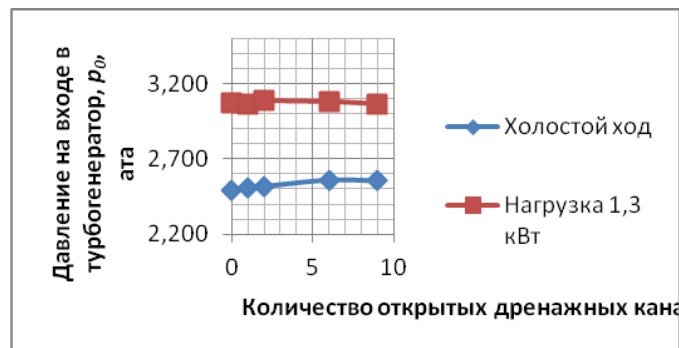


Рисунок 7.38. Зависимость абсолютного давления на входе в турбогенератор от количества открытых дренажных каналов

Измеренные в ходе испытаний параметры на пониженной скорости представлены в таблице 7.25. Нагрузка составляла 1 кВт.

Таблица 7.25

Параметр	Величина
	Нагрузка 1 кВт
Количество открытых дренажных каналов	0
Угол МЭО, град	18,0
Скорость вращения ротора, n, об/мин	25000
Температура на входе в турбогенератор, T0, 0C	27,23
Температура рубашки генератора, Tген, 0C	65,97
Температура на выходе из РК, T2, 0C	-4,22
Абсолютное давление на входе в турбогенератор, p0, ата	2,423
Абсолютное давление в промежуточной камере, p1k, ата	0,961
Осевое перемещение ротора вдоль оси x, L, мм *	- 0,198

* - Значения со знаком «+» соответствуют перемещению ротора от среднего положения в направлении хода потока.

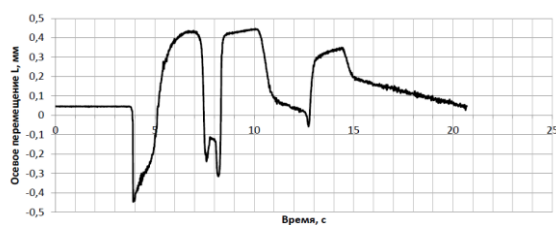


Рисунок 7.39. Изменение осевого перемещения ротора при разгоне.

Все дренажные каналы закрыты

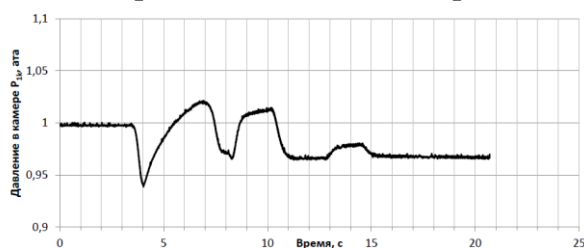


Рисунок 7.41. Изменение давления в промежуточной камере при разгоне.

Все дренажные каналы закрыты

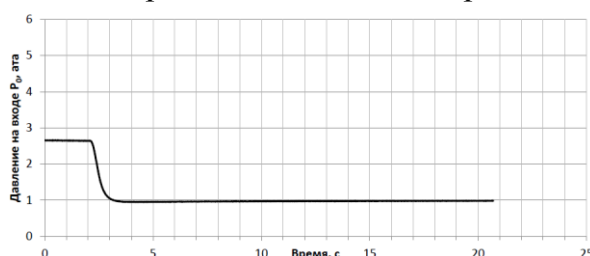


Рисунок 7.43. Изменение давления на входе в турбогенератор при останове.

Все дренажные каналы закрыты

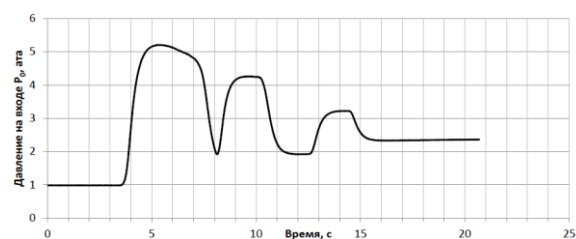


Рисунок 7.40. Изменение давления на входе в турбогенератор при разгоне.

Все дренажные каналы закрыты

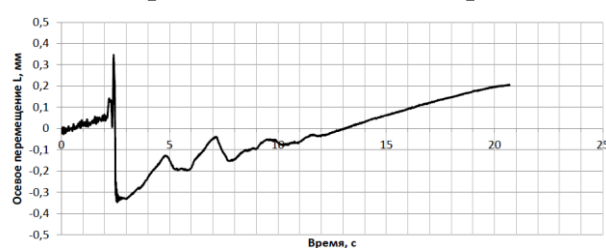


Рисунок 7.42. Изменение осевого перемещения ротора при останове.

Все дренажные каналы закрыты

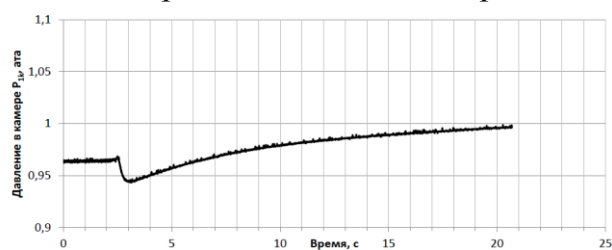


Рисунок 7.44. Изменение давления в промежуточной камере при останове.

Все дренажные каналы закрыты

7.2. Натурные исследования расширительных турбин турбогенераторов малой мощности (ТГММ - УСЖГ), 1 группа

Цели испытаний [95]:

- подтверждение расчетных характеристик турбогенератора МДГ-20;
- проверка работоспособности газодинамических подшипников МДГ-20 в натурных условиях ГРС «Сертолово» [93; 95].
- оценка системы охлаждения МДГ-20 в натурных условиях ГРС «Сертолово»;
- определение осевых усилий, возникающих на номинальном и переменных режимах МДГ-20 в натурных условиях ГРС «Сертолово»;
- определение влияния начальной температуры газа перед турбиной на характеристики МДГ-20, оценка состояния газа при отрицательных температурах за турбиной;

- определение влияния начального давления газа перед турбиной на характеристики МДГ-20;
- определение влияния давления газа за турбиной на характеристики МДГ-20;
- определение влияния частоты вращения ротора на характеристики МДГ-20;
- сравнение полученных натурных характеристик с расчётными данными МДГ-20 на натурные параметры;
- выдача рекомендаций на совершенствование МДГ-20.

Задачи

1. Провести испытания МДГ-20 для подтверждения расчетных характеристик.
2. Проверка влияния конструктивных изменений в турбогенераторе на основные параметры МДГ-20.

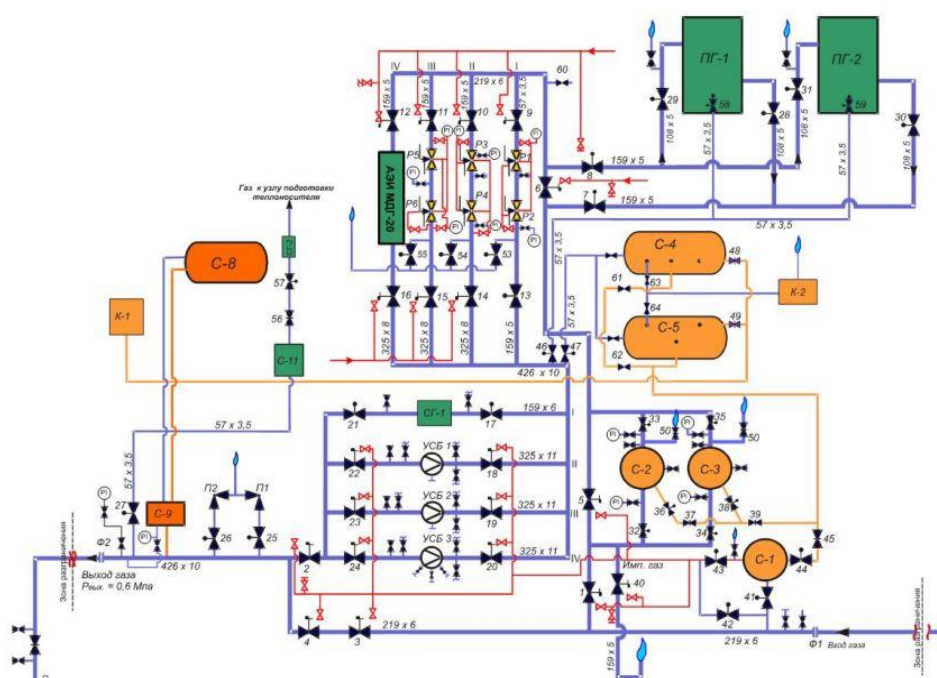


Рисунок 7.45. Технологическая схема ГРС «Сертолово»

Основные технические характеристики ГРС «Сертолово» приведены в таблице 7.26.

Таблица 7.26.

Дата ввода в эксплуатацию	1994 год
Диаметр входного газопровода D_y , мм	219×8
Проектное давление газа на входе ГРС $P_{вх.пр.}$, МПа	5,5
Проектное давление газа на выходе ГРС $P_{вых.пр.}$, МПа	0,6
Рабочее давление газа на выходе ГРС $P_{вых.раб.}$, МПа	0,38...0,6
Проектная производительность ГРС $Q_{пр.}$, тыс.куб.м/ч	54,4
Рабочая производительность ГРС $Q_{раб.}$, тыс.куб.м/ч	2...12
Перечень выходных газопроводов с указанием диаметра D_y , мм, давления P_y , МПа.	Сертолово, $D_y = 426$ мм, $P_y = 0,6$ МПа

В состав ГРС «Сертолово» входит основное технологическое оборудование – мультициклонные устройства очистки газа, подогреватели газа ПГ-10 с промежуточным контуром, устройства ввода метанола, регулирующие устройства (линии редуцирования газа), системы измерения и учета газа, системы автоматики и телемеханики, одоризационные установки, трубопроводная арматура и вспомогательные устройства.

7.2.1. Описание экспериментального стенда

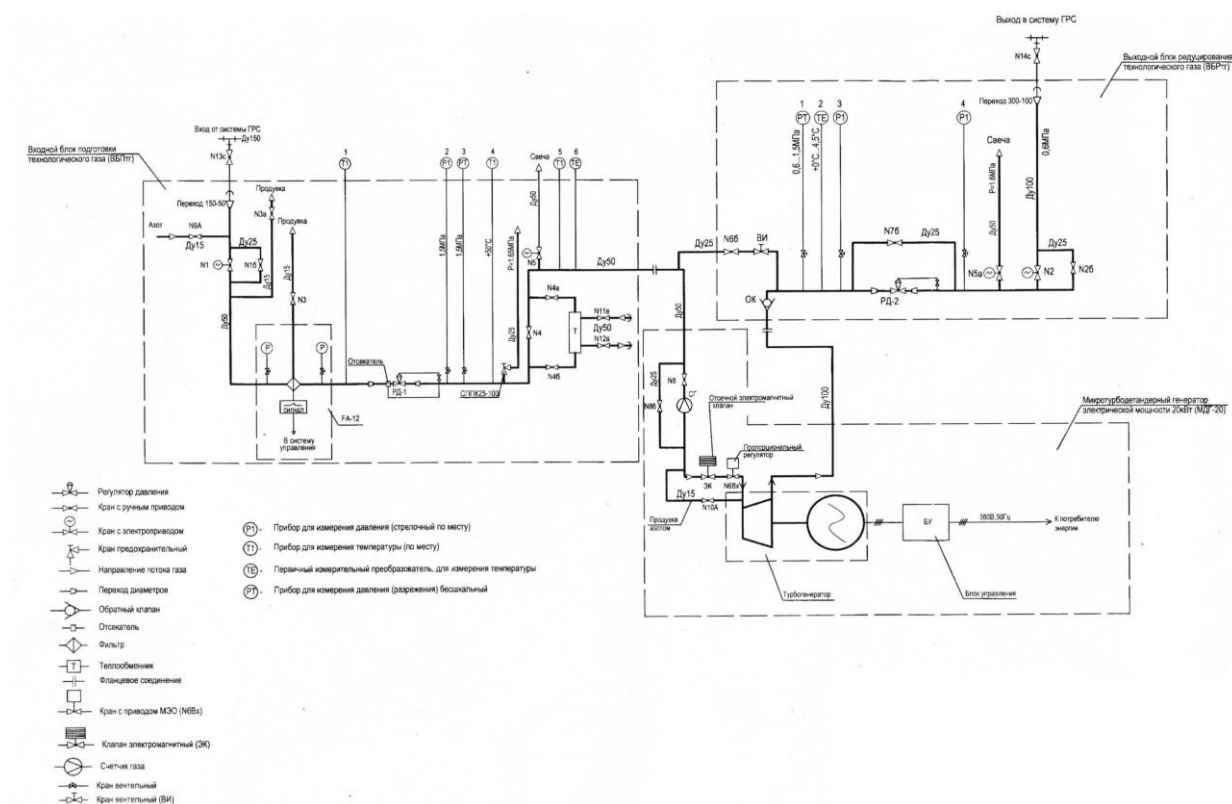


Рисунок 7.46. Стенд для натурных исследований расширительных турбин турбогенераторов малой мощности (ТГММ - УСЖГ)

Экспликация оборудования

Таблица 7.27

Обозначение	Наименование	Кол-во	Техническая характеристика
РД-1	BFL/025SR Регулятор давления со встроенным клапаном-отсекателем	1	$P_{вх}=1.5 \dots 5.4 \text{ МПа}$, $P_{вых}=1.5 \text{ МПа}$ $Q=1200 \text{ нм}^3/\text{час}$
ФА-12	Патронный фильтр для высокого давления ФА-12-AP ANSI 600	1	$P_{вх}$ мах до 90 бар $T_{газа} +10 \text{ С} \dots 100 \text{ С}$ Фильтрующая способность 5мкм до 98%. Индикатор уровня засорения с дистанционной передачей сигнала.

Обозначение	Наименование	Кол-во	Техническая характеристика
Т	Теплообменник в цилиндрическом кожухе	1	Тепловая производительности от 14500 до 29000 ккал/час, давление газа до 90 бар, температура газа +10С...100С. Давление воды 6 бар, предохранительный клапан для воды.
№3, №3а, №9а	Шаровой кран с ручным управлением Ду15мм, Ру63кг/см ²	3	Масса 0,8
№16	Шаровой кран с ручным управлением Ду25мм, Ру63кг/см ²	1	Масса 1,3
№4, №4а, №4б	Кран шаровой с ручным управлением Ру63кг/см ² , Ду 50мм	3	Масса 7,1
№1, №5	Кран шаровой с электроприводом ДУ 50мм, Ру63кг/см ²	2	Масса 40
СИПК 25-100	Сбросной предохранительный клапан серии v/20-2/	1	Диапазон настройки от 15,0 до 21,0 бар. Производительность в точке настройки 15,5 бар составляет 1970 нм ³ /час
№11в, №12в	Кран шаровой с ручным управлением Ду50мм Ру 6кг/см ²	2	Масса 6
Т1 1,4,5	Термометр биметаллический	3	Пределы измерений -30...+50С
ТЕ 6	Термопреобразователь взрывозащищённый	1	Унифицированный выходной сигнал 4...20мА
РТ 3	Интеллектуальный датчик избыточного давления	1	Унифицированный выходной сигнал 4...20мА
Р1 2	Манометр	1	Предел измерений 0...2МПа
РД-2	Регулятор давления FN/050-SR ANSI 600RE DN50/DN50	1	Рвых=2,5...5бар
№76, №66, №26	Шаровой кран с ручным управлением	3	Ду25мм, Ру 63кг/см ²
№2	Кран шаровой с электроприводом	1	Ду100мм, Ру 63кг/см ²
№5а	Кран шаровой с электроприводом	1	Ду50мм, Ру 63кг/см ²
ОК	Клапан обратный поворотный	1	Ду100, Ру 63кг/см ²
ВИ	Вентиль игольчатый 15с546к	1	Ру 160кг/см ² , Ду25
ТЕ 2	Термопреобразователь взрывозащищённый	1	Унифицированный выходной сигнал 4...20мА
Р1 4	Манометр	1	Предел измерений 0...1МПа
РТ 1	Интеллектуальный датчик избыточного давления	1	Верхний предел измерения 1 МПа. Унифицированный выходной сигнал 4...20мА

Обозначение	Наименование	Кол-во	Техническая характеристика
Р1 3	Манометр	1	Предел измерений 0...1 МПа
Е-1	Ёмкость сбора конденсата подземная	1	$V=2\text{м}^3$, $M=1700\text{кг}$, $P_{\text{раб}}=7,5\text{МПа}$, $T_{\text{мин}}=60\text{С}$
Е-2	Ёмкость хранения конденсата подземная	1	$V=2\text{м}^3$, $M=1070\text{кг}$, $P_{\text{раб}}=1,6\text{МПа}$
Пу-1,2	Блок пылеуловителей	1	$Q=100000\text{нм}^3/\text{ч}$, $P=1,2\dots 5,5\text{МПа}$, $M=4900\text{кг}$
БОЭ-200	Блок одоризации	1	$V_{\text{расх.емк.}}=80\text{л}$
ФО-1,2	Фильтры-осушители газа	2	$d/H=123/650$ $M=20\text{кг}$, $Q_{\text{ср}}=5\text{нм}^3/\text{ч}$
F1	Ультразвуковой расходомер газа	1	Мин 8000 $\text{м}^3/\text{час}$ макс 80000 $\text{м}^3/\text{час}$
БСУ 100/7,5-Ф	Быстросменное суживающее устройство	1	$D_y=100\text{мм}$, $P_{\text{раб}}=7,5\text{МПа}$, $M=147\text{кг}$
БСУ 200/7,5-Ф	Быстросменное суживающее устройство	1	$D_y=200\text{мм}$, $P_{\text{раб}}=7,5\text{МПа}$, $M=257\text{кг}$
БСУ 400/7,5-Ф	Быстросменное суживающее устройство	1	$D_y=400\text{мм}$, $P_{\text{раб}}=7,5\text{МПа}$, $M=1966\text{кг}$
УЭ	Узел эжектора	1	$P_y=1,6\text{МПа}$, $P_{\text{вх}}=7,5\text{МПа}$

На рис 7.46 показана основная часть экспериментального стенда, предназначенного для исследований опытной модели МДГ-20, вид со стороны зала редуцирования. На переднем плане расположен МДГ-20, справа и на заднем плане – входной блок подготовки технологического газа.



Рисунок 7.46. Установка для проведения для натурных исследований расширительных турбин турбогенераторов малой мощности (ТГММ - УСЖГ)

7.2.2. Объекты исследования

Объектом исследования является микротурбодетандерный генератор МДГ-20 электрической мощностью до 20 кВт, рисунок 7.47. На рисунках 7.48...7.55 изображены детали и узлы объекта исследования.



Рисунок 7.47.
Внешний вид
турбогенератора МДГ-20



Рисунок 7.48. Статорные
детали высокооборотного
электрогенератора



Рисунок 7.49.
Рабочее колесо
расшири-тельной
турбины

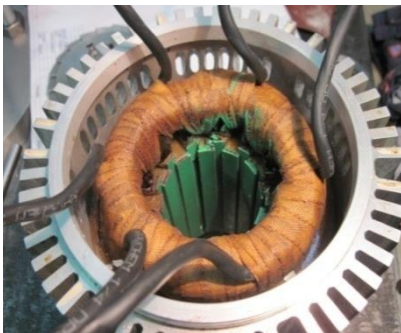


Рисунок 7.50. Статор
электрогенератора с
рубашкой охлаждения[96]



Рисунок 7.51. Сопловой
аппарат расширительной
турбины

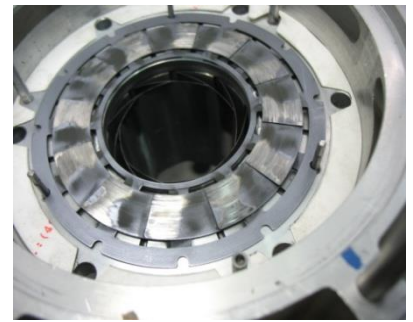


Рисунок 7.52.
Лепестковый упорный
газодинамический
подшипник в сборе



Рисунок 7.53. Упругий
элемент лепесткового
газодинамического
подшипника.

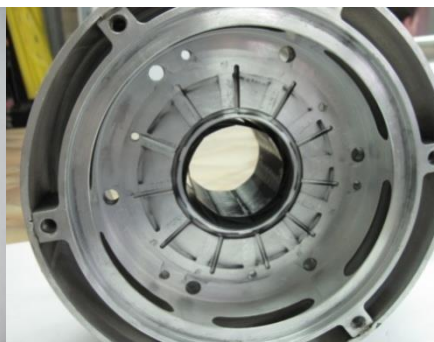


Рисунок 7.54. Блок
опорного
газодинамического
подшипника

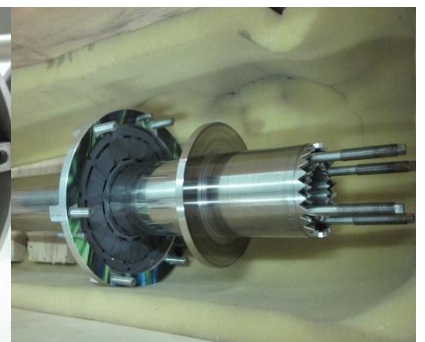


Рисунок 7.55. Ротор
турбогенератора

7.2.3. Результаты натурных исследований

7.2.3.1. Данные испытаний МДГ-20 на ГРС «Сертолово»

Испытания рабочего колеса без бандажного уплотнения

Таблица 7.28

Нагрузка N, кВт	Скорость ПГ, ω, об/мин	Расход газа, Q, м³/ч	Угол МЭО, α, град.	Давление на входе РД 1, Рвх., МПа	Давление на входе ПГ, Рвх., МПа	Давление на выходе, Рвых., МПа	Темпера- тура входа, Т, °С	Темпера- тура выхода, Т, °С	Напр. с БУ-20, Ua ф., В	Напр. с БУ-20, Ub ф., В	Напр. с БУ-20, Uc ф., В	Сумм. ток, Ia ф., А	Сумм. ток, Ib ф., А	Сумм. ток, Ic ф., А
Х.Х.	32990	1136,3	18,4	1,43	0,82	0,51	24,7	20,5	224,1	223,9	223,9	-	-	-
1,3	32980	1272,3	19,1	1,43	0,89	0,51	25,6	21	223,8	224	224	4,8	4,8	4,8
5	33350	1622,5	22,5	1,43	1,12	0,51	25,3	18,1	224,2	224,1	224	9,5	8,8	8,8
6,3	32640	1729,5	24,8	1,43	1,2	0,53	24,9	16,3	224,1	224	223,9	10,7	10,6	10,5

Испытания рабочего колеса без бандажного уплотнения

Таблица 7.29

Нагрузка N, кВт	Давление на входе ПГ, Рвх., МПа	Скорость ПГ, ω, об/мин	Угол МЭО, α, град.	Темпера- тура входа, Т, °С	Температ- ура выхода, Т, °С	Ubc., В	Ubc., В	Напр. с генерат., Ua ф. лив., В	Напр. с генерат., Ubc лив., В	Напр. с генерат., Uac лив., В	Напр. с БУ-20, Ua фаз., В	Напр. с БУ-20, Ub фаз., В	Напр. с БУ-20, Uc фаз., В	Ток, Ia ф., А	Ток, Ib ф., А	Ток, Ic ф., А
Х.Х.	-	35800	-	17,5	-	359	359	452	452	455	220	220	220	1,3	1,4	1,4
1,3	-	35600	-	22,2	-	339	340	449	449	453	220,2	220,1	220,2	2	2,4	2,3
5	1,11	36100	22,8	23,4	16,8	324	325	452	452	456	214,2	213,1	212	7,5	7,4	7,4
6,3	1,17	35600	23,5	23,5	15,7	313	313	448	448	444	231,2	230,5	230,8	8,3	8,8	8,7
11,3	1,33	35000	34,6	22,9	13,3	295	295	437	437	434	216,4	215,8	216,2	14,1	14,5	14,5

Испытания рабочего колеса с бандажным уплотнением

Таблица 7.30

Нагрузка расчетная Np, кВт	Нагрузка измеренная N, кВт	Скорость ПГ, ω, об/мин	Расход газа, Q, м³/ч	Угол МЭО, α, град.	Давление на входе РД 1, Рвх., МПа	Давление на входе ПГ, Рвх., МПа	Давление на выходе, Рвых., МПа	Темпера- тура входа, Т, °С	Темпера- тура выхода, Т, °С	Напр. с БУ-20, Ua ф., В	Напр. с БУ-20, Ub ф., В	Напр. с БУ-20, Uc ф., В	Сумм. ток, Ia ф., А	Сумм. ток, Ib ф., А	Сумм. ток, Ic ф., А
Х.Х.	Х.Х.	34160	-	18,3	1,44	0,83	0,52	17,0	10,1	224	224	224	-	-	-
5	5	34260	-	20,2	1,43	1,04	0,51	23,5	15,9	224	224	224	7,7	7,6	7,6
10	10	34020	-	25,5	1,43	1,23	0,52	24,1	16,2	224	224	224	15,3	15,2	15,0
11,9	12	33670	-	30,0	1,43	1,30	0,54	23,9	10,4	224	224	224	15,2	19,1	19,2
12,8	13	33600	-	34,9	1,43	1,34	0,55	23,7	8,8	224	224	224	19,2	19,0	19,1
13,4	13,5	33660	-	40,0	1,43	1,36	0,54	23,6	8,1	224	224	224	21,0	19,0	19,0
13,5	14	32400	1956	89,4	1,43	1,37	0,54	23,7	7,6	224	224	224	20,9	20,6	18,8

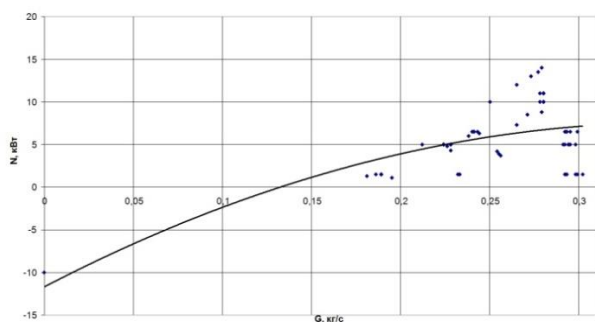


Рисунок 7.56. График зависимости N МДГ-20 от расхода газа G

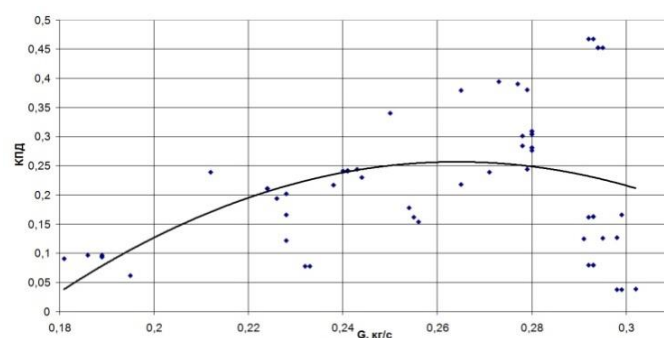


Рисунок 7.57. График зависимости КПД МДГ-20 от расхода газа

7.3. Экспериментальные исследования модельных малорасходных расширительных турбин микротурбогенераторов (МТГ- УСЖГ) , 2 группа

7.3.1. Стенд для исследования высокооборотных модельных ступеней малорасходных турбин конструкции ЛПИ для микротурбогенераторов (МТГ- УСЖГ)

Для проведения исследования высокооборотных модельных ступеней малорасходных турбин конструкции ЛПИ для микротурбогенераторов (МТГ- УСЖ Г) был использован стенд, структурная схема стенда, включающая основные элементы системы обеспечения работы установки ЭУ-110М и системы измерений, описан в разделе 7.1 и изображена на рисунке 7.1. Все контролирующие и регистрирующие приборы, а также элементы управления установкой были перенастроены на пониженные расходы и др., соответствующие параметры.

7.3.2. Установки для исследования высокооборотных модельных ступеней малорасходных турбин конструкции ЛПИ для микротурбогенераторов (МТГ- УСЖГ)

Продольный разрез экспериментальной установки ЭУ-110МЦс для исследования радиальных центробежных турбинных ступеней представлен на рисунке 7.2, трехмерная модель – на рисунке 7.3.

Экспериментальная установка ЭУ-110МЦс состоит из:

- Индукторного тормоза – I;
- Исследуемой турбинной ступени – II;
- Моментомера – III. (рисунок 7.4).

Основным элементом установки является нагрузочное устройство - индукторный тормоз I, позволяющий проводить исследования турбин в широком диапазоне изменения мощности и частоты вращения.

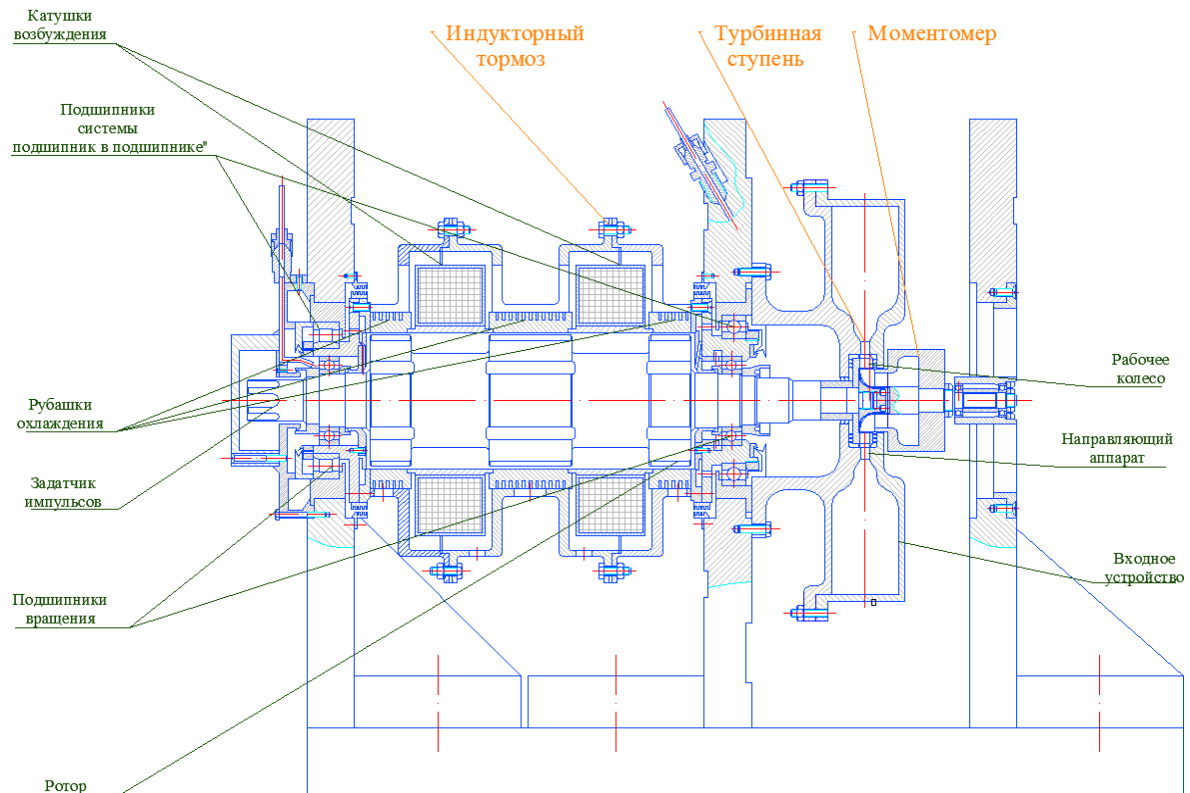


Рисунок 7.58. Продольный разрез экспериментальной высокооборотной установки ЭУ-110М-Цс для испытания модельных малорасходных центробежных турбин

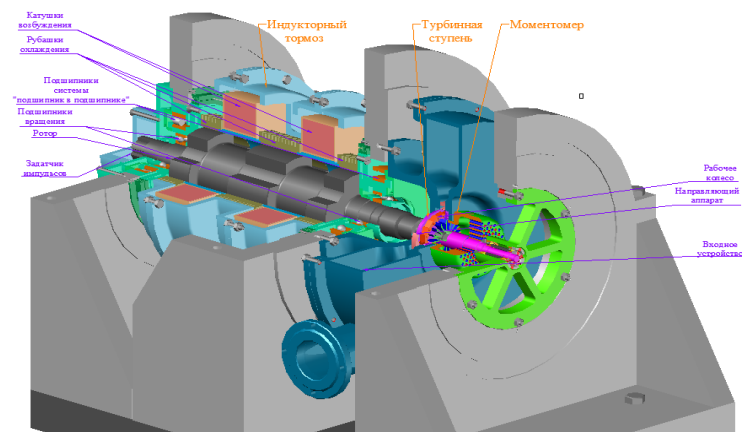


Рисунок 7.59. 3D-модель экспериментальной установки для исследования малорасходных центробежных турбин

7.3.3. Объекты исследования для исследования на установке ЭУ-110М-Ц

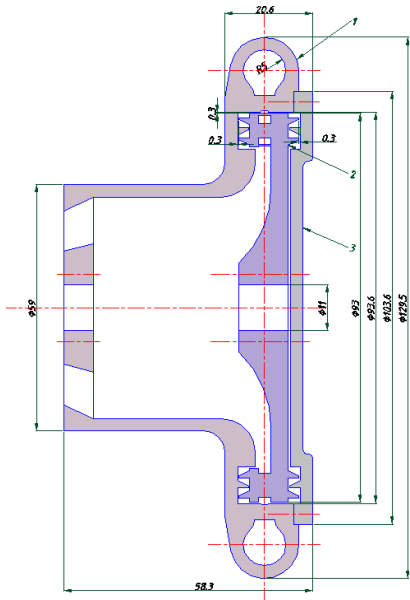


Рисунок 7.60. 3D-модель экспериментальной установки для исследования малорасходных центростремительных турбин

Натурные объекты исследования для исследования на установке

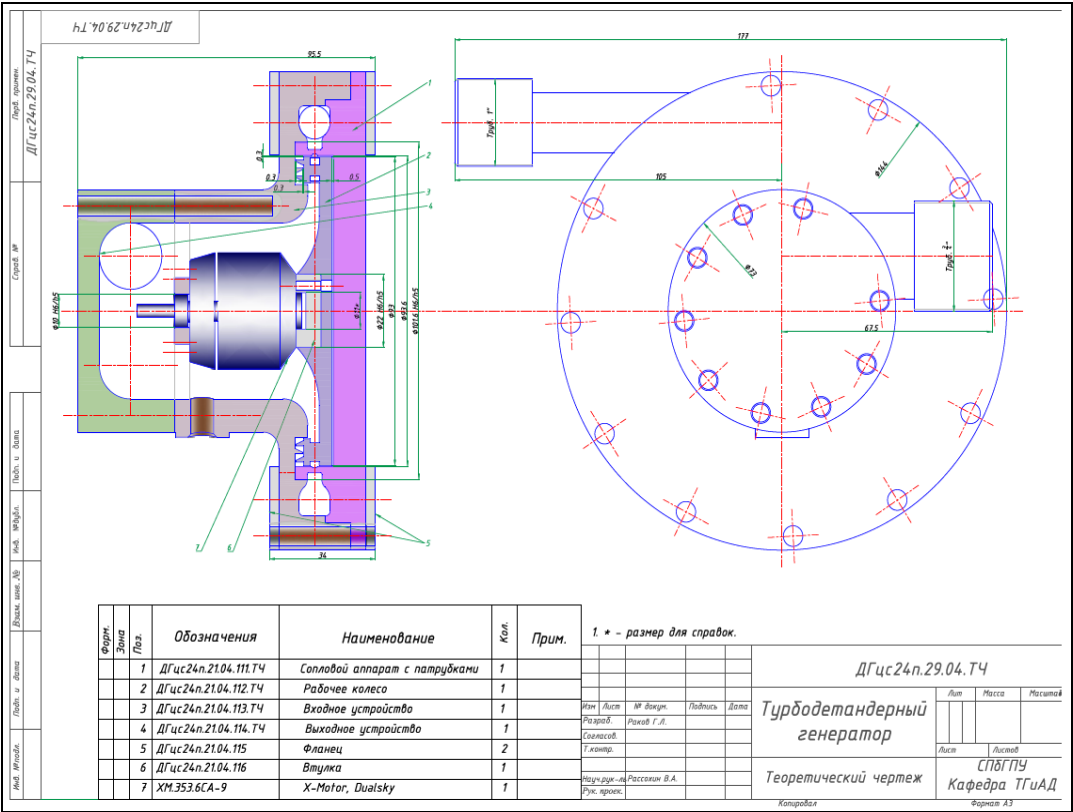


Рисунок 7.61. Микротурбогенератор (МТГ-1) ООО «Газраспределение»
1 – центростремительная ступень; 2 – высокооборотный электрогенератор



Рисунок 7.62. Детали микротурбогенера (МТГ-1)

7.3.4. Результаты экспериментальных исследований модельных расширительных турбин

Сравнение с расчётными данными

Таблица 7.31

	Число сопел z=1					
1 пуск	P ₀ [*] , МПа	P ₂ , МПа	T ₀ [*] ,С	I, А	V, ВТ	W, ВТ
	0,4	1,5	20	2,1	1,70	3,57
	0,35			1,41	1,40	1,97
	0,3			0,91	1,00	0,91
	0,285					
	0,25			0,5	0,60	0,30
	0,2			0,14	0,20	0,03
2 пуск	P ₀ [*] , МПа	P ₂ , МПа	T ₀ [*] ,С	I, А	V, ВТ	W, ВТ
	0,4	1,5	20	2,8	1,75	4,90
	0,35			1,47	1,45	2,13
	0,3			0,86	1,05	0,90
	0,285					
	0,25			0,45	0,60	0,27
	0,2			0,14	0,20	0,03
3 пуск	P ₀ [*] , МПа	P ₂ , МПа	T ₀ [*] ,С	I, А	V, ВТ	W, ВТ
	0,4	1,5	20	2,33	1,80	4,19
	0,35			1,4	1,35	1,89
	0,3			0,8	1,00	0,80
	0,285					
	0,25			0,49	0,65	0,32
	0,2			0,14	0,20	0,03
среднее значение пусков	P ₀ [*] , МПа	P ₂ , МПа	T ₀ [*] ,С	I, А	V, ВТ	W, ВТ
	0,4	1,5	20	2,41	1,75	4,22
	0,35			1,43	1,40	2,00
	0,3			0,86	1,02	0,87
	0,285					0,52
	0,25			0,48	0,62	0,30
	0,2			0,14	0,20	0,03
	Число сопел z=2					
1 пуск	P ₀ [*] , МПа	P ₂ , МПа	T ₀ [*] ,С	I, А	V, ВТ	W, ВТ

	0,4	1,5	20	6,2	3,55	22,01
	0,35			4,42	2,65	11,71
	0,3			3,07	2,20	6,75
	0,285			2,67	2,05	5,47
	0,25			1,75	1,55	2,71
	0,2			0,56	0,75	0,42
	2 пуск			P ₀ [*] , МПа	P ₂ , МПа	T ₀ [*] ,C
0,4		1,5	20	6,05	3,25	19,66
0,35				4,43	2,70	11,96
0,3				3,17	2,20	6,97
0,285				2,71	2,05	5,56
0,25				1,74	1,55	2,70
0,2				0,48	0,70	0,34
3 пуск	P ₀ [*] , МПа	P ₂ , МПа	T ₀ [*] ,C	I, А	V, Вт	W, Вт
	0,4	1,5	20	6,2	3,30	20,46
	0,35			4,42	2,70	11,93
	0,3			3,28	2,25	7,38
	0,285			2,73	2,10	5,73
	0,25			1,7	1,60	2,72
	0,2			0,47	0,65	0,31
среднее значение 3 пусков	P ₀ [*] , МПа	P ₂ , МПа	T ₀ [*] ,C	I, А	V, Вт	W, Вт
	0,4	1,5	20	6,15	3,37	20,71
	0,35			4,42	2,68	11,87
	0,3			3,17	2,22	7,03
	0,285			2,70	2,07	5,59
	0,25			1,73	1,57	2,71
	0,2			0,50	0,70	0,35
	Число сопел z=3					
1 пуск	P ₀ [*] , МПа	P ₂ , МПа	T ₀ [*] ,C	I, А	V, Вт	W, Вт
	0,4	1,5	20	9,44	4,25	40,12
	0,35			7,23	3,65	26,39
	0,3			5,2	3,00	15,60
	0,285			4,42	2,75	12,16
	0,25			3,4	2,30	7,82
	0,2			1,3	1,40	1,82
2 пуск	P ₀ [*] , МПа	P ₂ , МПа	T ₀ [*] ,C	I, А	V, Вт	W, Вт
	0,4	1,5	20	9,27	4,25	39,40
	0,35			7,41	3,70	27,42
	0,3			5,4	3,05	16,47
	0,285			4,5	2,75	12,38
	0,25			3,34	2,30	7,68
	0,2			1,06	1,20	1,27
3 пуск	P ₀ [*] , МПа	P ₂ , МПа	T ₀ [*] ,C	I, А	V, Вт	W, Вт
	0,4	1,5	20	9,24	4,25	39,27
	0,35			7,66	3,75	28,73
	0,3			5,4	3,05	16,47

среднее значение 3 пусков	0,285	1,5	20	4,56	2,80	12,77
	0,25			3,5	2,35	8,23
	0,2			1,42	1,40	1,99
	P_0^* , МПа			I, А	V, Вт	W, Вт
	0,4			9,32	4,25	39,60
	0,35			7,43	3,70	27,50
	0,3			5,33	3,03	16,18
	0,285			4,49	2,77	12,43
	0,25			3,41	2,32	7,91
	0,2			1,26	1,33	1,68

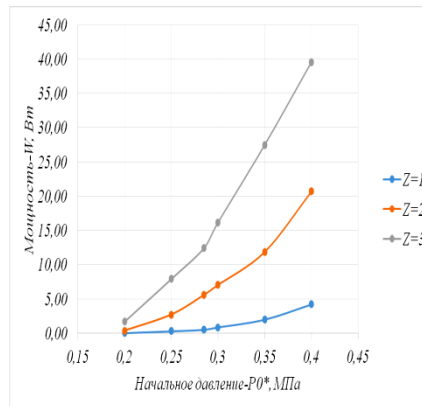


Рисунок 7.63. Зависимость мощности расширительной турбины микротурбогенератора начального давления

Таблица 7.32

P_0^* МПа	0	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4
1 Сопло	0	0,03	0,3	0,87	2,3	5
2 сопла	0	1	2,4	7,03	11,87	20,71
3 сопла	0	1,68	5	16	25	40
4 сопла	0	4	9,5	26	38	55

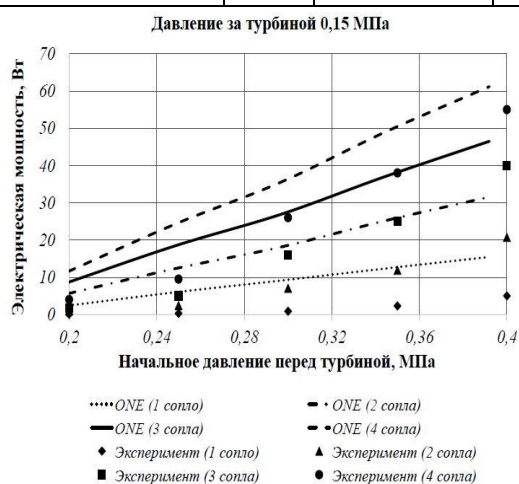


Рисунок 7.64. Зависимость мощности микротурбогенератора от начального давления. Сравнение с расчётными данными

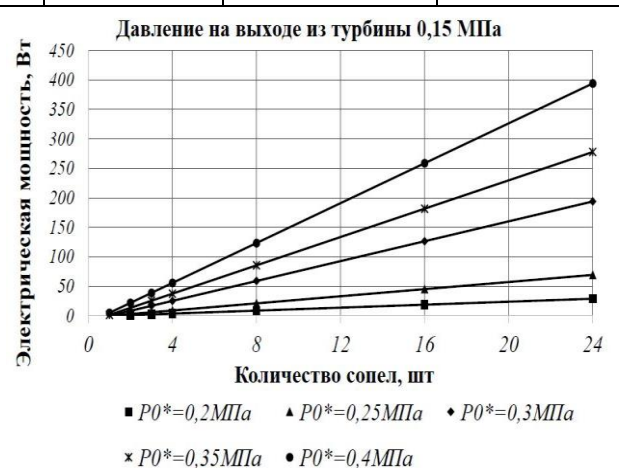


Рисунок 7.65. Зависимость мощности микротурбогенератора от при числа сопел

Выводы по главе 7

1. Создана материально-техническая база и методики проведения и обработки экспериментальных и натурных данных для исследования модельных и натурных расширительных турбин конструкции ЛПИ для микротурбогенераторов и турбогенераторов малой мощности.

2. Экспериментально исследованы модельные турбины конструкции ЛПИ для применения их в турбогенераторах малой мощности на следующие модельные параметры $p_0=0,247$ МПа, $T_0=320$ К, $n=26100$ об/мин, $G=0,067$ кг/с. Уровень КПД в варианте МРТ с РК без банджа составил 59% при $u/C_0=0.45$, а с РК с банджом 67.5% при $u/C_0=0.455$.

3. Выполнено моделирование параметров натурных микротурбодетандерных генераторов на основе малорасходных турбин конструкции ЛПИ для их исследования на воздухе на стендах СПбПУ.

4. В результате проведенных испытаний были получены зависимости измеряемых параметров от числа дренажных отверстий и от нагрузки:

- При скорости вращения 32000 об/мин на режиме холостого хода при полностью заглушенных отверстиях ротор занимает положение близкое к нейтральному с небольшим смещением в положительную сторону. При открытии одного дренажного отверстия ротор качественно смещается в положительную сторону и прижимается к подшипнику. Такая тенденция продолжается при открытии остальных дренажных каналов.
- При подключении нагрузки при скорости вращения ротора 32000 об/мин тенденция смещения ротора в положительном направлении сохраняется.
- На режиме со скоростью вращения ротора 25000 об/мин при нагрузке 1 кВт ротор занимает положение с отрицательным знаком, что говорит о смещении упорной пяты ротора в сторону диафрагмы. Можно сделать вывод, что данный режим более интересен с точки зрения сопоставления результатов испытаний на воздухе и на природном газе. Данный режим совпадает с модельными параметрами расширительной турбинной ступени, что было подтверждено в ходе дальнейших испытаний, фиксируя изменение скорости вращения ротора во времени.
- Максимальное по амплитуде перемещение упорной пяты в сторону подшипника наблюдается на режимах пуска и останова турбогенератора в первую $\frac{1}{4}$ секунды после открытия заслонки и $\frac{1}{2}$ секунды после закрытия заслонки. На режимах холостого хода и нагрузки усиленного давления пяты на упорный подшипник не наблюдается. Можно предположить, что в момент открытия заслонки и первые секунды набора скорости из-за резкого разряжения в области промежуточной камеры

пята полностью поджигает упорный подшипник, что в свою очередь неблагоприятно сказывается на его покрытии, при условии наиболее “опасной” скорости до 5000 об/мин. .

5. Создана испытательная база для проведения промышленного эксперимента на ГРС, работающей в штатных режимах эксплуатации, при подаче на МДГ-20 части расхода газа ГРС, до 1700 нм³/час.

6. На ГРС "Сертолово" была выполнена серия промышленных экспериментов, показавшая работоспособность как установки в целом, так и системы охлаждения электрогенератора МДГ-20. Электрический КПД. МДГ-20 при применении турбинной ступени без бандаж составил 26%, а для ступени с бандажом до 37,5%. Сопоставление экспериментальных и натурных исследований подтвердили заключение о низком электрическом КПД электрогенератора (0.54...0.58).

7. Комплекс проведенных экспериментальных и натурных исследований позволил провести сравнение полученных натурных характеристик с расчётными данными МДГ-20 на натурных параметрах, показать их удовлетворительную сходимость и разработать рекомендации на совершенствование МДГ-20.

Глава 8. РАЗРАБОТКА И ПРАКТИЧЕСКАЯ РЕАЛИЗАЦИЯ ТУРБОГЕНЕРАТОРА МАЛОЙ МОЩНОСТИ МДГ-20 В СОСТАВЕ ИЗДЕЛИЯ БК АЭИ МДГ-20 ПРИ БЛОЧНОМ ИСПОЛНЕНИИ

8.1. Изделие БК АЭИ МДГ-20

Изделие БК АЭИ МДГ-20 предназначено для выработки электрической энергии на собственные нужды мощностью 20 кВт напряжением 380 В/220В переменного тока частотой 50 Гц при установке его на газораспределительных станциях [101].

В состав изделия – БК АЭИ МДГ-20 входят:

- входной узел подготовки технологического газа;
- выходной узел редуцирования технологического газа;
- турбогенератор электрической мощностью 20 кВт (МДГ-20) (рисунок 8.1);
- блок управления БК АЭИ МДГ-20 электрической мощностью 20 кВт (БУ);
- автономная система пожарной сигнализации;
- система подогрева входящего газа;
- система автономного контроля загазованности;
- система вентиляции и отопления.

БК АЭИ МДГ-20 представляет собой автономное легкое сооружение, в котором размещены системы для получения электроэнергии за счет энергии сжатого природного газа и состоит из трех помещений. В первом, технологическом отсеке, расположена газовая трубопроводная система с турбогенератором, обеспечивающим выработку электроэнергии. Во втором помещении (аппаратная) размещен блок управления и щит управления, который управляет системами отопления и вентиляции, охранно-пожарной сигнализацией, системой автономного контроля загазованности. В помещении котельной находится котел для отопления блок - контейнера и подогрева газа. Компоновка оборудования БК АЭИ МДГ-20 представлена на рисунке 8.2.



Рисунок 8.1. Внешний вид турбогенератора малой мощности МДГ-20

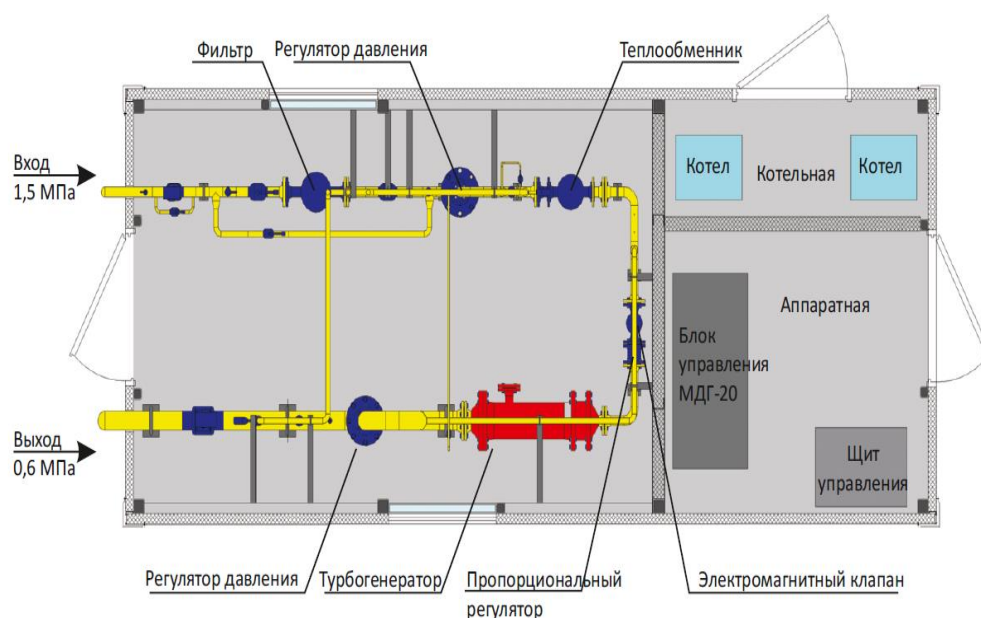


Рисунок 8.2. Компоновка оборудования БК АЭИ МДГ-20

Основные технические данные

Таблица 8.1

Наименование	Значение
Входные параметры	
Рабочее тело	Природный газ ГОСТ 5542-87, ГОСТ 21199-82 р.5
Давление газа в трубопроводе, МПа	не более 1,5
Фланцевое соединение, мм	Ду50
Чистота газа, мкм	не более 10
Выходные параметры	
Давление газа в трубопроводе, МПа	не более 0,5
Фланцевое соединение, мм	Ду100
Номинальная электрическая мощность, кВт	20
Номинальное выходное напряжение (линейное), В	380
Номинальное выходное напряжение (фазное), В	20
Число фаз	3+РЕ
Частота, Гц	50
Коэффициент искажения синусоидальности выходного напряжения, %	не более 12
Общие параметры	
Установка экологически чистая	ГОСТ 121.005-88
Уровень шума в пределах нормы	ГОСТ 121.003-83
Сейсмическое воздействие по шкале MSK-64	не менее 7 баллов

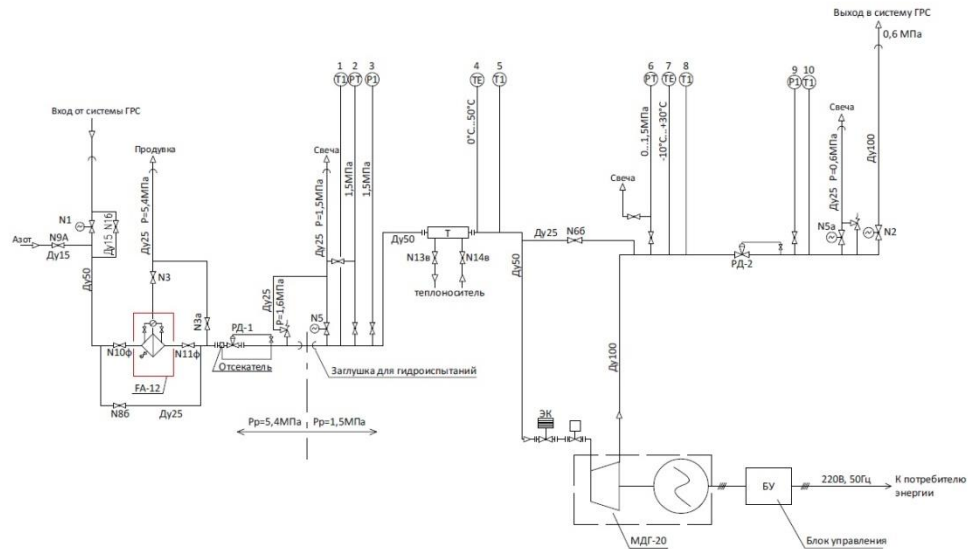


Рисунок 8.3. Технологическая схема БК АЭИ МДГ-20

Степень автоматизации оборудования БК АЭИ МДГ-20 обеспечивает работу на всех рабочих режимах без непрерывного обслуживания, а также функционирование в составе комплексной системы автоматизации на ГРС.

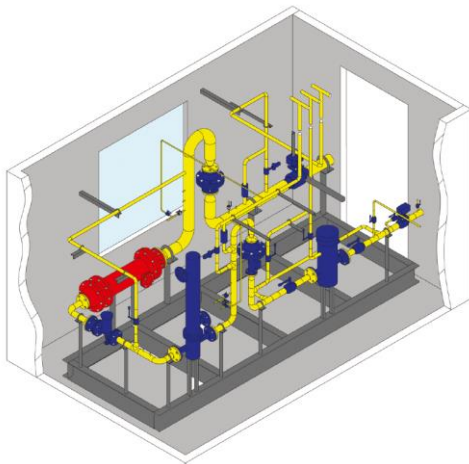


Рисунок 8.4. Технологический отсек

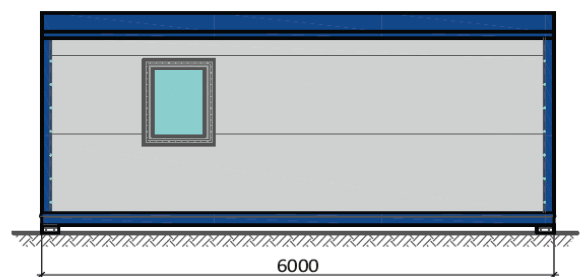
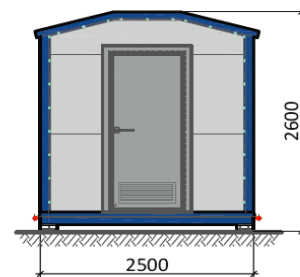


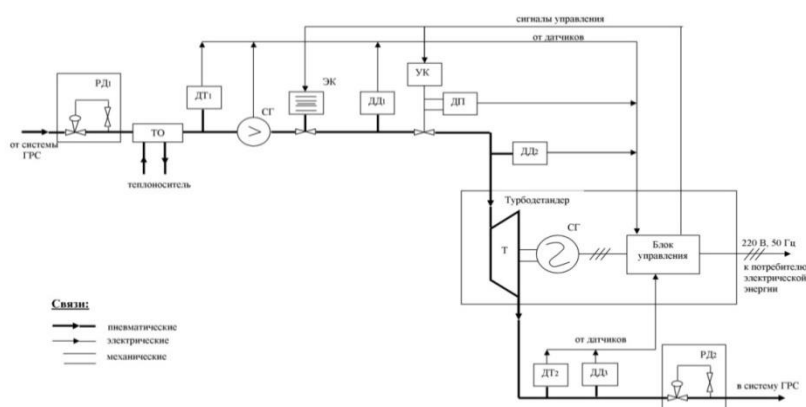
Рисунок 8.5. Габаритные размеры БК АЭИ МДГ-20

Подключение БК АЭИ МДГ-20 на ГРС происходит параллельно редуцирующим ниткам.

8.2. Система управления турбогенератора малой мощности

Перейдем к рассмотрению структуры и принципов, на основе которых построена система управления турбогенератора малой мощности МДГ-20 [94].

Функциональная схема турбогенератора как объекта управления приведена на рисунке 8.7.



В соответствии с приведенной схемой турбогенератора функционирует следующим образом. Магистральный газ, поступающий из системы ГРС под высоким давлением, редуцируется (понижается в давлении) с помощью специального редуктора давления РД₁, создающего постоянство давления на его выходе. Затем с помощью теплообменника (ТО) газ нагревается до рабочей температуры и с помощью запорной

(электромагнитный отсечной клапан ЭК) и регулирующей (управляющий клапан – заслонка УК) аппаратуры подается на вход турбины (Т). Газ, подаваемый под давлением в турбину, расширяется в его сопловом аппарате. При этом резко увеличивается скорость газа, приводя во вращение с высокой угловой скоростью (частотой вращения) колесо турбины. За счет вращения сооснованный с ротором турбины синхронный генератор (СГ) вырабатывает на своем выходе (обмотках статора) трехфазное переменное напряжение высокой частоты (450В, 600Гц). В блоке управления (БУ) это высокочастотное напряжение преобразуется к промышленному виду (220В, 380В, 50 Гц) и подается в сеть потребителю. Отработанный газ с выхода турбины через редуктор давления РД₂ возвращается в магистральную систему ГРС.

Управление расходом газа, подаваемого на вход турбины и, соответственно, ее частотой вращения осуществляется с помощью управляемого клапана (УК) – заслонки. Заслонка имеет пропорциональный электромеханический привод, который может управляться вручную или дистанционно от блока управления. Также дистанционно от БУ управляется и отсечной клапан ЭК, предназначенный для перекрытия поступления потока газа в турбину и, соответственно, ее остановки. Кроме того вся запорная и регулирующая аппаратура снабжена концевыми выключателями (сигнализаторами) и датчиком положения (открытия) заслонки, сигналы от которых поступают в электронную аппаратуру БУ для осуществления функций контроля и управления турбогенератором.

Измерительная система турбогенератора включает в себя набор датчиков давления (ДД) и температуры (ДТ), счетчик газа (СГ) – расходомер, расположенных в различных точках технологической схемы (рисунок 8.7). Сигналы от этих датчиков также поступают в электронную аппаратуру БУ для контроля и управления. Все функции управления турбодетандером сосредоточены и реализуются в его блоке управления БУ. Он представляет собой совокупность электронных устройств силовой автоматики, управляемых с помощью микропроцессорной техники. Блок управления БУ предназначен для выполнения следующих основных функций:

- Управления работой всего турбогенератора в целом;
- Оперативного управления его работой с помощью органов управления и индикации, расположенных на лицевой панели пульта управления;
- Сбора и обработки измерительной информации, поступающей от датчиков и сигнализаторов системы управления;
- Управления узлами и исполнительными механизмами системы управления в соответствии с реализуемыми алгоритмами их управления;
- Диагностики состояния отдельных узлов и всей системы в целом;

- Преобразования электрической энергии, поступающей от синхронного генератора к промышленному виду и выдачей ее потребителю во внешнюю сеть;
- Индикации на лицевой панели пульта управления текущих значений параметров системы (частоты вращения, давлений, температур, напряжений, токов и пр.);
- Контроля, диагностики и отработки нештатных и критических режимов работы турбогенератора (т.н. отказов);
- Релейной защиты оборудования при возникновении отказов;
- Выработки напряжений вторичного питания для запитки оборудования, исполнительных механизмов и датчиков системы управления турбогенератора.

Функциональная схема БУ приведена на рисунке 8.8. В состав БУ входят следующие функциональные части:

- Блок силовой;
- Блоки микропроцессорного управления;
- Пульт управления;
- Блок питания;
- Элементы защиты.

Блок силовой (БС). БС является силовым узлом блока управления и предназначен для преобразования трехфазного напряжения высокой частоты, поступающего от обмотка статора синхронного генератора, в трехфазное напряжение питания стандарта промышленной сети (220 В/380 В, 50 ТЦ), отдаваемое в сеть потребителя. Принцип преобразования электроэнергии и структуры БС аналогична построению бесперебойных источников питания по схеме т.н. двойного преобразования. При этом высокочастотное переменное напряжение от СГ с помощью пассивного выпрямителя сначала преобразуется в постоянное напряжение, а затем из него с помощью управляемого инвертора формируется переменное трехфазное напряжение с требуемыми параметрами (величиной напряжения и частотой).

В БС входят:

- Модуль пассивного быстродействующего трехфазного выпрямителя;
- Корректор мощности;
- Блок конденсаторов;
- Инвертор;
- Датчики тока и напряжения.

Корректор мощности (КМ) или, иначе, бустер предназначен для увеличения постоянного, выпрямленного с помощью пассивного трехфазного выпрямителя, напряжения до величины, необходимой для блока конденсаторов. КМ выполнен на основе двух модулей силовых ключей (модуль IPM), управляемых от драйверов с

помощью широтноимпульсно-модулированных (ШИМ) сигналов, формируемых в блоке микропроцессорного управления 1.

Коэффициент повышения КМ лежит в диапазоне от 1 до 1,5. Он управляется с помощью специального следующего контура, обеспечивающего стабилизацию напряжения на его выходе. КМ позволяет получить стабильное выходное напряжение (порядка 700В), больше, чем напряжение с выхода диодного трехфазного выпрямителя, без применения трансформатора и без ухудшения формы напряжения. При этом от турбогенератора не потребляется реактивная мощность (то есть коэффициент мощности близок к единице) и токи могут иметь почти синусоидальную форму. Инвертор предназначен для формирования трехфазного переменного напряжения промышленной частоты и напряжения. Он выполнен на основе IPM модуля, включающего в себя ключи - силовые IGBT транзисторы, управляемые через три драйвера верхнего плеча и драйвера нижнего плеча. Контролер блока микропроцессорного управления 2 с помощью управляемых ШИМ сигналов формирует в инверторе трехфазное синусоидальное напряжение требуемой фазы, частоты и амплитуды.

Для контроля токов в трех фазах инвертора (U, V и W) установлены датчики тока, а для контроля напряжения – три датчика напряжения, соответственно. Сигналы от датчиков поступают в соответствующий блок микропроцессорного управления, где нормируются, оцифровываются и обрабатываются микроконтроллером.

На выходе БС предусмотрен трехфазный фильтр, в задачу которого входит фильтрация выходного напряжения, сформированного инвертором, от высших гармоник и получение на выходе БС синусоидального напряжения переменного тока 220 В /380 В частотой 50 Гц с малыми нелинейными искажениями.

Блок микропроцессорного управления. В состав БУ входят два блока микропроцессорного управления (БМУ), имеющих одинаковую структуру

В составе БМУ:

- Контролер;
- Устройство сопряжения;
- Драйвер;
- Устройство коммутации;
- Источник вторичного питания.

Оба БМУ являются центральным ядром БУ, с их помощью обеспечивается управление турбогенератором во всех режимах работы. В состав БМУ входит управляющий микроконтроллер. Примененный в БМУ микроконтроллер производства фирмы «Fzeescale» объединяет в себе функции, как микроконтроллера, так и цифрового сигнального процессора DSP. Это позволяет реализовывать с его помощью как алгоритмы управления исполнительными механизмами и устройствами

турбогенератора, так и управление модулями КМ и инвертора, обеспечивая надежность и точность работы в целом.

Примененный DSP контроллер располагает следующими аппаратными возможностями:

- Оптимизированными модулями формирования ШИМ сигналов для управления КМ и инвертором. Модули включают в себя два канала, состоящие из шести независимых ШИМ каждый. Входы защиты позволяют контролировать состояние различных параметров и, в случае необходимости, блокировать цепи управления;
- Интегрированный FLASH-памятью программ $32\text{K} \times 16$ бит;
- Двумя восьмиканальными 12-разрядными аналого-цифровыми преобразователями;
- 32-дискретными каналами ввода/вывода;
- Контроллерами интерфейсов CAN, SCI, SPI;
- JTAG-интерфейсом для внутрисхемной отладки и программирования;
- 16 многорежимными таймерами.

Устройство сопряжения (УС) представляет собой многоканальное устройство ввода/вывода, предназначенное для нормирования сигналов, поступающих от аналоговых и дискретных датчиков токов, напряжения, температур на вход микроконтроллера. Кроме того формирует выходные аналоговые и дискретные сигналы управления, поступающие на устройство коммутации и драйверы.

Драйверы корректора мощности и инвертора формирует независимое, гальванически развязанное питание для каждого транзисторного IGBT-ключа корректора и инвертора, а также обеспечивает гальваническую развязку дискретных сигналов их управления.

Устройство коммутации предназначено для формирования дискретных и аналоговых сигналов управления исполнительными механизмами турбодетандера (контакторами, отсечным и управляемым клапанами) в соответствии с алгоритмами управления, реализуемыми в обоих БВУ. В состав устройства коммутации входит частотный преобразователь, который по сигналам от микроконтроллера БВУ позволяет плавно в широком диапазоне регулировать скорость вращения приводного двигателя управляемого клапана (заслонки). Плавная регулировка скорости открытия заслонки необходима для реализации пропорциональных алгоритмов управления параметрами турбогенератора.

Вторичный источник питания обеспечивает питание составных частей БУ стабилизированным напряжением $\pm 15\text{ В}$, $+5\text{ В}$; $+3,3\text{ В}$; $+15\text{ В}$.

Пульт управления. Пульт управления (ПУ) предназначен для оперативного управления турбогенератором с помощью органов управления и индикации, расположенных на его лицевой панели. На лицевой панели ПУ расположены кнопки для

управления пуском/остановкой турбогенератора, кнопка аварийного стопа и дополнительная клавиатура для ввода технологических параметров. Для индикации текущего состояния, контроля измерительных параметров, вывода служебных сообщений в ПУ предусмотрен 4-х строчный дисплей. Управление ПУ осуществляется от встроенного контроллера.

Контроллер ПУ осуществляет обмен текущей информацией и управляющими сигналами с другими микроконтроллерами блока управления с помощью двухсторонней информационной связи по CAN интерфейсу.

Элементы защиты. Элементы защиты включают в свой состав автоматические выключатели, контактор, предохранители и тормозной резистор.

Тормозной резистор предназначен для компенсации динамической ошибки удержания в нужном диапазоне частоты вращения ротора турбогенератора при резком сбросе внешней нагрузки. Тормозной резистор является управляемым элементом, момент его включения/выключения, а также параметры функционирования управляются на основании программной логики, заложенной в микроконтроллер БВУ₁.

8.2.2. Алгоритмы управления турбогенератором

САУ турбогенератора построена по принципу распределенной системы управления. Отдельные функции, выполняемые ею, распределены между различными вычислительными ядрами: микроконтроллером ПУ, БВУ₁ и БВУ₂. Микроконтроллеры в совокупности с датчиками измерительной системы и управляемыми ими исполнительными механизмами выполняют роль отдельных подсистем САУ турбогенератора, решающих самостоятельные задачи в соответствии с реализуемыми в них алгоритмами. Одна из основных задач проектирования таких распределенных систем заключается в обеспечении обмена информации управляющими сигналами между отдельными подсистемами с требуемым качеством и быстродействием. В нашем случае в качестве такого средства выступает CAN интерфейс, который информационно объединяет все подсистемы. С его помощью координируется их совместное функционирование.

В пользу построения САУ по принципу распределенной системы управления можно привести ряд веских аргументов. В их числе следующие:

- снижение требований к вычислительным ресурсам отдельных подсистем;
- повышение быстродействия за счет распределения вычислительных процессов по различным подсистемам;
- минимизация электрических связей;
- повышение помехозащищенности;

- локализация программного обеспечения (ПО) на отдельных вычислительных ядрах, что приводит к упрощению процессов его разработки и отладки;
- универсальность структур, то есть возможность использовать одних и тех же стандартных решений для различных подсистем;
- простота наращивания системы управления и пр.

САУ турбогенератора обеспечивает работу системы в следующих основных режимах:

- Режим «Инициализация»;
- Режим «Пуск»;
- Режим «Работа»;
- Режим «Параметр»;
- Режим «Отказ»;
- Режим «Сброс отказа»;
- Режим «Стоп».

На рисунке 8.7 приведена блок-схема взаимодействия режимов работы САУ. Задание режима работы происходит либо по командам оператора от ПУ, либо автоматически (программно) в соответствии с алгоритмом работы системы.

Режим «инициализация». Выполняется сразу же по включению электропитания БУ. Включает в себя инициализацию электронного оборудования (микроконтроллеров, устройств ввода/вывода, интерфейсов, устройств сопряжения и пр.) и автоматическое тестирование оборудования САУ.

Режим «Пуск». Выполняется по команде ПУСК при нажатии оператором соответствующей кнопки на ПУ. При этом осуществляется запуск турбогенератора в следующей последовательности:

- открывается отсечной клапан, открывается подача газового потока в турбогенератор.
- после срабатывания сигнализатора открытия отсечного клапана, по определенной программе начинает открываться заслонка управляемого клапана; контроль за его открытием осуществляется автоматически по сигналу от датчика угла положения заслонки;
- по достижении номинальной частоты вращения ротора включается контур автоматической стабилизации частоты вращения;
- выпрямитель выпрямляет переменное трехфазного напряжение, поступающее от обмоток статора синхронного генератора;
- при достижении напряжения на выходе выпрямителя номинального уровня включается корректор мощности, поддерживающий на шине постоянного тока требуемое номинальное напряжение;

- по достижении напряжения на выходе корректора мощности требуемого номинального значения включается выходной силовой модуль инвертора и включается контактор, подключающий внешнюю нагрузку (внешнюю сеть);

- турбогенератор вышел в штатный режим работы.

- Режим «Работа». Представляет собой штатный режим работы. В этом режиме САУ турбогенератор автоматически поддерживает работу трех следящих контуров управления:

- контура стабилизации частоты вращения ротора турбодетандера;

- контура стабилизации выходного напряжения постоянного тока на выходе корректора;

- контура стабилизации выходного трехфазного напряжения на выходе инвертора, подаваемого в сеть потребителя.

Все три контура реализуются в САУ турбогенератора на аппаратно-программном уровне.

Режим «Параметр». Представляет собой режим измерения, индикации на ПУ и модифицирования следующих параметров работы системы:

- измеренных значений аналоговых сигналов, полученных от датчиков напряжений, токов, температур, давлений, частоты вращения и пр.

- значений дискретных сигналов, поступающих от датчиков (сигнализаторов) конечного положения и состояния оборудования системы.

Режим «Отказ». Представляет собой режим защит и блокировок работы оборудования турбогенератора при возникновении нештатных ситуаций. Этот режим постоянно включен во время работы и включает в себя непрерывный контроль выхода параметров системы за пределы допустимых значений, оперативное автоматическое отключение соответствующих устройств САУ и информирование оператора (индикацию на дисплее ПУ) о его характере.

Контроль и фиксация выхода параметра за пределы допустимых значений может быть связана с текущим режимом работы и значениями других параметров, а также длительностью нахождения параметра за пределами допуска.

Выход параметра за пределы допустимых значений классифицируется как «Отказ». Отказ приводит к остановке системы. В САУ турбогенераторов различают некритические и критические (аварийные) отказы. Некритические отказы приводят к остановке системы нормальным образом, критические – к аварийной остановке.

К некритическим отказам относят следующие:

- частота вращения ротора ниже предельно допустимого уровня;

- превышение температуры синхронного генератора выше допустимой;

- давление на входе (и выходе) турбины больше допустимой нормы;

- температуры на входе (и выходе) турбины находится за пределами допустимого диапазона;

- превышение входного тока в корректоре мощности выше нормы;
- отсутствие связи между микроконтроллерами по интерфейсу;
- превышение выходных токов;
- отказ модуля инвертора.

К критическим отказам относятся:

- превышение частотой вращения ротора турбодетандера предельного значения;
- отказ корректора мощности

Некритические отказы вызывают переход в режим «СТОП» (нормальную остановку системы), критические – в режим «ОТКАЗ» (аварийную остановку системы).

Режим «Сброс отказа». Оператор с помощью кнопок на ПУ имеет возможность блокировать возникающий отказ, что не будет приводить к остановке системы. Режим используется для выхода из режима «Отказ» и дальнейшего продолжения работы. При этом происходит:

- сброс заполненных признаков отказов;
- переход в режим «СТОП» и возможность продолжения работы.

Режим «СТОП». Режим «СТОП» либо отрабатывается системой управления автоматически при возникновении нештатных ситуаций, либо задается оператором с ПУ, нажатием кнопки «СТОП». В этом режиме (нормальная остановка) автоматически происходит следующее:

- отключение выходного контактора БУП и внешней нагрузки;
- отключение выходного силового инвертора;
- отключение корректора мощности;
- подается команда на закрытие заслонки управляемого клапана;
- при полном закрытии заслонки дается команда на закрытие отсечного клапана и перекрывается газ, поступающий в турбодетандер от входной системы ГРС.

При аварийной остановке или нажатии на ПУ на кнопку «АВАРИЙНЫЙ СТОП» сразу же дается команда на закрытие отсечного клапана и отключается внешняя нагрузка.

Как было отмечено выше, в ходе работы САУ турбогенератора аппаратно-программно поддерживает три контура управления:

- частотой вращения ротора турбогенератора;
- напряжения постоянного тока на выходе корректора;
- трехфазного переменного напряжения на выходе инвертора.

Все три контура управления представляют собой замкнутые следящие контуры управления, построенные по принципу обратной связи.

Синтез законов управления указанных контуров осуществляется в классе линейных регуляторов.

Выбор и настройка оптимальных параметров синтезируемых регуляторов проводилась двумя путями:

- первоначальная оценка величин параметров с использованием метода имитационного моделирования динамики контуров на основе их уточненных математических моделей;
- корректировка и подстройка параметров в ходе натурного испытания изделия на реально-действующем объекте.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Разработан и обоснован новый класс автономных турбинных источников электрической энергии (турбогенераторов), использующих энергию сжатого природного газа для газотранспортной системы России. Электрическая мощность предложенных турбогенераторов, обеспечивающих собственные нужды линейных магистральных газопроводов, газоперекачивающих станций, газораспределительных станций, газораспределительных пунктов и щитов лежит в диапазоне от нескольких десятков ватт до 500...550 кВт.

2. Выполненные исследования показали, что наиболее полно сформированным требованиям к автономным источникам электрической энергии для газотранспортной системы России удовлетворяют турбодетандерные электрогенераторы, в дальнейшем турбогенераторы, так как они утилизируют собственные энергетические ресурсы газотранспортной системы, просты и надёжны в эксплуатации, производят экологически чистую электроэнергию.

3. Из числа рассмотренных турбодетандеров производства зарубежных фирм, России и стран СНГ полностью ни один агрегат не соответствует рассматриваемой задаче – служить в качестве автономного компактного источника электроснабжения для собственных нужд газотранспортной системы России, использующих энергию сжатого природного газа. В основном, все они были спроектированы и изготовлены совсем под другую задачу – утилизация максимально возможного количества энергии и имеют высокие массо-габаритные характеристики (за счёт низкой частоты вращения электрогенератора и необходимости применения механического редуктора). Кроме того, они имеют масляную систему смазки (высокая пожароопасность) или магнитные подшипники (высокая стоимость).

4. Предложены основные технические решения с применением комплекса современных экспериментальных и натурных исследований, теоретических методов

одномерного и трёхмерного численного моделирования основных узлов турбогенераторов с максимальным использованием конструкторско-технологических решений. К таким решениям относятся применение малорасходных высокоэффективных расширительных турбин (турбин конструкции ЛПИ) с внутренним КПД по полным параметрам не менее 70...75%, газодинамических подшипников и высокооборотных электрогенераторов с частотой вращения ротора до 60000 об/мин с преобразователями частоты до 50 Гц и напряжения 220/380В.

5. Выбран и обоснован мощный ряд основных потребителей электрической энергии на собственные нужды газотранспортной системы России:

- линейные вдольтрассовые потребители
- магистральных газопроводов - 0,5...16 кВт/ед;
- компрессорные станции – 350...600 кВт/ед;
- газораспределительные станции – 2...20 кВт/ед;
- газораспределительные пункты и щиты – 0.3...1.0 кВт/ед.

Проведенные исследования по выбору мощностного ряда и обоснованию режимных параметров турбогенераторов электрической энергии для собственных нужд, использующих энергию сжатого природного газа, позволили определить диапазоны режимных параметров турбогенераторов для основных составляющих газотранспортной системы России. Выбор обоснованных диапазонов режимных параметров позволил унифицировать разрабатываемые турбогенераторы.

6. Выполненный анализ тепловых схем турбогенераторов электрической энергии, тепловые схемы для различных потребителей электрической энергии: магистральных газопроводов, газоперекачивающих станций, газораспределительных станций, газораспределительных пунктов и щитов.

7. Выработаны основные принципы проектирования расширительных турбин турбогенераторов и микротурбогенераторов для газотранспортной системы России.

8. Выполненное теоретическое исследование физической структуры потока и характеристик расширительной малорасходной турбины конструкции ЛПИ с помощью численных методов позволили выработать рекомендации по совершенствованию спроектированных натурных и модельных расширительных турбин турбогенераторов и повысить их экономичность и надёжность.

Использование трехмерных газодинамических расчетов на основе программного комплекса CFX позволяет повысить качество проектирования проточных частей (ПЧ) турбинных ступеней.

9. Разработаны модельные и натурные расширительные турбины для проведения исследований в модельных и натурных условиях.

10. Исследованы модельные расширительные турбины конструкции ЛПИ для применения их в турбогенераторах малой мощности, а также в микротурбогенераторах на следующие модельные параметры $p_0=0,4$ МПа, $p_2=0,2$ МПа $T_0=320$ К, $n=9000$ об/мин. Уровень мощности в зависимости от числа сопел составил от 20 до 400 Вт, что соответствует расчётным характеристикам.

11. Создана испытательная база для проведения промышленного эксперимента на ГРС, работающей в штатных режимах эксплуатации, при подаче на МДГ-20 части расхода газа ГРС, до $1700 \text{ нм}^3/\text{час}$.

12. На ГРС "Сертолово" была выполнена серия промышленных экспериментов, показавшая работоспособность как установки в целом, так и системы охлаждения электрогенератора МДГ-20. Электрический КПД МДГ-20 при применении турбинной ступени без бандажа составил 26%, а для ступени с бандажом до 37,5%. Сопоставление экспериментальных и натурных исследований подтвердили заключение о низком электрическом КПД электрогенератора (0.54...0.58).

13. Комплекс проведенных экспериментальных и натурных исследований позволил провести сравнение полученных натурных характеристик с расчётными данными на натурных параметрах, показать их удовлетворительную сходимость и разработать рекомендации на совершенствование.

14. Накоплен уникальный опыт технологического освоения производства турбогенераторов малой мощности в условиях использования современного машиностроительного комплекса по таким технологическим операциям как изготовление расширительных турбин, газодинамических подшипников, высокооборотных электрогенераторов и других изделий. Для уменьшения массы микротурбогенераторов, а также обеспечения возможности применения современных методов изготовления, впервые в практике создания турбоустановок было принято решение об изготовлении микротурбогенератора, включая корпус, сопловой аппарат и рабочее колесо, из высокопрочной пластмассы методом селективного лазерного спекания (SLS), с использованием 3D-принтера. Таким образом, была обеспечена низкая заказная себестоимость микротурбогенератора. Расчеты показали, что пластмассовый диск из материала FullCure720 работоспособен и имеет высокий запас прочности ($k > 10$).

15. Результаты выполненных исследований были доложены на международных конференциях и выставках и вызвали большой интерес научной общественности.

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ

- G , кг/с – расход рабочего тела;
 N , кВт – мощность;
 π_t – степень расширения в турбине;
 P , Па – полное давление рабочего тела перед турбиной;
 T , К – полная температура перед турбиной;
 p_2 , Па – давление рабочего тела за турбиной;
 κ – показатель адиабаты;
 R , Дж/кг·град – газовая постоянная;
 h , Дж/кг·град – энтальпия;
 s , Дж/кг·град – энтропия;
 H_0 , кДж/кг·град – располагаемый перепад энтальпий на ступень;
 n , об/мин – частота вращения;
 η – КПД турбины, цикла;
 μ – коэффициент расхода;
 ϕ – коэффициент скорости соплового аппарата;
 ψ – коэффициент скорости рабочего колеса турбины;
 u/C_0 – характеристическое число;
 u – окружная скорость рабочего колеса турбины;
 C_0 – изоэнтروпийная скорость,
 p_t – термодинамическая степень реактивности.
 q - Дж/кг – удельная теплота.
- Геометрические характеристики проточной части турбины и ее элементов.
 u, z, r – оси координат, соответствующие направлению окружной скорости u , оси турбины z и радиусу r ;
 D , м – диаметр турбины;
 h, ℓ , м – длина лопатки;
 b , м – хорда профиля;
 B , м – ширина решетки вдоль оси z ;
 t , м – шаг решетки;
 a , м – горло решетки (диаметр окружности, вписанной в характерное сечение межлопаточного канала);
 F, f , м² – площади проходных сечений;
 f_c – геометрическая степень расширения сопел соплового аппарата;
 δ , м – зазор;
 Δ_1 , м – толщина входной кромки;

Δ_2 , м – толщина выходной кромки;

β_1, β_2 , град – углы входа в рабочее колесо и выхода из рабочего колеса;

α_0, α_1 , град – углы входа в сопловой аппарат и выхода из соплового аппарата;

β_y , град – угол установки профиля.

Кинематика потока:

c , м/с – абсолютная скорость;

w , м/с – относительная скорость;

u , м/с – окружная скорость;

α , град – угол между положительным направлением оси u и проекцией вектора абсолютной скорости на плоскость zu ;

β , град – угол между положительным направлением оси u и проекцией вектора относительной скорости на плоскость zu ;

Индексы:

v – внутренний;

u – окружной;

opt – оптимальный;

min – минимальный;

t – теоретический;

cp – средний;

расп. – располагаемый;

0 – сечение перед сопловым аппаратом;

1 – сечение между сопловым аппаратом и рабочим колесом;

2 – сечение за рабочим колесом;

3 – сечение перед питательным насосом;

4 – сечение за питательным насосом;

k – параметры за конденсатором;

ε – электрический;

- – осредненный, относительный, приведенный.

Сокращения:

ЛПИ – Ленинградский политехнический институт;

СПбГПУ – Санкт-Петербургский государственный политехнический университет;

СПбПУ – Санкт-Петербургский политехнический университет;

МАИ – Московский авиационный институт;

МЭИ – Московский энергетический институт;

МГТУ – Московский государственный технический университет;

КТЗ – Калужский турбинный завод;

T – турбина;

СА – сопловой аппарат;

РК – рабочее колесо;

МРТ – малорасходная турбина;

КПД – коэффициент полезного действия;

ГТУ - газотурбинная установка

ГТЭ - газотурбинная установка для привода электрического генератора

ГПС - газоперекачивающая станция

ГТД - газотурбинный двигатель

ГТ - газовая турбина

К – компрессор

КС - камера сгорания

П - потребитель мощности (полезная нагрузка)

МГ- магистральный газопровод

КС -компрессорная станция

МГ - магистральный газопровод

ВПК -военно-промышленный комплекс

ВЛ - вдольтрассовые линии

ГКС - газокомпрессорная станция

ЛЭП - линия электропередач

ГРЩ - газораспределительный щит

ГРП - газораспределительный пункт

ВПК - военно-промышленный комплекс

Условные обозначения и сокращения, не представленные выше, поясняются в тексте.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Фокин Г.А. Автономные источники электрической и тепловой энергии для магистральных газопроводов и газораспределительных станций/Г.А.Фокин// Монография. М.: ФИЗМАТЛИТ, 2015. - 164 с.
2. Фокин Г.А. Повышение эффективности газораспределительных систем за счет применения автономных источников электроснабжения на базе микротурбодетандерных генераторов малой мощности/ С.Н. Беседин, Н.А.Забелин, В.А. Рассохин, Г.А. Фокин// Сборник трудов XXII Международного конгресса. Том XXII, CITOGIS. - 2014, Калининград, 24...27 сентября 2014. - С. 319...327.
3. Фокин. Г.А. Автономный энергоисточник на базе микротурбодетандерного генератора электрической мощностью 20кВт для электроснабжения ГРС и ГРП (БК АЭИ МДГ-20) /Г.А. Фокин, С.Н. Беседин, Н.А. Забелин, В.А. Рассохин// Энциклопедия. Машиностроение М.- 2015. - том IV. - раздел IV-19 расчет и конструирование машин. Турбинные установки. - С. 344-349.
4. Фокин Г.А. Проблемы энергообеспечения линейных потребителей магистральных газопроводов и газораспределительных станций. Часть 1/ Г. А. Фокин// Научно-технические ведомости СПбГПУ – 2009. №4 – С.121...131.
5. Фокин Г.А. Применение автономных химических и нетрадиционных источников для энергообеспечения линейных потребителей магистральных газопроводов и газораспределительных станций /Г.А. Фокин// Научно-технические ведомости СПбГПУ. -2009. Т. 1.- № 89.- С. 131...141.
6. Фокин Г.А. Сравнительный анализ технико-экономических показателей автономных энергетических установок малой мощности для энергообеспечения линейных потребителей магистральных газопроводов и газораспределительных станций/ Г.А. Фокин // Теплоэнергетика. -2010. -№ 11. - С. 65...69.
7. Фокин Г.А. Разработка и создание нового класса автономных энергетических установок малой мощности для магистральных газопроводов, компрессорных и газораспределительных станций. /С.Н. Беседин., Н.А. Забелин, В.А. Рассохин, Л.Л. Плаксин, Г.А. Фокин //Наука и техника в газовой промышленности. 2010.- №4.- С.96...103.
8. Фокин Г.А. Автономные источники электрической и тепловой энергии/С.Н. Беседин., Н.А. Забелин, В.А. Рассохин, Г.А. Фокин и др.// Труды политехнического университета. Юбилейный сборник - март 2010 г.- С.84.
9. Беседин С.Н. Разработка и создание автономных энергетических установок малой мощности на базе газотурбинного цикла простой схемы с сильно развитой системой регенерации цикла./С.Н. Беседин Н.А. Забелин С.Ю. Оленников В.Г. Полищук В.А.

Рассохин Г.Л. Раков. //Инновационная политика и изобретатели (Россия – начало XXI века) -2009 г. - С. 58...61.

10. Матвеев Ю.В., Основные направления развития микротурбинных технологий в России и за рубежом / Ю.В. Матвеев, В.А. Рассохин, Н.А. Забелин // Научно-технические ведомости СПбГПУ. – 2011. - №4. - С.41.

11. Андреев С.В. Создание автономного локального источника электрической энергии для электроснабжения линейных потребителей на базе малорасходной турбины конструкции ЛПИ/ С.В. Андреев, Н.А.Забелин, С.П. Петров, В.А. Рассохин// Перспективы применения автономных источников для электроснабжения линейных потребителей: Материалы заседания Научно-технического совета ОАО «Газпром» - М.: ООО «ИРЦ Газпром».- 2007.- С. 113...124.

12. Голубев С.В. Варианты построения систем электроснабжения линейных потребителей магистральных газопроводов/ С.В. Голубев.// Материалы заседания секции «Энергетика» Научно-технического совета ОАО «Газпром» г. Санкт-Петербург, 1-5 февраля 2007.–М.: ООО «ИРЦ Газпром». - 2007. - С.160.

13. Мальханов В.П. Турбодетандерные агрегаты в системах подготовки и распределения природного газа/ Мальханов В.П.// М.: Нефть и газ.- 2004. - 229 с.

14. Степанец А.А. Энергосберегающие турбодетандерные установки/ Степанец А.А.// Под ред. Трухний А.Д. -М.: Недра. -1999 г. -258 с.

15. Электронный ресурс ОАО «Турбогаз» (Украина): (www.turbogaz.com.ua).

16. Фаддеев И.П. Турбодетандеры для использования природного газа, поступающего в Санкт-Петербург и промышленные центры/ И.П. Фаддеев, А.И. Калюттик//Научно-технические ведомости СПбГТУ. СПб. Изд-во СПбГТУ.- №1-2.-1997 С.1...2.

17. Великий С.Н. Применение автономных источников питания для электроснабжения газораспределительных станций/С.Н. Великий, Н.В. Даки, А.Г., И.А. Данильянц, А.В. Бондаренко // Перспективы применения автономных источников для электроснабжения линейных потребителей: Материалы заседания Научно-технического совета ОАО «Газпром» - М.: ООО «ИРЦ Газпром» - 2007. - С. 75 - 83.

18. Харисов И.С. Расчетно-экспериментальное обоснование характеристик, конструктивных схем и практическая реализация микротурбодетандерных генераторов электрической энергии для собственных нужд газораспределительных станций/ И.С. Харисов//Диссертация кандидата технических наук. СПб. - 2013. -196 с.

19. Челазнов А.А. Состояние и перспективы применения автономных источников на объектах ОАО «Газпром»/А.А. Челазнов, А.В. Иванов, С.Н. Великий// Перспективы применения автономных источников для электроснабжения линейных потребителей: Материалы заседания Научно-технического совета ОАО «Газпром» - М.: ООО «ИРЦ

Газпром», 2007. - С. 14...34.

20. Беседин С.Н. Разработка и создание нового класса автономных энергетических установок малой мощности для объектов магистральных газопроводов /С.Н. Беседин, В.А. Рассохин, Л.Л. Плаксин, Н.А. Забелин, И.С. Харисов// Наука и техника в газовой промышленности. - № 4. – 2010. - С. 99.

21. Фокин Г.А. Проблемы энергообеспечения линейных потребителей магистральных газопроводов и газораспределительных станций. Часть 1/ Г. А. Фокин// Научно-технические ведомости СПбГПУ – 2009. №4 – С.121...131.

22. Харисов И.С. Автономные энергоисточники для ГРС на основе микротурбодетандерных генераторов /И.С. Харисов, Н.А. Забелин, В.А. Рассохин, С.Н. Беседин, А.А. Рябов// Журнал Турбины и Дизели. - №6. - 2012. - С. 16...21.

23. Челазнов А.А. Перспективы применения автономных источников для электроснабжения линейных потребителей/ А.А. Челазнов, А.В. Иванов, С.Н. Великий// Материалы заседания секции «Энергетика» Научно-технического совета ОАО «Газпром» г. Санкт-Петербург, 13-15 февраля 2007 г. – М.: ООО «ИРЦ Газпром». - 2007. - С.160.

24. Фокин Г.А. Применение автономных химических и нетрадиционных источников электрической энергии для энергообеспечения линейных потребителей магистральных газопроводов и газораспределительных станций/Г.А. Фокин// Научно-технические ведомости СПбГПУ. - ВАР. 4...1. - 2009.- С. 89.

25. Отчет Санкт-Петербургского государственного горного университета о НИОКР «Исследование возможности применения на объектах газораспределительной сети различных источников автономного электроснабжения». – 2001. - С. 119.

26. Фокин Г.А. Разработка и создание автономных энергетических установок малой мощности с расширительной турбиной/ Беседин С.Н., Рассохин В.А., Фокин Г.А., Харисов И.С.// Газотурбинные технологии. - 2010. - № 1.- С. 10.

27. Фокин Г.А. Проблемы энергообеспечения газотранспортной системы ООО «Газпром трансгаз Санкт-Петербург» /Г.А. Фокин, В.А. Рассохин, Н.А. Забелин// Изобретатели и инновационная политика России: Матер. Всеросс. Форума / под ред. Ю.Г. Попова и А.Г. Семенова. СПб.: Изд-во Политехн. Ун-та. - 2011.- С. 57-60.

28. Фокин Г.А. Локальный источник электрической энергии для энергообеспечения объектов газотранспортной системы магистральных газопроводов /С.Н. Беседин, Н.А. Забелин, В.А. Рассохин, Г.А. Фокин// ENERGY FRECH. - № 3(5). - 2011. - С. 30...35.

29. С.Н. Беседин Н.А. Автономный источник электрической энергии газораспределительных станций микротурбодетандерный генератор МДГ-20 /С.Н. Беседин Н.А.Забелин В.А. Рассохин//30 ENERGY FRESH - №2, сентябрь 2010 г. - С.60...62.

30. Беседин С.Н. Локальный источник электрической энергии для энергообеспечения объектов газотранспортной системы магистральных газопроводов /С.Н. Беседин, В.А. Рассохин, Н.А. Забелин, И.С. Харисов//Печатный Energy Fresh № 3(5), сентябрь 2011. - С. 60-62, С.30...35.

31. Рассохин В.А. Турбины конструкции ЛПИ: Преимущества, характеристики, опыт разработки и применение/В.А. Рассохин//Энергомашиностроение. Труды СПбГПУ. - № 491. Изд. Политехнического университета. – СПб. - 2004.

32. Бусурин В.Н. Высоконагруженные малорасходные ступени ЛПИ для перспективных турбоустановок /В.Н. Бусурин, В.А. Рассохин, В.Н. Садовничий//Сб. научных трудов. Исследование элементов теплоэнергетических установок. Изд . БГТУ - Брянск. 1999. - 172 с.

33. Бусурин В.Н. Многоцелевые автономные энергетические установки малой мощности (статья) /В.Н. Бусурин, В.А. Иванов, В.А. Рассохин//Теплоэнергетика №3. - 1993. -С.65...68.

34. В.Н. Бусурин. Разработка и оптимизация паровых турбин ГПУ малой мощности на основе малорасходных ступеней ЛПИ /В.Н.Бусурин, В.А. Рассохин, В.Н.Садовничий и др.// Тез. докл. XLV науч.-техн. сессии по проблемам газовых турбин. – СПб. - 1997.

35. В.А. Рассохин. Принципы создания проточных частей перспективных турбин на основе профилей ЛПИ с большим относительным шагом /В.А. Рассохин, В.Н. Садовничий, А.К. Шемагин и др. //Тез. докл.-XLIV научн.- техн. сессии по проблемам газовых турбин. М., - 1996. - 41 с.

36. Рассохин В.А. Высоконагруженные ступени для перспективных паровых и газовых турбин /В.А. Рассохин, В.Н. Садовничий, В.А. Черников// Тезисы на немецком языке. XXX Коллоквиум Техн. Университет. - Дрезден. – 1998.

37. Рассохин В.А. Сопловые аппараты с малым углом выхода /В.А. Рассохин, Ю.Я. Фершалов// Труды ДВГТУ. Сер. 3. Кораблестроение и океанотехника. Владивосток, Вып. 111. 1993. С.75...78.

38. Рассохин В.А. Принципы создания проточных частей перспективных частей турбин на основе профилей ЛПИ с большим относительным шагом /В.А. Рассохин, В.Н. Садовничий, А.К. Шемагин, С.С. Антонов, Н.М. Головин//Тезисы XLIV научно-технической сессии по проблемам газовых турбин. 1996. Москва. С.32

39. Фокин Г.А. Парогазовая установка компрессорной станции «северная/Н.А. Забелин, А.В. Лыков, В.А. Рассохин, В.Н. Сивоконь, Г.А. Фокин. Наука и техника в газовой промышленности. 2013. - № 4 (56). - С. 93...103.

40. Фокин Г.А. Подшипники для малорасходных турбин автономных источников электрической энергии /Н.А. Забелин, Ю.В. Матвеев, Г.А. Фокин// Научно-технические ведомости СПбГПУ. - 2014. - № 4 (207). - С. 210...223.

41. К. Исомура. «Исследование высокоскоростных микроподшипников и динамики роторов для газовых микротурбин»/ К. Исомура, Ш. Того, Ш. Танаки (Япония)// -1989.
42. Болдырев Ю.Я. Прецизионные газовые подшипники// под. Ред. Филиппова А.Ю. и Сипенкова И.Е./ Ю.Я. Болдырев, Б.С. Григорьев, Н.Д. Заблоцкий, Г.А. Лучин и др.// СПб., ФГУП ЦНИИ «Электроприбор». – 2007. - 504 с.
43. Гидродинамическая теория смазки: Сб. классических работ/ Под ред. Л.С. Лейбензона.- М.-Л.: Гостехтеориздат. - 1934. - 245 с.
44. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа / Л.Г. Лойцянский// М.: Наука. - 1987.- 840 с.
45. Шейнберг С.А. Газовая смазка подшипников скольжения (теория и расчет)/ С.А. Шейнберг// Трение и износ в машине. 1953. - Вып. 8. - С. 107-204.
46. Лучин Г.А. Газовые опоры турбомашин / Г.А. Лучин, Ю.В. Пешти, А.И. Снопов // М.: Машиностроение. - 1989.- 240 с.
47. Сытин А.В. Решение комплексной задачи расчета характеристик радиальных лепестковых газодинамических подшипников. /А.В. Сытин//Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук, Орел, Орловский государственный технически университет. - 2008.- 201с.
48. Peng, Z.-C. 2006. “AThermohydrodynamic Analysis of Foil Journal Bearings”/ Peng, Z // Peng, Z.-C., and Khonsari, M.M //ASME J. of Tribology, 128(3), pp. 534–541.20.
- 49 Гидродинамическая теория смазки: Сб. классических работ/Под ред. Л.С. Лейбензона.- М.-Л.: Гостехтеориздат, 1934. 247 с.
50. Пинегин С.В. Некоторые конструктивные особенности лепесткового газодинамического подпятника./ Н.Е. Захарова, А.Н. Брагин// Трение и износ. 1981.- т. 2, - №6. - С.1017...1021.
51. Брагин А.Н. Демпфирование в лепестковом газовом подшипнике. /А.Н. Брагин, С.И. Сигачев// Трение и смазка в машинах. Тезисы докладов Всесоюзной конференции. Сентябрь. 1983г. - Челябинск: тип. «Транспорт». - 1983. - С.143...144.
52. Левина Г.А. Исследование лепестковых газовых опор. /Г.А. Левина, В.В. Смирнов, Н.Е. Захарова, А.Н. Брагин, А.К. Бояршинова// Трение, износ и смазочные материалы. Труды международной научной конференции. Тезисы докладов в 5-и томах. Том IV. Ташкент, 1985. Изд-во Ташкентского политехнического института. -1985. - С.43...44.
53. Левина Г.А. Решение упругогидродинамических задач и анализ нагрузочных характеристик лепесткового газодинамического подпятника с профилированными лепестками /Г.А. Левина, А.К. Бояршинова// Машиноведение.- 1989.- № 5. С. 88...94.
54. Агишев Г.Г. Лепестковый газодинамический подшипник/Г.Г. Агишев, А.В.Гужиев, И.В. Курбатов// В сб. Материалы межвузовской научно- практической

конф. «Проблемы подготовки инженерных кадров ВМФ по обеспечению эффективной эксплуатации вооружения и военной техники». СПб.: ВМИИ. - 2011.- 499 с.

55. Агишев Г. К расчету динамических характеристик радиального лепесткового подшипника. /Г.Г. Агишев, А.В. Гужиев, И.В. Курбатов//В сб. Материалы межвузовской научно- практической конф. «Проблемы подготовки инженерных кадров ВМФ по обеспечению эффективной эксплуатации вооружения и военной техники». СПб.:ВМИИ. – 2011. - 499с.

56. Дроздович В.Н. Газодинамические подшипники /В.Н. Дроздович// Л., Машиностр., 1976. – 207с.

57. Сигачев С.И. Повышение виброустойчивости лепестковых газовых подшипников / С.И. Сигачев, А.А. Семенов, А.Н. Брагин// Газовая смазка в машинах и приборах. (Всесоюзное научно-координационное совещание, 18-20 сентября 1989г., г.г. Ростов-на-Дону – Новороссийск). Тезисы докладов. М.: Изд-во Академии Наук СССР. - 1989. - 128с.

58. DellaCorte, C.: “Stiffness and Damping Coefficient Estimation of Compliant Surface Gas Bearingsfor Oil-Free Turbomachinery,”/ DellaCorte, C// NASA/TM—2010-216924, ASME/STLE IJTC 2010-41232

59. Румянцев М.Ю. Опыт разработки высокоскоростных электротурбомашин на кафедре ЭКАО МЭИ. / М.Ю. Румянцев, Н.Е. Захарова, С.И. Сигачев// Вестник Московского Энергетического Института. М.: Изд-во МЭИ. - 2007. - №3.- С.45-50.

60. Климов В.П. Источники бесперебойного питания серии ДПК средней мощности/ В.П. Климов// Электрическое питание. - №2. - 2006.

61. В.Климов. Разработка и производство силовой электроники / В.Климов, С. Климова// Каталог продукции и применений, Корпорация Триол. - 2002.

62. Зиновьев Г.С. Основы силовой электроники / Зиновьев Г.С. // ч.1, ч.2. Новосибирск: Изд-во НГТУ. - 2000.

63. В.Климов. Трехфазные источники бесперебойного питания:/В.Климов, А.Москалев// Схемотехника и технические характеристики, журнал «Электронные компоненты» №6.- 2005.

64. В.Климов, Энергетические показатели источников бесперебойного питания переменного тока/ В.Климов, С.Климова// Электронные компоненты, №4, 2004.С. 50-55.

65. Воробьев А.Ю. Влияние ИБП на систему электроснабжения/А.Ю. Воробьев// Вестник связи. - №7. - 2006.- С.35-38.

66. Jacek F. Permanent Magnet Motor Technology/ Jacek F. Gieras, Mitchell Wing// Marcel Decker, Inc., New York-Basel, 2002. С. 101.

67. Аванесов В.М. Релейное управление следящими преобразователями. /В.М. Аванесов// Структуры систем управления: анализ и синтез. Электричество. - 2000. - №10. - С.45-53.

68. Сбродов А. Выбор силовых транзисторов для преобразователей. Высокоэффективные источники вторичного электропитания высокого напряжения /А. Сбродов // Силовая электроника. – 2004. - №2.- 68 с.

69. Овчинников Д.А. Трёхфазный выпрямитель с корректором коэффициента мощности. /Д.А. Овчинников//Практическая силовая электроника.- 2002. - №6. -С. 2...23.

70. Агунов А.В. Статический компенсатор неактивных составляющих мощности с полной компенсацией гармонических составляющих тока нагрузки/ А.В. Агунов //Электротехника. - №2. - 2003.- С.47-50.

71. Рыбкин Д.Е. Малая электроэнергетика для газовых сетей. /Д.Е. Рыбкин, М.Э. Золотникова//Газ России 1 №2. - Оборудование и технологии. - С. 60...63.

72. Фокин Г.А Микроэлектромеханические системы (МЭМС) как источник автономного энергоснабжения линейной части магистральных газопроводов. Новые высокие технологии газовой, нефтяной промышленности, энергетики и связи. / Г.А. Фокин, А.В. Сударев//Том XVIII, CITOGIC'. -2008. –Томск. - С. 38.

73. Методические указания по проектированию систем электроснабжения линейных потребителей магистральных газопроводов. Руководящий нормативный документ. РД 51-31323949-33-98. РАО «ГАЗПРОМ». 1989 г.

74. Рассохин В.А. Принципы создания проточных частей перспективных частей турбин на основе профилей ЛПИ с большим относительным шагом/В.А. Рассохин, В.Н. Садовничий, А.К. Шемагин, С.С. Антонов, Н.М. Головин//Тезисы XLIV научно-технической сессии по проблемам газовых турбин. М.- 1996.

75. Рассохин В.А. Выбор параметров малорасходных турбин /В.А. Рассохин// Методические указания. СПбГТУ. - СПб. - 1997.- С.40

76. Костюк А.Г. Динамика и прочность турбомашин /А.Г. Костюк \ М.: Издат. дом МЭИ. 2007. С.476.

77. Биргер И.А. Сопротивление материалов: учебное пособие для машиностроительных и авиационных вузов / И. А. Биргер, Р. Р. Мавлютов// М.: Наука. - 1986. - 560 с.

78. Суханов А.И. Расчет на прочность турбинных дисков в среде MathCad/А.И. Суханов//Учебное пособие. Электронный ресурс. СПбПУ. - 2004.

79. Арзамасов, Б. Н. Материаловедение: учеб. для студентов вузов. /Б.Н. Арзамасов и др.// 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Изд-во МВТУ им. Н. Э. Баумана. -2001.- С. 734.

80. Общетехнический справочник под ред. засл. деятеля науки и техники РСФСР д-ра техн. наук проф. Малова А. Н. М. «Машиностроение». 1971. С. 464.
81. Рассохин В.А. Опыт численного моделирования течения в малорасходных ступенях конструкции ЛПИ/В.А. Рассохин, Н.А. Забелин, Г.Л. Раков, А.А. Себелев, М.В. Смирнов// «ANSYS Advantage». - №17. – 2012. - С. 26... 33.
82. Забелин Н.А. Исследование особенностей течения в малорасходных турбинных ступенях конструкции ЛПИ/Н.А. Забелин, Г.Л. Раков, В.А. Рассохин, А.А. Себелев, М.В. Смирнов//Научно-технические ведомости №1 (166). Изд-во СПбГПУ. Санкт-Петербург. - 2013. - С. 45...53.
83. Кириллов И.И. Теория турбомашин/И.И. Кириллов// DJVU. 2-е изд, перераб. и доп. Л. Машиностроение. - 1972. - 533 с
84. Епифанов А.А. Опыт численного моделирования обтекания решеток/ А.А. Епифанов// СПб.: Изд-во Политехн. ун-та. -2010. - С. 21...23.
85. Фокин Г.А. Влияние уплотнений на эффективность малорасходных турбинных ступеней конструкции ЛПИ / Н.А. Забелин, Г.Л. Раков, А.А. Себелев, Г.А. Фокин, И.С. Харисов// Научно-технические ведомости СПбГПУ.- 2013. - № 3 (178). - С. 32-42.
86. Фокин Г.А. Экспериментальный стенд и методика исследования турбомашин газотурбинных установок малой мощности /Г.А. Фокин, С.Н. Беседин, В.А. Рассохин, Г.Л. Раков// Известия Самарского научного центра Российской академии наук. - 2010. - Т. 12. - № 1-2. - С. 284...289.
87. Беседин С.Н. Экспериментальный стенд для модельных испытаний радиально-осевой турбины газотурбинной установки малой мощности/ С.Н. Беседин, В.А. Рассохин//II Всероссийская научно-практическая конференция Актуальные проблемы машиностроения 6-8 апреля 2010 г.г. Самара.
88. Г.А.Фокин. Стенд для исследования высокооборотных модельных ступеней малорасходных турбин конструкции ЛПИ /Г.А. Фокина, С.Н. Беседин, Н.А. Забелин, Ю.В. Матвеев, В.А Рассохин, Г.Л.Раков//Тезисы доклада: “Высокие интеллектуальные технологии и инновации в образовании и науке” XVII Международная научно-методическая конференция. Февраль 2010 г. -Т.1. - С.11...12
89. Асосков В.А Расчетно-экспериментальные исследования малотоксичной камеры сгорания для газотурбинной установки малой мощности /В.А. Асосков, С.Н. Беседин//Электронный журнал «Исследовано в России». 2010 г. - С. 30...37.
90. Сравнение сходимости методик по определению мощности по косвенным параметрам с результатами прямого замера мощности ПР 51-31323949-43-99, ВНИИГАЗ. Методические указания по проведению теплотехнических и газодинамических расчетов при испытаниях газотурбинных ГПА.

91. Матвеев Ю.В. Методика проведения экспериментальных исследований ступеней турбоустановок малой мощности на стендах СПбГПУ /Ю.В. Матвеев, В.А. Рассохин, Н.А. Забелин, И.С. Харисов// Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2012. - №1. - С.119...122.

92. Матвеев Ю.В. Совершенствование малорасходных турбин конструкции ЛПИ для турбодетандерных электроустановок газораспределительных станций на основе экспериментальных методов. /Ю.В. Матвеев//Диссертация кандидата технических наук. СПб. 2012. - С.172.

93. Харисов И.С. Расчетно-экспериментальное обоснование характеристик, конструктивных схем и практическая реализация микротурбодетандерных генераторов электрической энергии для собственных нужд газораспределительных станций/И.С. Харисов// Диссертация кандидата технических наук. СПб. - 2013. –С.196.

94. Фокин Г.А. Применение малорасходных турбин конструкции ЛПИ в автономных источниках электрической энергии для газораспределительных станций магистральных газопроводов/ Н.А. Забелин, В.А. Рассохин, Г.А. Фокин Ю.В. Матвеев //Энергетик. 2015.

95. Фокин Г.А. Натурные испытания турбогенератора МДГ-20 /С.Н. Беседин, Н.А. Забелин, В.А. Рассохин, Г.А.Фокин, И.С.Харисов// Наука и техника в газовой промышленности. 2015. - № 4. - С. 96...103.

96. Фокин Г.А. Инновационная технология удаления изоляционного покрытия МГ/Г.А. Фокин, В.Н. Сивоконь, Л.Л. Плаксин, М.Ю. Ушаков, Е.С. Сенокосов, А.Е. Сенокосов// Наука и техника в газовой промышленности. 2011.- № 3.- С. 110-...114.

97. Фокин Г.А. Малорасходная турбина в установках для автономного энергоснабжения газораспределительных пунктов /Г.А. Фокин, Н.А.. Забелин, Д.А. Котлов, В.А. Рассохин// Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2014. - № 4 (207). - С. 40...49.

98. Беседин С.Н. Littleexpence centripetal partial turbine Exposition of Ministry of Education and Science of the Russia Federation in Seul Seul International Invention/ С.Н. Беседин, Н.А.Забелин, В.А. Рассохин, И.С. Харисов// 2...5 декабря 2010 г.

99. Rassokhin Viktor. Littleexpense centripetal partial turbine, 40e Salon International des Inventions de Geneve/ Rassokhin Viktor, Zabelin Nikolay, Fokin Georgyi, Besedyn Sergey// Catalogue official. 18-22 avril 2012. - С. 179.

100. New approach to solving the problem of energy efficiency increase in the operation of major gas transportation system. June 07, 2012 Kuala Lumpur, Malaysia 25th world gas conference.

101. Фокин Г.А. Разработка конструктивного облика турбогенератора МТГ-20 в составе изделия БК АЭИ МДГ-20 в блочном исполнении /Г.А. Фокин, С.Н. Беседин, Н.А. Забелин, В.А. Рассохин//Наука и техника в газовой промышленности. 2015.
102. Аваков В.Б. Пути разработки и перспективы создания экономической экологически чистой энергетики на топливных элементах /В.Б. Аваков, В.И. Зинин, И.К. Ландграф// Российский химический журнал, т. XXXVIII. – 1994. № 3. - С. 55...60.
103. Аваков В.Б. Автономные энергоустановки на основе высокотемпературных электрохимических генераторов для промышленных и коммунальных объектов/ В.Б. Аваков, В.И. Зинин, И.К. Ландграф/ Теплоэнергоэффективные технологии. – 1997. – № 4. – С. 25...29.
104. Аваков В.Б. Об опыте работ ФГУП «ЦНИИ СЭТ» в области водородной энергетики /В.Б. Аваков// Материалы международного форума «Водородные технологии для производства энергии». – Москва, 6...10 февраля 2006 г.
105. Электронный ресурс. <http://www.kryotherm.ru/ru/index.phtml>
106. Joseph P. Heremans. Enhancement of Thermoelectric Efficiency in PbTe by Distortion of the Electronic Density of States/Joseph P. Heremans, Vladimir Jovovic, Eric S. Toberer, Ali Saramat, Ken Kurosaki, Anek Charoenphakdee, Shinsuke Yamanaka// G. Jeffrey Snyder Science 25 July 2008:Vol. 321. no. 5888, pp. 554 - 557DOI: 10.1126/science.1159725.
107. Коровин Н.В. Топливные элементы и электрохимические энергоустановки/Н.В. Коровин Н.В// М: изд-во МЭИ, 2005. - 208с.
108. Мотидзуки К. Топливные элементы большой мощности для выработки электроэнергии / К. Мотидзуки, Х. Нагацума// «Дэнки гаккай ромбунсю». 1998. т. 110. - № 3.- С. 177...181.
109. Перспективы применения автономных источников для электроснабжения линейных потребителей: Материалы заседания секции «Энергетика» Научно-технического совета ОАО «Газпром» (г. Санкт-Петербург, 13-15 февраля 2007 г.). М.: ООО «ИРЦ Газпром». 2007...160 с.
110. Перспектива применения автономных источников для электроснабжения линейных потребителей. Материалы заседания секции «Энергетика» научно-технического совета ОАО Газпром (г. Санкт-Петербург, 13-15 февраля 2007 г.), М.: ООО «ИРЦ Газпром», 2007. 160 с.
111. Собственность Solid State Energy Conversion Alliance, SECA.
112. Электронный ресурс.<http://ru.wikipedia.org/wiki>
113. Электронный ресурс: http://www.ez2c.de/ml/solar_land_area.
114. Электронный ресурс: <http://www.nitolsolar.com/rutechnologies/>
115. Электронный ресурс: <http://www.navigantconsulting.com/>
116. Электронный ресурс:

<http://www.nypa.gov/services/profiles/images/Millwoodsolar.jpg>

117. Электронный ресурс: http://www.ecobusinesslinks.com/solar_panels.htm

118. Электронный ресурс: http://www.ecobusinesslinks.com/solar_power_kits.htm

119. Электронный ресурс: <http://www.inverta.ru/pv//1//6>

120. Электронный ресурс: <http://www.vympelm.ru/ius/energy.html>

121. Электронный ресурс: <http://www.vympelm.ru/products/blank.html>

122. Электронный ресурс: <http://ru.wikipedia.org/wiki/>

123. Электронный ресурс:

<http://www.sandia.gov/news/resources/releases/2008/solargrid.html>

124. Перспективы применения автономных источников для электроснабжения линейных потребителей: Материалы заседания секции «Энергетика» Научно-технического совета ОАО «Газпром» (г. Санкт-Петербург, 13-15 февраля 2007 г.). М.: ООО «ИРЦ Газпром». - 2007 – 160 с.

127. Нетрадиционная энергетика. Ветроэнергетика. Классификация. ГОСТ 51990-2002. Нетрадиционная энергетика. Ветроэнергетика. ТУ. ГОСТ 51991-2002. Нетрадиционная энергетика. Ветроэнергетика. Термины и определения. ГОСТ 51237-98.

126. Герасимов А. Ветроэнергетические установки для автономного энергоснабжения/. А. Герасимов, В. Толмачев, К. Уткин// «Новости Электротехники». - № 2 (38). 2006. - 328 с.

125. Электронный ресурс ООО «ГРЦ-Вертикаль» (ФГУП КБ им.В.П.Макеева) <http://www.src-vertical.com>

128. Янсон Р.А. Ветроустановки: Учебн. пособие. Под ред. М.И.Осипова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2007. 36 с.

131. Семилетов С.В.Автономное энергообеспечение теплом и электричеством. Электронный ресурс компании ЗАО «ADD эффективная энергия» Электронный ресурс (www.add.ru)

132. Афанасьев И.В. Мини-ТЭЦ. Электронный ресурс компании «РОСГАЗСЕРВИС» (www.rgsg.ru).

133. Преимущества газопоршневых мини-ТЭЦ. Электронный ресурс компании ООО «БалтСтройСервис» (www.nwgazprom.ru).

135. Голубев С.В. Варианты построения систем электроснабжения линейных потребителей магистральных газопроводов/ С.В. Голубев // Материалы заседания секции «Энергетика» Научно-технического совета ОАО «Газпром» (г. Санкт-Петербург, 13-15 февраля 2007).–М.: ООО «ИРЦ Газпром». - 2007.- 160 с.

129. Светиков В.Н. Перспективные разработки комплексных автономных источников энергоснабжения линейных потребителей на магистральных газопроводах/В.Н. Светиков// Материалы заседания секции «Энергетика» Научно-

технического совета ОАО «Газпром» (г. Санкт-Петербург, 13-15 февраля 2007 г.). М.: ООО «ИРЦ Газпром». - 2007. – 160 с.

130. Электронный ресурс ОАО "НПО Лианозовский электромеханический завод". <http://www.lemz.ru>.

134. Электронный ресурс портала «Когенерация.ru» (www.cogeneration.ru)

136. Advanced Microturbine Program Capstone. Capstone Turbine Corp. Jeff Willis. DOE DE-FC02-00CH11058. Program Manager. Washington. December. 2005.

137. Электронный ресурс Capstone Turbine Corp. (www.capstoneturbine.com). (www.microturbine.com)

138. CALABASAS LANDFILL MICROTURBINE POWER GENERATION PROJECT. Lessons Learned after One-Year of Operation. Mario Iacoboni . ounty Sanitation Districts of Los Angeles County Whittier, California. Josephine Chow. Whittier, California. Ed Wheless .

139. Elliot. Microturbines. EBARA GROUP. Elliott Energy Systems, Inc. TA 100 R СНР.100 кВт микротурбинная установка для комбинированного производства тепла и электроэнергии. Техническое описание. Электронный ресурс: (www.elliott.com.ua)

140. Bowman Power Group Ltd. Bowman Power Systems. Электронный ресурс: (www.bowmanpower.co.uk)

141. Электронный ресурс компании RotoFlow GE (США) (<http://www.octurboexpanders.com>).

142. Фокин Г.А. Натурные испытания микротурбодетандерного генератора МДГ-20/С.Н. Беседин, Н.А. Забелин, В.А. Рассохин, Г.А. Фокин//Наука и техника в газовой промышленности. 2015.- № 2.- С.74...79.

143. Фокин Г.А. Разработка конструктивного облика турбогенератора МДГ-20 в составе изделия БК АЭИ МДГ-20 в блочном исполнении/С.Н. Беседин, Н.А. Забелин, В.А. Рассохин, Г.А. Фокин//Наука и техника в газовой промышленности. 2015.- №2.- С.74...88.

Приложение 1

П.1. ОБЗОР АВТОНОМНЫХ ИСТОЧНИКОВ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ ДЛЯ ГАЗОТРАНСПОРТНОЙ СИСТЕМЫ РОССИИ [1]

Основные требования к автономным источникам электроэнергии для газотранспортной системы России:

- высокая надежность;
- устойчивая работа в большом диапазоне нагрузки;
- минимальные объемы технического обслуживания;
- высокая ремонтпригодность;
- вандализационная защищенность;
- возможность размещения в едином блок-боксе с потребителями.

Развитие северных участков газопроводов, необходимость обеспечения автономного энергообеспечения вдоль трассовых потребителей труднодоступных участков трассы, обуславливает применение автономных источников электроэнергии разных типов, не зависящих от надежности воздушных линий электропередачи.

Существует два направления применения автономных источников: собственно автономное энергоснабжение и использование наряду с большой энергетикой как средство для уменьшения затрат.

Для автономного энергоснабжения основными являются надежность, длительность автономной работы и удобство эксплуатации. Стоимость вырабатываемой энергии не является основным показателем.

Для использования автономных источников в качестве основного энергоснабжения основным фактором является экономичность. Кроме того, установки должны быть долговечными и использовать природное топливо и быть просты в эксплуатации.

Основными критериями выбора автономных источников электроэнергии являются следующие:

- вид топлива;
- мощность установки;
- длительность автономной работы;
- режим обслуживания (интервал профилактического осмотра);
- возможность работы параллельно с сетью и другими источниками;
- возможность дистанционного управления;
- наружное антивандальное исполнение;
- возможность работы в суровых климатических условиях;
- вспомогательными критериями являются:
- габариты;

- КПД;
- экологические характеристики.

Наиболее известными являются автономные источники, использующие энергию солнца, ветра, в меньшей степени - тепловую и водяную. Однако, использование этих источников не может осуществляться на постоянной основе, поскольку зависит от природных факторов. Для надежного энергоснабжения необходимо применение современных источников питания, которые вырабатывают электроэнергию непосредственно на трассе газопровода вблизи места установки линейных потребителей и работают на газообразном топливе, отбираемом непосредственно из газопровода вблизи места их установки.

П.1.1. Термоэлектрогенераторы

Термоэлектрогенераторы, [102; 103; 104] или термоэлектрические генераторы (ТЭГ) используются в качестве автономного источника электро- и теплоснабжения аппаратуры, работающей в удаленных и труднодоступных регионах. Это датчики и устройства связи, необслуживаемые пункты связи, системы охранной сигнализации, системы телеметрии, связи и катодной защиты магистральных газопроводов, а также обогрев и электроснабжение производственных и жилых помещений.

Диапазон мощности ТЭГ от долей ватт до нескольких сотен ватт в единичном агрегате (таблица П.1.1). Каскадирование блоков позволяет объединять единичные агрегаты и создавать установки, гибко реагируя на запросы потребителей по уровню устанавливаемой электрической мощности. Выпускаются термоэлектрические установки максимальной мощностью до 1,0...1,5 кВт.

Для работы ТЭГ используется эффект прямого преобразования тепловой энергии в электрическую энергию, осуществляемый полупроводниковыми термогенераторными модулями (элементами Зеебека). Единичным элементом термоэлектрического модуля является термопара, состоящая из двух разнородных элементов с р- и n- типом проводимости (рисунок П.1.1). Элементы соединяются между собой при помощи коммутационных пластин. В качестве материала элементов традиционно используются полупроводники на основе висмута, теллура, сурьмы и селена.

Теплота передается на группы модулей, которые одной «горячей» стороной контактируют с источником тепла, а другой «холодной» стороной – с охладителем.

За счет перепада температур между горячей и холодной поверхностями генерируется постоянный электрический ток.

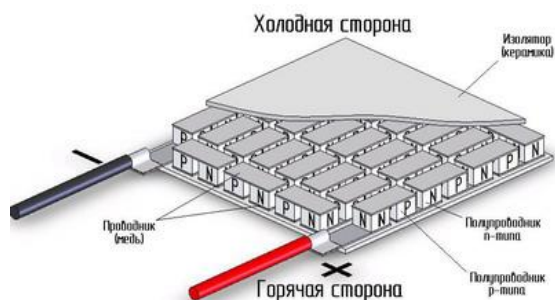


Рисунок П.1.1 Термоэлектрический модуль [105]

Общим недостатком всех модификаций термоэлектрических модулей является низкий КПД, который обычно не превышает 1,6...3,0 %. Теоретически КПД может достигнуть величины 10 %. Это является основным недостатком термоэлементов, поскольку создание на их основе ТЭГ приводит к большим габаритам электроустановок.

Термоэлектродгенераторы небольшой мощности (0,005...5 Вт) не потребляют топливо, и способны работать, используя естественные источники тепла – разность температур между почвой и атмосферой (рисунок П.1.2), или теплую трубу (рисунок П.1.3), по которой движется добываемый газ (таблица П.1.1). Работа таких ТЭГ не сопровождается акустическим шумом, при помещении в почву они скрыты от наблюдения, не имеют движущихся частей, работают в труднодоступных местах без необходимости вмешательства обслуживающего персонала.

Являются экологически чистыми источниками электрической энергии, нет выбросов в окружающую среду.



Рисунок П.1.2. Почвенные термоэлектродгенераторы

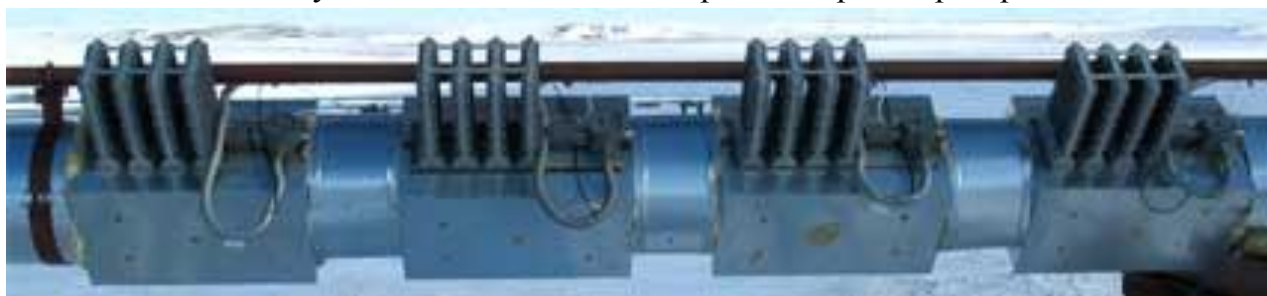


Рисунок П.1.3. Термоэлектрические генераторы на газопроводе

Предназначены для обеспечения питанием небольших автономных наземных и подземных дистанционных систем, которые включают в себя различные датчики и устройства связи, особенно эффективным является их применение в системах охранной сигнализации. Возможно их использование также для подзарядки аккумуляторов в комбинации с ветро- и солнечными установками.

Радиоизотопные ТЭГ (РИТЭГ) используют для получения электроэнергии тепловую энергию радиоактивного распада (таблица П.1.1). Применяются, в частности, в навигационных маяках, радиомаяках, метеостанциях и другом оборудовании, установленном в местности, где нет возможности воспользоваться другими источниками электропитания. В частности, их используют в качестве источников питания навигационного оборудования, установленного на побережье Северного Ледовитого океана вдоль трассы Северного морского пути, а также в космических аппаратах. РИТЭГ и наземного применения выпускались в СССР большой серией (в 1960...2000 годы изготовлено более 1000 штук, рисунок П.1.4).



Рисунок П.1.4. РИТЭГи на Кольском полуострове, 2003 г.,[106]

Положительным качеством РИТЭГов является однократная заправка топливом на весь срок службы (по различным оценкам от 10 до 30 лет). Отрицательные качества - радиационная опасность, сложная эксплуатация. Производство РИТЭГов прекращено, в основном из-за трудностей их обслуживания и утилизации, и возникающих в связи с этим экологических проблем.

Термоэлектрогенераторы ТЭГ-15, тЭГ-80, ГТГ-150Н, АТИТ-500, серия от АИП-150 до АИП-1500 используют тепло, выделяющееся в результате горения газообразного топлива (природного газа, пропана или пропан-бутановой смеси). Они обеспечивают наиболее высокие характеристики ТЭГ, и могут быть использованы в качестве автономного источника электротеплоснабжения аппаратуры, работающей в удаленных и труднодоступных регионах: необслуживаемые пункты связи, системы телеметрии, связи и катодной защиты магистральных газопроводов. Конструктивная особенность

агрегатов – возможность каскадирования блоков позволяет создавать энергоустановки в широком диапазоне мощности (15...1500 Вт).

Отсутствие движущихся частей дает возможность устанавливать периодичность обслуживания 1 год, и обеспечивает длительный эксплуатационный ресурс (10 и более лет). Серьезным недостатком рассматриваемых ТЭГ является открытое пламя, что неприемлемо для необслуживаемых объектов станций катодной защиты в условиях магистральных газопроводов. Выбросы в окружающую среду – продукты сгорания. Вандализационность высокая.

Этот недостаток отсутствует в каталитическом термоэлектрическом генераторе типа КАТЭГ.

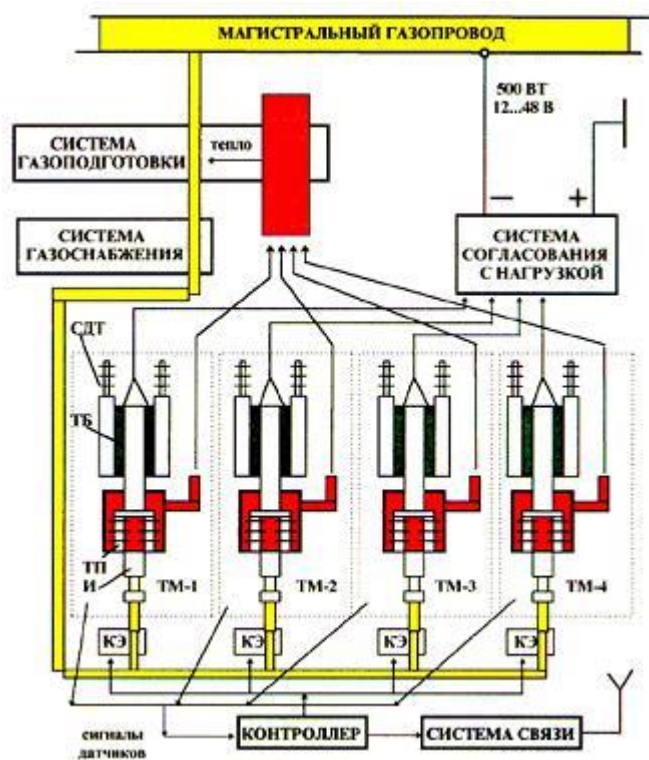


Рисунок П.1.5. Схема термоэлектродгенератора АТИТ-500
ТБ – термоэлектрическая батарея;
КЭ – клапан электромагнитный;
ТМ – термоэлектрический модуль;
И – инжектор; ТП – теплоприёмник;
СДТ – система диссипации тепла

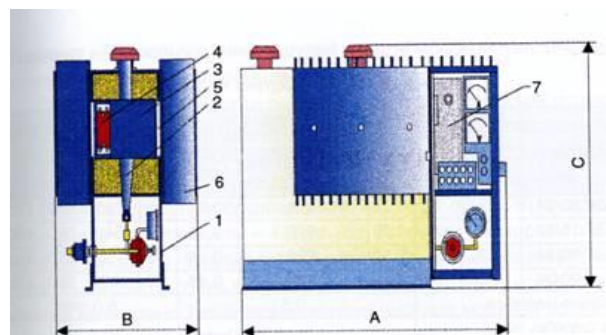


Рисунок П.1.6. Каталитический термоэлектрический генератор (КАТЭГ)
1 – корпус; 2 – инжектор; 3, 5 – камера каталитическая; 4 – катализатор;
6 – радиатор; 7 – аппаратурный отсек

Запуск КАТЭГ осуществляется зажигательным устройством до момента прогрева катализатора, после чего пламя гаснет и продолжается низкотемпературное каталитическое окисление топлива внутри слоя катализатора.

Принципиальным отличием КАТЭГ от других термоэлектрических генераторов является низкотемпературный каталитический способ сжигания топлива (процесс происходит при $400\ldots 500^{\circ}\text{C}$), что значительно повышает безопасность и устойчивость работы изделия при сложных климатических условиях. Единственным ограничением на применение КАТЭГ является чистота используемого топлива.

На основе КАТЭГ созданы и выпускаются каталитические термоэлектрические энергоустановки (КАТЭУ). Технические характеристики приведены в таблице П.1.1, внешний вид на рисунке П.1.7. Выбросы в окружающую среду – продукты окисления газа. Вандализационность высокая.

Развитие и улучшение характеристик термоэлектродгенераторов идет по пути поиска новых материалов, позволяющих увеличить съем мощности при одинаковой разности температур холодной и горячей поверхностей модулей. Применение в термоэлектродгенераторе теллурида свинца, легированного таллием, позволяет получить ЭДС в два раза выше, чем максимально эффективный в настоящее время и используемый на коммерческой основе теллурид свинца, легированный натрием.



Рисунок П.1.7. Каталитические термоэлектрические энергоустановки КАТЭУ-180/24, КАТЭУ-270/24, КАТЭУ-360/24, КАТЭУ-450/24, КАТЭУ-540/24, КАТЭУ-630/24, КАТЭУ-720/24, КАТЭУ-810/24, КАТЭУ-1080/24 [106].

Термоэлектрогенераторы

Таблица П.1.1

Обозначение, наименование	РИТЭГ (серия радиоизотопных термоэлектрических генераторов)	Серия от КАТЭУ-180/24 до КАТЭУ-1080/24 на основе КАТЭГ	Серия от АИП-150 до АИП- 1500 на основе ГТГ-150
Фирма	Всероссийский НИИ технической физики и автоматизации (ВНИИТФА) - разработчик (Москва)	ОАО «Газавтоматика», г.Саратов	ОАО «Газавтоматика», г.Саратов

П.1.2. Топливные электрохимические источники электроэнергии и тепла

П.1.2.1. Топливные элементы (ТЭ)

ТЭ-электрохимический генератор, устройство, обеспечивающее прямое преобразование химической энергии в электрическую [107; 108; 109]. Хотя то же самое происходит в электрических аккумуляторах, топливные элементы имеют два важных отличия:

- они функционируют до тех пор, пока топливо и окислитель поступают из внешнего источника;
- химический состав электролита в процессе работы не изменяется, то есть топливный элемент не нуждается в перезарядке.

Топливные элементы не имеют жёсткого ограничения на КПД, как тепловые машины. Соответственно, они могут иметь очень высокий коэффициент преобразования химической энергии в электрическую (до 80%).

Существующие типы топливных элементов, гибридных установок и их применение для производства электроэнергии и тепла

Во всех промышленно-развитых странах утверждены национальные программы работ по водородной энергетике и топливным элементам, которые финансируются как правительствами этих стран, так и частными компаниями. В США в работы по топливным элементам (ТЭ) и энергетическим установкам на их базе ежегодно инвестируется свыше 500 млн. долл.

Наиболее динамично развиваются эти работы в США, Канаде и Японии, где ведутся активные работы по коммерциализации водородной энергетики. Создано большое количество энергетических установок на топливных элементах мощностью от единиц ватт до мегаватт, уже сейчас конкурентоспособных с аналогичными установками, основанными на традиционных технологиях сгорания углеводородного топлива.

К концу 2006 года во всём мире уже было установлено более 800 стационарных энергетических установок на топливных элементах мощностью более 10 кВт. Их суммарная мощность - около 100 МВт. А общее количество установок на ТЭ превысило 5000 штук.

Топливный элемент состоит из двух электродов, разделенных электролитом, и систем подвода топлива на один электрод и окислителя на другой, а также системы для удаления продуктов реакции. В большинстве случаев для ускорения химической реакции используются катализаторы. Внешней электрической цепью топливный элемент соединен с нагрузкой, которая потребляет электроэнергию. В топливном элементе с

кислым электролитом (рисунок П.1.8) водород подается через полый анод и поступает в электролит через очень мелкие поры в материале электрода. При этом происходит разложение молекул водорода на атомы, которые в результате хемосорбции, отдавая каждый по одному электрону, превращаются в положительно заряженные ионы.

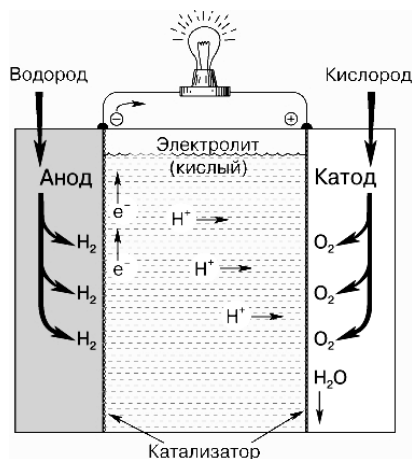


Рисунок П.1.8. Схема водородно - кислородного топливного элемента

Ионы водорода диффундируют через электролит к положительной стороне элемента. Подаваемый на катод кислород переходит в электролит и также реагирует на поверхности электрода с участием катализатора. При соединении его с ионами водорода и электронами, которые поступают из внешней цепи, образуется вода. В топливных элементах со щелочным электролитом (обычно это концентрированные гидроксиды натрия или калия) протекают схожие химические реакции. Водород проходит через анод и реагирует в присутствии катализатора с имеющимися в электролите ионами гидроксидов (OH^-) с образованием воды и электрона. На катоде кислород вступает в реакцию с водой, содержащейся в электролите, и электронами из внешней цепи. В последовательных стадиях реакций образуются ионы гидроксидов (а также пергидроксидов O_2H^-). Поток электронов и ионов поддерживает баланс заряда и вещества в электролите. Образующаяся в результате реакции вода частично разбавляет электролит. В любом топливном элементе часть энергии химической реакции превращается в тепло. Поток электронов во внешней цепи представляет собой постоянный ток, который используется для совершения работы.

Большинство реакций в топливных элементах обеспечивают ЭДС около 1В. Размыкание цепи или прекращение движения ионов останавливает работу топливного элемента. Процесс, происходящий в водородно-кислородном топливном элементе, по своей природе является обратным хорошо известному процессу электролиза, в котором происходит диссоциация воды при прохождении через электролит электрического тока. Действительно, в некоторых типах топливных элементов процесс может быть обращен —

приложив к электродам напряжение, можно разложить воду на водород и кислород, которые могут быть собраны на электродах. Если прекратить зарядку элемента и подключить к нему нагрузку, такой регенеративный топливный элемент сразу начнет работать в своем нормальном режиме. Теоретически размеры топливного элемента могут быть сколь угодно большими. Однако на практике несколько элементов объединяются в небольшие модули или батареи, которые соединяются либо последовательно, либо параллельно.

В последнее десятилетие XX века, когда вопросы надежности электроснабжения и экологические проблемы приобрели особо важное значение, многие фирмы в Европе, Японии и в США приступили к разработке и производству нескольких вариантов топливных элементов.

П.1.2.2. Топливные элементы с протонной мембраной (англ. Proton Exchange Membrane Fuel Cells, PEMFC)

Наиболее простыми являются щелочные топливные элементы, с которых началось освоение этого вида автономных источников энергии. Рабочая температура в этих ТЭ составляет 80...95°C, электролитом является 30%-ный раствор едкого калия. Работают щелочные ТЭ на чистом водороде.

Топливный элемент с протонной мембраной, состоит из полимерной мембраны, помещенной между анодом (положительным электродом) и катодом (отрицательным электродом) вместе с катализаторами. Полимерная мембрана используется в качестве электролита.

Протонообменная мембрана представляет собой тонкое (толщиной примерно в 2...7 листов обыкновенной бумаги) твердое органическое соединение. Эта мембрана функционирует как электролит: разделяет вещество на положительно и отрицательно заряженные ионы в присутствии воды.

На аноде происходит окислительный процесс, а на катоде - восстановительный. Electrodes в PEM- элементе сделаны из пористого материала, представляющего собой смесь частичек углерода и платины. Платина выступает в роли катализатора, способствующего протеканию реакции диссоциации. Анод и катод выполнены пористыми для свободного прохождения сквозь них водорода и кислорода соответственно.

Electrodes помещены между двумя металлическими пластинами, которые подводят к аноду и катоду водород и кислород, а отводят тепло и воду, а также электрическую энергию. Молекулы водорода сквозь каналы в пластине поступают на анод, где происходит разложение молекул на отдельные атомы.

Затем в результате хемосорбции в присутствии катализатора атомы водорода, отдавая каждый по одному электрону e^- , превращаются в положительно заряженные ионы водорода H^+ , то есть протоны. Протоны через мембрану диффундируют к катоду, а поток электронов направляется к катоду через внешнюю электрическую цепь, к которой подключена нагрузка (потребитель электрической энергии).

Кислород, подаваемый на катод, в присутствии катализатора вступает в химическую реакцию с ионами водорода (протонами) из протонообменной мембраны и электронами из внешней электрической цепи. В результате химической реакции образуется вода.

Отдельный топливный элемент обеспечивают ЭДС менее 1,16 В. Можно увеличить размеры топливных элементов, однако, на практике используют несколько элементов, соединенных в батареи (рисунок П.1.9).

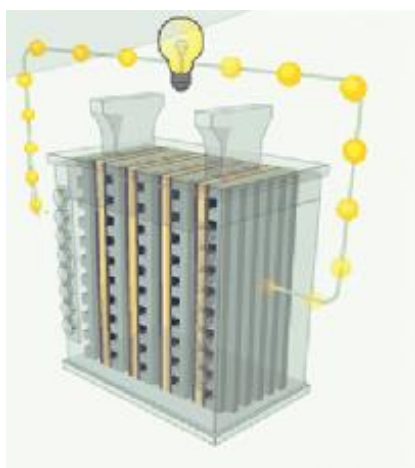


Рисунок П.9. Батарея топливных элементов

Эти топливные элементы функционируют при относительно низких рабочих температурах. Они отличаются высокой удельной мощностью, позволяют быстро регулировать выходную мощность, могут быть быстро включены.

Недостаток этого типа элементов — высокие требования к качеству топлива, поскольку загрязненное топливо может вывести из строя мембрану.

Номинальная мощность топливных элементов этого типа составляет 1...100 кВт.

Топливные элементы с протонообменной мембраной первоначально были разработаны корпорацией «General Electric» в 1960-х годах по заказу НАСА. Из-за простоты и надежности такие топливные элементы использовались в качестве источника энергии на пилотируемом космическом корабле «Gemini».

В ЦНИИ СЭТ (Санкт-Петербург) в 1978...2000 годах создано несколько корабельных установок на основе низкотемпературных водородно-кислородных ТЭ со щелочным электролитом. Мощность установки Кристалл-20 составляет 130 кВт, установки Кристалл-27... 300 кВт (рисунок П.1.10).

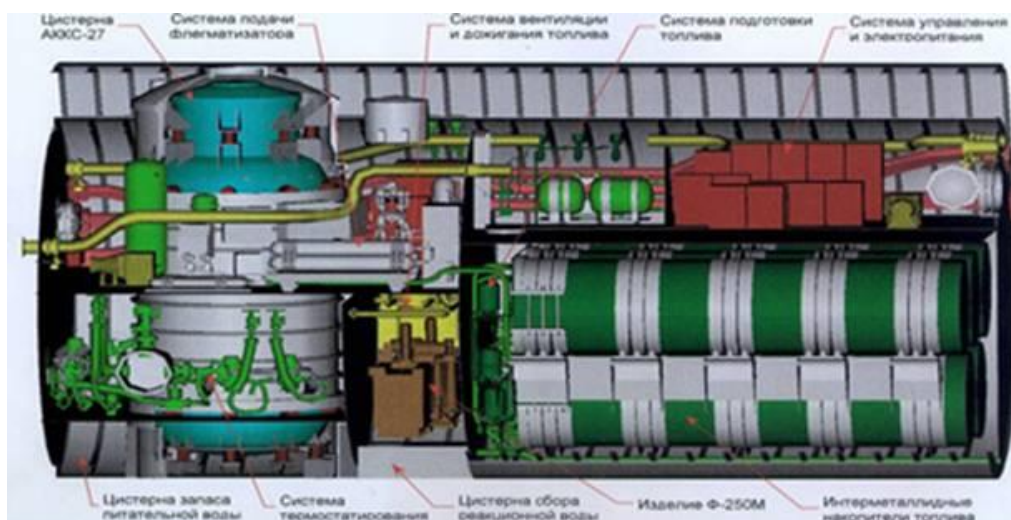


Рисунок П.1.10. Энергетическая установка с ТЭ Кристалл-27

С начала 90-х годов XX века и по настоящее время в ЦНИИ СЭТ проводятся разработки стационарных энергоустановок для объектов децентрализованной энергетики специального и общегражданского назначения. Эти разработки применяются также и для транспорта. Они имеют ряд уровней мощности от единиц киловатт до нескольких МВт и различные типы систем хранения и получения топлива и окислителя.

Электротеплогенератор (ЭТГ) разработан на основе твердополимерных водородо-воздушных ТЭ. Получение водорода осуществляется методом конверсии углеводородного топлива (природного газа). Электрическая мощность ЭТГ - до 5 кВт, тепловая мощность - до 7 кВт.

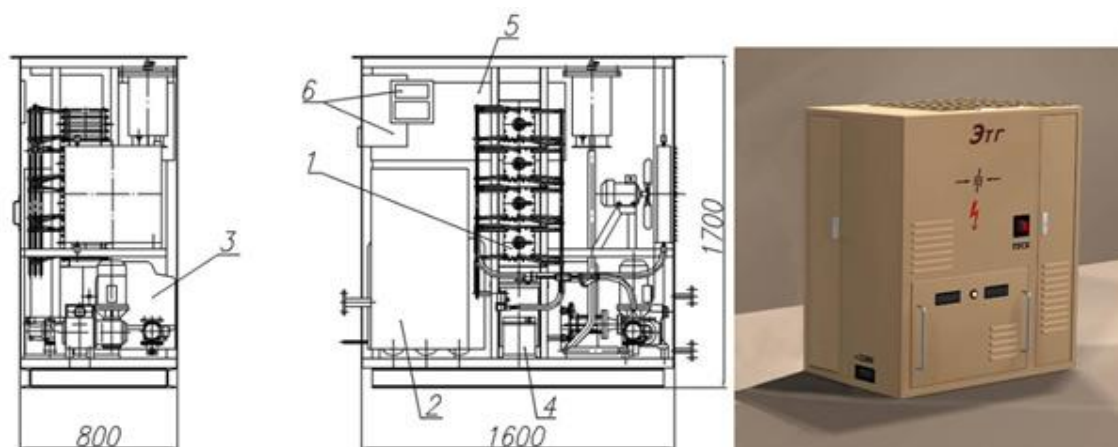


Рисунок П.1.11. Электротеплогенератор ЦНИИ СЭТ

В состав ЭТГ входят: 1 - батарея топливных элементов; 2 - топливный процессор; 3 - нагнетатель воздуха; 4 - аккумуляторная батарея; 5 - преобразователь напряжения; 6 - система управления

С 1997 года ЦНИИ СЭТ занимается разработкой ТЭ с твердополимерным электролитом (ТЭ с ТПЭ) и батареей топливных элементов (БТЭ) на их основе. В этом

направлении достигнуто значительное продвижение, изготовлено более 20 полномасштабных БТЭ (площадь активной поверхности ТЭ 576 см²) мощностью от 4 до 15 кВт с использованием отечественного твердополимерного электролита (мембрана МФ 4СК) и эксклюзивной технологии формирования активного каталитического слоя в теле мембраны.



Рисунок П.1.12. Топливные элементы с твердополимерным электролитом и батарея ТЭ на их основе

В 2005 году в рамках программы “Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития науки и техники” ЦНИИ СЭТ совместно российским научным центром “Курчатовский институт” начаты работы по созданию модульной ЭУ мощностью до 10 кВт. Модульная ЭУ создается на основе водородо-воздушных топливных элементов с твердополимерным электролитом и системой получения водорода методом конверсии углеводородного топлива.

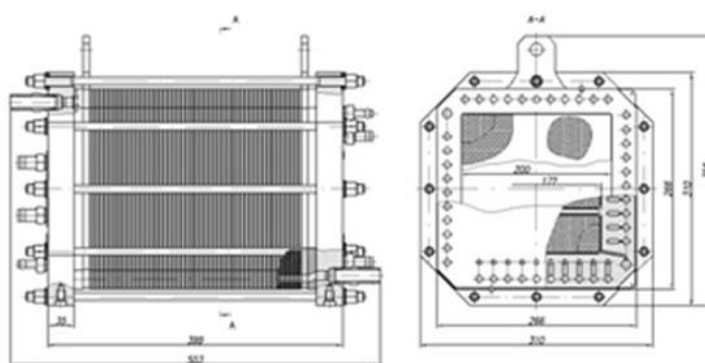


Рисунок П.1.13. Батарея ТЭ на основе водородо-воздушных ТЭ

Опытный образец энергетической установки имеет следующие характеристики:

Характеристики модульной энергетической установки ЦНИИ СЭТ [110]

Таблица П.1.3

Мощность	до 10 кВт
Параметры электрической энергии	220В, 50 Гц
Время запуска из горячего состояния при +50°C	5 мин
Количество вводов-выводов	200

Мощность	до 10 кВт
Ресурс	10000 час, с доведением впоследствии до 30000 – 40000 час.
Срок службы	5 лет
Топливо	Водород, конвертированное углеводородное топливо
Окислитель	Кислород атмосферного воздуха
Температура окружающей среды,	-5 ... +40°C
Стоимость 1 кВт установленной мощности при серийном производстве	15000 руб.

Топливные элементы на основе фосфорной кислоты (англ. Phosphoric Acid fuel cell PAFC). В качестве электролита в этих топливных элементах используется раствор фосфорной кислоты. Электроды выполнены из бумаги, покрытой углеродом, в котором рассеян платиновый катализатор.

Электрический КПД топливных элементов PAFC составляет 37...42 %. Однако, поскольку эти топливные элементы работают при достаточно высокой температуре, то имеется возможность использовать пар, образующийся в результате работы. В этом случае общий КПД может достигать 80 %.

Для производства энергии водородсодержащее сырье необходимо преобразовать в чистый водород в процессе реформинга. Например, если в качестве топлива используется бензин, то необходимо удалить серосодержащие соединения, поскольку сера может вывести из строя платиновый катализатор.

Топливные элементы типа PAFC были первыми коммерческим топливными элементами, использование которых стало оправданным с экономической точки зрения. Наиболее распространенной моделью стал топливный элемент «PC25» мощностью 200 кВт производства «ONSI Corporation» (сейчас «United Technologies, Inc.»). Например, эти элементы используются в качестве источника тепловой и электрической энергии в полицейском участке в Центральном Парке Нью-Йорка или в качестве дополнительного источника энергии высотного здания «Conde Nast Building & Four Times Square». Самая большая установка этого типа проходит испытания в качестве электростанции мощностью 11 МВт, расположенной в Японии.

Топливные элементы на основе ортофосфорной кислоты используются и в качестве источника энергии в транспортных средствах. Например, в 1994 году корпорация «H-Power Corp.», Джорджтаунский университет и Министерство энергетики США оборудовали автобус энергетической установкой мощностью 50 кВт.

Испытания топливных элементов этого типа были проведены уже в начале 1970-х годов. Диапазон рабочих температур - 150...200 °С. Основная область применения - автономные источники тепло- и электроснабжения средней мощности (около 200 кВт).

П.1.2.3. Топливные элементы на основе расплавленного карбоната (англ. Molten Carbonate Fuel Cells (MCFC))

Электролит состоит из солей карбоната калия и карбоната лития, нагретых примерно до 650°C . В этих условиях соли находятся в расплавленном состоянии, образуя электролит. На аноде водород взаимодействует с ионами CO_2 , образуя воду, диоксид углерода и высвобождая электроны, которые направляются во внешнюю цепь, а на катоде кислород взаимодействует с диоксидом углерода и электронами из внешней цепи, вновь образуя ионы CO_2 .

В программах НАСА «Apollo», «Apollo-Soyuz» и «Skylab» в качестве источника энергоснабжения использовались именно такие топливные элементы (рисунок П.14). В эти же годы военное ведомство США испытывало несколько образцов топливных элементов MCFC производства «Texas Instruments», в которых в качестве топлива использовались армейские сорта бензина. В середине 1970-х годов Министерство энергетики США начало исследования, целью которых было создание стационарного топливного элемента на основе расплавленного карбоната, пригодного для практического применения. В 1990-х годах был введен в действие ряд коммерческих установок номинальной мощностью до 250 кВт, например, на авиабазе ВМФ США «Miramar» в Калифорнии. В 1996 году компания «FuelCell Energy, Inc.» запустила в опытную эксплуатацию предсерийную установку номинальной мощностью 2 МВт в Санта-Кларе, Калифорния.

Топливные элементы данного типа функционируют при высоких температурах $600\ldots 700^{\circ}\text{C}$. Такие рабочие температуры позволяют использовать топливо непосредственно в самой ячейке, без использования отдельного реформера. Этот процесс получил название «внутренний реформинг». Он позволяет значительно упростить конструкцию топливного элемента.



Рисунок П.1.14. Топливный элемент на основе расплавленного карбоната (MCFC), установленный на космическом корабле «Apollo» (экспонат Музея космической истории, Аламогордо, штат Нью-Мексико, США)

П.1.2.4. Твердооксидные топливные элементы (англ. Solid oxide fuel cells, SOFC)

Их применяется в основном для стационарных установок мощностью от 1 кВт и выше. Они работают при очень высокой температуре ($700^{\circ}\text{C} \dots 1000^{\circ}\text{C}$), и их отработанные газы могут использоваться для приведения в действие газовой турбины, что позволяет получить уже в настоящее время КПД такой гибридной установки до 70%.

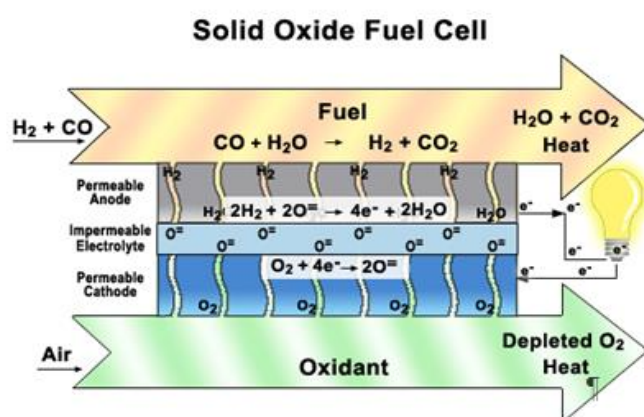


Рисунок П.1.15. Схема SOFC[111]

В твердооксидных топливных элементах, ионы кислорода проходят через твердый оксид, который используется в качестве электролита, и при высокой температуре реагирует с водородом на аноде. Для работы твердооксидных топливных элементов необходима высокая температура (что требует специальных керамических материалов), зато они не нуждаются в таком дорогом катализаторе, как платина (топливные элементы с протонно-обменной мембраной). Это также значит, что твердооксидные топливные элементы не отравляются монооксидом углерода, и в них могут использоваться разные виды топлива. Твердооксидные топливные элементы могут работать на метане, пропане, бутане, газе, полученном из биомассы. Сера, если она содержится в топливе, должна быть удалена перед поступлением его в топливный элемент.

SOFC состоит из катода, к которому подводится воздух и, проходя через поры диссоциирует, ионизируется и проходит через электролит в зону реакции на стороне анода. Там он окисляет водород до воды, которая уносится с топливным потоком вовне, а образующиеся при этой реакции свободные электроны проходят через внешнюю цепь на катод. И процесс повторяется. На каждую моль воды выделяется 237 кДж. Что эквивалентно 1,23 В, это теоретически максимально возможное напряжение, но на практике оно ниже 1В.

Существует два варианта строения элементов SOFC. При плоском строении компоненты собраны в плоские батареи, в которых воздух и водород традиционно поступают к элементам по каналам, встроенным в анод и катод. При трубчатом строении воздух подается внутрь расширенной трубы топливного элемента (которая

запечатана с одной стороны), в то время как топливо течет снаружи трубы. Труба сама по себе формирует катод, и компоненты элемента выстраиваются вокруг неё слоями.

Комбинированные установки на основе SOFC и газовых турбин могут иметь КПД теоретически до 82%, а это огромная экономия CO₂ выбросов и средств, потраченных на топливо. Также является перспективным использование SOFC установок малой и средней мощности для децентрализованного энергоснабжения, так как существующая инфраструктура газовых и электрических сетей идеально подходит для этого.

Технология топливных элементов находится сегодня перед прорывом на рынок. По оценкам, в Германии к 2014 году доля твердооксидных топливных элементов в отоплении и электроснабжении составит 10–30%. Энергоустановки на их основе электрической мощностью 1,5 кВт и тепловой мощностью 2,9 кВт будут использоваться в коттеджах и многоквартирных домах.

Твердотельные оксидные топливные элементы отличаются простотой конструкцией и функционируют при очень высоких температурах: 700...1000°C. Такие высокие температуры позволяют использовать относительно «грязное», неочищенное топливо. Такие же особенности, как и у топливных элементов, на основе расплавленного карбоната, определяют и сходную область применения - крупные стационарные источники тепловой и электрической энергии.

Твердотельные оксидные топливные элементы конструктивно отличаются от топливных элементов на основе технологий PAFC и MCFC. Анод, катод и электролит изготовлены из специальных сортов керамики. Электролит образует кристаллическую решетку, покрытую с обеих сторон пористым электродным материалом. Конструктивно такие элементы выполняются в виде трубок или плоских плат, что позволяет при их изготовлении использовать технологии, широко применяемые в электронной промышленности.

Первые опытные образцы таких топливных элементов были созданы в конце 1950-х годов рядом американских и голландских компаний. Большинство этих компаний вскоре отказались от дальнейших исследований из-за технологических трудностей, однако одна из них, «Westinghouse Electric Corp.» (сейчас «Siemens Westinghouse Power Corporation»), продолжила работы. В настоящее время эта компания принимает предварительные заказы на коммерческую модель твердотельного оксидного топливного элемента трубчатой топологии, появление которой ожидается в этом году (рисунок П.16). Рыночный сегмент таких элементов - стационарные установки для производства тепловой и электрической энергии мощностью от 250 кВт до 5 МВт.

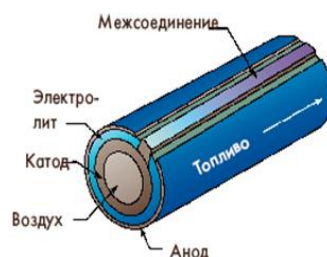


Рисунок П.1.16. Схема отдельной ячейки твердотельного оксидного топливного элемента (SOFC) трубчатой топологии производства компании «Siemens Westinghouse Power Corporation»

Топливные элементы типа SOFC продемонстрировали очень высокую надежность. Например, прототип топливного элемента производства «Siemens Westinghouse» наработал 16 600 часов и продолжает работать, что стало самым длительным непрерывным сроком эксплуатации топливного элемента в мире.

Первая гибридная установка работает в Ирвайне, Калифорния. Номинальная мощность этой установки - 220 кВт, из них 200 кВт от топливного элемента и 20 кВт от микротурбинного генератора.

Твердооксидные топливные элементы достигли высоких показателей эффективности (в настоящее время 60...70%), а высокая температура работы позволяет производить внутреннюю переработку топлива (природный газ). Другие преимущества работы при высокой температуре – это то, что кинетические реакции в SOFC проходят проще, и не требуют присутствия металлического катализатора. Однако, проблемой в таком случае может быть высокотемпературная коррозия, что требует использования дорогих материалов и защитных слоёв внутри элемента. В прошлом также существовали проблемы с изоляцией.

Рынок SOFC в настоящее время. Практически применимые SOFC установки можно классифицировать в три основные группы: стационарного использования (большие стационарные энергогенераторы с мощностью выше 10 кВт и малые генераторы ниже 10 кВт), для использования на транспорте и портативные. Большинство функционирующих установок на основе SOFC являются малыми стационарными установками. В эту группу включены стационарные установки, используемые для подачи энергии в дома, установки для промышленного применения, где требуются источники бесперебойного питания (например, в банках) и для военного применения.

По географическому признаку, на территории Европы расположены 35% всех установок. Вторым регионом по числу установок является Северная Америка,

поскольку большая часть исследований, развитие и промышленное использование SOFC-систем происходит именно в этих двух регионах.

С точки зрения вовлечения государственной поддержки в сфере развития твердооксидных топливных элементов можно сказать, что в большинстве регионов эта поддержка была осуществлена лишь в какой-то мере. Однако, особый интерес проявляется в Японии, где совсем недавно были произведены существенные продвижения в этой области. Впервые поддержка технологии SOFC была включена в бюджет Японии. Это говорит о том, что ранее правительство Японии не находило оправдания финансированию SOFC, однако, в результате всесторонних исследований и разработок технология стала всё более привлекательна для инвестиций. Вдобавок японское правительство недавно опубликовало подробности пересмотренной стратегии, касающейся развития PEM, DMFC, SOFC и водородных двигателей вплоть до 2025 года. Хотя относительно SOFC фокус всё ещё остаётся в области исследований и разработок, нежели на коммерческом использовании, ожидается, что этот документ даст толчок к дальнейшим разработкам топливных элементов и их внедрению в Японии и поспособствует продвижению подобных стратегических планов по всему миру.

Westinghouse Electric продолжила развитие SOFC-систем и в 1998г. объединилась с компанией Siemens, образовав корпорацию Siemens-Westinghouse Power Corporation. Вновь созданная компания сфокусировалась на концепции трубчатых SOFC, что обозначило прекращение собственных разработок Siemens в области технологии плоских SOFC. Siemens Westinghouse продолжает развивать и осуществлять промышленное внедрение трубчатых систем, в то время как разработка плоских SOFC продолжена немецкими компаниями Entwicklungsgesellschaft Brennstoffzelle GmbH и Fraunhofer-IKTS.

Сегодня на рынке SOFC основным движущим фактором развития является интерес со стороны военного сектора. Кроме того, несколько крупных автопроизводителей заявили о том, что будут применять SOFC- системы вспомогательного питания, к тому же появляются программы, спонсируемые правительством (такие как Solid State Energy Conversion Alliance, или SECA, программа в США). Всё это гарантирует то, что промышленность, наука и правительство будут достигать новых успехов в развитии технологии элементов SOFC.

П.1.2.5. Перспективы развития ТЭ

Будущее у технологии ТЭ многообещающее. Многие компании работают над коммерческим внедрением данной технологии, и значительное число исследовательских программ направлены на дальнейшее осмысление и реализацию потенциальных путей

развития ТЭ. Говоря о будущих целях, некоторые организации фокусируются на снижении рабочих температур и разработке SOFC-систем, работающих на промежуточной температуре. Уменьшение габаритов установок на топливных элементах также является одной из основных задач, которые необходимо решить для того, чтобы осуществить их будущее коммерческое использование.

Пороги для входа ТЭ на рынок всё ещё высоки. Компоненты и материалы дорогостоящи, стоимость производства высока и всё ещё многое необходимо предпринять перед полным промышленным внедрением технологии. Интерес со стороны таких секторов как военный будет продолжать ужесточать требования к технологии и поможет достигнуть полной коммерциализации этого рынка. Остается надеяться, что 2009 год будет, как утверждают многие разработчики, успешным для внедрения стационарных систем, так как коммерциализация остается целью наибольшего приоритета и в конце концов будет достигнута.

Сравнительная таблица параметров для различных топливных элементов

Таблица П.1.4

	PEM	PAFC	MCFC	SOFC	Микро ГТУ	Дизельный двигатель	Двигатель Стирлинга
Общий КПД с учетом теплофикации при использовании природного газа, %	35	65	70	80-85	~75	~78	~77

П.1.2.6. Гибридные установки (ТЭ - газовая турбина, SOFC/GT)

Интересным путём развития стационарных приложений было развитие гибридных установок: использование топливного элемента в сочетании с газовой турбиной.

Данную стратегию развивали такие компании как: **FuelCell Energy** (MCFC), **GE Energy** (SOFC), **Rolls Royce** (SOFC) и **Siemens Westinghouse** (SOFC).

Гибриды имеют большую эффективность, более низкую стоимость обслуживания, и лучшую утилизацию тепловой энергии.

Принцип использования газотурбинных установок в интегрированном цикле с топливными элементами известен уже давно. Анализ существующей литературы говорит о том, что это понятие первоначально было проанализировано путем сравнения сетевой мощности (net power) 3х видов энергетических установок с применением топливных элементов, включая SOFC (управляемое повышенным давлением, которое поступает из преобразователя природного газа), топливная ячейка и газовая турбина, вырабатывающую энергию. Научные исследования и разработки SOFC для больших силовых систем существенно продвинулись с начала 1990-ых, например, в исследованиях Harvey и Richter, которые описали закрытый цикл использования твердого окисного топливного элемента и интегрированной газовой турбины. Оптимальные параметры цикла были получены на основе вычислений, произведенных в среде ASPEN PLUS компании Aspen Technology, и симулятора топливного элемента, разработанного Национальной Лаборатории Аспена, Швеция (ANL).

В 1997 году была запущена программа, целью которой стало развитие и демонстрация герметичного твердого окисного топливного элемента (PSOFC) и газовой турбины (GT), объединенных в энергетическую установку. Первая полная система SOFC/GT была поставлена Siemens Westinghouse в Southern Californian Edison в мае 2000 года. Вторая гибридная система была построена для Онтарио Hydro, Канада, и дальнейшие установки в настоящее время строятся для клиентов в Европе.

Теоретическое изучение комбинированного цикла SOFC и газотурбинного цикла затронули растущее внимание нескольких исследователей по всему миру. Главная цель - непредубежденная оценка перспектив работы и эксплуатации таких систем. Есть несколько предыдущих исследований в литературе, включающих анализ термодинамики, конструкции и модели работы. Всестороннее изучение провели Massardo и Lubelli, которые исследовали работу топливного элемента (IRSOFC) и газовой турбины и объединили циклы. Они развивали математическую модель, которая симулировала операции, происходящие в топливном элементе. Большинство этих и предыдущих исследований подчеркивают важность работы по числовому моделированию SOFC.

Недавнее исследование Granovskii и др. включало анализ эксергии для двух систем SOFC/GT, чтобы определить их полезные действия и способности производства мощностей при различных расходах кислорода через электролит SOFC. Кроме того, в прошлой работе Cocco and Tola провели сравнительный анализ работы электростанции

[illegible]

Конфигурация системы	Эффективность	Ссылка на источник
1.5 MW integrated IRSOFC with two GTs and one HRSG	60.00	Calise et al.

При помещении твердооксидного топливного элемента под давление, напряжение на выходе возрастает, что, в свою очередь, ведет к росту производительности и КПД элемента. Например, при работе под давлением в 3 атмосферы выходная мощность увеличивается на ~10%. Однако, такое отдельно взятое улучшение может не оправдать затраты на сжатие, тем не менее возможно объединение топливного элемента и газовой турбины, ведь для функционирования последней требуется поток нагретого сжатого газа. Так как батарея SOFC работает при 1000°C, она выделяет отработанный газ с высокой температурой. Этот газ становится потоком нагретого сжатого газа, который может быть использован для вращения турбины. В случае, когда SOFC находится под давлением и объединен с газовой турбиной, сжатый воздух, необходимый топливному элементу, может быть получен от компрессора, тогда топливный элемент может функционировать как камера сгорания, а его уходящие газы могут передавать энергию турбине, и, далее, компрессору и отдельному генератору. Результатом этого является гибридный цикл, который демонстрирует беспрецедентную эффективность генерации электроэнергии.

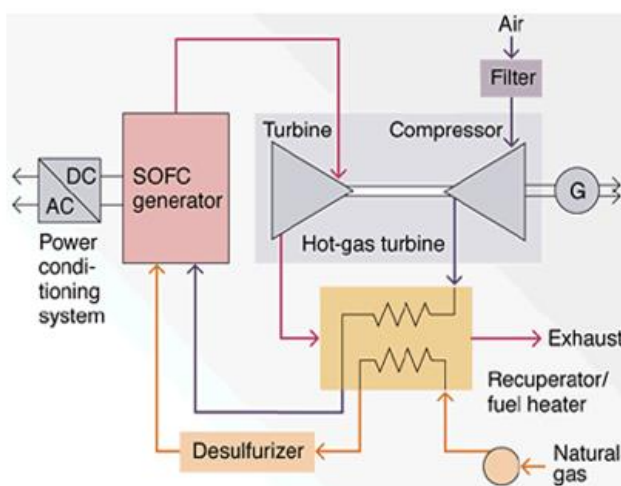


Рисунок П.1.17. Схема работы SOFC - Газовой турбины (гибридный цикл)

При нормальном функционировании под давлением, воздух попадает в компрессор (compressor) и его давление повышается до ~ 3 атмосфер. Затем воздух проходит через рекуператор (recuperator), где он предварительно нагревается и направляется в топливный элемент. Топливо под давлением проходит очистку от серы, и также попадает в SOFC, где и происходит электрохимическая реакция. Нагретое рабочее тело покидает SOFC и идет в турбину, который приводит в действие компрессор и генератор. Газы из турбины попадают в рекуператор и потом выпускаются в атмосферу. При температуре $\sim 200^\circ\text{C}$ рабочего тела и выше возможен нагрев воды для теплофикации. Таким образом, электроэнергия генерируется SOFC (постоянный ток, dc) и генератором (переменный ток, ac) с использованием одного и того же потока газа/топлива. Анализ показывает, что в таких гибридных системах SOFC/GT при использовании малых газовых турбин электрический КПД в 55% может быть достигнут в электростанциях такой малой мощности, таких, как 50 кВт, и $\sim 60\%$ у электростанций в 1 МВт. А усовершенствованных установок большего размера при мощности в 2...3 МВт достигим электрический КПД вплоть до 70%.

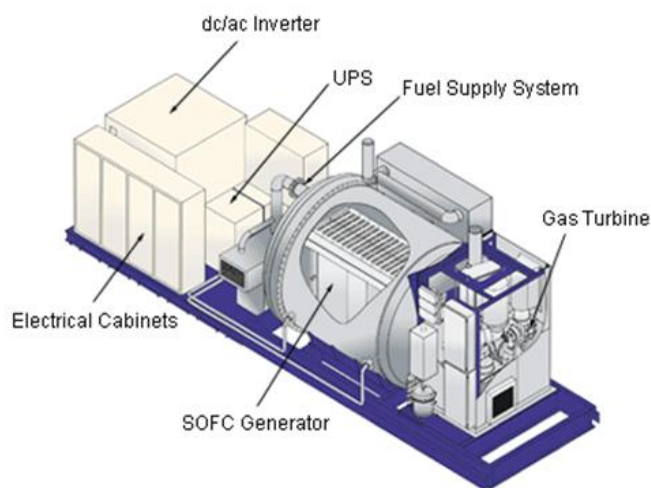


Рисунок П.1.18. Гибридная система SOFC/GT



Рисунок П.1.19. 220-кВт гибридная установка с генератором на основе твердооксидного топливного элемента (SOFC) компании «Siemens»



Рисунок П.1.20. Гибридная установка SOFC/GT производства компании General Electric (США)



Рисунок П.1.21. Гибридная установка SOFC/GT производства компании Mitsubishi (Япония)



Рисунок П.1.22. 300-кВт гибридная система SOFC/GT, представленная в Питсбурге, штат Пенсильвания (США)

П.1.2.7. История исследований ТЭ в России

В СССР публикации о топливных элементах появились в 1941 году [112].

Первые исследования начались в 60-х годах. РКК «Энергия» (с 1966 года) разрабатывала РАФС элементы для советской лунной программы. С 1987 года по 2005 «Энергия» произвела около 100 топливных элементов, которые наработали суммарно около 80000 часов. Во время работ над программой «Буран», исследовались щелочные AFC элементы. На «Буране» были установлены 10 кВт топливные элементы.

В 70-80 годы «Квант» совместно с рижским автобусным заводом «РАФ» разрабатывали щелочные элементы для автобусов. Прототип автобуса на топливных элементах был изготовлен в 1982 году.

В 1989 году «Институт высокотемпературной электрохимии» (Екатеринбург) произвёл первую SOFC установку мощностью 1 кВт.

В 1978...2007 годах ЦНИИ СЭТ (Санкт-Петербург) создал ряд энергетических установок с ТЭ в диапазоне мощности 1 – 300 кВт по технологии PEMFC.

В 1999 году АвтоВАЗ начал работы с топливными элементами. К 2003 году на базе автомобиля ВАЗ-2131 было создано несколько опытных экземпляров. В моторном отсеке автомобиля располагались батареи топливных элементов, а баки со сжатым водородом в багажном отделении, то есть была применена классическая схема расположения силового агрегата и топливных баков-баллонов.

В 2003 году было подписано генеральное соглашение о сотрудничестве между Российской академией наук и компанией "Норильский никель" в области водородной энергетики и топливных элементов. Это привело к учреждению в 2005 году Национальной инновационной компании «Новые энергетические проекты», которая в 2006 году произвела резервную энергетическую установку на основе ТЭ с твердым полимерным электролитом мощностью 1 кВт.

Над созданием образцов электростанций на топливных элементах работают Газпром и федеральные ядерные центры РФ. Твердооксидные топливные элементы российской разработки, появятся, видимо, в 2010...2015 годах.

Потенциальные возможности гибридных установок.

Наименьшие выбросы среди любых электростанций на природном газе:

NO_x – менее, чем 0.5 промилле

SO_x – не измеримо

CO – не измеримо

VOCs - не измеримо (летучие органические вещества)

CO_2 – обратно пропорционально высокой эффективности, таким образом, примерно на 50% меньше, чем при использовании стандартных систем.

Высокий электрический КПД. Достигнуто 46% при давлении в 1 атмосферу в системе совместного производства теплоты и электроэнергии с SOFC. Достигнуто 53% (из желаемых 55...60%) при 3 атмосферах для гибридной системы SOFC/GT.

Легкое обращение, надежная работа

Использует воздушное охлаждение батареи, без воды.

Встроенный в батарею реформинг - установка преобразования природного газа.

Продемонстрирована высокая надежность.

Элементы в твердом состоянии: нет жидкого электролита, который может протечь, следовательно, нет коррозии.

Трубчатый элемент с закрытым концом: не требуется высокоточного запечатывания.

Устойчивость тепловых циклов: больше 100 тепловых циклов между температурой окружающей среды и 1000° С.

Потенциальное время службы батареи: 5...10 лет для первых произведенных систем по результатам продемонстрированного рабочего времени больше 69000 часов (~8 лет).

Стабильность напряжения: ухудшение менее 0.1% за 1000 часов.

Потенциал комбинированного производства тепловой и электрической энергии: из модуля SOFC газ выходит при температуре выше 800° С.

П.1.3. Солнечная энергетика

Солнечная энергетика – отрасль мировой энергетики, связанная с получением полезной энергии путем преобразования солнечного излучения. Солнечная энергетика использует возобновляемый источник энергии и является экологически чистой энергией.

Несомненными достоинствами солнечной энергетики являются общедоступность и неисчерпаемость источника.

Карта мощности солнечного излучения показывает неравномерность его распределения по земной поверхности (рисунок П.1.23). К сожалению, территория России попадает в основном в зону с невысоким уровнем солнечного излучения. Однако, в этой зоне находятся и большинство европейских стран, в том числе Германия, которая в настоящее время является мировым лидером по вводу в строй новых мощностей преобразователей солнечной энергии.

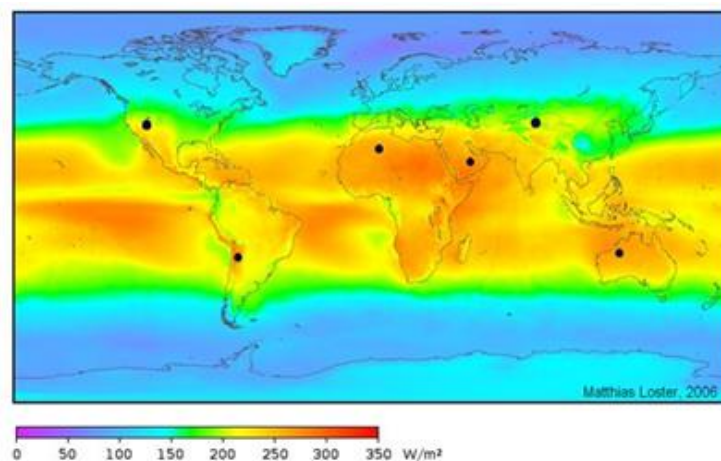


Рисунок П.1.23. Карта мощности солнечного излучения [113]

Способы получения электроэнергии и тепла из солнечного излучения:

Получение электроэнергии с помощью фотоэлементов (прямое преобразование солнечной энергии в электрическую).

Гелиотермальная энергетика - нагревание поверхности, поглощающей солнечные лучи, и теплоносителя, последующее распределение и использование тепловой энергии, часть которой превращается в электрическую с помощью турбинной или поршневой тепловой машины и электрогенератора.

П.1.3.1. Проблемы солнечной энергетики

а) Фундаментальные проблемы.

Невысокий КПД фотоэлементов, который в настоящее время составляет в среднем 16%, и не превышает 30%. В связи с этим требуются большие площади под размещение панелей.

Атмосферные явления (облака, туман, пыль и др.) изменяют спектр и интенсивность падающего на поверхность Земли солнечного излучения, и уменьшают электрическую и тепловую мощность, которую можно получить.

б) Технические проблемы.

Фотоэлементы работают днём, но с меньшей эффективностью работают в утренних и вечерних сумерках. Кроме того, производимое ими количество электроэнергии может резко и неожиданно колебаться из-за смены погоды. Для преодоления этих недостатков на солнечных электростанциях должны использоваться эффективные электрические аккумуляторы, либо преобразование в другие виды энергии для аккумуляирования.

На сегодняшний день сравнительная дороговизна солнечных фотоэлементов. С развитием технологии и ростом цен на ископаемые энергоносители этот недостаток преодолевается. В 1990...2005 гг. цены на фотоэлементы снижались в среднем на 4 % в год. Пока что тепловые машины производят более дешёвую электроэнергию с более высоким КПД.

Поверхность фотопанелей или зеркал нужно очищать от пыли и других загрязнений.

Эффективность фотоэлектрических элементов падает при их нагреве, поэтому в местностях с высокой мощностью солнечного излучения возникает необходимость в установке систем охлаждения.

Через 30 лет эксплуатации эффективность фотоэлектрических элементов начинает снижаться. Отработавшие свой срок фотоэлементы, хотя и незначительная их часть, в основном специального назначения, содержат зачастую компоненты (кадмий), которые недопустимо выбрасывать на свалку. Нужно развитие индустрии по их утилизации.

Типы фотоэлектрических элементов

В настоящее время около 87,5% производимых в мире солнечных фотоэлементов [114] изготавливается на основе кристаллического кремния. В 2008 г. 38,3% фотоэлементов были изготовлены на основе монокристаллического кремния, 47,7% - на основе поли- или мультикристаллического кремния, 1,5% - в виде микрокристаллических кремниевых лент.

Около 12,5% мирового рынка солнечных фотоэлементов сегодня составляют фотоэлементы, производимые в виде тонких плёнок таких материалов, как аморфный кремний, теллурид кадмия, диселенид меди и индия (CIS) и других, нанесённых на

различные подложки. За период с 1999 г. по 2006 г. поставки тонкоплёночных фотоэлементов росли ежегодно в среднем на 80 %.

Технологии производства фотоэлементов, использующие кристаллический кремний, в настоящее время преобладают; ожидается, что они сохранят свои доминирующие позиции и в ближайшее десятилетие. Эти технологии обеспечивают максимальные КПД фотоэлементов, производимых в промышленных масштабах (в среднем, 16%, лучшие образцы достигают КПД 25%; средний КПД должен подняться до 17.5% к 2010 г.):

П.1.3.2. Развитие фотоэлементной отрасли

Если в 1985 г. все установленные мощности мира составляли 21 МВт, то за один только 2006 г. было установлено 1744 МВт (по данным компании Navigant consulting), что на 19 % больше, чем в 2005 г. [115]. В Германии установленные мощности выросли на 960 МВт, что на 16 % больше, чем в 2005г. В Японии установленные мощности выросли на 296,5 МВт. В США установленные мощности выросли на 139,5 МВт (+33 %).

К 2005 году суммарные установленные мощности достигли 5 ГВт. Инвестиции в 2005 г. в строительство новых заводов по производству фотоэлементов составили 1 млрд. \$.

Ввод в строй новых мощностей в 2005 г.: Германия - 57 %; Япония - 20 %; США - 7 %; остальной мир - 16 %. Доля стран в суммарных установленных мощностях (на 2004 г.): Германия - 39 %; Япония - 30 %; США - 9 %; остальной мир - 22 %.

Производство фотоэлементов в мире выросло с 1656 МВт в 2005 г. до 1982,4 МВт. в 2006 г. Япония продолжает удерживать мировое лидерство в производстве 44 % мирового рынка; в Европе производится 31 %. США производят 7 % от мирового производства, хотя в 2000 г. эта цифра доходила до 26 %.

В 2006 г. десять крупнейших производителей произвели 74 % фотоэлементов, в том числе:

Sharp Solar — 22 %;

Q-Cells — 12 %;

Kyocera — 9 %;

Suntech — 8 %;

Sanyo — 6 %;

Mitsubishi Electric — 6 %;

Schott Solar — 5 %;

Motech — 5 %;

BP Solar — 4 %;

SunPower Corporation - 3 %.

Когда установленные мощности фотоэлементов в мире удваиваются, цена электричества, производимого солнечной энергетикой, падает на 20...30 %.



Рисунок П.1.24. Получение энергии с помощью фотоэлементов [116]

Стоимость фотоэлементов [117] от 2 до 4,5 \$/Вт. Цена кристаллических фотоэлементов на 40...50 % состоит из стоимости кремния.

Минимальные цены на автономные установки с фотоэлементами, инверторами и аккумуляторами [118]

Мощность менее 1 КВт — 10,6 \$/Вт.

Мощность от 1 до 2 КВт — 9,2 \$/Вт.

Более 2 КВт — 7,9 \$/Вт.

Отечественная промышленность выпускает фотоэлектрические модули. Так, фирма INVERTA [119] (Москва) комплектует свои солнечные системы панелями российского производства. Каждый модуль состоит из монокристаллических или мульткристаллических элементов размером 125×125 мм, заламинированных между двумя листами этиленвинилацетатной пленки (EVA), и защищенных закаленным стеклом высокой прозрачности с лицевой стороны и листом Tedlar с тыльной стороны.

Фотоэлектрический модуль:

- устойчив к механическим и климатическим воздействиям;
- имеет высокую влагозащищенность;
- имеет КПД используемых солнечных элементов 15% и выше;
- выполнен в корпусе из высокоанодированного алюминиевого профиля с отверстиями для быстрого монтажа и максимальной защиты в период эксплуатации.

Модули INVERTA-SOLAR

- U_{xx} : напряжение холостого хода
- U_m : напряжение при максимальной мощности

- I_m : ток при напряжении максимальной мощности

Измерения: стандартные условия 1000 Вт/м², АМ 1,5, 25С

Срок службы: сохранение мощности не менее 90% - 15 лет, 80% - 25 лет.

П.1.3.3. Комплексные системы энергообеспечения

Представляется перспективным применение комплексных или гибридных систем энергообеспечения. Например, сочетание солнечных элементов с аккумуляторами и микротурбинного генератора. Или объединение термоэлектрогенератора, ветроэлектрогенератора и солнечных батарей. Последнюю из упомянутых схем предлагает, например, НПО «Вымпел» [120]. (г.Саратов). Так, солнечные батареи (рисунок П.25) в предлагаемой системе [121] (рисунок П.1.26) способны вырабатывать до 40, 60, или 175 Вт (каждая) электроэнергии при прямом солнечном воздействии, и 1...2 Вт в пасмурную погоду. Технология вакуумной ламинации фотоэлементов позволяет существенно снизить потери на отражение и поглощение (на 18% и 28% соответственно).



Рисунок П.1.25. Солнечные батареи
НПО «Вымпел»



Рисунок П.1.26. Монтажная мачта
НПО «Вымпел» с установленной
аппаратурой

Гелиотермальная энергетика

Солнечная энергия широко используется для нагрева теплоносителя и передачи через него тепловой энергии потребителю. Для этого применяют солнечный коллектор - устройство для сбора энергии Солнца, переносимой видимым светом и инфракрасным излучением [122].

Солнечные коллекторы производятся из доступных материалов: сталь, медь, алюминий, то есть без применения дефицитного и дорогого очищенного кремния. Это

позволяет значительно сократить стоимость оборудования, и произведенной на нём энергии.

П.1.3.4. Типы солнечных коллекторов

Плоские. Плоский коллектор (рисунок П.1.27) состоит из элемента, поглощающего солнечное излучение, прозрачного покрытия и термоизолирующего слоя. Поглощающий элемент называется абсорбером; он связан с теплопроводящей системой. Прозрачный элемент (стекло) обычно выполняется из закалённого стекла с пониженным содержанием металлов. При отсутствии разбора тепла (застое) плоские коллекторы способны нагреть теплоноситель до 190...200 °С. Чем больше падающей энергии передаётся теплоносителю, протекающему в коллекторе, тем выше его эффективность. Повысить её можно, применяя специальные оптические покрытия, не излучающие тепло в инфракрасном спектре.



Рисунок П.1.27. Солнечные коллекторы для аккумуляции солнечной энергии

Вакуумные. Вакуумные коллекторы позволяют повысить температуру теплоносителя вплоть до 250...300°C в режиме ограничения отбора тепла. Добиться этого можно за счёт уменьшения тепловых потерь в результате использования многослойного стеклянного покрытия, герметизации или создания в коллекторах вакуума. В вакуумных солнечных коллекторах нашли применение тепловые трубки, исполняющие роль проводника тепла. При облучении установки солнечным светом, жидкость, находящаяся в нижней части трубки, нагреваясь, превращается в пар. Пары поднимаются в верхнюю часть трубки (конденсатор), конденсируются, и передают тепло коллектору. Использование данной схемы позволяет достичь большего КПД (по сравнению с плоскими коллекторами) при работе в условиях низких температур и слабой освещенности.

П.1.3.5. Солнечные коллекторы-концентраторы

Повышение эксплуатационных температур до $120\ldots 250\text{ }^{\circ}\text{C}$ возможно путём введения в солнечные коллекторы концентраторов с помощью параболоцилиндрических отражателей, проложенных под поглощающими элементами. Для получения более высоких эксплуатационных температур требуются устройства слежения за солнцем.

Солнечные коллекторы применяются для отопления промышленных и бытовых помещений, для горячего водоснабжения производственных процессов и бытовых нужд. В Европе в 2000 г. общая площадь солнечных коллекторов составляла 14,89 млн. м^2 , а во всём мире - 71,341 млн. м^2 .

Солнечные башни. Центральный приемник солнечной энергии располагается на башне. Система улавливания солнечных лучей состоит из поля гелиостатов - плоских отражателей, управляемых по двум координатам. Каждый гелиостат отражает лучи солнца на поверхность центрального приёмника, который для устранения влияния взаимного затенения поднят над полем гелиостатов. По своим размерам и параметрам приёмник аналогичен паровому котлу подобной паропроизводительности.



Рисунок П.1.28. Солнечная башня электростанции, Калифорния, США

Экономические оценки показали целесообразность использования на таких станциях крупных турбогенераторов мощностью 100 МВт. Для них типичными параметрами являются температура около $500\text{ }^{\circ}\text{C}$ и давление 15 МПа. С учётом потерь для обеспечения таких параметров требуется концентрация порядка 1000. Станции должны иметь тепловые аккумуляторы для обеспечения работы тепловой машины при отсутствии солнечного излучения.

В США с 1982 г. было построено несколько станций башенного типа мощностью от 10 до 100 МВт. Подробный экономический анализ систем этого типа показал, что с учётом всех затрат на сооружение 1 кВт установленной мощности стоит примерно \$1150. Один кВт·ч электроэнергии около \$0,15.

Параболоцилиндрические концентраторы.

Параболоцилиндрические концентраторы имеют форму параболы, протянутую вдоль прямой. Параболоцилиндрический зеркальный концентратор фокусирует солнечное излучение в линию и может обеспечить его стократную концентрацию. В фокусе параболы размещается трубка с теплоносителем (масло), или фотоэлектрический элемент. Масло нагревается в трубке до температуры 300...390 °С.



Рисунок П.1.29. Параболоцилиндрические концентраторы (США)

Параболоцилиндрические зеркала изготавливают длиной до 50 метров. Зеркала ориентируют по оси север - юг, и располагают рядами через несколько метров. Теплоноситель поступает в тепловой аккумулятор для дальнейшей выработки электроэнергии с помощью паровой турбины и генератора.

С 1984 года по 1991 год в Калифорнии было построено девять электростанций из параболоцилиндрических концентраторов общей мощностью 354 МВт. Стоимость электроэнергии составляла около \$0,12 за кВт·ч.

Германская компания Solar Millennium AG строит во Внутренней Монголии (Китай) солнечную электростанцию. Общая мощность электростанции увеличится до 1000 МВт к 2020 году. Мощность первой очереди составит 50 МВт.

В июне 2006 года в Испании была построена первая термальная солнечная электростанция мощностью 50 МВт. В Испании к 2010 году может быть построено 500 МВт электростанций с параболоцилиндрическими концентраторами.

Параболические концентраторы Параболические концентраторы с двигателем Стирлинга установлены в Испании. Параболические концентраторы имеют форму спутниковой тарелки. Параболический отражатель управляется по двум координатам при слежении за солнцем. Энергия солнца фокусируется на небольшой площади. Зеркала отражают около 92 % падающего на них солнечного излучения. В фокусе отражателя на кронштейне закреплён двигатель Стирлинга, который располагается таким образом, чтобы область нагрева находилась в фокусе отражателя. В качестве рабочего тела двигателя Стирлинга используется, как правило, водород, или гелий.



Рисунок П.1.30. Параболические концентраторы с двигателем Стирлинга (Испания)

В феврале 2008 года Национальная лаборатория Sandia (США) достигла эффективности 31,25 % в установке, состоящей из параболического концентратора и двигателя Стирлинга.

В настоящее время строятся установки с параболическими концентраторами мощностью 9...25 кВт. Разрабатываются бытовые установки мощностью 3 кВт. КПД подобных систем около 22...24 %, что выше, чем у фотоэлектрических элементов.

В 2001 году стоимость электроэнергии, полученной в солнечных коллекторах составляла \$0,09...0,12 за кВт·ч. Департамент энергетики США прогнозирует, что стоимость электроэнергии, производимой солнечными концентраторами снизится до \$0,04...0,05 к 2015 - 2020 году.

Компания Stirling Solar Energy разрабатывает солнечные коллекторы крупных размеров - до 150 кВт с двигателями Стирлинга. Компания строит в южной Калифорнии крупнейшую в мире солнечную электростанцию. До 2010 года будет построено 20 тысяч параболических коллекторов диаметром 11 метров. Суммарная мощность электростанции может быть увеличена до 850 МВт.

П.1.4. Ветроэнергетические агрегаты

Ветроэнергетические агрегаты и установки сегодня получили определенное распространение в системах энергоснабжения линейных потребителей магистральных газопроводах и газораспределительных станций [23] .

Тип линейных потребителей, а также соответствующий им диапазон потребных электрических мощностей представлен в таблице П.6. Таблица составлена на основе имеющихся нормативных документов РД 51-31323949 [73], а также материалов научно-технического совета [124].

Тип линейных потребителей

Таблица П.1.6

п/п	тип линейного потребителя	диапазон мощности электропотребления, кВт	традиционный источник автономного электроснабжения
1	системы телемеханики или радиорелейная связь	< 0.1	термоэлектрогенератор
2	системы катодной защиты	< 1	термоэлектрогенератор
3	газораспределительные станции* и пункты*	< 30	турбодетандерные двигатели
4	технологическая связь на магистральных газопроводах	4...40	дизель-электрические установки, газовые двигатель-генераторы
5	уса́дба линейного обходчика* или компрессорная станция*	< 350	дизель-электрические установки, микротурбинные генераторы

* - линейный потребитель, нуждающийся также и в тепловой энергии.

Приведенные в таблице П.6 источники относятся к автономным, то есть используемым там, где по тем или иным соображениям отсутствуют линии электропередач (ЛЭП). Данные источники можно отнести и к резервным. Последние должны быть предусмотрены в труднодоступных районах для повышения надежности электроснабжения [73].

В соответствии с нормативными документами для электроснабжения станций катодной защиты и других линейных потребителей в обоснованных случаях целесообразно предусматривать применение ветроагрегатов [73]. Там же приведены ориентировочные технические характеристики таких ветроэлектрических агрегатов. Их параметры отражены в таблице П.1.7.

Согласно принятой в России терминологии [73] диапазон мощности указанных агрегатов соответствует группе малой мощности (5...99 кВт.)

Ориентировочные характеристики ветроэлектрических агрегатов мощностью до 30 кВт

Таблица П.1.7

Наименование показателей					
Номинальная мощность, кВт при скорости ветра, м/с	4,0 9,0	2,0...4,0 9,5...10,0	8,0...16,0 8,0...0,5	16,0 12,7	30,0 18,0
Выходное напряжение 3-х фазного переменного тока, В	400/230	400/230	400/230	400/230	400/230
Частота, Гц	50	50	50	50	50
Скорость ветра, соответствующая	4,0	5,0	5,0	5,0	5,0

началу отдачи мощности, м/с					
Диаметр ветроколеса, м	6,6	6,0	12,0	12,3	18,0
Количество лопастей	2	2	2	2	2
Расстояние от поверхности земли до оси ветроколеса, м	9,0	7,0	12,0	12,7	18,0

В руководящем документе [73] приведены также значения средней скорости ветра в районах Крайнего Севера и Западной Сибири.

Средние скорости ветра в районах Крайнего Севера и Западной Сибири

Таблица П.1.8

№ пп	Город, район	Средняя скорость ветра, м/с
1	Надым	4,5-5,0
2	Юг Западной Сибири	5,1-5,7
3	Среднее Приобье	4,7-5,5
4	Север Западной Сибири	5,5-6,5
5	Тюменская область	4,0-6,3
6	Тобольск	6,3-6,8
7	Ханты-Мансийск	7,4
8	Сургут	5,3
9	Салехард	4,6-6,7
10	Полуостров Ямал	4,7-6,7

Исходя из того, что скорость ветра является одним из важнейших параметров, определяющим как эффективность использования так и конструкцию ветроагрегатов, приведем на рисунке П.1.32 полную ветровую карту России, созданную американскими специалистами из НАСА по заказу ООО «Вертикаль» [125]. Из материалов видно, что ветровой климат России в силу обширности ее территории, многообразия климатических и рельефных условий отличается большим разнообразием. Помимо различий, обусловленных климатическими условиями, ветроэнергетический потенциал может проявлять значительную пространственную изменчивость в одном районе.

Существенно, что при этом максимально возможный порыв ветра, определяющий расчет сохранности конструкций ВЭУ, в ряде регионов может достигать 48 м/сек и лишь в отдельных областях до 150 м/сек.



Рисунок П.1.32. Распределение значений среднегодовых скоростей ветра на высоте 10 м по территории России (по данным НАСА)

Мировая практика показала, что при среднегодовой скорости ветра менее 4...5 м/сек эффективность использования энергетических ветроагрегатов существенно уменьшается [126]. Улучшить ветровые условия можно установив высокую мачту - с подъемом на каждые 10 метров скорость ветра увеличивается в среднем на 10%. Последнее, к сожалению, приводит к удорожанию установки. Приведем данные по силе ветра на высоте 50 метров над уровнем моря для характерной местности:

- Закрытая местность - более 6,0 м/с - городские районы, леса и сельские угодья с многочисленными заграждениями (шероховатость 3-го класса).

- Открытая местность - более 7,5 м/с - открытые и равнинные территории с немногочисленными заграждениями (шероховатость 1-го класса). Как правило, это наиболее благоприятные для ветроэнергетики внутриматериковые районы.

- Морской берег - более 8,5 м/с - прибрежные территории с прямой береговой линией, равномерной розой ветров и немногочисленными заграждениями (шероховатость 1-го класса). Ветровые ресурсы возрастают, если преобладают ветры, дующие с моря, а также на мысах и участках суши, выступающих в море, и уменьшаются, приближаясь к классу 2 при преобладании ветров, дующих с суши.

Открытое море - более 9 м/с - водные акватории, удаленных на расстоянии более 10 км от береговой линии (шероховатость 0 класса).

Холмы и горы - более 11,5 м/с - этот класс соответствует 50%-ному завышению силы ветра, что характерно для вершины одиночного симметричного холма высотой 400 м с диаметром основания 4 км. Реальное увеличение скорости ветра зависит от величины холма.

Сегодня на газопроводах используются как горизонтально-осевые, так и вертикально-осевые ветрогенераторы. Согласно ГОСТу [127] первый тип соответствует

параллельности вектора скорости ветра и оси вращения ветроколеса; второй тип соответствует перпендикулярности скорости ветра и указанной оси вращения. Приведем обобщенные параметры, характеризующие особенность работы любой ветроустановки.

Коэффициент использования энергии ветра (КПД ветроустановки) равен отношению мощности ветродвигателя $N_{ВД}$ к располагаемой мощности ветрового потока $N_{ВЕТРО}$

$$C_p = \frac{N_{ВД}}{N_{ВЕТРО}}, \text{ где}$$

$$N_{ВЕТРО} = \frac{\rho V_0^3}{2} \cdot A, \text{ где}$$

ρ - плотность ветра, кг/м^3 ; V_0 - скорость ветра, м/с ; A - ометаемая рабочим колесом площадь, равная для горизонтально-осевой установки $\pi \cdot D_{\text{л}}^2 / 4$ и для вертикально-осевой установки $D_{\text{л}} H_{\text{л}}$. Здесь $D_{\text{л}}$ - наружный диаметр лопастей и $H_{\text{л}}$ - высота лопастей. При упрощающих допущениях Н.Е. Жуковский показал [128], что C_p для ветроколеса не может превышать величину $16/27 \approx 0.6$.

Коэффициент быстроходности X , равный отношению скорости конца лопасти U (окружной скорости) к скорости ветра:

$$X = \frac{U}{V_0} = \frac{\omega \cdot D_{\text{л}} / 2}{V_0}, \text{ где}$$

ω - угловая скорость вращения ротора.

Коэффициент крутящего момента $M_{\text{КР}}$, развиваемого ветродвигателем, называют величиной:

$$C_M = \frac{M_{\text{КР}}}{\pi \frac{D_{\text{л}}^3}{8} \rho \frac{V_0^2}{2}} \dots$$

Указанные величины связаны между собой зависимостью $C_p = C_M X$.

В дополнение к указанным, можно отметить коэффициент лобового давления на рабочее колесо - B [128].

Общее представление об уровне коэффициента использования энергии ветра C_p и оптимальном коэффициенте быстроходности X для разных ветроустановок можно видеть на рисунке П.1.33. Зависимость коэффициента крутящего момента C_M от коэффициента быстроходности X представлена на рисунке П.1.34.

Представленные зависимости позволяют сопоставить ветроколеса различной геометрии.

Например, малоллопастные горизонтально-осевые ветроколеса имеют повышенный коэффициент использования энергии ветра и повышенную оптимальную величину коэффициента быстроходности, однако имеют пониженный пусковой крутящий момент.

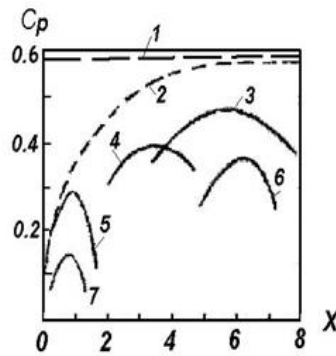


Рисунок П.33. Зависимость коэффициента использования энергии ветра C_p от коэффициента быстроходности X [128]:

1 – критерий Жуковского; 2 – идеальный ветродвигатель Глауэрта; 3 – двухлопастное горизонтально-осевое ветроколесо; 4 – трехлопастное; 5 – многолопастное; 6 – вертикально-осевое ветроколесо Дарье; 7 – ротор Савониуса

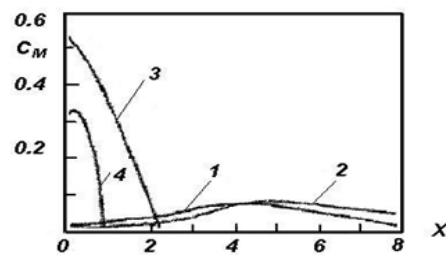


Рисунок П.34. Зависимость коэффициента крутящего момента C_m от коэффициента быстроходности X [128]:

1 – двухлопастное горизонтально-осевое ветроколесо; 2 – трехлопастное;
3 – многолопастное; 4 – ротор Савониуса

На рисунке П.1.35 изображено вертикально-осевое ветроколесо Савониуса, которое характеризуется малой быстроходностью и КПД, но относительно большим пусковым моментом. Область использования такого колеса – привод насоса или привод очень низкооборотного электрогенератора.

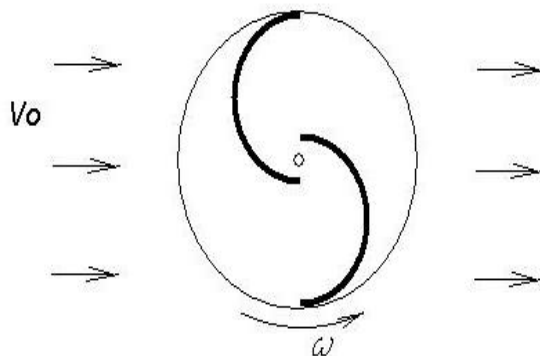


Рисунок П.1.35. Ротор Савониуса (вид сверху)

Для ветроустановок линейных потребителей существенным является повышенная экономичность и быстроходность, так как последнее позволяет уменьшить

передаточное число мультипликатора (редуктора) и уменьшить массогабаритные показатели электромеханического оборудования. Таким требованиям удовлетворяют горизонтально-осевые колеса с малым количеством лопастей, например, равным двум. Из указанных рисунков видно, что вертикально-осевые ветроколеса по сравнению с горизонтально-осевыми имеют меньшее значение коэффициента использования энергии ветра.

Приведем перечень достоинств и недостатков самых распространенных ветроэнергетических установок – горизонтально-осевых и вертикально-осевых:

Сегодня наибольшее распространение получили горизонтально-осевые ВЭУ, основной недостаток которых заключается в необходимости иметь систему ориентирования ветроколеса по направлению ветра. Основное достоинство горизонтально-осевых ВЭУ – высокая быстроходность и высокий коэффициент использования энергии ветра, который может достигать 46%...50%.

Достоинствами вертикально-осевых ВЭУ следует считать следующее: относительную простоту конструкции в связи с отсутствием механизмов поворота лопастей и разворота оси ветроколеса по направлению ветра; возможность крепления лопастей к ротору в нескольких местах, что повышает их прочность; относительную простоту изготовления незакрученных лопастей. Стоимость таких установок, при прочих равных условиях, должна быть ниже, а надежность выше, чем у горизонтально-осевых ВЭУ.

Недостатком вертикально-осевых ВЭУ следует считать относительно малый КПД, не превышающий 40%, а также пониженную быстроходность. Последнее определяет необходимость в тихоходных электрогенераторах. Кроме того, для вертикально-осевых ВЭУ характерна неравномерность крутящего момента. Рассмотрим объективные причины относительно медленного внедрения ветроэнергетических установок ВЭУ.

Основная причина связана с непостоянством ветра и зависимостью мощности от скорости ветра. Длительность полноценного использования ВЭУ может составлять 2000...3000 часов в год, что для установок автономного энергоснабжения определяет необходимость целого ряда дополнительных систем: систему регулирования режима работы ВЭУ; систему инвертирования (преобразования) вырабатываемой электроэнергии; систему аккумулирования энергии (аккумуляторные батареи большой емкости); систему резервирования дизельными или газо-поршневыми электрическими установками. Перечисленные системы определяют повышенные капитальные затраты на ВЭУ.

Следствием сказанного является высокая стоимость ВЭУ. Удельная стоимость установленной мощности ВЭУ составляет 1200 \$/ кВт, что примерно в 4 раза превышает капиталовложения в дизельные или газо-поршневые электростанции малой мощности.

Указанная величина удельной стоимости является средней – меньшим значениям, как правило, соответствует стоимость самого ветрогенератора минимальной комплектации. Большая удельная стоимость соответствует ВЭУ с учетом монтажа под ключ и включает стоимость самого ветрогенератора, стоимость фундамента, стоимость дополнительных систем и т.д.

Среднее значение стоимости электроэнергии, вырабатываемой ВЭУ при благоприятных ветровых условиях, составляет величину 4 центов за кВт ч

Для уточнения массо - габаритных показателей ВЭУ воспользуемся материалами работы А.А.Челазнова, С.Н.Великого и А.В.Иванова [19]. В таблице П.1.8 приведены характеристики ВЭУ мощностью от 1 до 15 кВт.

Характеристики ВЭУ [19]

Таблица П.1.8

ВБЛ-3ВТЛ-3ВБ-3Т	Чайка	Вихрь	Ветерок	Беркут	АВЭУ-2	ВИЭСХД-4	АВЭУ-6	Сокол
Диаметр ветроколеса, м 332,8	3	4	4	4	2	4	6	12
Число лопастей 3182	12	2	3	2	2	2	2	3
Частота вращения ветроколеса на расчетном режиме, об/мин27090420	108	320	270	300	600	280	186	88
Расчетная (номинальная) мощность на ветроколесе, кВт 1,0 0,8 0,7	0,75	1,7	1,7	1,7	0,15	1,6	3,4	15,2
Диапазон рабочих скоростей ветра, м/с 4-353,3-183-30	3,5...17	4...40	3,5...40	4,5...40	3...25	4...40	4...40	4,5...40
Максимальная расчетная скорость ветра, м/с 353040	30	40	40	40	30	40	40	40
Общий КПД агрегата на расчетном режиме 0,17 0,15 0,31	0,6	0,16	0,55	0,16	0,65	0,5	0,15	0,6
Расстояние оси ветроколеса от поверхности Земли, м 5,755,86	5,1	5,1	5,1	5,1	7...12	5-7	9	10
Масса комплектного агрегата, кг 430445295	490	420	470	450	510	240	1030	1900

Исходя из данных таблицы П.8, можно оценить массу ветроагрегатов, приведенную к их мощности. Величина составляет 120...260 кг/кВт. Приведенный к мощности объем ветроагрегатов составляет величину 10...16 м³/кВт.

Наиболее известным российским производителем горизонтально-осевых ветроагрегатов мощностью 1...30 кВт является ГМКБ «Радуга». Лидером производства вертикально-осевых ВЭУ является ФГУП ГРЦ «КБ им. Академика В.П. Макеева» и ООО «ГРЦ-Вертикаль».

Как следует из приведенного анализа, а также из других исследований [129] для автономного энергоснабжения линейных потребителей на газопроводах определенное распространение получили ветродизельные электрические установки (ВДЭУ).

Рассмотрим особенности ВДЭУ на примере ВДЭУ SWD40, выпускаемых НПГ «СайНмет». SWD-40 рассчитана для применения в регионах с высоким ветропотенциалом, со среднегодовой скоростью ветра выше 6 м/с.. Установка состоит из ветрогенератора SW40, дизель-генератора и системы автоматического управления. Приведем полный состав ВДЭУ SWD40:

- ветроколесо (три лопасти, ступица с механизмом поворота лопастей);
- агрегат передачи мощности (АПМ);
- синхронный генератор;
- опорно-поворотный узел с токосъемником и демпфером рыскания;
- башня из трех секций;
- система собственных нужд;
- система автоматического управления (САУ ВЭУ);
- электрическая система поворота лопастей;
- система генерирования электроэнергии (СГЭЭ);
- система автоматического управления комплекса (САУ ВДЭУ);
- дизель генератор;
- инвертор;
- аккумуляторные батареи (АБ);
- фундамент.

Взаимосвязь элементов ВДЭУ SWD40 представлена на соответствующей структурной схеме (рисунок П.1.36).



Рисунок П.1.36. Блок-схема ВДЭУ SWD40

Технические характеристики ветроустановки представлены в таблице П.1.8 и на рисунке П.1.9.

Технические характеристики ветроустановки

Таблица П.1.8

Минимальная мощность генератора, кВт		40
Напряжение, В		~220 или ~120
Частота тока, Гц		50 или 60
Расчетная скорость ветра		11,3
Минимальная рабочая скорость ветра, м/с		4,2
Максимальная рабочая скорость ветра, м/с		25
Штормовой ветер, м/с		60
Диаметр ветроколеса, м		12,6
Частота вращения, об/мин		102
Высота башни, м		18
Количество лопастей, шт.		3
Диапазон температуры эксплуатации, °С		-40...+50
Уровень шума создаваемой ВЭУ, дБа		50
Срок службы, лет		25
Среднегодовая выработка электроэнергии, МВтчас (экономия дизельного топлива, т) при среднегодовой скорости ветра)	5 м/с	62,0 (19,5)
	6 м/с	100,0 (31,5)
	7 м/с	135,8 (42,8)
	8 м/с	167,2 (53,7)
	9 м/с	193,4 (60,9)
Масса установки, тонн	С башней	4,0
	Без башни	2,0

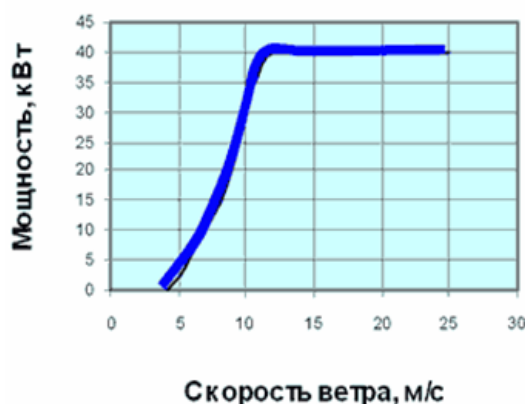


Рисунок П.1.37. Зависимость мощности ВЭУ от скорости ветра

Полная комплектация ВДЭУ предполагает наличие дизель-электростанции мощностью 30 кВт.

Приведем габаритные размеры и массу упакованных элементов ветрогенератора SW40:

Таблица П.1.9

Наименование	Состав	Габариты, м	Масса, кг
Упаковка №1	три лопасти	6х0,7х0,7	200
Упаковка №2,*	1-я секция башни	5,5 х 1,2 х 1,2	1100
Упаковка №3*	2-я секция башни	5,5 х 1 х 1	700
Упаковка №4*	3-я секция башни	5,5 х 0,9 х 0,9	650
Упаковка №5	гондола с АПМ, генератором и ступицей	2,5 0х1,2 х 1,0	1200
Упаковка №6	система собственных нужд (зарядное устройство, инвертор, аккумуляторные батареи);	0,8 х 0,6 х 0,6	120
Упаковка №7	опорно-поворотный узел и закладные элементы фундамента	1х1х1,5	600

Фундамент для установки ветрогенератора выполняется из железобетона с закладными элементами; размеры фундамента зависят от вида грунта. Например, для глинистых и супесчаных грунтов глубина фундамента 200 см, размер ямы в плане 620×620 см. Размер площадки под установку ВЭУ: 6,2× 6,2м. Необходимое количество бетона около 72,0 м³. Примерный объем земляных работ 74 м³.

П.1.4.1. Ветроэнергетические установки (ВЭУ) с горизонтальным ротором

Примером автономной ветроэнергетической установки с горизонтальным ротором может служить АВЭУ, выпускаемая НПО «Лианозовский электромеханический завод» [130]. Применение установки эффективно при среднегодовой скорости ветра от 5 м/с.

Установка представляет гибридную систему, состоящую из трёх энергоисточников: ветроагрегата, комплекта аккумуляторных батарей, дизельгенераторного агрегата. На основе АВЭУ-30 можно создавать автономные ветроэнергетические комплексы мощностью 60, 90, 120 и 150 кВт.

В состав оборудования АВЭУ-30 входит [130]: ветроэнергетический агрегат мощностью 30кВт (ветротурбина, гондола, механизм ориентации, система останова); мачта; автоматическая система контроля и управления; комплект аккумуляторных батарей; дизельная электростанция; контейнер для размещения оборудования.

Электрическая схема АВЭУ состоит из следующих частей: ветрогенератор, управляемый выпрямитель, инвертор, синусоидальный фильтр нелинейных искажений (гармоник), выходной трансформатор, автоматическая система контроля мощности, зарядное устройство.

Все оборудование может быть размещено как в контейнере, так и в помещении.

Алгоритм работы АВЭУ зависит от наличия или отсутствия на объекте промышленной сети. Вид установки приведен на рисунке П.1.38; ее основные технические характеристики приведены в таблицах П.1.9 и П.1.10.



Рисунок П.1.38. Вид установки АВЭУ-30

Таблица П.1.10

Номинальная мощность	30кВт
Номинальная скорость ветра	10 м/с (30кВт)
Стартовая скорость ветра	2,5 м/с
Предельно-допустимая скорость ветра	70 м/с
Номинальная частота вращения	80 об/мин
Диаметр	14 м
Ометаемая площадь	154 м ²
Количество лопастей	2
Ориентирование ветротурбины	саморегулирующееся (флюгерированием)
Генератор	
Тип	синхронный трехфазный с возбуждением от постоянных магнитов
Число полюсов	66
Номинальная мощность	30 кВт
Номинальная частота вращения	80 об/мин
Трехфазное номинальное напряжение	400 В при 75 об/мин
Механизм ориентации	
Тип	2 винтовых колеса

Диаметр виндроз	1,2 м
Червячный редуктор	привод цепной
Электрическая схема	
Инвертор	преобразователь частоты на IGBT – транзисторах
Выходное напряжение	380-440 В/50Гц
Максимальная выходная мощность	30 кВт
Коэффициент гармоник	не более 7%
Защита	электронная, от перегрузок и короткого замыкания
Система управления ДЭС	
Тип	автоматическая система для запуска и остановки, управления зарядным устройством аккумулятора
Мачта	
Тип (базовый вариант)	Ферменная
Высота	15 м
Накопители энергии	
Комплект аккумуляторных батарей	свинцово–кислотные, необслуживаемые
Емкость одной АКБ	64 А·ч
Дизельная электростанция (ДЭС)	

Масса агрегатов ветрогенератора

Таблица П.1.11

Ветротурбина	500кг
Гондола	1200кг
Мачта (15м)	5000кг
Аккумуляторные батареи	2500кг
Дизельная электростанция 30кВт	750кг
Контейнер 2,4м х 6,0м	4200кг
Срок службы	20 лет

Годовая выработка электроэнергии ВЭУ зависит от среднегодовой скорости ветра. При изменении среднегодовой скорости ветра от 4 до 10 м/с годовая выработка энергии меняется от 30 до 150 МВт·ч.

К особенностям настоящей установки следует отнести следующее:

Применение центробежно-пружинного способа регулирования вращения ветротурбины за счёт поворота концевых частей лопастей; широкий диапазон скорости ветра от 2,5 м/с до 70 м/с; применение оригинального профиля концевых частей лопастей, обеспечивающих низкий уровень шума во время работы; использование

сверхтихоходного синхронного генератор на постоянных магнитах, без применения мультипликатора.

П.1.4.2. Ветроэнергетические установки (ВЭУ) с вертикальным ротором

Примером автономной ветроэнергетической установки с вертикальным ротором может служить АВЭУ, выпускаемая ФГУП ГРЦ «КБ им. Академика В.П. Макеева» и ООО «ГРЦ-Вертикаль» [125]. Указанный производитель осуществляет выпуск АВЭУ мощностью до 30 кВт и более. Общий вид, а также структурная схема такой ветроустановки представлен на рисунке П.1.39.

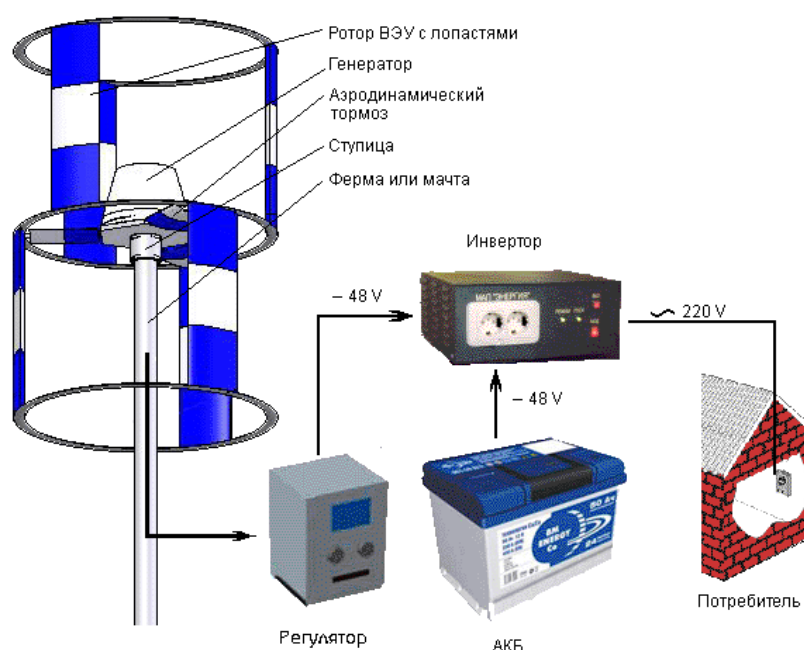


Рисунок П.1.39. Структурная схема вертикально-осевой шестилопастного АВЭУ

Особенностью настоящей установки является то, что отбор энергии осуществляется при любом направлении ветра. Оптимальный профиль лопастей дают КПД установки до 38% при любом направлении ветра, а также возможность самораскручивания без дополнительных затрат энергии.

Шестилопастная конструкция ротора (рисунок П.1.39) обеспечивает плавность пуска при скорости ветра 3,4 м/сек и стабильность вращения. Ступица содержит специально сконструированную систему подшипников, позволяющую предельно уменьшить момент сопротивления.

Генератор представляет собой тихоходную высокоэффективную электрическую

машину с комбинированным возбуждением, в результате чего, несмотря на нестабильную скорость вращения, на выходе генератора присутствует постоянное выпрямленное напряжение. Регулятор генератора выдает на выходе 24, 48 или 96В постоянного тока. Инвертор преобразует постоянный ток в переменный. Для работы в районах Крайнего Севера лопасти ВЭУ комплектуются специальной углепластиковой пленкой, предотвращающей обледенение поверхности лопастей.

Скорость вращения ВЭУ стабилизируется за счет аэродинамических тормозов, изображенных на рисунке П.1.40.

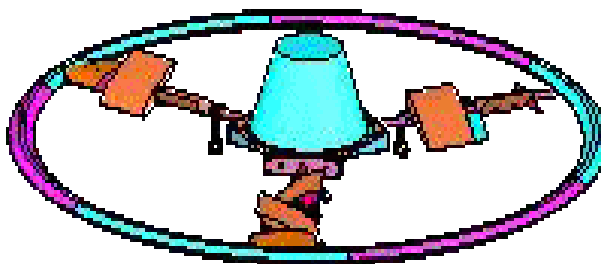


Рисунок П.1.40. Устройство аэродинамического тормоза

ВЭУ может быть оборудована дополнительными устройствами: синхронизатором сети (для синхронизации частоты переменного тока с частотой сети); аккумуляторными батареями, играющими роль стабилизатора напряжения и аккумулирования энергии (особенно для ВЭУ свыше 10 кВт); дизель-генератором (для безветренной погоды и увеличения отдачи энергии во время пиковых нагрузок); системой обогрева лопастей (для условий Севера); системой контроля работы элементов (датчики лопастей, обмоток генератора, подшипников и т.д.).

В качестве аккумуляторов для ВЭУ производства ООО "ГРЦ-Вертикаль" могут использоваться обычные автомобильные (12В).

Монтаж установки может быть произведен различными способами, с применением или без применения специальной оснастки (рисунок П.1.41).

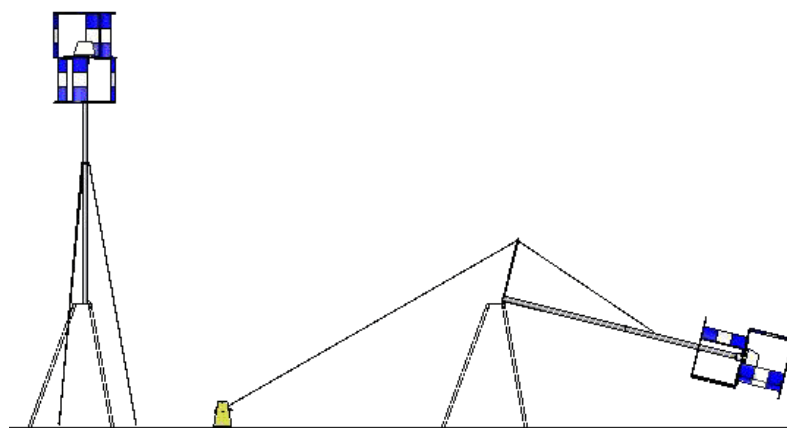


Рисунок П.1.41. Монтаж АВЭУ

Типоразмеры рабочих колес ВЭУ различной мощности и их габаритные характеристики представлены в таблице П.1.12.

Типоразмеры рабочих колес ВЭУ

Таблица П.1.12

	Мощность, кВт	Габариты: высота; диаметр, м
1	1	2.0; 1.5
2	3	4.0; 6.0
3	30	10.0; 11.0

Стоимость таких установок составляет величину более \$500 за 1 киловатт. Промышленная эксплуатация подобных ВЭУ началась в 2008 г.

На рисунках П.1.42 и П.1.43 представлены различные варианты использования вертикально-осевых АВЭУ производства ООО «ГРЦ-Вертикаль».



Рисунок П.1.42. Мониторинг газопроводов



Рисунок П.1.43. Автономное электроснабжение жилых помещений

Важнейшие параметры, характеризующие ветроэнергетические агрегаты приведены в таблице П.1.13.

Параметры, характеризующие ветроэнергетические агрегаты мощностью 5...100 кВт

Таблица П.1.13.

п/п	Параметр	
1	Мощность, кВт	10...100
2	КПД	20%...50%
3	Масса приведенная, М/Ν, кг/кВт	120...260
4	Объем приведенный, $V/Ν = (a \cdot b \cdot c)/Ν$, м ³ /кВт	10...16
5	Возобновляемость	Да
6	Удельная стоимость установленной мощности, \$/кВт	700...1200
6а	Стоимость вырабатываемой электроэнергии, \$/(кВт·ч)	0.04...(0.17)
7	Экология	Установки не загрязняют среду, но шумят (50 дБа)
8	Принцип действия	Преобразование энергии ветра
9	Пожароопасность	Нет
10	Токсичность	Нет
11	Взрывобезопасность	Да
12	Производители	ГМКБ «Радуга»; ГРЦ «Вертикаль»- - КБ В.П.Макеева; ЗАО «Ветроэнергетика»; ЗАО «Электросфера»; ММЗ «Вперед»; НПО «Лианозовский электромеханический з-д»; ООО «СайНмет»; REpower; NORDEX; Vestas и др.
13	Зависимость от окружающей среды	Да
14	Достоинства	Бесплатный источник ветровой энергии; относительно малое влияние на экологию.
15	Недостатки	Сильная зависимость эффективности от места расположения; Сильная зависимость эффективности от среднегодовой скорости ветра; Зависимость эффективности от ветровой паузы; Вынужденная необходимость использования ветрогенератора только в составе комбинированной энергоустановки; Значительная удельная стоимость установленной мощности.
16	Вандализационность	Да
17	Ресурс (до капитального ремонта), час	80000

П.1.5. Газопоршневые агрегаты

Газопоршневые агрегаты (ГПА) и установки (ГПУ) используются в системах энергоснабжения линейных потребителей магистральных газопроводах и газораспределительных станций. Газопоршневой двигатель преобразует энергию сжигания газа в механическую энергию на валу электрогенератора. Использование газопоршневого двигателя в качестве привода электрогенератора обусловлено его высокой экономичностью и надежностью. На рисунках П.1.44 и П.1.45 представлены общий вид и габаритные размеры газопоршневого агрегата малой мощности.



Рисунок П.1.44. Газопоршневой электрогенератор малой мощности

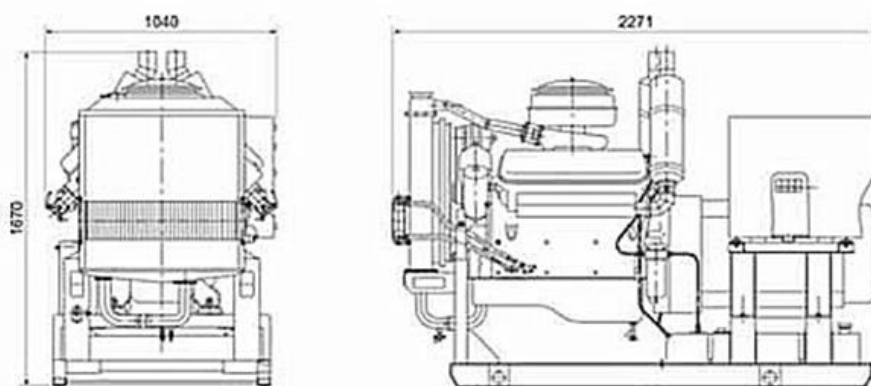


Рисунок П.1.45. Газопоршневой электрогенератор мощностью 66 кВт

В качестве топлива ГПА используют природный газ, который может отводиться из газопровода.

Приведем основные особенности ГПА (в некоторых местах для наглядности приведено сопоставление с показателями традиционных энергетических газотурбинных установок малой мощности [131;132]).

Электрический КПД поршневых машин составляет 36...45 %; газовых турбин – 25...34 %. Газопоршневые установки могут использоваться как для выработки электроэнергии, так и для утилизации тепла выхлопных газов. Из-за относительно малого расхода уходящего газа теплообменные устройства ГПА получаются весьма

компактными.

Газопоршневые установки имеют стабильную величину электрического КПД как при снижении нагрузки, так и при повышении температуры окружающего воздуха до +25°C.

Для газопоршневого двигателя снижение нагрузки до 50 % меняет электрический КПД всего на 8...10 % (КПД газовой турбины при таком же изменении нагрузки снижается почти в 2 раза).

КПД газопоршневого двигателя в интервале температур от -30°C до +25°C мало меняется и в летнее время удельный расход природного газа на привод ГПУ почти не увеличивается. При повышении температуры от -30 °C до +30 °C электрический КПД газовой турбины снижается на 15...20 %.

Опишем особенности условий эксплуатации газопоршневого двигателя:

Газопоршневой двигатель может запускаться и останавливаться неограниченное число раз и это мало отражается на его моторесурсе. Время выхода на номинальную мощность газопоршневой установки составляет всего 2...3 минуты после запуска; останавливается установка практически мгновенно. Сказанное свидетельствует о высокой маневренности и о том, что газопоршневой двигатель хорошо приспособлен для покрытия пиковых нагрузок. При этом моторесурс газопоршневого двигателя достигает 60 000 часов.

Газопоршневые двигатели работают на газе низкого давления, поэтому, в отличие от газотурбинных установок, им не требуется дожимной топливный компрессор.

Помимо природного газа, газопоршневые установки в качестве топлива могут использовать: пропан, бутан, попутный нефтяной газ, газы химической промышленности, коксовый газ, древесный газ, газ мусорных свалок, газ сточных вод и т.д. Адаптация двигателей под соответствующее топливо в большинстве случаев не занимает много времени и не требует больших финансовых затрат.

Кроме того, достоинством газопоршневой установки является возможность ремонта агрегата на месте, низкие эксплуатационные затраты, малые размеры.

ГПУ обладают хорошими экологическими свойствами – минимальный уровень шума позволяет размещать их в непосредственной близости от жилых строений. [133].

Из практики эксплуатации автономных энергоисточников на газопроводах известно, что по стоимости газовые двигатель-генераторы наиболее приемлемы по сравнению со всеми другими автономными источниками электроэнергии.

Удельная стоимость установленной мощности газопоршневого агрегата составляет 300...400 \$/кВт (большая цифра соответствует автономной блок-контейнерной компоновке газопоршневого двигателя).

Несмотря на существенные достоинства ГПА имеют и некоторые недостатки:

В процессе работы у газо-поршневых агрегатов имеется некоторое выгорание жидкой

смазки; удельный расход масла (на угар) при номинальной мощности составляет 1.5...2.0 г/кВт·ч.

Продукты сгорания газопоршневых агрегатов несколько уступают ГТУ по уровню содержания окислов азота NO_x .

Система газоподготовки - обязательная составляющая газопоршневых агрегатов.

Газопоршневые электростанции в России выпускают компании: «Президент-Нева», АДД, «Энерготех», «НГ-Энерго», «Звезда-Энергетика», Промышленная группа «АСК», «Новая Генерация», Холдинг «Электросистемы», «Восточная техника», «Вапор», «Доминанта-Энерджи». В России для газопоршневых установок мощностью 40...100 кВт используются как иностранные, так и отечественные двигатели. Последние созданы на основе двигателей ЯМЗ-236, ЯМЗ-238, Д6, выпускаемых Ярославским моторным и Уральским дизель-моторным заводами [134].

Тепловая схема и основные параметры газопоршневой электростанции, выпускаемой Баранчинским электромеханическим завод, представлена на рисунке П.1.46 и в таблице П.1.14.

Газопоршневой двигатель ЯМЗ-238Г.

Синхронный генератор БГ-100.

Теплообменник (вода - вода).

Теплообменник (выхлопные газы - вода).

Подача топлива (магистральный газ, пропан-бутановые смеси и т.п.).

Подача воздуха.

Подача холодной воды.

Поступление горячей воды из двигателя.

Поступление охлажденной воды в двигатель.

Подача охлажденной воды в теплообменник.

Выброс горячих выхлопных газов.

Выброс охлажденных выхлопных газов.

Вывод тепла горячей водой (150 кВт).

Вывод электроэнергии (100 кВт).

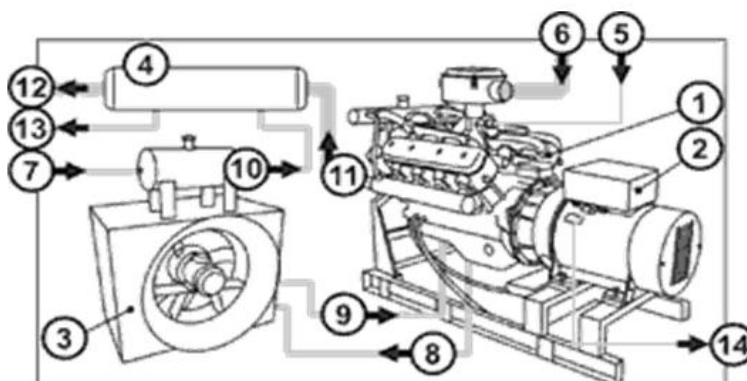


Рисунок П.1.46. Тепловая схема газопоршневой электростанции

Основные характеристики перспективного отечественного газопоршневого электроагрегата мощностью 100 кВт приведены в таблице П.1.14.

Таблица П.1.14

Наименование характеристики	Значение характеристики
Обозначение согласно стандартов двигатель (генератор)	ЭП-100/150 ЯМЗ-238Г (БГ-100)
Номинальная электрическая мощность, кВт	100
Номинальная тепловая мощность, кВт	150
Электрический КПД, %	49
Тепловой КПД, %	42
Общий КПД, %	91
Максимальная мощность в течение одного часа работы при внешних условиях, кВт	110
Максимальная мощность, развиваемая МТЭС без ограничения времени непрерывной работы, кВт	100
Частота вращения на номинальной мощности, об/мин	1500
Минимально устойчивая (Максимальная) частота вращения (холостой ход), об/мин	500 (1300)
Род тока	трехфазный, переменный
Напряжение, В	400/230
Частота тока, Гц	50/60
Коэффициент мощности (индуктивный)	0,8
Тип используемого газа	магистральный природный газ или пропан-бутан
Расход газа калорийностью 33500 кДж на режиме номинальной мощности*, м.куб/ч	33
Давление газа, атм	0,02-1,3
Удельный расход масла (на угар) при номинальной мощности (не более), г/кВт.ч	1,55
Ресурс до капитального ремонта, т. час (лет)	10 (3)
Срок эксплуатации двигателя (генератора), лет	10 (12)
Масса электроагрегата (не более), кг	1800
Габаритные размеры электроагрегата, мм:	2500 × 1300 × 1700

В таблице П.15 представлены основные характеристики отечественных газопоршневых электроагрегатов мощностью 4...30 кВт.

Таблица П.15

Наименование характеристики	Значение характеристики					
Обозначение:	АГП-4	АГП-8	АГП-12	АГП-16	АГП30	АГП30
Тип и состав электроагрегата:	газопоршневой					
- двигатель	ТМЗ 450	Д120	ЗМЗ 402	Д144	МТЗ 243	Д65А-П
- генератор	ГС2х4	ГС-8-Б	ГС-12	ГС16	ГС-30-50	ГС-30-50
Частота вращения на режиме номинальной	1500					

Наименование характеристики	Значение характеристики					
мощности, об/мин						
Номинальная электрическая мощность, кВт	4	8	12	16	30	30
Род тока	Переменный, трехфазный					
Напряжение, В	400/230	400				
Частота тока, Гц	50/60					
Коэфф. мощности (cos φ)	0,8					
Тип используемого газа	природный газ, сжиженный пропан-бутан, попутный, генераторный газ, биогаз					
Расход газа на режиме номинальной мощности, м³/ч	2.44	3.36	6.8	6.4	11.2	12
Давление газа, атм	От 0,02 и выше					
Удельный расход масла (на угар) при номинальной мощности (не более), г/кВт.ч	2.0	1.55	2.0	1.57	2.1	1.55
Ресурс до капитального ремонта, т. Час (лет)	3000	10000	8000	10000	10000	12000
Масса электроагрегата (не более), кг	180	670	850	1000	1350	1800
Габаритные размеры электроагрегата, мм:	1067	1675	1950	2050	2180	2260
	650	900	900	1010	1020	1325
	750	1360	1400	1510	1450	1800
Уровень шума, дБ	не более 80					
Параметры токсичности и дымности отработавших газов агрегатов удовлетворяют требованиям ГОСТ 24028-80 и ГОСТ 24585-81						
Степень автоматизации по ГОСТ 13822-80	1,2,3- по заказу					

Параметры токсичности и дымности отработавших газов агрегатов удовлетворяют требованиям ГОСТ 24028-80 и ГОСТ 24585-81

На основании данных таблиц, определим величину приведенной к мощности массы и приведенного к мощности объема для отечественных газопоршневых генераторов рассматриваемого диапазона мощности:

$$\frac{m}{N} = 20 \dots 60 \text{ кг/кВт} \quad \text{и} \quad \frac{V}{N} = 0.06 \dots 0.2 \text{ м}^3/\text{кВт}.$$

П.1.5.1. Газопоршневые электроагрегаты, применяемые в качестве автономных источников на объектах ОАО «Газпром»

На месторождениях ОАО «Газпром нефть» в Ямало-ненецком автономном округе - Холмистом и Чатылкинском - возведены газопоршневые электрические станции (ГПЭС). Использование ГПЭС удешевило систему энергообеспечения месторождений, так как в качестве источника энергии используется попутный нефтяной газ. Утилизация попутного нефтяного газа благоприятно скажется на экологии региона. На ГПЭС использованы газопоршневые электрогенераторы лидера в производстве дизель-генераторных станций FG Wilson, которая сегодня входит в корпорацию Caterpillar. Рассмотрим общий вид и характеристики газопоршневой установки Caterpillar G3306 мощностью 70 и 125 кВт, предназначенной для работы в режиме постоянного источника электроснабжения (рисунок П.1.47, таблица П.1.16).



Рисунок П.1.47. Газопоршневая электростанция Caterpillar G3306

Таблица П.1.16

Модель установки	G3306 NA	G3306 TA
Номер спецификации двигателя	DM5052	TM9271
Электрическая мощность (кВт), $\cos \varphi = 0.8$	75	125
Двигатель	G3306 SCAC	G3306 SCAC
Диаметр цилиндров / ход поршня (мм)	121/152	
Рабочий объем (л)	10,5	
Номинальная частота вращения (об/мин)	1500 (50 Гц)	
Топливо	природный газ	
Расход топлива: природного газа (м³/ч)	27,3 (при 100% нагрузке) 21,8 (при 75% нагрузке) 16,8 (при 50% нагрузке)	42,3 (при 100% нагрузке) 33,4 (при 75% нагрузке) 24,5 (при 50% нагрузке)
Длина (мм)	2263	2352
Ширина (мм)	818	978
Высота (мм)	1269	1210
Отгрузочная масса (кг)	1491	1607

На основании таблицы, определим величину приведенной к мощности массы и приведенного к мощности объема для газопоршневых генераторов Caterpillar рассматриваемого диапазона мощности:

$$\frac{m}{N} = 20 \text{ кг/кВт} \text{ и } \frac{V}{N} = 0.035 \text{ м}^3/\text{кВт}.$$

П.1.5.2. Зарубежные газопоршневые электроагрегаты

Наиболее известными производителями газопоршневых агрегатов в диапазоне мощностей 40...100 кВт являются Caterpillar, Rolls Royce, FG Wilson, Wartsila, Waukesha. Рассмотрим номенклатуру газопоршневых генераторов FG Wilson (таблица П.1.17) мощностью 10...90 кВт.

Газопоршневые электростанции Wilson использует различные двигатели (FORD, GM и др.), поэтому обобщения по массогабаритным показателям будут достаточно представительны:

$$\frac{m}{N} = 14...35 \text{ кг/кВт} \text{ и } \frac{V}{N} = 0.04...0.07 \text{ м}^3/\text{кВт}.$$

Следует отметить, что большим значениям относительной массы и относительного объема соответствуют меньшие мощности, то есть 15 кВт.

Учитывая актуальность вопроса, финансирование проекта современного газопоршневого агрегата ведет в США Департамент энергетики. Главной задачей программы стоит создание агрегата с КПД 50% в простом цикле и более 90% - в когенерационном. Уровень эмиссии NO_x не должен превышать 0,134 г/кВт·ч.

Параметры, характеризующие газопоршневые агрегаты мощностью 10...100 кВт

Газопоршневые электростанции F.G. WILSON

Таблица П.1.17

Модель ГПЭА	UG11P1S/ UG13.5E1S	FG17P1S/ FG20E1S	UHG24E1S	UG14P1/ UG16,5E1	FG22P1/ FG25E1	UHG30E1
Мощность кВА	11/13	17,0/ 20,0	24,0	14,0/16,5	22,0/25,0	30,0
кВт	11/13	17,0/20,0	24,0	11,2/13,2	17,6/20,0	24,0
Генератор	LUB1014NX	LFB1014SX	LUB1012NX	LUA1014NX	LF1014QX	LUA1012NX
Регулятор напряжения	R230	R230	R230	R230	R230	R230
Модель газового двигателя	4ZB1	LRG425	4ZB1	4ZB1	LRG425	4ZB1
Количество цилиндров	4L	4L	4L	4L	4L	4L
Объем цилиндров, л	1,82	2,5	1,82	1,82	2,5	1,82
Диаметр/ ход поршня, мм	84,0/82,0	96,0/ 86,4	84,0/82,0	84,0/82,0	96,0/86,4	84,0/82,0
Степень сжатия	8,5:1	9,37:1	8,5:1	8,5:1	9,37:1	8,5:1
Частота вращения, об/мин	1500	1500	3000	1500	1500	3000
Макс. мощность на валу, кВт	12,6/14,8	18,8/22,2	28,0	12,8/15	19,5/22,2	30,0
Расход газа* при 100 % нагрузке, м³/час LPG	1,8/2,2	3,1/3,7	4,5	1,9/2,2	3,2/3,6	5,1
Природный газ	4,3/5,1	7,3/8,3	11,5	4,3/5,1	7,0/8,2	13,0
Объем системы охлаждения, л	6,1	12,3	6,1	6,1	12,3	6,1
Объем масляной системы, л	4,5	4,3	4,5	4,5	4,3	4,5
Поток воздуха на охл., м³/мин	63	-	102	63	-	102
Тепло отвод. системой охлаждения, кВт	11,9/13,9	20,0/23,5	28,4	12,1/14,1	20,7/23,5	28,4
Излучаемое тепло, кВт	6,3/7,4	10,5/12,4	15,0	6,4/ 7,46	10,9/12,4	15,0
Нагрузка вентилятора, кВт	0,52	0,52	1,62	0,52	0,2	1,62
Температура выхлопных газов, °C LPG Природный газ	552/568 557/580	614/624 614/624	625 635	552/568 557/589	614/624 614/624	625 635
Размеры (Д×Ш×В), мм	1348×710×1004	1548×710×1092	1348×710×1004	1348×710×1004	1548×710×1092	1348×710×1004
Масса (с охл. жидкостью и маслом), кг	405	505	405	405	492	405

*При теплотворной способности LPG равной 95 МДж/м³ и природного газа - 34,4 МДж/м³.

Таблица П.1.17 (продолжение)

Модели ГПЭС	FG27P1 FG30E1	FG34P1 FG40E1	FG40P1 FG46.5E1	FG51P1 FG60E1	FG65P1 FG75E1	FG85P1 FG100E1	FG110P1 FG125E1
Мощность кВА кВт	27/30 21,6/24	34/40 27,2/32	40/46.5 32/38	51/60 40,8/48	65/75 52/60	85/100 68/80	110/125 88/100
Модель двигателя	Ford ESG642	Ford ESG642	Ford ESG642	Ford WSG 1068	Ford WSG 1068	Ford WSG 1068T	GM Vortec 8.1L
Модель генератора	LL1014S	LL2014C	LL2014C	LL2014H	LL2014J	LL3014B	LL3014F
Количество цилиндров	6V	6V	6V	8V	8V	8V	8V
Объем цилиндра, л	4,2	4,2	4,2	6,8	6.8	6.8	8.1
Диаметр/ход поршня, мм	96,8/95,0	96,8/95,0	96,8/95,0	90,2/105,8	90.2/106	90.2/106	108/111
Степень сжатия	9,3:1	9,3:1	9,3:1	9,0:1	9.0:1	9.0:1	9.1:1
Подача воздуха	Естествен- ная	Естествен- ная	Естественная	Естественная	Естественна я	Естественная	Естественная
Частота вращения двигателя, об/мин	1500	1500	1500	1500	1500	1500	1500
Максимальная мощность на валу, кВт	41.2/46.0	41.2/46	41.2/46	64.2/72,1	59,8/67,2	87.7/98.5	105/118
Среднее противодавление, бар	8,8	8,8	8,8	8,4	8,4	8.4	-
Скорость движения поршня, м/с	4,75	4,75	4,75	5,4	5,4	5.4	-
модели ГПЭС	FG27P1 FG30E1	FG34P1 FG40E1	FG40P1 FG46.5E1	FG51P1 FG60E1	FG65P1 FG75E1	FG85P1 FG100E1	FG110P1 FG125E1
Расход топлива*, м³/час	9,8/10.8	13,0/14.5	15,1/16.4	15,1/16.7	18,0/21,3	24.8/28.9	34,2/38,0
Тепло отвод. через выхлоп, кВт	17,3	22,8	28,4	41,2	-	-	-
Тепло отвод. системой охлаждения, кВт	15.2/13,7	20.8/23.4	22,5/25.3	33,4/37,5	41,0/46,0	57.5/64.6	106/113
Излучаемая теплота, кВт	13.2/15.0	16.4/18.4	18.2/20.4	18,9/21,3	24,0/27,0	33.4/37.5	36,7/41,0
Температура выхлопных газов, °С	528/550	575/595	615/631	560/580	580/610	660/685	780/810
Поток воздуха через	150	150	150	196	196	187	175

Модели ГПЭС	FG27P1 FG30E1	FG34P1 FG40E1	FG40P1 FG46.5E1	FG51P1 FG60E1	FG65P1 FG75E1	FG85P1 FG100E1	FG110P1 FG125E1
радиатор, м ³ /мин							
Размеры: Д×Ш×В, мм	2165×890× 1239	2165×890× 1239	2165×890×1239	2400×918×1364	2400×918×13 64	2400×18×1339	2600×1100× 1450
Масса (с охлаждающей жидкостью и маслом), кг	637	692	712	898	938	999	1373

*При теплотворной способности LPG равной 95 МДж/м³ и природного газа - 34,4 МДж/м³.

- G – предназначен для работы на газовом топливе
- Число – номинальная мощность в кВА
- E – работа в качестве резервного источника
- без буквы E или с B, P – для работы в качестве постоянного источника электроэнергии

Таблица П.1.18

n/n	Параметр	Величина параметра
1	Мощность, кВт	5...100
2	КПД _{эл}	36...49 %
	КПД _{эл+тепл}	80...90 %
2а	Расход газа, м ³ /(кВт ч)	0.3...0.4
3	Масса приведенная, кг/кВт	16...60
4	Объем приведенный, $V/N = (a \cdot b \cdot c)/N$, м ³ /кВт	0.05...0.2
5	Возобновляемость	Нет
6	Удельная стоимость установленной мощности, \$/кВт	300...400 и возможно несколько больше при блочно-контейнерном исполнении.
6а	Стоимость вырабатываемой электроэнергии, \$/(кВт·ч)	0.02...0.17 (определяется себестоимостью природного газа и стоимостью его топливной подготовки)*
7	Экология	Установки загрязняет окружающую среду: эмиссия NO _x в 2 раза больше, чем у ГТУ; Шум: < 80 дБ.
8	Принцип действия	работа расширения нагретого газа в ДВС
9	Пожароопасность	Да
10	Токсичность	Нет
11	Взрывобезопасность	Да
12	Производители	Ярославский моторный и Уральский дизель-моторные заводы. Caterpillar, FG Wilson, Wartsila, Waukesha, Rolls Royce,
13	Зависимость от окружающей среды	Зависимость мала
14	Достоинства	1. Высокая экономичность и относительно высокая компактность. 2. Быстрое включение – выключение, то есть высокая маневренность.
14а	Недостатки	1. Имеется выгорание жидкой смазки - удельный расход масла при номинальной мощности составляет 1.5...2.0 г/кВт·ч. 2. Содержания окислов азота NO _x в продукты сгорания газо-поршневых агрегатов в 2 раза больше, чем в ГТУ.
15	Вандализационность	Да
16	Ресурс (до капитального ремонта), час	15000...30000

* - ориентировочная себестоимость «подготовленного» природного газа для автономных ГПА может составлять 0.04...0.5 \$/Нм³ [135]

П.1.6. Электродвигатели с приводом на основе микротурбин

Первое появление микро-газотурбинных энергетических установок на рынке произошло в 2001-2003 годах и было связано в основном с установками электрической мощностью 30...80 кВт [136; 137; 138; 139]. Данные установки, использующие регенерацию и утилизацию уходящего из турбины тепла, обладали электрическим КПД порядка 24%...28%. Значительный спрос на данные установки обусловлен высокой компактностью, экономичностью, высоким ресурсом работы, а также относительно низкими капитальными и текущими затратами [136]. Указанные особенности определяются использованием компактного электродвигателя на постоянных магнитах, воздушных подшипников с большим ресурсом работы, компактного рекуператора, малотоксичной камеры сгорания, использующей широкий спектр топлив, включающий природный газ и биогаз. Способность утилизации биогаза этими установками была высоко оценена американскими экологами и защитниками природы.

Признанным лидером в создании микрогазотурбинных энергетических установок мощностью 25...30 кВт является компания Capstone. Установка этой мощности создавалась в 2001...2003 году. Принципиальная тепловая схема такой установки приведена на рисунке П.1.48. Общий вид - на рисунке П.1.49.

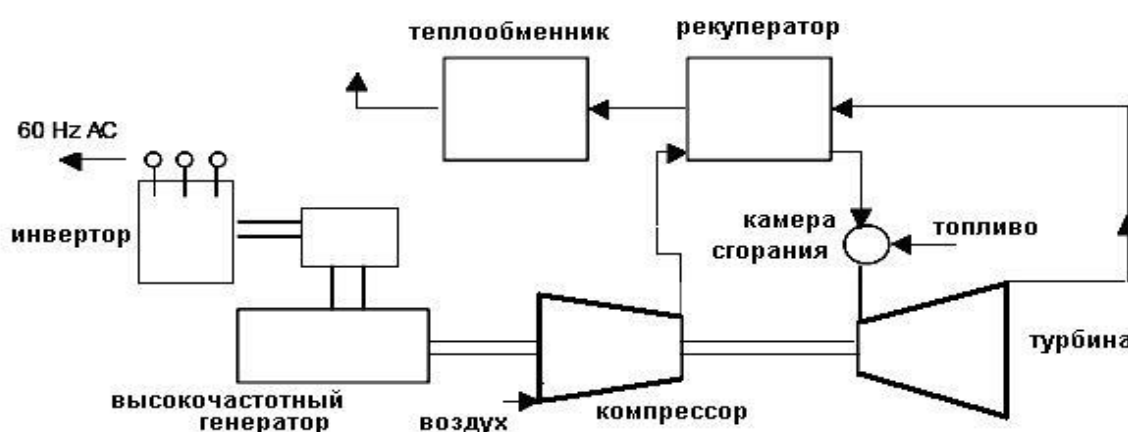


Рисунок П.1.48. Тепловая схема микрогазотурбинных энергетических установок с утилизацией тепла

Параметры, характеризующие Capstone C 30, приведены в таблице П.1.19.

Параметры ГТЭ мощностью 30 кВт [137]

Таблица П.1.19

Тип газового топлива	Электрич. мощность, кВт	кДж/кВт ч, *	Тепло сгорания топлива (Fuel flow) кДж/час	Total exhaust energy, кДж/час	Электрический КПД
Capstone C 30 NATURGAS (high pressure)	30.0	12900	415000		26%
Capstone C 30 NATURGAS (Onboard Gas compressor)	28.0	12900	403000		25%
Capstone C 30 (метан - биогаз)	26,0	13800	457000	327000	26%

* Отношение теплоты сожженного в ГТД топлива за единицу времени к произведенной им мощности, кДж/кВт ч.

Особенности конструкции установки С30 представлены на рисунках П.1.49 и П.1.50.

К особенностям конструкции микротурбинная установки С30 можно отнести следующее:

1. Ротор турбогенератора, по всей видимости, единый. Он опирается на три опорных воздушных подшипника. Рабочие колеса, как компрессора, так и турбины, судя по рисунку П.49, имеют центральные отверстия и являются насадными, либо сварные.
2. Наружная цилиндрическая поверхность рекуператора изготовлена из стального листа, согнутого и сваренного по образующей (рисунок П.1.49).
3. Минимальный размер поперечного сечения газового канала рекуператора приблизительно равен 10 мм (рисунок П.1.49).
4. Днище наружного корпуса, образующего поворот отработанного газа на входе в рекуператор, прикрепляется к цилиндрическому корпусу с помощью хомута (рисунок П.1.49). Наружная поверхность стального наружного корпуса покрыта теплоизолирующим покрытием (рисунок П.1.49).
5. Корпус установки состоит из тонкостенных стальных поверхностей, соединенных сваркой между собой и с тонкими силовыми кольцами (рисунок П.1.49).

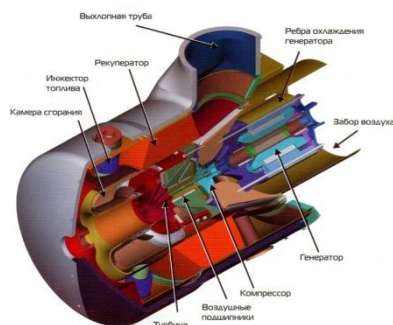


Рисунок П.1.49. Микротурбинная установка С30



Рисунок П.1.50. Вид на рекуператор

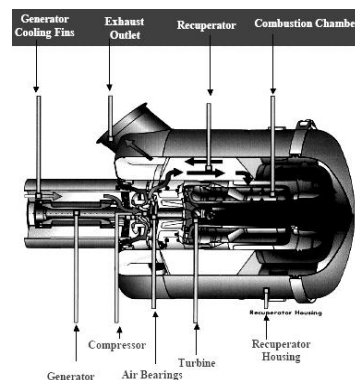


Рисунок П.1.51. Общий вид на микротурбинную установку

К особенностям конструкции микротурбинной установки С30 можно отнести следующее:

1. Ротор турбогенератора, по всей видимости, единый. Он опирается на три опорных воздушных подшипника. Рабочие колеса, как компрессора, так и турбин имеют центральные отверстия и являются насадными, либо сварные.

2. Наружная цилиндрическая поверхность рекуператора изготовлена из стального листа, согнутого и сваренного по образующей.

3. Минимальный размер поперечного сечения газового канала рекуператора приблизительно равен 10 мм.

4. Днище наружного корпуса, образующего поворот отработанного газа на входе в рекуператор, прикрепляется к цилиндрическому корпусу с помощью хомута. Наружная поверхность стального наружного корпуса покрыта теплоизолирующим покрытием.

5. Корпус установки состоит из тонкостенных стальных поверхностей, соединенных сваркой между собой и с тонкими силовыми кольцами.

Топливная смесь подается в кольцевую камеру сгорания через 4...8 радиальных газовых каналов. Топливная смесь в этих радиальных каналах теплоизолирована от горячего выходного газа.

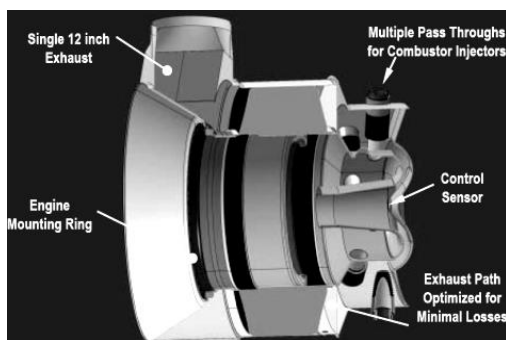


Рисунок П.1.52. Вид на корпусные детали микрогазотурбинной установки

Общий вид установки со снятым внешним кожухом изображен на рисунке П.1.53.

Из рисунка П.1.53 видно, что собственно сама микрогазотурбинная установка установлена горизонтально и занимает только верхнюю часть объема наружного корпуса.

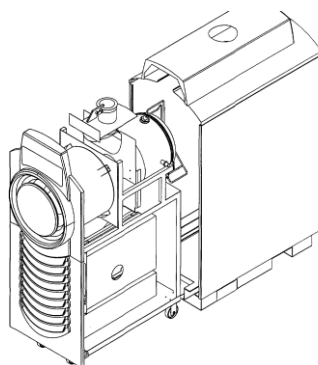


Рисунок П.1.53. Внешний вид микрогазотурбинной установки мощностью 30 кВт Capstone (на рисунке установка выдвинута из внешнего кожуха)

Высокоскоростной генератор производит высокочастотный ток (до 1600 герц), который конвертируется в постоянный ток, а затем преобразовывается в выходной ток номинальной частоты и напряжения (рисунок П.1.54).

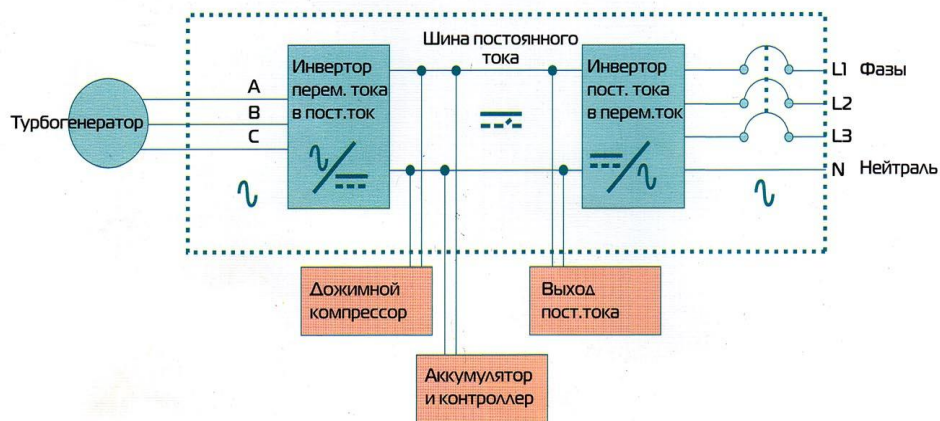


Рисунок П.1.54. Схема преобразования параметров турбогенераторов в необходимые величины по току, частоте и напряжению

Электрическая схема обеспечивает высокое качество выходного напряжения с точки зрения стабильности, амплитуды, частоты, синусоидальности и искажений. Цифровая система управления реализует сложные алгоритмы управления, которые поддерживают устойчивую работу установки. Предусмотрена возможность автоматического запуска при пропадании напряжения в сети (при использовании микротурбины в качестве резервного источника электроэнергии). Система управления обеспечивает работу в полностью автономном варианте и в режиме совместной работы с сетью для снятия пиковых нагрузок и передачи дополнительной электроэнергии в сеть. Для первоначального пуска турбины установка снабжена аккумуляторными батареями.

Характеристики моделей микротурбин Capstone мощностью 30 и 60 кВт приведены в таблице П.1.20.

Таблица П.1.20

Параметр	С 30	С 60
Электрическая мощность	30 кВт	60 кВт
КПД по электричеству	28%	28%
КПД общий в случае утилизации тепла	80%	80%
Напряжение на выходе, трехфазное	400-480 вольт	400-480 вольт
Максимальный ток в фазе	46 ампер	100 ампер
Частота тока	50/60 герц	50/60 герц
Вес	478 кг	758 кг
Вес аккумуляторных батарей для автономной работы	173 кг	363 кг
Габариты	1900Ч714Ч1344 мм	2108Ч762Ч1956 мм
Топливо	Газ, керосин, дизель	Газ
Давление топлива на входе	0,3-3,8 бар	5,2-5,6 бар
Скорость вращения турбины	96000 об/мин	96000 об/мин
Срок службы до капитального ремонта	60000 час	60000 час

Компания Elliott [139] при создании своих микрогазотурбинных установок мощностью 40, 60 и 100 кВт применяет своеобразные конструктивные решения. Продольный разрез такого турбогенератора представлен на рисунке П.1.55. Общий вид установки приведен на рисунке П.1.48.

n/n	Параметр	Величина параметра
1	Мощность, кВт	1...100
2	КПД электрический КПД полный	28%...29 % 80 %...85 %
3	Масса приведенная, кг/кВт	12...16
4	Объем приведенный, $V/N = (a \times b \times c)/N$, м ³ /кВт	0.05...0.07
5	Возобновляемость	Нет
6	Удельная стоимость установленной мощности, \$/кВт	700...1000
6а	Стоимость вырабатываемой электроэнергии, \$/(кВт·ч)	В два раза дешевле, чем на обычных электростанциях, то есть 0.02 (в России 2007г [5])
7	Экология	эмиссия NO _x относительно мала: < 10 ppm; Низкий уровень шума: < 60 дБ.
8	Принцип действия	работа по циклу газотурбинной установки
9	Пожароопасность	Низкая
10	Токсичность	Нет
11	Взрывобезопасность	Низкая
12	Производители	Capstone, Turbec, Elliot и др.
13	Зависимость от окружающей среды	Зависит от температуры окружающего воздуха.
14	Достоинства	Высокая надежность в связи с малым количеством подвижных деталей. Упрощенная установка. Компактные размеры. Малый вес. Отсутствие масляной системы. Приемлемый уровень шума. Низкие эмиссии. Приемлемое качество энергии. Возможность автономной работы. Возможность кластеризации (параллельной работы нескольких установок).

Помимо генерации электричества турбина может вырабатывать тепло. Для этого она комплектуется специальным устройством, утилизирующим теплоту выхлопных газов. Применение таких установок повышает общий КПД (до 80...90%) и решает задачи теплоснабжения для отопления и получения горячей воды. Тепловая схема установки приведена на рисунке П.1.50

Приложение 2

П.2. ОБЗОР СОВРЕМЕННЫХ ТУРБОДЕТАНДЕРНЫХ УСТАНОВОК

П.2.1. Турбодетандеры (расширительные турбомашинны)

Транспортировка газа по трубопроводам осуществляется с помощью дожимных компрессорных станций (КС). На КС газу сообщается потенциальная энергия повышенного давления, частично используемая на преодоление сопротивления при его течении по трубам. Основная доля потенциальной энергии сжатого газа рассеивается на пунктах его редуцирования. Первый этап снижения давления осуществляется на газораспределительных станциях (ГРС), где давление снижается от давления транспортировки 7...3 МПа до 1.6...1.2 МПа. Второй этап снижения давления происходит на газораспределительном пункте (ГРП) до давления, необходимого потребителю 0.1...0.3 МПа. Для полезного использования перепада давления газа на ГРС и ГРП применяют многообразные турбодетандеры, которые понижают давление газа, преобразуя потенциальную энергию газа в энергию привода компрессоров, электрогенераторов, криогенных устройств и т.д. [2; 3; 4; 13; 14; 15; 16; 17; 20].

Большинство созданных турбодетандерных электрогенераторов (ТДЭА) имеют мощность 1...12 МВт [26].

Отличительные особенности ТДЭА этого класса:

- Низкая удельная стоимость установленной мощности (примерно в 2...3 раза ниже, чем в газо- и паротурбинных энергетических установках той же мощности);
- Экономия газа (60%) на 1 кВт вырабатываемой электроэнергии;
- Высокое КПД проточной части, равное 70%...80%.
- Отсутствие твердых выбросов, выбросов окислов азота и серы в атмосферу, сбросов технических вод;
- Малые сроки окупаемости (2,5...5 лет).

Типичные схемы турбодетандерных энергетических агрегатов ТДЭА представлены на рисунках П.2.1...П.2.3 [27]. Важным элементом ТДЭА является входной теплообменник для предварительного нагревания газа перед подачей в турбодетандер.

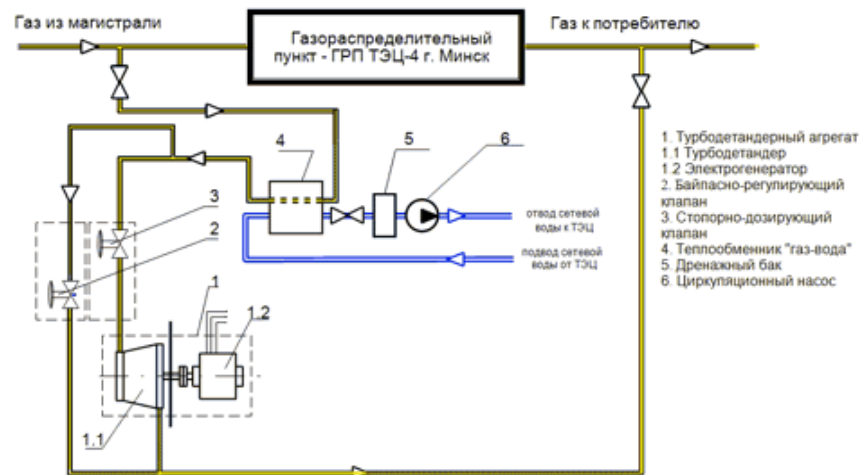


Рисунок П.2.1. Энергетическая турбодетандерная установка с теплообменником, использующим тепло сетевой воды от ТЭЦ

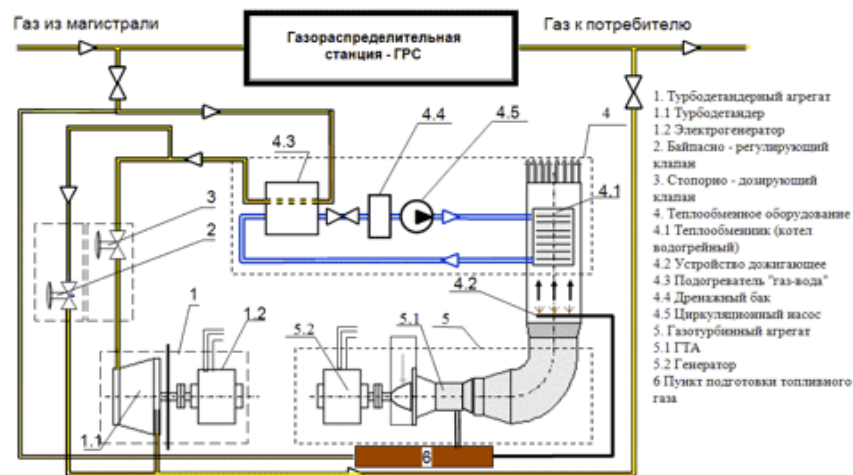


Рисунок П.2.2. Энергетическая турбодетандерная установка с теплообменником, использующим тепло уходящих газов газовой турбины и тепло дожигающего устройства водогрейного котла

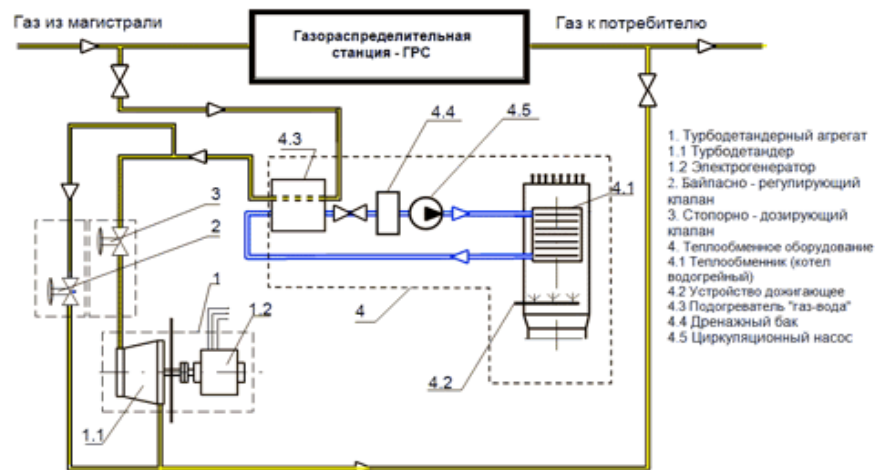


Рисунок П.2.3. Энергетическая турбодетандерная установка с теплообменником, использующим тепло дожигающего устройства водогрейного котла

Необходимость входного теплообменника обусловлена тем, что при начальной температуре газа в магистрали $5...10^{\circ}\text{C}$ температура газа на выходе из турбодетандера будет отрицательной, что видно из диаграммы процесса снижения давления метана (рисунок П.2.4). Большая отрицательная температура газа ($-50...-80^{\circ}\text{C}$) приведет к необходимости отведения образующегося в этих условиях конденсата фракций. Конденсат низкой температуры не желателен, так как может вызвать неисправности арматуры на выход из ТДЭА.

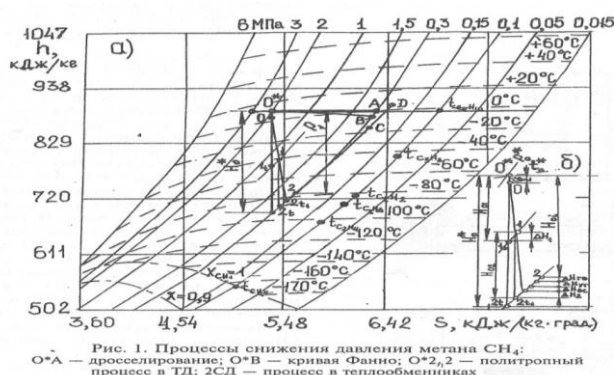


Рис.П.2.4. Процесс снижения давления метана CH_4

Общий вид энергетической детандерной установки мощностью 5 МВт представлен на рисунок П.2.5. Установка сооружена на ТЭЦ-21 Мосэнерго в 1995 г.



Рисунок П.2.5. Детандерная утилизационная энергетическая установка ($N_3 = 5 \text{ МВт}$)

Турбодетандеры (расширительные турбины) различного назначения выпускают в России и на Украине, а также фирмами Atlas Copco Gas (Германия) и RotoFlow GE (США). Рабочие колеса Roto Flow представлены на рисунок П.2.6.



Рисунок П.2.6. Рабочие колеса расширительных турбинных установок RotoFlow

В последние годы для реализации автономности энергоснабжения линейных газораспределительных станций используются турбодетандеры мощностью 5...40 кВт, как наиболее привлекательные для покрытия электрических нагрузок собственных нужд ГРС. Основные достоинства таких агрегатов:

- Небольшая мощность электроагрегата, для работы которого сжигание газа не требуется;
- Работа турбодетандера органически вписывается в технологический процесс редуцирования газа на ГРС;
- Для работы такого турбодетандерного агрегата не требуется большое количество газа (до 10% от производительности ГРС), что мало влияет на режим работы всей ГРС.

Указанные турбодетандеры могут использоваться как в качестве основного, так и резервного источника электроэнергии [19;14; 16].

Основной проблемой при использовании детандерных агрегатов является низкая температура газа на выходе, что приводит к необходимости подогрева газа на входе. Обычно для этого используют вторичное тепло, горячую воду теплофикационных установок предприятий. Детандеры малой мощности (до 8,0 кВт) намечается использовать в качестве резервных источников электрической энергии на ГРС и АГНКС. В этом случае значительного подогрева газа не требуется, так как степень редуцирования незначительна [19]. В последнем случае КПД рабочего колеса делается существенно менее 30% .

Рассмотрим особенности турбодетандерной генераторной установки ТДГУ-5/230-В мощностью 5 кВт, разработанной совместно ООО «Газоснабжение», ООО «ВНИИГАЗ», ОАО «Корцерн Энергомера» [17]. Продольный разрез установки представлен на рисунок П.2.7.

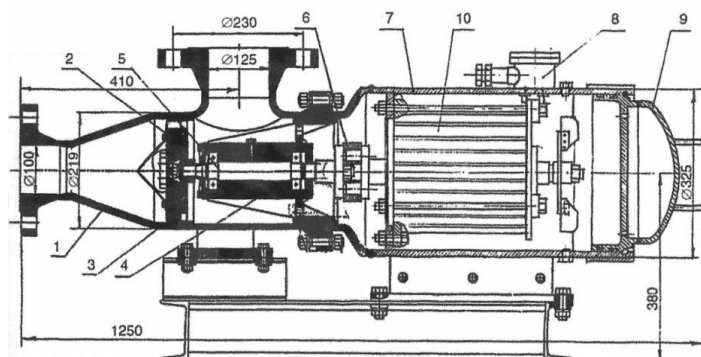


Рисунок П.2.7. Турбодетандерная генераторная установка ТДГУ-5/230-В:
корпус детандера; 2 – сопловой аппарат; 3 – турбинное рабочее колесо; 4- корпус подшипников; 5 – вал турбины; 6- муфты; 7 – корпус генератора; 8 – вводная коробка; 9 – крышка корпуса генератора; 10 – однофазныйсинхронный электрогенератор с фланцевым крепление и конденсаторным возбуждением мощностью 5 кВт (напряжение 230 В, частота вращения 3000 об/мин)

Конструктивно турбодетандерный электроагрегат состоит из турбодетандерного двигателя и генератора, установленных в единый цилиндрический корпус с входным фланцем для подвода газа от регулятора давления газа и выходным фланцем для отвода газа в газопровод низкого давления. Для привода генератора применяется осевая активная турбинная ступень с частотой вращения 3000 об/мин. В качестве генератора используется однофазный синхронный генератор мощностью 5 кВт с бесщеточной системой возбуждения типа ТСГ-4-230-05-ФМ производства ОАО «Калугатрансмаш». Охлаждение генератора осуществляется холодным природным газом, поступающим после его расширения на лопатках турбодетандера.

Для поддержания постоянной частоты вращения ротора генератора, равной 3000 об/мин (и частоты тока 50 Гц), применяется динамическое торможение ротора, состоящее в изменении электрической нагрузки генератора в функции частоты вращения ротора с помощью тиристорного регулятора тока. В качестве динамической нагрузки используются электронагревательные устройства взрывозащищенного исполнения. Основные особенности агрегата:

7. Ротора турбины и генератора непосредственно соединены гибкой муфтой, что упрощает конструкцию и повышает надежность агрегата.

8. Для повышения температуры газа на выходе из детандера, предусмотрено следующее: в агрегате использована турбинная ступень с низким КПД; газ за детандером может быть нагрет как поверхностью корпуса генератора.

Нагревание газа можно осуществить электронагревательными устройствами динамической нагрузки генератора.

Рассмотрим параметры турбодетандерных агрегатов малой и средней мощности для ГРС, приведенные в таблице П.2.1. В таблице частично использованы материалы статьи А.А.Челазного, С.Н.Великого и др.[19].

Наименование показателей	Численные значения показателей					
Обозначение агрегата	БУГЭ-ГРС (ТДГУ-5/230)	ДЭА-1	ТДА	ДГА-8-380-Т	ПЭГА-100	ТДУ-1
Разработчик	«Газоснабжение», «ВНИИ-ГАЗ», «Энерго-мера»	«ВНИИ-ГАЗ»	НПП «Газэлектроприбор»	ОАО «Турбогаз»	Фирма «Автогазсистема-Бис»	Уралтрансгаз, НПК «НТЛ» (Верхняя Салда)
Номинальная электрическая мощность, кВт	5,0	2,5	1...30	8	100	1,0
Напряжение, В и род тока	230 переменный	28 постоянный	12...48 110...380	380 переменный	400 переменный	230 переменный
Тип детандера	турбинный	Шестеренчатый	Турбинный с редуктором	роторный	турбинный	турбинный
Номинальная частота вращения детандера (генератора), мин ⁻¹	3000	5000	8000 (3000)	3000	6000	15000 (15000)
Давление газа на входе в агрегат, МПа		7,5...0,6	1,6...7,5	2,5...7,5	0,3...0,5	8.0
Давление газа на выходе из агрегата, МПа		1,2...0,1	0,03...6,3	0,6...1,2	0,15...0,25	1.0
Степень расширения газа		6...3,5		6...3,5	1,5...2,0	
Перепад давления на турбодетандере, МПа	0,2					

Наименование показателей	Численные значения показателей					
Расход природного газа, Нм ³ /час	2000	150...230		1800	13000	> 600
Удельный расход природного газа, Нм ³ /час кВт	400	60...90		230	130	> 600
КПД, %	40	25	70	15	20	< 10
Габаритные размеры, м	1,3×0,6×0,6	0,6×0,27×0,34		2,0×0,9×1,2	4,4×1,1×2,0	0,2×0,2×0,2
Масса, кг	250	75		1200	5000	25
Удельная масса, кг/кВт	50	30		150	50	25
Ресурс агрегата до ремонта, тыс. час		6		10	20	
Срок службы до списания, лет	(20)	10	20	15	20	
Возможность отопления помещений	Электро-нагревательные устройства		Тепло сжатого газа В компрессоре			
Устройство обеспечения постоянства числа оборотов генератора	Динамическое торможение с помощью тиристорного регулятора тока		Центробежный отсекающий газ			Центробежный регулятор газа во входном патрубке
Особенности электрического генератора	бесщеточный					Наличие контактных колец

В заключение раздела приведем осредненные параметры турбодетандерных электроагрегатов мощностью 1...100 кВт (таблица П.2.2).

Таблица П.2.2

n/n	Параметр	Величина параметра	Примечание
1	Мощность, кВт	1...100	
2	КПД	5%...50 %	параметр не существует
3	Масса приведенная, кг/кВт	25...140*	
4	Объем приведенный, $V/N = (a \cdot b \cdot c)/N$, м ³ /кВт	0.03...0.2*	
5	Возобновляемость	Нет	
6	Удельная стоимость установленной мощности, \$/кВт	400...600 - на основании осреднения данных в работах [2].	
6а	Стоимость вырабатываемой электроэнергии, \$/(кВт·ч)	Более чем в 2 раза дешевле, чем стоимость электроэнергии на паротурбинных электростанциях [2].	
7	Экология	Установка не загрязняет окружающую среду. Уровень шума менее 70 дБ.	
8	Принцип действия	работа расширения сжатого, но холодного газа в турбине	
9	Пожароопасность	Нет	
10	Токсичность	Нет	
11	Взрывобезопасность	Высокая	
12	Производители	«ВНИИГАЗ», ООО«Газоснабжение», ЗАО НПК «НТЛ»(В.Салда), «Энергомера» (Россия); НПП«Газэлектроприбор», ОАО«Турбогаз», НПО«Нефтегазтехнология»,ОАО"Мотор Сич" (Украина); фирма GASCONTROL (Чехия); Atlas Copco Gas (Германия); RotoFlow(США).	
13	Зависимость от окружающей среды	Не зависит	
14	Достоинства	Высокая эффективность применения за счет «бесплатной» энергии сжатого газа. Отсутствие потерь газа на сжигание.	
14а	Недостатки	Возможность использования только на ГРС и ГРП. Необходимость нагрева газа перед турбодетандером для предотвращения последующей конденсации газов.	
15	Вандализационность	Да	

*- массогабаритные показатели турбодетандерных агрегатов сильно зависят от скорости вращения турбины и генератора. Скорость вращения определяется типом турбины и генератора, а также наличием редуктора.

** - меньший ресурс соответствует турбодетандерам с редуктором .

Межремонтный период турбодетандеров **RotoFlow** составляет 2,5 год.

П.2.2. Обзор современных турбодетандерных установок

П.2.2.1. Отечественные турбодетандерные установки

В России существуют тысячи ГРС и ГРП, но далеко не все из них подходят для рассматриваемой технологии. По оценкам специалистов на территории РФ существует всего около 600 объектов – ГРС и ГРП, располагающих условиями для строительства и эксплуатации турбодетандерных агрегатов, которые могут выработать до 15 млрд. кВт·ч электроэнергии в год.

Вместе с тем, все ГРС подходят или нуждаются в электроснабжении для собственных нужд.

Турбодетандер ОАО «Турбогаз»

В СССР в период с 1981 по 1984 годы были проведены обширные исследования по выбору оптимальных схем утилизационных турбодетандерных установок на ГРС, ГРП и КС, в которых энергия избыточного давления газа преобразуется в электрическую энергию. В результате в 1986 году впервые в СССР была изготовлена утилизационная энергетическая установка УТДУ-2500 мощностью 2500 кВт для ГРС. Промышленный образец установки эксплуатируется на ГРС № 7 г. Днепропетровска с 1991 года и до настоящего времени. Эти работы проводило Всесоюзное научно-производственное объединение (ВНПО) «Союзтурбогаз», которое было основано в 1975 году по решению Министерства газовой промышленности СССР, как головное предприятие по созданию и внедрению в отрасли передового энерготехнологического оборудования. До 1991г. предприятие входило в состав «Газпрома», в настоящее время ВНПО «Союзтурбогаз», переименовано в ОАО «Турбогаз» и принадлежит Украине (г. Харьков).

За период с 1991 по 2008г. ОАО «Турбогаз» внедрило турбодетандерные установки, в соответствии с рисунком П.2.8, на следующих объектах (см. таблицу П.2.3).



Рисунок П.2.8. Утилизационная энергетическая установка УТДУ-2500 ОАО «Турбогаз»
Объекты ОАО «Турбогаз»

Таблица П.2.3

Наименование объекта	Страна	Количество	Установленная мощность, кВт
УМГ «Харьковтрансгаз» ДК «Укртрансгаз», ГРС-7 Днепропетровского ЛП УМГ	Украина	1	2500
Минская ТЭЦ-4	Беларусь	2	2500
ГРП-2, г. Новолукомль	Беларусь	1	2500
ГС «Солоха», ГПУ «Полтавагаздобыча»	Украина	1	2500
ГРС, г. Одесса	Украина	1	4000
ГРС, г. Запорожье	Украина	1	4000
ГРС, г. Северодонецк	Украина	1	4000
РУП "Гомельэнерго", Гомельская ТЭЦ-2	Беларусь	1	4000

Турбодетандер ООО «Криокор»

Много Российских компаний пробовали создать турбодетандер. Так, например, один из них, разработанный ООО «Криокор», (рисунок П.2.9), аналогичен проекту корпорации Ротофлоу и находится в эксплуатации с 1994 г. на ТЭЦ №21 г. Москвы, но имеет ряд проблем, обычных для экспериментальных установок.



Рисунок П.2.9. Турбодетандер ООО «Криокор»

Основные технические характеристики указанного агрегата приведены в нижеследующей таблице П. 2.4.

Основные технические характеристики

Таблица П.2.4

Наименование параметра	Расчетная величина
1 Мощность на клеммах генератора, МВт	5,1
2 Максимальный часовой расход газа, тыс. Нм ³ /час	175
3 Давление газа перед детандером, ати	12
4 Давление газа за детандером, ати	2,5
5 Степень расширения газа в турбине	3,7
6 Температура газа перед турбиной, °С	110
7 Температура пара на входе в газоподогреватель, °С	250
8 Температура газа за турбиной, °С	5, не менее
9 Тип передачи мощности от турбины к электрогенератору	Понижающий редуктор
10 Масса, т	70
11 Габариты турбоэкспандера: - длина, м	8,6
- ширина, м	1
- высота, м	3,1
12 Охлаждение генератора и масла системы смазки	Водяное
13 Размещение турбоэкспандера и его систем	Кирпичное здание
14 Размещение газоподогревателя	Вне здания
15 Тип газоподогревателя	трубчатый теплообменник
16 Наличие промежуточного теплоносителя для подогрева газа	нет
17 Срок окупаемости (в ценах 1995 г., без учета инфляции и дисконтирования), лет	5

К числу недостатков турбодетандера ООО «Криокор», по сравнению с зарубежными аналогами, следует отнести следующее:

- регулирование давления газа за турбиной осуществляется штатными клапанами ГРП, в то время как регулятор турбины поддерживает частоту ее вращения. Это, с одной стороны, может привести к неустойчивой работе системы подачи газа на ТЭЦ, а с другой – требует существенного расхода газа через клапаны ГРП (запас на регулирование) и, следовательно, недобора мощности турбиной;

- использование водяного охлаждения электрогенератора и масла системы смазки, вместо воздушного или газового, заметно усложнило установку;
- экономичность работы турбины ниже, в особенности на частичных нагрузках;
- относительные массогабаритные показатели хуже.

Его относительно меньшая (на 20-25%) стоимость не компенсирует отмеченные выше недостатки.

Аналогичными недостатками обладает и указанный выше турбодетандер ОАО «Турбогаз». Основные характеристики турбодетандеров приведены в таблице 2.25.

Основные характеристики турбодетандеров ОАО «Турбогаз» и
ООО «Криокор»

Таблица П.2.5

1 Турбина	ОАО «Турбогаз», Украина	ООО «Криокор», Россия
1.1 Тип	Осевая, с регулирующим клапаном	Осевая, с регулирующим клапаном
1.2 Степень расширения газа в одной ступени	до 4	до 4
1.3 Мощность одной ступени, кВт	от 8 до 2500	до 5000
1.4 Наличие редуктора	есть	есть
2 Генератор		
2.1 Тип	синхронный	синхронный
2.2 Способ охлаждения	вода или газ	вода
2.3 Подшипники	масляные	масляные
2.4 Номинальная частота вращения, об/мин	3000	3000
2.5 Силовая электроника	нет	нет

Турбодетандер НПП «Газэлектроприбор»

В настоящее время до промышленного производства и применения доведено устройство ТСКЗиЭ, разработки НПП «Газэлектроприбор» (г.Харьков). В устройстве используется расширительная турбина мощностью 2 кВт с напряжением 48 В (или 24 В) постоянного тока. В составе устройства отсутствует инвертор для получения переменного напряжения 50 Гц, 220 В. Устройство специализировано для питания катодной защиты ГРП и ГРС малой производительности с давлением газа на входе не более 1,6 МПа и предназначено для работы в базовом режиме (режим S-1). Расширительная турбина снабжена понижающим редуктором и встроенным регулятором напряжения, что обеспечивает стабильное выходное напряжение при

колебании частоты вращения ротора в широких пределах (номинальная частота вращения ротора генератора 3000 об/мин, а частота вращения турбодетандера осевого типа 10000...12000 об/мин). Для ограничения частоты вращения ротора турбодетандера при сбросе нагрузки используется встроенный в корпус центробежный отсекающий газ (автомат безопасности). Более 30 устройств ТСКЗиЭ эксплуатируются на ГРП Украины.

**Типовой пример расширительной турбины турбодетандерного блока устройства
БУГЭ-ГРС разработки ООО «Газоснабжение»,
ООО «ВНИИГАЗ» и ОАО «Концерн Энергомера»**

Универсальным по применению на ГРС средней и большой производительностью (более 5000 м³/час) является устройство БУГЭ-ГРС разработки ООО «Газоснабжение», ООО «ВНИИГАЗ» и ОАО «Концерн Энергомера», содержащее:

- расширительная турбина мощностью 5 кВт (с синхронным однофазным генератором переменного тока 50 Гц, 230 В) или 5,5 кВт;
- редуцирующая газовая линия, обеспечивающая подачу газа в расширительную турбину;
- распределительный щит 230/400 В;
- блок автоматического управления источников электроснабжения;
- АБП.

Конструктивно устройство БУГЭ-ГРС состоит из двух модулей:

- модуль редуцирующей газовой линии, в котором кроме расширительной турбины установлено оборудование газовой обвязки (входной шаровой кран с пневмоэлектроприводом, регулятор давления газа, выходной шаровой кран с ручным приводом, трубопроводы и оборудование импульсного газа);
- электротехнический модуль, в котором размещено все электротехническое оборудование (распределительный щит со счетчиком электроэнергии, коммутационные аппараты АВР, блок автоматики, АБП и др.).

Основные технические параметры и характеристики устройства БУГЭ-ГРС показаны в таблице П.2.6.

Основные технические параметры и характеристики устройства БУГЭ-ГРС

Таблица П.2.6

Наименование параметра	Единица измерения	Значение параметра
Номинальное напряжение основного источника питания (сеть переменного тока)	В	230
Номинальная частота основного источника питания	Гц	50

Наименование параметра	Единица измерения	Значение параметра
Суммарная максимальная мощность электроприемников ГРС, питающихся от сети	кВт	30
Коэффициент мощности нагрузки	относ. ед.	0,85
Количество присоединений распределительной сборки	шт.	20
Учет электроэнергии	-	Микропроцессорный счетчик на вводе с двумя тарифными зонами учета и двумя направлениями учета
Номинальная мощность ТДА	кВт	5
Род тока	-	Однофазный переменный
Номинальное напряжение ТДА	В	230
Номинальная частота тока ТДА	Гц	50
Частота вращения вала ТДА	об/мин	3000
Режим нейтрали системы электроснабжения	-	Заземленный вывод генератора
Степень автоматизации ТДА (по ГОСТ Р 50783-95)	-	третья
Показатели качества электроэнергии, вырабатываемой ТДА Установившееся отклонение напряжения при неизменной симметричной нагрузки в диапазоне от 0% до 100% номинальной мощности. Размах изменения напряжения при сбросе и набросе номинальной нагрузки.	% % %	±5 ±20 ±0,5
Стабильность частоты при установившемся режиме регулятора давления газа и неизменной нагрузки. Время восстановления напряжения и частоты при сбросе и набросе номинальной нагрузки. Переходное отклонение частоты при сбросе и набросе номинальной нагрузки	сек Гц	3 ±4
Давление газа на входном трубопроводе ГРС	МПа	1,4...5,5
Давление газа на выходном трубопроводе ГРС	МПа	0,6...1,2
Расход газа через турбодетандер	м ³ /час	2000

Наименование параметра	Единица измерения	Значение параметра
Перепад давлений на турбодетандере	МПа	0,2±0,01
Исполнение	-	Взрывозащищенное 1ExsdIIAT3X
Агрегат бесперебойного питания (АБП)		
Номинальное напряжение на выходе АБП, Допустимые отклонения	В %	230 ±5
Номинальная частота напряжения на выходе АБП Допустимые отклонения	Гц Гц	50 ±0,2
Номинальное напряжение аккумуляторной батареи	В	24
Номинальный нагрузочный ток АБП	А	4
Минимальное время непрерывной работы АБП при номинальной нагрузке и номинальной емкости аккумуляторной батареи,	час	3
Номинальная емкость аккумуляторной батареи.	А/час	180

Конструктивно расширительная турбина (турбодетандерный электроагрегат), в соответствии с рисунком 2.30 состоит из турбинного двигателя и генератора, которые установлены в едином цилиндрическом металлическом корпусе с входным фланцем для подвода газа от регулятора давления газа и выходным фланцем для отвода газа в газопровод низкого давления. В качестве генератора используется однофазный синхронный генератор мощностью 5 кВт с безщеточной системой возбуждения типа ТГС-4-230-05-ФМ производства ОАО «Калугатрансмаш». Охлаждение генератора осуществляется холодным природным газом, поступающим после его расширения на лопатках турбинного двигателя в полость, образованную наружной поверхностью генератора и герметичным корпусом. Для привода генератора применяется турбинный двигатель осевого типа (активная осевая турбина) с частотой вращения 3000об/мин, работающий от потока газа на ГРС за счет преобразования энергии перепада давления газа. Сочленение валов турбины и генератора осуществляется с помощью упругой муфты. Генераторная часть ТДА имеет взрывозащищенное исполнение с уровнем взрывозащиты «взрывобезопасный» с видом взрывозащиты «специальный» по ГОСТ 22782.3-77.

На наружной поверхности металлического корпуса размещена герметичная коробка выводов, служащая для подключения обмоток статора генератора и соединительного

силового кабеля. Коробка выводов имеет взрывозащищенное исполнение с видом «взрывонепроницаемая оболочка» по ГОСТ Р 51330.1-99 (МЭК 60079-1-98).

Для предотвращения образования взрывоопасной смеси внутри герметичного корпуса ТДА при его вводе в эксплуатацию или при проведении работ по техническому обслуживанию и ремонту используются два продувочных штуцера, расположенных в верхней и нижней части корпуса. Нижний штуцер используется также для слива конденсата, который может скапливаться в нижней части корпуса.

На корпусе расширительной турбины вблизи места размещения коробки выводов расположены два сигнализатора загазованности.

Для поддержания постоянной частоты вращения ротора генератора, равной 3000 об/мин (и соответственно частоты тока 50 Гц), применяется динамическое торможение ротора с помощью специального устройства. Принцип работы устройства динамического торможения состоит в изменении электрической нагрузки генератора в функции частоты вращения ротора с помощью тиристорного регулятора тока с поддержанием постоянной электрической мощности генератора, равной номинальной. В качестве динамической нагрузки используются электронагревательные устройства взрывозащищенного исполнения.

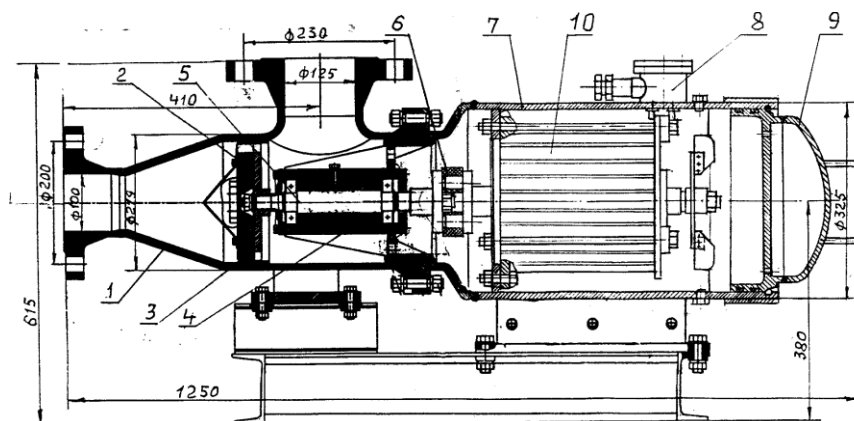


Рисунок П.2.10. Турбодетандерный электроагрегат ТДЭА-5/230

1-корпус; 2-сопловой аппарат; 3-турбинное рабочее колесо; 4-корпус подшипников; 5-вал турбины; 6- муфта; 7-корпус генератора; 8-вводная коробка; 9- крышка корпуса генератора; 10-однофазный синхронный электрогенератор с фланцевым креплением и конденсаторным возбуждением мощностью 5 кВт (напряжение - 230В; частота вращения 3000 мин-1)

По данной разработке имеется:

- технические условия ТУ-3378-003-12930684-2006;
- руководство по эксплуатации;
- заключение испытательной лаборатории ЦСВЭ о соответствии требованиям взрывозащищенности опытного образца электроагрегата (№2006.3.9 от 28.02.2006 г.)

Турбодетандерные электроагрегаты мощностью ООО «ВНИИГАЗ»

Для увеличения единичной мощности источников электроснабжения ГРС ООО «ВНИИГАЗ» разработана конструкторская документация на турбодетандерные электроагрегаты мощностью 10...30 кВт. В этих агрегатах, рисунок П.2.11 используется унифицированная двухвенечная осевая активная турбина и трехфазные синхронные генераторы соответствующей номинальной мощности.

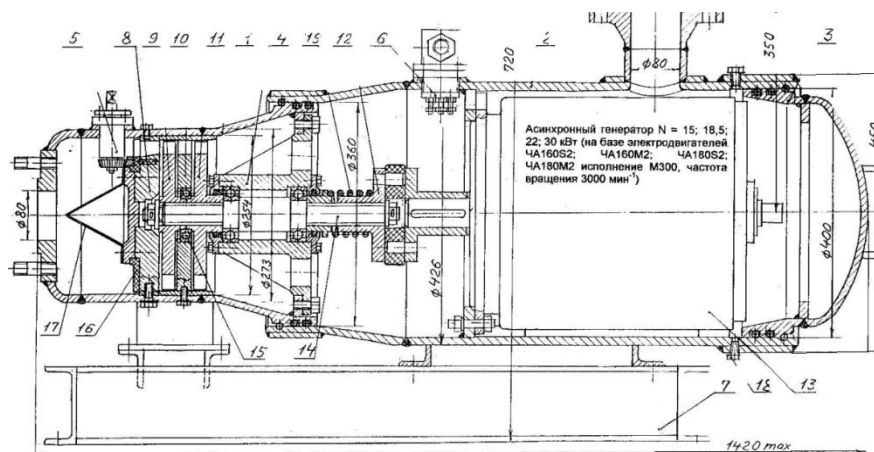


Рисунок П.2.11. Турбодетандерный электроагрегат ТДЭА-30/400

1 - корпус детандера; 2- корпус генератора; 3 - крышка генератора; 4 - корпус подшипников; 5 - привод открытия сопел; 6 - коробка вводная электрогенератора; 7 - рама агрегата; 8 - сопловой аппарат; 9 - рабочее колесо первого венца; 10 - направляющий аппарат; 11 - рабочее колесо второго венца; 12 - муфта пальцевая; 13 - электрогенератор фланцевый; 14 - вал турбины; 15 - центрирующий подшипник; 16 - парциальный диск; 17 - конусный обтекатель; 18- пробка продувки; 19 - пружина.

Шестеренный электроагрегат постоянного тока 2,5 кВт

Одной из разновидностей маломощных электроагрегатов для электроснабжения ГРП и мини-ГРС является разработанный в ООО «ВНИИГАЗ» шестеренчатый электроагрегат мощностью 2,5 кВт с генератором постоянного тока напряжением 24 В. Был изготовлен опытный образец, рисунок П.2.12 и испытан на воздухе.

В настоящее время на рынке появились автономные источники электроснабжения на базе газовых турбин, использующих энергию перепада редуцируемого на ГРС газа.

Наибольшее применение электроагрегаты с турбинными двигателями имеют в схемах собственных нужд ГРС, поскольку работа турбинного двигателя определяется технологическим процессом редуцирования газа, при этом для работы турбинного электроагрегата требуется небольшое количество газа, что не влияет на режим работы ГРС. Мощность агрегатов не превышает 5...30 кВт.

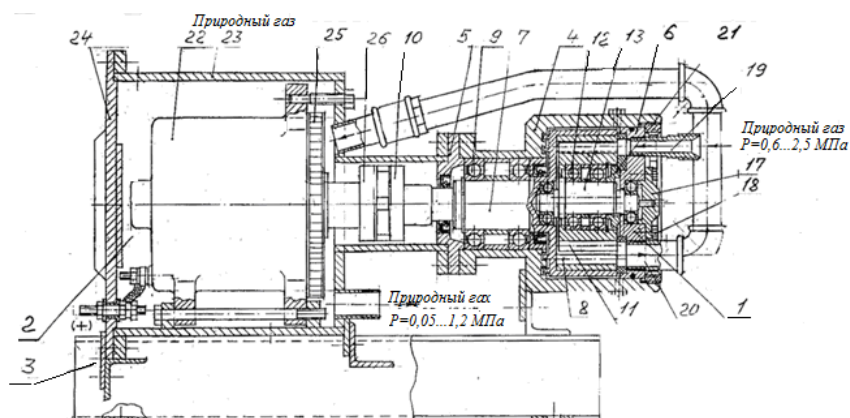


Рисунок П.2.12. Шестеренный электроагрегат постоянного тока 2,5 кВт

1 - шестеренный детандер; 2 - генераторный блок; 3 - установочная рама; 4 - корпус цилиндрический; 5 - крышка левая; 6 - крышка торцевая правая; 7 - вал; 8 - венец зубчатый с внутренним зацеплением; 9 - подшипник № 60209; 10 - полумуфта детандера; 11 - шестерня с наружными зубьями; 12 - подшипник № 60209; 13 - вал эксцентриковый; 14 - подшипник № 60203; 15 - подшипник опорный № 60203; 17 - крышка поворотная; 18 - болт фиксирует; 19 - патрубок подвода сжатого газа; 20 - патрубок отвода расширенного газа; 21 - кольцо упорное; 22 - автомобильный генератор постоянного тока; 23 - корпус генератора; 24 - крышка корпуса генератора; 25 - вентилятор генератора; 26 - полумуфта генератора.

Технические данные опытных турбинных электроагрегатов малой и средней мощности приведены в таблице.

П.2.2.2. Зарубежные турбодетандеры. Турбодетандер фирмы АББ

Созданный компанией АББ турбодетандер обеспечивает высокую безопасность эксплуатации, полностью автоматическое, безвахтенное обслуживание и высокую экономичность на полной и частичной нагрузках. Этот турбодетандер (рисунок П.2.13) характерен интеграцией турбины и генератора на одном валу в одном, общем кожухе. Он, в основном, состоит из высокоскоростной, центростремительной турбины с двумя колесами и индукционного генератора, установленного на валу между указанными колесами, которые размещены вместе с ним в общем, герметичном, устойчивом к давлению кожухе. Так как генератор вращается с высокой скоростью, он генерирует электрический ток высокой частоты. Для снижения частоты тока за генератором установлен электронный регулятор, который обеспечивает поддержание напряжения, силы и частоты тока, совместимые с электрической сетью. Таким образом, обычная механическая коробка передач заменена электронным конвертером частоты, который может быть расположен вне классифицируемых зон риска.

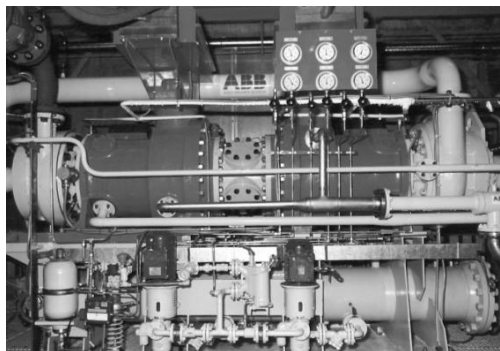


Рисунок П.2.13. Турбодетандер компании АББ

Входные направляющие аппараты с поворотными лопастями, установленные перед каждым рабочим колесом турбины, в комбинации с регулятором ее скорости, обеспечивают высокую эффективность при любом расходе и перепаде давлений газа, в том числе на частичных нагрузках.

Ротор электрического генератора установлен на едином валу с колесами турбины и, следовательно, вращается со скоростью турбины. Генератор охлаждается непрерывным потоком газа с давлением выше атмосферного воздуха. Таким образом, концептуально, взрывчатая смесь газа и воздуха никогда не может образоваться внутри кожуха генератора.

Вращающиеся части турбины и генератора расположены в общем, герметичном, устойчивом к давлению кожухе. Их вал не выходит за пределы этого кожуха. Таким образом, никакой системы уплотнения не требуется для предотвращения утечек газа в атмосферу. Электрические части генератора, как стационарные, так и вращающиеся, никогда не входят в контакт с опасными газовыми смесями. Все эти части размещены, в общем, с турбиной кожухе, в окружении чистого природного газа, что полностью исключает риск взрыва.

Вал турбодетандера снабжен радиальными и осевыми подшипниками, которые выполнены в виде высокоточных роликов и шаров.

На нормальных эксплуатационных режимах, масляная система смазки подает во все необходимые места отфильтрованное масло с температурой около 45⁰С. Потери тепла масляной системы используются, вместе с потерями тепла электронного конвертера частоты, для подогрева газа в подогревателе первой ступени, который установлен до основного подогревателя по ходу газа.

Электронный конвертер частоты является обязательным компонентом данного турбодетандера (так как он не имеет механической коробки передач), без которого было бы невозможно передать ток высокой частоты (200-300 Гц) от генератора к электрической сети.

Программируемые цифровые модули позволяют осуществлять: автоматический пуск, регулирование, защиту, контроль и дистанционное управление турбодетандером. Принципиальная схема системы управления газотурбодетандером фирмы АББ показана на рисунке П. 2.14.

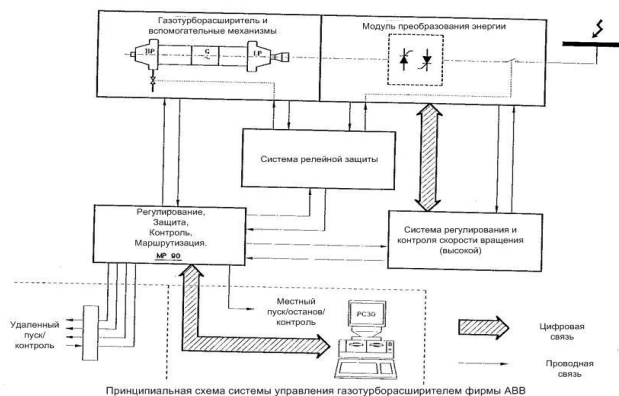


Рисунок П.2.14. Принципиальная схема системы управления газотурбодетандером фирмы АББ

Компания АББ не поставляет основной подогреватель газа, который должен быть установлен перед турбиной. Обычно, он входит в поставку инжиниринговой компании, которая ведет весь проект.

Несколько десятков турбодетандеров данного проекта успешно работают в течение многих лет в таких странах Европы как: Бельгия, Нидерланды, Германия, Великобритания, Чешская Республика, Словацкая Республика и Венгрия.

Турбодетандер фирмы Ротофлоу

Корпорация Ротофлоу (Лос-Анджелес, Калифорния, США) создала турбодетандер для ГРС (в 1963 г.), рисунок П.2.15, который, кроме США, также изготавливается и продается в Европе компанией Атлас Копко, а в США – компанией «Дженерал Электрик». Этот турбодетандер имеет не такую современную, по сравнению с турбодетандером компании АББ, конструкцию с механической коробкой передач (редуктором). Однако разумная цена делает его привлекательным для ряда покупателей.

Так, например, он входит в «Перечень импортной продукции, рекомендуемой ОАО «Газпром» для освоения отечественным производителям в 2007-2010гг», с ориентировочным объемом потребности в год 8-16 штук.

Рабочее колесо показано на рисунке 2.36.

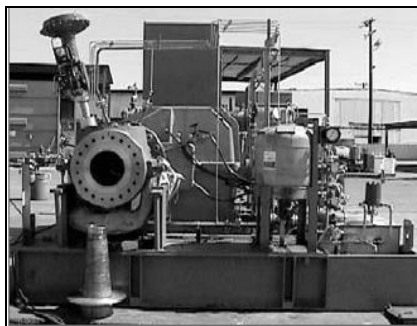


Рисунок П.2.15. Турбодетандер
компании Ротофлоу

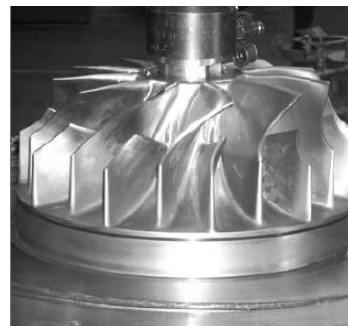


Рисунок П.2.16. Рабочее колесо

В конструкции могут быть использованы несколько типов редукторов – внутренние и наружные, одно- и многоступенчатые. Кроме того, существует вариант конструкции без редуктора, в которой турбина вращается с частотой, требуемой электросети. Габариты такого турбодетандера и его масса достаточно велики, по сравнению с редукторной схемой.

Мощность работающих турбодетандеров находится в диапазоне от 50 до 15000 кВт.

Турбодетандер фирмы Атлас Копко

Фирма «Атлас Копко» изготавливает турбодетандеры для генерации энергии из перепада давлений на ГРС и ГРП, начиная с 1975 года. Всего фирмой изготовлено более чем 5000 работающих в различных областях промышленности турбодетандеров.

Фирма «Корпорация Ротофлоу», лидер в турбодетандерной технологии, сейчас являются частью «Атлас Копко».

Особенности проекта:

- надежные, регулируемые входные сопла управляются автоматически или вручную;
- для достижения максимальной эффективности, рабочие колеса согласованы по эксплуатационным характеристикам с прикладной задачей;
- обеспечен многочисленный выбор уплотнений вала с целью обеспечения оптимального уплотнения практически для любой прикладной задачи;
- комбинация радиальных и осевых, упорных подшипников помогает осуществить центровку и обеспечить тем самым надежную эксплуатацию. Они могут быть выполнены в виде: втулочных радиальных и винтовых, осевых, упорных подшипников скольжения; с титрованной колодкой радиальных и конических осевых, упорных подшипников скольжения или с титрованной колодкой радиальных и с титрованной колодкой конических осевых, упорных подшипников скольжения;
- динамические свойства ротора заранее определены точным математическим моделированием и анализом. Это позволяет оптимизировать подшипники и компоновку

уплотнения с целью минимизации вибрации, возникающей вследствие дисбаланса и избежать подсинхронных вибраций;

- автоматическая компенсация упорных сил снижает потери энергии и уменьшает осевые, упорные перемещения, вызванные эксплуатацией на нерасчетных режимах турбоэкспандера, работающего в режиме компрессора. Предусмотрены, на выбор, гидравлическая и пневматическая системы компенсации;

- датчики контроля вибрации и скорости вращения ротора;

- предусмотрены на выбор, соответствующий прикладной задаче, корпуса литые или изготовленные из отдельных частей.

Внешний вид этого турбодетандера представлен на рисунок П.2.17.



Рисунок П.2.17. Турбодетандер фирмы Атлас Копко

Турбодетандер фирмы RMG

Турбодетандер компании RMG (Германия):

- не содержит масла, нет загрязнения газа;
- технология магнитных подшипников обеспечивает длительный срок службы (20 лет);
- нулевой выброс вредных веществ от турбогенератора;
- износостойкий, не требует интервалов для технического обслуживания с использованием большого количества материалов;
- низковибрационный и малошумный, не требует звукоизоляции;
- удобен в обслуживании, подсоединен к системе телемеханики, дистанционная диагностика;
- система управления процессом для регулирования всех параметров эксплуатации;
- ротор генератора с постоянными магнитами и специальными бандажами для максимальной окружной скорости до 270 м/с;
- цифровая регулировка магнитных подшипников;
- встроенное в турбину устройство для регулировки сопловых лопаток;
- непосредственная связь турбины с генератором.

Турбинное колесо проектируется непосредственно для давления газа и расхода, имеющиеся в конкретной установке. Благодаря ней обеспечивается абсолютно износостойкое вращение ротора с незначительными потерями. Все колебания нагрузки и силы в роторе, обусловленные режимом эксплуатации, полностью выравниваются магнитным полем при помощи цифровых регулирующих устройств. Имеется аварийная система подшипников (предохранительные подшипники - шариковые).

Генератор проектируется как двухполюсная синхронная машина. Ротор явнополюсный, с постоянными магнитами, охлаждается газом. Статор покрыт слоем из электротехнической листовой стали с малыми потерями.

Корпус газонепроницаем и не имеет утечек, поскольку нет выступающих валов. Охлаждается водой или газом.

Выпрямление высокочастотного переменного тока в промежуточном контуре.

Преобразование для питания сети (400 В/50 Гц) в соответствии с требованиями для предприятий электроснабжения.

Синусоидальные фильтры, сглаживающие дроссели и фильтры радиопомех предотвращают «загрязнение сети». В аварийных ситуациях тормозной прерыватель с внешним сопротивлением высокой нагрузки забирает остаточную энергию у системы. Важные с точки зрения безопасности функции являются составной частью измерительно-контрольного защитного устройства. Тепловые потери силовой электроники отводятся в тепловой цикл технологического процесса.

Принципиальная схема турбогенератора с блоком управления показана в соответствии с рисунком П.2.18.

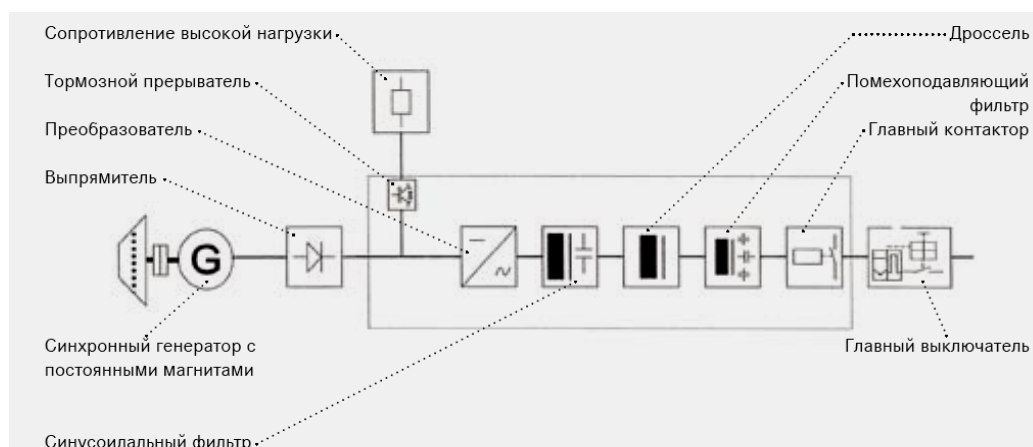


Рисунок П. 2.18. Турбогенератор с блоком управления

В нижеследующей таблице П.2.7 описаны три типоразмера турбодетандеров. Внешний вид турбодетандера представлен на рисунках П.2.19 и П.2.20.

Технические характеристики турбодетандеров

Таблица П.2.7

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ			
Турбина	MTG 160	MTG 450	MTG 550
Тип	радиальная с регулированием сопловой лопатки	радиальная с регулированием сопловой лопатки	радиальная с регулированием сопловой лопатки
Входное давление	макс. 40 бар	макс. 70 бар	макс. 70 бар
Макс. расход газа	10.000 Нм ³ /ч	25.000 Нм ³ /ч	30.000 Нм ³ /ч
Мин. расход газа	3.000 Нм ³ /ч	4.500 Нм ³ /ч	5.000 Нм ³ /ч
Соотношение давлений $p_{вх}/p_{вых}$ при последоват. расширении	2,5 - 4,5 6,25 - 20,25	2,5 - 4,5 6,25 - 20,25	2,5 - 4,5 6,25 - 20,25
Генератор			
Тип	синхронный возбуждаемый постоянными магнитами	синхронный возбуждаемый постоянными магнитами	синхронный возбуждаемый постоянными магнитами
Подшипниковая опора	цифровые магнитные	цифровые магнитные	цифровые магнитные
Способ охлаждения	водяное охлаждение технологическим газом	водяное охлаждение технологическим газом	водяное охлаждение технологическим газом
Номинальная мощность	160 кВт	450 кВт	550 кВт
Номинальная частота вращения КПД	45.000 об/мин ~ 96 %	32.000 об/мин ~ 96 %	32.000 об/мин ~ 96 %
Ступень давления	Pу 40	Pу 70	Pу 70
Размеры	L = 1.093 мм, B = 955 мм, H = 735 мм	L = 1.800 мм, B = 800 мм, H = 1.500 мм	L = 1.800 мм, B = 800 мм, H = 1.500 мм
Вес MTG	са. 800 kg	са. 2.650 kg	са. 2.750 kg
Управление и преобразователь частоты переменного тока			
Силовая электроника	ВИМ инвертор по технологии IGBT	ВИМ инвертор по технологии IGBT	ВИМ инвертор по технологии IGBT
Номинальное напряжение	400 В	400 В	400 В
Номинальная мощность	160 кВт	450 кВт	550 кВт
Частота	50 Гц	50 Гц	50 Гц
Коэффициент мощности КПД	1 98 %	1 98 %	1 98 %
Способ охлаждения	водяное и воздушное охлаждение	водяное и воздушное охлаждение	водяное и воздушное охлаждение
Степень защиты	IP 44 (шкаф), IP 20 (тормозное сопротивление)	IP 44 (шкаф), IP 20 (тормозное сопротивление)	IP 44 (шкаф), IP 20 (тормозное сопротивление)
Размеры	B = 2.400 мм, H = 2.400 мм (+400 мм), T = 600 мм	B = 3.600 мм, H = 2.400 мм (+400 мм), T = 600 мм	B = 3.600 мм, H = 2.400 мм (+400 мм), T = 600 мм

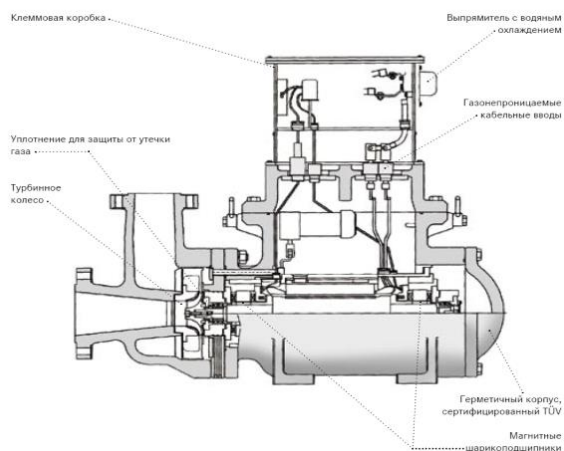


Рисунок П.2.19. Внешний вид турбодетандера

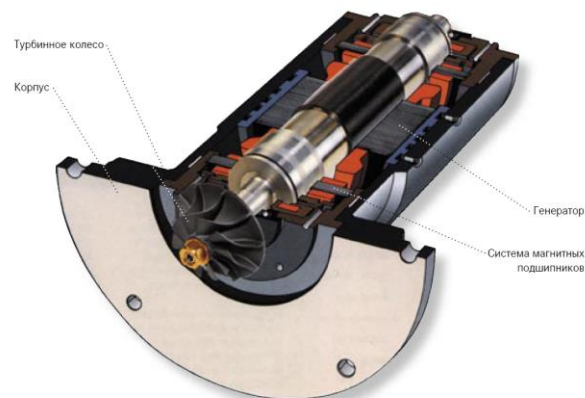


Рисунок П.2.20. Внешний вид турбодетандера

Основные характеристики упомянутых выше зарубежных турбодетандеров приведены в таблице П.2.8.

Основные характеристики зарубежных турбодетандеров, используемых на ГРС

Таблица П.2.8

Технические характеристики	Фирма изготовитель			
1 Турбина	АББ, международная фирма	Ротофлоу, международная фирма	Атлас Копко, международная фирма	RMG, Германия
1.1 Тип	радиальная с регулируемыми сопловыми лопатками	радиальная с регулируемыми сопловыми лопатками	радиальная с регулируемыми сопловыми лопатками	радиальная с регулируемыми сопловыми лопатками
1.2 Степень расширения газа в одной ступени	до 6	до 6	до 6	до 4,5
1.3 Мощность одной ступени, кВт	до 3500	до 3000	до 3500	150, 450, 600
1.4 Наличие редуктора	нет	есть	есть	нет
2 Генератор				
2.1 Тип	асинхронный	синхронный	синхронный	синхронный
2.2 Способ охлаждения	газ	вода	вода или газ	вода или газ
2.3 Подшипники	масляные	масляные	масляные	магнитные
2.4 Номинальная частота вращения, об/мин	до 60 000	3000	3000	до 45 000
2.5 Силовая электроника	есть	нет	нет	есть

П.2.3 Патентный поиск турбодетандерных установок

В процессе разработки турбинных генераторов выполнены патентные исследования, целью которых было определение патентной чистоты производства данного класса турбогенераторов в РФ. В соответствии с указанной выше целью, поиск осуществлялся по международным патентным заявкам ведущих производителей турбодетандеров, которыми являются США и Евросоюз, а также по патентам и заявкам РФ, глубина поиска патентов – 20 лет. Далее по тексту указаны патентные документы и выписки из них, касающиеся принципиальных схем ГРС с турбодетандерами и конструкций этих агрегатов.

П.2.3.1. Действующий патент (№ 2009389) ООО «Криокор»

Устройство, схема которого изображена на рисунке П.2.21, работает следующим образом. Природный газ забирается из магистрального трубопровода 6 перед редуцирующим устройством 7 и по трубопроводу 8 поступает в теплообменник-регенератор 5, где подогревается обратным потоком газа из турбодетандера 1. Из регенеративного теплообменника-регенератора 5 газ сначала поступает в теплообменник-утилизатор 4, где прогревается отработавшими газами газотурбинного двигателя 3, а затем - в турбодетандер 1. В турбодетандере 1 газ расширяется с производством работы, передаваемой электрогенератору 2, к последнему кинематически подключен и газотурбинный двигатель 3 для передачи первому своей вырабатываемой мощности.

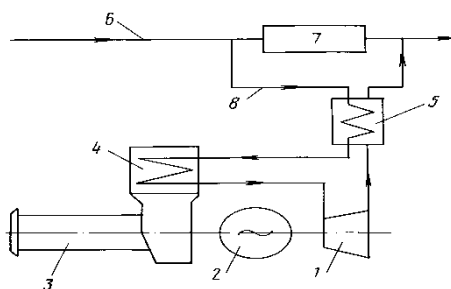


Рисунок П.2.21. Схема газораспределительной станции

1 - турбодетандер; 2 – электрогенератор; 3 – газотурбинный двигатель;
4 - теплообменник-утилизатор; 5 - теплообменник-регенератор; 6 – магистральный трубопровод газа; 7 - редуцирующее устройство; 8 - трубопровод отбора газа.

П.2.3.2. Действующий патент (№ 2221192) ЗАО «Научно-исследовательский и конструкторский институт центробежных и роторных компрессоров им. В.Б. Шнеппа»

В соответствии с рисунком П.2.22 ГРС включена между магистральным газопроводом 1 высокого давления и потребительским газопроводом 12 низкого давления. Электромашинные турбодетандеры 3 и 9 установлены каскадно. Электрогенератор 5 установлен на валу турбины 4, а электрогенератор 11 - на валу турбины 10. Нагреватель газа 2 размещен на входе турбины 4 и нагреватель газа 8 - на входе турбин 10. Выход турбины 4 соединен с потребительским газопроводом 6 промежуточного давления. Электрогенераторы 5 и 11 выполнены с регуляторами напряжения и через выпрямители 7 и 13 подключены к аккумуляторной станции 14. С аккумуляторной станцией 14 соединен инвертор напряжения 15.

Вместо турбодетандера 3 и/или 9 могут быть установлены группы турбодетандеров.

Совмещенный ротор каждого из электромашинных турбодетандеров 3 и 9 установлен в корпусе с помощью системы магнитного подвеса. Входные нагреватели 2 и 8 турбодетандеров 3 и 9 выполнены электрическими или с подогревом от тепла сжигаемого газа. Выпрямители 7 и 13 выполнены с возможностью выпрямления переменного напряжения с изменяющейся частотой.

Инвертор напряжения 15 выполнен с выходным напряжением промышленной частоты и подключен к сети для обеспечения собственных нужд ГРС и питания близлежащих потребителей электроэнергии. Конструктивно каждый из электромашинных турбодетандеров 3 и 9 содержит: внешний корпус в виде трубы с фланцами, к которым присоединяются отводы входного и выходного трубопроводов и неподвижная часть турбин, внутренний корпус, в котором установлены неподвижные части (статоры) электромагнитных подшипников, электрогенератора и конструктивные элементы охлаждения. На совмещенном роторе турбодетандера, удерживаемого с помощью системы активного магнитного подвеса в центральном положении, установлены вращающиеся части турбины, роторные части электрогенератора, опорных и упорного электромагнитных подшипников (на чертеже не показано). В процессе работы ГРС природный (или другой) газ из магистрального газопровода 1 поступает с повышенным давлением в нагреватель 2, где осуществляется его предварительный подогрев. Далее подогретый газ направляется в турбину 4 турбодетандера 3 первой ступени редуцирования давления и приводит во вращение ротор, обеспечивая требуемое давление газа (например, 12 кг/см^2) в потребительском газопровode 12. Электрогенератор 5 создает регулируемое преобразование энергии ротора в электрическую энергию переменного тока, напряжение и частота которого могут изменяться в зависимости от режима работы турбодетандера 3. Система магнитного подвеса обеспечивает бесконтактный подвес ротора и, тем самым, исключает потери на трение и износ вращающихся узлов турбодетандера 3.

Аналогичным образом работает и вторая ступень редуцирования давления газа с нагревателем 8 и турбодетандером 9, направляя в потребительский газопровод 12 газ (например, с давлением 2 кг/см^2).

Максимальная рабочая частота вращения ротора каждого из турбодетандеров 3 и 9 определяется, в основном, требованиями по механической прочности вращающихся элементов, то есть турбодетандеры 3 и 9 могут быть высокооборотными (например, от 10000 до 30000 об/мин). Увеличенная рабочая частота позволяет значительно повысить удельную мощность электрогенераторов 5 и 11 и уменьшить габариты (в том числе размеры и массу ротора) по сравнению с промышленными генераторами, рассчитанными на частоту вращения 3000 об/мин.

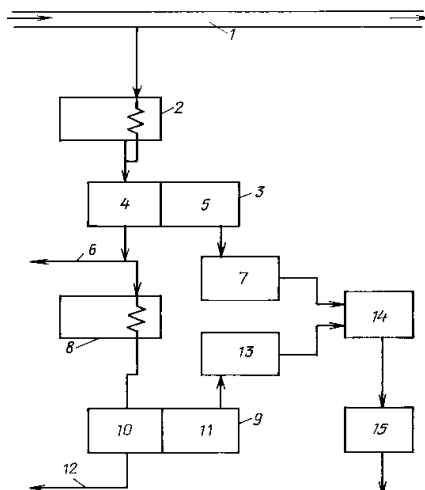


Рисунок П.2.22. Схема газораспределительной станции

1 - магистральный газопровод высокого давления; 2 - нагреватель газа;
 3 - электромашинный турбодетандер; 4 – турбина; 5 – электрогенератор;
 6 - потребительский газопровод промежуточного давления 12 кг/см^2 ; 7 –
 выпрямитель; 8 - нагреватель газа; 9 - электромашинный турбодетандер; 10 – турбина;
 11 – электрогенератор; 12 - потребительский газопровод низкого давления 2 кг/см^2 ; 13 –
 выпрямитель; 14 - аккумуляторная станция; 15 - инвертор напряжения

Для регулирования режимов работы турбодетандеров 3 и 9, а также для преобразования и стабилизации параметров электрической энергии до значений, соответствующих требованиям потребителей, в каждом из турбодетандеров 3 и 9 предусмотрен регулятор напряжения, изменяющий при необходимости напряжение возбуждателя. Для этой же цели служит система вторичного преобразования электроэнергии. Выпрямители 7 и 13 осуществляют преобразование напряжения изменяющейся частоты в постоянное напряжение. Аккумуляторная станция 14 обеспечивает буферные режимы при изменении нагрузки потребителей электрической энергии и при изменении режимов работы турбодетандеров 3 и 9. Инвертор напряжения 15 осуществляет преобразование напряжения постоянного тока в напряжение переменного тока промышленной частоты.

П.2.3.3 Действующий патент (№ 2351842) ООО «Завод Газпромаш»

В соответствии с рисунком П.2.23 газ высокого давления поступает на вход блока переключений 1 ГРС. После прохождения блока переключений 1 газ подается на блок очистки 2 газа. Здесь в фильтрах очистки газ очищается от механических примесей и капельной влаги. Не прошедшие через сетку механические примеси, и капельная влага

скапливаются в накопителе конденсата. При достижении жидкостью верхнего уровня открывается кран с пневмоприводом и жидкость сбрасывается в емкость сбора конденсата. Сброс жидкости происходит до достижения нижнего уровня, после чего подается команда на закрытие крана. Если при достижении жидкостью нижнего уровня кран не закрылся, в работу вступает клапан-отсекатель, который закрывается при прекращении течения через него жидкости и начале течения потока газа. По показаниям датчика перепада оценивается степень загрязнения фильтров очистки. Опорожнение емкости для сбора конденсата осуществляется методом передавливания. Для этого в емкость предусмотрена подача природного газа от узла редуцирования 4 газа на передавливание.

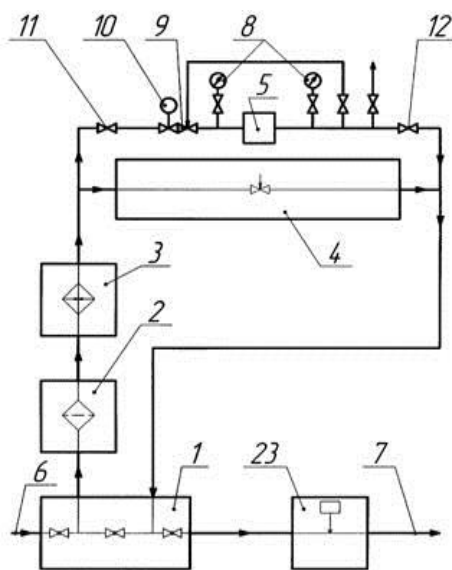


Рисунок П.2.23. Газораспределительная станция

1 - блок переключений; 2 - блок очистки; 3 - подогреватель газа; 4 - блок редуцирования; 5 - турбодетандер; 6 - магистраль природного газа высокого давления; 7 - магистраль природного газа низкого давления; 8 - манометры; 9 - регулятор давления; 10 - отсекающий клапан; 11 - входной запорный элемент; 12 - выходной запорный элемент; 23 - блок одоризации.

После очистки газ подается на узел подключения подогревателя. При общей загрузке ГРС до 10000 м³/ч (при достижении падения давления на подогревателе 0,1 МПа) открывается кран на линии частичного перепуска газа. При уменьшении расхода (при величине падения давления менее 0,04 МПа) кран на линии частичного перепуска газа закрывается.

Подогрев газа осуществляется подогревателем 3 при контроле блока управления подогревателя из расчета обеспечения температуры газа на выходе ГРС не ниже плюс 5°C. После подогрева, газ подается на узлы замера расхода газа. Замер расхода газа

осуществляется устройствами сужающими быстросменными. После замера расхода газ поступает в блок редуцирования 4. При достижении давления на выходе регулятора давления верхнего или нижнего пределов срабатывания предохранительные запорные клапаны автоматически блокируют газовый поток.

Регулятор резервной линии в период нормальной работы станции находится в полностью закрытом состоянии. В случае выхода из строя регулятора и автоматической блокировки газового потока станция переходит на работу регулятора резервной линии. Выходное давление при этом

поддерживается на несколько более низком уровне резервной линией. Контроль за входным и выходным давлениями в блоке редуцирования 4 осуществляется электроконтактными манометрами, а контроль за давлением в каждой линии - манометрами, которые используются для настройки регуляторов газа.

Из блока редуцирования 4 газ подводится к патрубку подвода 14 газа на корпусе детандер-генераторного агрегата (ДГА) в соответствии с рисунком П.2.24, на котором изображен собственно турбодетандер.

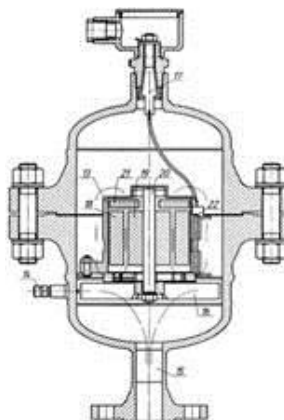


Рисунок П.2.24. Турбодетандер

13 - генератор; 14 - патрубки подвода газа; 15 - патрубок отвода газа; 16 - турбина; 17 - вывод на внешнюю сеть; 18 - статор; 19 - ротор; 20 - вал ротора; 21 – силовой выпрямитель; 22 - регулятор напряжения.

В корпусе ДГА газ поступает через сопловый аппарат, где потенциальная энергия давления газа переходит в кинетическую энергию движения газа. Далее газ поступает на лопатки рабочего колеса турбины 16. Турбина 16 своим вращением раскручивает ротор 19 генератора. При взаимодействии электромагнитных полей ротора 19 и статора 18 механическая энергия преобразуется в электрическую. Получаемый при этом переменный ток преобразуется силовым выпрямителем 21 в постоянный ток напряжением 28 В, который через проводник выводится на внешнюю сеть. Вентилятор, установленный на роторе 19, создает циркуляционный поток газа внутри корпуса

генератора 13, при этом охлаждаются обмотки статора 18 и ротора 19. Для обеспечения стабильных параметров напряжения сети в генераторе 13 установлен регулятор напряжения 22, который обеспечивает регулировку напряжения в зависимости от изменения энергопотребления. Прошедший через рабочее колесо турбины 16 газ вместе с примесями удаляется через патрубок отвода 15 газа, расположенный в днище корпуса ДГА 5. После редуцирования газ поступает в блок переключений 1. На входном и выходных трубопроводах ГРС установлены краны с пневмоприводом, которые служат для отключения ГРС в аварийных ситуациях и для ремонта. В этом случае подача газа потребителям осуществляется по обводным линиям, каждая из которых состоит из отключающего крана и регулирующего клапана с ручным приводом. Редуцирование давления осуществляется вручную, давление газа на выходе контролируется по манометру.

После блока переключений 1 газ одорируется в блоке одоризации 23, который обеспечивает дозированную подачу одоранта пропорционально расходу газа, с сохранением возможности одоризации капельным методом. Пополнение расходных емкостей одоранта производится путем перекачивания одоранта из емкости хранения одоранта. Оборудование системы одоризации выполнено из коррозионно-стойкой стали.

Для обеспечения автономной работы системы автоматического управления и контроля, а также циркуляционного насоса системы отопления предусмотрено резервное питание с напряжением 24 В от аккумуляторов (с автоматическим поддержанием их в заряженном состоянии от внешнего источника электроснабжения), а также от входящего в состав блока редуцирования детандер - генераторного агрегата с напряжением 28 В.

П.2.3.4. Патент (№ 2161751), патентообладатели – частные лица, (по состоянию на 2010 год патент не действует, но может быть восстановлен)

Оба стопорных клапана механически связаны между собой таким образом, что при закрытии стопорного клапана 8 одновременно открывается стопорный клапан 9. Механическая связь осуществляется посредством штока, соединяющего тарелки обоих стопорных клапанов, конструктивно выполненных в одном корпусе.

В соответствии с рисунком ПВ.5, устройство работает следующим образом: в нормальном режиме весь поток природного газа под давлением 6...12 ати по газопроводу 1 через открытый стопорный клапан 8 поступает к турбодетандеру 3, в котором происходит утилизация энергии давления газа с преобразованием ее в электроэнергию. После турбодетандера газ под сниженным до 1 ати давлением

поступает к котлоагрегатам. Стопорный клапан 9 при этом режиме закрыт, и потока газа по газопроводу 2 нет.

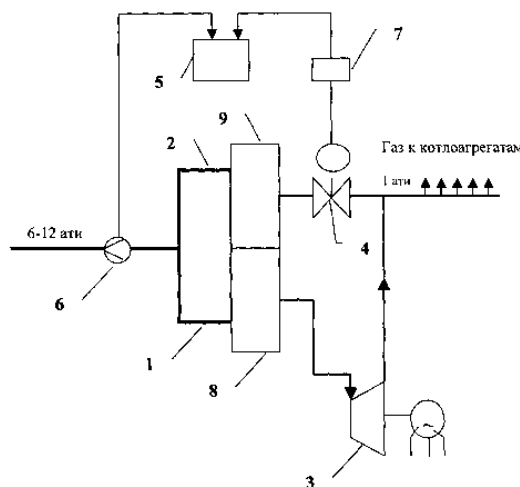


Рисунок П.2.25. ГРС

1 – газопровод; 2 – газопровод; 3 – турбодетандер; 4 - регулирующий орган; 5 - пропорциональный регулятор давления газа; 6 - сужающее устройство для учета общего расхода газа; 7 - датчик положения регулирующего органа; 8 - стопорный клапан; 9 - стопорный клапан.

Постоянно работающий в сторожевом режиме пропорциональный регулятор давления газа 5 получает импульсы по общему расходу газа от сужающего устройства 6 и от датчика положения 7 регулирующего органа 4. Он в любой момент удерживает свой регулирующий орган 4 в таком положении, которое соответствует общему расходу газа, необходимому для поддержания стандартного давления газа перед котлами, хотя потока газа через регулирующий орган в нормальном режиме нет. При аварийном отключении турбодетандера 3 закрывается стопорный клапан 8 и одновременно открывается стопорный клапан 9. Весь поток газа переключается с турбодетандера на газопровод 2, а положение регулирующего органа 4 в этот момент соответствует этому расходу газа. Поэтому давление газа перед котлами в момент отключения турбодетандера не изменится, то есть произойдет безударное переключение потока природного газа с турбодетандера на газопровод с регулятором давления газа. Поскольку в нормальном режиме весь поток газа проходит через турбодетандер, то происходит полная утилизация энергии давления газа с преобразованием ее в электроэнергию, то есть достигается наиболее экономичный режим.

П.2.3.5. Патент (№2276758) Воронежского государственного технического университета (по состоянию на 2010 год патент не действует, но может быть восстановлен)

Работа турбодетандерной установки, в соответствии с рисунком П.2.26, осуществляется следующим образом.

В начальный период работы нагреватель 2 подключен к предварительно заряженной аккумуляторной батарее 7.

Природный газ высокого давления поступает в магистраль 1, подогревается в нагревателе 2 до заданной температуры, проходит через турбодетандер 3, расширяется на его лопатках и отпускается далее потребителю в виде газа низкого давления. Энергия сжатого газа переходит в кинетическую энергию турбины электрогенератора 4. Часть вырабатываемой электрогенератором 4 электроэнергии подается потребителю, а часть - на резистивный нагреватель 2 и на аккумуляторную батарею 8 для ее подзарядки. После установления рабочего режима работы установки (достижения заданной температуры горячего газа низкого давления на выходе из турбодетандера 3) блок управления 5 по сигналу от термопары 6 отключает от нагревателя 2 аккумуляторную батарею 7. После окончательной подзарядки батареи 7 блок управления 5 отключает ее от электрогенератора 4.

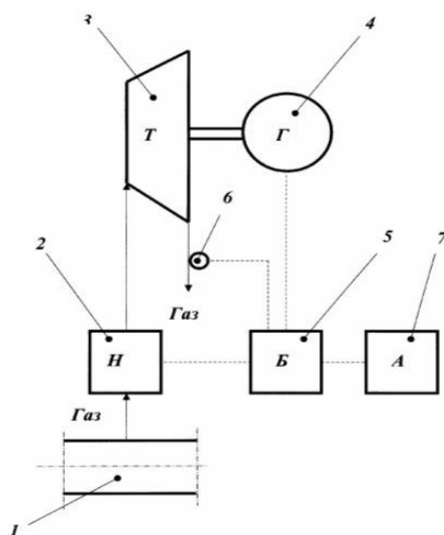


Рисунок П.2.26. ГРС

1 - магистраль природного газа высокого давления; 2 - электрический резистивный нагреватель; 3 – турбодетандер; 4 – электрогенератор; 5 - блок управления; 6 – датчик температуры (термопара); 7 - аккумуляторная батарея

Отклонения температуры отпускаемого потребителю газа от заданного значения регистрируется термопарой 6, электрический сигнал от которой подается на блок

управления 5. Последний выдает управляющий электрический сигнал на увеличение/уменьшение степени нагрева резистивного нагревателя 2.

Для обеспечения возможности контроля температуры газа на входе в турбодетандер на его входной магистрали может быть дополнительно установлен датчик температуры (не показано), электрически связанный с блоком управления 5.

П.2.3.6. Патент (№ 2270395) ЗАО «Газоснабжение» (по состоянию на 2010 год патент не действует, но может быть восстановлен)

В соответствии с рисунком П.2.27 представлена принципиальная схема предлагаемого устройства, оно содержит рабочий агент-газ, пройдя через кран 1, поступает в регулятор давления 2 для снижения давления до установленного уровня. Пройдя через неподвижный сопловой аппарат 4 турбодетандера 3 и каналы, образованные профильными лопатками рабочего колеса 5, струи газа воздействуют на эвольвентные лопатки и раскручивают рабочее колесо 5, сидящее на валу турбодетандера 3. При этом за счет расширения газа давление падает до расчетного в сети потребителя установленного требуемого уровня. Параметры рабочего колеса рассчитываются так, что при перепаде давления 0,1...0,2 МПа и расходе газа 0,5...0,8 кг/см на валу 6 турбодетандера 3, вращающемся с частотой сети, развивается установленная мощность. При этом генератор 10, вал которого соединен с валом турбодетандера упругой муфтой 11, вырабатывает переменный ток с промышленной частотой 50 Гц, напряжением 220-380 В и мощностью, обусловленной расчетными параметрами турбодетандера. Пройдя через турбодетандер 3, газ через кран 17 поступает в коллектор потребителя.

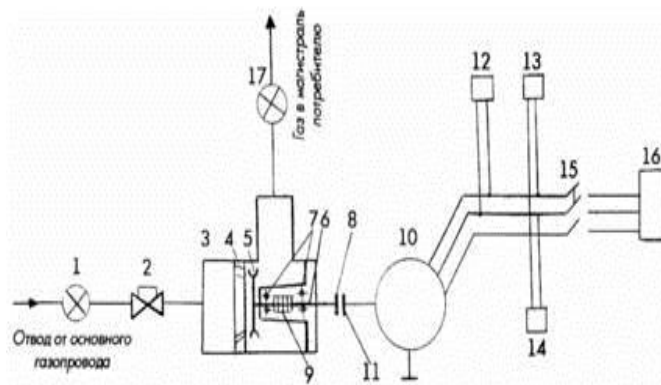


Рисунок П.2.27. ГРС

1 - магистральный кран; 2 - регулятор давления; 3 – турбодетандер; 4 – сопловой аппарат; 5 - рабочее колесо с лопатками специального профиля, например, эвольвентными; 6 - консольно расположенный вал; 7 - два подшипника; 8 - соединительная полумуфта; 9 - герметизирующее притираемое сегментное самоуплотняющееся фторопластовое или фосфитной бронзы лабиринтное уплотнение; 10 - синхронный генератор; 11 – полумуфта; 12 - узел контроля и защитного отключения при снижении сопротивления изоляции; 13 - блок нагрузки; 14 - узел, регулирующий уровень напряжения; 15 - коммутирующее устройство; 16 – нагрузка; 17 – кран

П.2.3.7. Патент (№ 2047060) Научно-производственная и коммерческая фирма "Криостар ЛТД." (по состоянию на 2010 год патент не действует и не может быть восстановлен)

Газораспределительная станция, в соответствии с рисунком П.2.28, включает коллекторы 1 и 2 высокого и низкого давления соответственно, основной узел 3 редуцирования с регуляторами 4 давления, детандер 5 с нагрузочным устройством 6, установленным на байпасном трубопроводе 7, подключенном параллельно основному узлу 3 редуцирования. На байпасном трубопроводе 7 на входе в детандер 5 установлены дополнительный узел 8 редуцирования с регуляторами 9 давления, отрегулированными на давление закрытия выше, чем давление закрытия регулятора 4 давления, и регулирующий кран 10. Регуляторы 9 давления соединены с коллектором 2 низкого давления трубопроводом 11 подвода импульсного газа для управления регуляторами 9.

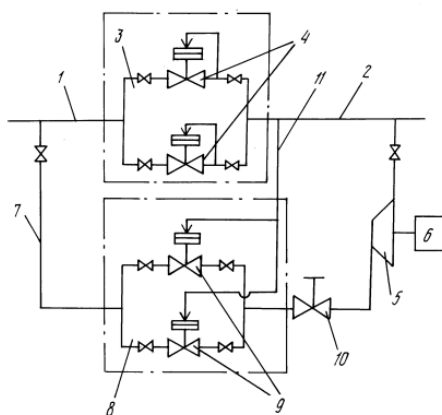


Рисунок П.2.28. Газораспределительная станция

ГРС работает следующим образом.

Газ (в зависимости от режима работы ГРС) поступает из коллектора 1 высокого давления в коллектор 2 низкого давления через основной узел 3 редуцирования или по байпасному трубопроводу 7 через дополнительный узел 8 редуцирования, регулирующий клапана 10 и детандер 5. Из коллектора 2 газ поступает потребителю. При работе ГРС с расходом газа, равным или меньшим максимально допустимому расходу газа через детандер 5, регуляторы 4 давления основного узла 3 редуцирования закрыты. Весь газ проходит по трубопроводу 7. При этом регуляторы 9 давления дополнительного узла 8 редуцирования по импульсу давления, подведенного к ним по трубопроводу 11, поддерживают заданный уровень давления в коллекторе 2 низкого давления на выходе из ГРС. Регулирующий клапан 10 поддерживает заданный режим работы детандера 5 дросселированием газа на входе в детандер 5 в зависимости от параметров газа после дополнительного узла 8 редуцирования и мощности нагрузочного устройства 6. При расходе газа на ГРС большем, чем максимально допустимый через детандер, расход газа по байпасному трубопроводу 7 ограничивается регулирующим клапаном 10, который пропускает только газ для выработки в детандере 5 мощности, необходимой для привода нагрузочного устройства 6. При этом давление в коллекторе 2 понижается и регуляторы 9 давления открываются полностью. Регуляторы 4 давления открываются, перепуская часть газа через основной узел 3 редуцирования, и регулируют на выходе из ГРС давление газа.

При остановке детандера 5 и сбросе нагрузки в нагружающем устройстве 6 или при аварийной ситуации регулирующий клапан 10 закрывает перепуск газа через байпасный трубопровод 7, и весь газ идет к потребителю через основной узел 3 редуцирования, регуляторы давления которого поддерживают заданный уровень давления на выходе из ГРС.

П.2.3.8. Патент (№ 2079041) частных лиц (по состоянию на 2010 год патент не действует и не может быть восстановлен)

Устройство для использования энергии технологических перепадов давления газа в системах транспортирования газа, в соответствии с рисунком ПВ.9, содержит подключенные к источнику 1 газа высокого давления и последовательно соединенные между собой фильтр 2, турбодетандер 3 с электрогенератором 4, теплообменник 5 и потребитель 6 газа низкого давления, запорные элементы 7, 8, установленные на трубопроводах, соединяющих вход и выход теплообменника 5 соответственно с выходом турбодетандера 3 и потребителем 6.

При этом устройство снабжено, по меньшей мере, еще одним дополнительным турбодетандером 9 с электрогенератором 10 и теплообменником 11, вход и выход которого также через запорные элементы 12 и 13 соединены с выходом дополнительного турбодетандера 9 и потребителем 6. Вход каждого дополнительного турбодетандера 9 соединен с выходами предыдущего турбодетандера 3 (9) и теплообменника 5 (11) соответственно через запорный элемент 14 и непосредственно, а выход последнего по ходу потока газа турбодетандера 9 дополнительно соединен через запорный элемент 15 с потребителем 6.

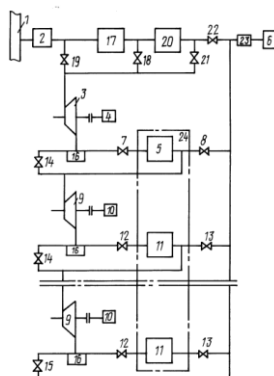


Рисунок П.2.29. ГРС

Кроме того, устройство может быть снабжено конденсатосборниками 16, установленными на выходе из турбодетандеров 3 и 9 перед запорными элементами 7, 12, 14, 15.

Также устройство может быть снабжено подогревателем 17, сообщенным входом и выходом соответственно с выходом фильтра 2 и входом первого по ходу потока турбодетандера 3, и двумя запорными элементами 18 и 19, один из которых установлен на выходе из подогревателя 17, а другой на входе в турбодетандер 3 до подключения к последнему выхода подогревателя 17.

Дополнительно устройство может быть снабжено блоком 20 редукционных клапанов, соединенным с подогревателем 17, и запорными элементами 21 и 22, установленными

на трубопроводах, соединяющих выход блока 20 с входом первого турбодетандера 3 и потребителем 6.

Кроме того, перед входом газа к потребителю 6 может быть установлено замерное устройство 23. А теплообменники 5, 11 могут быть установлены, например, в камере 24 охлаждения. Камера 24 может быть разделена на холодильную и морозильную.

Способ использования энергии перепадов давления газа в системах транспортирования газа осуществляется в устройстве следующим образом. Газ источника 1 высокого давления, в данном случае магистрального газопровода, поступает в фильтр 2, где очищается от пыли или других механических частиц. После этого при открытом запорном элементе 19 газ подается в турбодетандер 3, где реализуется первая ступень расширения газа с отводом механической энергии для привода электрогенератора 4 и соответствующим снижением температуры газа. В зависимости от уровня снижения температуры газа после первой ступени расширения в турбодетандере 3, а она определяется температурой газа на входе в ступень расширения, от степени расширения и КПД турбодетандеров 3 (9), а также от потребности холода в камере 24 охлаждения охлажденный газ после первого турбодетандера 3 направляется в теплообменник 5 камеры 24 охлаждения при открытом запорном элементе 7. Нагретый газ из теплообменника 5 камеры 24 охлаждения при закрытом запорном элементе 8 поступает в следующую ступень расширения дополнительного турбодетандера 9 с отводом механической энергии для привода электрогенератора 10 и снижением температуры газа. Охлажденный газ направляется в теплообменник 11. Далее газ поступает в каждую последующую ступень расширения при закрытых запорных элементах 13.

Газовый поток, пройдя последнюю ступень расширения в турбодетандере 9 и последний теплообменник 11, при открытом последнем запорном элементе 13 по трубопроводу поступает в технологическую линию к потребителю 6. При этом при частично открытом запорном элементе 22 газ может смешиваться с той частью потока, которая не используется в турбодетандерах 3, 9, это примерно около 20% общей пропускной способности. Эта часть газового потока проходит нагреватель 17, блок 20 редукционных клапанов, где снижается давление до давления, необходимого потребителю 6, и затем через замерное устройство 23 газ по трубопроводу направляется потребителю 6 газа низкого давления. Если температура газа недостаточно снизилась в первой ступени турбодетандера 3, то при закрытом запорном элементе 7 и открытом элементе 14 газ подается непосредственно в дополнительный турбодетандер 9 для реализации второй ступени расширения также с отводом механической энергии для привода электрогенератора 10 и снижением температуры газа. Далее охлажденный газ из второго турбодетандера 9 направляется в теплообменник 11.

Для хранения большинства видов продуктов питания необходимо поддерживать в камере 24 охлаждения температуру воздуха около 0°C , для замораживания - до минус $15...20^{\circ}\text{C}$. Ступенчатое расширение газа позволяет удовлетворить указанные требования при высокой энергетической эффективности. Например, при степени расширения газа в одной ступени турбодетандера 3 и 9, равной 1,3...1,4, температура газа снижается на $12...17^{\circ}\text{C}$. Если на входе в систему температура газа составит около 0°C , то уже после первой ступени создаются достаточные условия для эффективного хладосъема. На выходе газа из второго и последующих турбодетандеров 9 температура может поддерживаться постоянной в пределах минус $15...20^{\circ}\text{C}$. При необходимости обеспечения заморозки продуктов, то есть для создания более низкой температуры (до минус $25...30^{\circ}\text{C}$), выключается теплообменник между двумя последовательно включенными агрегатами путем закрытия запорного элемента 7. Другими словами, ступенчатость расширения газа и регулируемое снижение температуры газового потока создают условия гибкого реагирования комплекса на требования потребителей холода при постоянной выработке электроэнергии.

В том случае, когда потребность в холоде меньше располагаемой хладопроизводительности, газ для турбодетандеров 3 и 9 отбирается после подогревателя 17. При этом запорный элемент 19 закрывается, а запорный элемент 18 открывается.

П.2.3.9. Патент (№ 2083914) ЗАО «Инсерв» (по состоянию на 2010 год патент не действует и не может быть восстановлен)

В соответствии с рисунком П.2.30, система газоснабжения содержит трубопроводы природного газа высокого 1, среднего 2 и низкого 3 давления и газоперекачивающий агрегат, включающий кинематически соединенные между собой нагнетатель 4, приводной двигатель, выполненный в виде газотурбинной установки 5 с выхлопным трактом, и турбодетандер 6, причем входные патрубки нагнетателя 4 и турбодетандера 6 подключены к трубопроводу 2 среднего давления, выходной патрубок нагнетателя 4 к трубопроводу 1 высокого давления, а выходной патрубок турбодетандера 6 к трубопроводу 3 низкого давления. Система дополнительно снабжена теплообменником 7, размещенным на трубопроводе 2 среднего давления между местами подключения нагнетателя 4 и турбодетандера 6 по ходу газа среднего давления и соединенным своим входом по греющей среде с выхлопным трактом газотурбинной установки 5, а выходом с атмосферой. Система также снабжена дроссельным клапаном 8, который служит в качестве резервного и включается в работу при неработающем турбодетандере 6.

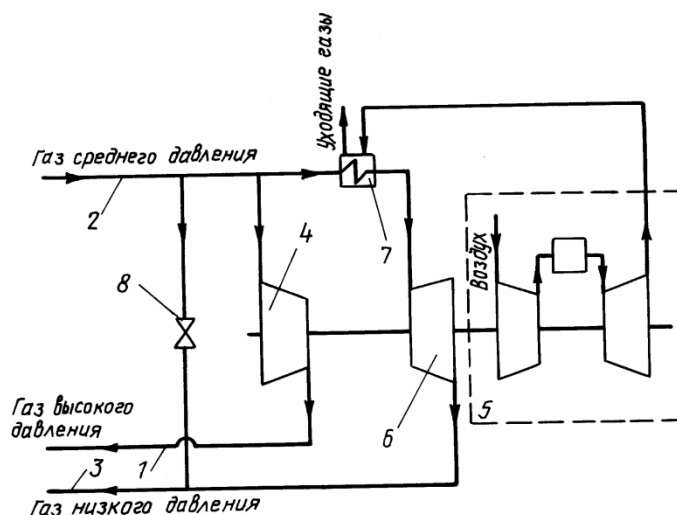


Рисунок П.2.30. Система газоснабжения

Система газоснабжения работает следующим образом.

Часть газа с температурой 5...20°C, давлением 4...5 МПа из трубопровода 2 среднего давления поступает в теплообменник 7 уходящих газов газотурбинной установки 5. В теплообменнике 7 газ нагревается до 100...150°C и далее направляется в турбодетандер 6, где происходит расширение газа со снижением давления до 1,2...1,5 МПа с одновременным совершением полезной работы определенной мощности, передаваемой на вал нагнетателя 4. Из турбодетандера 6 газ с давлением 1,2-1,5 МПа и температурой 10...20°C направляется в трубопровод 3 низкого давления потребителю. Другая часть газа из трубопровода 2 среднего давления направляется к нагнетателю 4, где сжимается до давления 5-6 МПа и далее направляется в трубопровод 1 высокого давления. Уходящие газы газотурбинной установки 5 с температурой 400...450°C направляются в теплообменник 7, где охлаждаются до 100...120°C и уходят в атмосферу. Переданное в теплообменнике 7 тепло воспринимается природным газом для повышения температуры до 100...150°C.

П.2.3.10. Патент (№ 2091592) частных лиц (по состоянию на 2010 год патент не действует и не может быть восстановлен)

дозатор 14 газа, систему 15 управления дозатором 14 и регулируемым сопловым аппаратом 4, выходную магистраль 16 турбодетандера 3, редуктор 17, электрогенератор 18.

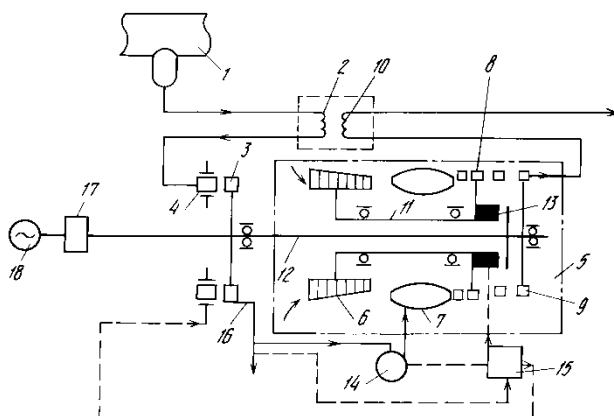


Рисунок П.2.31. ГРС

Природный газ высокого давления из магистрали 1 поступает в теплообменник 2, где нагревается теплом выхлопных газов, поступающих из авиационного двигателя 5 в теплообменник-регенератор 10, и поступает через регулируемый сопловый аппарат 4 в турбодетандер 3. В турбодетандере 3 природный газ снижает давление и температуру и поступает через выходную магистраль 16 к потребителю. При изменении давления газа в магистраль 1 давление в магистрали 16 поддерживается практически постоянным с помощью РСА 4 путем изменения его проходного сечения: поворот лопаток РСА происходит по сигналу из системы 15, фиксирующей изменение давления природного газа в выходной магистрали 16. Мощность турбодетандера 3 складывается с мощностью турбины 9 через вал 12 и передается через редуктор 17 электрогенератору 18. Работа авиационного двигателя 5 осуществляется по традиционной схеме: воздух из атмосферы поступает в воздушный компрессор 6, где, сжимаясь, поступает в камеру сгорания 7. В камеру сгорания 7 поступает также природный газ через дозатор газа 14 из магистрали 16. В результате сгорания природного газа в камере сгорания 7 горячий газ повышенного давления и температуры поступает на турбину 8, связанной валом 11 с компрессором 6 и приводящей его во вращение. После турбины 8 газ поступает в турбину 9, из которой он направляется через теплообменник-регенератор 10 в атмосферу. С помощью дозатора газа 14 регулируется температура газа в камере сгорания 7 путем изменения количества природного газа, отбираемого из магистрали 16. При полном закрытии дозатора газа 14 полностью прекращается поступление топлива в камеру сгорания 7 и прекращается работа турбины 8 и компрессора 6. В этом случае мощность электрогенератору 18 передает только турбодетандер 3. Однако такой режим работы установки может нормально осуществляться только при температуре $T_{\text{тпг}}$ природного газа в магистрали 16 не ниже 273°K из-за опасности образования

газгидратных соединений при уровне температура в магистрали 16, близкой к 273°K . При достижении температуры $T_{\text{тнг}}$ ниже 273°K , что фиксируется с помощью устройства 15, связанного с дозатором газа 14, подается команда на соединение валов 11 и 12 с помощью устройства 13, начинается раскрутка вала 11 турбодетандером 3 и одновременно открывается дозатор газа 14 с подачей природного газа в камеру сгорания 7. При поступлении горячего газа на турбины 8 и 9 начинается самостоятельная работа авиационного двигателя с отсоединением валов 11 и 12 в момент достижения, например, равенства частот вращения валов 11 и 12. Тепло выхлопных газов нагревает природный газ в теплообменнике 2, что приводит к повышению температуры природного газа в магистрали 16. Этим обеспечивается надежность работы установки при любой температуре (в том числе и минусовой) природного газа в магистрали 1.

П.2.3.11. Патент (№ 2110022) частных лиц (по состоянию на 2010 год патент не действует и не может быть восстановлен)

Магистраль высокого давления перед газораспределительной станцией 1 связана через систему отсечных задвижек 2, магистраль 3, клапан 4 быстродействующего стопорного клапана 5, отводную линию 6 и регулирующий орган 7 (например, в виде впускного направляющего аппарата) с приводом 8 (например, электрическим или гидропневматическим) и датчиком положения 9 с турбодетандером 10, связанным также магистралью 11 и системой отсечных задвижек 12 с магистралью низкого давления, то есть турбодетандер 10 установлен параллельно газораспределительной станции 1. Также магистраль высокого давления соединена с магистралью низкого давления, минуя турбодетандер 10, через систему отсечных задвижек 2, магистраль 3, клапан 13 быстродействующего стопорного клапана 5, отводную линию 14, байпасный клапан 15 с приводом 16 (например, электрическим или гидропневматическим) и датчиком положения 17, магистраль 11 и систему отсечных задвижек 12. Для управления турбодетандером 10 установлена система агрегатной автоматики 18.

При пуске турбодетандера 10 по команде из системы агрегатной автоматики 18 клапан 4 стопорного клапана 5 открывается, и газ поступает к регулирующему органу 7 и далее в турбодетандер 10. Турбодетандер 10 вступает в работу. Клапан 13 в стопорном клапане 5 при этом закрыт, перекрывая путь газа к байпасному клапану 15, но сам байпасный клапан 15 открывается в это время (хотя расхода газа через него нет) по команде из системы агрегатной автоматики 18 по сигналам датчиков положения 9 и 17, синхронно отслеживая положение регулирующего органа 7. При этом пропускная способность байпасного клапана 15 равна пропускной способности регулирующего органа 7. При аварийной остановке турбодетандера 10 клапан 4 в стопорном клапане 5

быстро перекроет поступление газа высокого давления к регулирующему органу 7, следовательно, и к турбодетандеру 10, а откроет клапаном 13 поступление газа в обвод турбодетандера 10 через байпасный клапан 15 (с дросселированием в нем). В результате количество газа (низкого давления), поступающего к потребителю, практически не изменится при остановке турбодетандера 10, а возможные небольшие изменения давления газа откорректируют регуляторы давления на газораспределительной станции. Системы электроприводных задвижек 4 и 12 необходимы для организации правильного и безопасного заполнения газом, пуска, останова турбодетандера 10 и отключения его от магистралей высокого и низкого давлений. В случае выполнения регулирующего органа 7 и байпасного клапана 15 в виде двух механически связанных между собой клапанов (возможно и в одном корпусе) с единым приводом 8 в соответствии с рисунком П.2.13 работает система регулирования так же, как описано выше в соответствии с рисунком П.2.32, только облегчается задача обеспечения одинаковой пропускной способности регулирующего органа 7 и байпасного клапана 15 (не требуются датчик положения 17 и привод 16 на байпасном клапане 15 и алгоритм слежения).

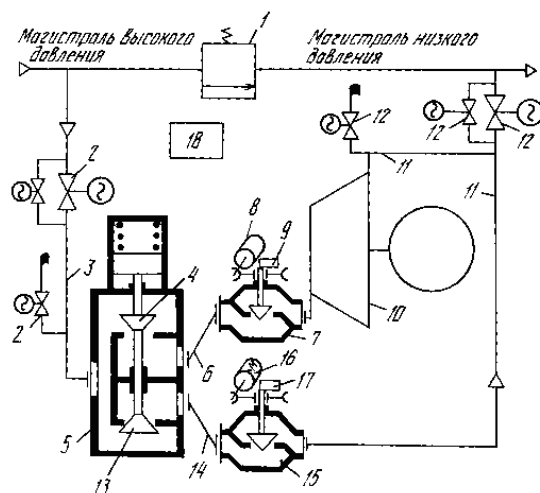


Рисунок П.2.32. ГРС

Рисунок П.2.32. ГРС (случай выполнения регулирующего органа 7 и байпасного клапана 15 в виде двух механически связанных между собой клапанов (возможно и в одном корпусе) с единым приводом 8).

П.2.12. Патент (№ 2134375) ЗАО "Завод "Киров-Энергомаш" (по состоянию на 2010 год патент не действует и не может быть восстановлен)

В соответствии с рисунком П.2.34, газораспределительная станция содержит подогреватель 1 газа высокого давления, одним входом соединенный с газопроводом высокого давления, а другим входом - через регулирующий клапан 2 - с газопроводом низкого давления, регулятор 3 подогревателя 1 газа высокого давления соединен с

управляющим входом регулирующего клапана 2 подогревателя 1 газа высокого давления.

Турбина 4 выходным валом соединена с электрогенератором 5, имеющим выход на потребителя электроэнергии.

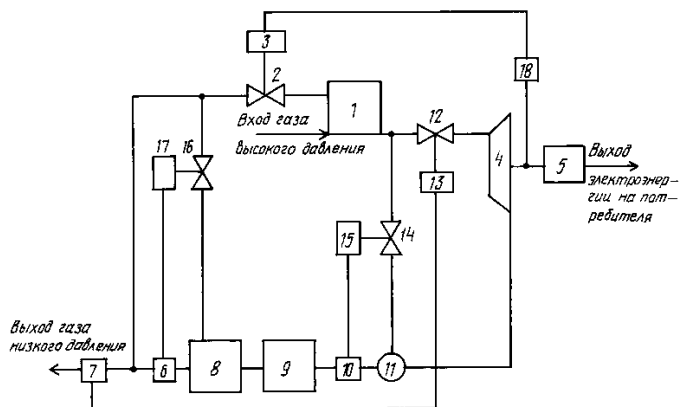


Рисунок П.2.34. Газораспределительная станция

Газопровод низкого давления, имеющий выход на потребителя газа, снабжен первым датчиком 6 температуры и датчиком 7 давления, установленными на выходе подогревателя 8 газа низкого давления, а также последовательно соединенными холодильной камерой 9, вторым датчиком 10 температуры и смесителем 11, соединенным с выходом турбины 4. Выход подогревателя 1 газа высокого давления газопроводом с регулирующим клапаном 12 соединен с входом турбины 4. Управляющий вход регулирующего клапана 12 соединен с выходом регулятора 13, а его вход соединен с четвертой импульсной линией с датчиком 7 давления. Выход подогревателя 1 газа высокого давления соединен также газопроводом с размещенным в нем регулирующим клапаном 14 холодильной камеры 9 со смесителем 11 газопровода низкого давления. Управляющий вход регулирующего клапана 14 соединен с выходом регулятора 15 холодильной камеры 9. Вход регулятора 15 второй импульсной линией соединен со вторым датчиком 10 температуры. Вход регулирующего клапана 2 подогревателя 1 газа высокого давления газопроводом с размещенным в нем регулирующим клапаном 16 соединен с входом подогревателя 8 газа низкого давления. Управляющий вход регулирующего клапана 16 соединен с выходом регулятора 17 подогревателя 8 газа низкого давления. Вход регулятора 17 первой импульсной линией соединен с первым датчиком 6 температуры. Вход регулятора 3 подогревателя 1 газа высокого давления соединен третьей импульсной линией с датчиком 18 оборотов выходного вала турбины 47.

Газораспределительная станция работает следующим образом.

Газ по газопроводу высокого давления поступает в подогреватель 1 газа высокого давления, где подогревается за счет сгорания газа, поступающего через регулирующий клапан 2 из газопровода низкого давления. Регулирующим клапаном 2 управляет регулятор 3, получающий сигнал по третьей импульсной линии от датчика 18 оборотов турбины 4, вращающей электрогенератор 5. Таким образом, подогрев газа в подогревателе 1 высокого давления вызывает изменение температуры газа на входе и выходе турбины 4 и в смесителе 11. Для стабилизации температуры в холодильной камере 9 по второй импульсной линии датчиком 10 подается управляющий сигнал на регулятор 15 холодильной камеры 9, который управляет регуливающим клапаном 14, то есть при снижении температуры по сравнению с настройкой регулятора 15 клапан 14 открывается, а при повышении - закрывается. Стабилизация температуры в газопроводе низкого давления осуществляется датчиком 6 температуры. При этом по первой импульсной линии поступает сигнал в регулятор 17, который управляет регуливающим клапаном 16 подогревателя 8 газа низкого давления, то есть при снижении температуры по сравнению с настройкой регулятора 17 клапан 16 открывается, а при ее повышении закрывается. Регулирование давления в газопроводе низкого давления осуществляется датчиком 7 давления, подающим сигнал в регулятор 13, на управляющий клапан 12 турбины 4, то есть при снижении давления по сравнению с настройкой регулятора 13, клапан 12 турбины 4 открывается, при повышении - закрывается.

П.2.3.13. Патент (№ 2147100) частного лица (по состоянию на 2010 год патент не действует и не может быть восстановлен)

Установка, в соответствии с рисунком, П.2.36 содержит газовую турбину (турбодетандер) 1, воздушный компрессор теплового насоса 2, воздушную турбину 3, газоздушный теплообменник 4, генератор электрического тока 5. Причем выходной патрубок воздушного компрессора 2 связан с входным патрубком газоздушного теплообменника 4, а выходной патрубок воздушного теплообменника связан с входом в сопловой аппарат воздушной турбины 3 теплового насоса.

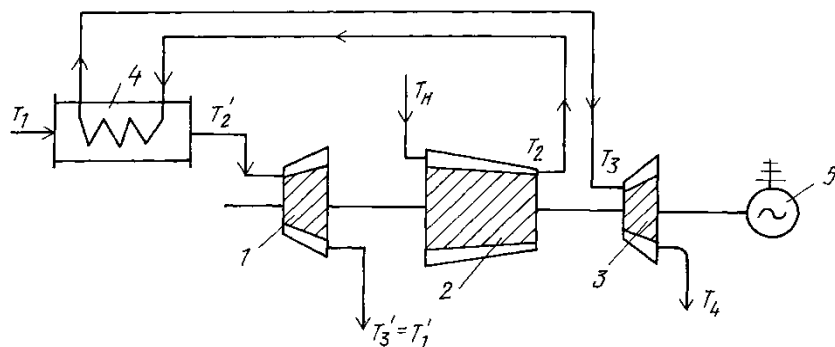


Рисунок П.2.36. ГРС

Сущность изобретения заключается в том, что подогрев магистрального газа осуществляется в газоздушном теплообменнике 4. При этом получение теплоэнергии осуществляется не только за счет срабатывания перепада давления магистрального газа при расширении в газовой турбине (турбодетандере) 1, а также за счет утилизации тепла атмосферного воздуха с помощью теплового насоса, когда атмосферный воздух сжимают в воздушном компрессоре 2 теплового насоса.

П.2.3.14. Патент (№2148218) частных лиц (по состоянию на 2010 год патент не действует и не может быть восстановлен)

Установка в соответствии с рисунком П.2.37, включает магистраль 1 природного газа высокого давления, турбодетандер 2, вал 3, лопаточную машину 4 по повышению давления рабочей среды, магистраль 5 подвода атмосферного воздуха, магистраль 6 отвода воздуха повышенного давления, магистраль 7 подвода жидкости, магистраль 8 отвода жидкости повышенного давления, расходную емкость 9, магистраль 10 после турбодетандера 2, теплообменник 11, потребитель 12 холода, контур 13 хладоносителя, теплообменник 14, запорные органы 15...20, магистраль 21 природного газа, направляемого к потребителю.

Работа установки, схематично представленной на чертеже, осуществляется следующим образом применительно к двум вариантам реализации предлагаемого способа: первый вариант - работа лопаточной машины 4 в качестве воздушного компрессора, второй вариант - работа лопаточной машины 4 в качестве насоса. Оба варианта могут реализоваться как в одном агрегате (турбодетандер 2 - вал 3 - лопаточная машина 4), так и в разных агрегатах.

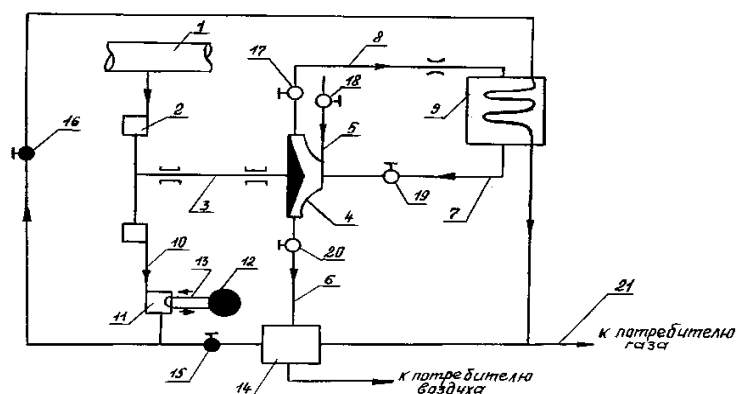


Рисунок П.2.37. ГРС

Последнее предусматривает замену агрегатов при переходе от рабочего тела в виде воздуха к рабочему телу в виде жидкости. Очевидно, что более оптимальным с позиций надежности и эффективности реализации способа работы турбодетандерной установки

является второй вариант, однако, он сопряжен с дополнительными трудностями по замене агрегатов при переходе с воздуха на жидкость. Для упрощения иллюстративного описания схемы по чертежу представим первый вариант работы установки. В рамках приведенных допущений природный газ высокого давления, поступающий из магистрали 1, направляют в турбодетандер 2, приводя его во вращение с одновременным снижением давления природного газа. Вращение турбодетандера 2 и его мощность посредством вала 3 передается лопаточной машине 4, которая при закрытых органах 16, 17 и 19 и при открытых органах 15, 18 и 20 работает как воздушный компрессор. В этом случае воздух из атмосферы засасывается по магистрали 5 в лопаточную машину 4, в которой повышается давление и температура воздуха. После лопаточной машины 4 воздух направляется по магистрали 6 в теплообменник 14, в котором отдает часть тепла природному газу, поступающему к потребителю по магистрали 21, и тем самым повышает его температуру. После теплообменника 14 охлажденный воздух повышенного давления направляют к потребителю, в качестве которого может быть использована воздушная турбина с электрогенератором или иным потребителем мощности. При этом помимо электроэнергии можно получать и воздух пониженной температуры после его прохождения через турбину. Природный газ поступает в теплообменник 14 после теплообменника 11, в котором он предварительно нагревается за счет передачи тепла от потребителя холода 12 с помощью хладоносителя 13. В теплообменник 11 охлажденный природный газ поступает после турбодетандера 2 по магистрали 10. При закрытых органах 15, 18, 20 и открытых органах 16, 17, 19 установка (рисунок П.2.37) работает по второму варианту, когда лопаточная машина 4 функционирует в качестве насоса. В таком варианте способа работы турбодетандерной установки лопаточная машина 4 всасывает по магистрали 7 жидкость из расходной емкости 9 и направляет ее по магистрали 8 снова в расходную емкость 9. Иными словами, циркулирование жидкости по замкнутому контуру позволяет преобразовать энергию давления жидкости в тепловую энергию, что дает возможность нагревать природный газ, поступающий после теплообменника 11 через орган 16 в расходную емкость 9 и в магистраль 21 к потребителю газа с требуемой температурой.

Снижение давления природного газа в турбодетандере 2 приводит к снижению температуры газа в магистрали 10. Использование теплообменника 11 позволяет предварительно (до теплообменника 14) нагреть природный газ путем снижения температуры хладоносителя 13 и тем самым передать холод потребителю 12. В теплообменнике 14 или в расходной емкости 9 природный газ окончательно нагревается до температуры, необходимой для надежной работы как магистрали 21, так и самого потребителя.

П.2.3.15. Патент (№ 2150641) Московский энергетический институт (по состоянию на 2010 год патент не действует и не может быть восстановлен)

Установка в соответствии с рисунком П.2.38, содержит трубопровод высокого давления 1, установленные по ходу газа и последовательно соединенные теплообменник 2, детандер 3, кинематически соединенный с электрическим генератором 4. Электрический генератор 4 электрически соединен с двигателем 5, приводящим в движение компрессор 6. Вход компрессора 6 соединен с выходом испарителя 7, вход которого через дросселирующее устройство 8 соединен с выходом теплообменника 2, образуя тепловой насос.

Электрическая связь электрического генератора 4 с электродвигателем 5 осуществляется через трансформатор 10, низковольтная обмотка которого имеет отводы 11 и 12 для соединения с электродвигателем 5 и внешней электрической сетью соответственно. На выходе детандера - трубопровод низкого давления 13.

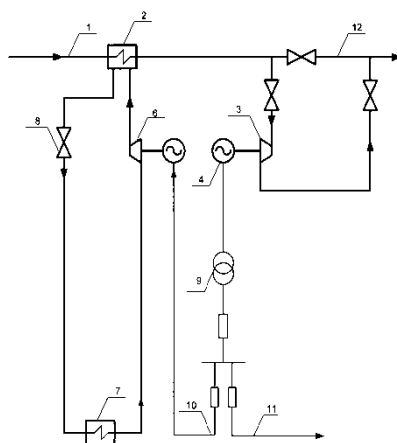


Рисунок П.2.38. ГРС

Установка работает следующим образом. Газ высокого давления поступает по трубопроводу 1 в теплообменник 2, греющей средой в котором служит низкокипящая жидкость контура теплового насоса, направляемая в теплообменник компрессором 6, вращаемым электродвигателем 7. Низкокипящая жидкость отдав тепло в теплообменнике 2 расширяется в дросселирующем устройстве 8, после чего поступает в испаритель 9, где нагревается за счет низкопотенциального тепла окружающей среды и подается во входной патрубок компрессора 6. Нагретый в теплообменнике 2 газ высокого давления поступает в детандер 3. После совершения механической работы и расширения в детандере 3 газ поступает в трубопровод низкого давления 13, а механическая работа газа, полученная в детандере 3, преобразуется в электрическую энергию в электрическом генераторе 4. Часть полученной в нем электрической энергии через трансформатор 10 и отвод 11 используется для приведения в действие

электродвигателя 5 компрессора 6. Избыток электроэнергии, выработанной электрическим генератором 4, может быть через трансформатор 10 и отвод 12 направлен во внешнюю сеть.

Таким образом, повышение экономичности и экологических показателей обусловлено отказом от постороннего источника тепла для нагрева газа перед детандером и использованием для этой цели энергии транспортируемого газа и низкопотенциального тепла окружающей среды.

П.2.3.15. Патент (№ 2199020). Уфимский государственный авиационный технический университет, (по состоянию на 2010 год патент не действует и не может быть восстановлен)

Установка, в соответствии с рисунком П.2.39, содержит магистраль природного газа высокого давления 1, влагоотделитель 2, турбодетандер 3, низкотемпературный теплообменник 4, тепловой двигатель с замкнутым контуром циркуляции рабочего тела (замкнутая газотурбинная установка) 5, компрессор 6, подкачивающий компрессор 7, расходные баллоны 8 низкого и высокого давлений, турбины 9, дозатор рабочего тела 10, газотурбинный двигатель 11, содержащий воздушный компрессор 12, камеру сгорания 13, газовую турбину 14, свободную турбину 15, теплообменник-утилизатор 16, дозатор газа 17, выходную магистраль газа низкого давления 18, редукторы 19, 20, 21 и электрогенераторы 22, 23, 24.

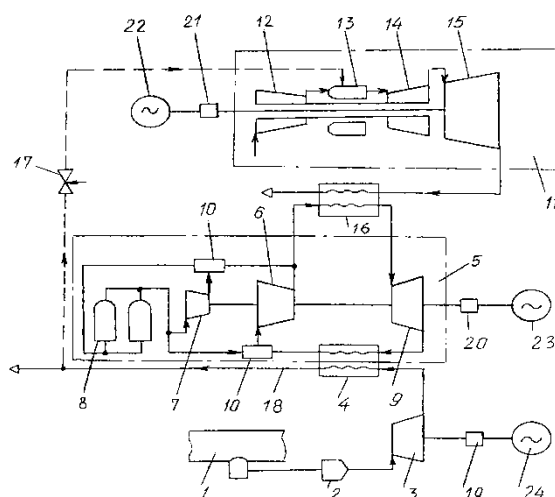


Рисунок П.2.39. ГРС

Установка работает следующим образом.

Природный газ высокого давления из магистрали 1 после влагоотделителя 2 поступает в турбодетандер 3. В турбодетандере 3 природный газ снижает давление до требуемого уровня и при температуре ниже температуры окружающей среды поступает

в низкотемпературный теплообменник 4, нагревается полученной теплотой от рабочего тела замкнутой газотурбинной установки и поступает через выходную магистраль 18 в распределительную сеть к потребителю. Мощность турбодетандера 3 через редуктор 19 передается электрогенератору 24. Работа замкнутой газотурбинной установки 5 осуществляется по традиционной схеме: рабочее тело циркулирует внутри замкнутого контура установки, где осуществляется его сжатие в компрессоре 6, нагрев в теплообменнике-утилизаторе 16 теплотой выхлопных газов ГТД 11, расширение с одновременным его охлаждением в турбине 9, утилизация теплоты рабочего тела в низкотемпературном теплообменнике 4 с его охлаждением и последующим сжатием в компрессоре 6. Мощность ЗГТУ 5 можно варьировать изменением массового расхода рабочего тела с помощью дозаторов 10, подкачивающего компрессора 7 и расходных баллонов 8 низкого и высокого давления, содержащих запас рабочего тела. Мощность ЗГТУ через редуктор 20 передается электрогенератору 23. Работа газотурбинного двигателя 11 происходит за счет сжатия воздуха, поступающего из атмосферы, в компрессоре 12, который затем поступает в камеру сгорания 13, куда подается природный газ через дозатор газа 17 из магистрали 18. В результате сгорания природного газа в камере сгорания 13 продукты сгорания повышенного давления и температуры поступают на турбину 14, связанную валом с компрессором 12 и приводящую его во вращение. После турбины 14 продукты сгорания поступают в турбину 15, из которой они направляются через теплообменник-утилизатор 16 в атмосферу. С помощью дозатора 17 регулируется температура газа в камере сгорания 13 путем изменения количества природного газа, отбираемого из магистрали 16, и, следовательно, мощность турбины 15, которая через редуктор 21 передается электрогенератору 22. Теплота выхлопных газов нагревает в теплообменнике-утилизаторе 16 рабочее тело ЗГТУ 5, что обеспечивает ее работоспособность и приводит к повышению температуры природного газа в магистрали 18. Этим обеспечивается надежность работы комбинированной газотурбинной установки при любой температуре природного газа в магистрали 1.

Возможность варьирования режимами ГТД 11 и ЗГТУ 5, а также использование низкой температуры природного газа, получаемой в турбодетандере 3, приводит к повышению эффективности бинарного цикла комбинированной газотурбинной установки при сохранении надежности функционирования по сравнению с известными техническими решениями, в частности с прототипом.

Перечисленные положительные свойства способа работы комбинированной газотурбинной установки позволяют повысить эффективность съема электрической энергии с одного килограмма природного газа, широко варьировать мощностями электрогенераторов в зависимости от запросов потребителя, обеспечить гарантийные

значения давления и температуры газа, транспортируемого в системах ГРС, а также осуществить утилизацию:

- теплоты продуктов сгорания газотурбинного двигателя;
- физической эксергии природного газа, транспортируемого по магистральным трубопроводам под высоким давлением.

П.2.3.16. Патент (№2213915). Уфимский государственный авиационный технический университет, (по состоянию на 2010 год патент не действует и не может быть восстановлен)

Установка, в соответствии с рисунком П.2.40, содержит турбодетандер 1, присоединенный к линии подачи газа высокого давления и находящийся на одном валу с электрогенератором 2, вихревую трубу 3, имеющую вход 4, который подсоединен к линии высокого давления, выход горячего потока газа 5 из вихревой трубы 3, соединенный с турбодетандером 1, и выход холодного потока газа 6 из вихревой трубы 3, соединенный с линией низкого давления за турбодетандером 1, холодильную камеру 7, которая соединена с турбодетандером 1 линией низкого давления через установленный между ними сепаратор 8. Схема обогрева рабочих поверхностей ступени турбодетандера 1 показана в соответствии с рисунком. Эта ступень состоит из соплового аппарата 9 и лопатки рабочего колеса 10. Выход горячего потока газа 6 вихревой трубы 3 соединен с коллектором 11 соплового аппарата 9 и с лопатками рабочего колеса 10, внутри которых проделаны каналы 12.

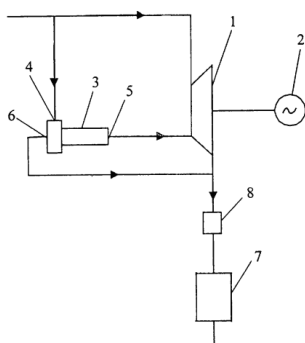


Рисунок П.2.40. ГРС

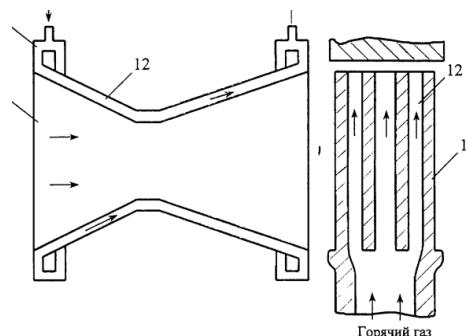


Рисунок П.2.41. Схема турбодетандера

Работа установки осуществляется следующим образом. Природный газ из линии высокого давления поступает в турбодетандер 1, где происходит его расширение с понижением температуры. При этом потенциальная энергия давления газа преобразуют в механическую работу на валу турбодетандера 1, которую в свою очередь трансформируют в электрическую энергию в электрогенераторе 2. В потоке газа происходит конденсация паров воды и высококипящих компонентов, выпадение твердых частиц - гидратов, которые могут привести к обледенению рабочих

поверхностей турбодетандера 1 и засорению теплообменников холодильной камеры 7. Для предотвращения этого обогревают рабочие поверхности турбодетандера 1 и устанавливают между турбодетандером 1 и холодильной камерой 7 сепаратор 8 для улавливания сконденсировавшийся жидкости и твердых частиц. Повышение температуры газа, необходимое для обогрева рабочих поверхностей турбодетандера 1, осуществляют в вихревой трубе 3, в которую направляют часть природного газа из линии высокого давления. В вихревой трубе поток разделяют на холодную и горячую части. Температура горячей части получается достаточно высокой и составляет около 50...75°C. Эту часть потока направляют на обогрев рабочих поверхностей турбодетандера 1, схема которого показана на рисунке П.2.41. ракетного двигателя и лопаток высокотемпературных газовых турбин авиационных ГТД соответственно. Горячий газ поступает в коллектор 11, а из него в обогреваемый тракт, выполненный в виде каналов 12 в сопловом аппарате 9. Проходя по каналам 12, газ обогревает стенки соплового аппарата 9 и при этом охлаждается сам. Для возможности обогрева лопаток рабочего колеса 10 в них проделаны вертикальные каналы 12, в которые снизу подают горячий газ, который, пройдя по каналу 12, выходит вверх и смешивается с остальным газом. Уровень температуры холодной части потока около 0°C, поэтому он смешивается с остальным потоком природного газа за турбодетандером 1. Далее природный газ поступает в сепаратор 8, в котором происходит отделение гидратов и конденсата. Затем очищенный природный газ направляют в холодильную камеру 7.

Предлагаемая схема турбодетандерной установки позволяет наиболее полно использовать потенциальную энергию давления газа магистральных трубопроводов, которая в данное время рассеивается на ГРС и ГРП при редуцировании давления газа от величины магистрального уровня до уровня, необходимого потребителю.

П.2.3.17. Патент (№ 2223533). Тульский государственный университет (по состоянию на 2010 год патент не действует и не может быть восстановлен)

ГРС, в соответствии с рисунком П.2.42, содержит входную магистраль 1, питающую газораспределительное устройство, выполненное в виде набора труб 2 различного диаметра с установленными на них запорными устройствами 3, управляемыми контроллером 4 от датчика давления 5. Трубы 2 связаны с группами сопел нерегулируемого турбодетандера 6, нагруженного посредством вала 7 генератором переменного тока 8, соединенным последовательно с регулируемым по напряжению выпрямителем 9 и регулируемым по частоте инвертором 10. Выход турбодетандера 6 через регулируемый теплообменник-холодильник 11 связан с выходной магистралью 12.

Газ высокого давления из входной магистрали 1 поступает через трубы 2 с открытыми запорными элементами 3 к соплам нерегулируемую турбодетандера 6. Проходя через турбодетандер, газ совершает работу по приводу вала 7 и связанного с ним генератора переменного тока 8. Переменный ток с выхода генератора 8 поступает на регулируемый выпрямитель 9, который выдает постоянный ток заданного стабилизированного напряжения. Этот ток подается на инвертор 10, преобразующий его в переменный стабилизированный заданной частоты. Совершивший работу расширения в турбодетандере 6 газ, имея в результате этого пониженное давление и температуру, поступает в теплообменник-холодильник 11, где тепло, температурный уровень которого -20 -30°C , может быть полезно использовано в каких-либо других технологических линиях.

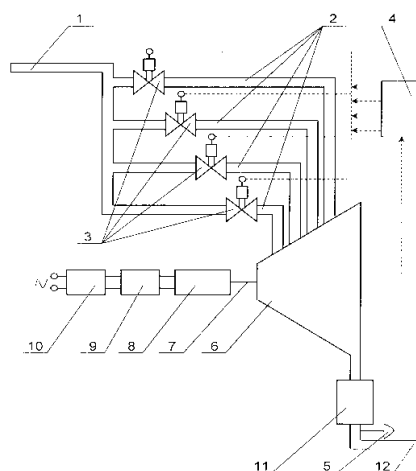


Рисунок П.2.43. ГРС

Теплообменник может регулироваться по температуре за счет сброса части холодного газа по байпасному трубопроводу, минуя теплообменник. Прошедший теплообменник газ поступает через выходную магистраль 12 к потребителю. При этом давление газа измеряется датчиком 5 и, если его значение оказывается отличным от заданного, то в соответствии с программой, заложенной в контроллер 4, происходит переключение запорных элементов 3 на трубах 2 и расход газа, поступающего на детандер 6, изменяется таким образом, что давление газа на его выходе и соответственно на входе в магистраль 12 достигает требуемого значения. При этом число оборотов вала детандера 7 также изменяется, но в связи с использованием регулируемого по напряжению выпрямителя 9 и соединенного с ним регулируемого по частоте инвертора 10 напряжение и частота выработанного тока останутся неизменными. Таким образом, при изменении давления во входной магистрали 1, расхода газа потребителем через выходную магистраль 12 или каких-либо других возмущающих воздействий давление газа в выходной магистрали 12 будет стабилизировано с требуемой точностью, а изменение числа оборотов детандера 6 не приведет к изменению напряжения и частоты вырабатываемого тока.

П.2.3.18. Полезная модель (№ 81767) Саратовского государственного технического университета (патент действует)

Газораспределительная станция с электрогенерирующим устройством в соответствии с рисунком ПВ.24 содержит входной трубопровод 1 высокого давления газа и выходной трубопровод 2 низкого давления газа, блок редуцирования, подогреватель газа 3 с регулятором напряжения 4, преобразователь частоты 5, силовой трансформатор 6. Регулятор напряжения 4 выполнен в виде управляемого выпрямителя. В качестве подогревателя газа 3 использован электроподогреватель. Фильтр газа 7 и счетчик газа 8 соединены последовательно и включены в трубопровод 1 высокого давления газа. Блок редуцирования выполнен в виде высокоскоростных детандера 9 и электрогенератора 10, расположенных на едином валу. Вход детандера 9 подключен к трубопроводу 1 высокого давления газа, а выход - к трубопроводу 2 низкого давления газа. На входе в детандер 9 установлен регулируемый клапан 11. Датчик 12 температуры газа, датчик 13 давления газа, датчик 14 скорости потока газа и датчик 15 влажности газа установлены на входе в детандер 9. На выходе детандера 9 установлены датчик 16 температуры газа и датчик 17 давления газа. Выходы датчиков 12...17 соединены с входами микропроцессорного устройства 18, выход которого подключен к управляющему входу регулятора напряжения 4.

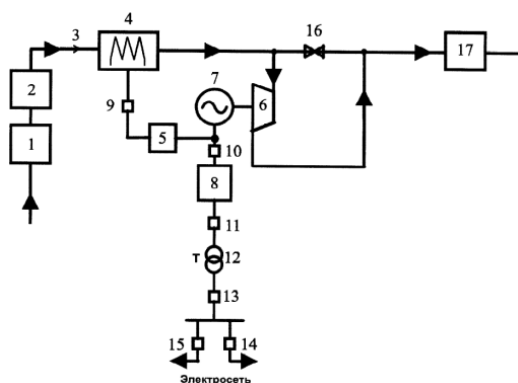


Рисунок П.2.44 - Газораспределительная станция

Выход электрогенератора 10 соединен с входом преобразователя частоты 5 и через регулятор напряжения 4 с подогревателем газа 3. Выход преобразователя частоты 5 соединен с первичной обмоткой силового трансформатора 6.

Байпасная газораспределительная станция 19 представляет собой стандартную ГРС, которая включается в работу при отказе детандера 9, то есть выполняет функцию резервного газораспределительного устройства.

Основными технологическими задачами газораспределительной станции с электрогенерирующим устройством являются: снижение давления магистрального газа и попутное получение полезной электроэнергии. Предложенное схемотехническое решение может быть применено на всех существующих ГРС. При существующей системе газоснабжения давление магистрального газа перед подачей его потребителю снижается в двух ступенях. В первой из них на ГРС давление газа снижается до 1,0...1,5 МПа, во второй на газораспределительных пунктах (ГРП) - до 0,1...0,3 МПа.

При расходе газа через установку 30-50 тыс. $\text{м}^3/\text{ч}$ и перепаде давлений в детандере 9 от 7,0 до 1,2 МПа может быть полезно использовано 2-2,5 МВт электрической мощности. Установка работает без выбросов вредных веществ в окружающую среду.

Газораспределительная станция с электрогенерирующим устройством работает следующим образом.

Газ по входному трубопроводу 1 высокого давления поступает на вход фильтра газа 7, где он очищается от мелких механических примесей и влаги. С выхода фильтра 7 газ поступает через счетчик газа 8 на теплообменник электроподогревателя 3, где газ подогревается до температуры 30-70°C. После подогрева до нужной температуры газ через регулируемый клапан 11, проходя по датчикам температуры 12, давления 13, скорости потока газа 14 и влажности газа 15, поступает в детандер 9. Затем, минуя байпасную газораспределительную станцию 19, поступает в трубопровод 2 низкого давления газа.

Детандер 9 представляет собой тепловую машину, рабочим телом в которой является транспортируемый природный газ. Энергия природного газа при его расширении в детандере 9 преобразуется в механическую энергию вращения его вала, которая затем, в соединенном с детандером 9 электрогенераторе 10, преобразуется в электрическую энергию. Часть электрической энергии от генератора 10 поступает через регулятор напряжения 4 на электроподогреватель газа 3, где используется для подогрева транспортируемого газа. Детандер 9 и электрогенератор 10 образуют электрогенерирующую часть ГРС. ДГА, состоящий из детандера 9 и электрогенератора 10, выполнен без редуктора по схеме «единый вал». При этом частота генерируемого напряжения определяется скоростью вращения общего вала ДГА. Так, при скорости вращения детандера в 12000 об/мин частота генерируемого напряжения будет равна 200 Гц. Это напряжение подается на регулятор напряжения 4 электроподогревателя газа 3 и на вход преобразователя частоты 5, выполненного по схеме многоступенчатого инвертора «с явным звеном постоянного тока».

С выхода преобразователя частоты 5 напряжение частотой 50 Гц поступает на первичную обмотку силового трансформатора 6, со вторичной обмотки которого подается внешним потребителям электроэнергии. Газ с выхода детандера 9 после

расширения и совершения им работы поступает в трубопровод 2 низкого давления газа. Датчики температур 12 и 16 измеряют температуру газа на входе и выходе из детандера 9.

Датчики давления 13 и 17 измеряют давление газа на входе и выходе из детандера 9. Датчик 14 скорости потока газа и датчик 15 влажности газа измеряют, соответственно, скорость поток газа и влажность газа на входе в детандер 9. Сигналы с датчиков 12 и 16 температуры газа, датчиков 13 и 17 давления газа, датчика 14 скорости потока газа и датчика 15 влажности газа поступают в микропроцессорное устройство 18. На основании полученной информации и заложенной программы ее обработки микропроцессорное устройство 18 вырабатывает управляющий сигнал, который подается на управляющий вход регулятора напряжения 4. При поступлении на вход ГРС газа с более высокой температурой или при уменьшении расхода газа количество электроэнергии, подаваемое на электроподогреватель газа 3, уменьшается. Таким образом, на подогрев газа расходуется минимально необходимое количество электроэнергии, а весь остаток выработанной электроэнергии передается во внешнюю электросеть потребителям, тем самым, повышая экономическую эффективность работы ГРС.

Расход электроэнергии на подогрев газа не превышает 20...25% от общего количества вырабатываемой электрогенератором 10 электроэнергии.

Основным преимуществом предложенной ГРС с электрогенерирующим устройством является то, что в ней максимально используется энергия газа высокого давления для выработки электроэнергии и подогрева газа. В связи с тем, что в составе ГРС с электрогенерирующим устройством используется преобразователь частоты 5, то сняты ограничения по скорости и стабильности вращения общего вала детандер-генераторного агрегата, то есть, в этом случае нет необходимости строго выдерживать постоянство скорости вращения турбины детандера 9. Поэтому при изменении расхода газа через турбину и колебаниях давления газа в трубопроводе 1 высокого давления газа и трубопроводе 2 низкого давления газа скорость вращения вала детандера 9 будет изменяться, но это не повлияет на параметры генерируемого напряжения. Частота генерируемого напряжения и его стабильность определяются настройками преобразователя частоты 5, выполненного по схеме многостового инвертора «с явным звеном постоянного тока».

Предложенное техническое решение позволяет выполнить детандер-генераторный агрегат без редуктора. За счет высокой скорости вращения турбины детандера 9 и, соответственно, электрогенератора 10, они имеют уменьшенные габариты и массу. Наличие преобразователя частоты 5 позволяет иметь гостированные параметры генерируемой электроэнергии и максимально просто решать вопросы синхронизации

напряжения преобразователя частоты 5 и энергосистемы при подключении к энергосистеме.

П.2.3.19. Патент (№ 2079771) ЗАО «ПСП-ИНСЕРВ» (по состоянию на 2010 год патент не действует и не может быть восстановлен)

Установка, в соответствии с рисунком П.2.25, содержит подогреватель газа 1 с топкой 2 и турбину 3, связанную с потребителем 4 ее мощности, например, генератором электрического тока, последовательно установленные по ходу газа в трубопроводе 5, соединяющем между собой газопроводы 6 и 7, соответственно высокого и низкого давлений.

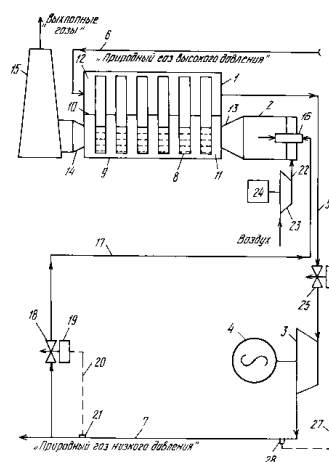


Рисунок П.2.25. ГРС

Теплообменная поверхность подогревателя 1 выполнена из тепловых труб 8 (двухфазных термосифонов ДТС), а его корпус 9 разделен горизонтальной герметичной перегородкой 10 на две полости 11 и 12, причем в нижней полости 11 размещены зоны испарения тепловых труб 8, ее входной патрубок 13 подключен к топке 2, а выходной 14 к дымовой трубе 15, при этом зоны конденсации тепловых труб 8 расположены в верхней полости 12 теплообменника 1, которая встроена в трубопровод 5. Тепловые трубы 8 заполнены на треть своей высоты (т. е. в зоне испарения) промежуточным теплоносителем, например, смесью воды с этиленгликолем (последний необходим для предотвращения разрыва трубы 8 в зимнее время года при неработающей установке). Топка 2 снабжена горелкой 16, подключенной к газопроводу 7 трубопроводом 17 с регулирующим клапаном 18, связанным с регулятором 19, соединенным импульсной линией 20 с датчиком 21 температуры, размещенным в газопроводе 7. Кроме того, топка 2 воздухопроводом 22 подключена к вентилятору 23 с приводом 24, например, электродвигателем. Регулирующий клапан 25 турбины 3 связан с регулятором 26,

соединенным импульсной линией 27 с датчиком 28 давления, размещенным в газопроводе 7.

Установка работает следующим образом.

Природный газ высокого давления (обычно 35...75 кгс/см²) от компрессорной станции (на чертеже не показана) поступает по газопроводу 6 в трубопровод 5, проходит его и последовательно расположенные в нем полость 12 подогревателя 1, турбину 3 и далее по газопроводу 7 поступает к потребителям газа низкого давления (обычно 3...12 кгс/см²), например, доменной печи - на чертеже не показано. При этом газ во избежание образования в нем газгидратов подогревается до положительных температур (около 5°C -10°C за турбиной 3). Указанный подогрев обеспечивается регулятором 19 подогревателя 1, который по управляющему сигналу, поступающему к нему по импульсной линии 20 от датчика температуры 21, осуществляет изменение степени открытия связанного с ним клапана 18 (а значит и расхода топливного газа, подаваемого по трубопроводу 17 на сжигание в горелке 16 топки 2): при увеличении температуры от заданного значения уменьшает ее, при снижении увеличивает. При этом образовавшиеся в результате сжигания в топке 2 топлива в смеси с воздухом, подаваемым в нее по воздухопроводу 22 вентилятором 23, приводимым во вращение электродвигателем 24, продукты сгорания через патрубок 13 направляются в полость 11 подогревателя 1, где отдают свое тепло, расположенным в ней зонам испарения тепловых труб 8, и далее через патрубок 14 и дымовую трубу 15 удаляются в атмосферу. Образовавшиеся в зонах испарения тепловых труб 8 (автономно в каждой) пары промежуточного теплоносителя поднимаются в зоны конденсации этих труб, расположенные в полости 12 подогревателя 1, отделенной от полости 11 герметичной перегородкой 10 его корпуса 9, где отдают свое тепло, проходящему через нее природному газу, охлаждаются и конденсируются на внутренних стенках труб 8. При этом образовавшийся конденсат под действием сил тяжести возвращается в зоны испарения труб 8 и процесс повторяется.

Требуемое потребителю значение давления газа в газопроводе 7 поддерживает регулятор 26, который по управляющему сигналу, поступающему к нему по импульсной линии 27 от датчика давления 28 осуществляет изменение степени открытия связанного с ним клапана 25: при увеличении давления от заданного значения уменьшает ее, при снижении, увеличивает.

Развиваемая турбиной 3 мощность передается связанному с ней потребителю 4. При этом в случае использования в качестве такового генератора тока, частота вращения последнего, а значит и частота тока поддерживается электрической сетью, к которой он подключен (на чертеже не показано), для чего ее мощность должна существенно (в 10 и более раз) превышать мощность генератора, что обычно для утилизационных установок

такого типа. В противном случае требуется наличие тиристорного преобразователя частоты тока или планетарного редуктора постоянной частоты вращения.

П.2.3.20. Патент (№ 2073169) ЗАО «ПСП-ИНСЕРВ» (по состоянию на 2010 год патент не действует и не может быть восстановлен)

Установка, в соответствии с рисунком, содержит подогреватель газа 1, выполненный с патрубками 2 и 3, соответственно подвода пара и отвода конденсата, и турбину 4, связанную с потребителем 5 ее мощности, например, генератором электрического тока, последовательно установленные по ходу газа в трубопроводе 6, соединяющем между собой газопроводы 7 и 8 соответственно высокого и низкого давлений. Кроме того, установка снабжена дополнительным подогревателем газа 9, размещенным в трубопроводе 6 за турбиной 4 и подключенным по греющей среде трубопроводом 10 к патрубку 3 отвода конденсата парового подогревателя газа 1.

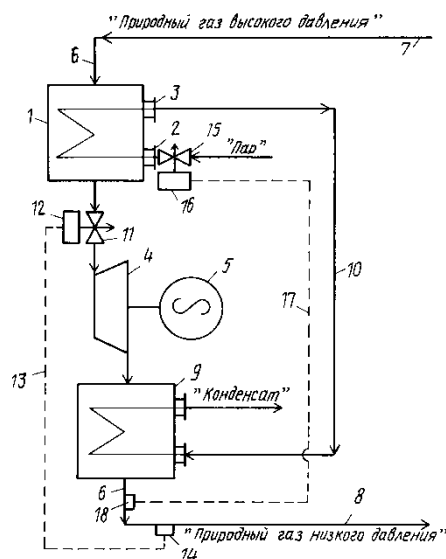


Рисунок П.2.46. ГРС

Регулирующий клапан 11 турбины 4 связан с регулятором 12, соединенным импульсной линией 13 с датчиком 14 давления, размещенным в газопроводе 8, а паровой регулирующий клапан 15 подогревателя 1 связан с регулятором 16, соединенным импульсной линией 17 с датчиком температуры 18, размещенным в газопроводе 6 за подогревателем 9.

Установка работает следующим образом.

Природный газ высокого давления (обычно 35...75 кгс/см²) от компрессорной станции (на чертеже не показана) поступает по газопроводу 7 в газопровод 6, проходит его и последовательно расположенные в нем подогреватель 1, турбину 4, подогреватель 9 и далее по газопроводу 8 поступает к потребителям газа

низкого давления (обычно 3...12 кгс/см²), например котлам ТЭЦ на чертеже не показано. При этом газ, во избежание образования в нем газгидратов, подогревается до положительных температур подогревателями 1 и 9: в подогревателе 1 до величины, обеспечивающей достижение температуры газа после его расширения в турбине 4 значений около минус 10оС (допустимых по условиям отсутствия выпадения газогидратов), а в подогревателе 9 до величины около 5...10оС, гарантирующей отсутствие газгидратов даже при условии дальнейшего охлаждения газа в зимних условиях при его перемещении к потребителю по теплоизолированному газопроводу 8. Указанный подогрев обеспечивается регулятором 16 подогревателя 1, который по управляющему сигналу, поступающему к нему по импульсной линии 17 от датчика температуры 18, осуществляет изменение степени открытия связанного с ним клапана 15 (а значит, и расхода пара в подогреватель 1 через патрубок 2): при увеличении температуры от заданного значения уменьшает ее, при снижении - увеличивает. При этом соответственно изменяется расход конденсата через патрубок 3 и трубопровод 10 в подогреватель 9.

Требуемое потребителю значение давления газа в газопровode 8 поддерживает регулятор 12, который по управляющему сигналу, поступающему к нему по импульсной линии 13 от датчика давления 14, осуществляет изменение степени открытия, связанного с ним клапана 11: при увеличении давления от заданного значения уменьшает ее, при снижении увеличивает.

Развиваемая турбиной 4 мощность передается связанному с ней потребителю 5. При этом в случае использования в качестве такового генератора тока частота вращения последнего, а значит, и частота тока поддерживается электрической сетью, к которой он подключен (на чертеже не показано), для чего ее мощностью должна существенно (в 10 и более раз) превышать мощность генератора, что обычно для утилизационных установок такого типа. В противном случае требуется наличие тиристорного преобразователя частоты тока или планетарного редуктора постоянной частоты вращения.

П.2.4. Документы, защищающие конструкции турбодетандеров, используемых на ГРС

П.2.4.1. Действующий патент (№2317430) Федеральное государственное унитарное предприятие "Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова"

Турбодетандерная установка в соответствии с рисунками П.2.47 и П.2.48 включает турбодетандер 1, рабочее колесо 2, камеру высокого давления 3, камеру низкого

давления 4, бесконтактное уплотнение 5, бесконтактное уплотнение 6, накопительную камеру 7, магистраль отвода газовой смеси 8, эжекторную трубу 9, форсунки 10, вентилятор 11, теплообменник 12, магистраль природного газа 13, проточную часть 14, ротор 15 электрогенератора, магнитные (или воздушные, в которых между роторной и статорной частью организован поток сжатого воздуха) подшипники 16 ротора 15 электрогенератора, преобразователь частоты 17, потребитель электроэнергии 18, магистраль 19, регулировочный орган 20, топливный элемент 21, газовод 22.

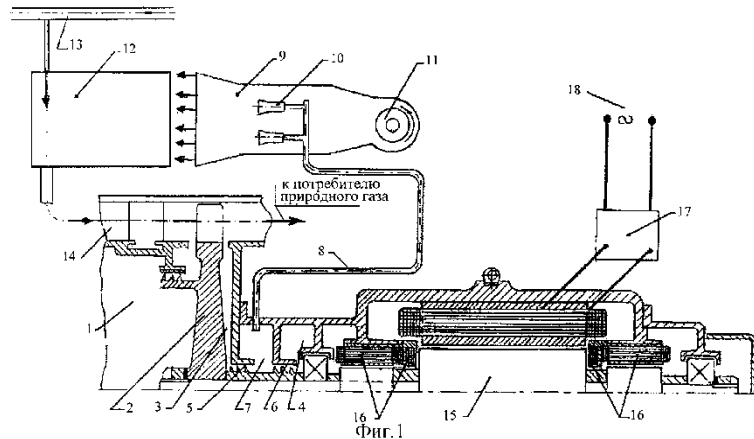


Рисунок П.2.47. Турбодетандерная установка

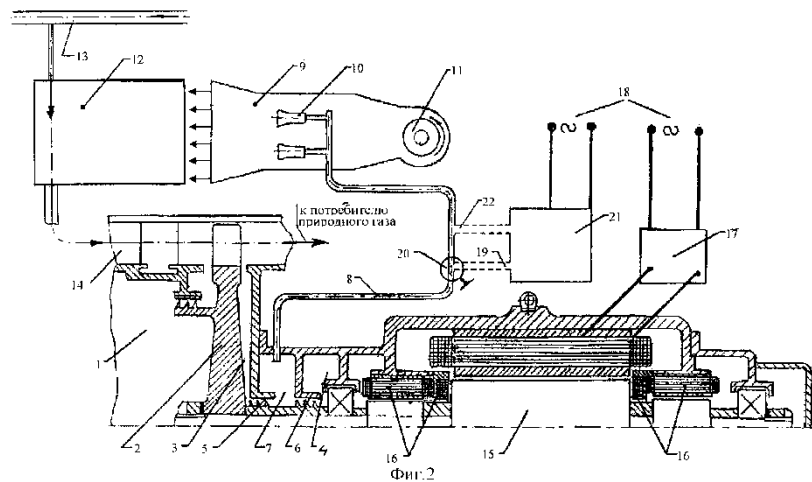


Рисунок П.2.48. Турбодетандерная установка

Турбодетандерная установка, представленная на рисунке П.В.27, работает следующим образом.

Включается вентилятор 11 и поток воздуха создает разрежение на форсунках 10, расположенных в эжекторной трубе 9. После не менее 3 с подается природный газ в проточную часть 14 турбодетандера 1, откуда его небольшая часть (утечка) перетекает в камеру высокого давления 3. Из камеры 3 через бесконтактное уплотнение 5 природный газ поступает в накопительную камеру 7, где смешивается с воздухом, поступившим в

накопительную камеру 7 из камеры низкого давления 4 через бесконтактное уплотнение 6. Давление газовойдушной смеси в накопительной камере 7 меньше атмосферного на величину не менее 3-5 кПа. Из накопительной камеры 7 газовойдушная смесь по магистрали 8 поступает в форсунки 10. На выходе из форсунок 10 газовойдушная смесь воспламеняется и сгорает в потоке воздуха с выделением тепла, которое повышает температуру воздуха в эжекторной трубе 9. Выхлопной газ из эжекторной трубы 9 в теплообменнике 12 подогревает входящий в него из магистрали 13 природный газ. Подогретый природный газ поступает в проточную часть турбодетандера 14 и в рабочее колесо 2 турбины, где создается механическая работа, снимаемая ротором 15 электрогенератора, установленном на магнитных (или воздушных) подшипниках 16. Вырабатываемый электрический ток поступает в преобразователь частоты 17, где частота принимает стандартное значение, и электроэнергия направляется потребителю 18.

Турбодетандерная установка, представленная на рисунке П.2.48, работает следующим образом.

Включается вентилятор 11 и поток воздуха создает разрежение на форсунках 10, расположенных в эжекторной трубе 9. После не менее 3 с подается природный газ в проточную часть 14 турбодетандера 1, откуда его небольшая часть (утечка) перетекает в камеру высокого давления 3. Из камеры 3 через бесконтактное уплотнение 5 природный газ поступает в накопительную камеру 7, где смешивается с воздухом, поступившим в накопительную камеру 7 из камеры низкого давления 4 через бесконтактное уплотнение 6. Давление газовойдушной смеси в накопительной камере 7 меньше атмосферного на величину не менее 3-5 кПа. Из накопительной камеры 7 газовойдушная смесь по магистрали 8 поступает через регулировочный орган 20 и магистраль 19 в топливный элемент 21, где выделяется дополнительная электроэнергия, идущая потребителю 18, и далее через газовод 22 подается к форсункам 10. На выходе из форсунок 10 газовойдушная смесь воспламеняется и сгорает в потоке воздуха с выделением тепла, которое повышает температуру воздуха в эжекторной трубе 9. Выхлопной газ из эжекторной трубы 9 в теплообменнике 12 подогревает входящий в него из магистрали 13 природный газ. Подогретый природный газ поступает в проточную часть турбодетандера 14 и в рабочее колесо 2 турбины, где создается механическая работа, снимаемая ротором 15 электрогенератора, установленном на магнитных (или воздушных) подшипниках 16. Вырабатываемый электрический ток поступает в преобразователь частоты 17, где частота принимает стандартное значение, и электроэнергия направляется потребителю 18.

П.2.4.2. Патент (№ 2270395), патентообладатель - ЗАО "Газоснабжение"
(по состоянию на 2010 год патент не действует, но может быть восстановлен)

Принципиальная схема предлагаемого устройства представлена в соответствии с рисунком П.2.49, оно содержит магистральный кран 1, расположенный на отводе от магистрального газопровода, связанный с регулятором давления 2, турбодетандер 3, подключенный входом к регулятору 2 и содержащий сопловой аппарат 4, рабочее колесо с лопатками специального профиля, например эвольвентными 5, упомянутое колесо 5 сидит на консольно расположенном валу 6, закрепленном на двух подшипниках 7, на конце вала расположена соединительная полумуфта 8, причем герметизация достигается за счет притирки сегментного самоуплотняющегося фторопластового или фосфитной бронзы лабиринтного уплотнения 9. К выходу синхронного генератора 10, вал которого соединен с полумуфтой 11, подключен узел 12 - контроля и защитного отключения при снижении сопротивления изоляции, блок нагрузки 13, узел, регулирующий уровень напряжения 14; через коммутирующее устройство 15 электроэнергия подается в нагрузку 16, через кран 17 газ направляется в магистраль потребителя.

Рабочий агент-газ, пройдя через кран 1, поступает в регулятор давления 2 для снижения давления до установленного уровня. Пройдя через неподвижный сопловой аппарат 4 турбодетандера 3 и каналы, образованные профильными лопатками рабочего колеса 5, струи газа воздействуют на эвольвентные лопатки и раскручивают рабочее колесо 5, сидящее на валу турбодетандера 3. При этом за счет расширения газа давление падает до расчетного в сети потребителя установленного требуемого уровня. Параметры рабочего колеса рассчитываются так, что при перепаде давления 0,1-0,2 МПа и расходе газа 0,5-0,8 кг/см на валу 6 турбодетандера 3, вращающемся с частотой сети, развивается установленная мощность. При этом генератор 10, вал которого соединен с валом турбодетандера упругой муфтой 11, вырабатывает переменный ток с промышленной частотой 50 Гц, напряжением 220-380 В и мощностью, обусловленной расчетными параметрами турбодетандера. Пройдя через турбодетандер 3, газ через кран 17 поступает в коллектор потребителя.

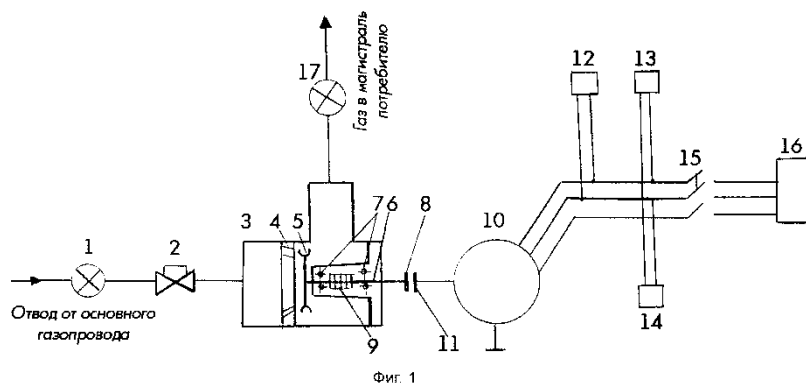


Рисунок П.2.49. Принципиальная схема предлагаемого устройства

При такой незначительной степени расширения температура газа практически не изменится, что подтверждается испытанием опытных образцов. Рабочий профиль лопатки изображен в соответствии с рисунком ПВ.30, где указаны переменные параметры, зависящие от мощности турбодетандера. Сегментное самоуплотняющееся лабиринтное уплотнение показано в соответствии с рисунком П.2.51, где 18 - непосредственное уплотнение, 19 - соединительная муфта, 20 - шарикоподшипники. Взаимосвязь этих элементов между собой вытекает непосредственно из чертежа.

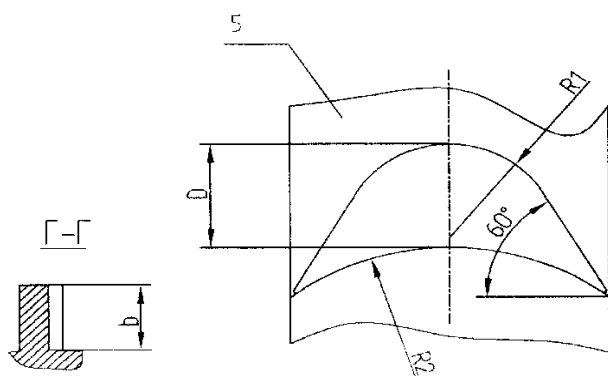


Рисунок П.2.50. Рабочий профиль лопатки

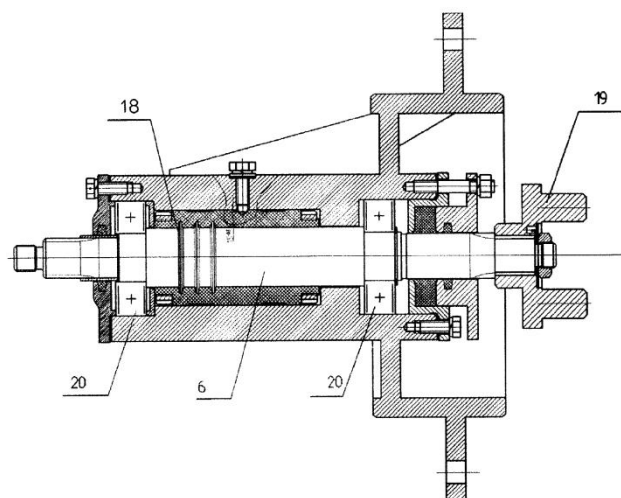


Рисунок П.2.51. Сегментное самоуплотняющееся лабиринтное уплотнение

В соответствии с рисунками П.2.52 и П.2.53 изображены структурная и электрическая схемы узла контроля и защитного отключения при снижении сопротивления изоляции 12. Узел 12 (рисунок П.2.52 элементы показаны пунктиром) содержит генератор сети 21 (может быть расположен как в составе устройства, так и вне его), исполнительный орган 22, входом соединенный с генератором сети 21, выходом - с нагрузкой 23, кроме того, выход упомянутого исполнительного органа 22 соединен со входом выпрямителя 24, питающего как измерительную цепь 25, так и исполнительный

элемент 26, причем выход измерительной цепи 25 подключен к одному из входов исполнительного элемента 26, выход которого подключен к управляющему входу исполнительного органа 22. На рисунке П.2.53 раскрыты также элементы структурной схемы.

Основная обмотка 27 генератора сети 21 (10), в трехфазном варианте, содержит три обмотки, соединенные "звездой", исполнительный орган 22 - с целью унификации - содержит два двухконтактных переключателя 28 и 29, включенных в три фазы сети, причем в одной из фаз включены 2 последовательно соединенных контакта (возможно использование одного трехконтактного или трех одноконтактных переключателей). Выпрямитель 24 представляет собой, например, мостовую схему выпрямления (схему Греча) на диодах 30-33, выход мостовой схемы подключен ко входу измерительной цепи, содержащей реле тока 34, шунтированное конденсатором 35, один вход цепи 25 подключен к одному из выходов выпрямителя 24, другой через регулируемый ограничительный резистор 36 - к другому выходу выпрямителя, к точке соединения элементов 34, 35, 36 последовательно включен выпрямительный диод 37, второй ограничительный резистор 38 и варистор 39, причем свободный (второй) вывод упомянутого варистора подключен к корпусу ("земле"). Сопротивление изоляции условно показано узлом 40.

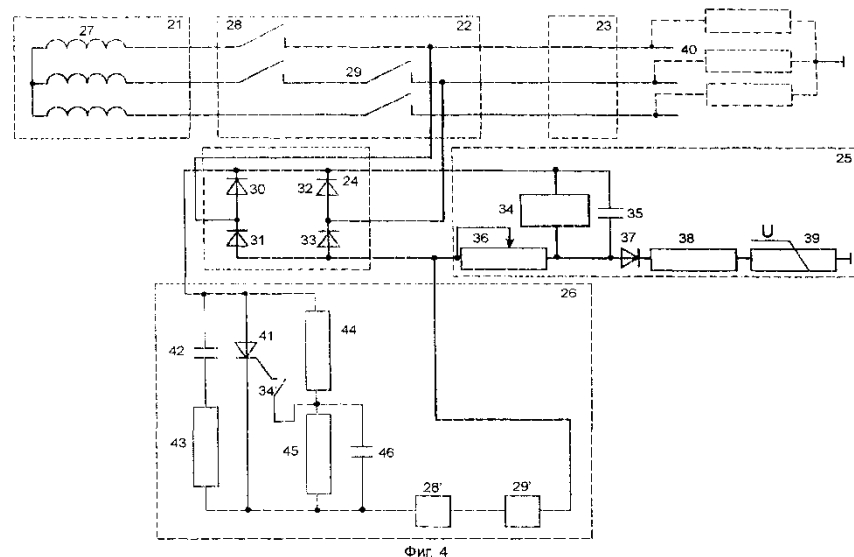


Рисунок П.2.52. Структурная схема узла контроля и защитного отключения при снижении сопротивления изоляции 12

Исполнительный элемент 26 содержит последовательно соединенный тиристор 41 и обмотки управления 28' и 29' исполнительным органом 22, управляющий электрод тиристора 41 через контакт 34' реле измерительной цепи 34 подключен к средней точке

резистивного делителя 44, 45, нижнее плечо которого шунтировано конденсатором 46. Элементы 45 и 46 образуют RC-цепь.

Возможен вариант использования предложенного устройства как для сетей с изолированной нейтралью, так и с заземленной нейтралью.

Такой вариант представлен в соответствии с рисунком П.2.54.

Здесь вместо силового контактора используется стандартное четырехконтактное устройство контроля изоляции (УЗО) 47 с заземленной нейтралью с управляющим элементом 47', включенным между точкой соединения конденсатора RC-цепи 45, 46 и одного из силовых электродов тиристора 41 и точкой соединения элементов 31, 33, 36. При этом полностью используются узлы 24, 25, 26. При этом узел 24 управляется переключателем 48. Узел 47 последовательно между узлами 21 и 23 в каждую из шин питания и нулевой провод - в диагональ мостового выпрямителя 24 (то есть в точке соединения элементов 30, 31 и 32, 33 соответственно) с одной стороны и к любому из фазных проводов и нулевому с другой. Переключатель 48 содержит 2 замыкающих контакта.

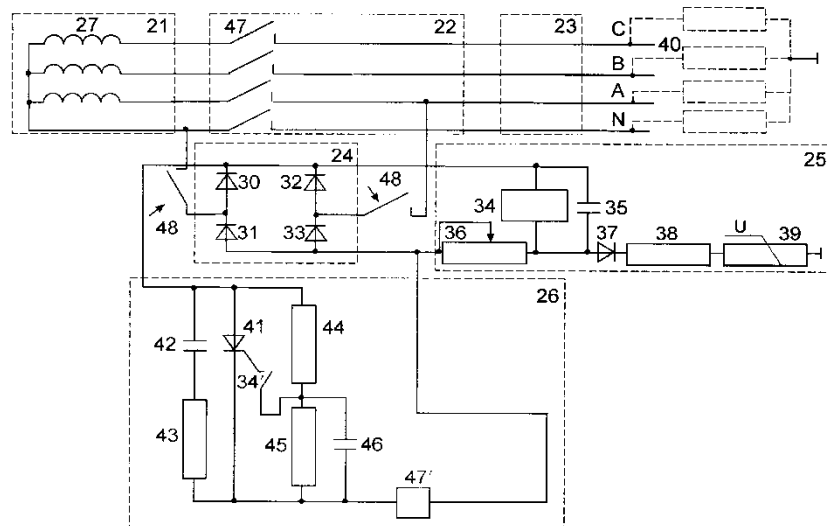


Рисунок П.2.53. Электрическая схема узла контроля и защитного отключения при снижении сопротивления изоляции 12

Узел, изображенный в соответствии с рисунком П.В.34, работает следующим образом. В нормальном режиме работы, то есть при наличии сопротивления изоляции в пределах установленных норм, исполнительный орган 22 включен и нагрузка 23 питается от генератора 21. Выпрямитель 24 питает узлы 25 и 26.

В аварийных режимах при симметричном или несимметричном изменении сопротивления изоляции ниже установленных норм реакция воспринимается элементом 25, воздействует на элемент 26, который, воздействуя на исполнительный орган 22, отключает нагрузку 23 от генератора 21, то есть напряжения сети. В нормальном

режиме работы элементы 28 и 29 узла 22 замкнуты и нагрузка питается от генератора 21. В этом режиме ток, протекающий по обмотке реле тока 34, недостаточен для включения этого реле, тиристор 41 находится в отключенном состоянии, контакты обмоток управления 28' и 29' разомкнуты и двухконтактные переключатели 28 и 29 находятся во включенном состоянии. Ток, протекающий по цепи из элементов 34, 37, 38, 39, в связи с наличием варистора 39 крайне незначителен и сопротивление этой цепи, как правило, превышает установленные отечественными и международными стандартами 1 МОм. Эквивалентное сопротивление изоляции можно представить в виде резисторов 40, соединенных в "звезду". В аварийном режиме, то есть при уменьшении сопротивления изоляции ниже установленных норм, ток, протекающий по измерительной цепи из элементов 34, 37, 38, 39, включает реле 34, замыкается контакт 34', включается тиристор 41, получают питание обмотки 28' и 29' и элементы 28 и 29 отключают нагрузку от сети.

Узел, изображенный на рисунке П.2.54, работает следующим образом.

При разомкнутом положении переключателя 48 устройство работает как устройство с заземленной нейтралью. При этом используется так называемая пятипроводная схема, предусмотренная требованиями электробезопасности: 4 провода и заземленный защитный проводник.

В режиме с изолированной нейтралью переключатель 48 включен, контроль изоляции осуществляется предложенным устройством (при этом возможна замена 47' на резистор), нейтраль источника заземляется. Система пятипроводная: три фазы, рабочий N и заземляющий проводник. Последние два соединены между собой и с контуром заземления на источнике электропитания.

Схема узла контроля и регулировки уровня напряжения 14 изображена в соответствии с рисунком П.2.55. Он представляет собой регулирующий узел с дискретной схемой управления и содержит регулирующий элемент на транзисторах, соединенных по схеме Дарлингтона, причем коллектор первого транзистора 49 подключен к первому выходу узла 14, эмиттер - к второму управляющему входу 2 и выходу 2 упомянутого узла, коллектор согласующего транзистора 51 подключен к базе второго транзистора 50 и второму ограничительному резистору 52, второй вывод которого подключен к первому входу питания упомянутого узла, эмиттер второго транзистора 50 подключен к базе первого транзистора 49 и к резистору начальных токов 53, второй вывод которого подключен к выходу 2 узла 14, коллектор второго транзистора 50 подключен к коллектору первого транзистора 49 и выходу 1 упомянутого узла. Коллектор согласующего транзистора 51 подключен к базе второго транзистора 50 и к второму ограничительному резистору 52 одним выводом, второй

вывод которого подключен к первому входу питания узла 14. Второй вход питания 2 и второй управляющий вход 2 соединены между собой.

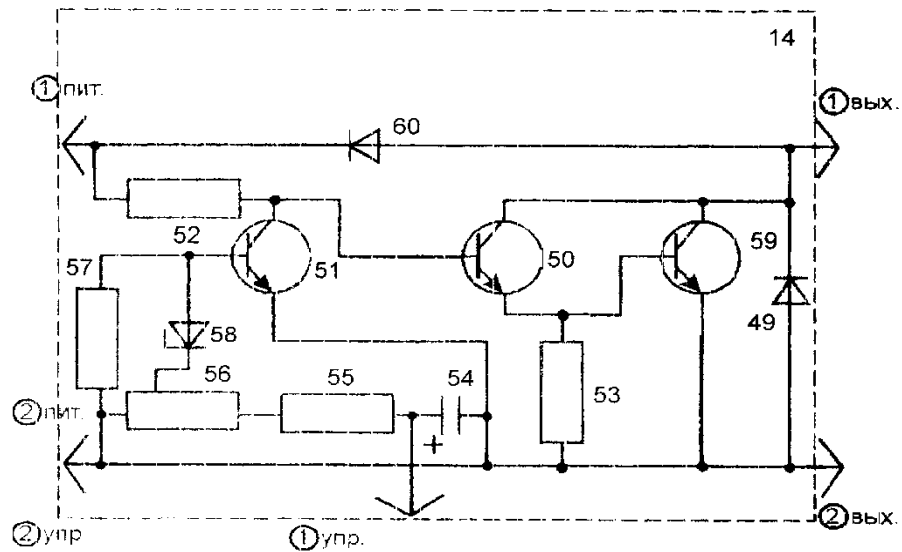


Рисунок П.2.54. Схема узла контроля и регулировки уровня напряжения 14

Эмиттер согласующего транзистора 51 подключен ко второму входу питания и к одному из выводов конденсатора 54, второй вывод которого подключен к первому управляющему входу и третьему ограничительному резистору 55, подключенному к первому выводу переменного резистора 56, второй вывод которого подключен к второму управляющему входу и к четвертому ограничительному резистору 57, второй вывод которого подключен к базе согласующего транзистора 51 и аноду стабилитрона 58, катод которого подключен к регулируемому выводу резистора 56. Параллельно между коллектором и эмиттером первого транзистора 49 включен ограничительный диод 59, анодом к эмиттеру упомянутого транзистора, катодом - к его коллектору, а между первым входом питания и первым выходом узла 14 включен второй ограничительный диод 60 анодом к первому выходу, катодом - к первому входу питания узла 14.

Входы и выходы узла 14 обозначены и подключены следующим образом: 1вых и 2вых подключены к резистивному делителю напряжения, содержащего последовательно включенный переменный - для регулировки - и постоянный резисторы, свободные выводы которых подключены к обмотке возбуждения ротора генератора (на чертеже не показаны); 1пит и 2пит - к выходу мостового, например трехфазного выпрямителя, вход которого подключен к дополнительным обмоткам статора; 1упр и 2упр - к положительному и отрицательному выводам выходного силового выпрямителя, вход которого подключен к основным обмоткам статора генератора. Генератор может быть выполнен как в однофазном, так и трехфазном вариантах. Во втором случае основные и дополнительные обмотки статора соединены в "звезду" и выпрямители - трехфазные.

Устройство, изображенное на П.2.54, работает следующим образом. Начальное самовозбуждение источник получает за счет остаточной намагниченности и постоянных магнитов, находящихся в роторе 10, ЭДС наводится в трехфазных обмотках статора (на чертеже не показаны). ЭДС дополнительной обмотки выпрямляется вторым трехфазным выпрямителем (на чертеже не указаны), прикладывается к обмотке возбуждения ротора (на чертеже не указаны).

Таким образом, начальное возбуждение реализуется при протекании тока через резисторы выходного делителя (на чертеже не указаны) начального возбуждения и обеспечения режима холостого хода, напряжение на основной обмотке статора возрастает и достигает номинального значения, определяемого величиной установки резистора упомянутого выше делителя.

При включении нагрузки на источник к зажимам выхода выпрямителя, питающегося от основной обмотки, выходное напряжение уменьшается, также уменьшается величина сигнала обратной связи, в работу включается дискретная схема управления регулирующего узла 14, которая пропорционально величине изменения выходного напряжения в обратной зависимости изменяет ток возбуждения через обмотку возбуждения ротора, поддерживая тем самым постоянство выходного напряжения при изменении нагрузки. Жесткость внешней характеристики источника можно менять, изменяя на регулирующем элементе узла 6 глубину обратной связи. Когда нагрузка уменьшается, устройство переходит в режим холостого хода и напряжение на выходе обретает величину, заданную величиной установки сопротивления резистора начального возбуждения и обеспечения режима холостого хода.

Узел 14 работает следующим образом. Он представляет собой регулятор, выполняющий одновременно две функции: с одной стороны, он обеспечивает изменение уровня напряжения, задаваемого первоначально величиной сопротивления переменного резистора начального возбуждения и обеспечения режима холостого хода резистивного делителя напряжения. Для этого используется цепь, подключенная к первому и второму выходу узла 14, содержащая последовательно включенный переменный резистор и первый ограничительный резистор, причем второй выход этого резистора подключен к одному из выводов обмотки возбуждения, другой вывод которой подключен к положительному выходу второго выпрямителя, питающегося от дополнительной обмотки статора, чем осуществляется начальное возбуждение и обеспечение режима холостого хода, с другой стороны, через управляющие входы 1 и 2 узла 14 осуществляется обратная связь по выходному напряжению основной обмотки через силовой выпрямитель, питающийся от основной обмотки. Пороговым элементом узла 14 служит стабилитрон 58, а для установки напряжения служит резистор 56, диоды

49 и 60 являются ограничивающими, защищая транзисторы узла 14 от пробоя от импульсов напряжения при коммутации тока возбуждения.

Изготовлен опытный образец предлагаемого устройства, в котором давление, проходящее через кран 1, снижается до 0,7 МПа, расчетное давление в сети потребителя 0,6 МПа, то есть перепад составляет 0,1 МПа при расходе газа 0,634 кг/с ($V=1800 \text{ Нм}^3/\text{час}$), вращение вала - 3000 об/мин; развиваемая мощность синхронного генератора 5 кВт при частоте сети 50 Гц и напряжении 220 В. При этом, так как степень расширения незначительна (1,17), то температура газа практически не меняется (изменение составляет 1,04...1,1).

Предлагаемое устройство предназначено для частичного покрытия потребности в электроэнергии. По этой же схеме могут быть разработаны установки для полного обеспечения электроэнергией на станции, что создает автономность питания станции электроэнергией и ее независимость от внешних источников.

Объемы и давление перекачиваемых газов позволяют вырабатывать электроэнергию не только для покрытия собственных потребностей, но и поставлять ее сторонним потребителям. Устройство контроля состояния электрической прочности изоляции обеспечивает отключение потребителей при снижении сопротивления изоляции ниже допустимого уровня. Аналогично отключается потребитель при чрезмерном повышении напряжения и срабатывании устройства контроля напряжения.

Авторами испытаны различные варианты предлагаемого узла 12. В частности, для устройства на рисунке ПВ.34 в качестве элемента 39 использован варистор с порогом 80 В, с последовательным сопротивлением 33 кОм, элемент 14 токовое реле РЭС 64А с током срабатывания $I_{\text{ср}}=1,2-1,3 \text{ мА}$ и с сопротивлением обмотки 10 кОм. Срабатывание узла 5 происходило при сопротивлении изоляции от 38 до 75 кОм в зависимости от напряжения сети 200...250 В.

Испытания узла 14 показали, что при мощности автономного источника питания 1...5 кВт обеспечивается необходимое поддержание постоянства напряжения и высокое качество генерируемой энергии, обусловленное низкой пульсацией выпрямленного напряжения в пределах до 5%.

**П.2.4.3. Действующее свидетельство на полезную модель (№ 21629),
патентообладатель - Федеральное государственное унитарное предприятие
"Научно-производственное предприятие "Мотор"**

В соответствии с рисунком П.2.55 изображено в продольном разрезе устройство для охлаждения корпусов подшипников турбодетандеров. Опора вала 1 снабжена каналом 2 подвода охлаждающего масла, образованного двумя переходниками и соединенного с

кольцевой полостью 3 проточного охлаждения корпуса 4 роликоподшипника 5, которая сообщается с помощью канала 6 в виде переходника с кольцевой полостью 7 проточного охлаждения корпуса 8 шарикоподшипника 9, соединенной каналом 10 отвода охлаждающего масла, образованного двумя переходниками, причем кольцевые полости 3 и 7, для улучшения теплоотвода, выполнены в виде лабиринта и заварены кожухами 11 и 12. Кроме этого, опора вала 1 и корпуса подшипников 4 и 8 снабжены отверстиями 13 и 14 с масленками 15 и пробками 16 для набивки и смены консистентной смазки, а также уравнительными каналами 17 и 18 суфлирования прорвавшихся газов из полостей 19, 20 и 21 опоры вала 1 и эжекционного отсоса этих газов через фланцевый переходник 22.

Для предотвращения вытекания консистентной смазки из корпусов подшипников 4 и 8 в полость 20 суфлирования на валу 23 и в корпусах закреплены уплотнения 24 щелевого типа с жировыми канавками.

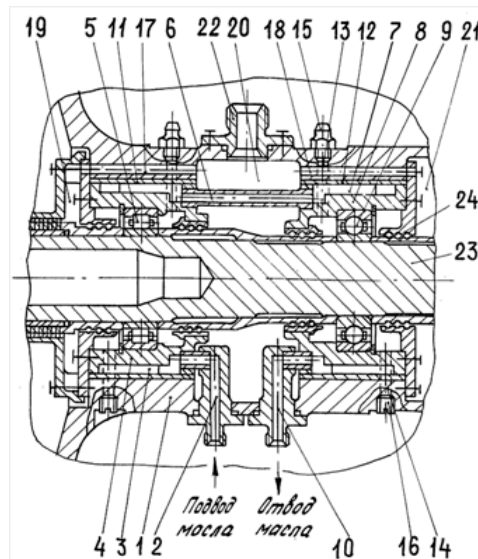


Рисунок П.2.55. Устройство для охлаждения корпусов подшипников турбодетандеров

При работе устройства последовательно через канал 2, кольцевую полость 3, канал 6, кольцевую полость 7 и канал 10 прокачивается масло после охлаждения в газожидкостном теплообменнике системы охлаждения и смазки редуктора турбодетандера (не показаны), надежно выполняя охлаждение, теплозащиту и стабилизацию теплового состояния корпусов подшипников с консистентной смазкой на различных режимах работы, без ухудшения эффективности установки по расходу и утечкам газа и масла и усложнения конструкции.

**П.2.4.4. Действующее свидетельство на полезную модель (№23670),
патентообладатель - ЗАО "Научно-исследовательский и конструкторский
институт центробежных и роторных компрессоров им. В.Б. Шнеппа"**

В соответствии с рисунком П.2.56 показан электромашинный турбодетандер с осевой турбиной, осевое сечение; с рисунком П.2.57 - то же, с радиальной турбиной. Электромашинный турбодетандер содержит корпус 1 в виде трубы с фланцами, образующими входное и выходное отверстия, и размещенные в его полости осевую или радиальную турбину 2 и генератор 3 с образованием проточного канала между генератором 3 и корпусом 1.

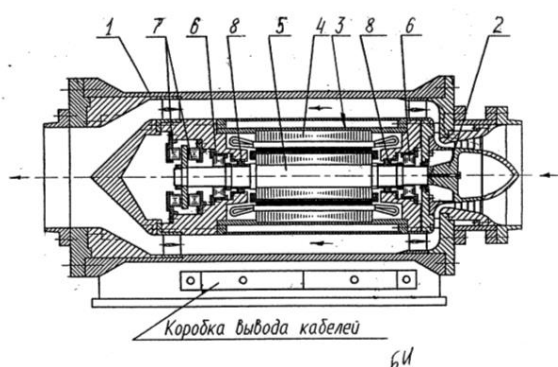


Рисунок П.2.56. Электромашинный турбодетандер с осевой турбиной, осевое сечение

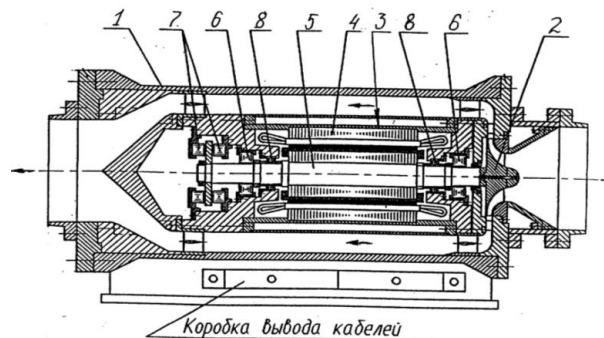


Рисунок П.2.57. Электромашинный турбодетандер с радиальной турбиной, осевое сечение

Неподвижная часть турбины 2 и статор 4 генератора закреплены на корпусе 1. Турбина 2 расположена со стороны входного отверстия. На совмещенном роторе 5 установлены вращающиеся части турбины, роторные части электрогенератора, а также опорных 6 и упорного 7 электромагнитных подшипников системы активного магнитного подвеса (СМП), которыми удерживается ротор 5. Между корпусом 1 и ротором 5 расположен также страховочный подшипник 8 качения, предназначенный для удержания ротора 5 в случае отключения СМП.

Турбодетандер работает следующим образом.

Природный (или другой газ) с повышенным давлением на входе поступает в турбину 2 электродетандера и приводит ротор 5 во вращение, обеспечивая требуемое давление газа на выходе. Электрогенератор создает рабочую нагрузку на роторе 5 (в том числе, регулируемую), осуществляя преобразование механической энергии ротора 5 в электрическую энергию переменного тока, напряжение и частота которого могут изменяться в зависимости от режима работы турбодетандера. Система магнитного подвеса, состоящая из электромагнитных подшипников 6,7 (опорный и упорный) и

блока управления, обеспечивает бесконтактный подвес ротора 5, тем самым, исключая потери на трение и износ вращающихся узлов турбодетандера.

Для регулирования режимов работы турбодетандера, а также для преобразования и стабилизации параметров электрической энергии до значений, соответствующих требованиям потребителей, в турбодетандере может быть предусмотрена система вторичного преобразования электроэнергии, содержащая в общем случае комплект электронных блоков и электротехнических устройств, а именно:

- выпрямителей для преобразования напряжения изменяющейся частоты в постоянное напряжение;
- блок управления генератора для регулирования нагрузки или для стабилизации постоянного напряжения путем изменения напряжения возбуждителя электрогенератора;
- аккумуляторная станция для обеспечения буферных режимов при изменении нагрузки потребителей электрической энергии и при изменении работы турбодетандера;
- инверторы для преобразования напряжения постоянного тока в напряжение переменного тока промышленной частоты.

**П.2.4.5. Действующее свидетельство на полезную модель (№ 38802),
патентообладатель - ОАО "Калужское опытное бюро моторостроения"**

Предлагаемое устройство поясняется чертежом, где изображен продольный разрез турбодетандерной электростанции в соответствии с рисунком П.2.58.

Турбодетандерная электростанция содержит электрогенератор 1 с корпусом 2 и ротором 3 и двухступенчатый турбодетандер с рабочими колесами 4 и 5, расположенными консольно на валу ротора 3 электрогенератора 1.

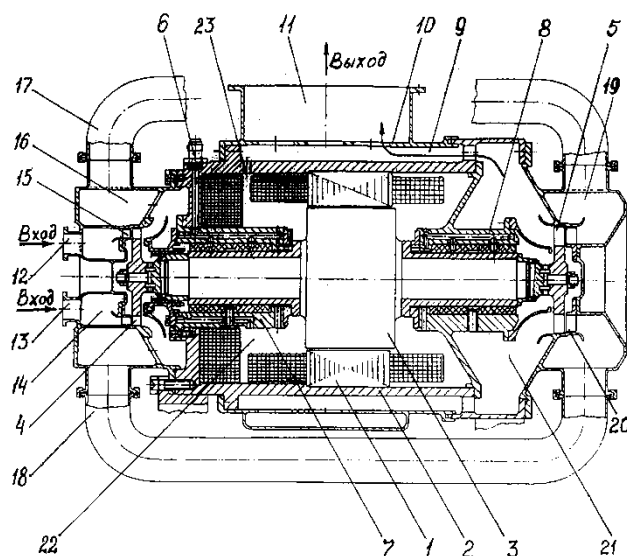


Рисунок П.2.58. Продольный разрез турбодетандерной электростанции

Стрелками ВХОД и ВЫХОД обозначены соответственно места входа природного газа на турбодетандерную электростанцию и выхода его в магистраль для подачи потребителю.

На корпусе 2 имеется штуцер 6 для подачи природного газа высокого давления на газостатическую опору 7 ротора 3 электрогенератора 1. Такой же штуцер имеется для подвода природного газа на газостатическую опору 8.

Кривой стрелкой на чертеже обозначено направление движения природного газа из рабочего колеса 5 турбодетандера в кольцевую полость 9 между корпусом 2 и кожухом 10 и далее в выхлопной патрубок 11.

В работе природный газ подается через патрубки 12 и 13, кольцевую полость 14 и сопловой аппарат 15 на рабочее колесо 4 турбодетандера. После рабочего колеса 4 природный газ поступает в кольцевую полость 16 и далее по трубам 17 и 18 в кольцевую полость 19. Из кольцевой полости 19 через сопловой аппарат 20 природный газ поступает на рабочее колесо 5 турбодетандера. Из рабочего колеса 5 он подается в кольцевую полость 9 и далее в выхлопной патрубок 11. Проходя через рабочие колеса 4 и 5, природный газ преобразует энергию давления в механическую энергию вращения ротора 3 электрогенератора 1. При этом температура природного газа снижается. Холодный газ при прохождении кольцевой полости 9 охлаждает электрогенератор 1 и подогревается сам. Штуцер 6 соединен с магистралью природного газа высокого давления. Газ через штуцер 6 и другой такой же штуцер подается для смазки газостатических опор 7 и 8. После прохождения газостатических опор 7 и 8 природный газ попадает во внутреннюю полость 21 электрогенератора 1, охлаждает электрогенератор и далее через отверстия 22 выходит в кольцевую полость 9 и в выхлопной патрубок 11.

П.2.4.6. Действующее свидетельство на полезную модель (№39937), патентообладатель - Московский энергетический институт

На чертеже изображена схема предлагаемого устройства в соответствии с рисунком П.2.59. Устройство содержит трубопровод высокого давления 1, установленный по ходу подачи газа в детандер, и теплообменник подогрева газа 2 типа "воздух-газ", детандер 3, кинематически связанный с электрогенератором 4, трубопровод низкого давления 5, соединяющий выход детандера с газопроводом за ГРС (ГРП), воздушный компрессор 6, кинематически связанный с воздушной турбиной 7 и электродвигателем 8, трубопровод горячего воздуха 9, соединяющий выход воздушного компрессора с теплообменником 2, воздухопровод высокого давления 10, соединяющий теплообменник 2 с входом воздушной турбины 7, воздухопроводы низкого давления 11 и 12, соединяющие

соответственно вход воздушного компрессора и выхлоп воздушной турбины с атмосферой. Для использования холода, получаемого вследствие адиабатного расширения воздуха, в воздушной турбине 7 в линии воздухопровода низкого давления 12 устанавливается теплообменник, в котором холодный воздух подогревается хладагентом, циркулирующим в замкнутом контуре 14, который передает получаемый от воздуха холод потребителю холода 15.

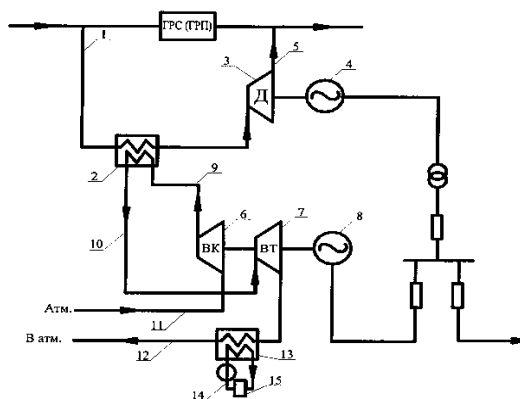


Рисунок П.2.59. Схема предлагаемого устройства

Устройство работает следующим образом.

При работе детандер-генератора 3 газ, подаваемый по трубопроводу 1 к детандеру 3, подогревается до температуры T_r в теплообменнике 2, в котором в качестве греющего теплоносителя используется нагретый механическим путем воздух с выхода компрессора 6. Привод воздушного компрессора 6 осуществляется электродвигателем 8, включенным в электрическую сеть. В результате сжатия воздуха в компрессоре температура воздуха повышается. Используя теплоту этого воздуха в теплообменнике подогрева газа, обеспечивается подогрев газа перед детандером. При этом степень сжатия воздушного компрессора 6 выбирается таким образом, чтобы температура воздуха на выходе компрессора T_b была больше требуемой температуры подогрева газа T_r , то есть $T_b > T_r$. С выхода теплообменника 2 охлажденный воздух по воздухопроводу 10 подается на вход воздушной турбины 7, при адиабатном расширении в турбине воздух охлаждается, с выхода воздушной турбины холодный воздух по воздухопроводу 12 сбрасывается в атмосферу. Воздушный компрессор 6, воздушная турбина 7 и электродвигатель 8 связаны кинематически. Использование воздушной турбины 7 позволяет снизить мощность электродвигателя 8. Установленный в линии воздухопровода 12 теплообменник-утилизатор холода 13 соединяется по контуру хладагента 14 с потребителем холода 15. Электрическая энергия, вырабатываемая электрогенератором 4, связанным кинематически с детандером 3 направляется в сеть. Часть этой энергии используется для работы электродвигателя 8.

Благодаря тому, что подогрев газа осуществляется горячим воздухом из выхлопа воздушного компрессора, и сжигания топливного газа не требуется, достигается повышение экономических и экологических показателей детандер-генераторной установки.

**П.2.4.7. Действующее свидетельство на полезную модель (№ 43630),
патентообладатель - Московский энергетический институт**

На чертеже представлена схема предлагаемого устройства в соответствии с рисунком П.2.60.

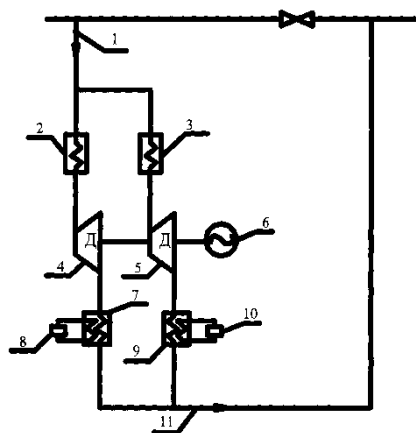


Рисунок П.2.60. Схема предлагаемого устройства

Устройство содержит трубопровод высокого давления 1, установленные по ходу подачи газа в детандер теплообменники подогрева газа 2 и 3, детандер, разделенный на две секции 4 и 5, кинематически связанные с электрогенератором 6, а также теплообменник 7 для получения холода потребителем 8 и теплообменник 9 для получения теплоты потребителем 10, трубопровод низкого давления 11.

Устройство работает следующим образом.

При работе детандер-генератора 4, 5, поток газа, подаваемый по трубопроводу высокого давления 1 к детандеру, разделяется на два параллельных потока и подогревается в теплообменниках 2 и 3, расположенных перед первой и второй секциями детандера соответственно. Часть потока газа подогревается перед первой секцией детандера 4 в теплообменнике 2, а часть потока газа дополнительно подогревается в теплообменнике 3 и направляется во вторую секцию детандера 5, где происходит его дальнейшее расширение. На выходе из первой секции детандера 4 установлен теплообменник 7 для получения холода потребителем 8, соединяющий выход цилиндра детандера 5 с трубопроводом низкого давления 11. На выходе из второй секции 5 детандера установлен теплообменник 9 для получения теплоты

потребителем 10. Нагретый газ расширяется в детандере с совершением механической работы и преобразованием ее в электрическую энергию в генераторе 6. Благодаря тому, что происходит разделение на два параллельных потока газа перед детандером и на выходе из первой 4 и второй 5 секции установлены теплообменники 7 и 9, достигается эффект получения теплоты и холода одновременно, и как следствие повышение экономических показателей при производстве теплоты и холода.

**П.2.4.8. Действующее свидетельство на полезную модель (№ 45780),
патентообладатель - Академия технологических наук Российской Федерации**

Сущность полезной модели поясняется чертежами, где:

- в соответствии с рисунком П.2.61 представлена структурная схема установки;
- в соответствии с рисунком П.2.62 изображен возможный вариант конструкции электрогенератора;
- в соответствии с рисунком П.2.63 приведена схема параллельного включения обмоток генераторов.

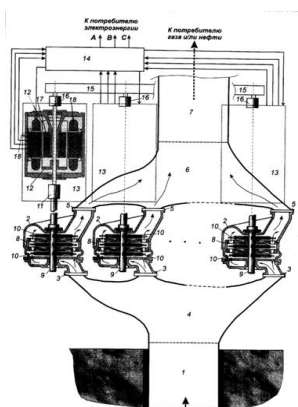


Рисунок П.2.61. Структурная схема
установки

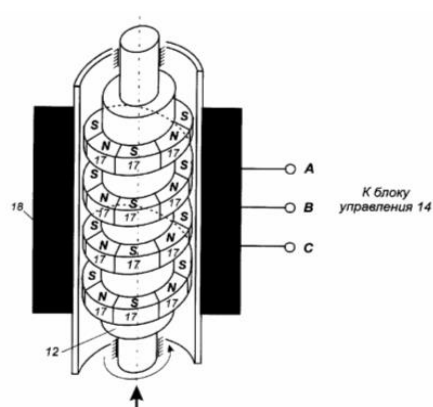


Рисунок П.2.63. Возможный вариант
конструкции электрогенератора

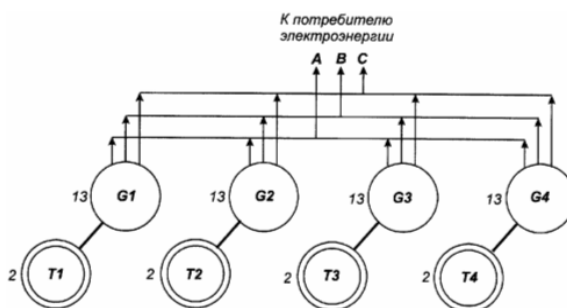


Рисунок П.2.64. Схема параллельного включения обмоток генераторов

Установка содержит один или n выходных каналов, где $n > 1$, с проходными камерами 2, входы которых через фланцевые соединения 3 с уплотнениями (на чертеже

не показаны) связаны через входной коллектор 4 с выходом буровой скважины 1. Выходы проходных камер 2 связаны через фланцевые соединения 5 с уплотнениями (на чертеже не показаны) со входами выходного коллектора 6, выход которого связан с магистралью 7 передачи жидких и/или газообразных полезных ископаемых к потребителю.

В проходных камерах 2 размещены турбины 8, в корпусе которой расположены на общем валу 9 аэрогидродинамические элементы, выполненные, например, в виде наклонных лопаток 10.

Валы 10 турбин 8 жестко связаны через соединительные муфты 11 с роторами 12 электрогенераторов 13.

Установка содержит также блок 14 управления и синхронизатор 15, связанный через соединительные муфты 16 с роторами 12 электрогенераторов 13.

Входы блока 14 управления соединены со статорными обмотками 17 электрогенераторов 13, а соответствующие выходы подключены к управляющим входам электрогенераторов 13 и синхронизатора 15.

Статорные обмотки 17 электрогенераторов 13 (G1 - G4) соединены параллельно (рисунок П.2.64) с согласованием фаз переменного напряжения, снимаемого с этих обмоток. На рисунке П.2.64 турбины 8 изображены условно и обозначены символами T1 - T2. Выходы А, В, С являются выходами с трехфазным переменным напряжением.

В одном из вариантов конструкции (рисунок П.2.63) турбина 8 совмещена с ротором 12 электрогенератора 13, выполненного из материала, стойкого к воздействию агрессивных сред, например, из керамики, в которую вмонтированы постоянные магниты 17 с высокой коэрцитивной силой. При этом постоянные магниты 17 изготовлены на основе редкоземельных металлов.

Установка для получения электроэнергии работает следующим образом.

Газовый и/или газоконденсатный поток под высоким давлением из скважины 1 поступает во входной коллектор 4, посредством которого он распределяется по отдельным независимым каналам с проходными камерами 2, в которых размещены турбины 8, в корпусе которой расположены на общем валу 9 аэрогидродинамические элементы, выполненные, например, в виде наклонных лопаток 10. Под воздействием потока газовой и/или жидкой среды (газоконденсата) турбины 8 приводятся во вращение.

Поскольку валы 10 турбин 8 жестко связаны через соединительные муфты 11 с роторами 12 электрогенераторов 13, то они также вращаются с той же угловой скоростью.

В приведенной конструкции роторы 12 содержат постоянные магниты с высокой коэрцитивной силой, благодаря чему в статорных обмотках 18 наводится трехфазное

переменное напряжение, подаваемое от каждого синхронного генератора 13 через блок управления 14 на выход устройства (выходы А, В, С) к потребителю электроэнергии.

Для приведения скорости вращения роторов 12 всех генераторов 13 к одному и тому же значению служит синхронизатор 15, связанный с роторами 12 через соединительные муфты 16. Синхронизатор 15 - электромеханического типа, содержит в своем составе взаимосвязанные шестереночные передачи и элементы управления (на чертежах не показаны). Блок управления 14 служит для обеспечения согласованной работы электрогенераторов 13 и формирования управляющих сигналов, поступающих на статорные обмотки 18, а также для согласования фаз напряжения, поступающего от всех электрогенераторов 13. Благодаря параллельному включению электрогенераторов 13 (рисунок П.2.64) обеспечивается повышение мощности электрической энергии, получаемой в устройстве.

Вместе с тем, газовый или газоконденсатный поток, прошедший проходные камеры 2, поступает через выходной коллектор 6 далее в основную магистраль 7. Поскольку начальное давление на выходе скважин 1 является достаточно высоким, а потери кинетической энергии потока среды в турбинах 2 являются сравнительно небольшими, то на входе потока в магистраль 7 передачи полезных ископаемых к потребителю давление среды остается еще достаточно высоким и используется для транспортировки углеводородного сырья к потребителю.

П.2.4.9. Действующее свидетельство на полезную модель (№ 46082), патентообладатель - ООО "Ямбурггаздобыча"

Продольный разрез турбодетандера показан в соответствии с рисунком П.2.65 а на рисунке П.2.66 – вырыв (увеличено) на рисунке П.2.67.

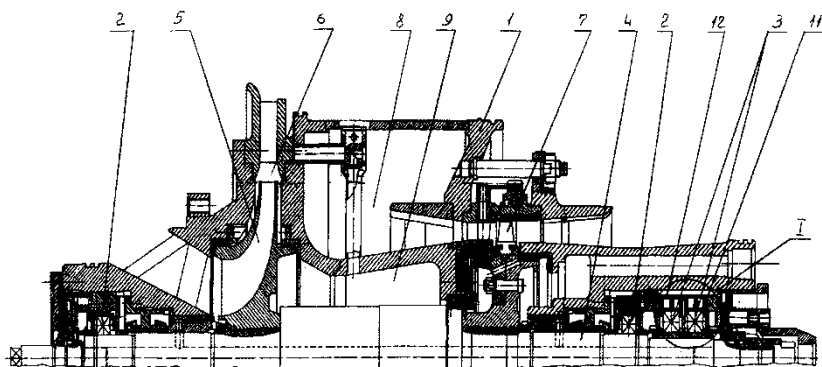


Рисунок П.2.65. Продольный разрез турбодетандера

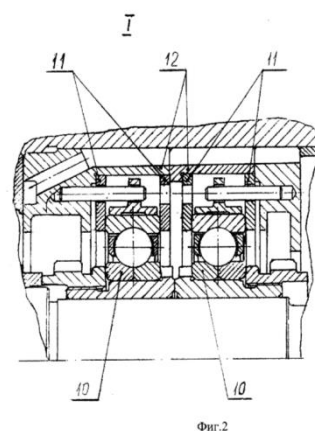


Рисунок П.2.66. Вырыв I
(увеличено)

Турбодетандер содержит корпус 1, в котором на двух радиальных 2 и одной осевой 3 опорах, выполненных в виде подшипников качения, установлен вал 4, а на последнем установлены рабочее колесо 5 центробежного компрессора 6 и осевая турбина 7. В корпусе 1 выполнены полость 8 на входе в осевую турбину 7 и разгрузочная полость 9 между рабочим колесом 5 центробежного компрессора 6 и осевой турбиной 7. Осевая опора 3 выполнена в виде двух упорных подшипников 10, каждый из которых установлен между сопряженными с боковыми поверхностями наружной обоймы упорного подшипника 10 кольцевыми упругими пластинами 11, установленными в корпусе 12 осевой опоры 3. Диапазон разброса податливости в осевом направлении кольцевых упругих пластин 11 каждого из подшипников 10 и свободное перемещение внутренней обоймы упорного подшипника 10 относительно его наружной обоймы в осевом направлении каждого из упорных подшипников 10 относительно друг от друга не превышает $\pm 10\%$.

Газ, как правило природный газ, температурой около 15°C и давлением порядка 10 МПа из компрессорной установки поступает на рабочее колесо 5 центробежного компрессора 6 турбодетандера, где дополнительно сжимается и затем направляется на внешние устройства охлаждения, например в газо-воздушный и регенеративный теплообменники (не показаны на чертеже). После этого охлажденный газ поступает в полость 8 на входе в осевую турбину 7 и затем в турбину 7, где при расширении газа его температура и давление понижаются, в частности температура до минус 35°C , а давление до 6,3 МПа. При пуске и остановке турбодетандера, когда перепад давлений газа на осевой турбине 7 существует, а центробежный компрессор 6 из-за низких оборотов еще не создает требуемого перепада давления на рабочем колесе 5, система газодинамической разгрузки работает неэффективно. Это приводит к кратковременному возникновению критических осевых усилий. При возникновении осевого усилия его воспринимают оба упорных подшипника 10. Это усилие распределяется между упорными подшипниками 10 приблизительно одинаково, то есть делится на 2. При указанных выше допусках второй упорный подшипник воспринимает не менее 80% осевого усилия на валу 4.

Данная полезная модель может быть использована в качестве источника холода в устройствах, использующих природный газ, в том числе для низкотемпературной сепарации газа или его охлаждения перед транспортировкой по газопроводам, проложенным в условиях вечной мерзлоты.

**П.2.4.10. Действующее свидетельство на полезную модель (№ 46083),
патентообладатель - ООО "Ямбурггаздобыча"**

Турбодетандер в соответствии с рисунком П.2.67 содержит корпус 1, в котором на двух радиальных 2 и осевой 3 подшипниковых опорах установлен вал 4, а на последнем установлены рабочее колесо 5 центробежного компрессора с основным диском 6 и осевая турбина 7 с рабочими лопатками 8, установленными на турбинном диске 9. В корпусе 1 выполнены полость 10 на входе в осевую турбину 7, полость 11 отвода сжатого газа из центробежного компрессора и кольцевая разгрузочная полость 12 между рабочим колесом 5 центробежного компрессора и осевой турбиной 7, ограниченная корпусом 1, основным диском 6 рабочего колеса 5 и валом 4. Турбодетандер снабжен второй кольцевой разгрузочной полостью 13, переключающим устройством 14 и управляющим перепускным устройством 15. Разгрузочная полость 12 через переключающее устройство 14 сообщена с полостью 10 на входе в турбину 7 или полостью 11 отвода сжатого газа из центробежного компрессора и через лабиринтное уплотнение 16, выполненное на основном диске 6 рабочего колеса 5 с областью на выходе из рабочего колеса 5, а полость 10 на входе в осевую турбину 7 сообщена через управляющее перепускное устройство 15 со второй разгрузочной полостью 13, которая выполнена в корпусе 1 за турбинным диском 9 по ходу сжатого газа через осевую турбину 7.

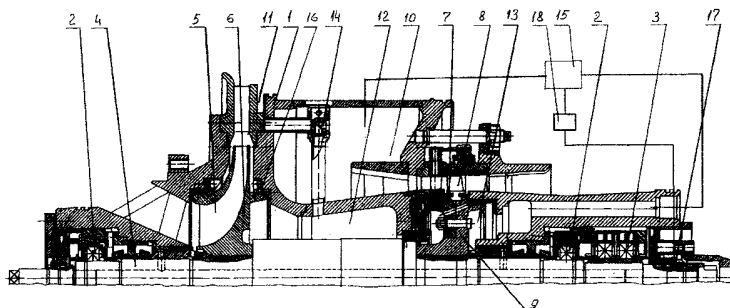


Рисунок П.2.67. Турбодетандер

Газ, как правило природный газ, температурой около 15°C и давлением порядка 10 МПа из компрессорной установки поступает на рабочее колесо 5 центробежного компрессора турбодетандера, где дополнительно сжимается и затем направляется на внешние устройства охлаждения, например в газо-воздушный и регенеративный теплообменники (не показаны на чертеже). После этого охлажденный газ поступает в полость 10 на входе в осевую турбину 7 и затем в турбину 7, где при расширении газа его температура и давление понижаются, в частности температура до минус 35°C , а давление до 6,3 МПа. Расширенный и охлажденный газ из турбодетандера подают в установки для его окончательной подготовки к транспортировке по газовой магистрали, например в сепаратор для отделения конденсата и регенеративный теплообменник для охлаждения газа, выходящего из центробежного компрессора. При возникновении осевого усилия на валу 4, например, в результате падения давления в разгрузочной

полости 12 с помощью переключающего устройства 14 осуществляют подачу сжатого газа из полости 10 на входе в турбину 7 или из полости 11 отвода сжатого газа. Одновременно дополнительная регулировка осевого усилия на валу 4 осуществляется путем подачи сжатого газа из полости 10 на входе в турбину 7 через управляющее перепускное устройство 15 во вторую разгрузочную полость 13. Изменением проходного сечения управляющего перепускного устройства 15 устанавливается необходимое давление газа во второй разгрузочной полости 13, также воздействующее на вал 4 через турбинный диск 9. При выравнивании осевой нагрузки на вал 4 перепуск газа в разгрузочные полости 12 и 13 прекращается.

При необходимости для автоматизации процесса контроля за положением вала 4 на последнем может быть установлен датчик 17 осевого перемещения вала 4, подсоединенный к внешнему управляющему устройству 18, которое выдает сигнал управляющему перепускному устройству 15, что позволяет более оперативно регулировать давление газа во второй разгрузочной полости 13.

**П.2.4.11 Действующее свидетельство на полезную модель (№ 49199),
патентообладатель - «Московский энергетический институт»**

Установка, в соответствии с рисунком П.2.68, содержит трубопровод высокого давления 1, установленный по ходу подачи газа в детандер, теплообменник подогрева газа 2 типа «воздух-газ», детандер 3, воздушный компрессор 4, воздушную турбину 5 и электрогенератор 6, расположенные на одном валопроводе, трубопровод низкого давления 7, соединяющий выход детандера с газопроводом за ГРС (ГРП), трубопровод подогретого газа 8, соединяющий вход детандера с теплообменником 2, горячий воздухопровод высокого давления 9, соединяющий теплообменник 2 с выходом воздушного компрессора 4, холодный воздухопровод 10, соединяющий выход теплообменника 2 со входом воздушной турбины 5, воздухопроводы низкого давления 11 и 12, соединяющие соответственно вход воздушного компрессора и выхлоп воздушной турбины с атмосферой. Для использования холода, получаемого вследствие адиабатного расширения воздуха, в воздушной турбине 5 в линии воздухопровода низкого давления 12 устанавливается теплообменник 13, в котором холодный воздух подогревается хладагентом, циркулирующим в замкнутом контуре 14, который передает получаемый от воздуха холод потребителю холода 15. Для оптимизации работы детандера 3, воздушной турбины 5 и компрессора 4 на валопроводе дополнительно может быть установлен механический редуктор 16.

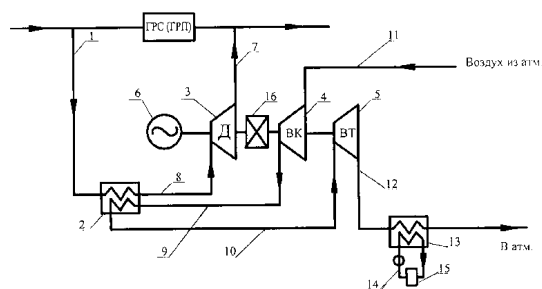


Рисунок П.2.68. ГРС

Устройство работает следующим образом.

При работе детандера 3 газ с температурой $T_{ГО}$ подаваемый по трубопроводу 1 к детандеру 3, подогревается до температуры $T_{Г}$ больше $T_{ГО}$ теплообменнике 2, в котором в качестве греющего теплоносителя используется нагретый механическим путем воздух с выхода компрессора 4, имеющий температуру $T_{В}$ больше $T_{Г}$. Привод воздушного компрессора 4 осуществляется детандером 3 и воздушной турбиной 5, кинематически соединенными между собой и электрогенератором 6 единым валопроводом. Избыточная механическая суммарная мощность детандера 3 и воздушной турбины 5 преобразуется в электрогенераторе 6 в электрическую мощность, отдаваемую в электрическую сеть. В результате сжатия воздуха в компрессоре 4 температура воздуха повышается. Используя эту теплоту воздуха в теплообменнике подогрева газа, обеспечивается подогрев газа перед детандером. При этом степень сжатия воздушного компрессора 4 выбирается таким образом, чтобы температура воздуха на выходе компрессора $T_{В}$ была больше требуемой температуры подогрева газа $T_{Г}$, то есть $T_{В}$ больше $T_{Г}$. С выхода теплообменника 2 охлажденный воздух с температурой $T_{В}$ больше $T_{ГО}$ по воздухопроводу 10 подается на вход воздушной турбины 5, при адиабатном расширении в турбине воздух охлаждается, с выхода воздушной турбины холодный воздух по воздухопроводу 12 сбрасывается в атмосферу. Установленный в линии воздуховода 12 теплообменник-утилизатор холода 13 соединяется по контуру хладагента 14 с потребителем холода 15. Вырабатываемая детандером 3 и воздушной турбиной 5 мощность используется для работы компрессора 4 и привода электрогенератора 6.

Благодаря тому, что детандер 3, воздушный компрессор 4, воздушная турбина 5 и электрогенератор 6 кинематически связаны одним валопроводом, увеличивается энергоэффективность установки за счет снижения механических потерь и потерь на передачу электроэнергии. Кроме этого, уменьшается количество подшипников, а, следовательно, безвозвратных потерь масла в окружающую среду. Все это, вместе с нагревом газа горячим воздухом с выхлопа воздушного компрессора 4, при котором сжигания топливного газа не требуется, позволяет повысить экономические и экологические показатели детандер-генераторной установки.

Приложение 3

П.3. МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ МАЛОРАЗМЕРНЫХ ТУРБИННЫХ СТУПЕНЕЙ

В настоящем Приложении приводятся материалы по проведению и обработке экспериментальных данных, выполненных в работе исследований [86, 88, 91,92].

П.3.1. Методы измерений и приборы

Схема измерений экспериментального стенда представлена на рисунке П.3.1

Расход воздуха определяется при помощи нормальной стандартной диафрагмы и измеряемых параметров воздуха. Для обеспечения возможности определения расходов в широком диапазоне изменения начальных параметров и пропускной способности турбинных ступеней используется набор сменных диафрагм. Дроссельное устройство обеспечивает соосность диафрагмы с трубами калиброванного мерного участка и формирует камеры отбора давлений перед и за диафрагмой. Камеры дренированы для определения перепада давлений на шайбе и давления на входе в диафрагму. Температура рабочего тела измеряется при помощи стандартной хромель-копелевой термопарой, установленной в первой камере дроссельного устройства. Давление P_0^* торможения на входе в турбинную ступень измеряется с помощью четырех трубок полного напора диаметром 1,8 мм, расположенных по окружности среднего диаметра входа в СА. Для увеличения точности измерения полного давления насадки выполнены с протоком. Статическое давление P_1 в зазоре между СА и РК измеряется у корня и периферии ступени посредством отбора через отверстия диаметром 0,9 мм, расположенные по шагу соплового аппарата. Статическое давление P_2 за ступенью измеряется через 4 дренажных отверстия, равнорасположенных на расстоянии шага по окружностям корневого и периферийного диаметров ступени. Указанные отверстия выполнены на расстоянии 6 мм от выходных

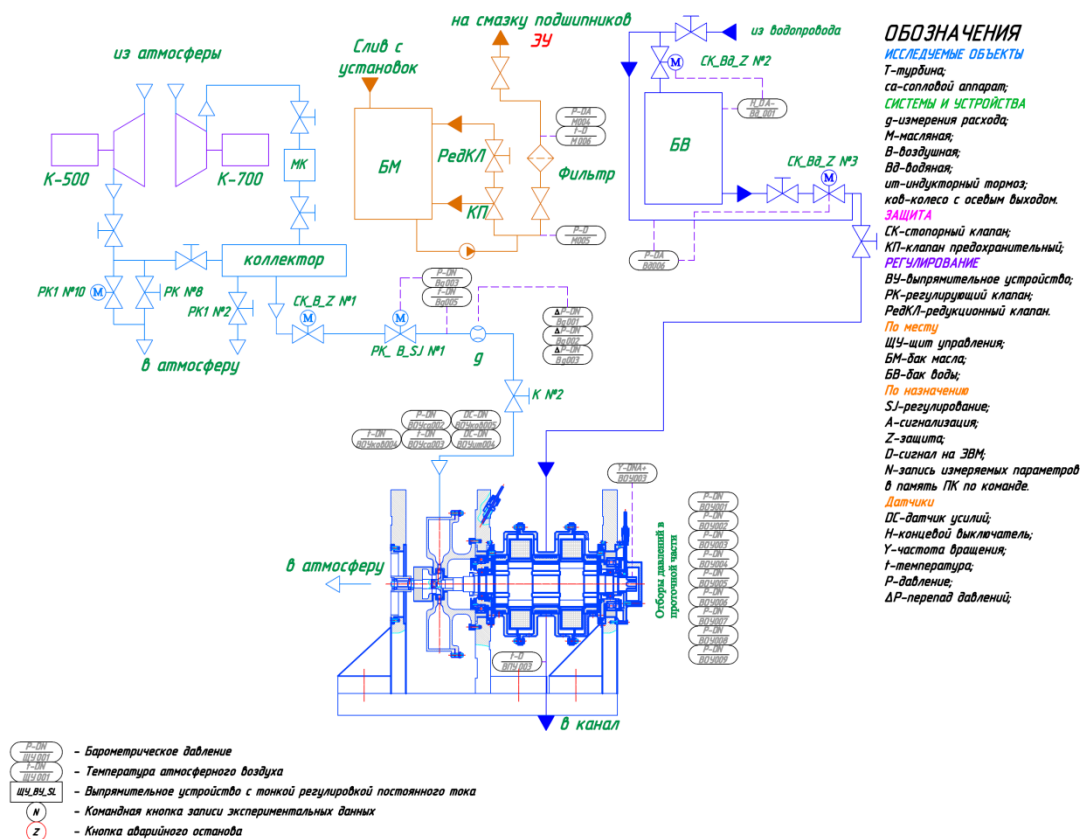


Рисунок П.3.1. Схема измерений экспериментального стенда

Указанные отверстия выполнены на расстоянии 6 мм от выходных кромок рабочих лопаток в диффузоре (в ступенях с диффузором) и в моментомере (при опытах с измерением момента количества движения потока за РК). Давление за диффузором и за моментомером в опытах без диффузора принимается равным барометрическому. Все отборы давлений выведены на преобразователи, установленные на пульте управления с визуализацией измеряемых величин в барах. Температура торможения T_0^* измеряется во входном патрубке турбины при помощи хромель-копелевой термопары, ЭДС которой измеряется и преобразуется в градусы Цельсия.

Частота вращения ротора определяется индукционными датчиками, установленными на покачивающемся корпусе индукторного тормоза, непосредственно в оборотах в минуту. Датчики устанавливаются над специальной зубчатой гайкой.

Сила, возникающая на рычагах покачивающегося корпуса тормоза и моментомера, измеряется с помощью датчиков силы, сигналы с которых поступают на частотомеры, расположенные на пульте управления.

В качестве первичных приборов используются:

- для измерения расхода – стандартная диафрагма;
- для измерения полного давления – трубки Пито;
- для измерения температур – хромель-копелевые термопары;

- для измерения частоты вращения – индукционный датчик;
- для измерения усилий – датчик силы;
- для измерения статического давления – дренажные отверстия.

П.3.2. Обработка опытных данных

Для определения показателей, характеризующих совершенство проточных частей исследуемых объектов, и суммарных внешних характеристик ступеней разработаны методики обработки экспериментальных данных. Обработка экспериментальных данных выполняется на ЭВМ.

П.3.2.1. Осреднение потоков в элементах малорасходных турбин

Очевидная неравномерность течения рабочего тела в элементах турбоустановки оказывает существенное влияние на эффективность энергопреобразования и на точность определения характеристик исследуемых элементов.

Получение характеристик потока при осреднении результатов траверсирования связано с многократными измерениями параметров потока в исследуемых сечениях и дальнейшей аналитической обработкой результатов. Таким образом, на погрешность измерений накладывается погрешность вычислений, связанная с выбором метода осреднения.

Вследствие небольших объемных расходов кольцевые решетки малоразмерных турбин имеют малую высоту лопаток. Кроме того, углы выхода потока из сопел малы, число сопел невелико, и сопла расположены на окружности малого диаметра (косые срезы сопел имеют сильную кривизну в окружном направлении, либо эллиптичность, у осесимметричных сопел). Вследствие этого поток рабочего тела на выходе из направляющего аппарата малоразмерной ступени представляет собой систему струй, которые не образуют осесимметричного кольцевого течения, что приводит к сильной неравномерности течения, как по высоте, так и по шагу.

При исследовании малоразмерных устройств часто бывает невозможным поместить приборы в контрольное сечение. Измерительные приборы могут вносить существенные возмущения в поток из-за относительно больших размеров, сравнимых с критериальными величинами исследуемого объекта, что приводит к недопустимым погрешностям.

В таких случаях более точным и часто единственным способом получения достоверных интегральных характеристик потока является осреднение с помощью суммирующих приспособлений, измеряющих момент количества движения потока

рабочего тела – моментомеров. Кроме того, спрямляющая решетка моментомера частично моделирует лопаточный аппарат рабочего колеса. Это особенно важно для сверхзвуковой ступени, так как известно, что рабочая решетка в сверхзвуковом потоке обладает направляющим действием [83].

Для осреднения потока рабочего тела с помощью моментомера используются следующие уравнения²:

Уравнение сохранения полной энергии:

$$I^* = \bar{i}^* G_\Sigma = c_p \bar{T}_0^* G_\Sigma = \int_G c_p T_0^* dG.$$

Уравнение сохранения массы:

$$G_\Sigma = \bar{\rho}_1 \bar{c}_{1z} F_1 = \int_F \rho_1 c_{1z} dF.$$

Уравнение сохранения момента количества движения в окружном направлении:

$$M_{1u} = \bar{c}_{1u} r_{1cp} G_\Sigma = \int_G c_{1u} r_1 dG.$$

При этом используются следующие допущения:

Радиальная составляющая скорости c_r равна нулю.

Рабочее тело – идеальный газ.

Температура торможения на выходе из соплового аппарата постоянна.

Для замыкания системы требуется четвертое уравнение. С этой целью используем условие осреднения статического давления на выходе из соплового аппарата:

$$\bar{p}_1 = (1/F_1) \int_F p dF.$$

отметим, что правило осреднения статического давления по площади в контрольном сечении получается при использовании сохранения потока полного импульса, характеризующего силовое взаимодействие потока с решеткой.

Запишем условие сохранения потока полного импульса в проекциях на оси u и z :

$$J_z = \bar{p} F + \bar{c}_z = \int_F p dF + \int_F \rho c^2 \sin^2 \alpha dF,$$

$$J_u = \bar{c}_u G_\Sigma = \int_F \rho c^2 \sin \alpha \cos \alpha dF.$$

² Принцип определения интегральных характеристик лопаточных аппаратов турбинных ступеней и осреднения потоков излагается на примере осевой турбины. Для радиальных аппаратов существенно меняется только конструкция моментомера, в тоже время в методике необходимо лишь заменить подстрочные обозначения координатных проекций скоростей – z на r , при допущении равенства нулю осевой составляющей скорости.

Поделив почленно первое уравнение на второе, получим:

$$\frac{\overline{pF}}{\overline{c_u G_\Sigma}} + \frac{\overline{c_z G_z}}{\overline{c_u G_z}} = \frac{\int_F p dF}{\int_F \rho c^2 \sin \alpha dF} + \frac{\int_F \rho c^2 \sin^2 \alpha dF}{\int_F \rho c^2 \sin \alpha \cos \alpha dF}.$$

Так как $\overline{c_z G_z} = \int_F \rho c^2 \sin^2 \alpha dF$ и $\overline{c_u G_\Sigma} = \int_F \rho c^2 \sin \alpha \cos \alpha dF$,

То имеем правило осреднения статического давления:

$$\overline{p} = (1/F) \int_F p dF.$$

Отметим, что данное правило осреднения следует непосредственно и из определения силы давления. Таким образом, использование данного уравнения для осреднения давления P_1 физически обосновано.

Для определения характеристик соплового аппарата с использованием сделанных допущений имеем систему уравнений:

$$\begin{aligned} T_0^* &= const, \\ G_\Sigma &= \overline{\rho c_{1z}} F_1, \\ M_{1u} &= \overline{c_{1u} r_{1cp}} G_\Sigma, \\ \overline{p} &= (1/F) \int_F p dF. \end{aligned}$$

Для решения системы необходимо конкретизировать взаимозависимость основных величин:

Уравнение состояния:

$$G_\Sigma = \overline{\rho_t} R \overline{T_1}.$$

Уравнение энергии:

$$\overline{c_1^2} / 2 = c_p (\overline{T_0^*} - \overline{T_1})$$

Уравнение связи скоростей³

$$\overline{c_1^2} = \overline{c_{1z}^2} + \overline{c_{1u}^2}.$$

В этих уравнениях величины $T_0^*, G_\Sigma, M_{1u}, p_{1i}$ известны из эксперимента. Известна также кольцевая площадь соплового аппарата F_1 .

Так как в системе уравнений используется условие сохранения момента количества движения, то в качестве неизвестного в уравнение входит радиус. Одномерный расчет

³ Из треугольников скоростей.

малорасходных турбинных ступеней проводится по среднему радиусу, поэтому целесообразно использовать среднеарифметический радиус.

Решая полученную систему уравнений с дополнительными соотношениями, находим проекции скорости $\overline{c}_1$:

$$\overline{c}_{1u} = M_{1u} / (r_{1cp} G_{\Sigma}),$$

$$\overline{c}_{1z} = -A + \sqrt{A^2 + 2c_p T_0^* - c_{1u}^2},$$

где: $A = F_1 \overline{p}_{1cp} / (G_{\Sigma} R)$. Знак + перед радикалом выбран исходя из физического смысла задачи.

Зная проекции скоростей, находим остальные параметры потока за исследуемым сопловым аппаратом и определяем его газодинамические характеристики:

- Коэффициент расхода μ_p ;
- Коэффициент скорости φ_{Σ} ;
- Коэффициент суммарных потерь кинетической энергии $\zeta_{1\Sigma}$;
- Действительный угол выхода потока из соплового аппарата α_1 .

П.3.2.2. Методика обработки опытных данных при определении коэффициентов потерь и других газодинамических параметров малорасходной турбины

В процессе эксперимента определяются следующие величины:

p_0^* [Па] – полное давление на входе в сопловой аппарат;

T_0^* [K] – температура торможения на входе в сопловой аппарат;

p_a [Па] – барометрическое атмосферное давление;

P_I [Н] – усилие на конце рычага индукторного тормоза;

P_M [Н] – усилие на конце рычага моментомера, установленного за рабочим колесом;

n_I [об/мин] – частота вращения ротора индукторного тормоза;

p_{1u} [Па] – давление перед мерной шайбой;

T_{1u} [K] – температура перед мерной шайбой;

Δp_{1u} [Па] – перепад давлений на мерной шайбе;

p_{1i} [Па] – статическое давление по шагу соплового аппарата в зазоре между СА и рабочим колесом у корня и на периферии ступени;

p_{Mi} [Па] – статическое давление дренажей моментомера за рабочим колесом у корня и на периферии проточной части (по шагу соплового аппарата).

Обработка данных проводится в следующей последовательности:

Статическое давление за турбиной:

$$p_2 = \left(\sum_{i=1}^n p_{Mi} \right) / n, [Па],$$

где n – количество дренажных отверстий на моментомере.

Степень расширения в турбине:

$$\pi_T = p_0^* / p_2.$$

Располагаемый перепад энтальпий в турбине:

$$h_0^* = c_p T_0^* \left[1 - (1 / \pi_T)^{\frac{k-1}{k}} \right], [Дж / кг].$$

Условная скорость, соответствующая перепаду энтальпий на ступень:

$$C_0 = \sqrt{2h_0^*}, [м / с].$$

Угловая скорость вращения ротора индукторного тормоза:

$$\omega_I = \pi n_I / 30, [с^{-1}].$$

Момент на валу тормоза:

$$M_I = P_I \ell, [Нм].$$

Мощность, развиваемая турбиной:

$$N_I = M_I \omega_I, [Вт].$$

Плотность рабочего тела перед мерной диафрагмой:

$$\rho_{1u} = p_{1u} / (RT_{1u}), [кг / м^3].$$

Суммарный действительный расход рабочего тела через проточную часть установки определяется по формуле [32]:

$$G_\Sigma = \mu_{исх} \alpha_1 \alpha_2 \alpha_3 \varepsilon \kappa_t d_u^2 \sqrt{\Delta p_{1u} \rho_{1u}}, [кг / с],$$

где $\mu_{исх}$ – исходный коэффициент расхода нормальной диафрагмы;

$\alpha_1 \alpha_2 \alpha_3$ – поправочные множители к исходному коэффициенту расхода на вязкость среды;

ε – поправочный множитель на расширение струи;

κ_t – поправочный множитель, учитывающий тепловое расширение материала дроссельного устройства и трубопровода;

$d_u, [мм]$ – диаметр отверстия нормальной диафрагмы.

Внутренний КПД ступени: $\eta = N_I / (G_\Sigma h_0^*)$.

Характеристическое число: $u / C_0 = \pi d_{1cp} n_I / (60 C_0)$.

Статическое давление в зазоре между СА и РК:

$$p_1 = (\int_F p_{1i} dF) / F = (\sum_{i=1}^n p_{1i}) / n, [Па].$$

Термодинамическая степень реактивности:

$$\rho_T = \left[\left(\frac{p_1}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] / \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right].$$

Момент количества движения потока за РК, измеренный моментом:

$$M_{2u} = P_M \ell_M, [Нм].$$

Радиальная составляющая скорости за РК:

$$c_{2r} = -\frac{c_p p_2 F_{2PK}}{G_\Sigma R} + \sqrt{\frac{c_p^2 p_2^2 F_{2PK}^2}{G_\Sigma^2 R^2} + 2c_p T_0^* - \frac{2M_I \omega_I}{G_\Sigma} - \frac{M_{2u}^2}{r_{2cp}^2 G_\Sigma^2}}, [м/с],$$

где $F_{2PK} [м^2]$ – торцевая площадь решетки РК на выходе;

$r_{2cp} [м]$ – радиус решетки РК на выходе.

Окружная составляющая абсолютной скорости на выходе из РК:

$$c_{2u} = M_{2u} / (G_\Sigma r_{2cp}), [м/с].$$

Абсолютная скорость на выходе из РК:

$$c_2 = \sqrt{c_{2u}^2 + c_{2r}^2}, [м/с].$$

Угол выхода потока из ступени в абсолютном движении:

$$\alpha_2 = \arctg(c_{2r} / c_{2u}), [град].$$

Окружная скорость на выходе из РК:

$$u_2 = \pi r_{2cp} n_I / 30, [м/с].$$

Окружная составляющая относительной скорости на выходе из РК:

$$w_{2u} = c_{2u} - u_2, [м/с].$$

Скорость выхода потока из РК в относительном движении:

$$w_2 = \sqrt{c_{2r}^2 + w_{2u}^2}, [м/с].$$

Угол выхода потока из РК в относительном движении:

$$\beta_2 = \arctg(c_{2r} / w_{2u}), [град].$$

Радиальная составляющая скорости на выходе из СА:

$$c_{1r} = -\frac{c_p p_1 F_{1CA}}{G_\Sigma R} + \sqrt{\frac{c_p^2 p_1^2 F_{1CA}^2}{G_\Sigma^2 R^2} + 2c_p T_0^* - \frac{(M_I + M_{2u})^2}{r_{1cp}^2 G_\Sigma^2}}, [м / с],$$

где $F_{1CA} [м^2]$ – торцевая площадь решетки СА на выходе;

$r_{1cp} [м]$ – радиус решетки СА на выходе.

Окружная составляющая абсолютной скорости на выходе из СА:

$$c_{1u} = (M_I + M_{2u}) / (G_\Sigma r_{1cp}), [м / с].$$

Абсолютная скорость на выходе из СА:

$$c_1 = \sqrt{c_{1u}^2 + c_{1r}^2}, [м / с].$$

Угол выхода потока из СА:

$$\alpha_1 = \arctg(c_{1r} / c_{1u}), [град].$$

Теоретическая скорость на выходе из СА:

$$c_{1t} = \sqrt{2c_p T_0^* \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}, [м / с].$$

Коэффициент скорости СА:

$$\varphi_\Sigma = c_1 / c_{1t}.$$

Коэффициент суммарных потерь энергии в кольцевой решетке СА:

$$\zeta_{1\Sigma} \cong 1 - \varphi_\Sigma^2$$

Коэффициент потерь кинетической энергии в кольцевой решетке СА:

$$\zeta_{CA} = (c_{1t}^2 - c_1^2) / (2h_0^*)$$

Теоретический расход рабочего тела через СА:

$$G_t = b p_0^* F_{кр} q(\lambda) / \sqrt{T_0^*}, [кг / с],$$

где $F_{кр} [м^2]$ – суммарная площадь критических сечений СА;

$q(\lambda)$ – безразмерная плотность тока;

$$b = \sqrt{\left(\frac{k}{R} \right) \left[\frac{2}{k+1} \right]^{\frac{k+1}{k-1}}}.$$

Коэффициент расхода СА:

$$\mu_p = G_\Sigma / G_t.$$

Окружная составляющая относительной скорости на входе в РК:

$$w_{1u} = c_{1u} - \pi r_{1cp} n_I / 30, [м / с]$$

Относительная скорость на входе потока в РК:

$$w_1 = \sqrt{w_{1u}^2 + w_{1z}^2}, [м / с].$$

Угол входа потока в РК в относительном движении:

$$\beta_1 = \arctg(c_{1r} / w_{1u}), [град].$$

Теоретическая скорость выхода потока из РК в относительном движении:

$$w_{2t} = \sqrt{w_1^2 + 2c_p T_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}, [м / с].$$

Коэффициент скорости рабочей решетки:

$$\psi_\Sigma = w_2 / w_{2t}.$$

Коэффициент суммарных потерь энергии в кольцевой решетке РК:

$$\zeta_{2\Sigma} \cong 1 - \psi_\Sigma^2$$

Коэффициент потерь кинетической энергии в кольцевой решетке РК:

$$\zeta_{PK} = (w_{2t}^2 - w_2^2) / (2h_0^*)$$

Коэффициент потерь с выходной скоростью:

$$\zeta_{BC} = c_2^2 / (2h_0^*)$$

Относительный угол атаки на входе в РК:

$$\bar{i} = (\beta_{1r} - \beta_1) / \beta_{1r}.$$

Критическая скорость при температуре T_0^* :

$$a_\kappa = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_0^*}, [м / с].$$

Безразмерные скорости на выходе из СА:

$$\lambda_{C_{1t}} = c_{1t} / a_\kappa; \quad \lambda_{c_1} = c_1 / a_\kappa.$$

Числа Маха на выходе из СА:

$$M_{C_{1t}} = \frac{\sqrt{\frac{2}{k+1} \lambda_{C_{1t}}}}{\sqrt{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{C_{1t}}^2}},$$

$$M_{C_1} = \frac{\sqrt{\frac{2}{k+1}} \lambda_{C_1}}{\sqrt{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{C_1}^2}},$$

Динамическая вязкость рабочего тела на выходе из СА:

$$\mu_1 = \mu_0 \frac{T_1^{1,5}}{T_0} \frac{T_0 + T_s}{T_1 + T_s}, [Па \cdot с]$$

где $\mu_0 = 1,78 \cdot 10^5$; $T_0 = 273 \text{ K}$; $T_s = 122 \text{ K}$.

Число Рейнольдса:

$$Re_{C_1} = \frac{c_1 \rho_1 b_1}{\mu_1},$$

$$\text{где } \rho_1 = \frac{p_1}{RT_1};$$

$b_1 [м]$ – хорда профиля СА.

Число Струхала:

$$Sh_{C_1} = \frac{fL}{c} = \frac{b_1}{c_1} \frac{n_1 z_2}{60},$$

где $n_1 [об/мин]$ – частота вращения ротора;

z_2 – число лопаток РК.

Температура торможения в относительном движении на входе в РК:

$$T_{1w}^* = T_1 + \frac{w_1^2}{2c_p}, [K]$$

Критическая скорость при температуре T_{1w}^* :

$$a_{\kappa w} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_{1w}^*}, [м/с].$$

Безразмерные скорости на выходе из РК:

$$\lambda_{w_2} = w_2 / a_{\kappa w}; \quad \lambda_{w_{2t}} = w_{2t} / a_{\kappa w}.$$

Числа Маха на выходе из РК:

$$M_{w_{2t}} = \frac{\sqrt{\frac{2}{k+1}} \lambda_{w_{2t}}}{\sqrt{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{w_{2t}}^2}},$$

$$M_{w_2} = \frac{\sqrt{\frac{2}{k+1}} \lambda_{w_2}}{\sqrt{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{w_2}^2}}.$$

Температура торможения на выходе из РК:

$$T_2^* = T_0^* - \frac{N_I}{G_\Sigma c_p}, [K]$$

Температура на выходе из РК:

$$T_2 = T_2^* + \frac{c_2^2}{2c_p}, [K]$$

Плотность рабочего тела на выходе из РК:

$$\rho_2 = \frac{p_2}{RT_2}; [кг / м^3]$$

Динамическая вязкость рабочего тела на выходе из РК:

$$\mu_2 = \mu_0 \frac{T_2^{1,5}}{T_0} \frac{T_0 + T_s}{T_2 + T_s}, [Па \cdot с]$$

Число Рейнольдса:

$$Re_{w_2} = \frac{w_2 \rho_2 B_2}{\mu_2},$$

где $\rho_2 = \frac{p_2}{RT_2}$;

$B_2 [м]$ – ширина решетки РК.

Число Струхала для РК:

$$Sh_{w_{cp}} = \frac{2B_2}{w_1 + w_2} \frac{n_1 z_2}{60},$$

Температура и давление на входе в РК в относительном движении:

$$T_{1w}^* = T_1 + \frac{w_1^2}{2c_p}, [K];$$

$$p_{1w}^* = p_1 \left(\frac{T_{1w}^*}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}}, [Па]$$

Реактивность рабочей решетки:

$$\rho_T = \left[\left(\frac{p_1}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] / \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right].$$

Погрешности при проведении экспериментальных исследований

Экспериментальные исследования, которые ставятся с целью оценки и сравнения эффективности работы различных турбинных ступеней, должны приводить к достаточно точным результатам. Поэтому анализ точности опытных данных и анализ погрешности измерений параметров необходим как для правильного выбора измерительных приборов, так и для достоверной оценки полученных результатов.

Повышение точности экспериментальных данных можно обеспечить двумя путями:

- использованием высококачественной аппаратуры для снижения систематических погрешностей;
- совершенствованием методики проведения опытов с целью уменьшения случайных погрешностей.

Учет систематических погрешностей состоит в определении поправок к полученным результатам. С помощью таких поправок можно учесть главные части систематических погрешностей. При этом остается неисключенный остаток систематической погрешности. При суммировании составляющих неисключенной систематической погрешности результата измерения, неисключенные погрешности средств измерений и погрешности поправок рассматриваются как случайные величины. При отсутствии данных о виде распределения случайных величин ГОСТ 275 рекомендует принимать распределение по равномерному закону и доверительный интервал определять по формуле:

$$\bar{\Delta} = k \sqrt{\sigma^2 + \sum_{i=1}^n \theta_{i/3}},$$

где θ – граница i -той составляющей, распределенной по равномерному закону;

σ – оценка средней квадратической погрешности, распределенной по нормальному закону.

Коэффициент k определяется по эмпирической формуле, в которой учитываются значения случайных составляющих, распределенных по нормальному и равномерному законам.

$$k = \frac{\varepsilon + \theta}{\bar{\sigma} + \sqrt{\sum_{i=1}^n \theta_i^2}},$$

где ε – доверительная граница случайной погрешности, распределенной по нормальному закону, которая определяется как:

$$\xi = t\bar{\sigma};$$

θ – доверительная граница погрешности, распределенной по равномерному закону, которая определяется:

$$\theta_i = 1.1\sqrt{\theta_i^2} \text{ при доверительной вероятности } P=0,95;$$

t – коэффициент Стьюдента.

Важно отметить, что вычисленные значения систематических погрешностей не играют существенной роли при сравнительных испытаниях различных вариантов проточных частей. Определение погрешности косвенных измерений основывается на возможности линеаризации функции y , связанной с аргументами (измеряемыми величинами) $x_1, x_2 \dots x_n$ соотношением:

$$y=f(x_1, x_2 \dots x_n).$$

Оценку дисперсии $\bar{\sigma}_y^2$ в общем случае нелинейной функции независимых величин можно аппроксимировать выражением:

$$\bar{\sigma}_y^2 = \left(\frac{\partial y}{\partial x_1} \right)^2 \bar{\sigma}_{x_1}^2 + \left(\frac{\partial y}{\partial x_2} \right)^2 \bar{\sigma}_{x_2}^2 + \dots + \left(\frac{\partial y}{\partial x_n} \right)^2 \bar{\sigma}_{x_n}^2.$$

Это выражение получено путем разложения функции $y=f(x_1, x_2 \dots x_n)$ в ряд Тейлора, при сохранении членов первого порядка. Определение систематической погрешности при косвенных измерениях целесообразно осуществлять следующим образом: сначала погрешность функции y определяется по погрешности каждого аргумента, а затем результирующая

Рассмотрим алгоритм оценки измерений КПД применительно к экспериментальному стенду. Анализ данных опыта проведем следующим образом:

Арифметическое среднее наблюдаемой переменной:

$$\bar{x} = \frac{1}{n \sum_{i=1}^n x_i},$$

где x_i – наблюдаемые значения переменной;

n – количество замеров.

Стандартное отклонение наблюдаемой переменной:

$$\sigma_x = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n-1}},$$

Дисперсии наблюдаемой величины:

$$\sigma_x^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n-1}.$$

Окончательный результат косвенного измерения и влияния погрешностей измерений аргументов функции можно представить в следующем виде:

Мощность на валу турбины:

$$N = P_I \ell_I \pi n / 30,$$

$$N = f(P_I \ell_I)$$

$$\frac{\partial N}{\partial P} = \frac{\ell_I \pi n}{30}; \frac{\partial N}{\partial n} = \frac{P_I \ell_I \pi}{30}.$$

где P_I – усилие, развиваемое на рычаге индукторного тормоза [Н];

ℓ_I – плечо рычага индукторного тормоза [м];

n_I – частота вращения ИТ.

Расход рабочего тела:

$$G_\Sigma = 3,48 \cdot 10^{-6} \mu_{исх} \alpha_1 \alpha_2 \alpha_3 \varepsilon \kappa_t d_{ш}^2 \sqrt{\frac{\Delta h P_{1ш}}{RT_{1ш}}};$$

$$\frac{\partial G}{\partial T_{1ш}} = 2,436 \cdot 10^{-6} \mu_{исх} \alpha_1 \alpha_2 \alpha_3 \varepsilon \kappa_t d_{ш}^2 \sqrt{\frac{\Delta h P_{1ш}}{T_{1ш} \sqrt{T_{1ш}} R}};$$

$$\frac{\partial G}{\partial P_{1ш}} = 2,436 \cdot 10^{-6} \mu_{исх} \alpha_1 \alpha_2 \alpha_3 \varepsilon \kappa_t d_{ш}^2 \sqrt{\frac{\Delta h}{RT_{1ш} P_{1ш}}};$$

$$\frac{\partial G}{\partial \Delta h} = 2,436 \cdot 10^{-6} \mu_{исх} \alpha_1 \alpha_2 \alpha_3 \varepsilon \kappa_t d_{ш}^2 \sqrt{\frac{P_{1ш}}{\Delta h RT_{1ш}}}.$$

Располагаемый перепад энтальпий в турбине:

$$H_0^* = \frac{\kappa}{\kappa-1} RT_0^* \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_0^*} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right];$$

$$H_0^* = f(P_0^* T_0^* P_2)$$

$$\frac{\partial H_0^*}{\partial T_0^*} = \frac{\kappa}{\kappa-1} R \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_0^*} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right];$$

$$\frac{\partial H_0^*}{\partial P_0^*} = RT_0^* \left(\frac{P_2}{P_0^*} \right)^{\frac{-1}{\kappa}} \frac{P_2}{P_0^*};$$

$$\frac{\partial H_0^*}{\partial P_2} = -RT_0^* \left(\frac{P_2}{P_0^*} \right)^{\frac{-1}{\kappa}} \frac{1}{P_0^*}.$$

Коэффициент полезного действия:

Дисперсия основных параметров:

$$\eta = N / H_0^* G;$$

$$\frac{\partial \eta}{\partial H_0^*} = -\frac{N}{G H_0^{*2}}; \frac{\partial \eta}{\partial G} = -\frac{N}{G^2 H_0^*}.$$

$$\sigma_{(N)}^2 = \left(\frac{\partial N}{\partial P_I} \right)^2 \sigma_{(P_I)}^2 + \left(\frac{\partial N}{\partial n_I} \right)^2 \sigma_{(n_I)}^2;$$

$$\sigma_{(G)}^2 = \left(\frac{\partial G}{\partial T_{1ш}} \right)^2 \sigma_{(T_{1ш})}^2 + \left(\frac{\partial G}{\partial \Delta h} \right)^2 \sigma_{(\Delta h)}^2 + \left(\frac{\partial G}{\partial P_{1ш}} \right)^2 \sigma_{(P_{1ш})}^2;$$

$$\sigma_{(H_0^*)}^2 = \left(\frac{\partial H_0^*}{\partial T_0^*} \right)^2 \sigma_{(T_0^*)}^2 + \left(\frac{\partial H_0^*}{\partial P_0^*} \right)^2 \sigma_{(P_0^*)}^2 + \left(\frac{\partial H_0^*}{\partial P_2} \right)^2 \sigma_{(P_2)}^2;$$

$$\sigma_{(\eta)}^2 = \left(\frac{\partial \eta}{\partial N} \right)^2 \sigma_{(N)}^2 + \left(\frac{\partial \eta}{\partial G} \right)^2 \sigma_{(G)}^2 + \left(\frac{\partial \eta}{\partial H_0^*} \right)^2 \sigma_{(H_0^*)}^2.$$

Максимальные абсолютные погрешности величин, непосредственно измеряемых при экспериментальных исследованиях малорасходных турбин и их элементов, приведены в таблице П.3.1.

Таблица П.3.1

Максимальные абсолютные погрешности измеряемых величин

№№ п/п	Измеряемая величина	Размерность	Значение измеряемой величины	Погрешность
1.	P_I	кг	3,373	0,003
2.	n_I	об/мин	33230	10
3.	$P_{1ш}$	кг/см ²	3,373	0,02
4.	$T_{1ш}$	К	343	0,5
5.	Δh	мм вод.ст.	2000	2,0
6.	P_0^*	кг/см ²	343	0,02
7.	T_0^*	К	343	0,5
8.	P_2	мм рт.ст.	750	0,15

Результаты расчета абсолютной и относительной погрешностей основных величин, определяющих эффективность испытанных модельных ступеней, представлены в таблице П.3.2. Расчеты выполнены для турбинной ступени на режиме $\pi_T=5$, $u/C_0=0.35$ и представлены в таблице П.3.2.

Таблица П.3.2

Результаты расчета абсолютной и относительной погрешности

№№ п/п	Обозначение	Размерность	Абсолютная погрешность	Относительная погрешность
1.	N_B	кВт	0.09	0,3
2.	G	кг/с	0.009	1.7
3.	H_0^*	кДж/кг	0.35	0,23
4.	η_B	%	0.015	1.63

Для увеличения точности величин, дающих наибольшую погрешность, применяется многократное повторение замеров значений определяющих параметров, во всем диапазоне изменения π_T , u/C_0 , N_B .

П.3.2.3. Моделирование натуральных данных. Натурная расширительная турбина

Входные данные программы ONE

0.0005 - $\delta_{zn,p}$ – открытый зазор на периферии;

0.0005 - $\Delta_{\delta,p}$ – толщина бандажного устика, уплотняющего открытый зазор;

0.0003 - δ_p – зазор бандажного уплотнения;

0.0006 - $\Delta_{г,p}$ – толщина гребня бандажного уплотнения;

0.003 - $\delta_{г,p}$ – зазор между корпусом и бандажом;

0.0005 - $\delta_{zk,p}$ открытый корневой зазор

3 - $Z_{рад,p}$ – число гребней бандажного уплотнения;

0.005 - $S_{г,p}$ – шаг гребней бандажного уплотнения;

0.013 - $B_{\delta,p}$ – ширина бандажа;

0.003 - $\delta_{z,p1}$ – межвенцовый зазор;

1,2 – признак наличия рабочего тела (2-пар,1-газ); уплотнение (1 –прямоточное, 2 – лабиринтное)

60.0,60.0,1.183E6,0.6E6,313.1,507.6,1.311 - $n, n, P_0^*, P_2, T_0^*, R, k$

'LPISA','BIGST' - Тип профиля венцов

07.5E-3,0.126,1.00,5.0,9, 0.8E-3,0.999 - $l_1, D_{cp}, f_c, \alpha_{1г}, Z_1, \delta_{кр1}, \epsilon$

10.0E-3,0.126,11.32,10.6,0.013,21,0.8E-3 - $l_2, D_{cp}, \beta_{1г}, \beta_{2г}, B_2, Z_2, \delta_{кр2}$

610000.,6000. - $P_1, \epsilon P_1$ в зазоре между СА и РК

610000.,6000. - $P_2, \epsilon P_2$ в камере между СА и диском РК

Основные параметры натурной турбины приведены в таблице П.3.3.

Таблица П.3.3

N п/п	Наименование	Обозначение		Размер- ность	Величина
		В программе ONE	В тексте		
1	Степень реактивности	RO	ρ_T	—	0,026
2	Тип СА	LPISA	конст ЛПИ	—	—
3	Число Маха в СА	M1T	M_{1t}	—	1,226
4	Коэффициент скорости СА	FISA	φ_1	—	0,927
5	Коэффициент расхода СА	MU	μ_1	—	0,947
6	Скорость потока на выходе из СА	C1	C_1	м/с	408,4
7	Газодинамический угол выхода потока из СА	ALFA1	α_1	Град	5
8	Расход рабочего тела через СА	GSA	G_1	кг/с	0,384
9	Тип РК	BIGST	конст ЛПИ	—	—
10	Относительная скорость на входе в РК	W1	w_1	м/с	173
11	Окружная скорость в РК	U1	u_1	м/с	237,5
12	Газодинамический угол потока на входе в РК	BETA1	β_1	Град	11,87
13	Относительный угол атаки	АТАКИ	I	—	-0,05
14	Давление торможения в относит. движ.	PWTRM	P_{w1}^*	Па	679971,9
15	Статическое давление за турбиной	P2	P_2	Па	600000
16	Температура торможения в относ. движении	TWTRM	T_1^*	К	281,1
17	Число Маха на выходе из РК в относ. движении	Mw2t	M_{2t}	—	0,440
18	Число Рейнольдса на выходе из РК в относ. движении	Rew2t	Re_{2t}	—	$0,59353 \cdot 10^6$
19	Коэффициент профильных потерь в РК	ZPPOF	$\xi_2^{пр}$	—	25,66
20	Коэффициент концевых потерь в РК	ZKONZ	$\xi_2^{конц}$	—	8,35
21	Коэффициент потерь от углов атаки	Zi	ξ_2^i	—	-1,08
22	Коэффициент потерь от нестационарности	ZHECT	$\xi_2^{нест}$	—	2,45
23	Коэффициент скорости РК	PSI	ψ	—	0,8038
24	Абсолютная скорость на выходе из РК	C2	c_2	м/с	93,5
25	Угол выхода потока из турбины	ALFA2	α_2	Град	162,74
26	Внутренняя мощность турбины	Nвнут	N_B	кВт	26,5

N п/п	Наименование	Обозначение		Размер- ность	Величина
		В программе ONE	В тексте		
27	Теоретическая (располагаемая) мощность турбины	Nтеор	Nрасп	кВт	38,27
28	Внутренний КПД турбины	КПД внутр	η_v	—	0,691
29	Внутренний КПД по заторможенным параметрам	КПД торм	η_v^*	—	0,746
30	Температура торможения на выходе из турбины	T2торм	T_2^*	К	277,9
31	Давление торможения на выходе из турбины	P2торм	P_2^*	Па	618958,6

Модельная расширительная турбина

Входные данные программы ONE

0.0005 - $\delta z_{п.р}$ – открытый зазор на периферии;

0.0005 - $\Delta_{\delta.p}$ - толщина бандажного устика, уплотняющего открытый зазор;

0.0003 - δ_p - зазор бандажного уплотнения;

0.0006 - $\Delta_{г.p}$ - толщина гребня бандажного уплотнения;

0.003 - $\delta_{г.p}$ - зазор между корпусом и бандажом;

0.0005 - $\delta_{zk.p}$ открытый корневой зазор

3 - $Z_{рад.p}$ - число гребней бандажного уплотнения;

0.005 - $S_{г.p}$ - шаг гребней бандажного уплотнения;

0.013 - $B_{\delta.p}$ - ширина бандажа;

0.003 - $\delta_{z.p1}$ - межвенцовый зазор;

1,2 - признак наличия рабочее тело (2-пар,1-газ); уплотнение (1 –прямоточное, 2 – лабиринтное)

45.0,45.0,0.2E6,0.1013E6,320.0,288.0,1.4 - $n, n, P_0^*, P_2, T_0^*, R, k$

'LPISA','BIGST' - Тип профиля венцов

07.5E-3,0.126,1.00,5.0,9, 0.8E-3,0.999- $l_1, D_{ср}, f_c, \alpha_{1г}, Z_1, \delta_{кр1}, \varepsilon$

10.0E-3,0.126,11.32,10.6,0.013,21,0.8E-3 - $l_2, D_{ср}, \beta_{1г}, \beta_{2г}, B_2, Z_2, \delta_{кр2}$

110000.,6000. - $P_1, \varepsilon P_1$ в зазоре между СА и РК

110000.,6000. - $P_2, \varepsilon P_2$ в камере между СА и диском РК

Основные параметры модельной турбины приведены в таблице П.3.4

Таблица П.3.4

N п/п	Наименование	Обозначение		Размерность	Величина
		В программе ONE	В тексте		
1	Степень реактивности	RO	ρ_T	—	0,021
2	Тип СА	LPISA	конст ЛПИ	—	—
3	Число Маха в СА	M1T	M_{1t}	—	1,023
4	Коэффициент скорости СА	FISA	φ_1	—	0,929
5	Коэффициент расхода СА	MU	μ_1	—	0,945
6	Скорость потока на выходе из СА	C1	C_1	м/с	310,4
7	Газодинамический угол выхода потока из СА	ALFA1	α_1	Град	5
8	Расход рабочего тела через СА	GSA	G_1	кг/с	0,087
9	Тип РК	BIGST	конст ЛПИ	—	—
10	Относительная скорость на входе в РК	W1	w_1	м/с	133,8
11	Окружная скорость в РК	U1	u_1	м/с	178,1
12	Газодинамический угол потока на входе в РК	BETA1	β_1	Град	11,66
13	Относительный угол атаки	АТАКИ	I	—	-0,03
14	Давление торможения в относ. движ.	PWTRM	P_{w1}^*	Па	115079,4
15	Статическое давление за турбиной	P2	P_2	Па	600000
16	Температура торможения в относ. движении	TWTRM	T_1^*	К	281,1
17	Число Маха на выходе из РК в относ. движении	Mw2t	M_{2t}	—	0,431
18	Число Рейнольдса на выходе из РК в относ. движении	Rew2t	Re_{2t}	—	$0,1013 \cdot 10^6$
19	Коэффициент профильных потерь в РК	ZPPOF	$\xi_2^{пр}$	—	25,52
20	Коэффициент концевых потерь в РК	ZKONZ	$\xi_2^{конц}$	—	8,36
21	Коэффициент потерь от углов атаки	Zi	ξ_2^i	—	-0,61
22	Коэффициент потерь от нестационарности	ZHECT	$\xi_2^{нест}$	—	2,38
23	Коэффициент скорости РК	PSI	ψ	—	0,8022
24	Абсолютная скорость на выходе из РК	C2	c_2	м/с	69,1
25	Угол выхода потока из турбины	ALFA2	α_2	Град	162,3

N п/п	Наименование	Обозначение		Размерность	Величина
		В программе ONE	В тексте		
26	Внутренняя мощность турбины	N _{внут}	N _в	кВт	3,4
27	Теоретическая(располагаемая) мощность турбины	N _{теор}	N _{расп}	кВт	4,952
28	Внутренний КПД турбины	КПД внутр	η_v	—	0,684
29	Внутренний КПД по заторможенным параметрам	КПД торм	η_v^*	—	0,749
30	Температура торможения на выходе из турбины	T _{2торм}	T ₂ [*]	К	277
31	Давление торможения на выходе из турбины	P _{2торм}	P ₂ [*]	Па	104391,6

Внутренний КПД ступени: $\eta = N_I / (G_\Sigma h_0^*)$. Эффективная мощность, развиваемая турбиной: $N_I = M_I \omega_I, [\text{Вт}]$. Термодинамическая степень реактивности: $\rho_T = [(p_1 / p_0^*)^{k-1/k} - (p_2 / p_0^*)^{k-1/k}] / [1 - (p_2 / p_0^*)^{k-1/k}]$.

Остальные характеристики определялись решением уравнений моментов, измеренных в ходе эксперимента.

Таблица П.3.5

№№ п/п	Обозначение	Размерность	Абсолютная погрешность	Относительная погрешность
5.	N _в	кВт	0.09	0,3
6.	G	кг/с	0.009	1.7
7.	H ₀ [*]	кДж/кг	0.35	0,23
8.	η_v	%	0.015	1.63

Для увеличения точности величин, дающих наибольшую погрешность, применяется многократное повторение замеров значений определяющих параметров, во всем диапазоне изменения π_T , u/C_0 , N_B .