

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ «МЭИ»

На правах рукописи



РОГАЛЕВ АНДРЕЙ НИКОЛАЕВИЧ

**РАЗРАБОТКА НАУЧНО-МЕТОДОЛОГИЧЕСКИХ ОСНОВ
СОЗДАНИЯ ПЕРСПЕКТИВНЫХ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ
ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ КОМПЛЕКСОВ**

Специальность

05.14.01 – Энергетические системы и комплексы

05.04.12 – Турбомашины и комбинированные турбоустановки

Диссертация на соискание ученой степени
доктора технических наук

Научный консультант
доктор технических наук, профессор
Зарянкин Аркадий Ефимович

Москва – 2018

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
ГЛАВА 1 АНАЛИЗ НАПРАВЛЕНИЙ РАЗВИТИЯ ПЕРСПЕКТИВНЫХ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ КОМПЛЕКСОВ	12
1.1 Тенденции развития мировой и российской энергетики	12
1.2 Состояние разработок в области создания энергетических комплексов с повышенными техничко-экономическими характеристиками.....	20
1.2.1 Материалы для высокотемпературных элементов энергоблоков с ультрасверхкритическими параметрами пара	24
1.2.2 Экономические аспекты перехода на повышенные параметры пара	29
1.3 Возможные пути снижения стоимости перспективных энергоустановок	30
1.3.1 Новые компоновочные решения.....	30
1.3.2 Пути снижения металлоемкости паровых турбин	38
1.3.3 Применение водородно-кислородных камер сгорания для перегрева пара.....	41
1.3.4 Применение систем охлаждения в паровых турбинах	53
1.4 Методы проектирования теплонапряженных охлаждаемых деталей.....	58
1.4.1 Методы верификации математических моделей теплонапряженных деталей	64
1.4.2 Анализ возможностей аддитивных лазерных технологий для изготовления теплонапряженных деталей.....	69
1.5 Внешний перегрев пара на АЭС – альтернативный способ высокоэффективного использования органического топлива	73
1.5.1 Перегрев пара на АЭС выхлопными газами ГТУ	74
1.5.2 АЭС с огневым перегревом пара	77
1.6 Анализ методов прогнозной оценки стоимости перспективного энергетического оборудования.....	79
ГЛАВА 2 РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ СХЕМ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ КОМПЛЕКСОВ НА ОРГАНИЧЕСКОМ, ЯДЕРНОМ И ВОДОРОДНОМ ТОПЛИВАХ.....	86
2.1 Пылеугольные энергоблоки с ультрасверхкритическими параметрами пара	86
2.1.1 Оптимизационные исследования тепловых схем	86
2.1.2 Разработка конструктивного облика основного оборудования энергоблока УСКП.....	100
2.2 Исследование тепловых схем энергоустановок с охлаждаемыми паровыми турбинами.....	109
2.3 Применение водородно-кислородных пароперегревателей в высокотемпературных энергетических комплексах	122

2.4 Гибридная АЭС – высокоэкономичный способ выработки электроэнергии на углеводородном топливе	137
ГЛАВА 3 НОВЫЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЕ РЕШЕНИЯ ДЛЯ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ КОМПЛЕКСОВ И МЕТОДЫ ИХ ПРОЕКТИРОВАНИЯ.....	154
3.1 Методология проектирования научно-обоснованных технических решений на основе расчетно-экспериментального подхода	154
3.2 Испытательный комплекс для экспериментальной отработки новых технических решений.....	157
3.3 Разработка и анализ возможных вариантов снижения стоимости энергоблока за счет сокращения длины паропроводов.....	166
3.3.1 Выбор компоновки котельного агрегата для энергоблока УСКП.....	166
3.3.2 Горизонтальный котельный агрегат для энергоблока УСКП.....	170
3.3.3 Расчетно-экспериментальные исследования топочной камеры котла горизонтальной компоновки	174
3.4 Двухъярусный ЦНД повышенной пропускной способности – перспективный способ снижения металлоемкости турбоагрегата.....	212
3.5 Применение оребрения торцевых поверхностей межлопаточных каналов	230
3.6 Блок стопорно-регулирующих клапанов для турбин УСКП	233
ГЛАВА 4 МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТЕПЛОАПРЯЖЕННЫХ ДЕТАЛЕЙ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ТУРБИН	236
4.1 Методика проектирования охлаждаемых теплонапряженных деталей с опережающей верификацией тепловых и гидравлических моделей.....	236
4.2 Обоснование возможности использования прототипов теплонапряженных деталей, изготовленных по SLM-технологии для теплогидравлических испытаний	241
4.2.1 Выбор и исследование свойств материала для изготовления прототипов	241
4.2.2 Исследование влияния шероховатости поверхности моделей на точность определения тепловых и гидравлических характеристик каналов охлаждения	246
4.3 Отработка усовершенствованной методики проектирования теплонапряженных деталей на примере рабочей лопатки газовой турбины	252
4.4 Оценка эффективности усовершенствованной методики проектирования теплонапряженных охлаждаемых деталей	262
ГЛАВА 5 ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ НОВЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ НА ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ КОМПЛЕКСОВ	265

5.1 Методология разработки прогнозных стоимостных моделей основного оборудования высокотемпературных энергетических комплексов.....	265
5.2 Модели оценки стоимости оборудования высокотемпературного энергетического комплекса.....	273
5.2.1 Разработка модели оценки стоимости котельного агрегата	273
5.2.2 Разработка модели оценки стоимости паротурбинной установки.....	282
5.2.3 Разработка модели оценки стоимости паропроводов.....	301
5.2.4 Разработка модели оценки стоимости водородно-кислородной камеры сгорания.....	305
5.3 Оценка стоимостных эффектов от применения научно-обоснованных технических решений.....	310
5.4 Оценка стоимости создания перспективных высокотемпературных энергетических комплексов.....	327
ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ	334
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	337

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы диссертационного исследования. По данным международного энергетического агентства более 40 % выработки электроэнергии осуществляется на основе угольного топлива и более 10 % производится на базе ядерного горючего. Как на атомных, так и на тепловых угольных электростанциях наиболее широкое распространение получили энергоустановки, работающие по паротурбинной технологии. Таким образом, именно на паротурбинных электростанциях осуществляется выработка порядка 50 % всей электрической энергии в мире, что и определяет актуальность повышения энергетической эффективности паротурбинных энергоустановок. Оборудование, используемое в установках рассматриваемого типа, достигло высокого уровня совершенства, и существенного повышения экономичности можно ожидать только в случае повышения начальных параметров термодинамического цикла. Если на электростанциях, использующих газовое топливо, произошел переход к комбинированным циклам, позволивший увеличить температуру подвода теплоты до 1200-1500 °С, обеспечив тем самым достижение уровня тепловой экономичности 60 % и более, то на тепловых электростанциях, использующих уголь, а также на атомных электростанциях проблема повышения термодинамической эффективности за счет роста начальных параметров пара пока остается нерешенной. В атомной энергетике основным сдерживающим фактором является ограниченный уровень параметров ядерного реактора. Внедрение способов повышения параметров генерируемого ядерной паропроизводящей установкой пара ограничивается требованиями соблюдения ядерной безопасности. Освоение высокотемпературных энергоблоков на угольных электростанциях связано как с техническими проблемами, обусловленными в большей степени надежностью работы применяемых материалов, так и с существенным повышением стоимости оборудования и энергетического комплекса в целом, что приводит к снижению его конкурентоспособности по сравнению с альтернативными технологиями.

На текущий момент времени мировая теплоэнергетика уже сделала реальные шаги к массовому переходу на суперсверхкритические параметры пара и активно продолжает исследования и разработки в области создания энергоустановок с ультрасверхкритическими параметрами. Отечественная наука планирует активно участвовать в разработке новых высокотемпературных паротурбинных технологий производства электрической энергии. Согласно разработанной дорожной карте российской технологической платформы «Экологически чистая тепловая энергетика высокой эффективности» уже с 2021 г. планируется освоение новых высокоэффективных энергоблоков на ультрасверхкритические параметры пара (35 МПа, 700/720 °С), обеспечивающих выработку электроэнергии с КПД свыше 50 %. Осуществляется государственная поддержка проектов за счет средств федеральной целевой программы Министерства образования и науки

Российской Федерации «Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно-технологического комплекса России», целью которых является проведение исследований в области создания перспективных высокотемпературных энергетических комплексов на базе паротурбинных технологий как для тепловой, так и для атомной энергетики.

В рамках реализуемых в соответствии с разработанными программами проектов проводятся исследования проблем повышения тепловой экономичности паротурбинных энергоблоков на основе оптимизации параметров и структуры тепловой схемы энергетических установок, путем совершенствования конструкций основного и вспомогательного оборудования, создания новых материалов и защитных покрытий, способных длительно работать при высоких температурах и давлениях, отработки технологий изготовления деталей из новых материалов. Несмотря на прилагаемые усилия при выполнении проектов, направленных на решение этой актуальной проблемы, многие вопросы до сих пор остаются нерешенными.

Создание перспективных высокотемпературных энергетических комплексов на органическом, ядерном и водородном топливах с повышенными технико-экономическими характеристиками, безусловно, актуально для российской энергетической отрасли.

Степень разработанности темы. Результаты исследований и разработок тепловых схем паросиловых установок, работающих на органическом топливе с повышенными начальными параметрами пара, и их оборудования широко представлены в научных работах А.Г. Тумановского, А.Д. Трухния, А.С. Седлова, Е.В. Дорохова Э.Х. Вербовецкого, А.Г. Костюка, Л.А. Хоменка, Ю.К. Петрени, В.Г. Грибина, П.А. Кругликова, А.Е. Зарянкина, Г.А. Филиппова, А.Л. Шварца, Н. Lukowicz, F. Weizhong, K. Stepczynska, M. Kaczorowski, J. Pelegrin, M. Luxa. Исследованиям вопросов повышения технико-экономических характеристик энергоустановок тепловых и атомных электростанций за счет применения водородного топлива посвящены работы О.О. Мильмана, В.А. Федорова, С.П. Малышенко, Б.А. Шифрина, Р.З. Аминова, Байрамова А.Н., А.И. Гурьянова, Г.Ш. Пиралишвили, A. Miller, R.L. Bannister, J. Lewandowski, K. Badyda, J. Nama. Исследования, направленные на создание новых жаропрочных сплавов для оборудования перспективных высокотемпературных энергетических установок, изложены в научных трудах В.С. Дуба, В.Н. Скоробогатых, С.И. Феклистова, S.A. McCoy, R. Viswanathan, J. Klöwer, I.G. Wright.

Усилия большинства исследователей направлены на обеспечение технической достижимости создания энергоустановок, их оборудования, новых материалов. При этом большую роль в освоении и распространении новых технологий играет обеспечение их конкурентоспособности, одним из определяющих факторов которой является стоимость. Поэтому разработка новых технических решений должна быть направлена не только на повышение технических характеристик, но и на обеспечение экономической целесообразности их применения. Создание совокупности прогнозных моделей оценки стоимости нового оборудования в сочетании с использованием при-

емов и методов функционально-стоимостного анализа на ранних этапах его создания обеспечит возможность обоснованного формирования структуры и выбора параметров перспективных высокотемпературных энергетических комплексов и их оборудования на базе существующих и новых технических решений.

Цель: разработка совокупности научно-обоснованных технических решений, обеспечивающих создание перспективных высокотемпературных энергетических комплексов нового поколения на основе паротурбинной технологии с повышенными технико-экономическими показателями.

Задачами диссертационного исследования являются:

1. Разработка совокупности научно-обоснованных технических решений, обеспечивающих снижение затрат на создание оборудования при обеспечении его максимальной эффективности для перспективных высокотемпературных энергетических комплексов нового поколения на основе расчетно-экспериментальных исследований.

2. Разработка совокупности методов и моделей для проведения расчетно-экспериментальных исследований, необходимых при формировании научно-обоснованных технических решений, обеспечивающих создание высокотемпературных энергетических комплексов и их оборудования с повышенными технико-экономическими показателями.

3. Создание испытательного комплекса, программ и методик проведения испытаний, обеспечивающих экспериментальные исследования аэродинамических, гидравлических и тепловых процессов с целью подтверждения работоспособности и эффективности новых технических решений.

4. Разработка научно-обоснованных предложений по формированию структуры и выбору параметров тепловых схем перспективных высокотемпературных энергетических комплексов на органическом, ядерном и водородном топливах на основе оптимизационных исследований, и формирование конструктивного облика основного оборудования и компоновочных решений с использованием приемов и методов функционально-стоимостного анализа, применение которых обеспечивает достижение максимального уровня эффективности при минимальных затратах.

5. Исследование влияния технических решений на финансово-экономические и инвестиционные показатели перспективных высокотемпературных энергетических комплексов.

Научная новизна диссертационного исследования.

Разработана совокупность научно-технических решений, обеспечивающих техническую возможность и экономическую целесообразность создания мощных высокотемпературных энергетических комплексов нового поколения на основе паротурбинных технологий:

- в результате расчетно-экспериментальных исследований на основе созданных математических и физических моделей определено влияние формы и взаимного расположения холодных воронок и горелочных устройств на аэродинамику горизонтально-ориентированных топочных камер. С использованием полученных результатов разработана конструктивная схема топки и предложена новая компоновка пылеугольного котельного агрегата, обеспечивающая сокращение длины паропроводов острого пара и пара промежуточного перегрева по сравнению с традиционной компоновкой в 3 раза;

- получены новые результаты по влиянию водородного перегрева на функционирование угольно-водородных энергетических комплексов, на основе которых определены требования к водородно-кислородным камерам сгорания, для которых на базе результатов математического моделирования разработана конструктивная схема. Основываясь на полученных результатах, предложен способ сокращения использования жаропрочных материалов в котельном агрегате за счет осуществления перегрева пара свыше 540-600 °С не в поверхностях нагрева котла, а в водородно-кислородных пароперегревателях, установленных в непосредственной близости от паровой турбины, позволяющий снизить долю использования жаропрочных материалов и обеспечивающий уменьшение стоимости энергетического комплекса на 11,3 %.

- установлены зависимости изменения расхода хладагента и мощности охлаждаемого отсека паровой турбины от температур основного потока и хладагента и рабочей температуры металла. С применением полученных результатов разработана схема перспективного высокотемпературного энергетического комплекса с охлаждаемой паровой турбиной, позволяющая сократить расход дорогостоящих жаропрочных материалов и, как следствие, уменьшить стоимость турбины на 28,5 %, обеспечив при этом КПД выработки электрической энергии, равный 48,1 %, что на 0,4 % ниже по сравнению с неохлаждаемой турбиной;

- проведены исследования возможных вариантов повышения пропускной способности цилиндров низкого давления, в ходе которых получены результаты по влиянию конструктивных схем на аэродинамическую эффективность проточных частей. На основе полученных результатов предложен способ, обеспечивающий снижение металлоемкости турбин мощностью 300-1200 МВт на 10-20 %, с 1,57-2,30 до 1,23-2,08 кг/кВт.

Разработана новая методология проектирования научно-обоснованных технических решений, базирующаяся на комплексном применении расчетных и экспериментальных методов исследований, использовании аддитивных технологий для изготовления физических моделей, обеспечивающая сокращение сроков создания нового оборудования.

Разработана усовершенствованная методика проектирования теплонапряженных охлаждаемых деталей высокотемпературных турбин на основе опережающей верификации математиче-

ских моделей. Экспериментально обоснована возможность применения технологии селективного лазерного спекания (SLM-технологии) для изготовления прототипов охлаждаемых деталей.

Разработаны алгоритмы и расчетные модели ключевых элементов проточной части, части низкого давления, выхлопного отсека, применимые для проектирования широкого класса турбомашин.

Разработан комплекс математических моделей, позволяющий оценивать металлоемкость и стоимость изготовления нового оборудования перспективных высокотемпературных энергетических комплексов на ранних стадиях его создания. Установлены зависимости металлоемкости и стоимости оборудования от начальных параметров пара и его расхода.

Разработана математическая модель отсека паровой турбины с охлаждаемой проточной частью, позволяющая определять необходимое количество охлаждающего агента в зависимости от его параметров, параметров основного потока и рабочей температуры применяемых конструкционных материалов.

Получены новые результаты по влиянию параметров пара на технико-экономические показатели и структуру тепловых схем перспективных высокотемпературных энергетических комплексов, на основе которых разработаны предложения по формированию структуры и выбору рабочих параметров перспективных энергетических комплексов.

Расчетно-экспериментально обосновано применение профильных поверхностей меридиональных обводов для снижения концевых потерь энергии в турбинных решетках малой относительной высоты.

На основе разработанных технических решений с использованием приемов и методов функционально-стоимостного анализа сформирован конструктивный облик основного оборудования и предложены компоновочные решения высокотемпературных энергетических комплексов, применение которых обеспечит достижение максимального уровня эффективности при минимальных затратах.

Практическая значимость работы. В работе исследованы технологии производства электрической энергии на высокотемпературных паротурбинных установках, в том числе гибридного принципа действия. Разработаны новые научно-технические решения, обеспечивающие возможность практической реализации предлагаемых технологий. Разработаны методы и модели оценки стоимости нового оборудования и высокотемпературных энергетических комплексов.

Полученные автором результаты исследований тепловых схем энергетических комплексов с повышенными параметрами пара, а также разработанные рекомендации по проектированию схем использовались при выполнении научно-исследовательских работ в ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ», которые затрагивали вопросы исследования высокотемпературных энергоустановок, в том числе гибридных с водородным перегревом пара. Материалы диссертации использовались

при проведении занятий со студентами и аспирантами по направлению подготовки «Теплоэнергетика» ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ».

На защиту выносятся следующие результаты:

Совокупность научно-обоснованных технических решений, обеспечивающих снижение стоимости высокотемпературных энергетических комплексов:

- новая компоновка пылеугольного котельного агрегата с горизонтально расположенной топочной камерой;

- конструктивная схема цилиндра низкого давления с двухъярусной проточной частью повышенной пропускной способности;

- способ реализации перегрева пара свыше температуры 540-600 °С в водородно-кислородных пароперегревателях, установленных в непосредственной близости от паровой турбины;

- схема перспективного высокотемпературного энергетического комплекса с охлаждаемой паровой турбиной.

Результаты исследования тепловых схем перспективных высокотемпературных энергетических комплексов на органическом, водородном и ядерном топливах посредством математического моделирования, в том числе энергоблоков с ультрасверхкритическими параметрами пара, гибридных угольно-водородных ТЭС и гибридных АЭС.

Новая методология проектирования научно-обоснованных технических решений, базирующаяся на комплексном применении расчетных и экспериментальных методов исследований с изготовлением моделей по аддитивной технологии.

Методика проектирования теплонапряженных охлаждаемых деталей высокотемпературных энергоустановок на основе опережающей верификации математических моделей.

Математическая модель отсека паровой турбины с охлаждаемой проточной частью.

Совокупность моделей прогнозной оценки стоимости оборудования перспективных высокотемпературных энергетических комплексов.

Результаты исследования влияния новых научно-технических решений на финансовые и инвестиционные показатели перспективных высокотемпературных энергетических комплексов.

Достоверность. Достоверность и обоснованность полученных результатов обусловлена применением современных методов решения теплотехнических задач, методов математического моделирования и оптимизации с использованием хорошо зарекомендовавших себя в мировой практике проведения исследований программных комплексов. Значительная часть полученных результатов подтверждена результатами экспериментальных исследований.

Апробация работы. Основные результаты диссертационной работы докладывались и обсуждались на следующих международных конференциях: Power System Engineering, Thermody-

namics and Fluid Flow (Пльзень, Чехия, 2007, 2011, 2016); Computational Methods in Applied Science and Engineering (Венеция, Италия, 2008); Compressor and Turbine Flow Systems, Theory and Applications Areas (Лодзь, Польша, 2008, 2011); Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics (Грац, Австрия, 2009; Стокгольм, Швеция, 2017); Research and Development in Power Engineering (Варшава, Польша, 2009); Проблемы газодинамики и тепломассобмена в энергетических технологиях (Москва, Россия, 2011); Energy Production and Management in the 21-st Century (Екатеринбург, Россия 2014); Инновационная экономика и промышленная политика региона (Санкт-Петербург, Россия, 2014); Energy and Sustainability (Медельин, Колумбия, 2015); Уголь-ЭКО (Москва, Россия, 2016); Современные проблемы теплофизики и энергетики (Москва, Россия, 2017).

Личный вклад автора. Автору принадлежат постановка проблемы и задач исследования, разработка и обоснование всех положений, определяющих научную новизну и практическую значимость, постановка экспериментов, анализ и обобщение результатов, формулировка выводов и рекомендаций. Автор принимал непосредственное участие в создании экспериментальных установок и проведении расчетно-экспериментальных исследований предлагаемых научно-технических решений.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 58 научных работ, в том числе 16 статей в периодических изданиях, рекомендованных ВАК Минобрнауки России для опубликования основных результатов диссертационных исследований на соискание ученых степеней доктора и кандидата наук, 13 статей – в журналах, входящих в международные базы цитирования Scopus и Web of Science, 16 докладов в сборниках трудов международных конференций, 6 патентов.

Объем и структура работы. Материалы диссертации изложены на 366 страницах основного текста, включающего 257 рисунков и 64 таблицы. Работа состоит из введения, пяти глав, заключения, списка литературы, содержащего 320 источников.

ГЛАВА 1 АНАЛИЗ НАПРАВЛЕНИЙ РАЗВИТИЯ ПЕРСПЕКТИВНЫХ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ КОМПЛЕКСОВ

1.1 Тенденции развития мировой и российской энергетики

Социально-экономическое развитие любого государства неразрывно связано с увеличением потребляемого количества энергии. Традиционно развитие энергетики как во всем мире, так и в России базируется на добыче и использовании ископаемых видов топлива, основными из которых в настоящее время являются уголь, нефть и природный газ. При этом стоит отметить, что существующая тенденция увеличения потребления углеводородных топлив и их превалирование над другими источниками энергии продолжает сохраняться (рисунок 1.1) [1]. Рост потребления углеводородов для удовлетворения потребностей человечества в энергии приводит к непрерывному их исчерпанию, загрязнению окружающей среды и необратимым изменениям климата, что в перспективе представляет проблему, которая заключается не только в замедлении темпов экономического роста, но и угрожает устойчивому развитию человечества.

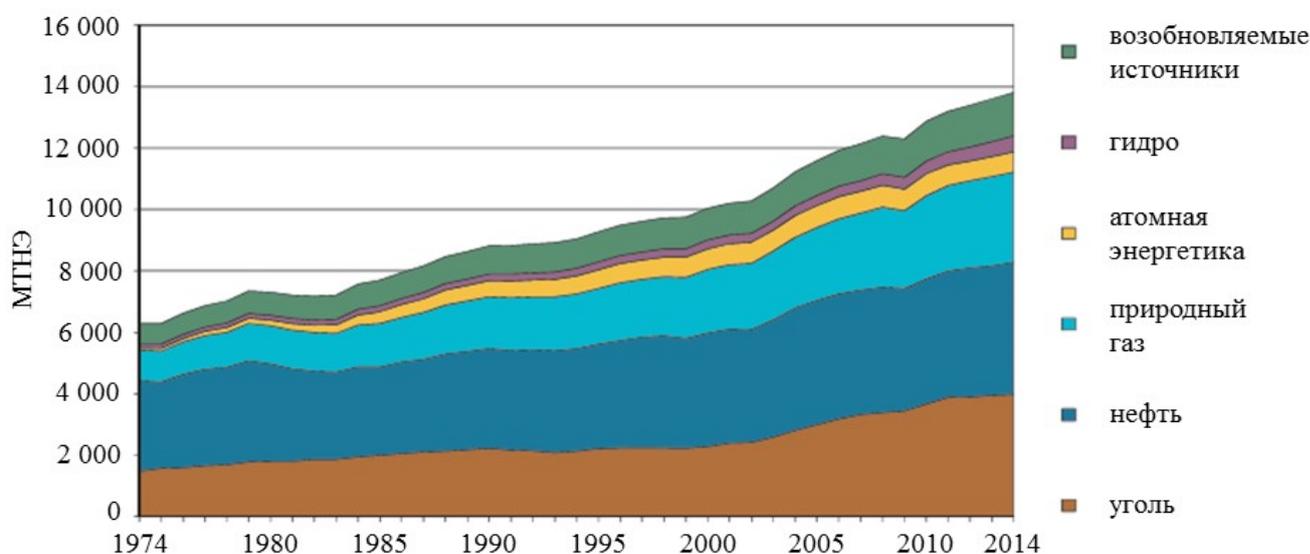


Рисунок 1.1 – Структура производства энергии в мире по видам топлива

Порядка 40 % первичной энергии преобразуется в электрическую энергию, структура производства которой по видам первичных источников представлена на рисунке 1.2 [1, 2].

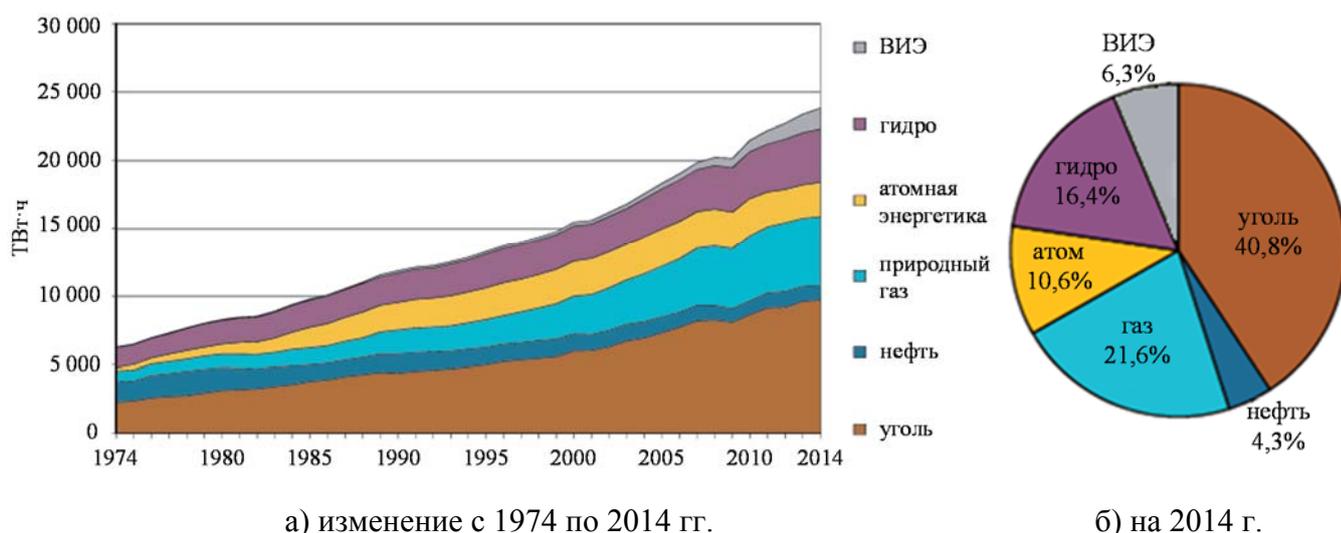
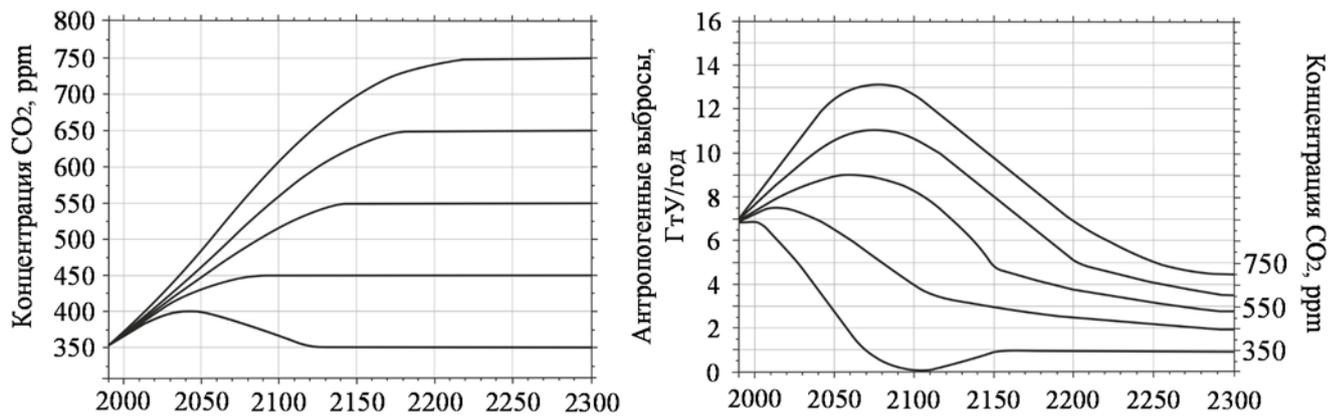


Рисунок 1.2 – Структура производства электрической энергии в мире по видам первичных энергоресурсов

В силу большой доли использования углеводородов для производства электрической энергии (рисунок 1.2 б) электрогенерирующие предприятия оказывают существенное влияние на загрязнение окружающей среды и выбросы парниковых газов. Особое внимание мировым сообществом уделяется уровню выбросов парниковых газов, которые могут привести к глобальным изменениям климата, что подтверждается многочисленными наблюдениями, результатами исследований и анализом взаимосвязей между сжиганием органического топлива, изменением климата и воздействием на окружающую среду [2]. Серьезные необратимые последствия, имеющие глобальный характер для всей планеты, стали основной причиной подписания более чем 180 странами мира Рамочной конвенции ООН об изменении климата, вступившей в силу в 1994 г. и преследующей цель стабилизации концентрации парниковых газов на безопасном уровне [3, 4]. Диоксид углерода является основным парниковым газом, на концентрацию в атмосфере которого человек оказывает определяющее воздействие.

Снижение или по крайней мере сохранение концентрации диоксида углерода на определенном уровне является длительным процессом, требующим значительных инвестиций в модернизацию и обновление промышленного сектора большинства стран [5]. Сценарии стабилизации концентрации углекислого газа, разработанные Межправительственной группой экспертов по изменению климата и представленные на рисунке 1.3 [6], свидетельствуют о трудности достижения показателей 350 и 450 ppm в указанных временных диапазонах, поскольку тенденция роста концентрации в атмосфере на сегодняшний день сохранилась. Сценарий 550 ppm предполагает, что начиная с 2030 г. суммарные антропогенные выбросы углекислого газа будут интенсивно сокращаться, что при условии сохранения экономического роста невозможно без развития экологически чистых технологий производства энергии.



а) прогнозы изменения концентраций CO_2 в атмосфере на период до 2300 г. б) величина суммарных антропогенных выбросов CO_2 в атмосферу на период до 2300 г.

Рисунок 1.3 – Сценарии стабилизации концентрации углекислого газа на уровне 350-750 ppm

Именно экологические проблемы и проблемы обеспечения энергетической безопасности инициировали активное развитие технологий генерации на основе возобновляемых источников энергии (ВИЭ), глобальной энергетической сети, концепций водородной энергетики и ряда других [7, 8, 9].

При этом стоит отметить, что несмотря большие усилия, направленные на развитие нетрадиционных технологий производства электрической энергии, в том числе на основе ВИЭ, основу мировой электроэнергетической отрасли составляют энергоустановки, использующие ископаемое топливо, и их количество продолжает неуклонно расти [1]. Более 60 % электрической энергии вырабатывают энергоустановки, сжигающие природный газ и твердое топливо. Среди энергоустановок, использующих в качестве топлива природный газ, присутствуют как паротурбинные, так и парогазовые энергоблоки, при этом наиболее совершенным являются парогазовые установки (ПГУ), работающие по комбинированному циклу Брайтона-Ренкина. Одним из ключевых решений в сокращении выбросов CO_2 для энергетики является повышение термодинамической эффективности энергетических комплексов, на что и направлены усилия исследователей. Коэффициент полезного действия (КПД) лучших образцов ПГУ превысил 60 % при начальной температуре рабочего тела перед турбиной порядка 1500 °С [10, 11]. В связи с этим с точки зрения совершенства технологии именно парогазовые установки должны составлять основу газовой генерации.

Достигнутые успехи в использовании комбинированного цикла в газовой генерации инициировали разработки в сфере создания угольных энергоблоков, в состав которых входит комплекс газификации угля, производящий синтез-газ, который и подается в камеру сгорания газотурбинной установки [10, 11, 12].

Парогазовые установки с внутрицикловой газификацией угля (ВЦГУ) в силу значительных затрат энергии на собственные нужды имеют относительно ПГУ, работающих на природном

газе, сниженный КПД нетто, который составляет примерно 41-45 % [13]. В настоящее время в мире существует несколько работающих ПГУ с ВЦГУ. В таблице 1.1 приведены некоторые их характеристики [14].

Таблица 1.1 – Характеристики промышленных ПГУ в ВЦГУ

Проект	Страна	Технология газификации	Электрическая мощность, МВт	КПД нетто, %	Год пуска
ТЭС Buggenum	Нидерланды	Газификация угольной пыли под давлением 2,5 МВт	225	41,3	1994
ТЭС Polk	США	Газификатор Техасо на воздушном дутье	250	33	1996
Элкогаз	Испания	Метод Prenflow	317	42,7	1997
SUV/EGT	Чехия	Сухая зола, лурги	350	–	1997
Lakeland Water/DOE	США	ACFBCC	260	45	2007

Доля затрат энергии на собственные нужды таких объектов генерации значительна и в зависимости от состава оборудования технологической схемы (наличие интегрированной системы приготовления кислорода) может варьироваться от 5 % на электростанции Vresova в Чехии до 12,3 % на ТЭС Puertollano в Испании [13].

Строительство ПГУ с ВЦГУ требует значительных капитальных вложений, поскольку помимо обычного для классической утилизационной ПГУ энергетического оборудования (газотурбинной установки (ГТУ), паротурбинной установки (ПТУ) и котла-утилизатора) в случае организации внутрицикловой газификации потребуются возвести систему подготовки угольной пыли, газификатор, установку для получения кислорода, а также компрессоры, необходимые для функционирования технологических установок, в которых осуществляется газификация угля. В результате конфигурирование технологии комбинированного цикла для использования твердого топлива значительно усложняет технологическую установку, что приводит к снижению эффективности ее использования и значительным капитальным затратам на строительство. Согласно докладу Национальной лаборатории по изучению возобновляемой энергии (National Renewable Energy Laboratory – NREL) «Стоимостные и эксплуатационные данные для различных технологий генерации» [14] удельные капитальные вложения в строительство ПГУ с ВЦГУ составляют порядка 4000 \$/кВт.

Таким образом, ПГУ с ВЦГУ имеют КПД нетто, сопоставимый с угольными паротурбинными энергоблоками на суперсверхкритические параметры пара, но при этом они значительно дороже (по разным оценкам в 1,8-2,2 раза), что делает ПГУ с ВЦГУ экономически нецелесообразным способом производства электрической энергии за счет использования угольного топлива в настоящее время и в ближайшей перспективе. Косвенным подтверждением отсутствия

необходимости в дальнейших исследовательских и инженерных работах в данном направлении является небольшое количество эксплуатируемых энергетических объектов, использующих данную технологию. Пик строительства ТЭС данного типа пришелся на период 1994-2000 гг. [15].

Основу угольной генерации как в России, так и в мире составляют паротурбинные энергоустановки, работающие по циклу Ренкина. На текущий момент наиболее совершенные ПТУ, сжигающие угольное топливо, достигли уровня тепловой экономичности порядка 42-43 % [16]. При этом стоит отметить, что совокупная установленная мощность угольных паротурбинных энергоблоков продолжает ежегодно увеличиваться (рисунок 1.4) [17, 18]. Объясняется это тем, что во многих странах имеются большие запасы твердого топлива и стоимость угля остается сравнительно стабильной уже многие годы.

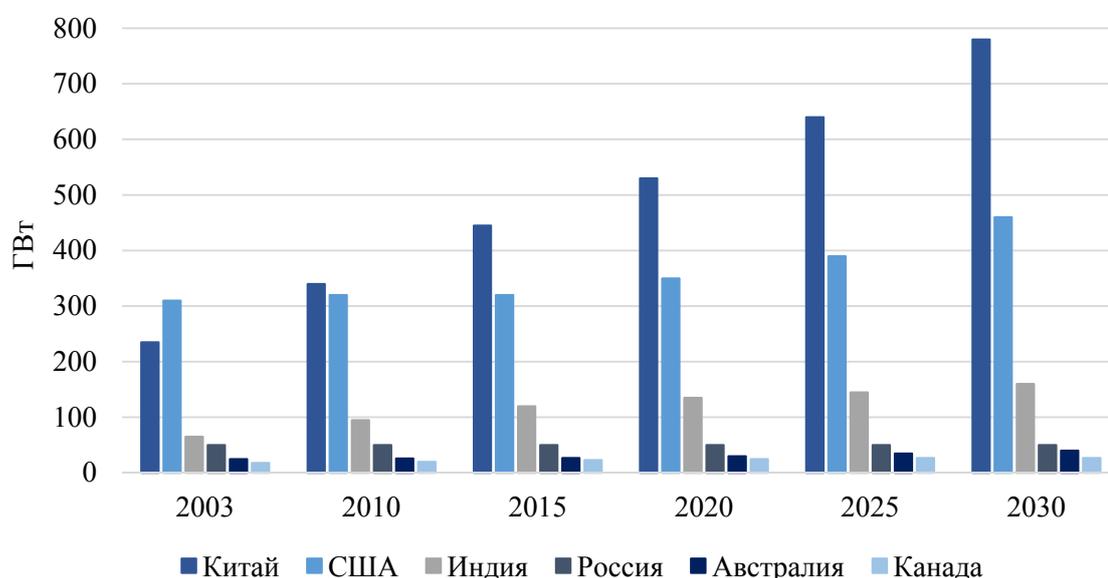


Рисунок 1.4 – Динамика роста установленной мощности угольных ТЭС

В связи с этим перед энергетиками стоит задача повышения тепловой экономичности угольных энергоблоков, что позволит не только сберечь ресурсы органического топлива, сократить долю использования более дорогих видов топлива, природного газа и нефтепродуктов, но также даст возможность снизить экологическую нагрузку на окружающую среду, уменьшив выбросы токсичных (NO_x и SO_x) и парниковых (CO_2) газов в атмосферу.

Работы в направлении повышения тепловой эффективности угольных энергоблоков уже давно активно ведутся во многих странах. В настоящее время паротурбинные энергоустановки с суперсверхкритическими параметрами (ССКП) пара (начальное давление $p_0 = 32$ МПа, начальная температура $t_0 = 600-620$ °С) в целом являются освоенными. Они массово вводятся в эксплуатацию в странах Европейского союза, Японии, США и Китае. КПД таких установок находится на уровне 44 %. Следующим шагом в повышении экономичности является переход к

более высокому уровню начальных параметров пара – ультрасверхкритическому (начальное давление $p_0 = 34-36$ МПа, начальная температура $t_0 = 700-760$ °С). Это направление совершенствования угольных энергоблоков получило активное развитие все в тех же странах-лидерах – Японии, США, Китае, странах Европейского союза. В указанных странах разработаны и реализуются программы по освоению энергоблоков с ультрасверхкритическими параметрами пара с участием крупных производителей энергетического оборудования, генерирующих компаний, научно-исследовательских организаций. Достигнутый уровень технологического развития энергетики в части использования угольного топлива на паротурбинных блоках, а также масштабы применения новых технологий представлены в таблице 1.2 [19].

Таблица 1.2 – Программы разработок перспективных угольных паротурбинных электростанций с ультрасверхкритическими параметрами пара

	Европейский союз	США	Япония	Китай
Технологический уровень	> 57 ГВт угольной генерации – ССКП в эксплуатации и в стадии строительства (2004 г.)	> 30 % (~100 ГВт) угольной генерации – СКП ~ 50% строящихся станций – ССКП и СКП	~ 50 % угольной генерации (~ 17 ГВт) – ССКП (600 °С, 25 МПа)	> 70 ГВт угольной генерации – ССКП, 44 блока 600 МВт и 73 блока 1000 МВт введены в эксплуатацию или в стадии строительства, заказы на 317 ГВт (> 85 % всех заказов)
Целевые параметры	$t = 700-720$ °С $p = 35-39$ МПа КПД = > 50 % $N = 400-1000$ МВт Снижение эмиссии CO ₂	$t = 760$ °С $p = 35$ МПа КПД _{нетто} = 45-47 % $N = 400-1000$ МВт Снижение эмиссии CO ₂ на 15-22 %	$t = 700/720$ °С $p = 35$ МПа КПД _{нетто} = 46-48 % $N = 1000$ МВт Снижение эмиссии CO ₂ на 15 %	$t = 700/720$ °С $p = 35$ МПа КПД = > 50 % Снижение эмиссии CO ₂
Создание в 2020-2025 гг. демонстрационных электростанций				
Программы	1) Set Plan – Проекты FT7: NextGenPower MACPLUS 2) Программа AD700: COMTES 700, COMTES+, включая: ENCIO; HWT II	Программа DOE и OCDO: Advanced Ultra Supercritical Power Plant	Программа CEI-ETP: AUSC Technology Development Project	1) Программа Министерства энергетики National 700 °C USC CoalFired Power Generation technology Innovation Consortium 2) Проект Министерства науки и технологии Производство наиболее ответственных труб для блоков УСКП 700 °С 3) Работы, финансируемые национальными исследовательскими фондами (9 проектов)

Задача создания высокоэкономичного угольного энергоблока с ультрасверхкритическими параметрами пара, безусловно, является актуальной и для российской энергетической и энергомашиностроительной отраслей. В России находятся в эксплуатации 116 угольных ТЭС, количество установленных крупных блоков представлено в таблице 1.3 [20, 21].

Большинство из них проработало 35-40 лет и имеет невысокие показатели надежности и экономичности (электрический КПД блоков 30-36 %), низкий уровень автоматизации, высокие выбросы NO_x, SO₂, твердых частиц, на многих станциях существуют проблемы с золоотвалами [22]. Данные по состоянию генерирующего оборудования представлены в таблице 1.4.

Таблица 1.3 – Количество установленных крупных энергоблоков

№ п/п	Установленная электрическая мощность блока, МВт	Количество блоков
1	800	3
2	500	7
3	300	28
4	200	35
5	150	28

Таблица 1.4 – Состояние генерирующего оборудования электростанций России

Общее количество агрегатов, шт.	Срок эксплуатации от 30 до 50 лет			Срок эксплуатации более 50 лет						
	Католличество агрегатов, шт.	Мощность, ГВт	Доля от общей мощности, %	Католличество агрегатов, шт.	Мощность, ГВт	Доля от общей мощности, %				
ГЭС										
510	173	22,6	56,8	196	8,3	20,9				
Общее количество агрегатов, шт.	Срок эксплуатации до 20 лет			Срок эксплуатации от 20 до 40 лет						
	Католличество агрегатов, шт.	Мощность, ГВт	Доля от общей мощности, %	Католличество агрегатов, шт.	Мощность, ГВт	Доля от общей мощности, %				
АЭС										
39	5	5	20,4	34	19,5	79,6				
Всего		Срок эксплуатации от 30 до 50 лет				Срок эксплуатации более 50 лет				
Котлов, шт.	Турбин, шт.	Мощность, ГВт	Котлов, шт.	Турбин, шт.	Мощность, ГВт	Доля, %	Котлов, шт.	Турбин, шт.	Мощность, ГВт	Доля, %
ТЭС										
3136	2180	145,3	1847	955	75,6	52	669	360	10,2	7

Большинство отечественных ученых сходятся во мнении, что сложившаяся ситуация с состоянием генерирующего оборудования [22-26] и энергомашиностроительного сектора [27, 28], неспособного обеспечить потребности энергетики в современном оборудовании в необходимых объемах, создает угрозу национальной безопасности России в силу катастрофической зависимости от импорта энергетических технологий.

По этой причине перед отраслью стоят следующие стратегические задачи:

- разработка современных энергоэффективных экологически чистых технологий;
- создание промышленного производства энергооборудования нового поколения;
- повышение эффективности тепловых электростанций путем вывода из эксплуатации старого низкоэкономичного оборудования и замена его перспективным, обеспечивающим радикальное снижение затрат на производство электроэнергии и тепла;
 - снижение удельного расхода топлива и штатного коэффициента для оборудования, которое остается в эксплуатации;
 - уменьшение выбросов в окружающую среду;
 - уменьшение ремонтных затрат.

Исследования в области развития российской электроэнергетики, рассматривая перспективы применения тех или иных технологий для угольных электростанций в качестве одной из основных, прогнозируют применение паротурбинных энергоблоков с суперсверхкритическими и

ультрасверхкритическими параметрами пара [29, 30]. Энергетическая стратегия России на период до 2030 г. предусматривает увеличение доли использования угля для производства электроэнергии с применением технологий, обеспечивающих КПД выработки 42 % и более, что свидетельствует об ориентированности на внедрение современных технологий угольной генерации. Согласно разработанной дорожной карте российской технологической платформы Экологически чистая тепловая энергетика высокой эффективности уже с 2021 г. планируется освоение новых высокоэффективных энергоблоков с ультрасверхкритическими параметрами пара, обеспечивающих выработку электроэнергии с КПД свыше 50 %.

Рисунок 1.5 наглядно демонстрирует эволюционное развитие паротурбинных технологий производства электроэнергии в мире. Из приведенных данных следует, что если период с 2000 по 2015 г. был периодом активного развития и освоения энергоблоков с суперсверхкритическими параметрами пара, то на данный момент эту технологию можно считать уже освоенной. Необходимость преодоления барьера КПД в 50 % определила новые вершины – для этого температура острого пара должна превышать $t_0 = 700\text{ }^{\circ}\text{C}$, а давление находиться на уровне $p_0 = 32\text{--}35\text{ МПа}$ [31, 32]. В настоящее время страны-лидеры в производстве энергетического оборудования решают задачу перехода к ультрасверхкритическим параметрам пара. Стоит отметить, что отечественная энергетическая и энергомашиностроительная отрасли, являясь в период с 1960 по 1980 г. одними из мировых лидеров, освоили энергоблоки мощностью до 1200 МВт со сверхкритическими параметрами пара и создали пилотную установку с турбиной СКР-100 с суперсверхкритическими параметрами пара, находившуюся в опытной эксплуатации на протяжении 15 лет [33, 34, 35, 36].

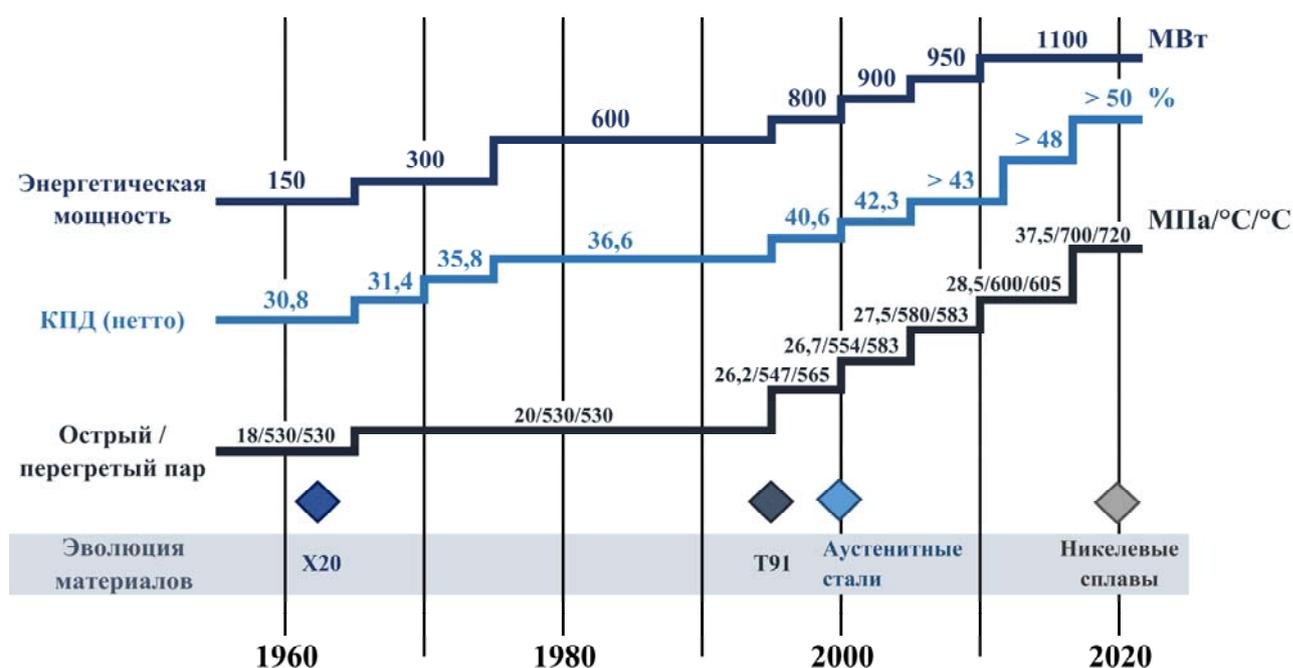


Рисунок 1.5 – Эволюция параметров паросиловых электростанций

1.2 Состояние разработок в области создания энергетических комплексов с повышенными технико-экономическими характеристиками

Переход на повышенные параметры пара приводит к удорожанию энергетической установки в результате применения дорогостоящих жаропрочных материалов. В связи с этим совершенствование основного и вспомогательного оборудования энергоблока в целях обеспечения максимального КПД каждого из агрегатов и, как следствие, КПД блока является одной из важнейших задач. По оценкам, представленным в работе [21], за счет совершенствования котельного, турбинного и вспомогательного оборудования, а также оптимизации тепловой схемы КПД угольных энергоблоков может быть увеличен с 37 до 42 %.

В указанных направлениях совершенствования при переходе к энергоблокам с суперсверхкритическими параметрами пара проведено большое количество исследований как отечественными, так и зарубежными учеными. В части совершенствования тепловых схем энергоблоков с ССКП научные изыскания посвящены исследованию влияния структуры тепловой схемы и выбору оптимальных параметров, обеспечивающих максимальный уровень термодинамической эффективности энергоблока [37-42]. С повышением параметров пара значительный интерес представляет схема со снабжением регенеративных перегревателей паром от турбины собственных нужд, в которую пар поступает из холодной нитки первого промежуточного перегрева (рисунок 1.6). Приведенные в [40] результаты свидетельствуют о перспективности такой схемы для высокотемпературных энергоустановок, так как ее использование позволяет снизить необратимость процессов при подогреве питательной воды в регенеративных подогревателях, за счет чего обеспечивается повышение КПД энергоблока на 0,6 %, что является весьма существенным.

Разработка тепловых схем тесно взаимосвязана с техническими возможностями и ограничениями основного и вспомогательного энергетического оборудования. Особенно это затрагивает основное оборудование блока. Исследования, направленные на создание котельной техники для энергоблоков с новыми параметрами пара, в основном рассматривают комплекс работ, связанный с подбором потенциальных жаропрочных материалов для поверхностей нагрева, разработкой новых материалов и проведением их испытаний [43]. К настоящему моменту различными энергомашиностроительными компаниями предлагаются эскизы конструкций новых энергетических котлов на ультрасверхкритические параметры пара. Компанией Alstom Power предложена схема использования сталей различных классов для изготовления поверхностей нагрева котельного агрегата П-образной компоновки на параметры пара 35 МПа/730 °С/760 °С. Эскиз конструктивного облика котельного агрегата представлен на рисунке 1.7.

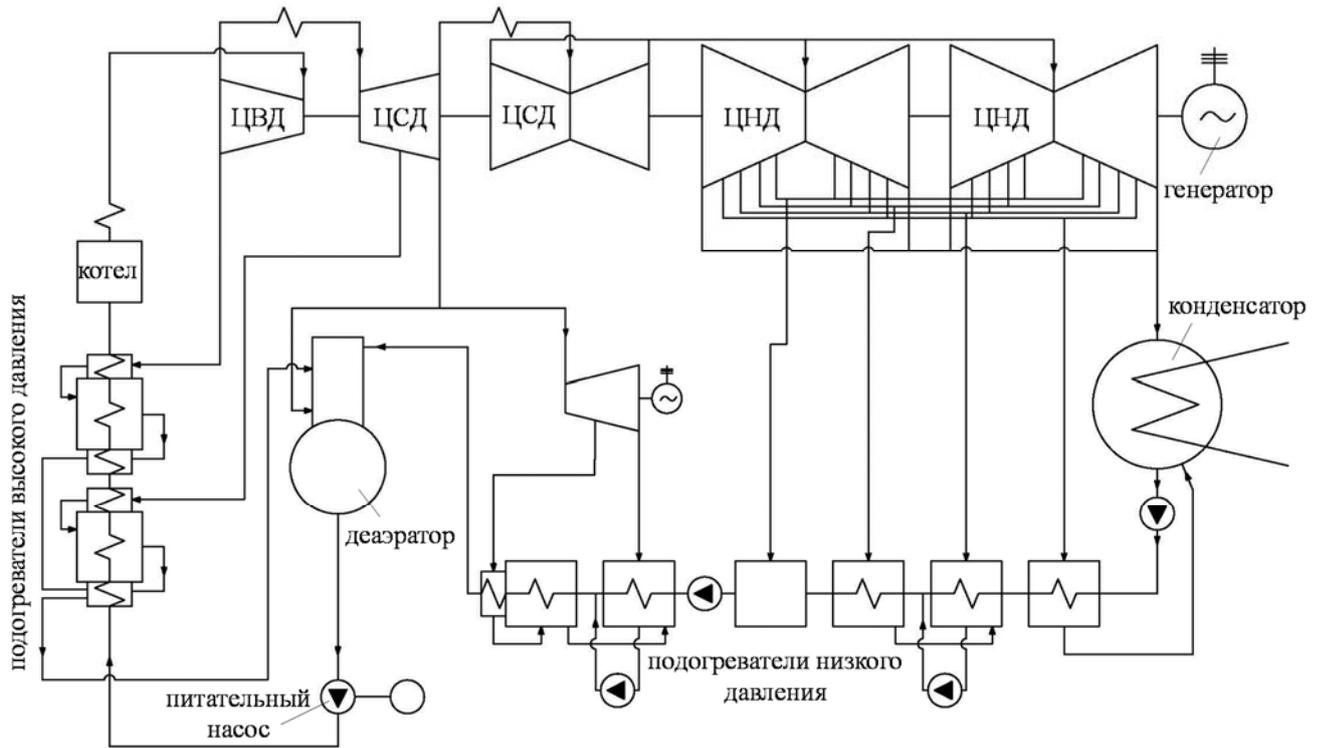


Рисунок 1.6 – Тепловая схема энергоблока ССКП с турбиной собственных нужд

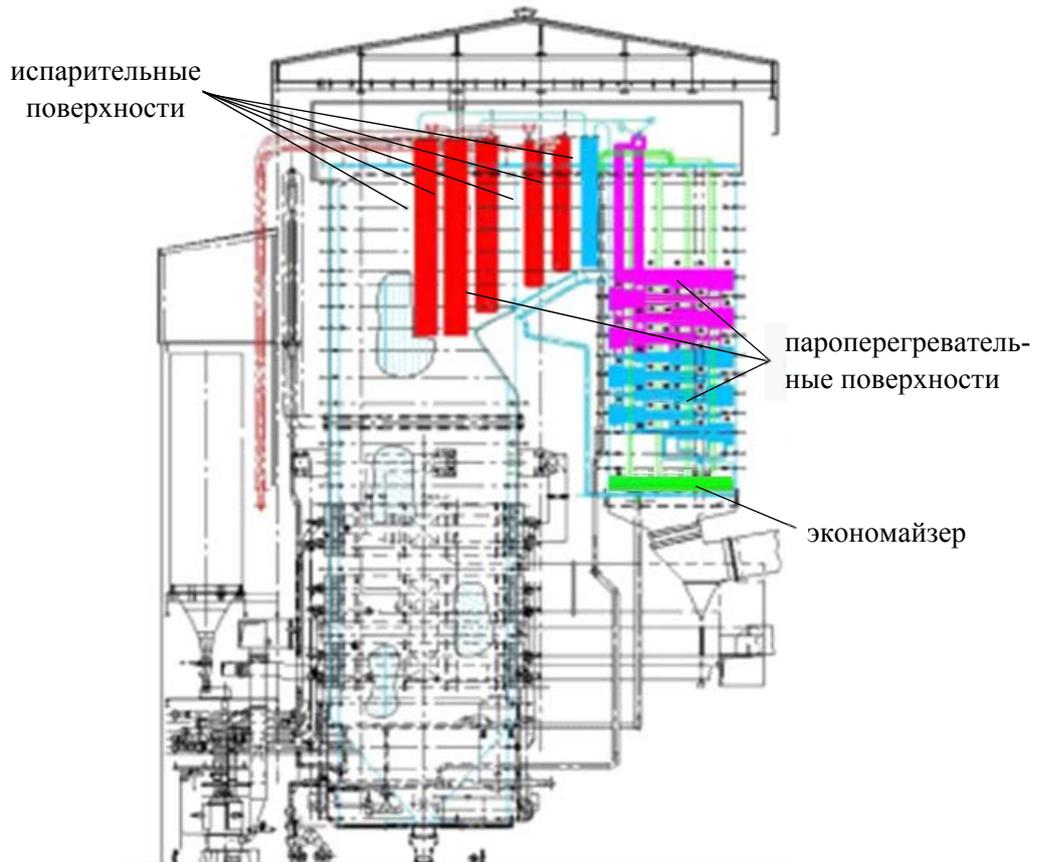


Рисунок 1.7 – Эскиз конструктивного облика котельного агрегата на УСКП пара компании Alstom Power

Среди материалов, которые потенциально могут быть использованы для создания новых энергетических котлов на УСКП пара в части изготовления высокотемпературных поверхностей нагрева (отмечены красным на рисунке 1.7), выделяют следующие сплавы: Inconel 617, Inconel 740H, HCM 12, HR 120, HR6W [43]. Максимальная рабочая температура данных материалов должна составлять 760 °С. Разработка химических составов и технологий изготовления сплавов ведется в рамках международных научно-исследовательских программ AD 700, COMTES 700, MARCKO 700, активное участие в которых принимают ведущие энергомашиностроительные компании. На текущий момент данные программы находятся в стадии проведения натурных испытаний на экспериментальных ТЭС. Так, на тепловой электрической станции Amager были установлены опытные панели из сплава 617 и стали HCM 12 (рисунок 1.8). Обе панели, представляющие собой оребренные змеевики, располагаются в верхней части на фронтальной стене топочной камеры. В Дании (ТЭС Esbjerg) изготовлена испытательная панель из змеевиков, рассчитанных на температуру 720 °С [43]. В рамках проекта MARCKO DE2 в г. Штутгарте специалистами Alstom Power проведены работы по сварке трубопровода с большой толщиной стенки из сплава 617.



Рисунок 1.8 – Опытная панель из стали 617 и стали HCM12

В части создания паротурбинных установок большинство разработчиков и исследователей традиционно связывают возможности повышения КПД с использованием трехмерных методик расчета, совершенствованием турбинных решеток, сокращением утечек за счет улучшения характеристик систем уплотнений, совершенствованием систем парораспределения, совершенствованием внутренних паровых трактов турбины (входных и выходных диффузоров, переходных патрубков), применением систем влагоудаления [44-62]. Из перечисленных направлений совершенствования при повышении начальных параметрах пара особую актуальность приобретает совершенствование клапанных систем ввиду увеличения начального давления и возрастания нагрузок, обусловленных ростом абсолютных значений пульсаций давления, величина ко-

торых может достигать 10-15 % от начального давления [63, 64], а также оптимизация периферийных обводов сопловых и рабочих лопаток с малой относительной высотой в целях снижения концевых потерь энергии, что обусловлено уменьшением относительной высоты решеток цилиндров высокого давления из-за сокращения объемного расхода пара [65, 66].

Несмотря на большое внимание, уделяемое способам повышения аэродинамической эффективности проточной части, основная часть исследований, посвященных разработке паровых турбин для высокотемпературных энергоблоков, как и в котельной технике направлена на подбор соответствующих материалов, способных работать при высоких температурах пара, оценку ресурса, а также на разработку технических решений, обеспечивающих снижение рабочих температур деталей и уменьшение их количества [67-72].

Во многом освоение и скорость перехода к новым параметрам зависит от создания новых высокотемпературных сплавов для экранных поверхностей котлов, пароперегревателей и труб промежуточного пароперегревателя, толстостенных коллекторов и паровых турбин и их стоимости. На данный момент существует две основные программы развития технологий создания блоков с УСКП: Thermie в Евросоюзе [73, 74] и Boiler Materials for USC Coal Power Plants в США [75], стремящиеся создать энергоблоки с параметрами пара $p_0 = 375$ бар, $t_0 = 700/720$ °C, и $p_0 = 379$ бар, $t_0 = 730/760$ °C соответственно.

Взаимосвязь развития новых технологий генерации и металлургии хорошо представлена в работе [76], авторы которой установили взаимосвязь между параметрами пара паротурбинных установок и появлением новых материалов (рисунок 1.9).

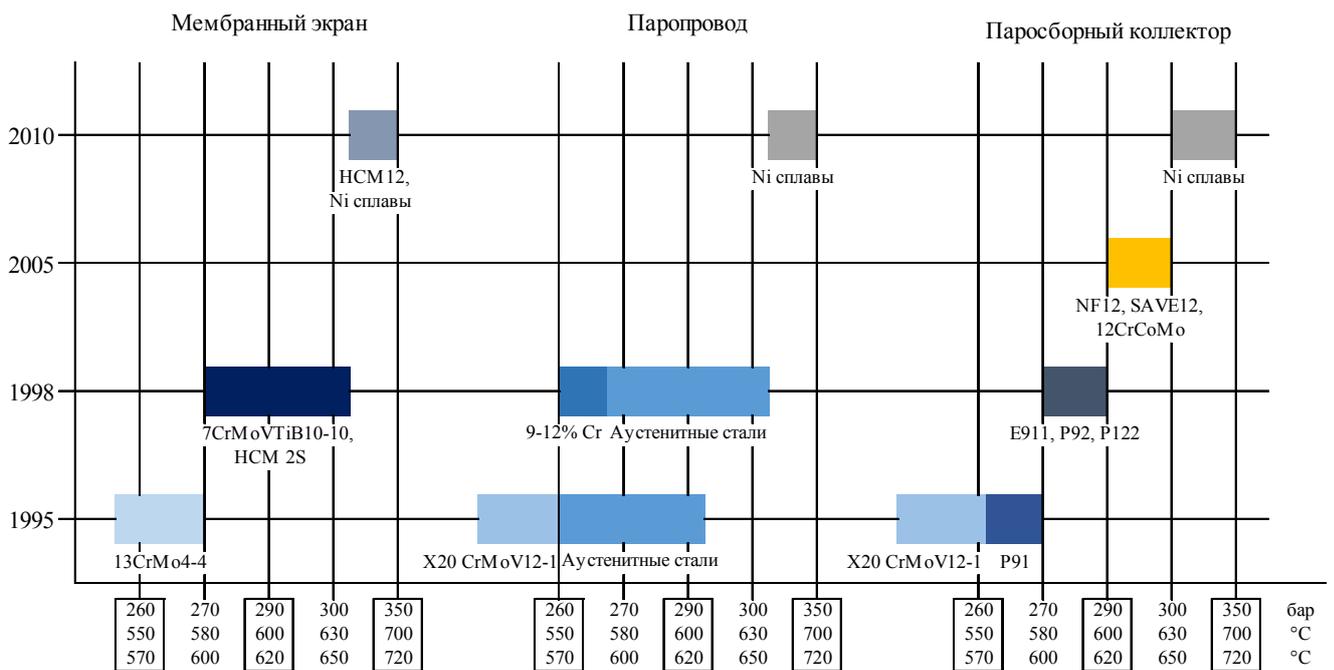


Рисунок 1.9 – Стадии развития материалов и соответствующее увеличение параметров пара

1.2.1 Материалы для высокотемпературных элементов энергоблоков с ультрасверхкритическими параметрами пара

Наряду с важнейшими вопросами выбора структуры и параметров тепловых схем энергоблоков УСКП и проработки конструктивной реализации основного оборудования, определяющей уровень тепловой экономичности энергетических комплексов, серьезное внимание уделяется проблеме создания материалов и технологий их обработки. Усилия разработчиков на текущем этапе исследований сконцентрированы на вопросах подбора материалов, разработке технологий и испытаниях как самих материалов, так и изготовленных из них элементов котельного оборудования и турбины. Повышение температуры и давления требует изучения свойств как уже используемых, так и новых для паротурбостроения материалов, защитных и термобарьерных покрытий, обладающих достаточной длительной прочностью в условиях УСКП, коррозионной стойкостью в среде высокотемпературных продуктов сгорания, стойкостью к окислению в среде высокотемпературного пара, эрозионной устойчивостью. Для этих материалов требуется как разработка самих новых материалов, так и технологий литья, сварки толстостенных деталей,ковки, обработки давлением, механической и термической обработки, нанесения покрытий.

При переходе от условий ССКП к УСКП, как показано на рисунке 1.10, в номенклатуре пригодных для использования конструкционных материалов начинают преобладать высокопрочные тугоплавкие сплавы с большим содержанием никеля [77], которые имеют худшие для энергетического оборудования теплофизические характеристики по сравнению с мартенситными сталями, применяемыми в условиях ССКП. Их относительно низкая теплопроводность и высокий коэффициент термического расширения замедляют выравнивание температур в элементах конструкции и увеличивают термические напряжения, способствующие изменениям в кристаллической структуре и растрескиванию. Учитывая возрастающие требования к маневренности ТЭС, эти особенности аустенитных сталей необходимо будет компенсировать дополнительными конструктивными и технологическими приемами и применением никелевых сплавов.

На рисунке 1.11 представлено распределение жаропрочных материалов по конструктивным элементам оборудования паротурбинного энергоблока с ультрасверхкритическими параметрами пара. Основными элементами, требующими замены традиционных материалов на новые жаропрочные и жаростойкие сплавы в связи с переходом на повышенные параметры пара, являются пароперегревательные поверхности, в особенности выходные пакеты пароперегревателей, и сборные паровые коллекторы котельного агрегата, высокотемпературные паропроводы острого пара и пара промежуточного перегрева, блоки стопорно-регулирующих клапанов, внутрен-

ние корпуса высокотемпературных цилиндров и роторы паровой турбины, а также первые ступени проточной части.

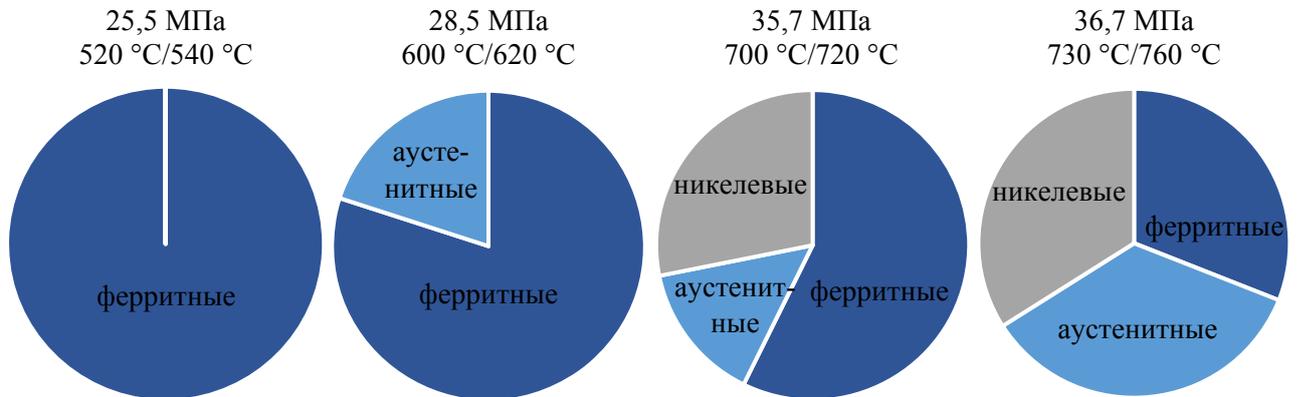


Рисунок 1.10 – Изменение сортамента сталей в зависимости от параметров пара паросиловых установок

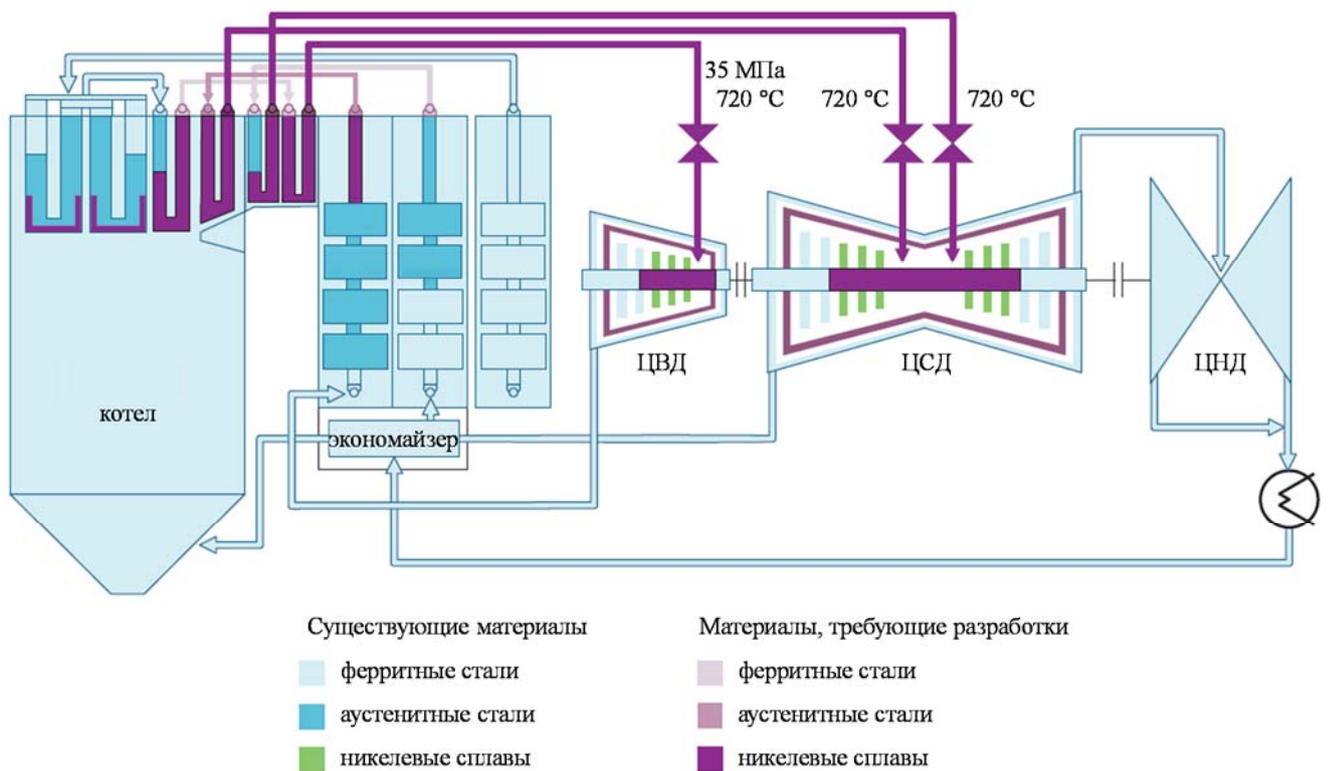


Рисунок 1.11 – Распределение жаропрочных материалов по элементам оборудования энергоблока с УСКП пара

Характеристики и области применения некоторых существующих пригодных для использования в условиях УСКП сплавов приведены на рисунке 1.12 и рисунке 1.13 [77-84].

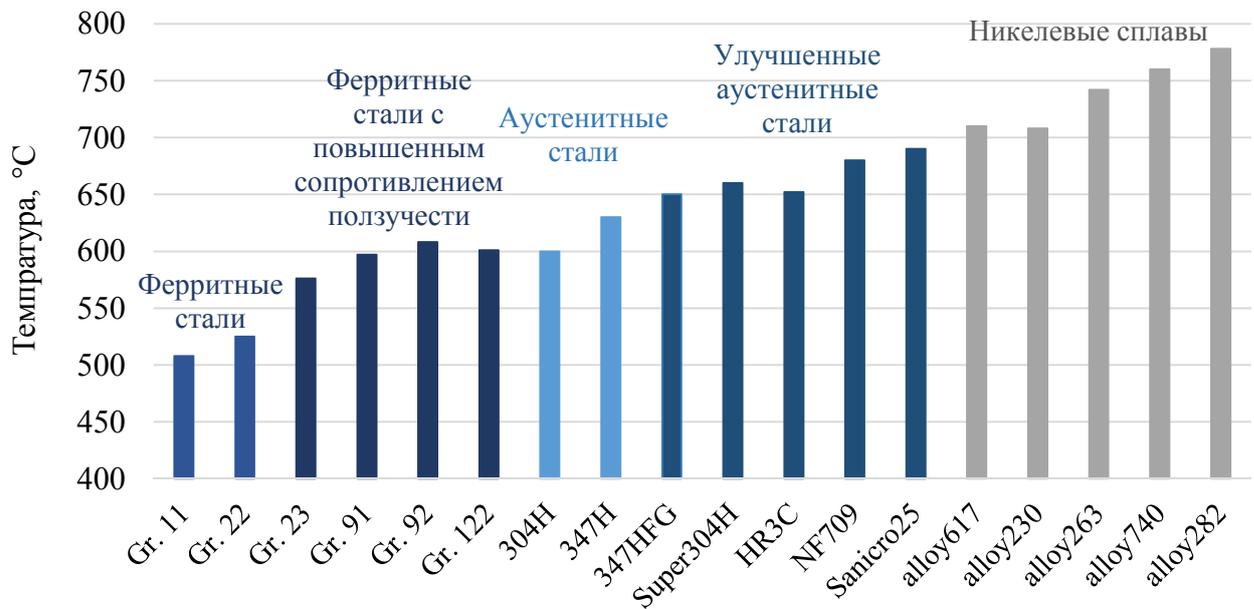


Рисунок 1.12 – Жаропрочность различных сталей

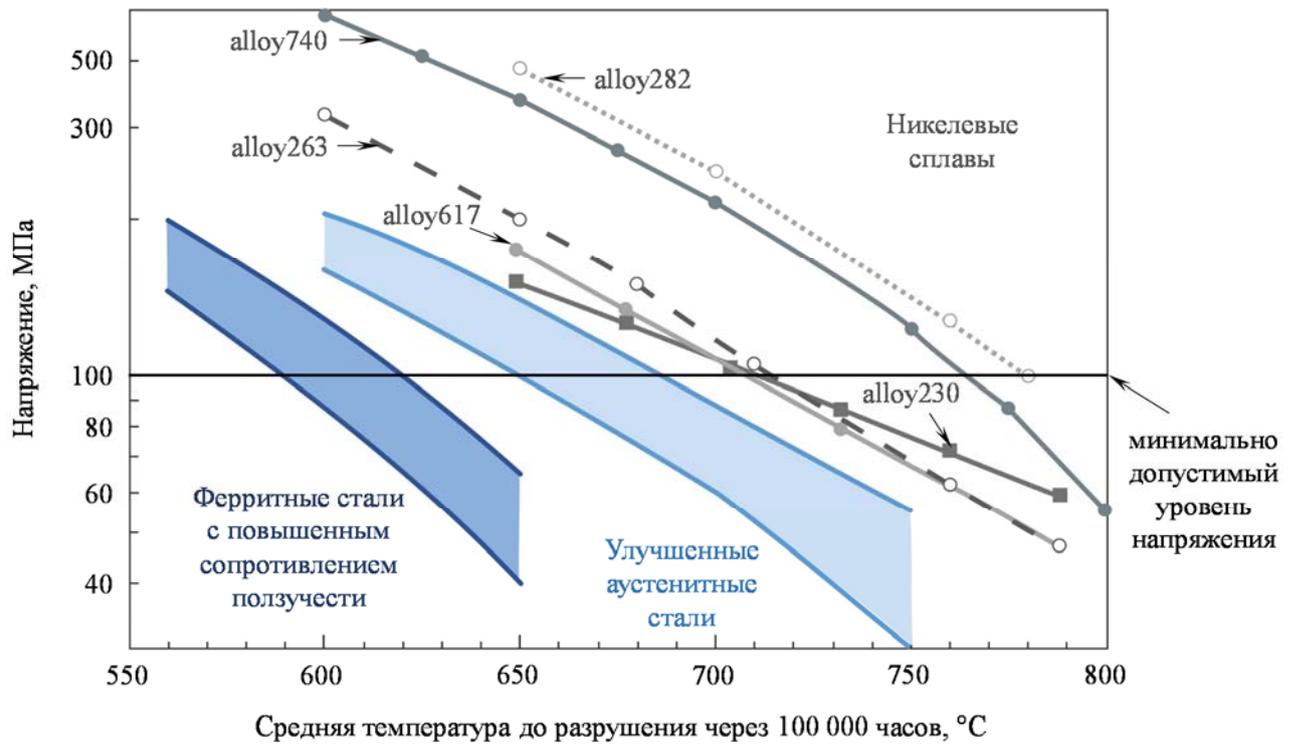


Рисунок 1.13 – Допустимые области использования различных видов сталей

Ключевыми конструктивными элементами угольной ТЭС, определяющими возможность достижения заданных параметров УСКП, а также надежность и экономичность электростанции, являются элементы поверхностей нагрева, паропроводов, коллекторов и турбинного оборудования (ротор турбины, лопатки паровых турбин, литые элементы корпусного оборудования). В таблице 1.5 приведен перечень свойств, которые должны обеспечивать материалы для оборудования, работающего при повышенных температурах и давлении.

Таблица 1.5 – Требования к материалам теплоэнергетического оборудования

	Жаропрочность	Коррозионная стойкость в паровой среде	Коррозионная стойкость в среде продуктов сгорания топлив	Усталостная прочность	Вязкость	Пластичность	Технологичность при изготовлении элементов оборудования	Свариваемость
Поверхности нагрева	+	+	+	–	–	+	+	+
Паропроводы	+	+	–	+	+	+	+	+
Ротор паровой турбины	+	+	–	+	+	+	+	+*
Лопатки паровой турбины	+	+	–	+	+	+	+	...
Литые элементы корпусного оборудования	+	+	–	+	+	+	+	+

Примечание: * – в случае применения сварных роторов

Основными расчетными критериями, определяющими выбор материала для котельного, паропроводного и турбинного оборудования, предназначенного для работы при повышенных температурах, которые вызывают ползучесть, в соответствии с действующей на территории России отраслевой нормативной документацией [85, 86] являются уровень длительной прочности и предел ползучести (на 1 % деформации) за ресурс 1×10^5 и 2×10^5 часов при рабочих температурах. При этом материал должен обладать высокой пластичностью и вязкостью, удовлетворительной коррозионной стойкостью в пароводяной среде и среде продуктов сгорания топлива (для поверхностей нагрева), высокой технологичностью в условиях металлургического и машиностроительного производств (при выплавке, ковке, горячей деформации, сварке и термообработке).

Для толстостенных элементов оборудования (коллекторов, паропроводов, роторов турбин и прочего) также важен необходимый уровень вязкости основного металла и сварных соединений для предотвращения опасности хрупких разрушений в условиях пусков оборудования и проведения гидравлических испытаний.

В отдельных случаях необходимо учитывать специфические условия работы материалов, вызывающие потребность в расширении требований оценки соответствующих свойств как стали, так и ее сварных соединений: при циклических нагрузках – оценку циклической прочности, при активном воздействии среды – оценку коррозионно-механической прочности и др.

Целенаправленные работы по созданию жаропрочных материалов для котельного, паропроводного и турбинного оборудования ведутся за рубежом (в США, Европе, Японии, Китае, Индии и Корее) [86-92] в рамках реализации государственных целевых программ, направленных на разработку технических и технологических решений для создания блоков УСКП. Ито-

гом данных мероприятий должно стать создание к 2020 г. демонстрационных блоков с рабочими параметрами пара в интервале температур от 700 до 760 °С и давлений от 30 до 35 МПа, КПД не менее 50 % и высокой экологичностью [93].

В реализацию указанных программ вовлечены ведущие научно-исследовательские, проектные, металлургические и энергомашиностроительные компании мира, среди которых можно выделить Alstom Power (США, Франция), Siemens (Германия, Франция), Electric Power Research Institute (Научно-исследовательского института электроэнергетики EPRI, США), International Energy Agency (Международное энергетическое агентство IEA, Великобритания), Vallourec (Германия, Франция), Centre Sviluppo Materiali (Центр исследования материалов CSM, Италия), Babcock & Wilcox (США), Foster Wheeler (Швейцария), Riley Power (США), Oak Ridge National Lab (Национальная лаборатория Оак Ридж, США), BOHLER Edelstahl GmbH & Co KG (Германия) и другие.

К настоящему моменту участниками программ определен перечень кандидатных материалов для основной номенклатуры элементов котельного, паропроводного и турбинного оборудования и ведется промышленная отработка технологий изготовления основных конструктивных элементов оборудования. В таблице 1.6 приведен перечень кандидатных материалов для работы при температурах более 700 °С [90-92, 94-97].

Таблица 1.6 – Кандидатные материалы для работы при температурах более 700 °С

	США	Евросоюз	Япония	Китай
Год начала работ по программам работ	2001 (DOE/OCDO Project)	1996 (AD-700, OMTES)	2008	2010
Максимальная рабочая температура пара	760 °С	700 °С/720 °С	700 °С	700 °С/720 °С
Поверхности нагрева	Inconel740H, Nimonic263, Alloy617m, Sanicro25	Inconel740, Alloy617/617m, Nimonic263, Sanicro25	Alloy617 (B), Alloy263, Alloy740, USC800, HR35, HR6W	NF709R, Sanicro25, GH2984G, Inconel740H
Паропроводы	Inconel740H, Alloy617m	Alloy617/617m	Alloy617 (B), HR35, HR6W	GH2984G, CCA617CN, G115/G112
Ротор паровой турбины	Alloy617, Alloy625	Alloy617	FENIX-700, LTES, TOSIX, Alloy141, USC 141	н/д
Лопатки паровой турбины	Haynes282, Alloy617, Inconel740, Alloy625	Nimonic 80 Waspaloy	USC141	н/д

В настоящее время зарубежными компаниями проводятся работы по освоению технологий изготовления элементов оборудования из вышперечисленных материалов и ведется подготовка к проведению испытаний модельных элементов оборудования (пароперегревателей, клапанов, элементов турбины и других) в условиях ТЭС.

Для создания отечественного блока УСКП в России имеются предпосылки, в частности разработаны и освоены в промышленном производстве мартенситные стали марок 10X9МФБ, 10X9В2МФБР и 1039К3В2МФБР, выдерживающие температуру пара до 650 °С, и стали аустенитного класса типа ЭП-184 и 12X18Н16М2ТР – для работы при температурах пара до 680 °С [98-101]. Трубы из этих сталей изготавливаются отечественными заводами (в том числе ПАО «Уральская кузница», ОАО «Металлургический завод «Электросталь», «Челябинский трубопрокатный завод», ОАО «Первоуральский новотрубный завод», ОАО «Волжский трубный завод», ОАО ТКЗ «Красный котельщик» и ЗАО «Энергомаш (Белгород) – БЗЭМ»), освоены гибочные и сварочные процессы, имеется технологическое оборудование [102]. В то же время, несмотря на значительный опыт отечественного материаловедения в части разработки никелевых сплавов для работы оборудования ГТУ при сверхвысоких температурах, исследования по разработке материалов и технологий для элементов котельного, паропроводного и паротурбинного оборудования с температурой пара более 700 °С на ресурс до 200 тыс. часов в России не велись.

1.2.2 Экономические аспекты перехода на повышенные параметры пара

С повышением параметров пара помимо технических проблем возрастающее значение приобретает и экономический аспект – стоимость элементов конструкций из жаропрочных никелевых сплавов увеличивается с повышением жаропрочности экспоненциально [103] и более чем в 10 раз превышает стоимость хромомолибденовых сталей, применяемых в современных ССКП котлах. В абсолютных величинах стоимость, например, трубы из жаропрочного никелевого сплава находится на уровне \$55-110/кг [77]. Детали, изготовленные из этих сплавов для работы при характерных для УСКП температурах и давлениях, получаются толстостенными, следовательно, материалоемкими и дорогими (рисунок 1.14). Поэтому при оптимизации выбора материала требуется одновременно учитывать технические и экономические аспекты. Детали из более качественного (и дорогого) материала будут иметь стенки тоньше и могут оказаться предпочтительными как по стоимости из-за меньшего расхода материала, так и по техническим параметрам.

В поисках путей снижения стоимости исследователями различных стран активная работа ведется и в части изготовления составных высоконагруженных деталей из различных по техническим характеристикам и стоимости классов материалов. Одним из металлоемких узлов паротурбинной установки является ротор. Вес роторов цилиндров высокого и среднего давления мощных паровых турбин составляет более 20 тонн. Материалы и конструкции роторов являются уникальными для каждого производителя. Роторы для УСКП блоков разработки компании

Toshiba изготавливаются сварными из никелевых сплавов и ферритных сталей, чтобы минимизировать использование дорогостоящего сплава на основе никеля в общей массе ротора. Центральная часть ротора, работающая в зоне высоких температур, выполняется из сплава на основе никеля, а участки, расположенные в зоне уплотнений и подшипниковых узлов – из менее дорогостоящей ферритной стали (рисунок 1.15).

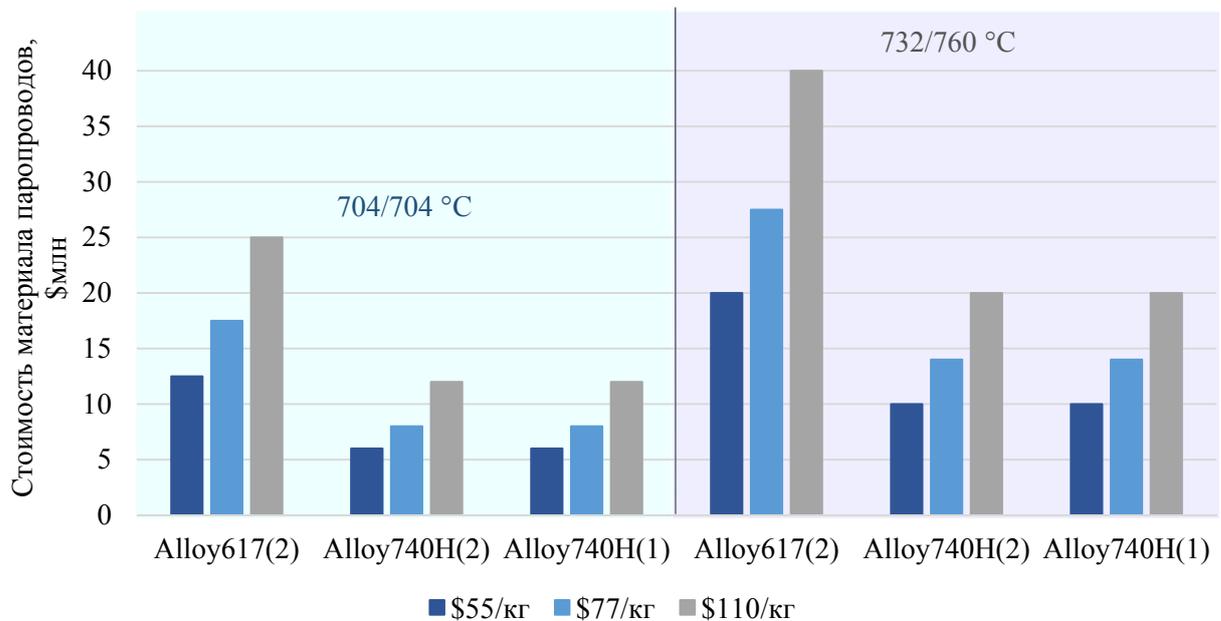


Рисунок 1.14 – Стоимость материала паропроводов от температуры пара и марки сплава

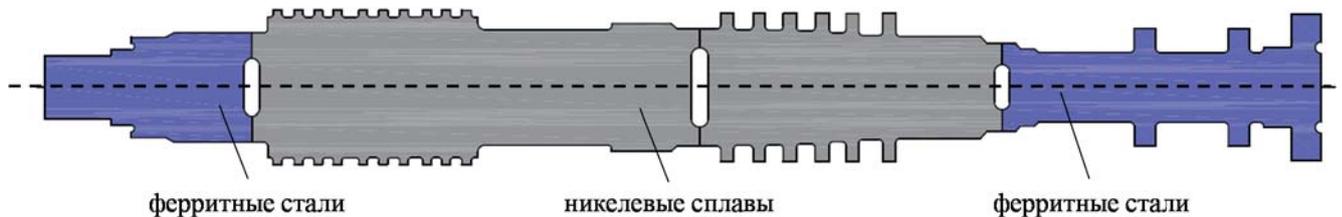


Рисунок 1.15 – Сварной ротор высокого давления турбины с УСКП пара Toshiba

1.3 Возможные пути снижения стоимости перспективных энергоустановок

1.3.1 Новые компоновочные решения

Использование ультрасверхкритических параметров в современных угольных энергоблоках требуют принятия специальных технических решений, связанных с изготовлением и трассировкой паропроводов острого пара и пара промежуточного перегрева. Проведенные исследования

показали, что наилучшую прочность в блоках с УСКП обеспечивают паропроводы, выполненные из сплавов Alloy617 и Alloy740H (рисунок 1.16) [81].

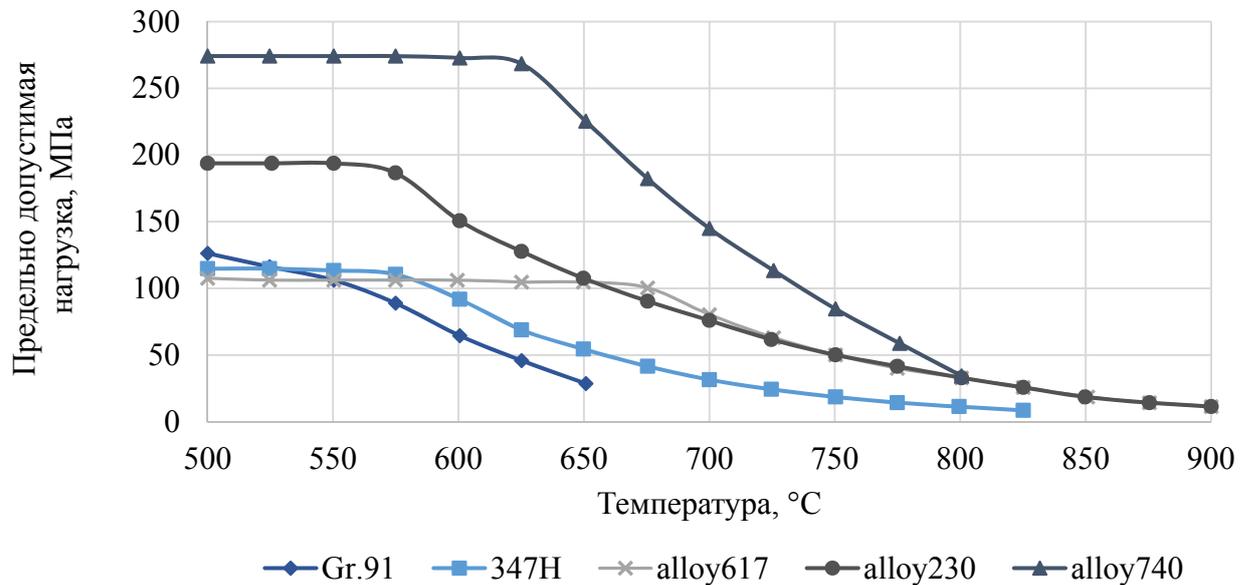


Рисунок 1.16 – Зависимость предельно допустимой нагрузки различных сплавов от температуры пара

Для оценки возможных конфигураций системы трубопроводов на основе никеля был разработан специальный стенд. Испытательный стенд Научно-исследовательского института электроэнергетики (Electric Power Research Institute – EPRI, США) был первоначально спроектирован для блоков с одним промперегревом на параметры 685/705 °C мощностью 750 МВт. Впоследствии переоборудован для блоков с двухкратным промперегревом, при этом внутренние диаметры труб составляли 250 мм – для основного паропровода и 467 мм – для паропровода промперегрева. Длина каждой из труб имела протяженность 128 м от котла до турбины. Используя указанные размеры и предполагая эквивалентный объемный расход пара, были рассчитаны толщины стенок для пара с параметрами 704/704 °C и 732/760 °C, первый вариант из которых близок к предлагаемым 700 °C для европейского концепта блока, предложенного консорциумом US DOE-USC. В таблице 1.7 показаны предполагаемые длины трубопроводов для указанных размеров, а также результаты расчета для разных вариантов сплавов.

Из таблицы 1.7 следует, что использование труб меньшего диаметра на базе сплава 740H при температуре 704 °C позволяет создавать более протяженные по длине участки трубопроводов по сравнению со сплавом 617. Точное отношение зависит от диаметра трубы. Также установлено, что система трубопроводов на базе сплава 740H составляет примерно 50 % от веса системы трубопроводов на базе сплава 617 независимо от конфигурации при той же температуре пара (рисунок 1.17). Помимо этого, система трубопроводов на базе сплава 740H при параметрах

пара 732/760 °С имеет меньшую массу, чем системы трубопроводов из сплава 617 на параметры 704/704 °С.

Таблица 1.7 – Характеристики паропроводов блока УСКП

Сплав (число труб)		Температура, °С		Размер главного паропровода		Размер паропровода промперегрева		Вес, кг	Длина участка, м
Главный паропровод	Промперегрев	Главный паропровод	Промперегрев	Диаметр трубы, мм	Толщина стенки, мм	Диаметр трубы, мм	Толщина стенки, мм		
617 (2)	617 (2)	704	704	248,92	71,12	467,4	22,9	227,42	256
740 (2)	740 (2)	704	704	248,92	35,56	467,4	12,7	108,548	256
740 (1)	740 (1)	704	704	353,06	50,8	660,4	17,8	109,045	128
617 (2)	617 (2)	732	732	248,92	96,52	467,4	40,6	361,453	256
740 (2)	740 (2)	732	732	248,92	48,26	467,4	25,4	179,819	256
740 (1)	740 (1)	732	732	353,06	68,58	660,4	35,6	179,647	128

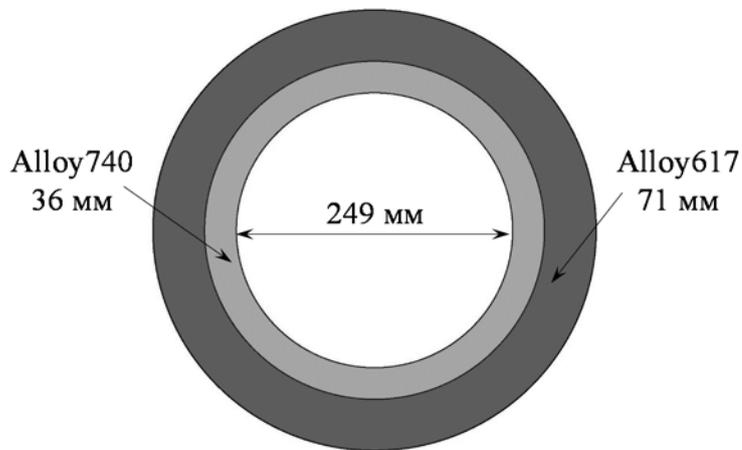


Рисунок 1.17 – Сравнение характеристик трубопроводов на базе сплавов 617 и 704

При реализации проекта блока мощностью 660 МВт были проведены исследования по выбору оптимальных параметров и типоразмеров паропроводов острого пара и пара промежуточного перегрева. В результате исследования влияния скорости пара в диапазоне 48-58 м/с при проектных значениях давления пара $p_0 = 38,5$ МПа и температуры пара $t_0 = 710$ °С получено оптимальное значение скорости пара в главном паропроводе, равное 55 м/с. Диаметр главного паропровода должен находиться в диапазоне 240-260 мм при толщине стенки 56-60 мм, диаметр паропроводов промежуточного перегрева – 340-373 мм при толщине стенки 40-42 мм (рисунок 1.18) [104].

Другим важным вопросом является длина паропроводов. Так, примерная суммарная длина участков паропроводов для энергоблоков 660-1300 МВт может составлять до 260 м. При этом, паропроводы выполняются из никелевых сплавов, стоимость которых может достигать \$110 за 1 кг [77]. В результате возникает актуальный вопрос сокращения длины участков паропроводов, соединяющих котел и паровую турбину.

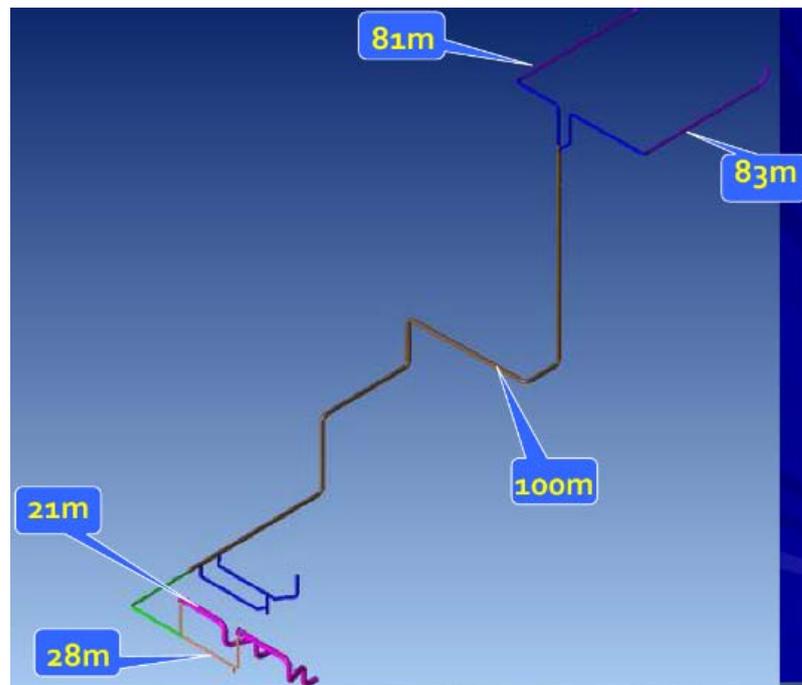


Рисунок 1.18 – Протяженность участков паро- и трубопроводов энергоблока УСКП мощностью 660 МВт

Классическая компоновка оборудования предусматривает размещение котла в котельном цехе, а паровой турбины, соответственно, в турбинном цехе на отметке +10 – + 20 м (в зависимости от структуры тепловой схемы и мощности энергоблока). Одна из наиболее распространенных компоновок, характерных для современных энергоблоков с повышенными параметрами пара с башенным котлом, представлена на рисунке 1.19.

Компания Babcock и Wilcox предложила проект перевернутого котла, представленного на рисунке 1.20 [91]. Использование такой компоновки позволяет сократить почти на половину протяженность паропроводов острого пара и пара промежуточного перегрева, уменьшив тем самым стоимость проекта.

По пути снижения высоты расположения пароперегревательных поверхностей с целью расположения на более низкой отметке паросборных коллекторов для сокращения длины паропроводов острого и перегретого пара пошли и отечественные ученые. В работе [105] предложена конструкция котельного агрегата U-образной компоновки (рисунок 1.21), в работах [106, 107] – M-образная компоновка (рисунок 1.22).

Альтернативным решением могло бы стать размещение паровой турбины на верхнем уровне, исключив при этом протяженные участки. Размер и вес цилиндров высокого (ЦВД) и среднего давления (ЦСД) вполне бы подошли для такого решения, но цилиндр низкого давления (ЦНД) с конденсаторами, полными воды и соответствующими водоводами, не позволяют реализовать предложенную концепцию.

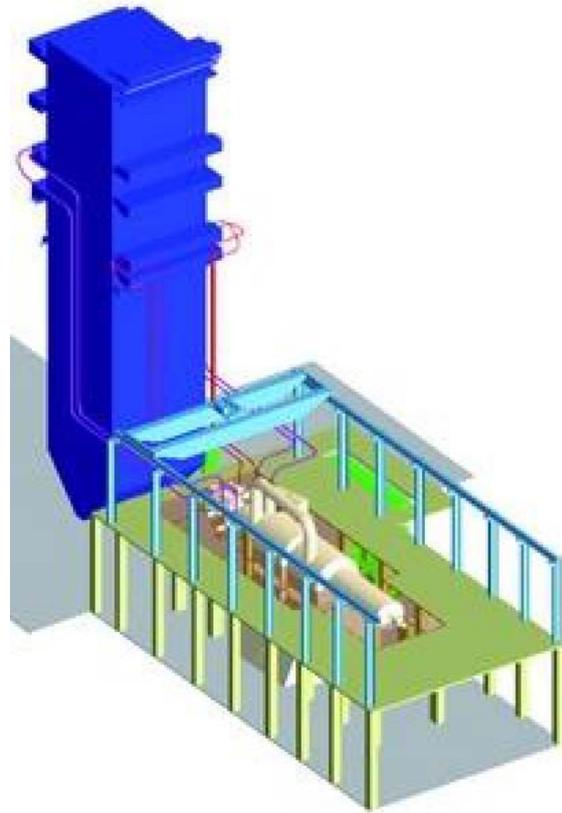


Рисунок 1.19 – Пример классической компоновки энергоблока с башенным котлом

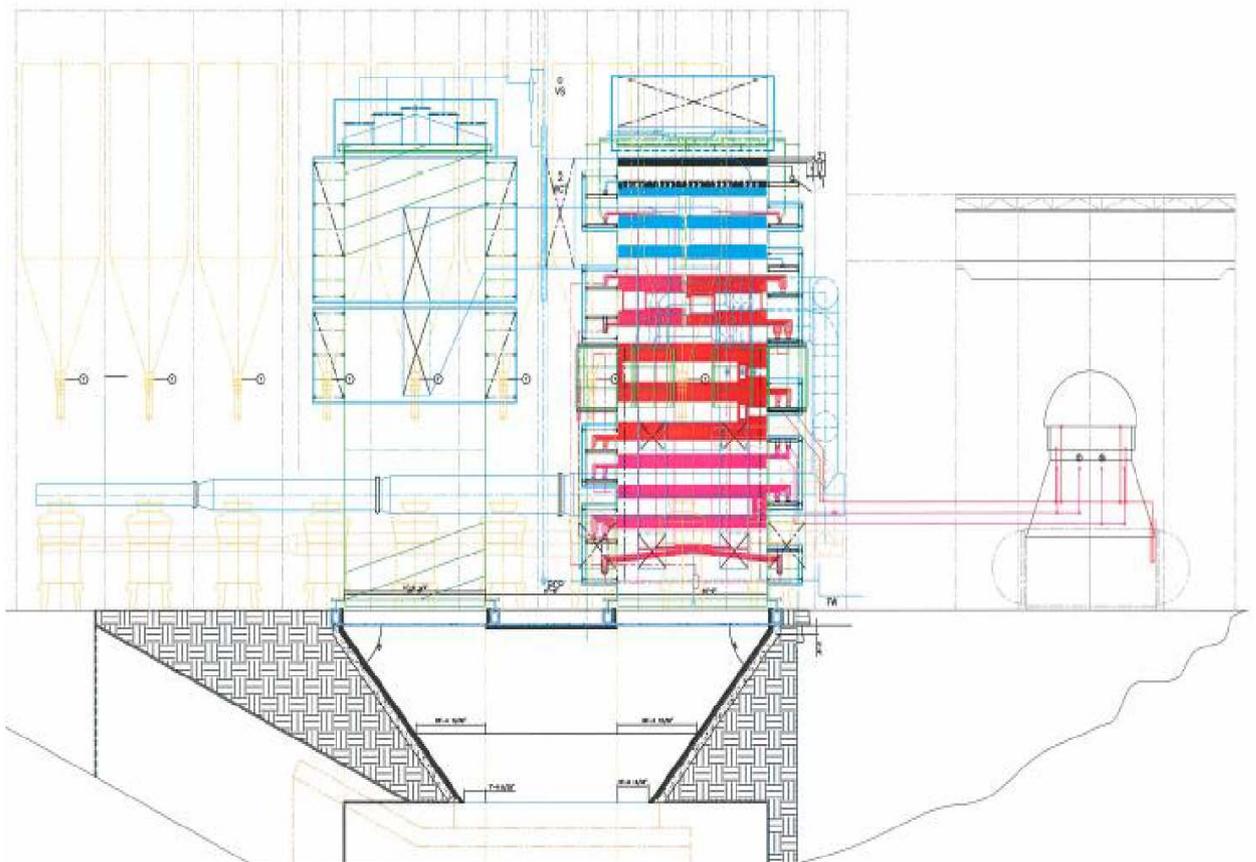


Рисунок 1.20 – Проект перевернутого башенного котла Babcock & Wilcox

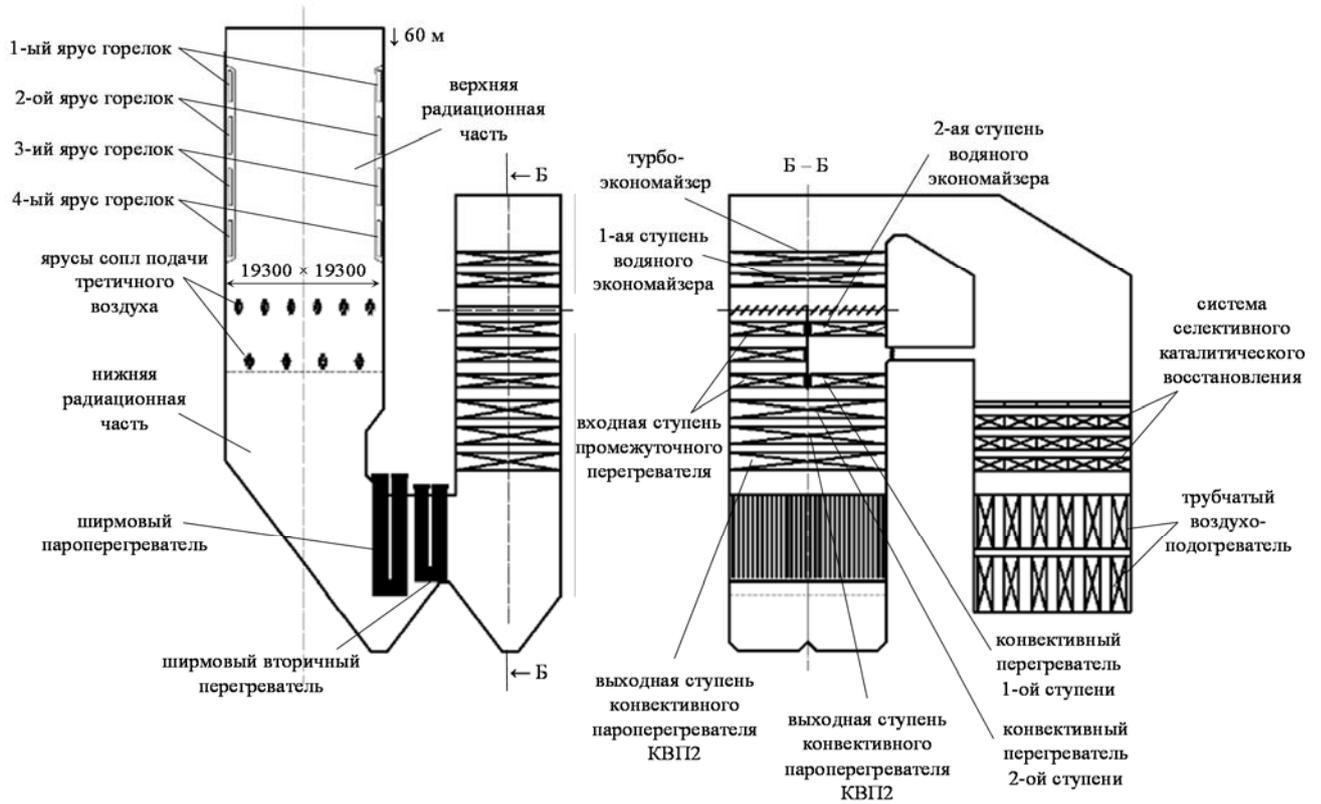


Рисунок 1.21 – Пылеугольный котел U-образной компоновки на ультрасверхкритические параметры пара

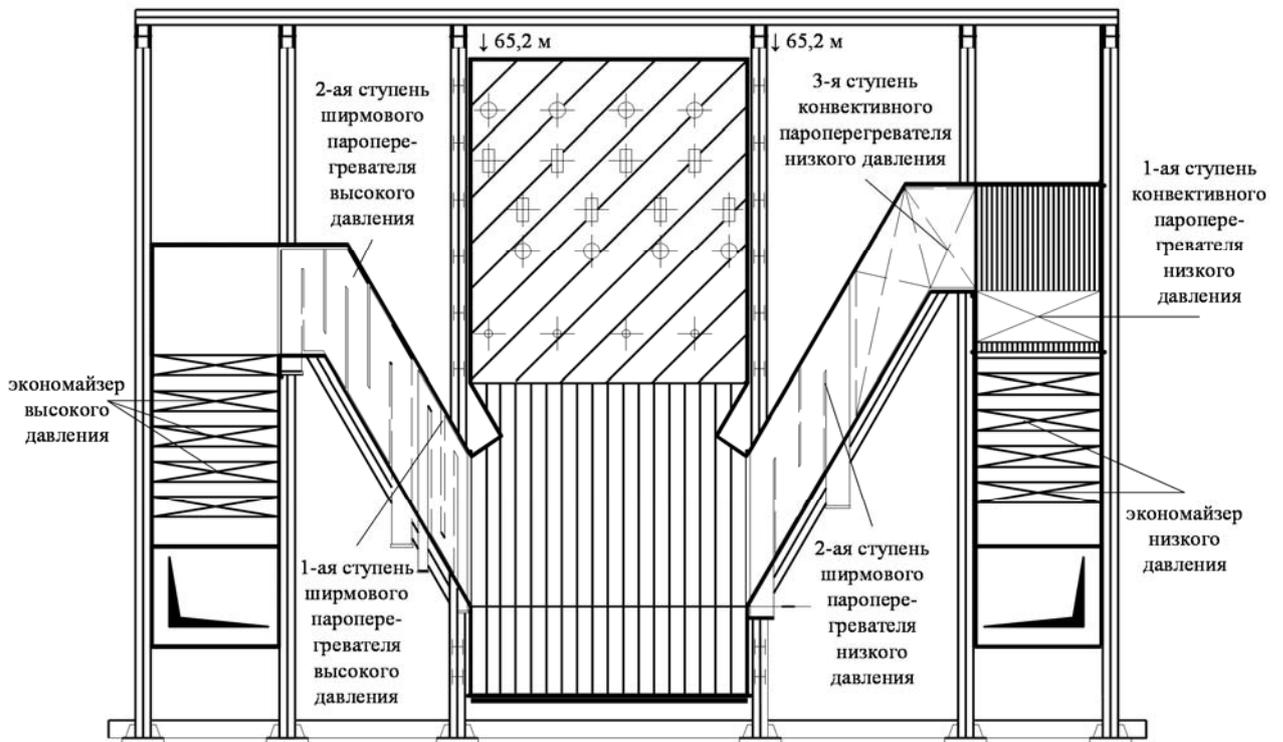


Рисунок 1.22 – Разрез котла M-образной компоновки на ультрасверхкритические параметры пара

Для решения данной проблемы китайскими специалистами совместно с компанией Siemens разработан проект разноуровневой паротурбинной установки для энергоблока мощностью 1350 МВт [43, 108] (рисунок 1.23).

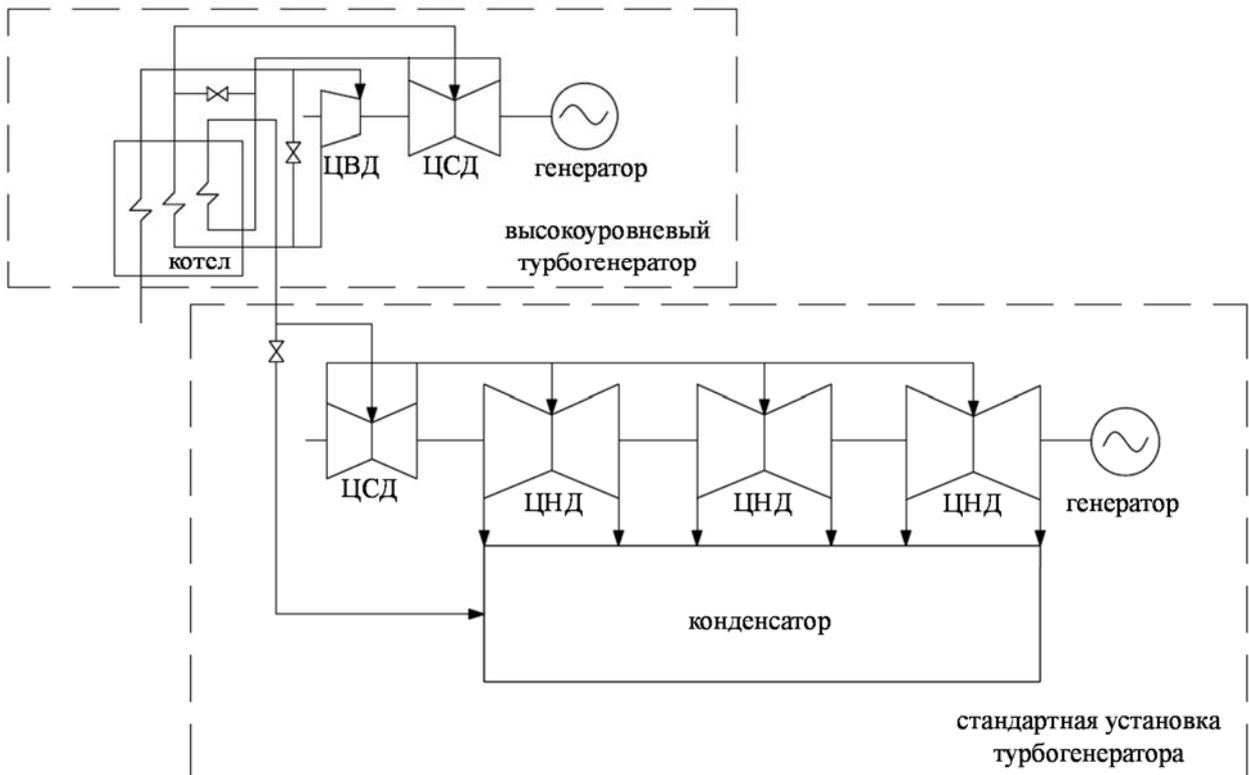


Рисунок 1.23 – Схема паропроводной обвязки и размещения цилиндров давления ПТУ

Паровая турбина проектируется на следующие параметры:

- рабочий расход пара – 3229 т/ч;
- максимальный расход пара – 3416 т/ч;
- давление острого пара – 30 МПа, давление пара первого промпрегрева – 9,17 МПа, давление пара второго промпрегрева – 2,25 МПа;
- температура острого пара – 600 °С, температура пара первого промпрегрева – 600 °С, температура пара второго промпрегрева – 600 °С;
- температура охлаждающей воды – 19 °С.

В данном техническом решении предлагается ЦВД и ЦСД турбины расположить рядом с котлом, либо на котле вблизи выпускных коллекторов. При этом главный паропровод и длина системы паропроводов промпрегрева будет сведена к минимуму (рисунок 1.24). В этом случае каждая из турбоустановок комплектуется своим генератором и оборудованием.

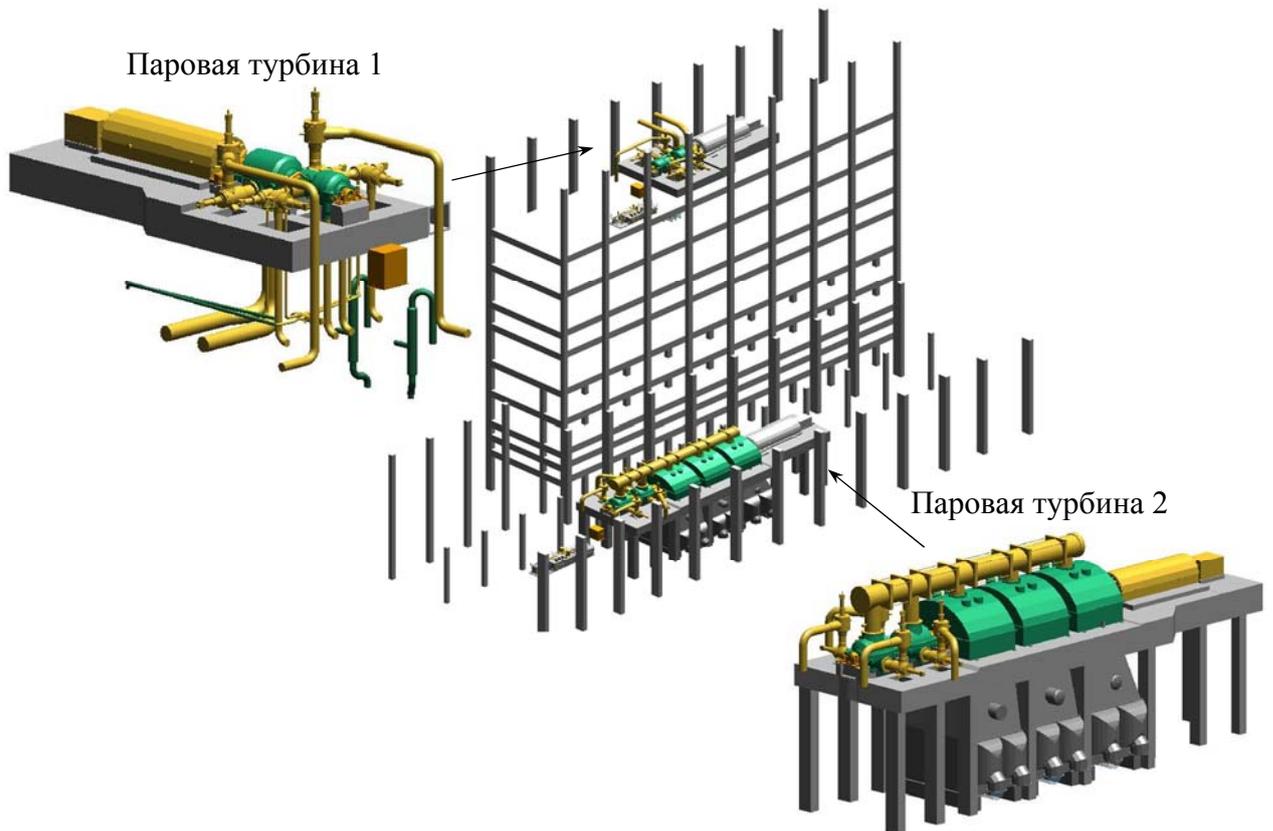


Рисунок 1.24 – Компоновка блока с двухуровневой турбиной для энергоблока электрической мощностью 1350 МВт с двойным перегревом пара

В результате такой установки значительно сокращаются участки соединительных паропроводов и, соответственно, уменьшается стоимость обвязки, сокращаются гидравлические и тепловые потери в паропроводах, растет КПД энергоблока вплоть до 52,12 %, повышается надежность работы и гибкость в отпуске электроэнергии за счет установки двух генераторов. Вместе с тем схема имеет и ряд недостатков, основными из которых являются необходимость увеличения жесткости металлоконструкций для размещения паровой турбины 1, обеспечение вибрационной надежности, установка двух генераторов, систем регулирования и смазки, сложность технического обслуживания и ремонта. Все это требует специального технико-экономического анализа на последующих стадиях реализации проекта.

В работах [109, 110] в целях сокращения длины дорогостоящих паропроводов предлагается не вносить изменения в конструкцию основного оборудования, а установить башенный котельный агрегат не на нулевой отметке, а выполнить его заглубленным таким образом, чтобы выходные пакеты пароперегревателей оказались на уровне паровой турбины (рисунок 1.25). Применение такого конструктивного решения позволило бы сократить длину паропроводов острого пара с 261 до 171 м, а паропроводов горячей нитки пара промежуточного перегрева – с 253 до 183 м.

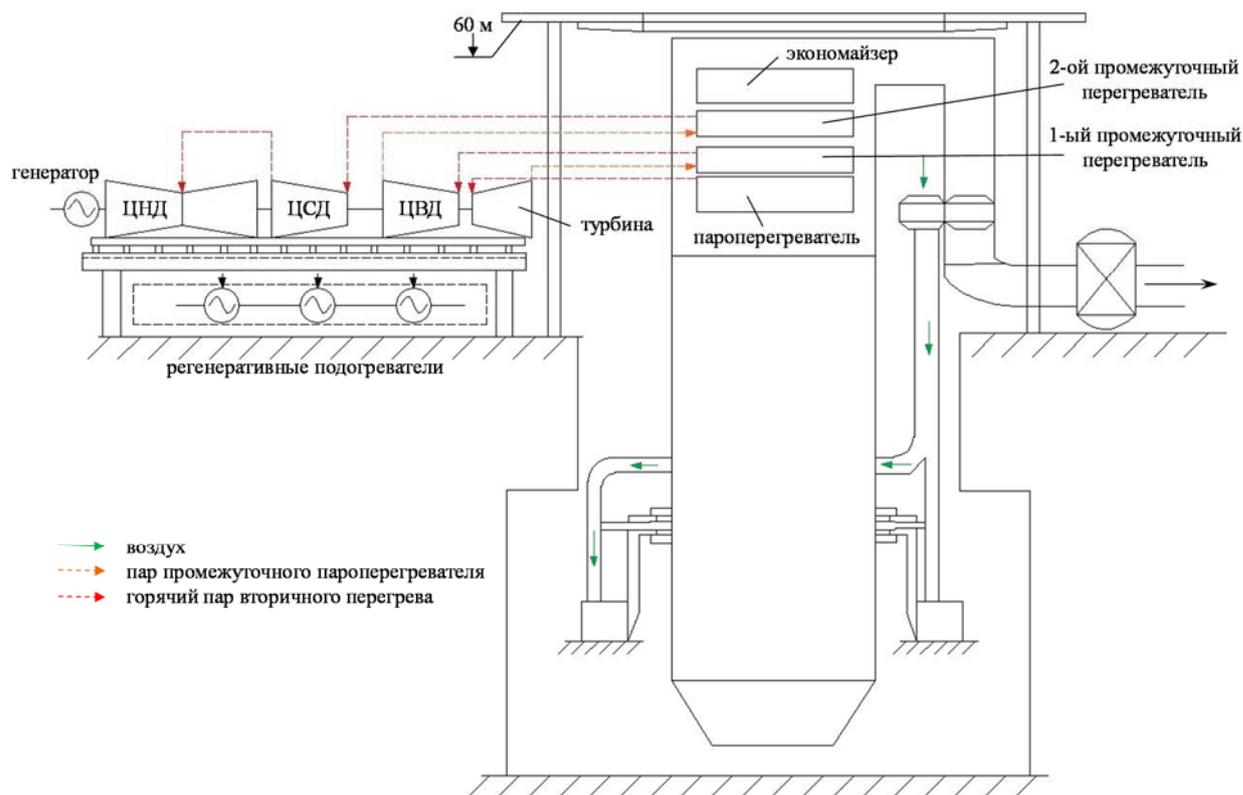


Рисунок 1.25 – Компоновка энергоблока с заглубленным котельным агрегатом

1.3.2 Пути снижения металлоемкости паровых турбин

Известно, что увеличение единичной мощности энергоблоков приводит к снижению их удельной металлоемкости, соответственно, и к уменьшению стоимости. Большую роль при этом играет паровая турбина. Зависимость между массогабаритными характеристиками и единичной мощностью турбин можно выявить на основе данных, представленных в таблице 1.8 [111, 112], анализ которых свидетельствует о сокращении удельной массы турбоустановки с 2,3 до 1,58 кг/кВт при увеличении единичной мощности с 300 до 1200 МВт (рисунок 1.26).

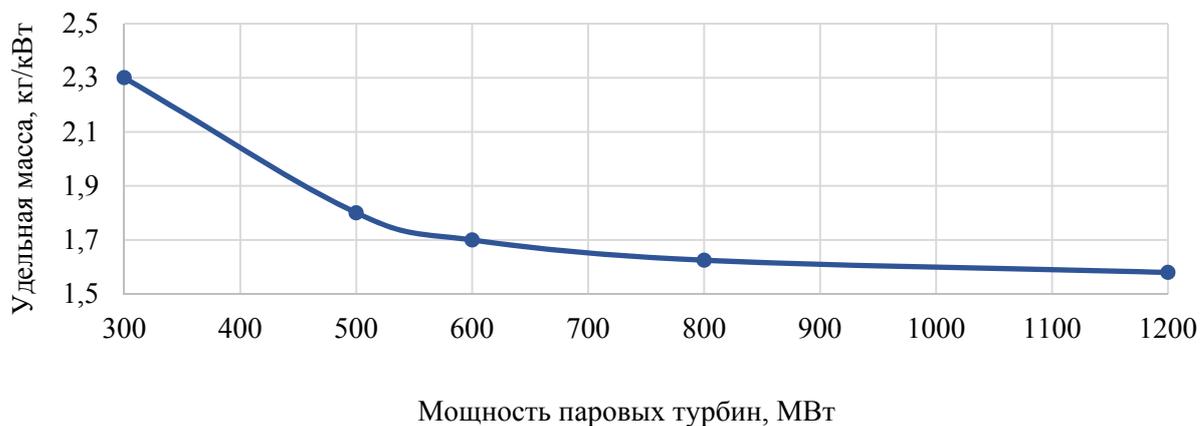


Рисунок 1.26 – Зависимость удельной массы турбоустановки от единичной мощности

Таблица 1.8 – Основные теплотехнические и конструктивные характеристики существующих паровых турбин

Показатель	К-100-90	К-130-12,8	К-165-130	К-200-130	К-225-12,8	К-255-162	К-330-240 (модерн.)	К-500-240	К-660-247	К-800-240	К-1200-240	К-1000-36	К-2000-32
Завод-изготовитель	ЛМЗ	УТЗ	ЛМЗ	ЛМЗ	ЛМЗ	ЛМЗ	ЛМЗ	ЛМЗ	ЛМЗ	ЛМЗ	ЛМЗ	проект МЭИ	проект МЭИ
Номинальная мощность, МВт	110	168	168	210	225	255	300	525	660	800	1200	1000	2000
Начальное давление пара, МПа	8,8	12,8	12,8	12,75	12,8	16,2	23,5	23,5	24,2	23,5	23,5	36	32
Начальная температура, °С	535	540	540	565	540	540	540	540	537	540	540	710	760
Давление промежуточного перегрева, МПа	нет	2,73	2,73	2,31	2,4	3,5	3,66	3,8	4,2	3,34	3,5	7,2	5,5
Температура промежуточного перегрева, °С	нет	540	540	565	540	543	540	540	565	540	540	720	760
Расчетный вакуум в конденсаторе, кПа	3,43			3,46			3,43	3,46	3,16	3,43	3,58	3,53	4,0
Число регенеративных отборов пара	8	8	7	7	7	7	8	8	8	9	9	10	9
Расход пара, кг/с	111	108,3	133,3	165	150	194,4	291,3	458,3	562	680,5	1016,6	692,5	1312,5
Число цилиндров и потоков	1×1 + 1×2	1×1 + 1×1	1×1 + 1×2	1×1 + 1×1 + 1×2	1×1 + 1×1 + 1×2	1×1 + 1×1 + 1×2	1×1 + 1×1 + 1×3	1×1 + 1×2 + 2×2	1×1 + 1×2 + 2×2	1×1 + 1×2 + 3×2	1×1 + 1×2 + 3×2	1×1 + 1×2 + 2×2	1×1 + 1×2 + 3×2
КПД установки, %	39,6			44,8			46,7	45,2		46,7	47,1	53	52,6
Удельная масса турбины, кг/кВт	2,7			2,66			2,3	1,8	1,7	1,625	1,58	≈ 1,2	≈ 1,15
Длина последней лопатки, мм	665	660	960	765	960	1200	960	960	1000	960	1200	1200	1200

Снижение удельной массы турбоустановки означает снижение удельных капитальных затрат на создание энергетического оборудования, что делает создание мощных паротурбинных энергоблоков с экономической точки зрения более целесообразным. Эффект снижения удельной массы объясняется унификацией наиболее металлоемких частей турбин, а также более низкой скоростью увеличения линейных размеров оборудования с ростом мощности. Рост единичной мощности паровых турбин ограничивается количеством выхлопов пара и пропускной способностью одного выхлопа. Предельным на данный момент количеством выхлопов является 6-8 в зависимости от компоновки турбоагрегата, что определяет максимальную длину валопровода. При этом предельная площадь выхлопа лимитируется максимальной длиной рабочей лопатки последней ступени, которая в настоящий момент для быстроходных турбин отечественного производства составляет 1200 мм, что обеспечивает площадь выхлопа, равную 11,3 м².

Пропускная способность единичного выхлопа цилиндра низкого давления определяется соотношением (1.1) [113]:

$$G_k = \frac{C_{az} \cdot F_z}{V_z} = \frac{M_{az}^* \cdot a_z \cdot F_z}{V_z}, \quad (1.1)$$

где G_k – массовый расход, кг/с;

C_{az} – осевая составляющая скорости за последней ступенью ЦНД, м/с;

V_z – удельный объем на выхлопе ЦНД, м³/кг;

M_{az} – число Маха;

a_z – местная скорость звука, м/с;

F_z – площадь выхлопа, м².

Число цилиндров низкого давления для мощных существующих паровых турбин по критериям вибрационной надежности валопроводов в настоящий момент достигло предельных значений и равно трем в турбинах перегретого пара ТЭС и четырем – во влажнопаровых турбинах АЭС [114, 115]. Увеличение числа ЦНД сверх этого значения приведет к необходимости создания двухвальных паровых турбин, что крайне нежелательно из-за высокой металлоемкости получаемых агрегатов.

В историческом плане проблема повышения пропускной способности однопоточных ЦНД появилась еще 100 лет назад, когда паровые турбины стали широко использоваться для выработки электроэнергии и возникла практическая потребность в агрегатах большой мощности. Поскольку технологические возможности и прочностные характеристики сталей и сплавов в указанный период времени не позволяли решить проблему увеличения пропуска пара через последние ступени конденсационных турбин традиционной конструкции, то в начале 20 в. были запатентованы различные конструктивные решения, не потерявшие своей актуальности и сего-

дня.

В 1917 г. К. Бауманом была предложена двухъярусная ступень и на ее базе цилиндр низкого давления [116], конструкция которого позволяет увеличить суммарный пропуск пара через цилиндр на 50 %, обеспечивая тем самым значительное увеличение единичной мощности турбины. Это решение нашло широкое применение в турбине К-200-130, однако, как показал опыт эксплуатации, применение предлагаемой конструкции приводит к существенному снижению экономичности. В результате, после того как была решена проблема с обеспечением надежности лопаток высотой более 960 мм, от использования ступени Баумана отказались.

Вследствие низкого уровня экономичности и надежности конструктивное решение со ступенью Баумана стало промежуточным шагом в повышении предельной мощности паровых турбин. Стремительное развитие металлургии и повышение качества используемых сталей и сплавов в середине 20 в. позволило отказаться от применения сложных конструктивных решений и перейти к традиционному на сегодняшний день способу повышения пропускной способности ЦНД – наращиванию высоты лопатки последней ступени. Большая часть ныне существующего быстроходного паротурбинного оборудования из мощностного ряда 300-800 МВт работает с лопаткой последней ступени высотой 960 мм. Стремление повысить мощность, а значит и пропускную способность, не сооружая дополнительных цилиндров, привело к созданию лопатки длиной 1200 мм. Дальнейшим шагом является переход на лопатки длиной 1300-1500 мм. Проблемам разработки лопаток большой длины посвящены работы [117-122], где отмечается целый ряд технических сложностей, связанных с обеспечением необходимой прочности и аэродинамической эффективности ступеней, выполненных на базе таких лопаток, что вновь возродило интерес к цилиндрам низкого давления с полуторным выхлопом пара [123-130]. Одним из перспективных направлений реализации концепции двухъярусного выхлопа является применение двухъярусных ступеней во всей проточной части цилиндра низкого давления, в развитии которой значительных успехов достигла научная группа НИУ «МЭИ» под руководством профессора Зарянкина А.Е. [131-137].

1.3.3 Применение водородно-кислородных камер сгорания для перегрева пара

Значительная часть удорожания энергоблока с ультрасверхкритическими параметрами пара связана с применением в котельном агрегате поверхностей нагрева, изготовленных из дорогостоящих жаропрочных сталей и сплавов. Кроме всего прочего, материалов, способных надежно работать длительное время в условиях высоких температур и давлений, пока не производится в необходимых объемах не только отечественной промышленностью, но и за рубежом. В связи с этим перспективным способом осуществления перегрева пара представляется внешний по от-

ношению котельному агрегату перегрев в водородных камерах сгорания. Реализация такого решения позволит не только применить в котельном агрегате освоенные марки материалов, но и сохранить традиционную компоновку оборудования, избежав при этом большого расхода жаропрочных материалов на изготовление высокотемпературных паропроводов в случае размещения водородных камер сгорания в непосредственной близости от паровой турбины.

Преимуществом водородного перегрева является его экологическая чистота, поскольку основным продуктом сгорания водорода является водяной пар. Указанный факт предоставляет этому виду топлива не только экологическое преимущество, но и в случае сжигания его с кислородом позволяет использовать продукты сгорания (водяной пар) для выработки электроэнергии, направив их в паровую турбину. Кроме того, при таком способе получения водяного пара его максимальная температура не ограничивается жаропрочностью используемых материалов, как это происходит в паровых котлах, что позволяет существенно увеличить начальную температуру пара на входе в паровую турбину и тем самым достигнуть высокого КПД энергоустановки.

В литературе рассматривается два вида энергоустановок, использующих водородное топливо:

- 1) гибридные энергоблоки, в которых парообразование происходит в парогенераторах, использующих теплоту сгорания органического [138, 139, 140] или ядерного топлива [141-146];
- 2) энергоустановки, использующее только водородное топливо [147-155].

Принципиальная схема гибридного энергоблока и его термодинамический цикл представлены на рисунке 1.27.

Генерация пара происходит в парогенераторе, после чего пар направляется в водородный пароперегреватель (ВПП), где происходит сжигание водорода с кислородом при стехиометрическом составе смеси, после чего продукты сгорания (высокотемпературный водяной пар) смешиваются с основным паровым потоком, идущим от парогенератора. После перегрева в ВПП высокотемпературный пар подается на турбину. В указанной установке производство водорода и кислорода осуществляется методом электролиза воды, после чего газы сжимаются в компрессорах и закачиваются в емкости хранения, из которых и поступают к ВПП в необходимом количестве. Дополнительная работа, совершаемая рабочим телом в цикле, представленном в $T-S$ координатах, показана заштрихованной областью Д. Процессы расширения пара в турбине без водородного перегрева пара и в случае его применения показаны на $h-S$ диаграмме.

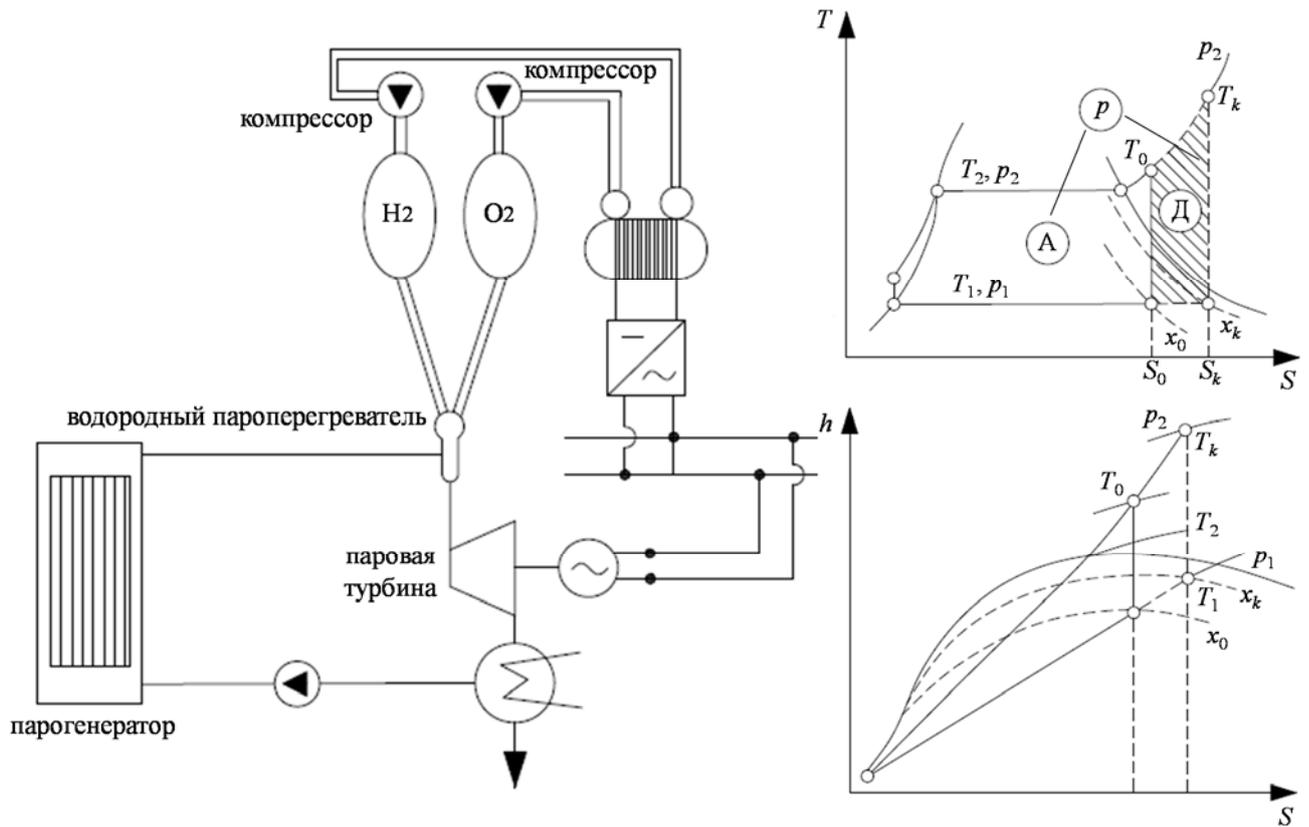


Рисунок 1.27 – Принципиальная схема и термодинамический цикл паротурбинной установки с водородным перегревом пара

На рисунке 1.28 представлены принципиально возможные варианты применения водородного перегрева пара на атомных электростанциях, предусматривающие перегрев насыщенного пара, генерируемого в ядерной паропроизводящей установке (ЯППУ), в водородно-кислородных пароперегревателях.

Водородный перегрев пара в данном случае предполагается применять в периоды прохождения пиков нагрузки в энергосистеме. В случае использования схемы, представленной на рисунке 1.28 а, увеличение мощности и покрытие электрической нагрузки предполагается производить за счет перегрузочной способности базовых паротурбинных АЭС путем регулируемого подогрева насыщенного пара до необходимой температуры перегрева. По данным расчета коэффициент полезного использования водорода в указанной схеме в случае перегрева пара до 565 °С достигает 65 %.

В схемах, представленных на рисунке 1.28 б и рисунке 1.28 в, полученный в ВПП перегретый пар направляется в сателлитные турбины, параллельно подключенные к основной турбине. При всех нагрузках тепловая мощность реактора и расход пара поддерживаются постоянными, поэтому открытие дроссельных клапанов, установленных на линии подачи пара в основную и сателлитную турбины, приводит к изменению расхода пара через проточную часть, а значит и к изменению общей мощности турбоагрегатов. Увеличение расхода пара через сателлитную тур-

бину при одновременном снижении его через основную турбину сопровождается ростом общей мощности энергоустановки, благодаря чему становятся возможными плавное регулирование мощности и покрытие графика электрической нагрузки.

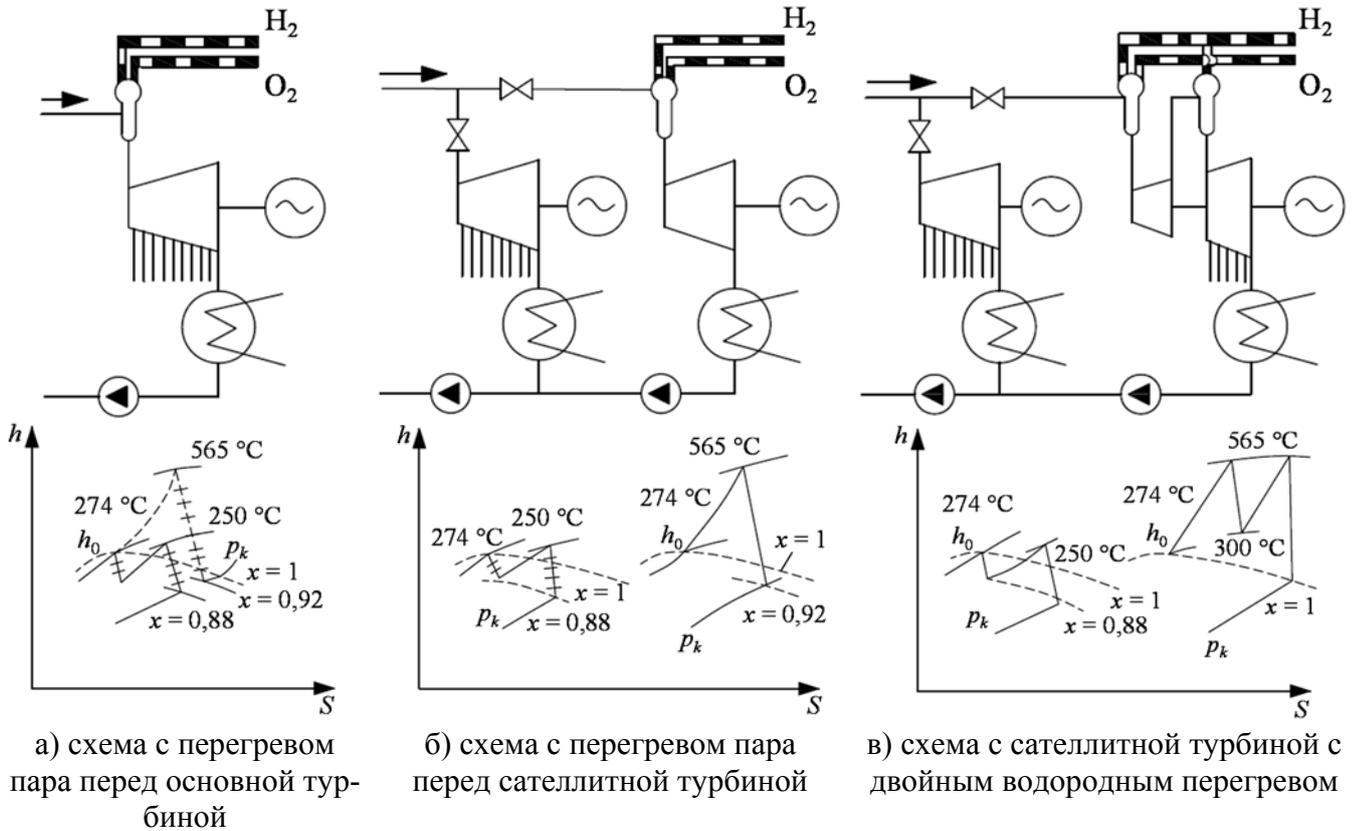


Рисунок 1.28 – Схемы перегрева насыщенного пара в паротурбинных установках АЭС и процессы расширения пара в турбинах

Повышение температуры пара перед сателлитной турбиной до $565\text{ }^{\circ}\text{C}$ позволяет при расходе пара, равном $0,5$ полного расхода, развить максимальную мощность. При этом согласно расчетам коэффициент полезного использования водорода составляет около 70% . Применение же в сателлитной турбине промежуточного перегрева пара до той же температуры позволяет достигнуть КПД использования водорода 75% .

В работах [144, 156-160] рассматриваются вопросы использования водорода в качестве аккумулятора энергии на атомных электростанциях. Предлагается осуществлять производство водорода методом электролиза в периоды провала электрической нагрузки с последующим хранением его в емкостях под давлением, а в периоды максимума потребления электроэнергии в энергосистеме вырабатывать электроэнергию путем повышения начальной температуры пара перед турбиной АЭС за счет теплоты сгорания водорода, увеличивая тем самым вырабатываемую мощность. Принципиальная тепловая схема интеграции АЭС с водородным энергетическим комплексом представлена на рисунке 1.29.

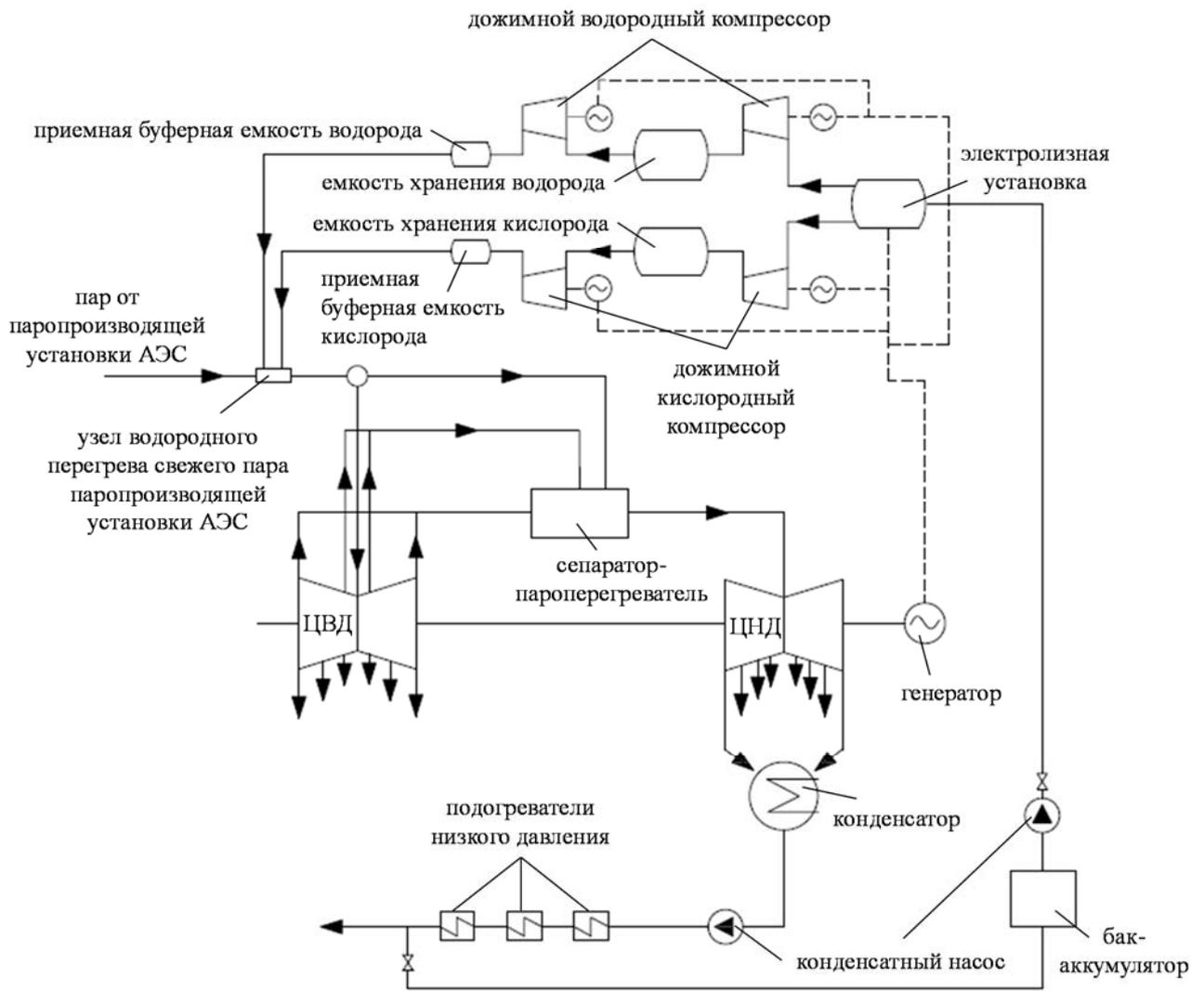


Рисунок 1.29 – Принципиальная схема интеграции АЭС с водородным энергетическим комплексом

Использование водородных энергетических комплексов на паротурбинных влажно-паровых АЭС для увеличения температуры рабочего тела приводит к повышению их эффективности. Эффективность использования водородного топлива в цикле АЭС (эффективность выработки пиковой электроэнергии в цикле АЭС) может составить 71,9-80,6 %; эффективность использования «провальной» электроэнергии – 38,9-43,6 %. При этом прирост абсолютного электрического КПД брутто энергоблока АЭС может достигать 0,9-7,3 %; прирост абсолютного электрического КПД нетто энергоблока АЭС – 0,7-7,0 %.

В работах [147, 161-168] рассматриваются вопросы применения водородных пароперегревателей в составе гибридных энергетических комплексов с целью повышения начальной температуры пара на входе в турбину уже до 1500 °С. В ходе проведения исследований рассматриваются различные варианты реализации термодинамического цикла гибридных энергоустановок в части организации перегрева пара. Проведены исследования схем без промежуточного перегре-

ва, а также схем с одним, двумя и тремя перегревами пара при различных уровнях перегрева. Один из вариантов исследованных схем и соответствующий цикл в $T-S$ координатах представлены на рисунке 1.30. Температура пара на выходе из котельной установки, работающей на органическом топливе, в рассматриваемом варианте составляет $600\text{ }^{\circ}\text{C}$, а дальнейший перегрев осуществляется в водородно-кислородной камере сгорания, где температура повышается до $750\text{--}1500\text{ }^{\circ}\text{C}$.

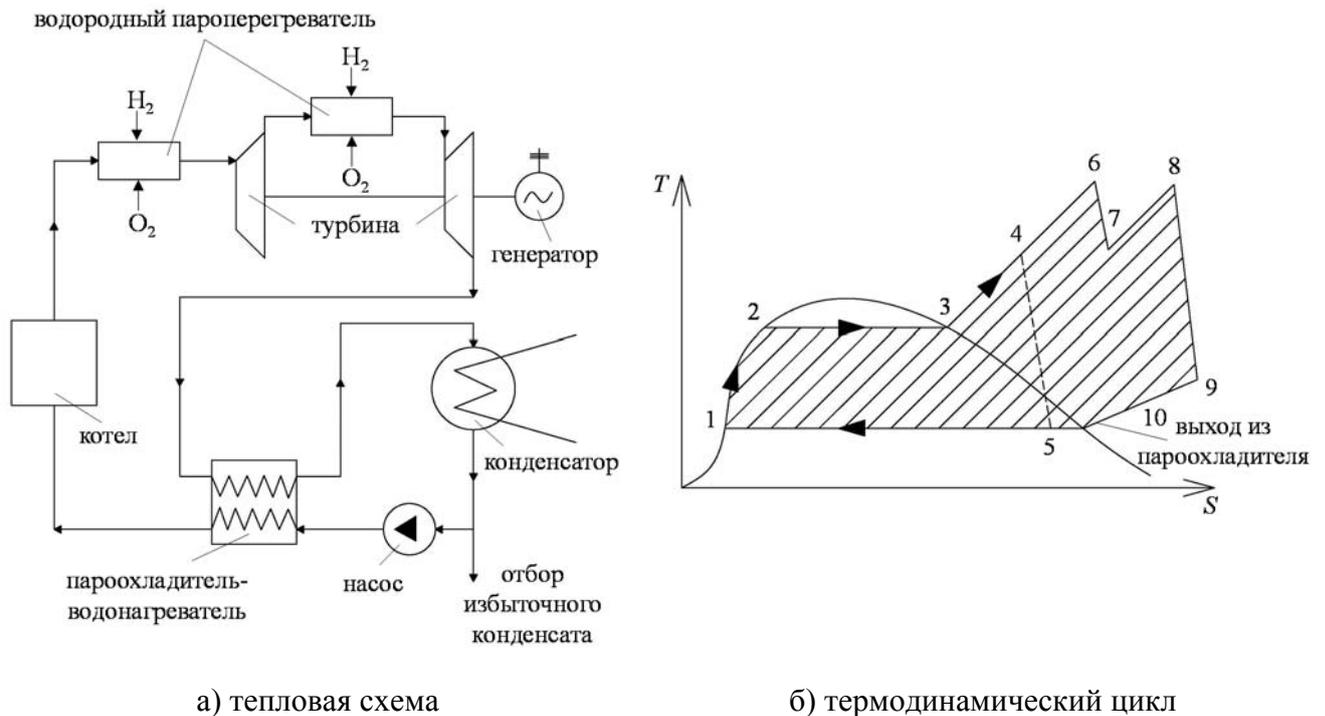


Рисунок 1.30 – Гибридная энергоустановка с водородным перегревом пара

В результате проведенных исследований установлено, что применение двукратного промежуточного перегрева пара до $1500\text{ }^{\circ}\text{C}$ обеспечивает повышение тепловой экономичности с 42 до 63,6 %, что почти более чем на 3 % превосходит лучшие образцы парогазовых установок с аналогичным уровнем начальной температуры рабочего тела. Стоит отметить высокий достигнутый эффект в повышении экономичности, несмотря на значительное упрощение в указанных работах тепловых схем гибридных энергоустановок в части организации системы регенеративного подогрева питательной воды. Существенным способом дальнейшего повышения экономичности при сохранении уровня начальной температуры является применение развитой системы регенерации тепла, что нашло отражение в последующих работах авторов и защищено рядом патентов [169, 170].

В работах [138, 161, 162] также изложены предложения в части практической реализации высокотемпературных паротурбинных энергоустановок. В частности, разработаны обоснован-

ные научно-технические предложения по формированию конструктивно-компоновочных схем паровых турбин мощностью до 25 МВт.

В работах [139, 140, 171] исследуются вопросы альтернативного водородному перегреву способу повышения параметров пара, заключающемуся в использовании в качестве топлива не водорода, а природного газа. В работе [139] предложена тепловая схема газопаротурбинной установки, исследования которой показали, что перегрев пара до 1250 °С при давлении 30 МПа при последующем промежуточном перегреве до 1500 °С обеспечит достижение КПД энергоблока 54,4 %. При этом тепловая эффективность высокотемпературной надстройки составит 64,1 %. Конструкция высокотемпературной газопаровой турбины мощностью 300 МВт представлена на рисунке 1.31.

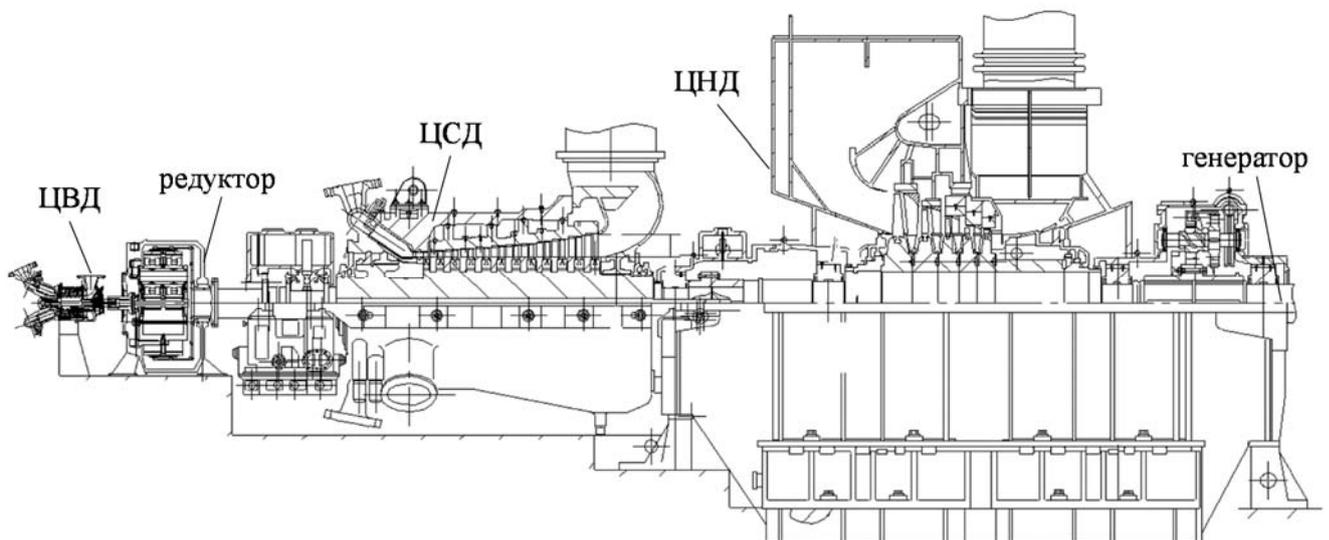


Рисунок 1.31 – Высокотемпературная газопаровая турбина мощностью 300 МВт

Кроме использования водородного топлива в гибридных энергоустановках существуют и предложения по созданию автономных энергоблоков, работающих только на водородном топливе.

На рисунке 1.32 изображена тепловая схема турбоустановки с противодавлением, производящей как электроэнергию, так и тепло, работающей только на водородном топливе.

Многokратный промежуточный перегрев пара повышает тепловую экономичность паротурбинных установок. Для осуществления процесса, изображенного на рисунке 1.32 б, необходимо паровой поток неоднократно выводить из турбины и после восстановления его температуры вновь вводить в турбину. Такой многократный процесс промежуточного перегрева пара на обычных ТЭС и АЭС практически недостижим из-за неизбежно больших потерь давления и значительных капитальных вложений. Совмещение камеры водородно-кислородной камеры сгорания и промежуточного пароперегревателя смешивающего типа позволяет расположить

перегреватель непосредственно на турбине. Это не только минимизирует потери давления пара при переходе его из одной части турбины в другую, но и предельно упрощает конструкцию энергетической установки с многократным промежуточным перегревом пара.

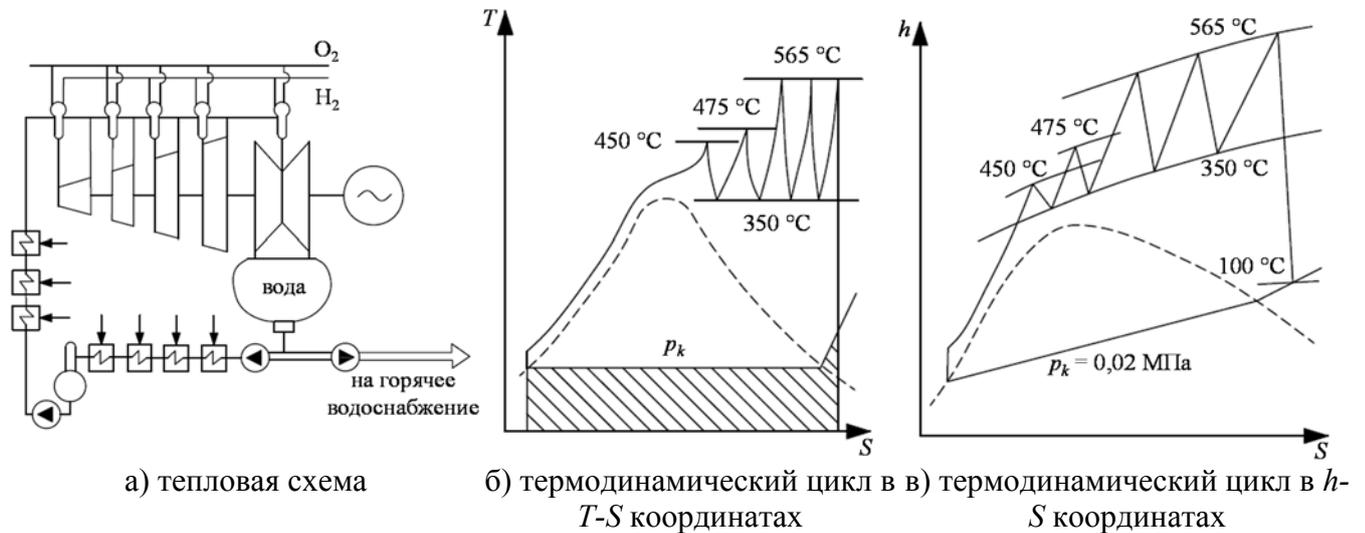


Рисунок 1.32 – Тепловая схема ПТУ и ее термодинамический цикл

Как уже было отмечено, сжигание водорода в кислородной среде позволяет создать паротурбинную установку с начальной температурой пара, близкой или даже превышающей начальную температуру, достигнутую на данный момент в газотурбостроении и составляющую 1400-1700 °C [147-155]. Рассмотрим эти высокотемпературные установки на примере водородных энергоблоков, разрабатываемых в рамках программы World Energy Network (WE-NET). В рамках указанной программы разработаны два варианта водородного энергоблока – на ближайшую и на дальнюю перспективу, отличающиеся в основном начальной температурой пара перед цилиндрами высокого давления. Тепловые схемы указанных энергоустановок представлены на рисунке 1.33 и рисунке 1.34.

Проектирование установок на ближайшую перспективу предполагает адаптацию существующих технологий с некоторым незначительным их усовершенствованием. Создание перспективных водородных энергоустановок предполагает использование технологий, требующих всестороннего развития. Основываясь на этих предположениях, были выбраны следующие характеристики водородных энергоблоков: одноступенчатый перегрев пара; регенеративный теплообменник-парогенератор, производящий пар сверхкритических параметров, который работает при атмосферном давлении; в турбоустановке ближайшей перспективы начальная температура пара не должна превышать 900 °C, а давление – 200-300 бар; в турбоустановке долгосрочной перспективы начальная температура должна достигать 1600 °C при давлении на входе в

турбину 200-300 бар; температура пара после промежуточного перегрева в обоих вариантах должна быть равна 1600 °С, а давление должно находиться в диапазоне от 17 до 25 бар.

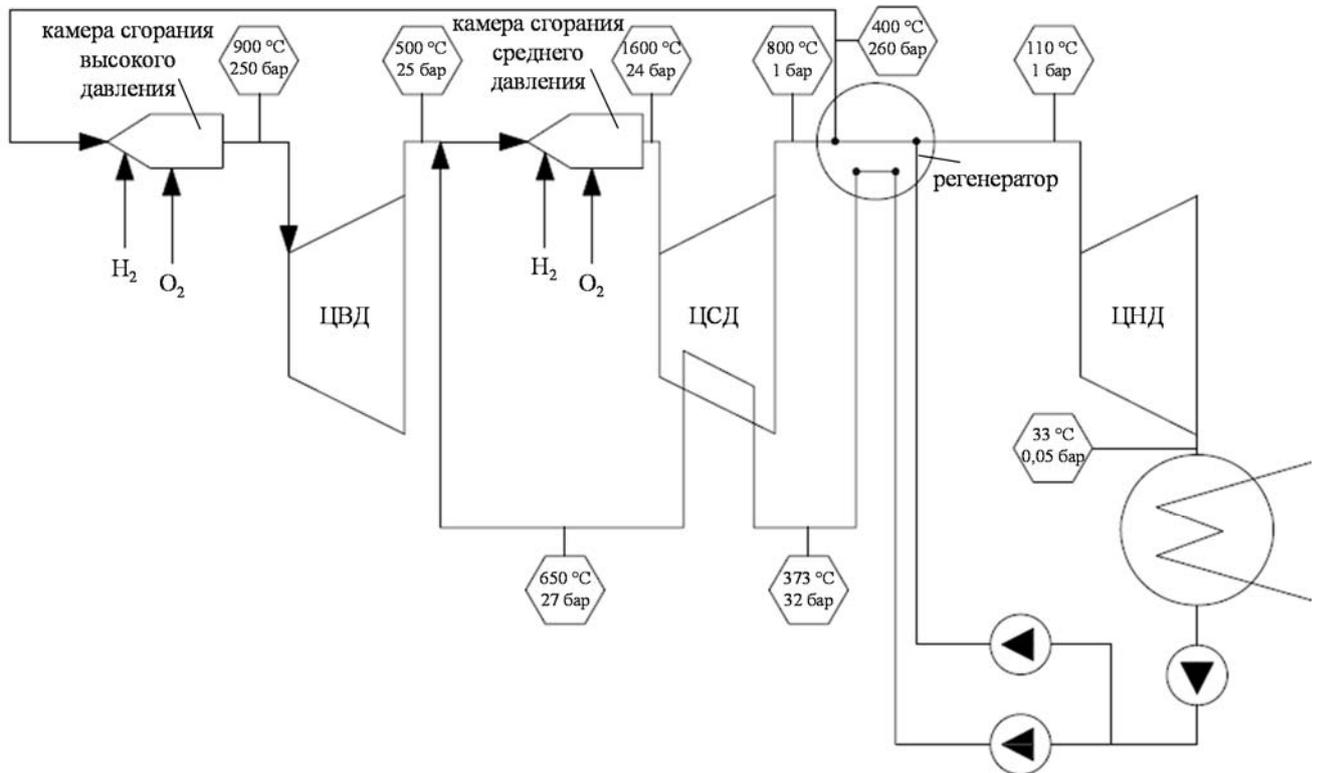


Рисунок 1.33 – Тепловая схема водородного энергоблока (ближайшая перспектива)

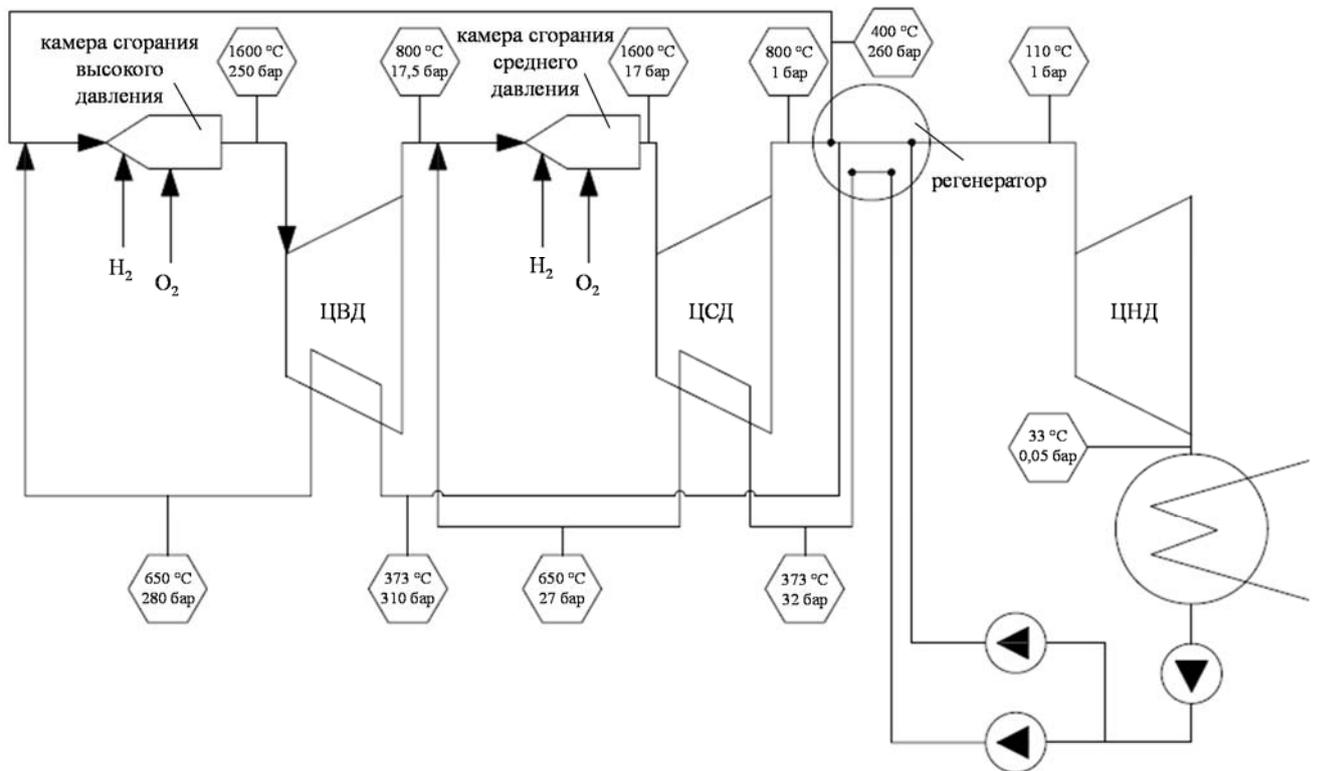


Рисунок 1.34 – Тепловая схема водородного энергоблока (долгосрочная перспектива)

Процесс генерации пара в обеих рассматриваемых турбоустановках происходит в регенеративном парогенераторе, в который питательная вода подается двумя питательными насосами – низкого и высокого давления. Пар высокого давления на выходе из парогенератора имеет температуру $600\text{ }^{\circ}\text{C}$ и давление 260 бар . С указанными параметрами пар поступает в водородную камеру сгорания высокого давления, куда также подаются водород и кислород в стехиометрическом соотношении. Пар на выходе из камеры сгорания имеет температуру $900\text{ }^{\circ}\text{C}$ при давлении 250 бар . С этими параметрами он поступает в неохлаждаемый цилиндр высокого давления, на выходе из которого имеет температуру $500\text{ }^{\circ}\text{C}$ при давлении 25 бар . Перед подачей в водородную камеру сгорания среднего давления основной поток пара из ЦВД смешивается с паром, охлаждающим цилиндр среднего давления, имеющим температуру $650\text{ }^{\circ}\text{C}$. На вход в цилиндр среднего давления пар поступает с температурой $1600\text{ }^{\circ}\text{C}$ при давлении 24 бара . Расширение пара в ЦСД происходит до атмосферного давления и температуры $840\text{ }^{\circ}\text{C}$. С указанными параметрами он поступает в регенеративный парогенератор, где за счет отбора от него теплоты происходит генерация пара. После парогенератора пар с температурой $110\text{ }^{\circ}\text{C}$ при давлении 1 бар поступает в цилиндр низкого давления турбины, где расширяется до давления $0,05\text{ бар}$ и при этом давлении поступает в конденсатор. Отличие турбоустановки долгосрочной перспективы, схема которой представлена на рисунке 1.34, состоит в более высокой начальной температуре пара, что вынуждает выполнить цилиндр высокого давления с паровым охлаждением. Расчетный КПД энергоблока с начальной температурой пара $900\text{ }^{\circ}\text{C}$ составляет 73% , а с начальной температурой $1600\text{ }^{\circ}\text{C}$ – $75,6\%$

Компоновка оборудования водородного энергоблока представлена на рисунке 1.35.

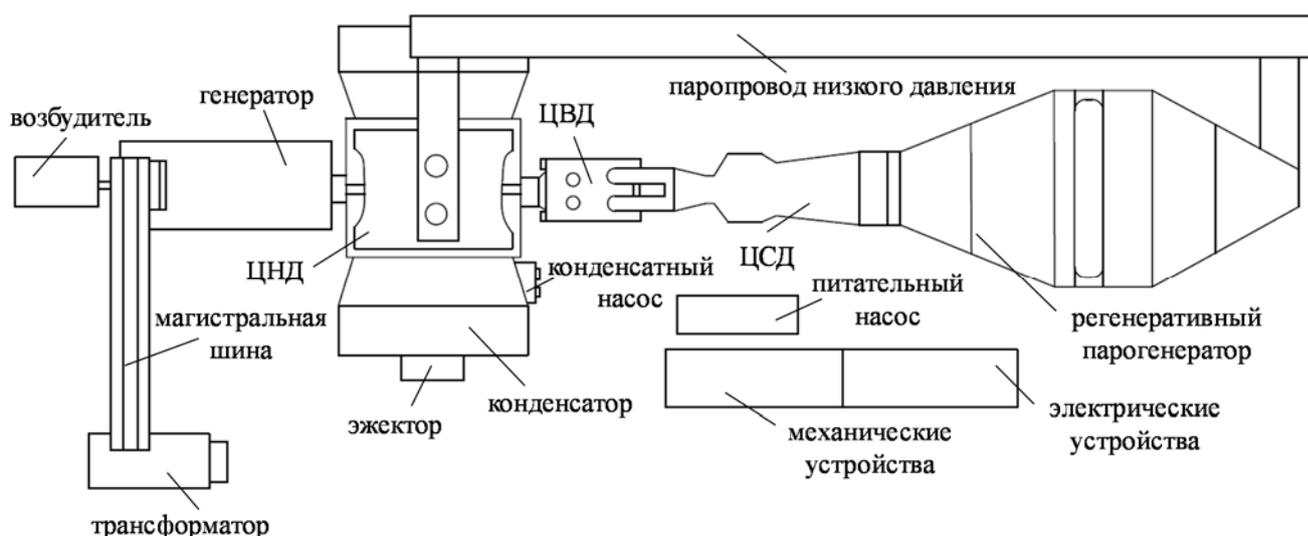


Рисунок 1.35 – Компоновка оборудования водородного энергоблока

Принципиально новым и одним из ключевых узлов водородной энергоустановки является водородная камера сгорания (ВКС) или водородно-кислородный парогенератор (ВКПГ).

В турбоустановках программы WE-NET планируется применять водородные камеры сгорания, предназначенные только для перегрева пара, генерируемого в отдельном от камеры сгорания агрегате – регенеративном парогенераторе. В ВКС топливо – водород – предварительно перемешивается с балластирующим компонентом – водяным паром, после чего через завихритель поступает в зону горения, куда подается и окислитель – кислород. Жаровая труба камеры сгорания охлаждается водяным паром. Эскизный проект камер сгорания высокого и среднего давления для рассмотренной выше турбоустановки представлен на рисунке 1.36 и рисунке 1.37.

Результаты исследований и разработок в сфере создания водородно-кислородных парогенераторов, предназначенных для генерации перегретого пара из воды, представлены в работах [147, 172-176]. Конструктивная схема ВКПГ изображена на рисунке 1.38.

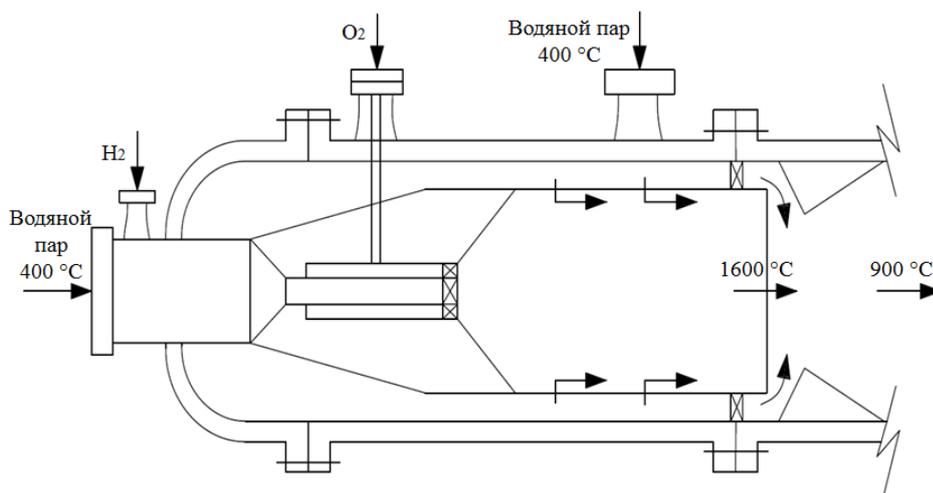


Рисунок 1.36 – Эскиз водородной камеры сгорания высокого давления

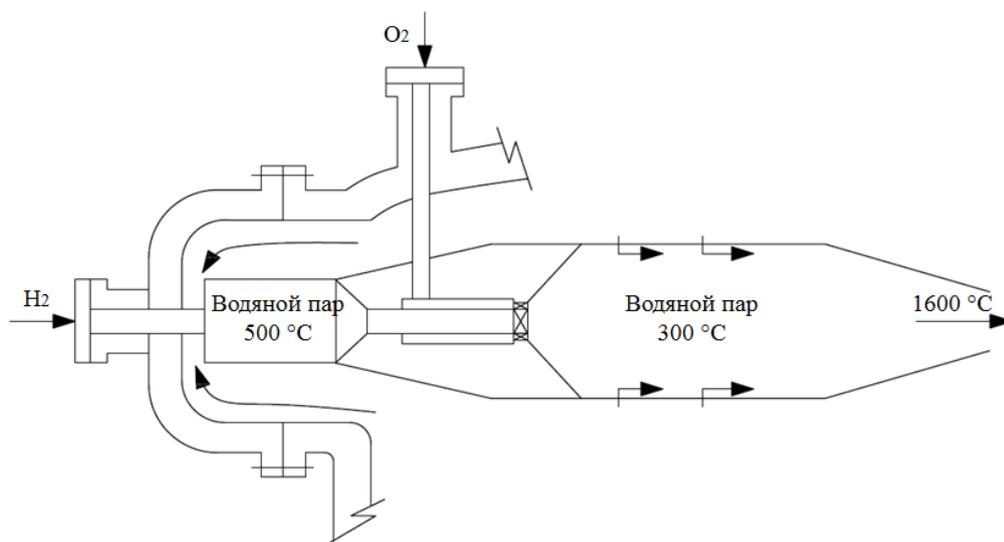


Рисунок 1.37 – Эскиз водородной камеры сгорания среднего давления

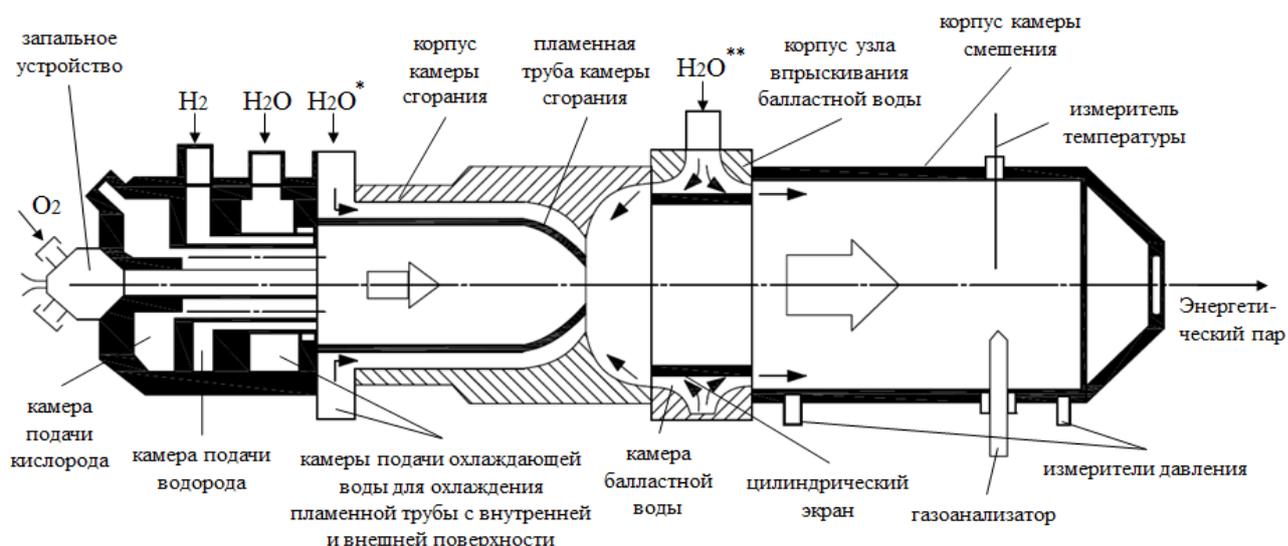


Рисунок 1.38 – Конструктивная схема водородно-кислородного парогенератора

ВКПГ состоит из трех основных узлов: смесительной головки, в центре которой помещено запальное устройство; камеры сгорания, состоящей из корпуса и помещенной в него пламенной трубы; узла впрыска балластной воды, камер испарения и смешения. Газообразный водород H_2 поступает в камеру подачи водорода и из нее – к множеству цилиндрических отверстий в огневой стенке смесительной головки, из которых направляется в зону горения внутри пламенной трубы камеры сгорания. В эту же зону из камеры подачи кислорода поступает кислород O_2 . В результате горения при стехиометрическом соотношении водорода и кислорода образуется теплоноситель при давлении 7 МПа и температуре 3327 °С. Этот теплоноситель, состоящий из паров воды, локализуется внутри пламенной трубы камеры сгорания, выполненной из специальной бронзы с высокой теплопроводностью. Изнутри и снаружи пламенная труба обтекается защитной пленкой воды H_2O и H_2O^* .

Образующийся пар не может быть использован из-за чрезмерно высокой температуры. Поэтому в него впрыскивают балластную воду H_2O^{**} . Ее расход может быть более 65 % расхода пара, причем $\frac{3}{4}$ этой воды вводят в начальное сечение камеры смешения. Вода смешивается с горячим паром, испаряется, и температура пара на выходе из камеры смешения снижается до необходимой.

Водородно-кислородные парогенераторы и камеры сгорания выгодно отличаются от традиционных огневых парогенераторов и пароперегревателей тем, что в них может быть получен теплоноситель с существенно большей температурой, поскольку нагрев пара происходит посредством смешения, а также чрезвычайно компактными размерами, высоким КПД и отсутствием выбросов загрязняющих веществ. Сравнительные характеристики ВКПГ с традиционными котельными агрегатами приведены в таблице 1.9.

Таблица 1.9 – Сравнительные характеристики традиционных и водородно-кислородных парогенераторов

Параметр	Тип парогенератора	
	Традиционный	H ₂ /O ₂ парогенератор
Топливо	Органическое	H ₂
Окислитель	Кислород воздуха	O ₂
Максимальная температура пара, °С	600-620	1000-1700
Удельная тепловая мощность камеры сгорания, МВт/м ³	0,1-1	> 10 ³
Удельный объем установки, м ³ /МВт	(2-3)×10 ²	< 10 ⁻²
Способ передачи тепла рабочему телу	Через металлическую стенку	Смешение
Температура стенки парогенератора, °С	600-850	200 – пленочное охлаждение водой; 500-1000 – охлаждение паром
КПД	0,85-0,96	0,995
Время запуска, с	> 10 ⁴	< 50
Выбросы	CO ₂ , NO _x , SO _x , сажа	Нет

1.3.4 Применение систем охлаждения в паровых турбинах

Сокращение стоимости высокотемпературных энергоблоков при переходе к суперсверхкритическим и ультрасверхкритическим параметрам пара может быть обеспечено за счет применения систем охлаждения теплонапряженных деталей, позволяющих понизить рабочую температуру металла до безопасного для эксплуатации уровня. Особую актуальность охлаждение приобретает при повышении параметров рабочего тела выше освоенного уровня рабочих температур материалов, что, как следует из проведенного анализа состояния разработок в сфере создания материалов, и происходит при увеличении температуры пара свыше 700-720 °С.

Впервые широкое применение системы охлаждения теплонапряженных деталей паровых турбин в отечественной практике нашли в турбинах энергоблоков сверхкритического давления с относительно невысокой начальной температурой пара, равной 540 °С, мощностью 300-800 МВт. Критическими элементами турбин энергоблоков указанного типа являются высокотемпературные участки роторов и корпусов цилиндров высокого и среднего давления, в которых на переходных режимах наблюдается высокий уровень термических напряжений. В процессе длительной эксплуатации турбин было обнаружено явление постепенного нарастания прогиба роторов, обусловленного существованием различия в скорости ползучести металла в разных точках сечения вала, что приводило к возрастанию вибрации. При начальных температурах пара до 550 °С оказалось возможным с помощью применения систем охлаждения снизить рабочие температуры корпуса и ротора до 300-400 °С, что не только решило проблему деформации роторов, но и позволило продлить ресурс паровых турбин в 1,5-2,5 раза сверх установленного в настоящее время паркового ресурса [177-181]. Схема охлаждения статора и ротора турбины К-300-240 ЛМЗ представлена на рисунке 1.39. Охлаждающий пар подается через специальные отверстия в статорной части и, проходя через каналы, организованные в обоймах диафрагм, и раз-

грузочные отверстия в дисках, обеспечивает заградительное охлаждение корпуса и ротора турбины.

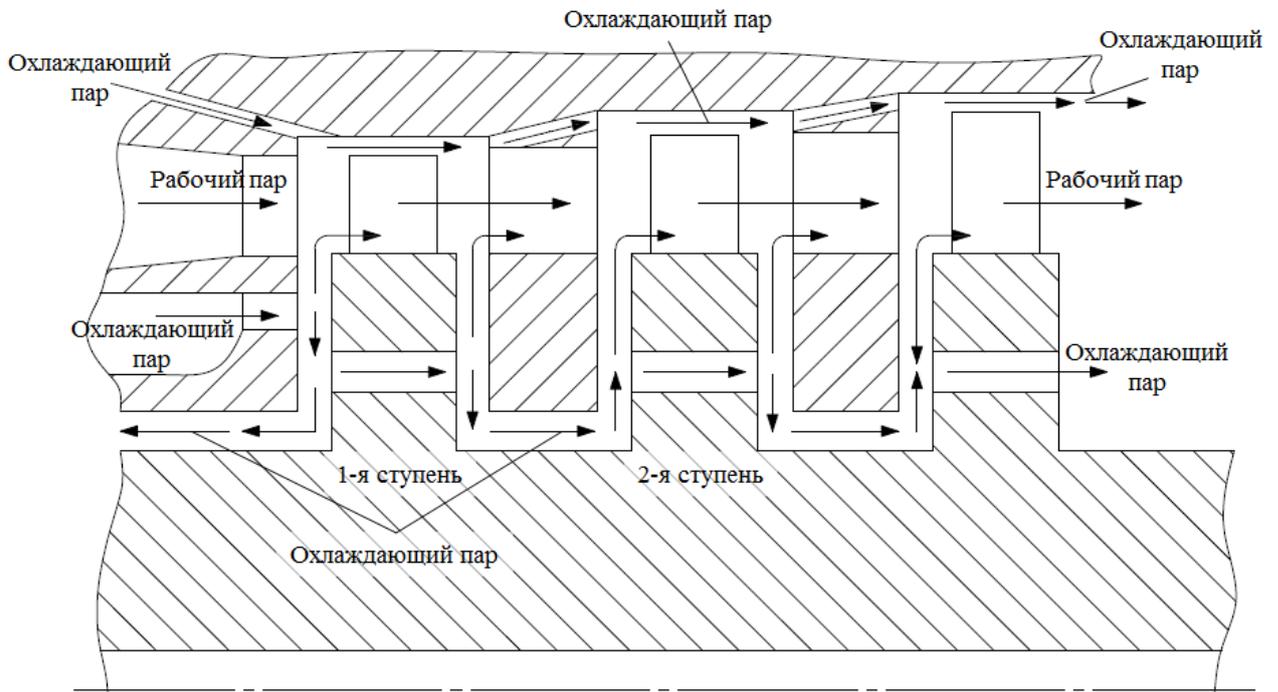


Рисунок 1.39 – Схема охлаждения статора и ротора турбины К-300-240 ЛМЗ

Аналогичным образом организовано охлаждение двухпоточных высокотемпературных цилиндров среднего давления (рисунок 1.40). Поскольку наиболее горячей зоной ротора среднего давления является его средняя часть на участке между дисками первых ступеней, расположенных симметрично относительно оси паровпуска, то для обеспечения охлаждения этой зоны и дисков первых ступеней предусмотрен отдельный подвод охлаждающего пара на центральный участок ротора и в камеры за первой ступенью каждого из потоков. Подача охлаждающего пара за первые ступени проводится через диафрагмы вторых ступеней, что обеспечивает охлаждение дисков и диафрагм.

Большое значение, определяющее надежность и экономичность работы системы охлаждения, имеет выбор источника охлаждающего пара. Если для охлаждения ЦСД наиболее рациональным является использование отборного пара из цилиндра высокого давления, то выбор источника пара для охлаждения теплонапряженных деталей ЦВД является не столь тривиальной задачей. Охлаждающий пар может быть как отобран из котельного агрегата до его перегрева до уровня начальной температуры цикла, так и специально подготовлен в теплообменных аппаратах поверхностного или смешивающего типа [177, 182].

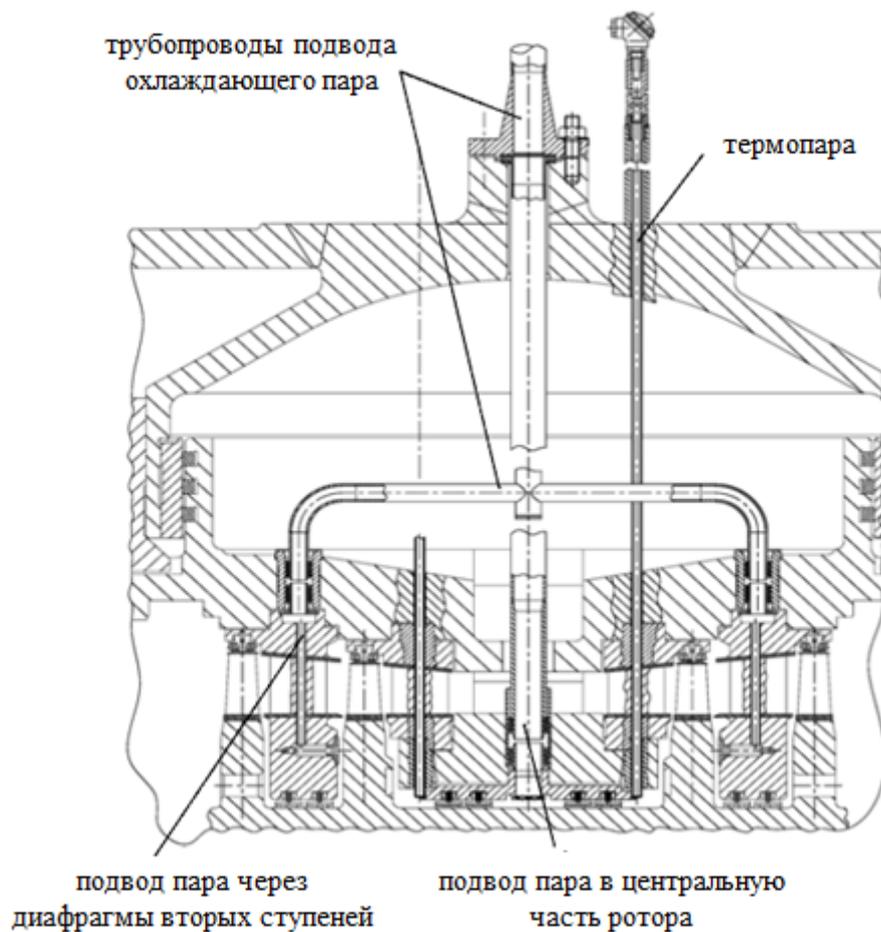


Рисунок 1.40 – Охлаждаемый участок двухпоточного цилиндра среднего давления

Одной из наиболее рациональных схем подготовки охлаждающего пара признана схема с паро-паровым теплообменником (ППТО), представленная на рисунке 1.41. Для охлаждения ЦВД используется свежий пар, отобранный за первым регулирующим клапаном и охлажденный до температуры 430 °С в паро-паровом теплообменнике. В качестве охлаждающей среды в ППТО используется пар из выхлопа ЦВД, который, охлаждая свежий пар противотоком, нагревается до температуры 435 °С и направляется в линию горячего промперегрева. Охлаждающий пар подводится к переднему концевому уплотнению и в диафрагму второй ступени ЦВД. Источником охлаждающей среды для ЦСД является пар из первого отбора ЦВД, который двумя отдельными паропроводами подводится к уплотнению и в диафрагму второй ступени ЦСД.

Полученные результаты при проведении работ по продлению ресурса путем применения охлаждения деталей корпусов и роторов паровых турбин, продемонстрировав высокую эффективность предложенных решений, нашли применение при разработке высокотемпературных цилиндров высокого и среднего давления турбин с суперсверхкритическими параметрами пара [69, 71, 183, 184].

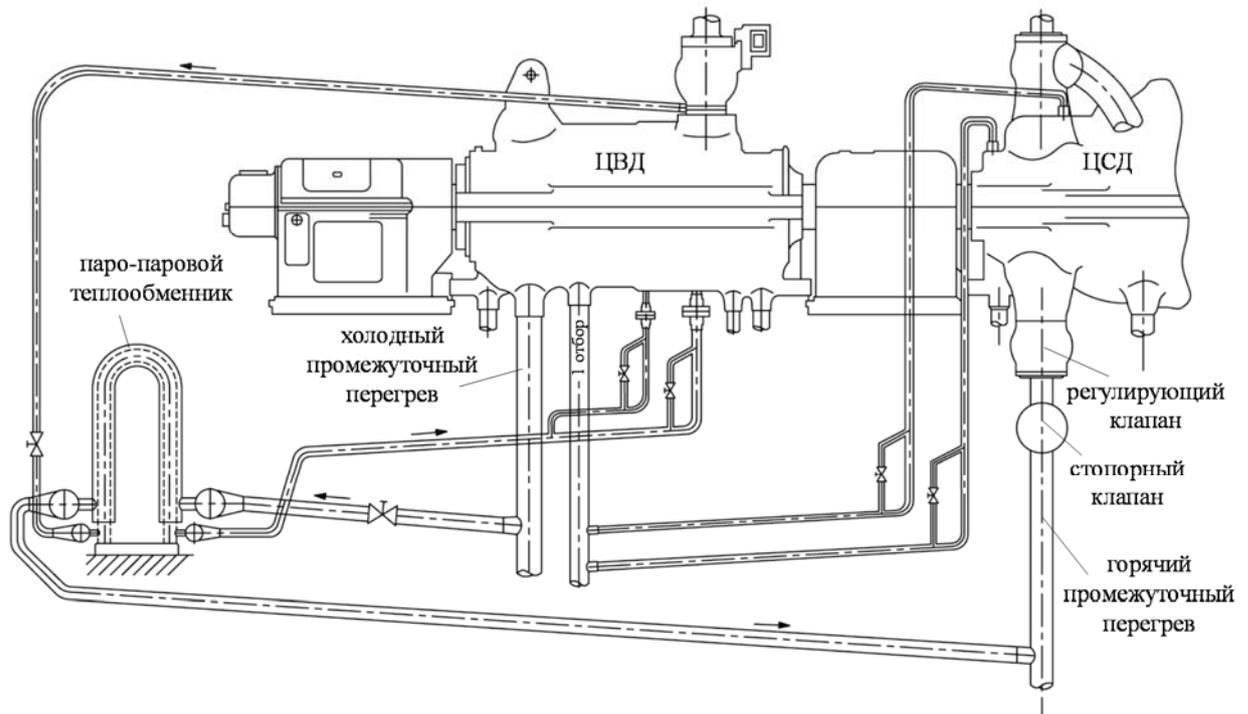
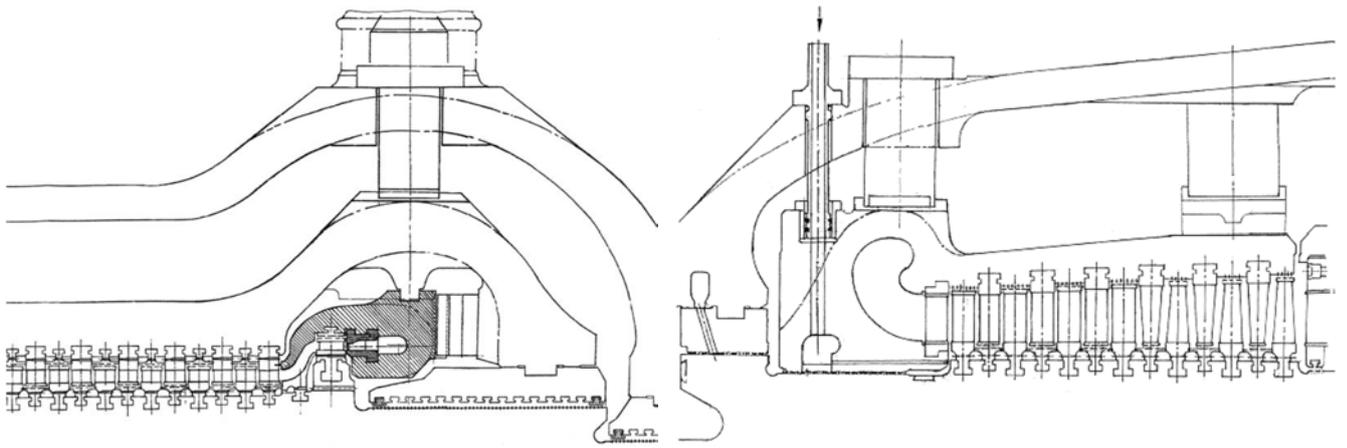


Рисунок 1.41 – Принципиальная схема системы принудительного парового охлаждения ЦВД и ЦСД

На рисунке 1.42 приведены эскизы охлаждаемых проточных частей цилиндров высокого и среднего давления турбины мощностью 350 МВт с начальными параметрами пара $p_0 = 29,5$ МПа, $t_0 = 600$ °С. Одной из основных задач применения охлаждения в данном случае являлось использование для изготовления роторов высокого и среднего давления отечественного материала 25X1M1ФА (P2MA) с максимальной допустимой рабочей температурой 540-550 °С. Применение принудительной системы охлаждения позволило обеспечить температуру металла ротора цилиндра высокого давления в области регулирующей ступени на уровне 490 °С, при этом температура металла внутреннего корпуса ЦВД не превышала 500 °С. Пар для охлаждения ЦВД отбирается из главного паропровода за регулирующим клапаном, после чего в паро-паровом теплообменнике охлаждается потоком из холодной нитки промежуточного перегрева и при температуре 480 °С поступает в систему охлаждения ЦВД.

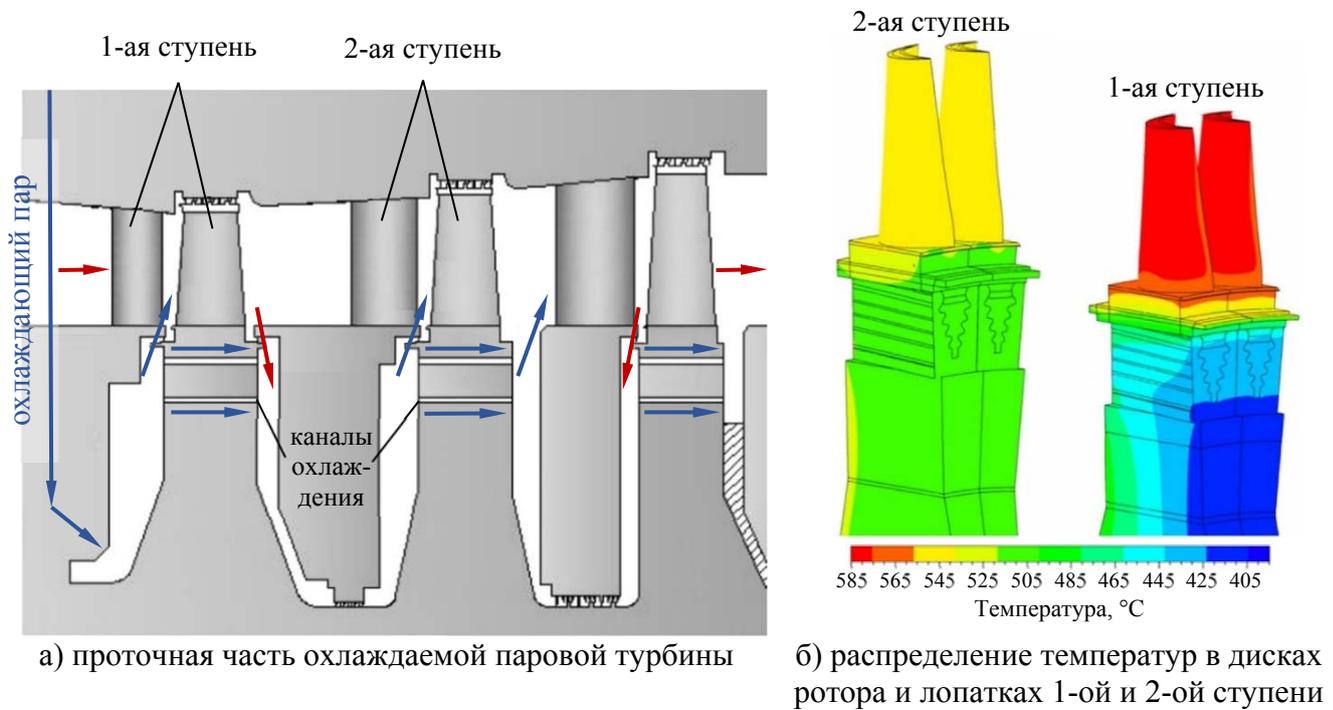
В работе [185] приведены результаты расчетных исследований системы охлаждения проточной части цилиндра среднего давления паровой турбины с начальной температурой пара $t_0 = 600$ °С. Проведенные исследования показали, что предложенная конструкция системы охлаждения с использованием в качестве хладагента отборного пара из ЦВД обеспечивает хорошие результаты в части охлаждения дисков ротора, при этом лопаточный аппарат, как и следовало ожидать, работает при температуре близкой к температуре рабочего тела (рисунок 1.43).



а) цилиндр высокого давления

б) цилиндр среднего давления

Рисунок 1.42 – Проточная часть ЦВД и ЦСД с принудительным охлаждением



а) проточная часть охлаждаемой паровой турбины

б) распределение температур в дисках ротора и лопатках 1-ой и 2-ой ступени

Рисунок 1.43 – Схема системы охлаждения ЦСД турбины и распределение температур в первой и второй ступени

Снижение рабочей температуры металла лопаток может быть обеспечено за счет организации каналов охлаждения непосредственно в самих лопаточных профилях. В работах [70, 72] приведены результаты численного моделирования теплообмена в лопатках паровых турбин с суперсверхкритическими параметрами с гладкими каналами охлаждения, форма которых определена путем оптимизационных расчетов (рисунок 1.44).

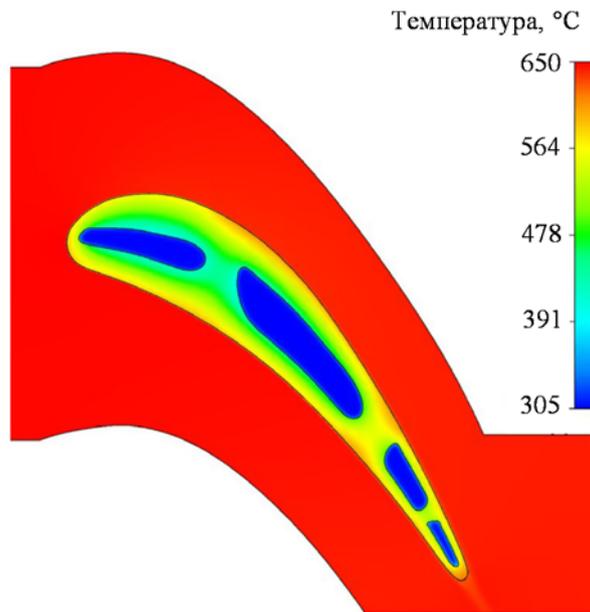


Рисунок 1.44 – Распределение температур в профиле охлаждаемой лопатки

Температура пара на входе в турбинную решетку составила 650 °С, при этом температура охлаждающего пара, поступающего в каналы лопатки, составила 300 °С. Применение такой системы охлаждения позволило снизить температуру пара в центральной его части до 470-500 °С, при этом температура на удалении от каналов охлаждения достигла 560-600 °С. Таким образом, применение гладких охлаждаемых каналов при разнице температур рабочего тела и охлаждающего пара порядка 350 °С позволяет снизить рабочую температуру металла в наиболее теплонапряженных участках примерно на 100 °С.

Наметившаяся тенденция перехода к энергоблокам ультрасверхкритических параметров пара, начальная температура в которых находится на уровне 700-760 °С, а в перспективе может быть увеличена до 820-850 °С, требует проектирования систем охлаждения, обеспечивающих более глубокое охлаждение лопаточного аппарата.

1.4 Методы проектирования теплонапряженных охлаждаемых деталей

Наиболее сложной и длительной задачей, требующей решения при создании высокотемпературных турбин, является разработка систем охлаждения теплонапряженных деталей, среди которых особенно стоит выделить охлаждаемые рабочие лопатки турбины. Задача проектирования системы охлаждения решается при заданных геометрических параметрах наружного контура лопатки, заданных газодинамических характеристиках внешнего газового потока, в том числе полей давления, температуры, скорости, заданных действующих нагрузках на лопатку от центробежных и газовых сил.

Процесс проектирования систем охлаждения лопаток турбин включает три этапа [186].

Блок-схема проектирования системы охлаждения лопатки представлена на рисунке 1.45.

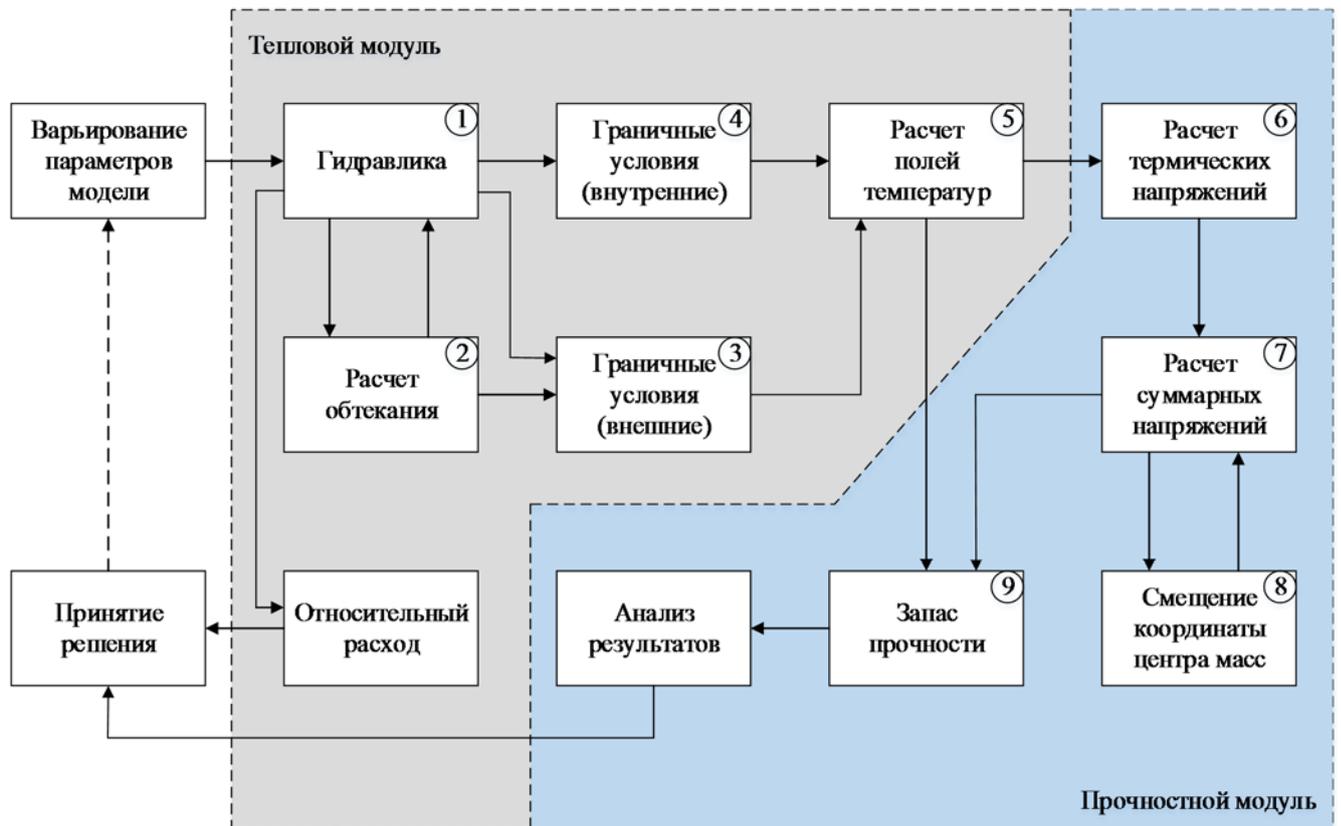


Рисунок 1.45 – Блок-схема проектирования системы охлаждения лопатки турбины

Она состоит из двух модулей – теплового и прочностного, каждый из которых включает в себя ряд блоков. Варьируемыми параметрами являются геометрические размеры элементов интенсификации теплообмена в каналах, а также геометрия и расположение отверстий заградительного охлаждения.

Тепловой модуль состоит из пяти блоков, каждый из которых выполняет самостоятельную функцию. Результаты расчета блока 1 используются в блоках 2 и 3 для расчетов обтекания лопатки и граничных условий теплообмена на внешней поверхности лопатки и в блоке 4 – для расчета граничных условий теплообмена в каналах системы охлаждения. Блок расчета температурных полей 5 позволяет определять стационарное температурное состояние в сечениях лопатки.

Прочностной модуль включает в себя четыре блока. Блок 6 служит для расчета термических напряжений, вызванных неравномерным полем температур пера. Исходная информация о температурном поле в сечении поступает из блока теплового модуля 5. Блок расчета суммарных напряжений 7 позволяет дополнительно к термическим напряжениям определить напряжения, вызванные центробежными нагрузками и нагрузками от газовых сил, и найти суммар-

ные напряжения от всех действующих факторов. При этом в качестве исходной информации используются данные о газовых силах и частоте вращения ротора, характеристики материала, геометрические параметры лопатки. Блок компенсации изгибных нагрузок δ обеспечивает возможность варьирования положения центра масс в каждом сечении лопатки с целью компенсации действующих изгибных напряжений от газовых и термических нагрузок. Блок расчета запаса прочности ρ позволяет определить распределение этого параметра в сечениях лопатки и выявить его минимальное значение.

На основе анализа запасов прочности в сечениях лопатки может быть принято решение о соответствии выбранной конструкции заданным характеристикам или в случае выявления несоответствия – о доработке разрабатываемой конструкции.

Следующим обязательным этапом проектирования является проверка результатов, полученных методом математического моделирования, посредством испытания натурной лопатки, выполненной литьем по выплавляемым моделям, на экспериментальном стенде. Если выявленные по результатам экспериментов несоответствия в температурном состоянии лопатки являются недопустимыми, возникает необходимость проведения всего комплекса расчетов для внесения изменений в конструкцию лопатки и, соответственно, в конструкцию пресс-формы для изготовления керамических стержней, формирующих ее внутреннюю полость при литье. После изготовления усовершенствованного варианта лопатки для определения теплогидравлических характеристик испытания лопатки повторяются.

Качество проектирования системы охлаждения лопаток существенным образом зависит от характеристик используемого программного обеспечения для расчета потокораспределения в каналах охлаждения и температурных полей лопатки.

Современным направлением проектирования является моделирование температурного поля лопатки с использованием одного программного комплекса (ANSYS CFX, Fluent, STAR CCM+ и другие) для одновременного решения задач течения газа, охладителя и теплопроводности. Стоит отметить, что решение задачи в «полностью сопряженной» постановке требует больших расчетных и временных ресурсов. Поэтому на практике моделирование температурного поля лопатки выполняется в «полусопряженной» постановке на основе методов одномерного моделирования течения и теплообмена в полости лопатки. Большинство разработчиков используют одномерные модели, в которых отдельные участки внутренней полости заменяются каналами с характерным геометрическим параметром. Для математического описания одномерной модели течения используются законы сохранения массы и энергии, аналогичные по своей математической формулировке первому и второму закону Кирхгофа, дополненные замыкающими соотношениями, в качестве которых используются зависимости, характеризующие взаимосвязь между

падением давления, гидравлическим сопротивлением и расходом, полученными экспериментальным путем [187].

При моделировании сложной системы каналов, состоящей из большого числа элементов, используется математический аппарат, разработанный в теории графов. Такой метод расчета гидравлических сетей реализован в компьютерных программах Gydraul, COLD, Flowmaster и других [188, 189]. При проведении расчетов задаются зависимости для определения местных гидравлических сопротивлений для различных участков каналов: штырьковых зон, вихревых матриц, сужения и расширения каналов, поворотов, разветвлений. Причем разработчики программ используют зависимости, которые на их взгляд наиболее достоверно описывают процесс течения.

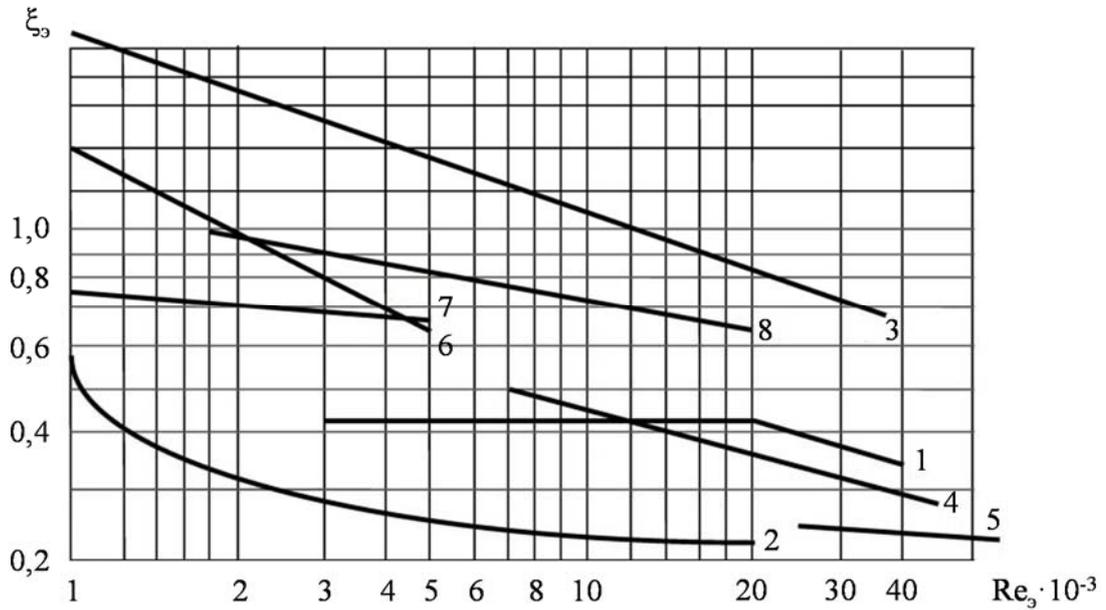
Сложность выбора соответствующих моделей заключается в том, что практически все используемые зависимости получены в модельных условиях на увеличенных моделях с постоянным поперечным сечением канала. Отличие результатов расчетов по зависимостям различных авторов для каналов с одинаковыми интенсификаторами достигает 80 % и более. Так, в работе [190] проведено сопоставление эмпирических зависимостей, полученных различными авторами, с опытными данными Центрального института авиационного моторостроения имени П.И. Баранова (ЦИАМ, Россия). Сравнение показало, что расхождение результатов расчета гидравлических потерь в канале с шахматным расположением столбиков-турбулизаторов составляет более 100 %.

В работе [191] представлен обзор экспериментальных исследований гидравлических характеристик трактов с компланарными каналами, на основе которого проведен анализ и сопоставление результатов экспериментальных исследований коэффициентов гидравлических сопротивлений ξ_3 . Показано, что значения коэффициентов ξ_3 , полученные разными исследователями, при одинаковых числах Рейнольдса Re могут отличаться в 3-4 раза (рисунок 1.46).

В настоящее время задачи теплопроводности в любой постановке решаются с высокой точностью, однако достоверность получаемых результатов зависит от правильности заданных граничных условий теплообмена, которые определяются адекватностью тепловой модели.

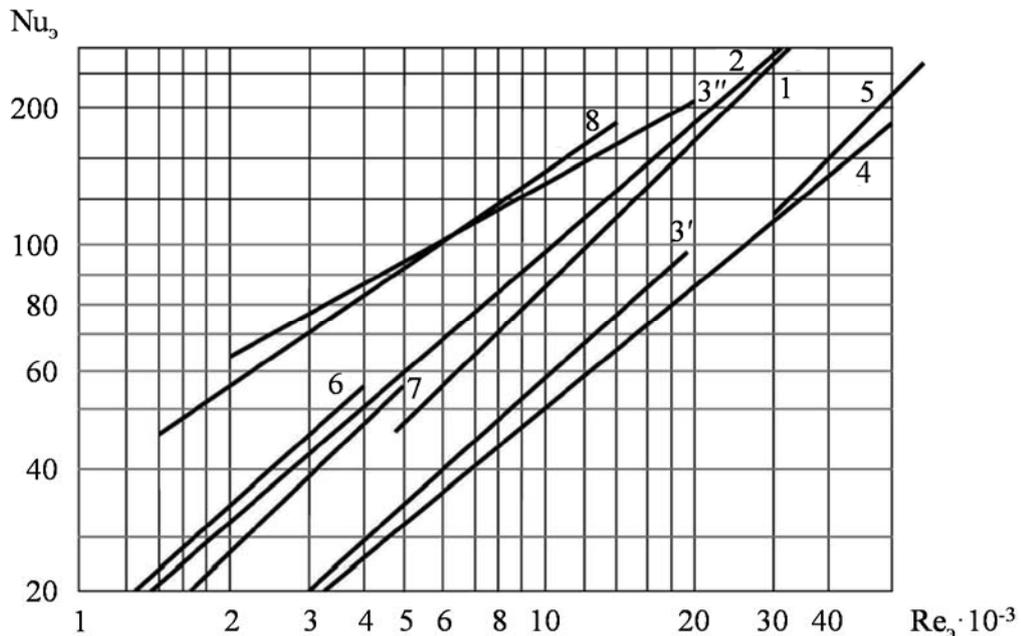
При разработке тепловых моделей систем охлаждения лопаток для расчета коэффициентов теплоотдачи используются критериальные зависимости, полученные в результате экспериментальных исследований различными авторами, которые могут существенно отличаться друг от друга для одних и тех же условий. При этом выбор зависимости определяется в основном предпочтением конструктора. В работе [192] проведено сопоставление критериальных соотношений, полученных различными исследователями. Показано, что для компланарных каналов с углом пересечения $2\beta = 90^\circ$ значения среднего коэффициента теплоотдачи, полученные различными авторами, отличаются почти в 2 раза (рисунок 1.47). Существенное отличие значений

числа Nu объясняется влиянием отношения шага оребрения к высоте канала. Наблюдается уменьшение средних чисел Нуссельта при увеличении относительной высоты канала.



1 – ЛГТУ; 2 – МВТУ; 3 – МАТИ; 4 – КНПО; 5 – ЛНПО; 6, 7 – ЦИАМ; 8 – CSIR

Рисунок 1.46 – Сопоставление эмпирических зависимостей коэффициентов сопротивления в каналах со скрещивающимся под углом 90° оребрением



1 – ЛГТУ; 2 – МВТУ; 3 – МАТИ; 4 – КНПО; 5 – ЛНПО; 6, 7 – ЦИАМ; 8 – CSIR

Рисунок 1.47 – Сопоставление критериальных соотношений Nu

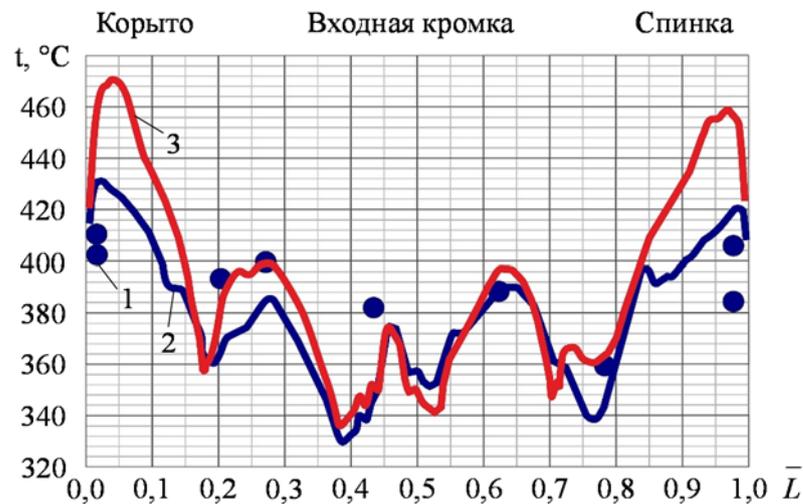
Необходимо также учитывать, что практически все экспериментальные исследования гидравлических и тепловых характеристик интенсификаторов теплообмена проводились на кана-

лах прямоугольной формы со строго определенным направлением течения воздуха. Реальные лопатки имеют геометрию каналов, существенно отличающуюся от прямоугольных. Так, течение воздуха в задней полости полупетлевых лопаток меняет направление по высоте пера, коллекторный подвод воздуха в вихревые матрицы приводит к разным расходам воздуха со стороны спинки и корыта, наличие поворотов вызывает неравномерное распределение скорости воздушного потока на входе в радиальные каналы. В большинстве случаев штырьки и ребра выполняются с наклоном к стенкам каналов, что определяется конструкцией подвижных элементов пресс-формы для формирования элементов керамических стержней.

Перечисленные выше факторы могут приводить к тому, что разрабатываемая теплогидравлическая модель лопатки не позволяет в полной мере адекватно моделировать течение воздуха и процессы теплообмена на отдельных участках тракта охлаждения. В результате, расчетное температурное поле будет отличаться от температурного поля натурной лопатки.

При проведении моделирования температурного состояния лопаток в современных программных комплексах точность получаемых результатов (их согласование с опытными данными) сильно зависит от выбранной модели турбулентности, густоты сетки [193, 194].

На рисунке 1.48 представлены результаты сравнения расчетных и экспериментальных значений температур в среднем сечении исследуемой лопатки \bar{L} . Отличие на отдельных участках достигает 30 °С при температуре газа на входе в лопаточную решетку в 614 °С.



1 – Результаты эксперимента, проведенного ЦИАМ; 2 – РКЕ сопряженный подход;

3 – РКЕ полусопряженный подход

Рисунок 1.48 – Температура лопатки по обводу профиля

Для оценки результатов проектирования после изготовления лопатки по серийной технологии проводятся ее гидравлические и тепловые испытания для замера температуры поверхности

лопатки в газовом потоке и подтверждения расчетных запасов прочности в условиях эксплуатации.

1.4.1 Методы верификации математических моделей теплонапряженных деталей

В практике создания охлаждаемых лопаток газовых турбин традиционным методом исследования их теплового состояния является испытание на газодинамическом стенде [195, 196]. В процессе экспериментов замеряется температура наружной поверхности лопатки в контролируемых точках пера и определяется зависимость относительной глубины охлаждения от относительного расхода воздуха через лопатку в соответствии с соотношением (1.2).

$$\Theta = \frac{t_r - t_l}{t_r - t_{в.вх}} = f(G_B), \quad (1.2)$$

где Θ – относительная глубина охлаждения;

t_r – температура газов на входе в турбинную решетку, К;

t_l – температура наружной поверхности лопатки, К;

$t_{в.вх}$ – температура охлаждающего воздуха на входе в лопатку, К;

G_B – относительный расход воздуха, кг/с.

Испытания лопаток на газодинамическом стенде проводятся в условиях, наиболее приближенных к натурным (без вращения), что позволяет определять температурное состояние с учетом особенностей внешнего обтекания пера газовым потоком.

Программа испытаний включает холодные продувки для определения расходных характеристик системы охлаждения экспериментальных лопаток и давления в узловых точках, а также горячие испытания в составе пакета в потоке горячего газа, обеспечивающие оценку эффективности охлаждения лопаток.

По результатам гидравлических испытаний и термометрирования производится верификация результатов гидравлических и тепловых расчетов [197]. На основе сопоставления расчетных и экспериментальных данных осуществляются изменения конструкции системы охлаждения лопаток турбины.

Реализация данного метода испытания требует значительных затрат. Для проведения экспериментов используется сложная установка, размещенная в специальном помещении. Обслуживающий персонал должен иметь высокую квалификацию. Отбираются пять натуральных лопаток, которые укомплектовываются воздухоподводящими магистралями и препарируются термомпарами.

Для замера температур на газовом стенде может быть использован тепловизор [198]: в газовом тракте установки выполняется смотровое окно, закрытое материалом, пропускающим инфракрасное излучение (рисунок 1.49).

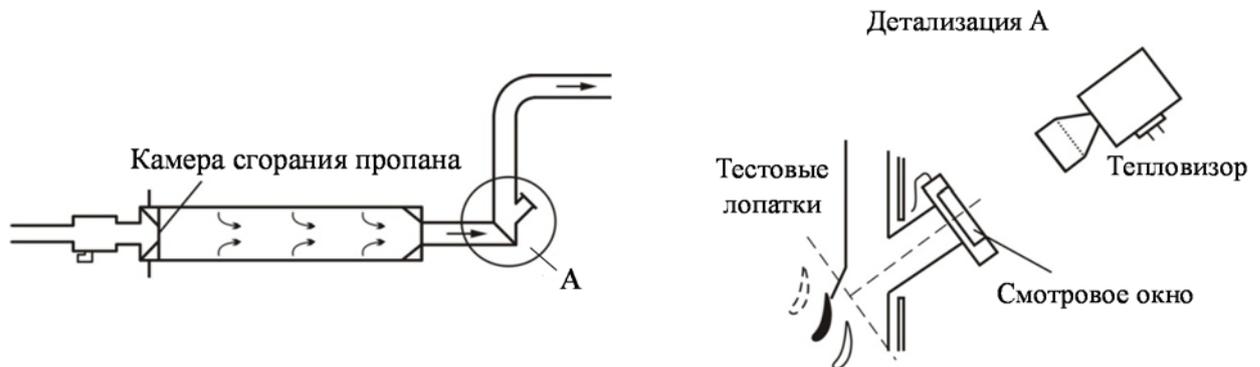


Рисунок 1.49 – Схема рабочего участка газодинамического стенда со смотровым окном

Окно тепловизора расположено за решеткой профилей, чтобы не вносить возмущений в газовый поток на входе в решетку. При такой конструкции рабочего участка невозможно измерить температуру входной кромки и вогнутой части профиля.

Окончательным этапом верификации теплогидравлических моделей лопатки является замер температуры на турбине. Компания Siemens для проведения таких испытаний широко использует кристаллические индикаторы максимальных температур [199, 200], обладающих большей точностью в области высоких температур и имеющих малые габариты и высокую устойчивость к агрессивному воздействию факторов внешней среды. Сам кристаллический элемент обычно имеет малые размеры – от 0,05 до 0,40 мм, что позволяет производить измерения температуры в большом количестве точек на поверхности лопаток. Однако замер температуры можно провести только на одном режиме работы турбины, при этом необходимо обеспечить отсутствие заброса температуры газа при выходе на режим испытаний.

Следует отметить, что при измерении температуры лопатки, обтекаемой газом, на результат влияют как внешние, так и внутренние граничные условия теплообмена, что не позволяет отдельно верифицировать модель обтекания лопатки газом и теплогидравлическую модель системы охлаждения.

В Московском авиационном технологическом институте (МАТИ) был разработан метод калориметрирования охлаждаемых лопаток в жидкометаллическом термостате. Метод позволяет в процессе эксперимента получить локальные значения плотности теплового потока в каждой точке поверхности лопатки [197]. Физической основой калориметрического метода является эффект фазового перехода химически чистых металлов. Метод состоит в следующем: лопатка, укомплектованная коллекторами подвода и отвода охлаждающего воздуха, погружается в рас-

плав перегретого выше температуры кристаллизации чистого цинка; нагреваясь до его температуры, лопатка затем охлаждается вместе с расплавом до равновесного состояния при температуре кристаллизации цинка и продувается в течение заданного промежутка времени охлаждающим воздухом, после чего извлекается из расплава (рисунок 1.50). На наружной поверхности лопатки кристаллизуется корка металла, образованная в процессе отвода тепла к охладителю, проходящему через внутреннюю полость пера.

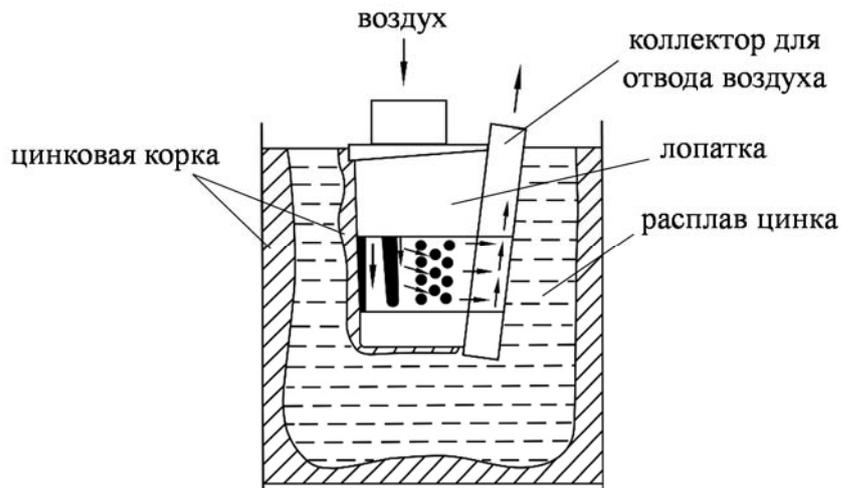


Рисунок 1.50 – Метод калориметрирования в жидкометаллическом термостате

Эксперименты в цинке обычно проводятся в широком диапазоне перепадов давлений, при этом замеряются расход воздуха через лопатку, температура воздуха на входе и выходе из пера. После проведения серии экспериментов корки, снятые с исследуемой лопатки, взвешиваются с целью оценки качества проведения экспериментов по сходимости теплового баланса.

При качественном проведении эксперимента разница значений отведенного от лопатки количества тепла, найденных по массе цинковой корки и замерам термопар, не превышает 8 %.

После проверки сходимости теплового баланса корки размечаются и разрезаются по сечениям, принятым в программе исследований. Обычно это сечения, совпадающие с поперечными конструктивными сечениями пера. Путем сканирования получают увеличенные в 8-10 раз изображения цинковых корок. Использование увеличенных изображений позволяет существенно повысить точность измерения толщин корок.

Плотность теплового потока для каждой расчетной точки поверхности лопатки находится по формуле (1.3).

$$q_i = \frac{\rho_k \cdot L}{\tau} \cdot \left[(\delta_{ki} - \delta_H) \pm \frac{(\delta_{ki} - \delta_H)^2}{2 \cdot r_{pi}} \right], \quad (1.3)$$

где q – плотность теплового потока, Вт/м²;

ρ_k – плотность корки, кг/м³;

L – теплота фазового перехода (кристаллизации), кДж/кг;

τ – время, с;

δ_k – толщина корки, м;

δ_n – толщина корки, м;

r_n – радиус наружной поверхности пера, м;

i – номер расчетной точки;

« \leftarrow » используется для точек вогнутой поверхности пера.

Для определения значений локальных коэффициентов теплоотдачи к воздуху необходимо знать температуру охлаждающего воздуха t_{vi} . Значение t_{vi} рассчитывают по распределению охладителя G_{vi} по каналам внутренней полости для условий испытания в термостате и решения уравнений теплового баланса, составленных для отдельных участков поверхности лопатки, на которых определены значения теплового потока.

Коэффициент теплоотдачи к воздуху α_{vi} определяют по формуле (1.4).

$$\alpha_{vi} = \frac{q_i}{t_{кр} - t_{vi}} \cdot K_{\phi i}, \quad (1.4)$$

где α_{vi} – коэффициент теплоотдачи к воздуху;

$t_{кр}$ – температура кристаллизации цинка, °С;

t_{vi} – температура воздуха, °С;

$K_{\phi i}$ – коэффициент формы.

Для каждой точки поверхности рассчитываются критерии Nu_{vi} и Re_{vi} , которые по методу наименьших квадратов аппроксимируются зависимостями вида (1.5).

$$Nu_{vi} = A_i \cdot Re_{vi}^{m_i}. \quad (1.5)$$

Погрешность определения локальных коэффициентов теплоотдачи составляет ± 8 %. Важной особенностью метода является то, что все испытания проводятся при идентичной внешней тепловой нагрузке, температура наружной поверхности лопатки равна температуре кристаллизации цинка 419,4 °С.

Такой метод широко применяется для определения локальных коэффициентов теплоотдачи в лопатках с конвективными схемами охлаждения.

В работе [201] был разработан метод тепловизионного контроля температурного поля лопатки. Лопатка обдувалась горячим воздухом и продувалась охладителем. С помощью теплови-

зора фиксировалось температурное поле наружной поверхности пера, термограммы записывались на компьютере для дальнейшей обработки. Термограмма лопатки представлена на рисунке 1.51.

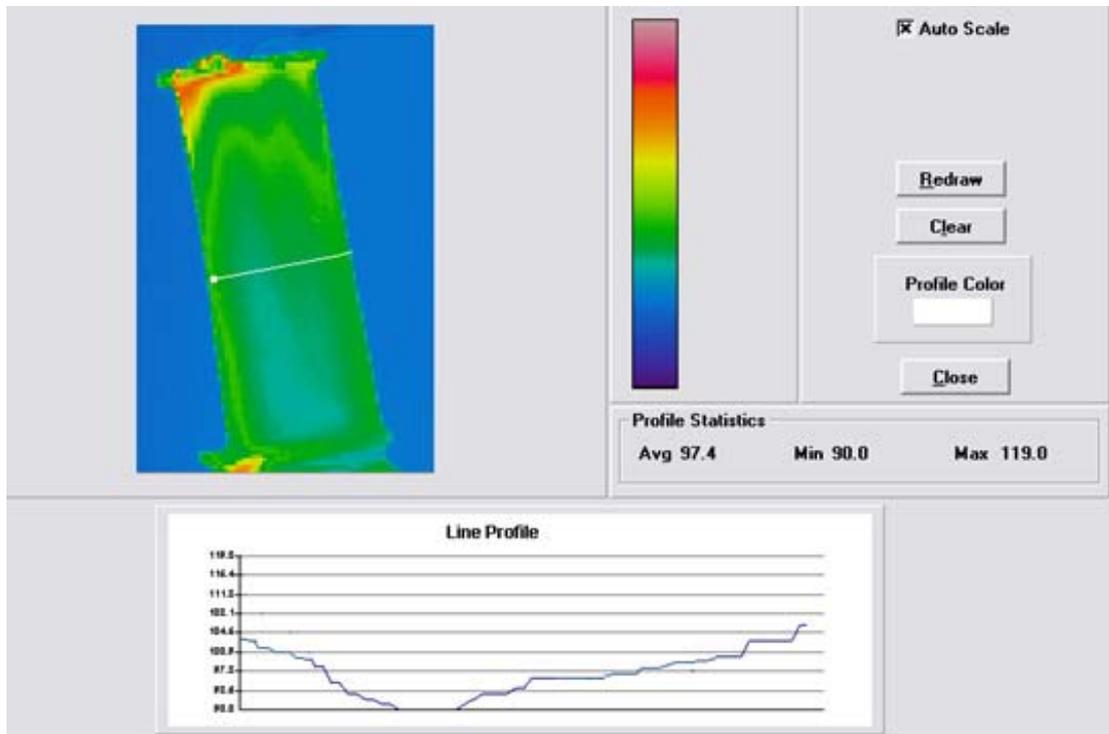


Рисунок 1.51 – Термограмма лопатки и график распределения температуры по наружной поверхности среднего сечения со стороны корыта (окно программы обработки)

Метод отличается простотой проведения экспериментов и высокой информативностью. Данный метод может быть использован только для сопоставления теплового состояния лопатки с эталонной, так как внешний поток не моделирует обтекание лопатки газом.

Проведенный анализ методов определения тепловых характеристик лопаток показал, что для верификации тепловой модели лопатки с конвективной системой охлаждения целесообразно использовать метод калориметрирования в жидкометаллическом термостате. Он позволяет разделить внешнюю и внутреннюю задачи теплообмена и получить экспериментальные тепловые характеристики лопатки в строго идентичных условиях испытания. Для лопаток с конвективно-пленочным охлаждением необходимо проверять адекватность конвективной составляющей тепловой модели с последующим комплексным контролем в условиях газового потока.

1.4.2 Анализ возможностей аддитивных лазерных технологий для изготовления теплонапряженных деталей

Основная сложность верификации полученных с использованием методов математического моделирования результатов заключается в необходимости получения натурального образца проектируемой теплонапряженной детали, который, как правило, изготавливается по серийной технологии литья по выплавляемым моделям. В случае выявления существенных несоответствий расчетных и экспериментальных значений температуры проводятся доводочные работы, направленные на получение требуемого температурного поля лопатки в расчетных сечениях. Необходимо учитывать, что любые вносимые изменения требуют переработки конструкторской и технологической документации. В ряде случаев приходится дорабатывать или изготавливать новую пресс-форму для прессования керамических стержней. Это приводит к дополнительным материальным затратам и увеличивает сроки проектирования турбины и энергоустановки в целом. Именно продолжительный дорогостоящий этап изготовления объекта испытаний является лимитирующим в процессе разработки новых теплонапряженных деталей. Сокращение длительности и стоимости этого этапа позволит не только ускорить процесс разработки, но даст возможность повысить качество проектирования за счет рассмотрения большего количества конструктивных вариантов.

Одним из возможных способов усовершенствования существующей методики проектирования с целью сокращения сроков разработки является применение альтернативных способов изготовления прототипа проектируемой детали, обладающего функциональными характеристиками, необходимыми для проведения экспериментальных исследований. В настоящее время одним из перспективных направлений развития производства конструктивно сложных деталей выступает применение аддитивных лазерных технологий, главным преимуществом которых является возможность изготовления деталей сложной геометрии. Для этого необходим только САД-файл с геометрической моделью детали, что позволяет оперативно менять геометрию деталей в случае необходимости [202, 203, 204].

В работе [205] предлагается дополнить традиционный процесс разработки лопаток газовых турбин блоком испытаний прототипа в лабораторных условиях (рисунок 1.52), изготовленного методом селективного лазерного спекания из пластика на основе полиамида.

Изготовленный указанным способом прототип предлагается использовать для верификации гидравлической модели лопатки. Подготовленный к проведению испытаний прототип и схема расположения отборов давления представлены на рисунке 1.53. Применение предлагаемого способа изготовления прототипа позволяет лишь частично решить обозначенную проблему, поскольку полученный образец может быть использован только для проведения гидравлических и

аэродинамических испытаний. При этом стоит отметить, что по оценкам авторов работы [205], применение методов быстрого прототипирования на основе аддитивных технологий позволяет сократить сроки проектирования на 9 %.

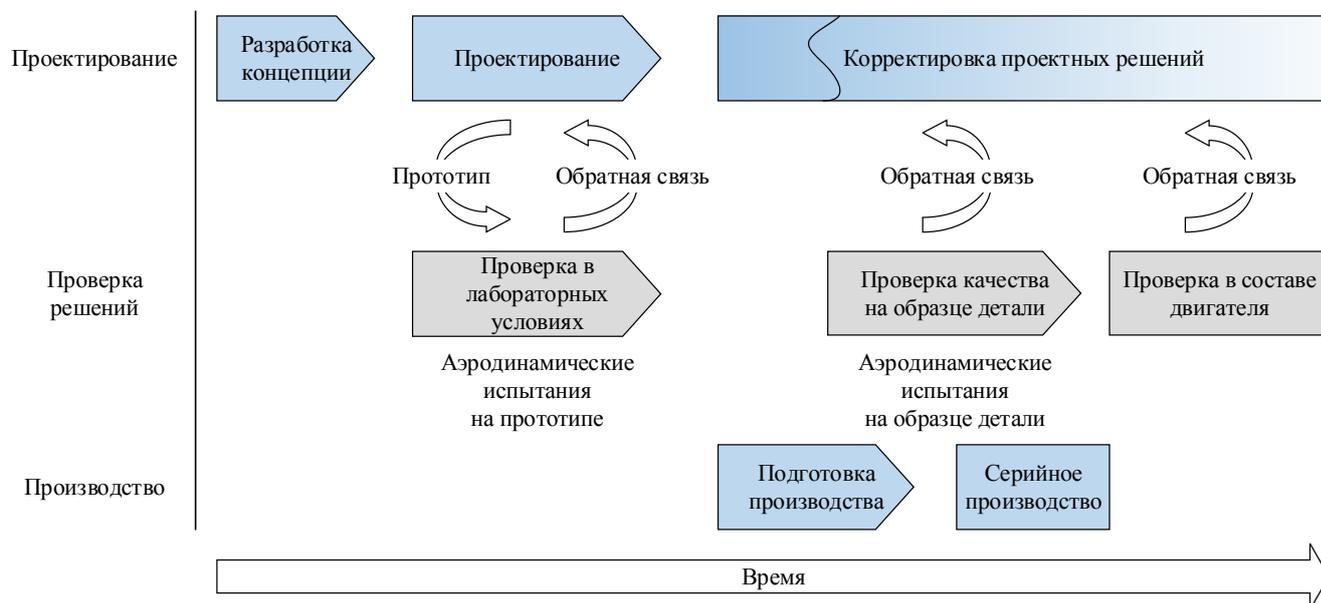
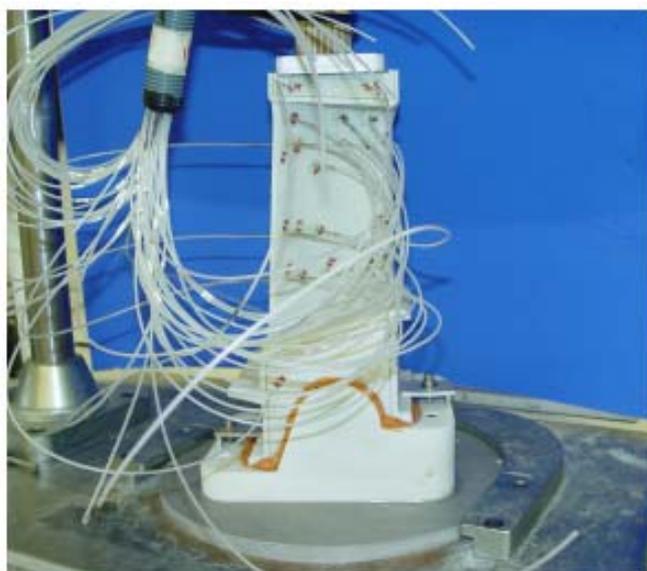
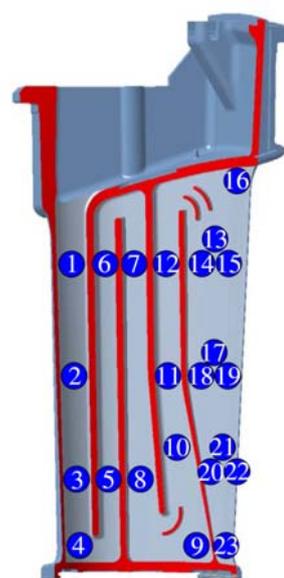


Рисунок 1.52 – Процесс разработки лопаток газовых турбин



а) прототип охлаждаемой сопловой лопатки газовой турбины



б) схема расположения отборов давления

Рисунок 1.53 – Прототип охлаждаемой лопатки на испытательном стенде

Для изготовления прототипов теплонапряженных деталей, пригодных для проведения тепловых испытаний, в качестве основной технологии следует рассматривать технологию селективного лазерного плавления (Selective laser melting SLM-технология). Основными проблемами SLM-технологии являются обеспечение надлежащей микроструктуры синтезированного мате-

риала и устранение пористости.

В ряде исследований, в частности [203, 206] показано, что пористость получаемой детали зависит как от материала, так и от параметров режима сплавления. Например, для алюминиевых сплавов пористость может достигать 4-5 %, для сплавов титана – до 2 %, тогда как для сталей – менее 0,2 %. Чем выше скорость сканирования, тем выше производительность машины и тем меньше шероховатость поверхности, однако и тем выше вероятность образования пористости.

Исходным материалом является порошок, представляющий собой сыпучий материал с характерным размером частиц до 1,0 мм. Порошки весьма условно классифицируют по размеру частиц (по условному диаметру d), подразделяя их на нанодисперсные с диаметром $d < 0,001$ мкм, ультрадисперсные – $d = 0,01-0,1$ мкм, высокодисперсные – $d = 0,1-10$ мкм, мелкие – $d = 10-40$ мкм, средние – $d = 40-250$ мкм и крупные – $d = 250-1000$ мкм.

Особенностью процесса выращивания по SLM-технологии является то, что при построении детали лазерный луч не только сплавляет частицы порошка, формируя тело детали, но и «портит» материал, непосредственно прилегающий к поверхности строящейся детали. Поэтому в практике работы с SLM-машинами применяют методы просеивания отработанного материала с целью удаления «бракованной» части с дальнейшим перемешиванием «работавшего» порошка со свежим.

Общим требованием к порошкам для аддитивных машин является сферическая форма частиц. Это связано, во-первых, с тем, что такие частицы более компактно укладываются в определенный объем. И, во-вторых, необходимо обеспечить «текучесть» порошковой композиции в системах подачи материала с минимальным сопротивлением. Это как раз достигается при сферической форме частиц.

С одной стороны, чем меньше величина d , тем меньший шаг построения может быть задан, тем более рельефно могут быть проработаны мелкие элементы детали и тем более гладкую поверхность построенной детали можно получить. С другой стороны, в процессе построения в зону пятна лазера моментально вводится большое количество энергии, процесс плавления идет очень бурно, металл вскипает, происходит разбрызгивание расплава, и часть металла (строительного материала) вылетает из зоны построения. Визуально это заметно по интенсивному искрообразованию. Если порошок имеет слишком малый размер частиц, то в процессе построения легкие частицы будут «вылетать» из зоны расплава, что приведет к обратному результату – повышенной шероховатости детали, микропористости. Для того чтобы вылетающие из зоны расплава частицы не попадали на соседние уже сплавленные участки поверхности строящегося слоя, внутри рабочей камеры создают направленный «ветер», который сдувает вылетевшие частицы в сторону. Это также может привести к слишком интенсивному выносу строительного

материала из зоны построения. В силу этих особенностей при работе с мелкодисперсными порошками с $d < 10$ мкм применяют маломощные лазеры, следовательно, малопроизводительные. Такие порошки (с соответствующими настройками машины) применяют в основном для изготовления микро-деталей, которые иным способом изготовить не представляется возможным.

В аддитивной установке SLM 280 применено сочетание двух лазеров разной мощности, что позволяет построить детали с толщиной отдельных фрагментов до 0,3 мм. Это придает машине существенные преимущества: во-первых, значительно – до 5 раз увеличивается скорость построения детали; во-вторых, улучшается внутренняя структура материала и чистота поверхности ($Ra = 5-10$ мкм).

Ряд ведущих компаний-производителей порошков, например, Sandvik Osprey, уже выделяют отдельную технологическую линию для производства порошков специально для нужд аддитивных технологий. В таблице 1.10 приведена информация по материалам производства LPW Technology в соответствии с фирменной спецификацией.

Таблица 1.10 – Номенклатура порошков

Металлопорошки на основе железа			Стандарты					
Марка	Сплав	Химический состав	UNS	ASTM	ISO	AMS	DIN	Аналог
LPW M300-1	18Ni300	C 0,03 max, Mn 0,15, Si 0,10 max, Ni 17,0-19,0, Mo 4,50-5,20, Co 8,50-10,0, Ti 0,80-1,20, P 0,010 max, S 0,010, Fe Bal					1,2709	MS1
LPW 174-1	17-4ph	Cr 15,0-17,0, Ni 3,0-5,0, Cu 3,0-5,0, Mn 1,0 max, Si 1,0 max, Mo 1,0 max, Nb+Ta 0,15-0,45, C 0,10 max, Fe Bal	17400	A708	ISO 15156-3	AMS 5604, AMS 5643	1,4548	GP1
LPW 155-1	15-5ph	Cr 14,0-15,0, Ni 3,5-5,5, Cu 2,5-4,5, Mn 1,0 max, Si 1,0 max, Mo 0,5 max, Nb 0,15-0,45, C 0,07 max, Fe Bal	S15500	A564 A693		AMS 5659, AMS 5862		PH1
LPW 316-1	SS 316L	C 0,03 max, Si 0,75 max, Mn 2,0 max, P 0,025 max, S 0,01 max, Cr 17,5-18,0, Ni 12,5-13,0, Mo 2,25-2,50, Cu 0,50 max, Fe Bal	S31673	F138 F745	ISO 5832-1		1,4404 1,4401	

Аддитивные технологии уже начали применяться в авиационной промышленности и энергетическом газотурбостроении. На рисунке 1.54 показаны детали газотурбинной установки, изготовленные с помощью SLM-технологии.



а) рабочая лопатка турбины с перфорацией

б) сектор направляющих лопаток компрессора с сотовым уплотнением, выполненных из инконель IN718

Рисунок 1.54 – Образцы деталей ГТУ, изготовленные по SLM-технологии

Анализ информации относительно развития аддитивных способов производства показывает, что SLM-технология позволяет изготавливать прототипы охлаждаемых лопаток турбины с допусками, соответствующими технологии литья по выплавляемым моделям при подборе соответствующего материала и режимов обработки. Экспериментальное получение тепловых характеристик лопаток на прототипах, изготовленных по SLM-технологии, требует проведения предварительных исследований. Необходимо осуществить выбор материала и технологических режимов, обеспечивающих приемлемую шероховатость и отсутствие пористости стенок, определить влияние шероховатости поверхности каналов с интенсификаторами охлаждения на теплоотдачу и фактическое значение теплопроводности материала изготовленных лопаток.

1.5 Внешний перегрев пара на АЭС – альтернативный способ высокоэффективного использования органического топлива

Из анализа технологий производства электрической энергии на АЭС можно заключить, что существенное повышение начальных параметров за счет лишь энергии деления ядерного горючего обеспечивают атомные электростанции, базирующиеся на газоохлаждаемых реакторах, реакторах на быстрых нейтронах с жидкометаллическим охлаждением, а также на реакторах с ядерным перегревом пара. Однако даже использование указанных реакторных установок не

позволяет достигнуть уровня начальных температур, применяемых в современной тепловой энергетике (порядка 540-600 °С), а, соответственно, и КПД таких установок. Кроме того, из перечисленных типов реакторных установок, способных обеспечить температуру свежего пара до 510 °С при давлении до 18 МПа, серийными установками можно считать лишь газоохлаждаемые реакторы, применяемые только в Великобритании. Установки же на быстрых нейтронах с жидкометаллическим теплоносителем, находящиеся в эксплуатации с целью накопления опыта и получения новых знаний об указанном типе установки, как и реакторы с ядерным перегревом пара, считаются перспективными разработками с момента их создания в 60-70-х гг. 20 в. Таким образом, широкомасштабное их применение в ближайшем будущем, с большой долей вероятности, невозможно. По всей видимости, невозможно в российской атомной энергетике в ближайшей перспективе и промышленное использование отработанных в Великобритании газоохлаждаемых реакторов, поскольку это поставит под угрозу безопасность страны. Собственных же разработок газоохлаждаемых реакторов большой мощности и экспериментально-промышленных установок указанного типа в России нет. Остальные типы ядерных энергетических установок, на которых базируется как российская, так и мировая ядерная энергетика, способны генерировать насыщенный пар давлением от 4 до 8 МПа с соответствующей ему температурой 250-295 °С, обеспечивающих КПД выработки электроэнергии нетто до 33-35 % [207-213].

Перспективные реакторные технологии, такие как реакторы на быстрых нейтронах со свинцовым теплоносителем, корпусные и каналные реакторы, охлаждаемые водой со сверхкритическими параметрами, к которым можно отнести и пароохлаждаемые реакторные установки, высокотемпературные газоохлаждаемые реакторы с гелиевым теплоносителем, в том числе с прямым газотурбинным циклом, позволяющие генерировать пар с давлением, превышающим критическое, и температурой 540 °С и более, обеспечивающие КПД АЭС 43-45 % и выше, головные образцы которых планируется построить через 20-40 лет, могут получить широкое распространение не ранее чем через 30-60 лет, придя на смену реакторам ВВЭР-1000 и реакторам ВВЭР-1200 проекта АЭС-2006, планируемый период эксплуатации которых должен составить 60 лет [214-227].

1.5.1 Перегрев пара на АЭС выхлопными газами ГТУ

В работах [228-234] предлагается использовать для перегрева пара после реакторной установки, а также для промежуточного перегрева пара и подогрева питательной воды паротурбинной установки выхлопные газы газотурбинных установок. Рассматриваются три различные схемы использования теплоты уходящих газов:

- 1) для перегрева свежего пара и питательной воды (рисунок 1.55);
- 2) для последовательного перегрева свежего пара, пара промежуточного перегрева и питательной воды (рисунок 1.56);
- 3) для параллельного перегрева свежего пара и пара после ЦВД (рисунок 1.57).

Все варианты рассматриваются применительно к турбоустановке с тихоходной турбиной К-1000-5,9/25.

На рисунке 1.58 приведены зависимости экономичности парогазовых и паротурбинных установок от температуры начального перегрева пара. КПД установки, приведенной на рисунке 1.55, в предельно возможном случае перегрева пара до $600\text{ }^{\circ}\text{C}$ (поскольку температура уходящих газов ГТУ равна $630\text{ }^{\circ}\text{C}$) составляет 47 %. Переход же к последовательной схеме использования теплоты (рисунок 1.56) лишь усугубляет ситуацию и КПД в таком случае уменьшается до 44 %. Получить максимальный уровень экономичности удастся за счет перехода к схеме параллельного использования теплоты уходящих газов, представленной на рисунке 1.57, КПД которой достигает 50 %.

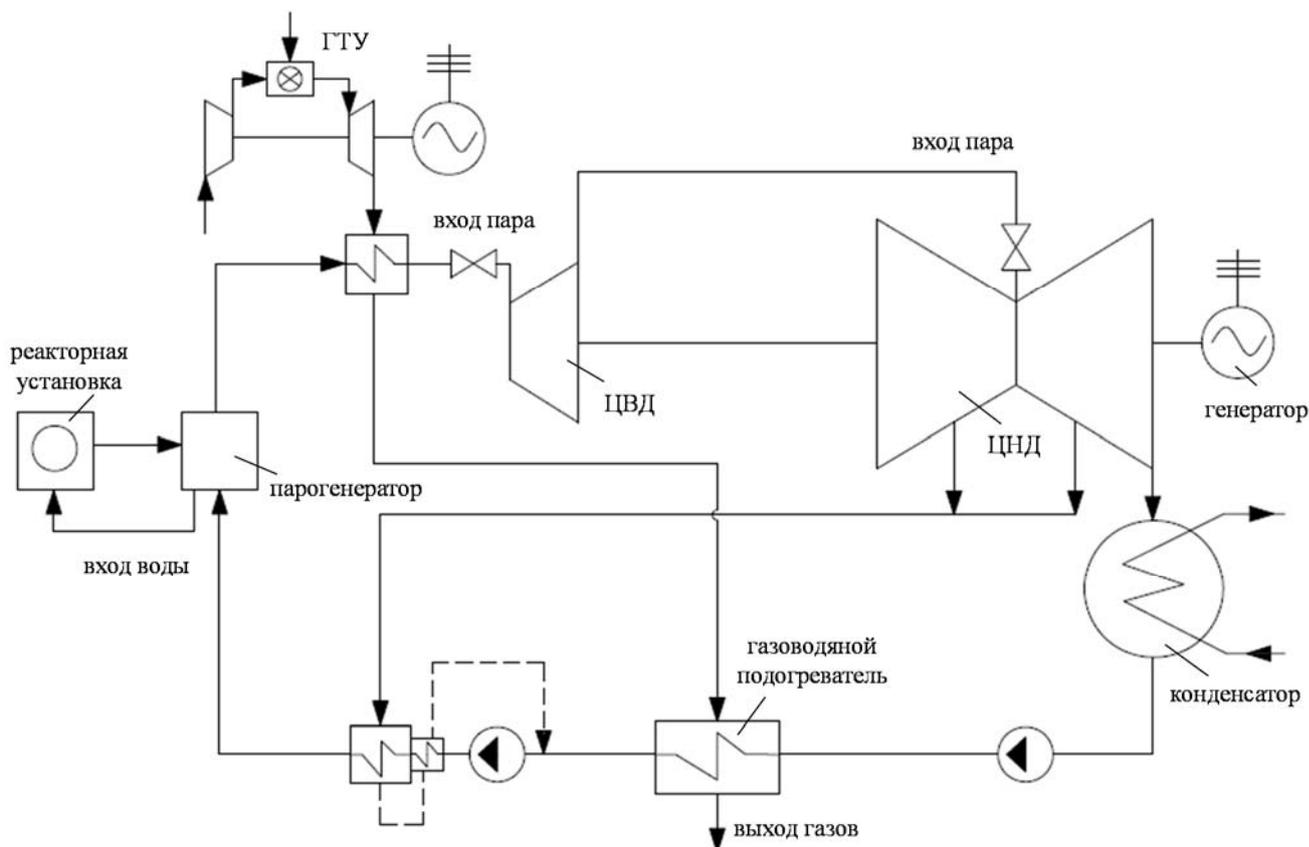


Рисунок 1.55 – Тепловая схема использования выхлопных газов ГТУ для перегрева свежего пара и подогрева питательной воды

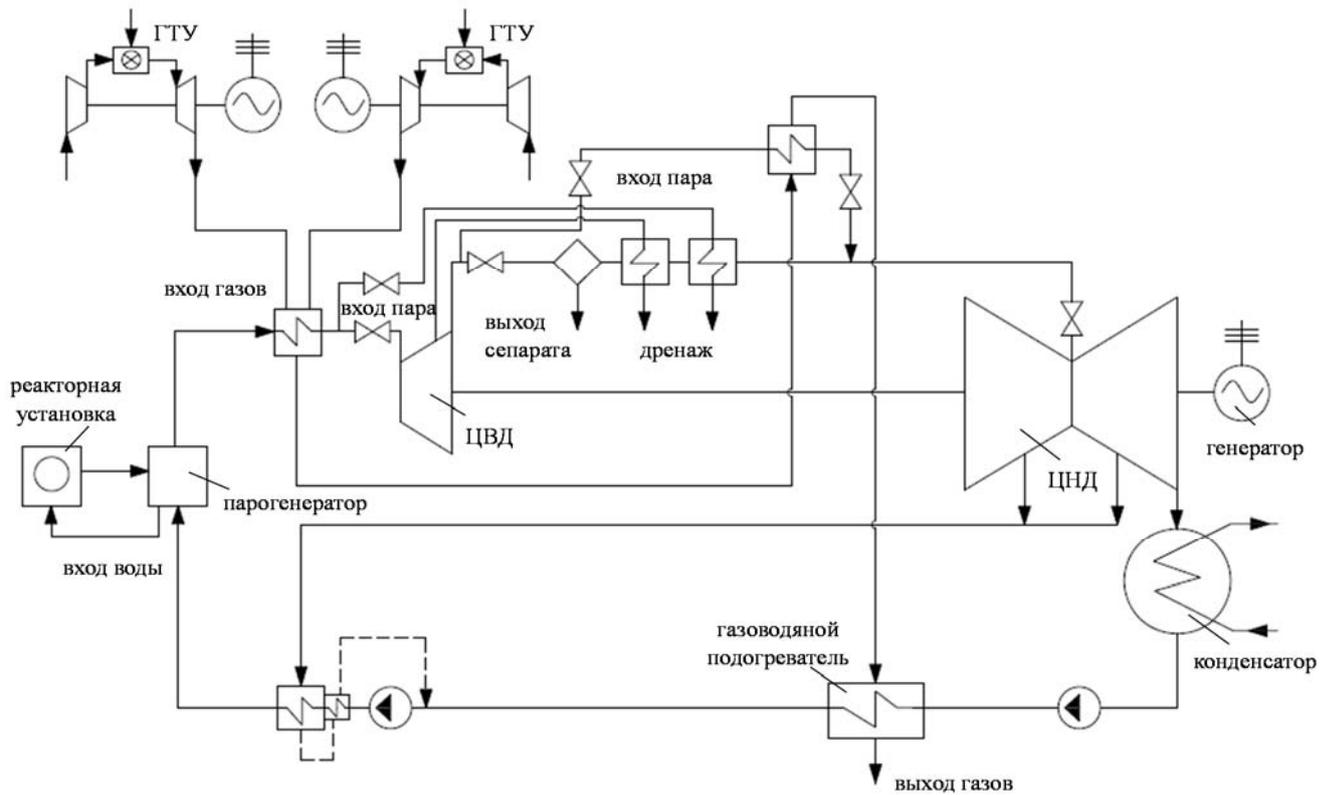


Рисунок 1.56 – Последовательная тепловая схема использования теплоты уходящих газов ГТУ для перегрева свежего пара и подогрева питательной воды

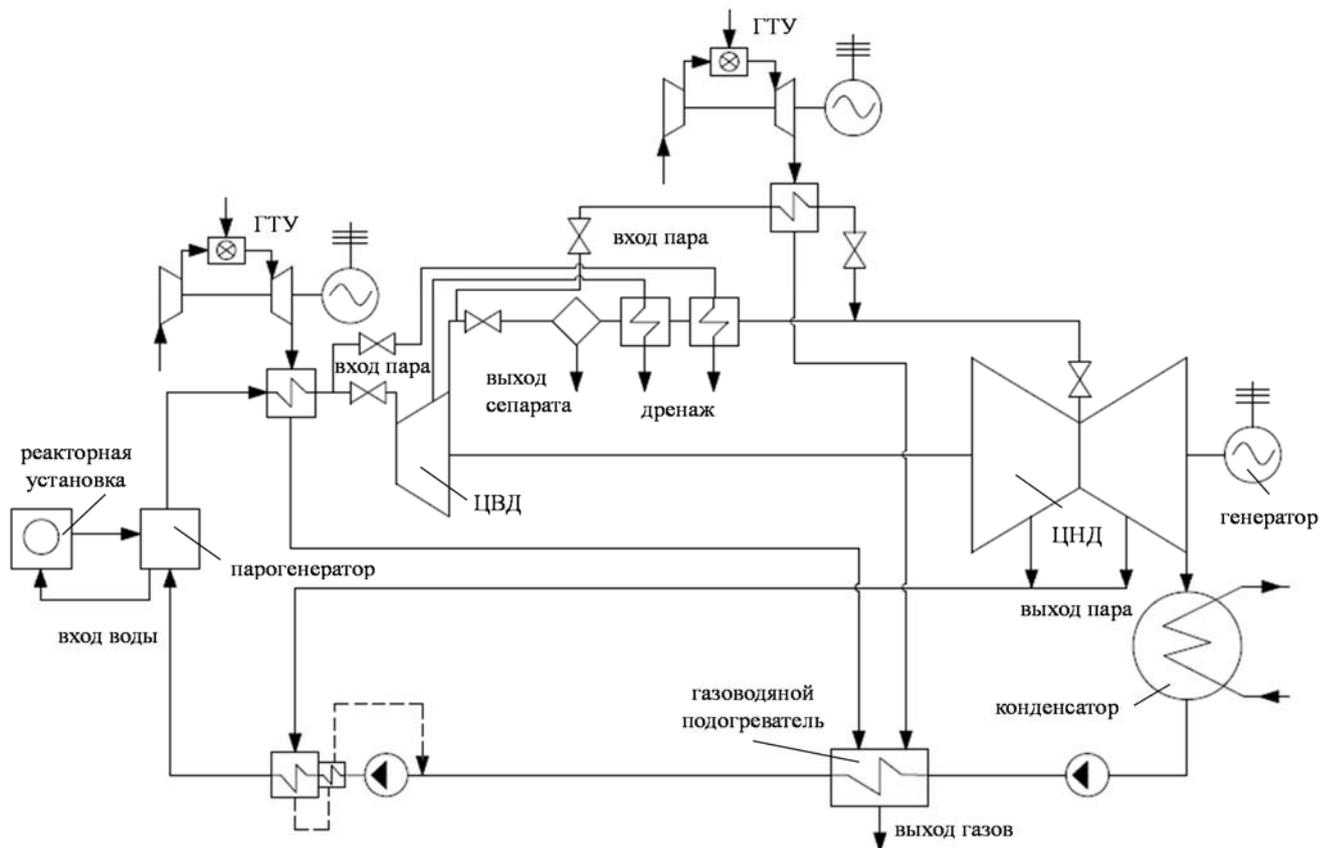


Рисунок 1.57 – Параллельная тепловая схема использования теплоты уходящих газов ГТУ для перегрева свежего пара и подогрева питательной воды

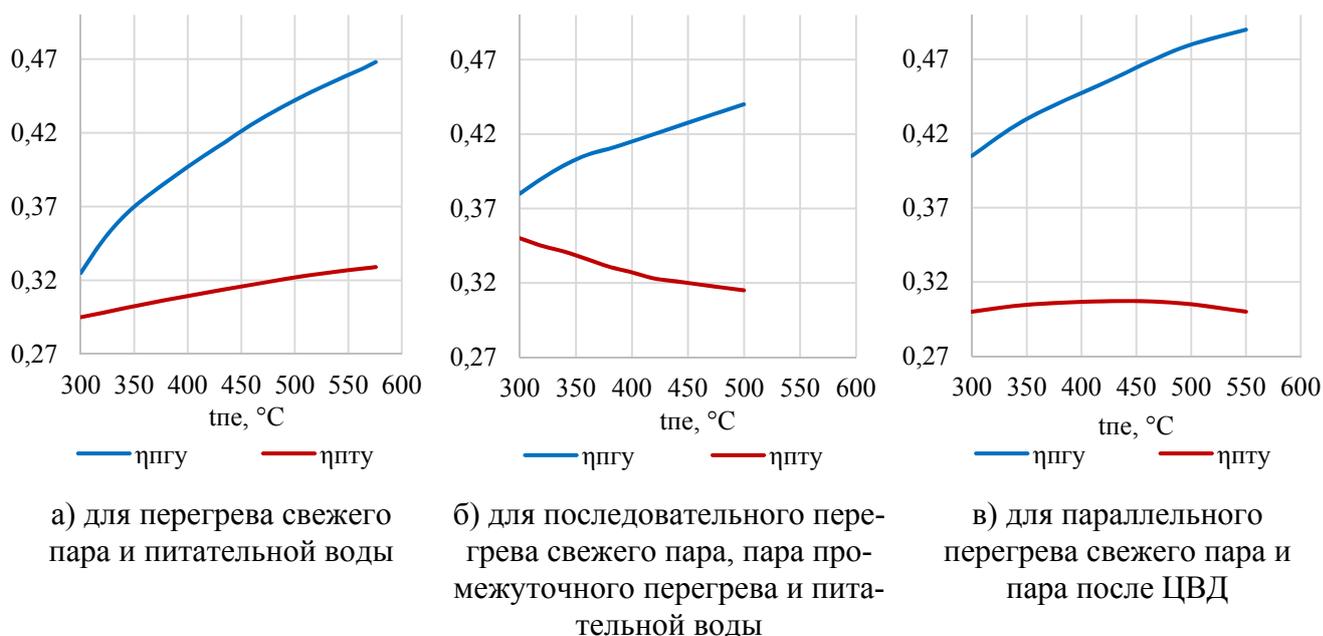


Рисунок 1.58 – Зависимости экономичности парогазовых и паротурбинных установок от температуры начального перегрева пара

Схема, подобная изображенной на рисунке 1.56, предлагается и автором работы [228]. Разница состоит лишь в том, что реализация указанной схемы предполагается на базе реактора ВБЭР-300 существенно меньшей мощности.

1.5.2 АЭС с огневым перегревом пара

Впервые применение огневого перегрева пара на АЭС было вынужденной мерой борьбы с большой влажностью пара в турбинах, вызывающей трудности при их эксплуатации. Кроме того, применение перегретого пара позволяло решить проблему пропускной способности турбин, поскольку обеспечивало возможность строительства станции эквивалентной мощности, но с меньшим расходом свежего пара. На рисунке 1.59 представлена тепловая схема АЭС Индиан-Поинт (Indian Point Energy Center) с водоохлаждаемым реактором. На этой электростанции реализован огневой перегрев пара в специальном внешнем по отношению к реакторной установке пароперегревателе, использующем теплоту сгорания органического топлива. Сравнительные характеристики электростанций на насыщенном паре и с огневым перегревом пара приведены в таблице 1.11.

Из анализа характеристик станций, приведенных в таблице 1.11 следует, что несмотря на падение давления пара, вызванное введением добавочного сопротивления (огневого пароперегревателя) в паровой тракт, огневой перегрев приводит к существенному увеличению эффек-

тивности выработки электроэнергии и возрастанию электрической мощности при сравнительно небольших капитальных затратах.

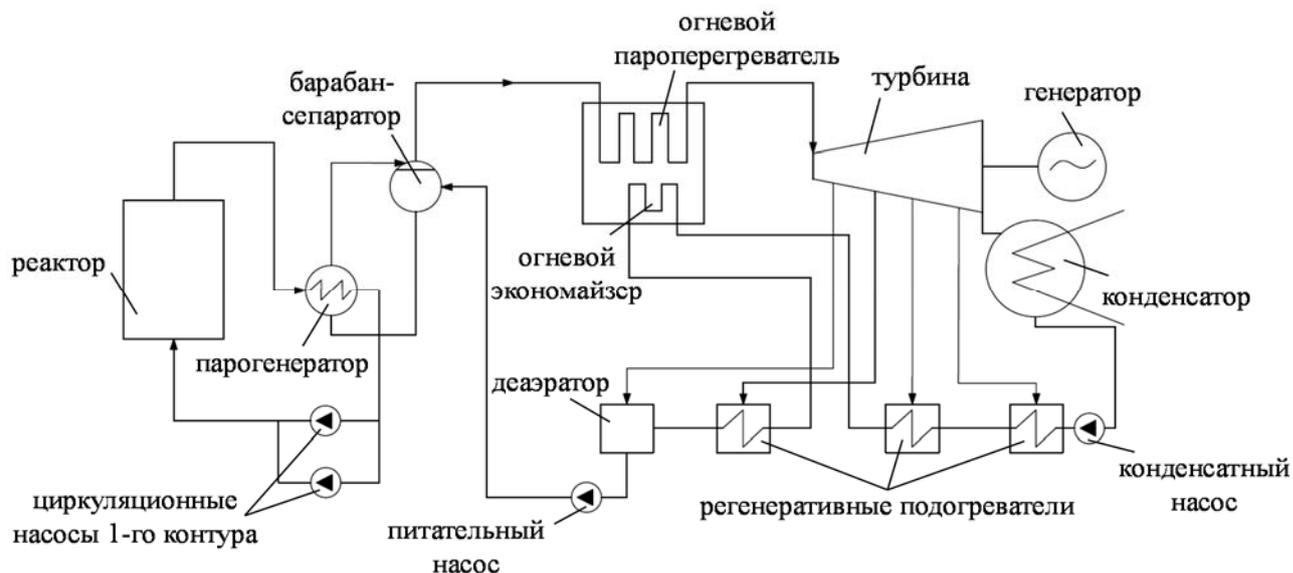


Рисунок 1.59 – Тепловая схема АЭС с огневым перегревом Индиан-Поинт

Таблица 1.11 – Сравнение влажнопаровой АЭС и АЭС с огневым перегревом пара

Показатели станций	С насыщенным паром	С огневым перегревом
Начальное давление пара, атм	28,5	26
Начальная температура пара, °С	230	538
Электрическая мощность, МВт	163	275
Удельный расход тепла, ккал/кВт·ч	3250	2696
КПД станции	26,5	31,8
Стоимость станции*, млн. \$	77	90
Удельные капитальные затраты*, \$/кВт	322	233
Стоимость электроэнергии*, \$/(100 кВт·ч)	1,75	1,32

* – Ценовые показатели указаны на момент строительства и функционирования АЭС

Дополнительные затраты на строительство огневого пароперегревателя оказываются меньшими, чем на строительство тепловой электростанции мощностью, эквивалентной приросту мощности в результате введения огневого перегрева. Таким образом, строительство АЭС с огневым пароперегревателем оказывается целесообразным. Поскольку подвод теплоты в огневом пароперегревателе осуществляется при высоком среднем уровне температуры, тепловая эффективность дополнительного участка цикла оказывается достаточно высокой и составляет для рассматриваемой станции по данным [235] 44,3 %. Таким образом, несмотря на то, что внешний перегрев пара не приводит к повышению эффективности использования ядерного топлива, его применение можно считать целесообразным, поскольку оно ведет к использованию теплоты сгорания ископаемых видов топлива с достаточно высоким КПД даже при столь низких в срав-

нении с современной энергетикой параметрах пара, генерируемого в парогенераторах ядерных паропроизводящих установок.

Еще одним способом, относящимся к огневому перегреву, является перегрев пара в водородной камере сгорания, использование которой обладает неоспоримым преимуществом перед применением традиционных методов перегрева пара, поскольку позволяет достигнуть практически любого уровня начальной температуры пара вплоть до 3500 °С, что дает возможность существенно повысить термодинамический КПД цикла. Практически значимым же интервалом температур для современного уровня развития энергетического машиностроения является промежуток от 700-760 °С (уровень температур, характерный для перспективных котельных установок) до 1300-1500 °С (уровень температур, достигнутый в современном газотурбостроении). Такие высокие температуры пара могут быть получены за счет того, что передача теплоты в водородно-кислородном парогенераторе отсутствует, что снимает ограничение начальной температуры пара, обусловленное жаропрочностью используемых в котельной технике материалов. Кроме того, использование водорода в качестве топлива в энергетике не приводит к росту экологической нагрузки на окружающую среду, вызванную выбросами диоксида углерода, оксидов азота и других загрязняющих веществ, образующихся в процессе сжигания ископаемых топлив. На АЭС водородная камера сгорания может быть использована в качестве внешнего пароперегревателя насыщенного пара после выхода его из парогенератора, а также для промежуточного перегрева пара.

1.6 Анализ методов прогнозирования стоимости перспективного энергетического оборудования

Применение большинства научно-технических решений, направленных на повышение тепловой экономичности энергетических установок, оказывает влияние на стоимость как нового, так и действующего оборудования. Так, в ряде работ, посвященных освоению энергоблоков с ультрасверхкритическими параметрами пара, в качестве одной из главных проблем, препятствующих внедрению, отмечается увеличение стоимости их создания. Здесь уместно привести изречение академика АН СССР М.А. Стыриковича: «Техника – это синтез физики и экономики», поскольку эффективность и стоимость нового оборудования оказывают решающее воздействие на себестоимость энергетической продукции, которая и определяет в конечном счете конкурентоспособность энергетических комплексов. Очевидно, что поиск методов и разработка инструментов прогнозирования стоимости перспективного оборудования является одной из важнейших задач при рассмотрении вопросов создания новой техники. Выбор рациональной комбинации технических решений, используемых при создании перспективных высокотемпе-

ратурных энергетических комплексов на основе паротурбинных технологий, может быть осуществлен на основе функционально-стоимостного анализа, проведение которого требует установления зависимостей между основными техническими характеристиками энергетического комплекса и его агрегатов и их стоимостными показателями. Установление таких зависимостей требует разработки комплекса моделей, обеспечивающих прогнозирование стоимости как отдельных агрегатов энергоустановки, так и установки в целом.

При оценке стоимости оборудования выделяют три основных подхода: сравнительный, доходный и затратный [236-240].

Сравнительный подход представляет собой совокупность методов оценки стоимости объекта, основанных на сравнении оцениваемого объекта с аналогичными, по которым имеется информация о стоимостных показателях.

Метод основан на определении рыночных цен, адекватно отражающих ценность единицы оборудования в ее текущем состоянии. Основным используемым принципом при проведении оценок является сопоставление, которое проводится с точным или приблизительным аналогом, с учетом внесения корректирующих поправок на отличия значимых для проведения оценки характеристик. Сравнительный подход к оценке стоимости машин и оборудования представлен прежде всего методом прямого сравнения. Объект-аналог должен иметь то же функциональное назначение, иметь полное квалификационное подобие и частичное конструктивно-технологическое сходство.

Доходный подход представляет собой метод оценки стоимости, базирующийся на определении стоимости объекта на основе совокупности прогнозируемых доходов от его реализации или использования.

В теории затратного подхода, используемого при оценке стоимости машин и оборудования, выделяют несколько методов проведения оценки, отличающихся трудоемкостью и точностью получаемых данных.

Наиболее достоверным и точным является метод прямой калькуляции, однако его применение на практике осложнено необходимостью обработки больших массивов информации, так как по каждой конкретной отрасли необходимо знать большое количество норм различных технико-экономических показателей. Однако этот метод дает наиболее точный и достоверный результат.

Метод трендов позволяет определить себестоимость оцениваемого оборудования на основании имеющейся ретроспективной информации об изменении себестоимости на идентичное (аналогичное) оборудование с последующим приведением ее к текущему уровню (на дату оценки) при помощи индексов (трендов). Такое приведение может осуществляться как по отдельным статьям затрат, формирующих себестоимость, так и по себестоимости в целом.

Метод расчета по цене однородного объекта предполагает подбор однородного объекта, похожего на оцениваемый прежде всего по технологии изготовления, используемым материалам и конструкции, с известными стоимостными показателями, которые переносятся на объект оценки посредством внесения корректировок.

Метод поэлементного расчета включает формирование перечня комплектующих узлов и агрегатов оцениваемого объекта и сбор ценовой информации по ним. На основе собранных данных осуществляется прогнозная оценка себестоимости. Применение рассматриваемого метода возможно при наличии развитого рынка комплектующих изделий.

Очевидно, что прямое использование существующих методов для прогнозирования стоимости перспективных высокотемпературных энергетических комплексов практически невозможно, поскольку переход к новым параметрам пара приводит к изменению структуры используемых материалов, существенной модификации конструктивных решений и необходимости применения отличных от существующих технологий при производстве деталей и узлов нового оборудования.

В основу разработки прогнозных стоимостных моделей оборудования на ранних стадиях создания может быть положен затратный подход в сочетании с комбинацией перечисленных методов для отдельных элементов перспективного энергетического комплекса. Для реализации предлагаемого подхода к разработке моделей должна быть разработана структурно-элементная схема как для комплекса в целом, так и для его отдельных агрегатов, оказывающих наибольшее влияние на стоимость и претерпевающих существенные изменения при повышении начальных параметров пара. На основе анализа основных характеристик структурных элементов комплекса, в том числе особенностей конструкций, и реализуемых ими функций должны быть определены методы оценки стоимости каждого из элементов и построены соответствующие прогнозные модели. Общая стоимость создания перспективного энергетического комплекса может быть получена путем агрегирования затрат по его отдельным структурным элементам.

ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ 1

По данным международного энергетического агентства более 40 % выработки электроэнергии осуществляется на основе угольного топлива и более 10 % производится на базе ядерного горючего. Как на атомных, так и на тепловых угольных электростанциях наиболее широкое распространение получили энергоблоки, работающие по паротурбинной технологии. Таким образом, именно на паротурбинных электростанциях осуществляется выработка порядка 50 % всей электрической энергии в мире. Указанное обстоятельство определяет актуальность повышения энергетической эффективности паротурбинных энергоблоков. Оборудование, использу-

емое в установках рассматриваемого типа, достигло высокого уровня совершенства, и существенного повышения экономичности можно ожидать только в случае повышения начальных параметров термодинамического цикла. Если на электростанциях, использующих газовое топливо, произошел переход к комбинированным циклам, позволивший увеличить температуру подвода теплоты до 1200-1500 °С, обеспечив тем самым достижение уровня тепловой экономичности 60 % и более, то на тепловых электростанциях, использующих уголь, а также на атомных электростанциях проблема повышения термодинамической эффективности за счет роста начальных параметров пара пока остается не решенной. В атомной энергетике основным сдерживающим фактором является ограниченный уровень параметров ядерного реактора. Внедрение способов повышения параметров генерируемого ядерной паропроизводящей установкой пара ограничивается требованиями соблюдения ядерной безопасности. Освоение высокотемпературных энергоблоков на угольных электростанциях связано как с техническими проблемами, обусловленными в большей степени надежностью работы применяемых материалов, так и с существенным повышением стоимости оборудования и энергоблока в целом, что приводит к снижению его конкурентоспособности по сравнению с альтернативными технологиями.

Развитие имеющегося научно-технического задела, созданного как отечественными, так зарубежными учеными, свидетельствует о возможности разработки новых научно-технических решений, которые не только откроют техническую возможность создания перспективных высокотемпературных энергетических комплексов на органическом, ядерном и водородном топливах, но и обеспечат конкурентоспособность новых технологий генерации энергии по сравнению с традиционными.

Повышение начальных параметров пара паротурбинных установок в первую очередь направлено на достижение более высокого уровня термодинамической эффективности энергетических комплексов. Рост начальной температуры и давления приводит к изменению параметров во всех элементах тепловой схемы энергоблока и зачастую требует изменения структуры и набора параметров промежуточных элементов в целях обеспечения максимума тепловой экономичности. В связи с этим одной из задач работы является исследование тепловых схем энергоустановок на органическом, ядерном и водородном топливах, обеспечивающих выработку научно-обоснованных предложений по формированию структуры и выбору набора параметров тепловых схем.

Увеличение температур и давлений ставит проблему технической реализуемости высокотемпературной энергоустановки, которая обусловлена отсутствием информации о свойствах конструкционных материалов, обеспечивающих создание высокотемпературных элементов оборудования с необходимым ресурсом работы, а также высокой стоимостью жаропрочных материалов, применение которых ведет к удорожанию основного энергетического оборудования и

ставит вопрос экономической целесообразности перехода к более высоким параметрам пара. Таким образом, еще одной важной задачей является разработка комплекса научно-технических решений, обеспечивающих техническую возможность и экономическую целесообразность создания перспективных высокотемпературных энергетических комплексов большой мощности на основе паротурбинной технологии.

Стоимость высокотемпературных энергетических комплексов может быть снижена за счет применения новых научно-технических решений, обеспечивающих сокращение использования дорогостоящих жаропрочных конструкционных материалов и снижение металлоемкости оборудования. Возможными решениями являются изменение компоновки основного оборудования, обеспечивающее сокращение протяженности высокотемпературных паропроводов, применение охлаждения теплонапряженных элементов высокотемпературной турбины и использование для перегрева пара водородно-кислородных камер сгорания, позволяющее уменьшить расход жаропрочных материалов в турбине и котельном агрегате, а также увеличение пропускной способности цилиндров низкого давления, позволяющее сократить их количество и тем самым снизить металлоемкость турбины.

Целесообразность применения различных сочетаний новых технических решений должна быть обоснована не только с точки зрения технической реализуемости и энергетической эффективности. Также должны быть проведены оценки их влияния на финансово-экономические показатели проектов создания высокотемпературных энергетических комплексов. Первоочередной задачей в данном случае является прогнозирование стоимостных показателей как отдельных технических решений, так и энергетического комплекса в целом. Для проведения оценок экономической эффективности высокотемпературных технологий и прогнозирования стоимостных эффектов от реализации новых разработанных технических решений необходима разработка методов и моделей, обеспечивающих прогнозирование стоимости нового оборудования на ранних этапах его создания и установление зависимостей между техническими характеристиками оборудования (начальными параметрами, мощностью) и стоимостью, что предоставит возможность проведения функционально-стоимостного анализа и выбор рациональной структуры энергетического комплекса.

Заключительным этапом является исследование влияния начальных параметров пара и разработанных технических решений на финансово-экономические и инвестиционные показатели высокотемпературных энергетических комплексов.

В последние десятилетия сложилась устойчивая тенденция перехода от физического моделирования, которое долгое время применялось при создании новой техники наряду с инженерными методиками расчетов, разработанными на основе эмпирических данных, к численному моделированию методом конечных элементов, что было обусловлено уверенностью в адекват-

ности, высокой точности и универсальности заложенных в программные комплексы инженерного анализа моделей, а также стремлениями к сокращению стоимости и сроков разработки, что планировалось достичь за счет минимизации экспериментальной составляющей проектирования. По этой причине экспериментальная проверка эффективности и работоспособности новых узлов и изделий осуществлялась на поздних стадиях, при проведении предварительных испытаний. Опыт применения подобного подхода продемонстрировал его слабые стороны в части решения целого ряда задач, что особенно сильно проявляется при создании новых образцов техники. К задачам, где невозможно полностью положиться на методы конечно-элементного анализа, относятся задачи аэродинамики, теплообмена, горения, а также сопряженные задачи. Указанные обстоятельства определили необходимость применения при конструировании интегрированного расчетно-экспериментального подхода, основанного на использовании экспериментальных методов исследований в сочетании с современными методами математического моделирования. Сокращение продолжительности разработки может быть осуществлено за счет уменьшения сроков изготовления опытных образцов и макетов, предназначенных для экспериментальных исследований, посредством применения аддитивных технологий, позволяющих изготавливать детали без выпуска конструкторской и технологической документации только на основе электронных моделей. При этом стоит отметить, что детали, изготовленные с применением аддитивных технологий, имеют ряд особенностей, что требует для внедрения их в процесс проектирования проведения комплекса исследований, направленных на разработку соответствующих методик, обеспечивающих требуемый уровень качества проектно-конструкторских решений.

Таким образом, целью работы является разработка совокупности научно-обоснованных технических решений, обеспечивающих создание перспективных высокотемпературных энергетических комплексов нового поколения на основе паротурбинной технологии с повышенными технико-экономическими показателями.

Задачами диссертационного исследования являются:

1. Разработка совокупности научно-обоснованных технических решений, обеспечивающих снижение затрат на создание оборудования при обеспечении его максимальной эффективности для перспективных высокотемпературных энергетических комплексов нового поколения на основе расчетно-экспериментальных исследований.

2. Разработка совокупности методов и моделей для проведения расчетно-экспериментальных исследований, необходимых при формировании научно-обоснованных технических решений, обеспечивающих создание высокотемпературных энергетических комплексов и их оборудования с повышенными технико-экономическими показателями.

3. Создание испытательного комплекса, программ и методик проведения испытаний, обеспечивающих экспериментальные исследования аэродинамических, гидравлических и тепловых процессов с целью подтверждения работоспособности и эффективности новых технических решений.

4. Разработка научно-обоснованных предложений по формированию структуры и выбору параметров тепловых схем перспективных высокотемпературных энергетических комплексов на органическом, ядерном и водородном топливах на основе оптимизационных исследований, а также формирование конструктивного облика основного оборудования и компоновочных решений с использованием приемов и методов функционально-стоимостного анализа, применение которых обеспечивает достижение максимального уровня эффективности при минимальных затратах.

5. Исследование влияния технических решений на финансово-экономические и инвестиционные показатели перспективных высокотемпературных энергетических комплексов.

ГЛАВА 2 РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ СХЕМ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ КОМПЛЕКСОВ НА ОРГАНИЧЕСКОМ, ЯДЕРНОМ И ВОДОРОДНОМ ТОПЛИВАХ

2.1 Пылеугольные энергоблоки с ультрасверхкритическими параметрами пара

2.1.1 Оптимизационные исследования тепловых схем

Переход к ультрасверхкритическим параметрам, с одной стороны, позволяет реализовать энергоблоки с высоким КПД, с другой стороны, возникает необходимость в использовании дорогостоящих сплавов на основе никеля. Ввиду особенностей паросилового цикла имеется ряд термодинамических особенностей использования повышенных параметров пара. Увеличение начального давления приводит к двум разнонаправленным результатам: при совместном повышении температуры подвода теплоты в цикл наблюдается увеличение эффективности. При фиксированной же начальной температуре и повышении давления происходит уменьшение располагаемой работы цикла и рост влажности в последних ступенях турбины. Для компенсации отрицательного влияния роста давления и повышения КПД цикла применяется промежуточный перегрев пара. Теоретически можно применять несколько промежуточных перегревов с целью повышения эффективности цикла (в случае оптимального подбора параметров, обеспечивающих рост КПД основного цикла). В данном случае возникает проблема усложнения системы: дополнительные высокотемпературные трубопроводы требуют применения дорогостоящих металлов и дополнительных средств автоматизации.

В сравнении с энергоблоками на сверхкритические параметры пара для реализации схемы энергоблока с УСКП ввиду повышения температуры питательной воды требуется определение структуры схем регенерации высокого и низкого давления, исследование возможностей применения одно- и двух- подъемных схем питательных насосов с электроприводами и/или турбоприводами, а также оценка тепловой эффективности использования этих решений.

В связи с обозначенными особенностями схем энергоблоков УСКП необходимо провести оптимизационные расчеты с целью разработки рекомендаций по выбору диапазона параметров и структуры тепловой схемы, обеспечивающих максимальный уровень экономичности, и определить:

- начальные параметры пара и параметры промежуточного перегрева;
- количество промежуточных перегревов пара;
- структуру системы регенеративного подогрева питательной воды и основного конденсата;
- схемы включения и типы привода питательного насоса.

Принципиальная тепловая схема угольного блока УСКП приведена на рисунке 2.1, а исходные данные для моделирования содержатся в таблице 2.1.

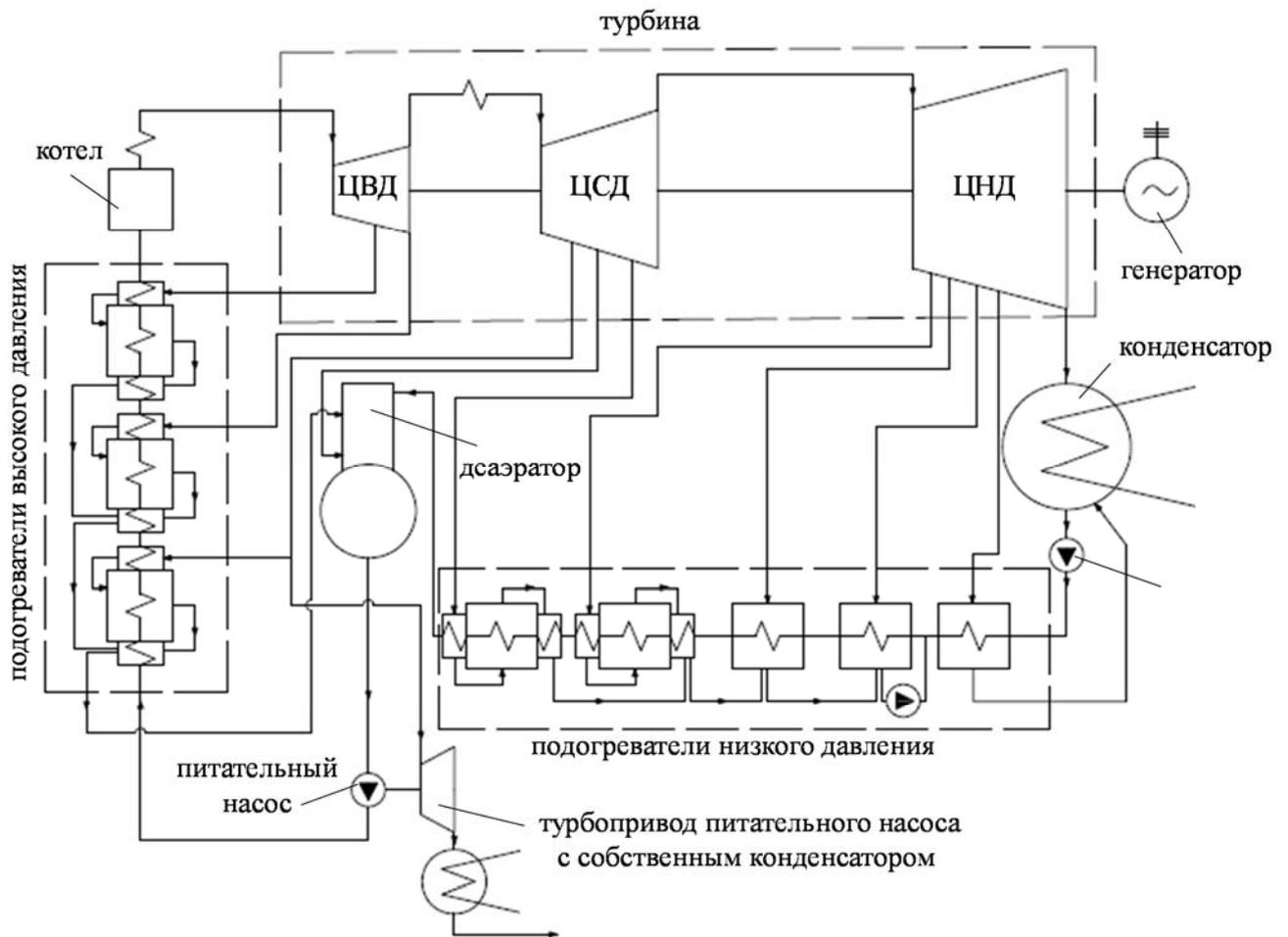


Рисунок 2.1 – Принципиальная тепловая схема энергоблока УСКП с однократным промпарегревом

Таблица 2.1 – Основные исходные данные

Наименование	Значение
Тип топлива	Уголь кузнецкий марки «Д»
Низшая теплота сгорания	25 000 кДж/кг
КПД котельной установки	94 %
Внутренний относительный КПД паротурбинной установки	
- ЦВД	89 %
- ЦСД	91 %
- ЦНД	88 %
Турбопривод	На собственном отборе с конденсатором
Схема регенерации	3 ПВД+5 ПНД+1 Деаэратор
Давление в конденсаторе	5 кПа

Основным критерием эффективности при проведении оптимизационных исследований является КПД энергоблока брутто, целевое значение которого должно составлять не менее 50-51 %. Достижение указанного высокого для паротурбинных блоков уровня КПД обеспечивается за счет использования комбинации лучших схемных решений, оптимальных параметров рабочего тела с учетом заданных характеристик основного и вспомогательного оборудования.

Моделирование различных вариантов тепловых схем осуществлялось на базе сертифицированного программного комплекса Gate Cycle. Используемые методики расчета КПД показали хорошее совпадение при сравнении расчетных значений схем действующих установок с их эксплуатационными показателями экономичности.

Повышение начальной температуры пара приводит к росту тепловой эффективности паросилового цикла. На рисунке 2.2 приведена зависимость КПД нетто энергоблока $\eta_{\text{нетто}}$ от начальной температуры пара t_0 для различных значений давления перед турбиной p_0 . Изменение начальной температуры оказывает более существенное влияние на эффективность схемы, чем изменение уровня начального давления. Так, при начальном давлении 30 МПа переход от температуры острого пара 600 к 700 °С дает относительный прирост в 4,31 % (рисунок 2.2), тогда как повышение давления от 24,5 до 35 МПа обеспечивает увеличение КПД от 0,6 до 1,6 % (рисунок 2.3). Следует отметить, что относительная доля прироста электрического КПД тем больше, чем выше давление острого пара.

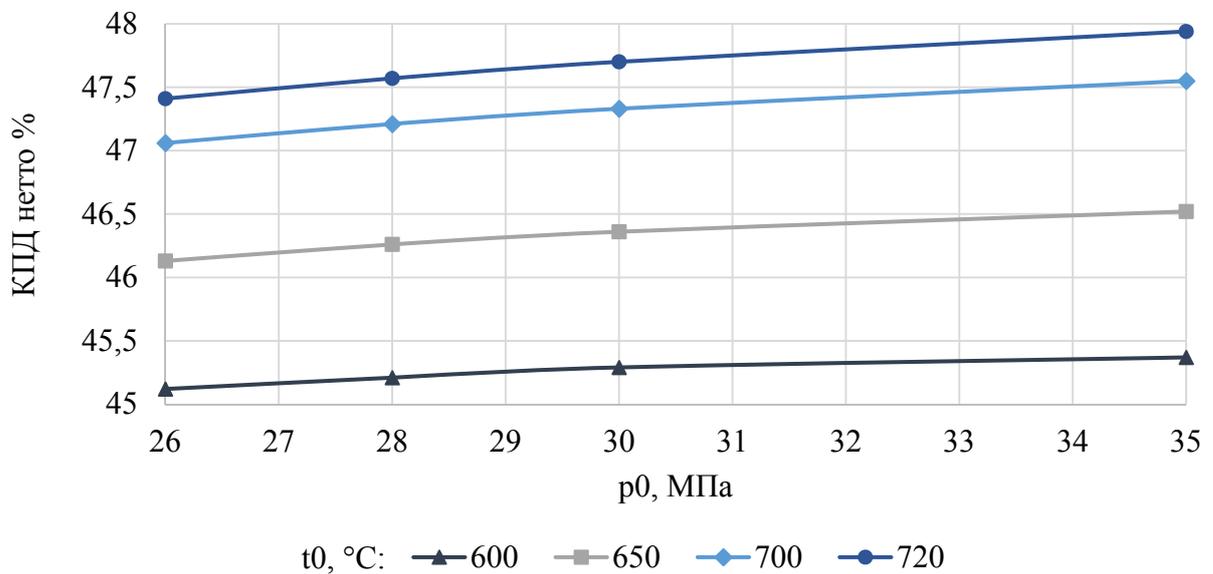


Рисунок 2.2 – Зависимость электрического КПД нетто энергоблока от начальной температуры пара для различных значений давления перед турбиной для цикла с одним промперегревом

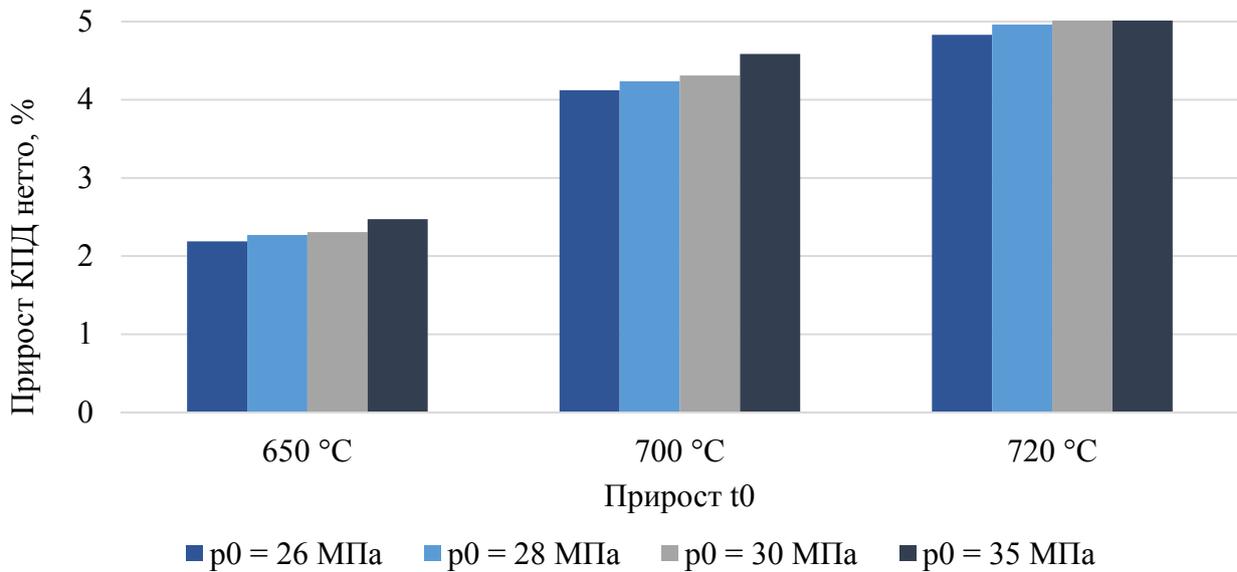


Рисунок 2.3 – Прирост КПД энергоблока при повышении начальных параметров пара

Повышение начального давления пара неизбежно ведет к увеличению влажности в последних ступенях турбины. Поскольку блоки УСКП предполагают использование повышенных начальных давлений пара свыше 30 МПа, актуальным является рассмотрение вопроса выбора параметров вторичного перегрева пара. КПД цикла с применением промежуточных перегревов (промперегрева) имеет оптимальное значение в определенном диапазоне давлений. Так, например, для паротурбинных установок сверхкритических параметров оптимальное давление однократного первичного перегрева находится в диапазоне от 15 до 25 % от значения начального давления пара. При двукратном промежуточном перегреве оптимальное давление первого промежуточного перегрева составляет 25-30 % от начального, второго промежуточного перегрева – от 6 до 9 % от начального.

Рассмотрим влияние применения промежуточного перегрева пара на тепловую экономичность энергоблока с УСКП.

1) Однократный промежуточный перегрев пара

Принципиальная схема энергоблока УСКП с однократным промежуточным перегревом пара приведена на рисунке 2.1. На рисунке 2.4 приведены зависимости КПД нетто от давления первого промежуточного перегрева $p_{п1}$ для различного давления свежего пара p_0 – 26, 28, 30 и 35 МПа, а на рисунке 2.5 представлены данные по изменению КПД энергоблока.

Из полученных зависимостей видно, что оптимуму КПД соответствуют величины давления промежуточного перегрева в диапазоне 20-25 % от начального давления, что коррелирует с данными для блоков на сверхкритические параметры, уточняя диапазон принимаемых давлений. Оптимальное значение КПД увеличивается на 1,6 % при повышении начального давления цикла с 26 до 35 МПа.

Помимо влияния на эффективность цикла применение промежуточного перегрева позволяет снизить влажность в последних ступенях турбины. Так, для энергоблока единичной мощностью 1000 МВт с начальными параметрами $p_0 = 35$ МПа и $t_0 = 700$ °С без промежуточного перегрева, влажность в последних ступенях принимает недопустимое значение 19 %, а при применении однократного промперегрева влажность составляет 7,42 %.

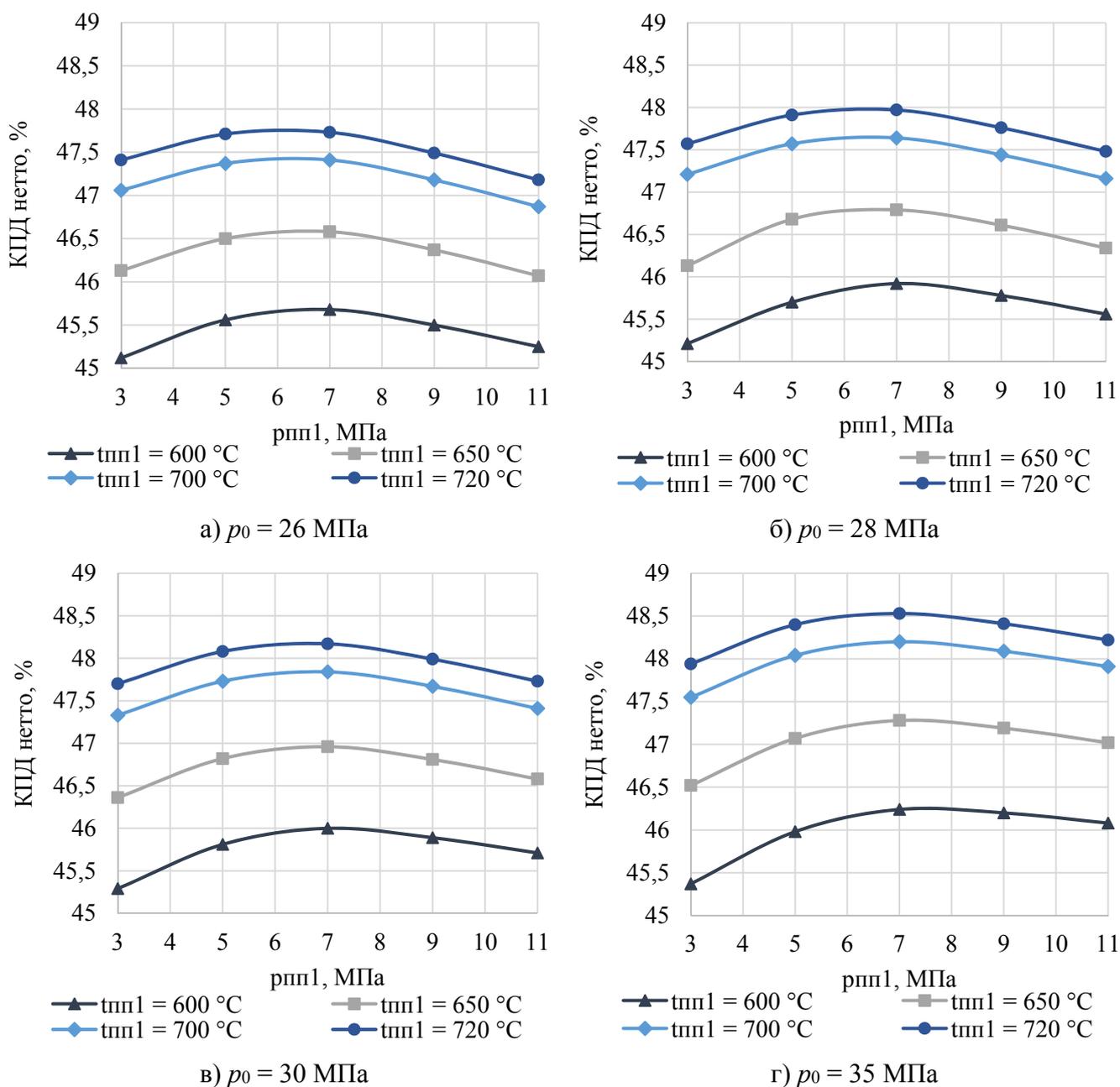


Рисунок 2.4 – Зависимость КПД нетто от давления промежуточного перегрева пара $p_{пп1}$ при постоянном начальном давлении

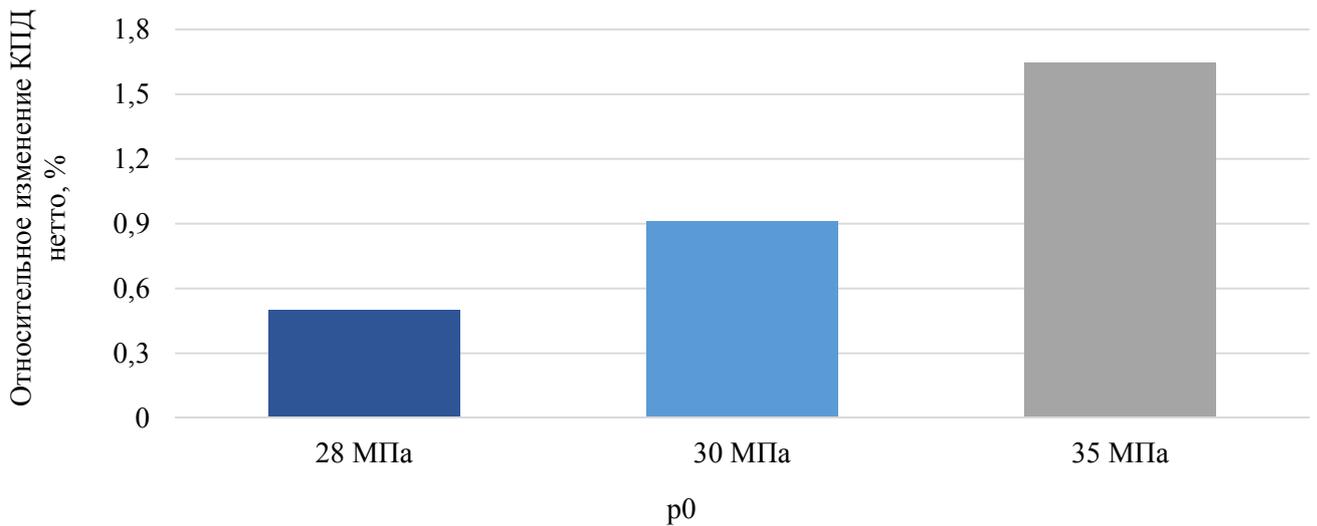


Рисунок 2.5 – Относительное изменение КПД нетто блока УСКП от начального давления пара

2) Двукратный промежуточный перегрев пара

На блоках с повышенными параметрами пара практикуется применение и двукратного промежуточного перегрева. С одной стороны, в случае оптимального подбора параметров данное решение позволяет дополнительно увеличить эффективность цикла в сравнении с однократным промежуточным перегревом. С другой стороны, двукратный промперегрев ведет к усложнению технологии, так как появляются дополнительные потери давления в пароперегревателе, необходимо по возможности сокращать протяженность трубопроводов из дорогостоящих сплавов, предусматривать их специальную компоновку.

Рассмотрим влияние двукратного промежуточного перегрева на эффективность цикла в зависимости от других важных входных параметров: начальной температуры t_0 и давления p_0 . Принципиальная тепловая схема изображена на рисунке 2.6.

Увеличение температуры вторичного перегрева при неизменном давлении всегда ведет к увеличению КПД цикла (рисунок 2.7). Однако, как и в случае с однократным промперегревом, давление вторичного пара не всегда оказывает однозначное влияние на эффективность цикла и имеет оптимальное значение. Было проведено исследование влияния давления пара вторичного перегрева $p_{пп2}$ на эффективность цикла. В качестве допущения принято, что температуры острого пара и первого промперегрева равны, начальное давление – 30 МПа. Проводилось изменение давления первого промперегрева в диапазоне 6-10 МПа и второго от 2,5 до 5 МПа. Результаты моделирования приведены на рисунке 2.8. При различных сочетаниях давлений промежуточных перегревов наблюдается смещение оптимума по КПД в сторону увеличения значений давления, но до определенных пределов.

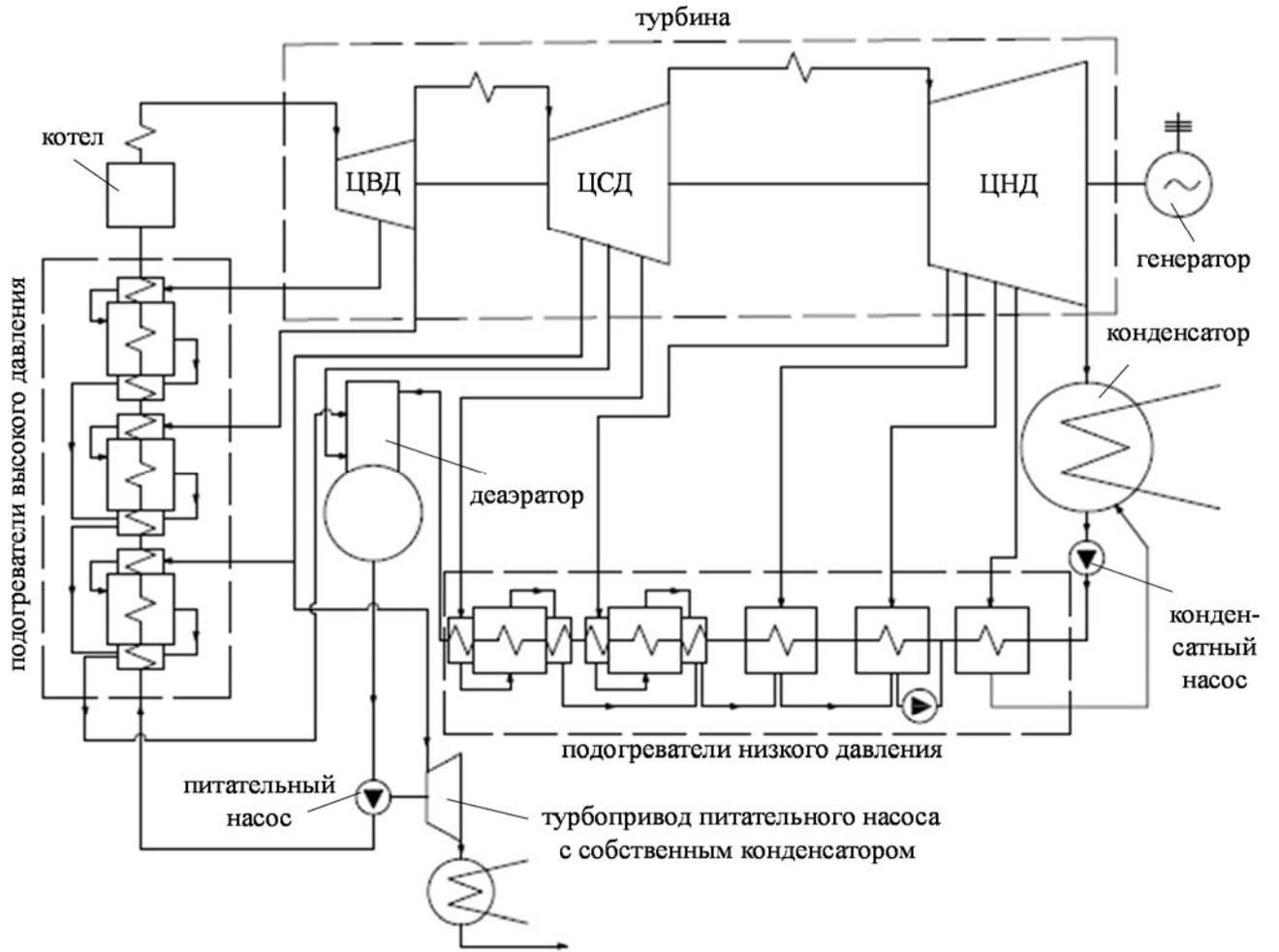


Рисунок 2.6 – Принципиальная тепловая схема энергоблока УСКП с двукратным промежуточным перегревом

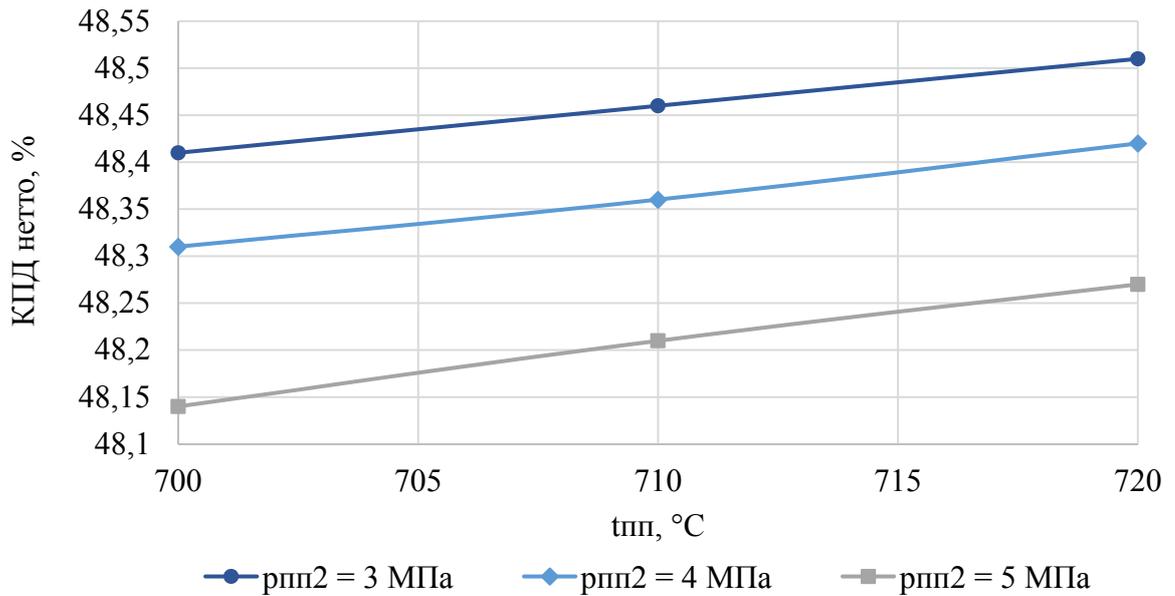


Рисунок 2.7 – Изменение КПД нетто для энергоблока с начальными параметрами пара 30 МПа и 700 °C

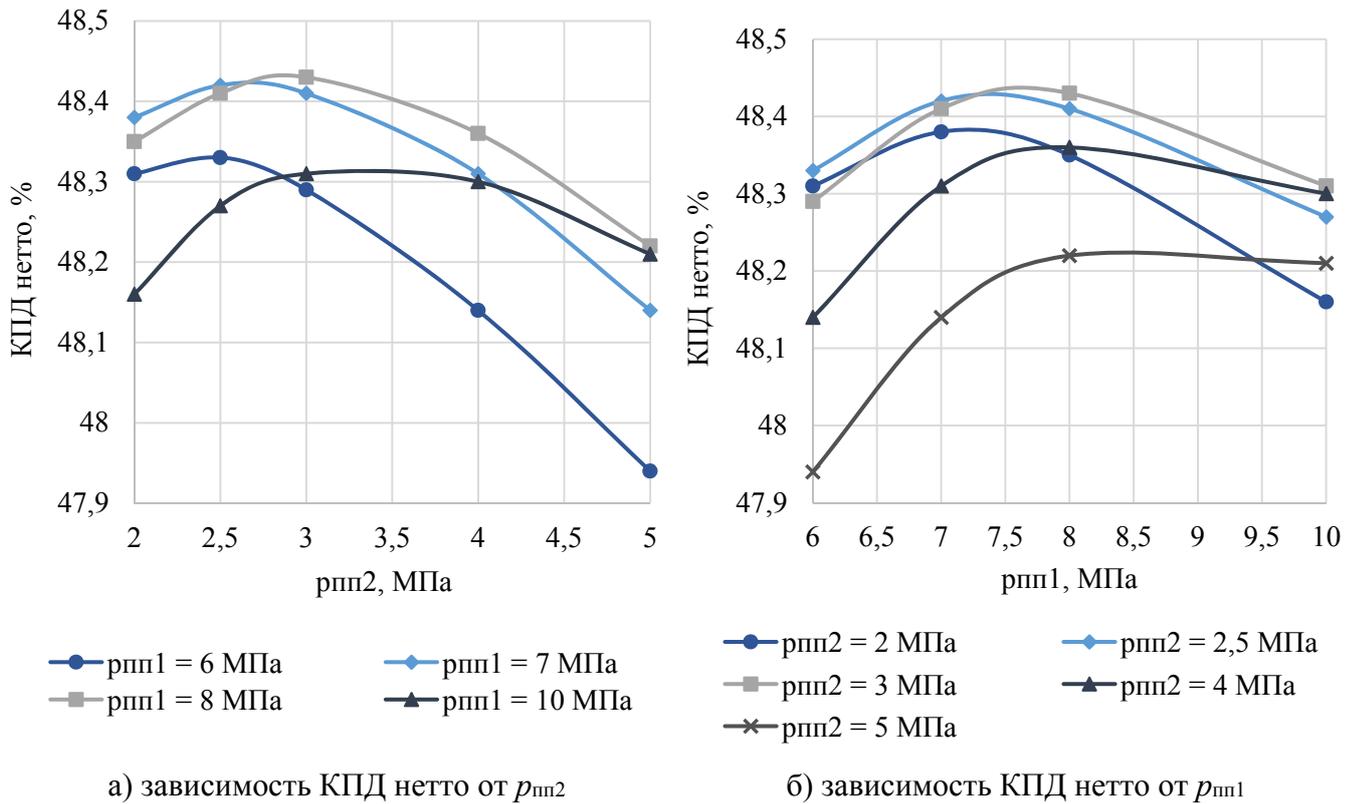


Рисунок 2.8 – Зависимость КПД нетто от давлений промперегревов при $p_0 = 30$ МПа

Зависимость КПД нетто от давлений промперегревов для $p_0 = 35$ МПа приведена на рисунке 2.9. Характерно, что при повышении начальных параметров цикла, эффективность цикла растет, а область оптимальных значений давлений смещается в сторону их количественного увеличения.

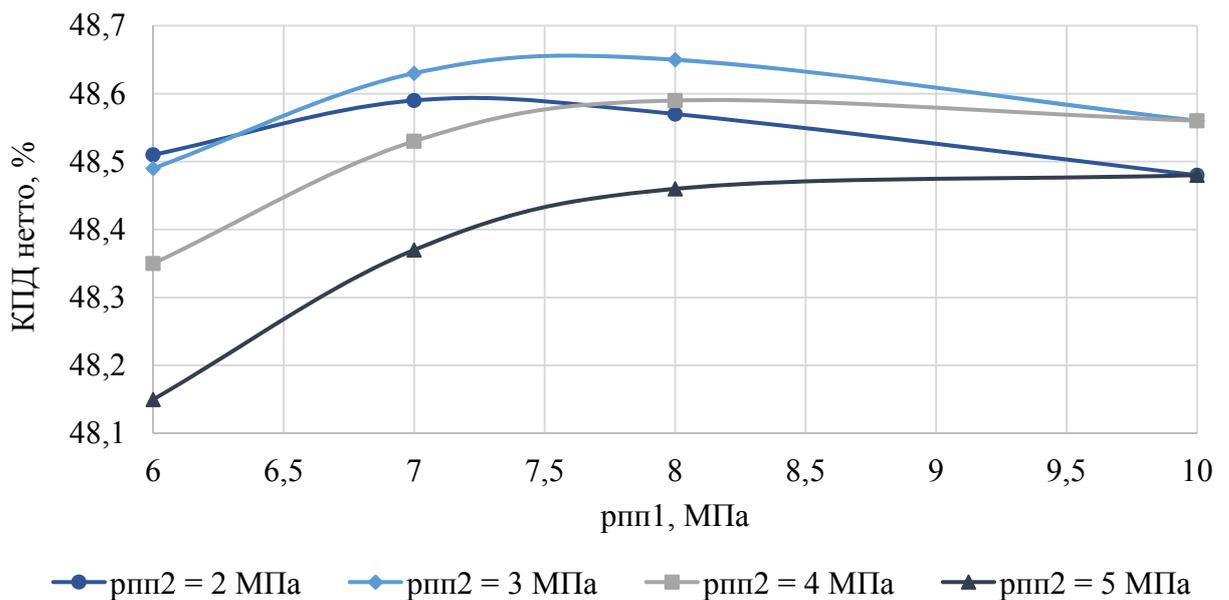


Рисунок 2.9 – Зависимость КПД нетто для различных значений давлений промперегревов при $p_0 = 35$ МПа

Оптимальное давление однократного первичного перегрева находится в диапазоне от 15 до 25 % от значения начального давления пара. При двукратном промперегреве оптимальное давление первого промперегрева составляет от начального давления 25-30 %, второго промперегрева – 6-9 %.

Выбор оптимальной температуры питательной воды является задачей технико-экономической. На данный показатель влияет ряд факторов: цена топлива, график покрытия электрических нагрузок, количество отборов турбины, конфигурация схемы и ряд других. Рассмотрим термодинамические аспекты выбора температуры питательной воды.

Температура питательной $t_{пв}$ воды определяется параметрами в подогревателе высокого давления перед котлом. Таким образом, первым важным фактором, влияющим на оптимальное значение температуры питательной воды, являются начальные параметры пара. На рисунке 2.10 приведены результаты моделирования схемы блока с УСКП для начальных давлений 30-35 МПа при постоянных температурах острого пара, первого и второго промежуточных перегревов.

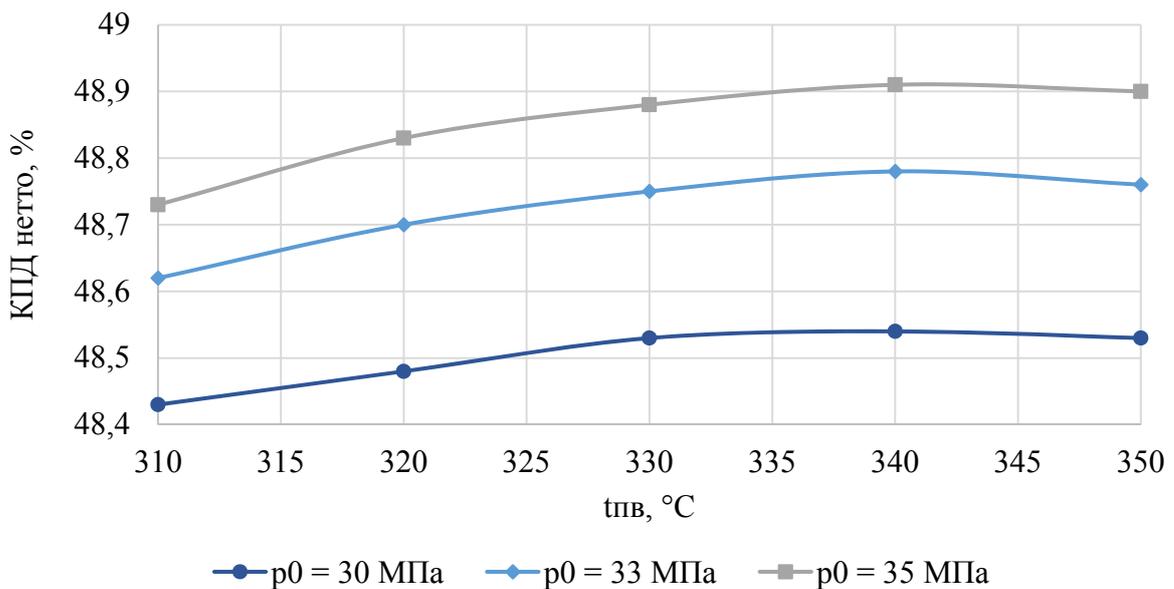
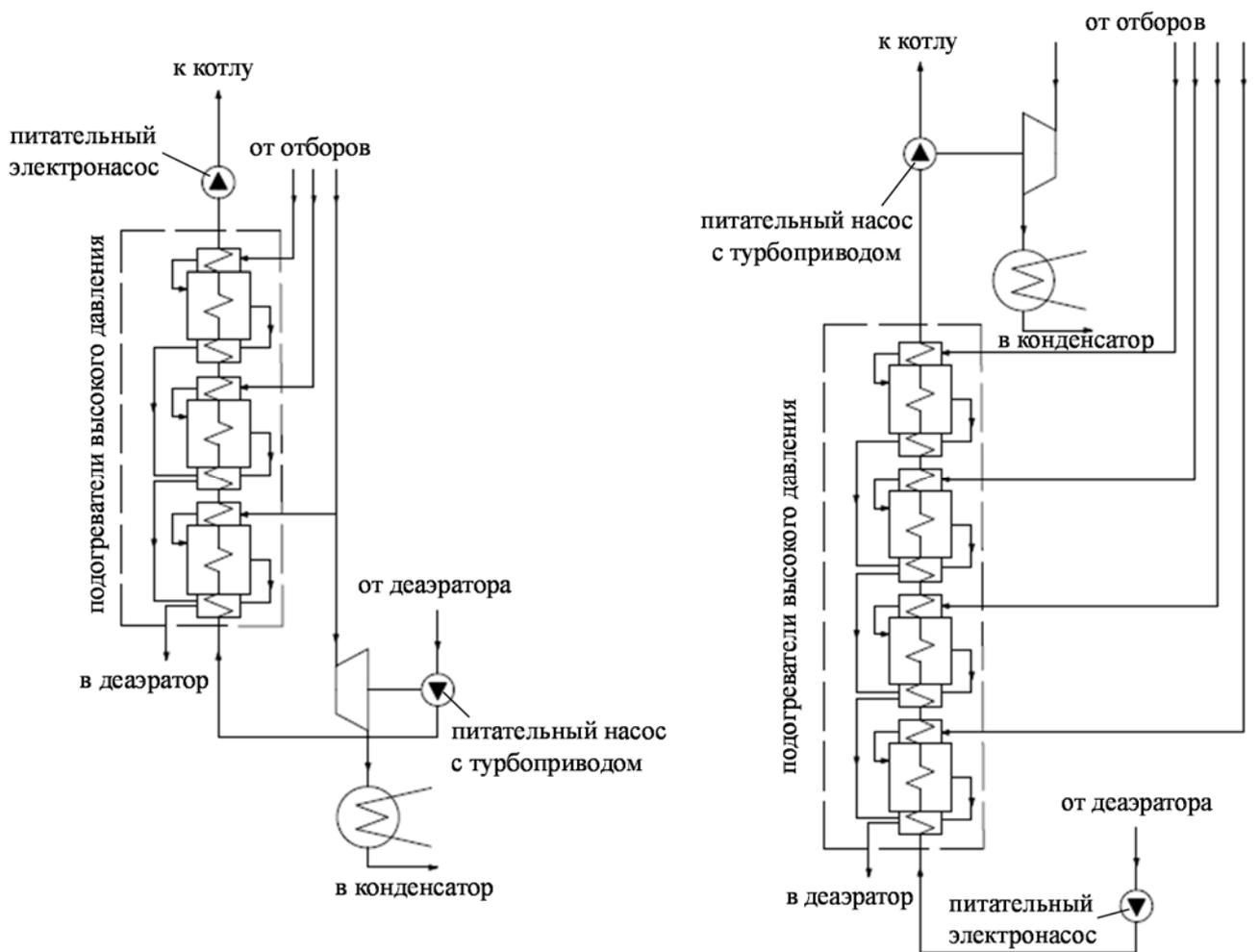


Рисунок 2.10 – Зависимость КПД нетто от температуры питательной воды

Полученные кривые свидетельствуют о наличии оптимального значения температуры питательной воды для отдельного начального давления пара. При этом наблюдается смещение оптимума при переходе от меньшего значения давления к большему в сторону больших значений температуры питательной воды. Диапазон оптимальных значений температур питательной воды для начальных давлений 30-35 МПа составляет 330-340 °C.

Проведено исследование влияния различных схем включения питательных установок на тепловую экономичность энергоблока. Рассмотрены одноподъемная схема включения, исполь-

зубая в настоящий момент на крупных отечественных энергоблоках, и двухподъемная схема в качестве возможного варианта организации подачи питательной воды. Исследованы варианты с использованием различных типов привода питательных насосов. На рисунке 2.11а изображена двухподъемная принципиальная схема энергоблока с УСКП с турбоприводным питательным насосом (ПТН) первой ступени и электроприводным насосом (ПЭН) второй ступени. На рисунке 2.11б изображена двухподъемная схема включения питательных насосов и группа подогревателей высокого давления (ПВД) энергоблока с УСКП с электроприводным насосом первой ступени и турбоприводным питательным насосом второй ступени. Результаты расчета и некоторые параметры схем приведены в таблице 2.2.



а) с турбоприводным питательным насосом первой ступени и электроприводным второй ступени б) с электроприводным насосом первой ступени и турбоприводным питательным второй ступени

Рисунок 2.11 – Варианты двухподъемных принципиальных схем энергоблока с УСКП с различными питательными насосами

Таблица 2.2 – Результаты расчета различных схем включения питательной установки

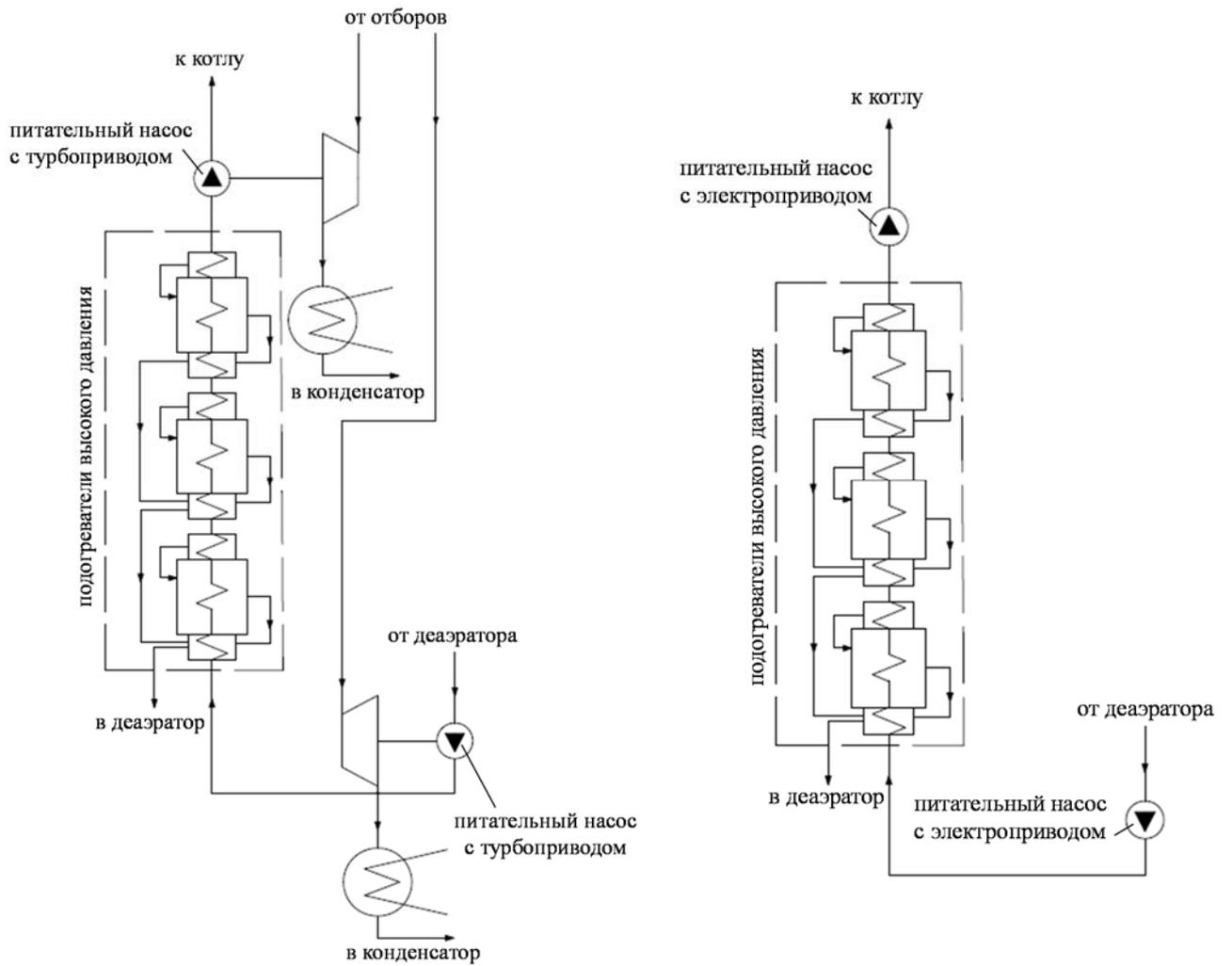
Схема	Мощность блока, МВт	КПД блока нетто, %	Расход пара в голову турбины, кг\с	Мощность насоса, МВт	Давление отбора турбопривода, МПа (расход пара в отборе, кг/с)
Одноподъемная, ПТН (6 кПа)	1000	47,97	671,00	38,60	1,8 (40,0)
Одноподъемная, ПЭН		48,15	668,45	38,46	–
Двухподъемная, 2 ПЭН		48,20	690,45	41,36\8,10	–
Двухподъемная, насос 1-ой ступени ПТН (6 кПа), 2-ой ступени – ПЭН.		48,17	691,00	41,40\8,11	–\1,8 (8,4)
Двухподъемная, насос 1-ой ступени ПЭН, 2-ой ступени – ПТН (6 кПа)		48,01	693,31	41,53\8,13	1,8 (43,1)\–
		47,92	704,79	42,22\8,27	7,5 (41,0)\–
Двухподъемная, 2 ПТН (6 кПа)		47,87	705,7	42,28\8,28	7,5 (41,4)\0,9 (8,7)

Показано, что наибольшую тепловую экономичность имеет двухподъемная схема подачи питательной воды с электроприводом насосов первой и второй ступени (рисунок 2.12б). Следующей по уровню экономичности является двухподъемная схема с турбоприводом насоса первой ступени и электроприводом второй, затем идет одноподъемная схема с электроприводом.

Преимущество электропривода можно объяснить следующим. Экономичность привода в случае с турбоприводом в большей степени зависит от совершенства проточной части приводной турбины, что определяет ее внутренний относительный КПД, в то время как для электропривода определяющим является внутренний относительный КПД главной турбины, вырабатывающей электроэнергию, за счет которой и приводится в действие электропривод. Известно, что внутренний относительный КПД приводных турбин значительно ниже, чем тот же показатель главной турбины.

Стоит отметить, что потери, связанные с преобразованием механической энергии вращения ротора турбины в электрическую, не столь значительны. В конечном итоге этим и можно объяснить увеличение тепловой экономичности схемы с электроприводом питательных насосов по сравнению с турбоприводом.

Дополнительным преимуществом двухподъемной схемы включения питательных насосов является тот факт, что подогреватели высокого давления в такой схеме работают с меньшими перепадами давлений на трубной системе по сравнению с одноподъемной схемой (рисунок 2.13). Характер изменения давлений пара и воды по тракту высокого давления отражен на рисунке 2.14.



а) с турбоприводным питательным насосом первой и второй ступени б) с электроприводным насосом первой и второй ступени

Рисунок 2.12 – Варианты двухподъемных принципиальных схем энергоблока с УСКП с электроприводным и турбоприводными питательными насосами

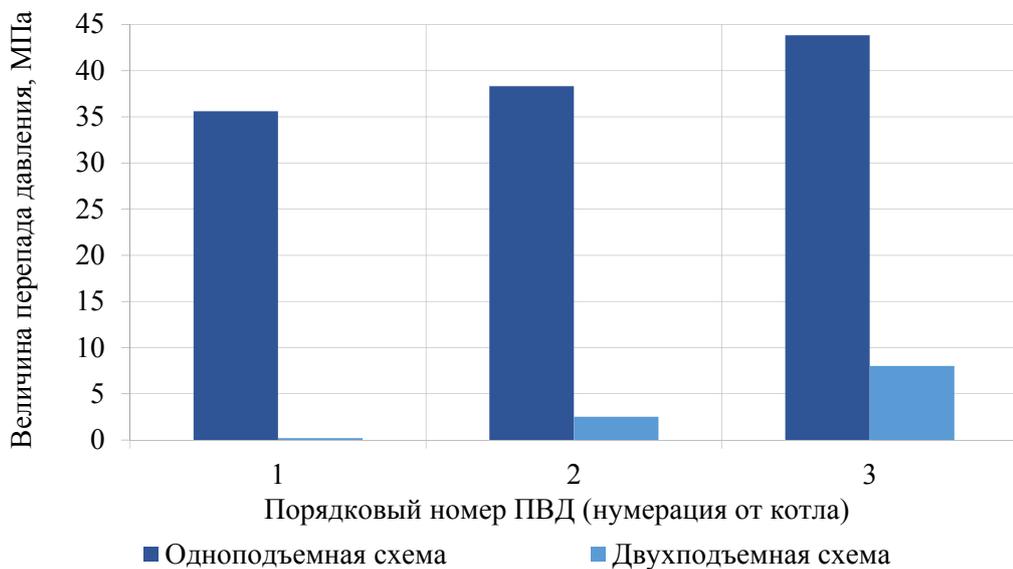


Рисунок 2.13 – Перепад давлений на трубной системе в ПВД

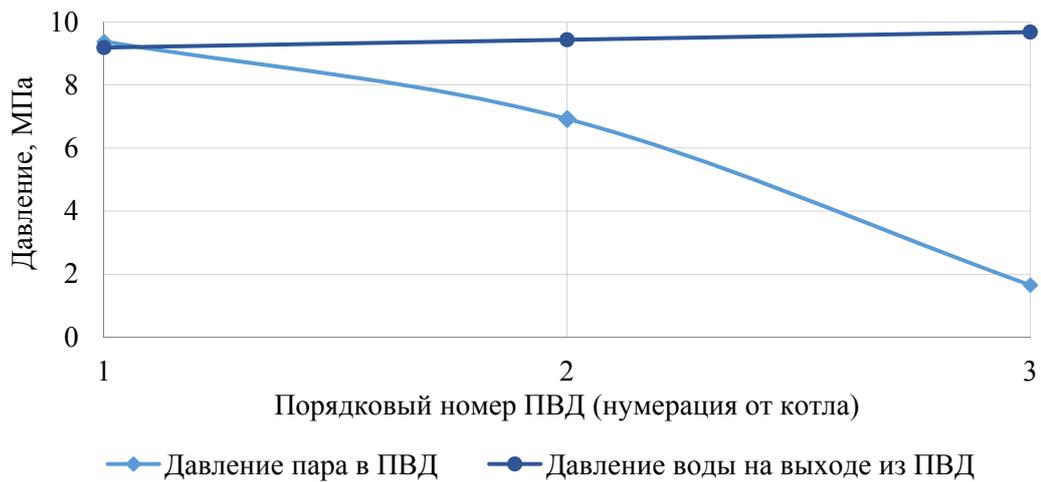


Рисунок 2.14 – Изменение давлений пара и воды в питательном тракте высокого давления

Проведенные расчетные оптимизационные исследования тепловых схем блока позволяют сделать ряд выводов и предложить рекомендации по проектированию схем для энергоблоков с УСКП:

1) Наибольшее влияние на КПД цикла оказывает начальная температура пара: при переходе от 600 к 720 °С – КПД возрастает более чем на 2,23 %. При увеличении начального давления с 24 до 35 МПа КПД возрастает на 0,3 %.

2) Оптимальное давление однократного первичного перегрева находится в диапазоне от 15 до 25 % от значения начального давления пара. При двукратном промперегреве оптимальное давление первого промперегрева составляет от начального давления 25-30 %, второго промперегрева – 6-9 %. Применение однократного промежуточного перегрева совместно с увеличением начальной температуры позволяет при начальном давлении 35 МПа сократить влажность в последних ступенях турбины до 4,76 %. В связи с этим использование двукратного промежуточного перегрева целесообразно с точки зрения увеличения КПД цикла и может быть оправдано, если не приведет к чрезмерному росту затрат на материалы для дополнительных паропроводов из дорогостоящих сплавов.

3) Определен диапазон оптимальной температуры питательной воды, который для начальных давлений 30-35 МПа составляет 330-340 °С.

4) Предложена система регенерации высокого давления, которая состоит из четырех подогревателей и позволяет обеспечить температуру питательной воды в диапазоне 330-340 °С. Для системы ПВД найдено оптимальное распределение подогрева и определены соответствующие давления в отборах.

5) Установлено, что с термодинамической точки зрения предпочтительной является двухподъемная схема установки питательных насосов.

б) Спроектированная с учетом полученных результатов оптимизации тепловая схема обеспечивает КПД энергоблока по выработке электроэнергии порядка 51 %.

В результате разработана тепловая схема энергоблока с ультрасверхкритическими параметрами пара и создана расчетная модель энергоблока УСКП (рисунок 2.15) с оптимизированными параметрами цикла. Основные характеристики тепловой схемы энергоблока представлены в таблице 2.3 [241-245].

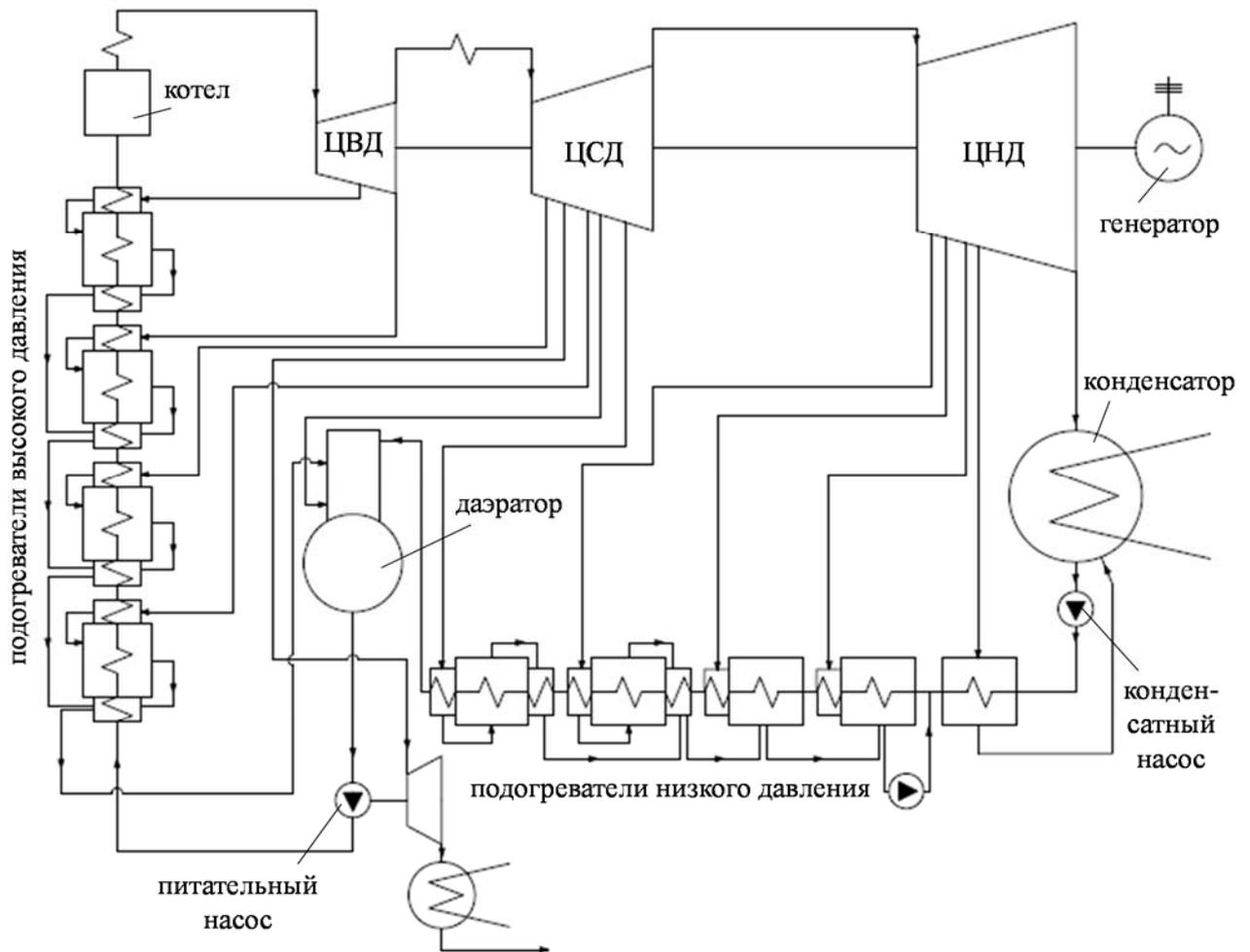


Рисунок 2.15 – Расчетная модель тепловой схемы энергоблока УСКП мощностью 1000 МВт

Таблица 2.3 – Результаты расчета схемы энергоблока УСКП мощностью 1000 МВт

Наименование	Значение
Состав схемы и основные параметры	
Электрическая мощность энергоблока, МВт	1000
Тип топлива	уголь
Низшая рабочая теплота сгорания топлива, кДж/кг	25000
КПД котельного агрегата, %	93

Продолжение таблицы 2.3

КПД отсеков турбины, %:	
ЦВД	89
ЦСД	91
ЦНД	88
Давление острого пара, МПа	35
Температура острого пара, °С	710
Промежуточный перегрев пара	однократный
Давление промежуточного перегрева пара, МПа	7
Температура промежуточного перегрева пара, °С	720
Температура питательной воды, °С	330
Состав системы регенерации высокого давления	4 ПВД
Состав системы регенерации низкого давления	1 деаэратор + 5 ПНД, слив дренажа с точкой смешения
Тип привода питательного насоса	турбинный, с собственным конденсатором
Схема подачи питательной воды в котел	одноподъемная
Номер отбора турбины на турбопривод	4
Давление в конденсаторе паровой турбины, кПа	3,5
Основные показатели эффективности схемы	
Электрический КПД брутто, %	50,96
Электрический КПД нетто, %	48,5
Теплота сгорания топлива, кДж/с	2053016
Расход натурального топлива, кг/с	82,12
Удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии, кгут/кВт·ч	0,24
Удельный расход условного топлива на отпуск электроэнергии, кгут/кВт·ч	0,254

Полученные характеристики тепловой схемы энергоблока позволяют говорить о возможности создания энергоблока с КПД порядка 50-51 %, что находится на уровне лучших мировых разработок в области создания паротурбинных энергетических установок, а в некоторых случаях даже превосходит их (КПД брутто энергоблоков с УСКП пара, разрабатываемых за рубежом, колеблется в диапазоне от 48 до 51 %).

Результаты расчета тепловой схемы являются основой для разработки технических требований к основному оборудованию энергоблока с ультрасверхкритическими параметрами пара – котельному агрегату и паровой турбине.

2.1.2 Разработка конструктивного облика основного оборудования энергоблока УСКП

Увеличение начальных параметров пара приведет к серьезным изменениям в конструкции основного и вспомогательного оборудования энергоблока. Особенно сильно скажется увеличе-

ние температуры и давления на элементах котельного агрегата и паровой турбины, работающих в области высоких параметров.

2.1.2.1 Разработка конструктивного облика котельного агрегата

Габаритные размеры котельного агрегата, оказывающие значительное влияние на суммарную длину дорогостоящих высокотемпературных трубопроводов, определяются по итогам конструктивного и теплового расчетов. Следовательно, наиболее целесообразную для энергоблока с УСКП конструкцию котельного агрегата можно определить уже на данном этапе.

В ходе разработки облика котельного агрегата было рассмотрено три потенциально возможных компоновки, нашедших широкое применение в отечественном и зарубежном котлостроении: П-образная, Т-образная и башенная. При проведении тепловых расчетов было принято, что для башенного и П-образного котлов после топочной камеры по ходу дымовых газов расположены ширмовый пароперегреватель (ШПП), конвективный пароперегреватель (КПП), вторая и первая ступени промежуточных пароперегревателей (ППП2 и ППП1, рассматривалась схема с одним промежуточным перегревом), экономайзер и регенеративный воздухоподогреватель (РВП). Для Т-образного котла на выходе из топки потоки дымовых газов и водяного пара разделяются на две равные части, и далее каждая из них в той же последовательности проходит те же поверхности нагрева. Перед ширмами для регулирования температуры пара предусмотрен впрыск питательной воды.

Исходными данными для расчета являются параметры нагреваемой среды на входе и на выходе из котельного агрегата (таблица 2.4)

Таблица 2.4 – Исходные данные для теплового расчета котельного агрегата энергоблока УСКП

Параметр	Значение
Расход острого пара, кг/с	692,5
Расход вторичного пара, кг/с	530,8
Давление острого пара, МПа	35
Температура острого пара, °С	710
Температура питательной воды, °С	334
Давление промперегрева (холодная нитка), МПа	8,3
Давление промперегрева (горячая нитка), МПа	7,2
Температура промперегрева (холодная нитка), °С	432
Температура промперегрева (горячая нитка), °С	720

Результаты расчета для башенного котла приведены в таблице 2.5, для Т-образного – в таблице 2.6, для П-образного – в таблице 2.7. Значения соответствуют традиционной компоновке котельных агрегатов, схемы которых представлены на рисунках 2.16, 2.17 и 2.18.

Таблица 2.5 – Результаты конструктивного теплового расчета башенного котельного агрегата

Поверхность	Эконо-майзер	НРЧ топки	СРЧ топки	ВРЧ топки	ШПП	КПП	ППП2	ППП1
Тип	шахм.	экр.	экр.	экр.	ширм.	шахм.	шахм.	шахм.
$p_{\text{вых}}$, МПа	37,4	37,2	37,1	36	35,2	35	7,2	8,3
w_p , кг/м·с ²	720	3997	2883	28839	1300	1441	545	546
$w_{\text{п}}$, м/с	1,1	9,4	12,4	18,3	11,6	15,7	28,4	19,9
F , м ²	113189	2016	27945	3141	6524	6594	47387	46860
Q , кДж/кг	2102	3808	3536	2143	2851	1430	2812	1385
$\theta_{\text{вх}}$, °С	494	–	1536	1333	1200	903	826	619
$\theta_{\text{вых}}$, °С	374	1536	1333	1200	903	826	619	494
$t_{\text{вх}}$, °С	334	380	426	471	543	649	520	432
$t_{\text{вых}}$, °С	380	426	471	523	649	710	720	520
$t_{\text{ст.н}}$, °С	422	495	507	519	723	755	752	537
Δp , атм	1,4	7,2	1,3	4,7	5,4	4,7	9,4	10,9

Таблица 2.6 – Результаты конструктивного теплового расчета Т-образного котельного агрегата

Поверхность	Эконо-майзер	НРЧ топки	СРЧ топки	ВРЧ топки	ШПП	КПП	ППП2	ППП1
Тип	шахм.	экр.	экр.	экр.	ширм.	кор.	кор.	шахм.
$p_{\text{вых}}$, МПа	37,9	37,9	37,8	36,7	35,7	35,0	7,2	7,9
w_p , кг/м·с ²	518	2547	3184	3184	1500	737	586	271
$w_{\text{п}}$, м/с	1	7	14	20	13	8	34	12
F , м ²	55350	3045	3267	3860	2195	2984	22311	12393
Q , кДж/кг	1667	3414	3112	1634	965	975	1247	774
$\theta_{\text{вх}}$, °С	578	–	1544	1347	1200	959	854	675
$\theta_{\text{вых}}$, °С	392	1544	1347	1200	1062	854	675	578
$t_{\text{вх}}$, °С	334	400	436	480	558	629	540	432
$t_{\text{вых}}$, °С	400	436	480	518	629	710	720	541
$t_{\text{ст.н}}$, °С	424	497	505	520	666	755	734	560
Δp , атм	0,6	3,0	1,3	7,8	7,0	0,6	0,7	15,4

Таблица 2.7 – Результаты конструктивного теплового расчета П-образного котельного агрегата

Поверхность	Эконо-майзер	НРЧ топки	СРЧ топки	ВРЧ топки	ШПП	КПП	ППП2	ППП1
Тип	шахм.	экр.	экр.	экр.	ширм.	кор.	кор.	шахм.
$p_{\text{вых}}$, МПа	38,2	38,1	38,0	37,1	36,0	35,0	7,2	9
w_p , кг/м·с ²	1252	2123	3184	3184	1700	1406	522	525
$w_{\text{п}}$, м/с	2	5	13	19	14	14	32	25
F , м ²	83816	4134	3378	3777	3032	4999	9062	66085
Q , кДж/кг	2134	3896	3520	2032	1707	2969	1350	2772
$\theta_{\text{вх}}$, °С	506	–	1550	1336	1200	1055	823	725
$\theta_{\text{вых}}$, °С	375	1550	1336	1200	1055	823	725	506
$t_{\text{вх}}$, °С	334	380	429	472	535	592	620	432
$t_{\text{вых}}$, °С	380	429	472	516	592	710	720	631
$t_{\text{ст.н}}$, °С	402	509	534	557	669	769	742	677
Δp , атм	5,0	2,0	1,3	7,4	6,6	3,0	18,4	3,0

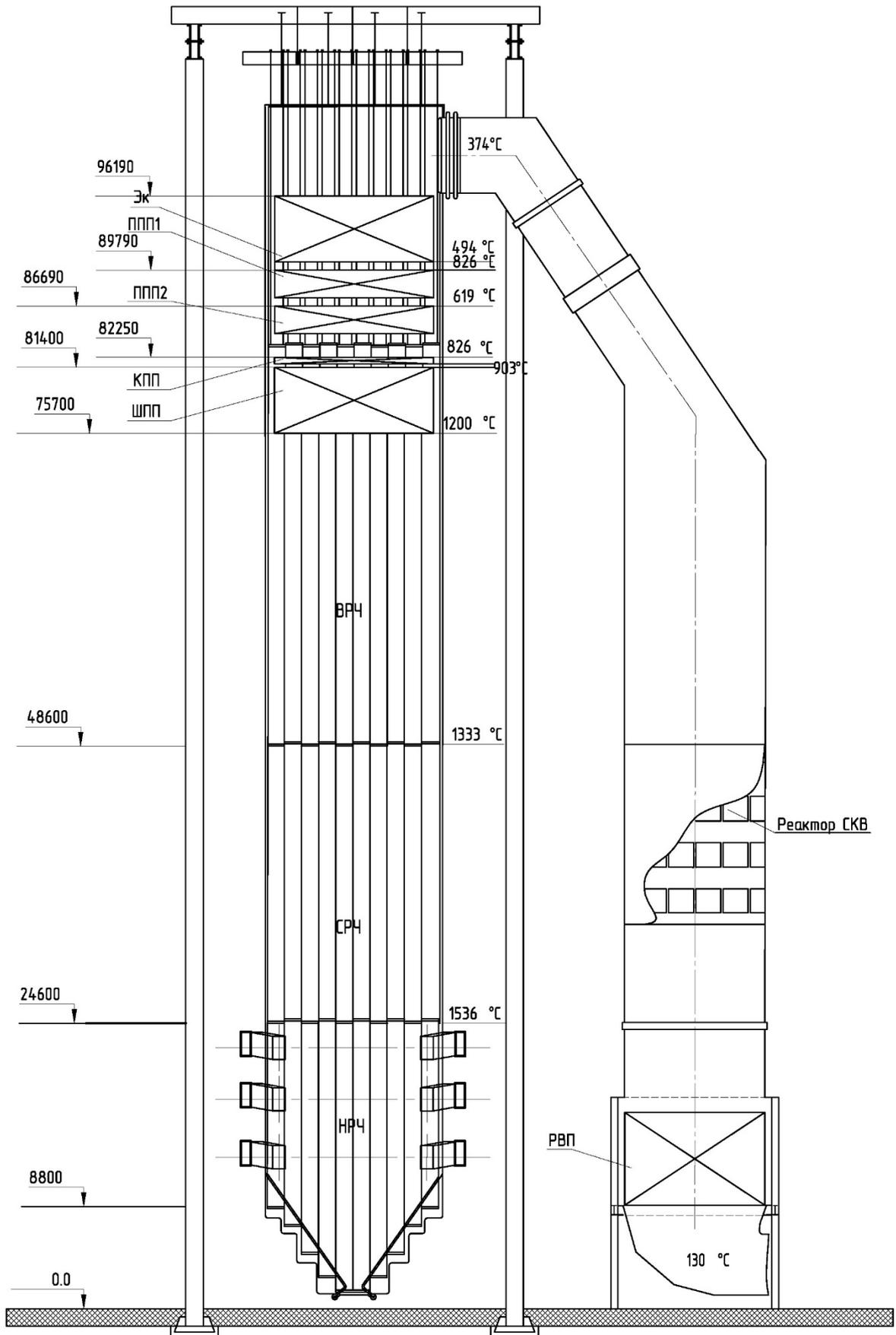


Рисунок 2.16 – Башенный котельный агрегат для энергоблока с УСКП

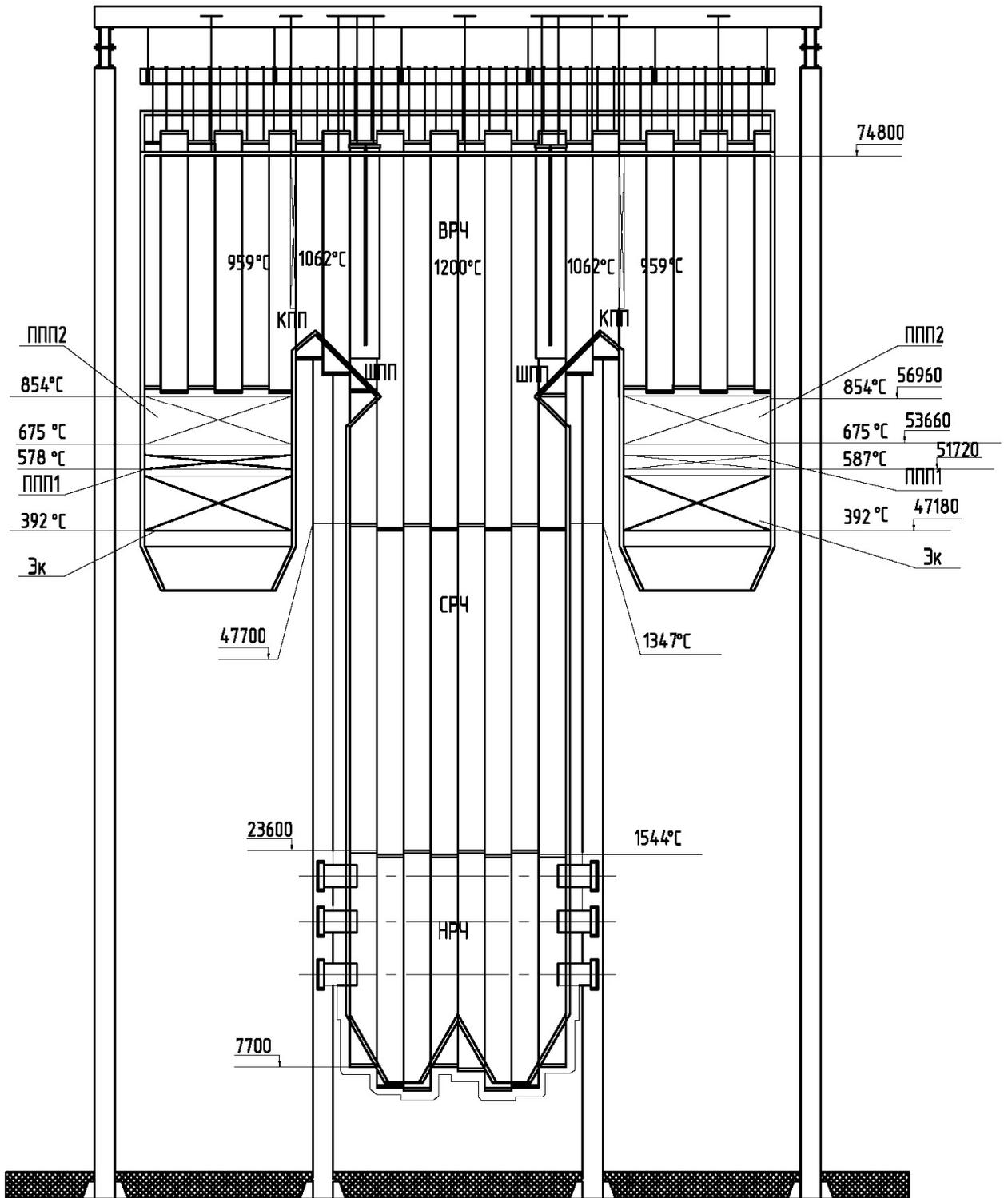


Рисунок 2.17 – Т-образный котельный агрегат для энергоблока с УСКП

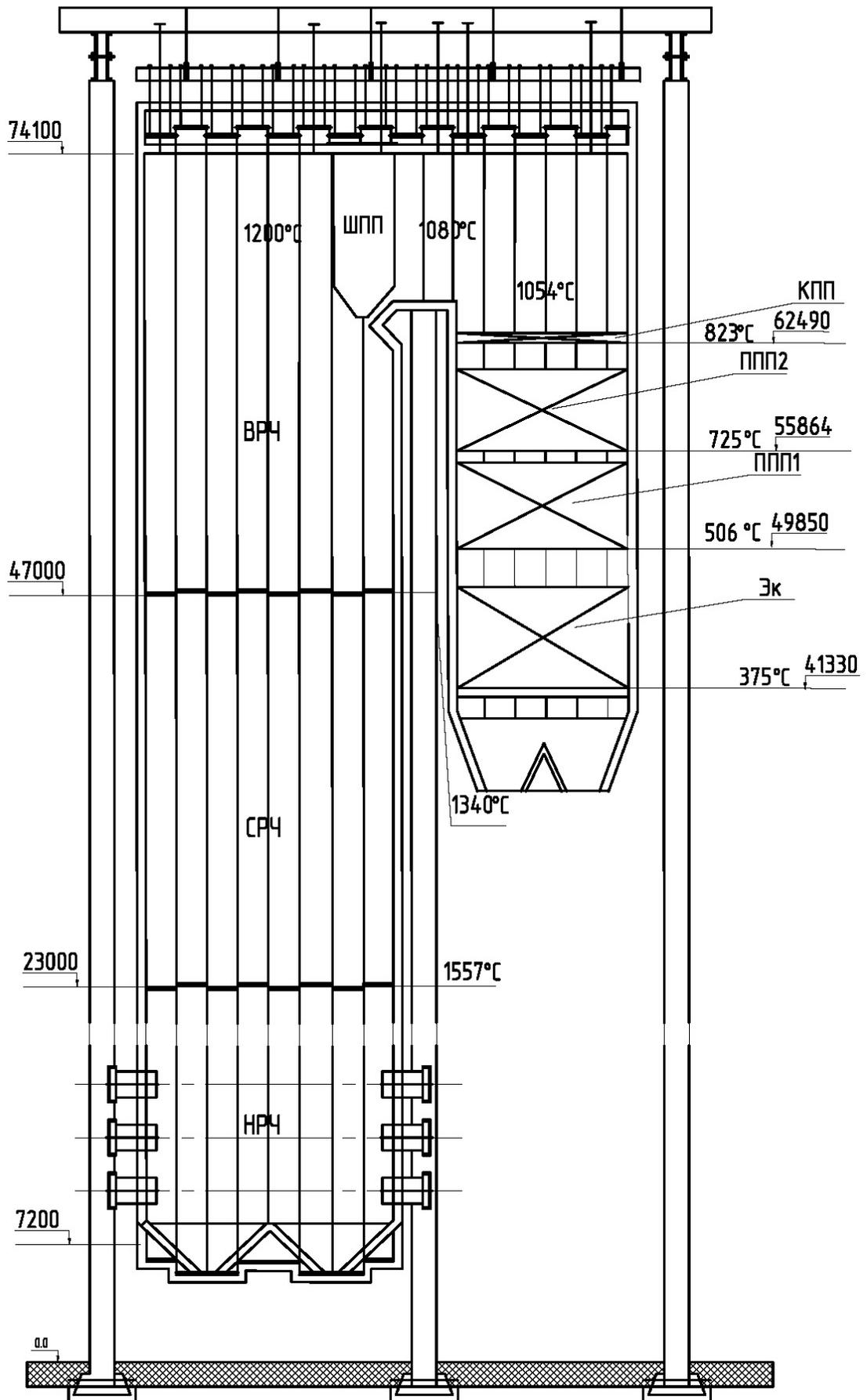


Рисунок 2.18 – П-образный котельный агрегат для энергоблока с УСКП

2.1.2.2 Разработка конструктивного облика высокотемпературного турбоагрегата

Повышение параметров пара на входе в турбину неизбежно приведет к увеличению ее стоимости из-за необходимости применения дорогостоящих жаропрочных материалов для изготовления деталей и узлов, работающих в зоне высоких температур, к которым относятся цилиндр высокого и среднего давления турбины. Выбор компоновочных решений во многом определяет как металлоемкость турбомашины, так и ее эксплуатационные характеристики, в том числе маневренность и ремонтпригодность. Возможные конструктивные схемы мощной паровой турбины для энергоблоков ультрасверхкритических параметров представлены на рисунках 2.19 и 2.20.

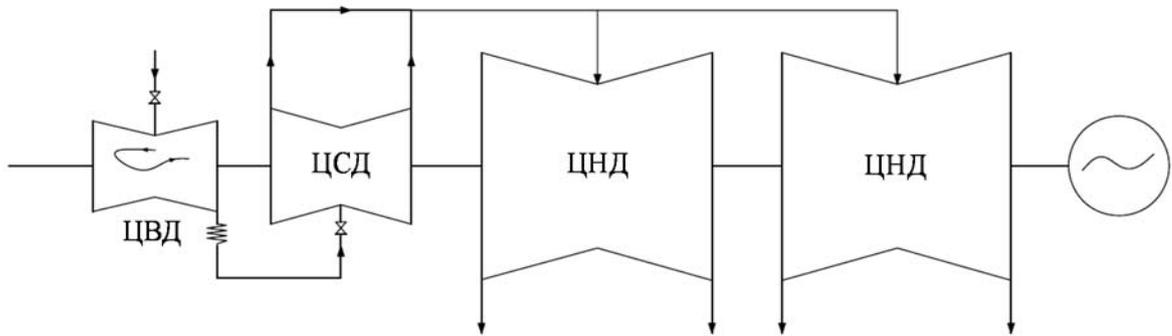


Рисунок 2.19 – Компоновка паровой турбины с петлевым ЦВД и двухпоточным ЦСД

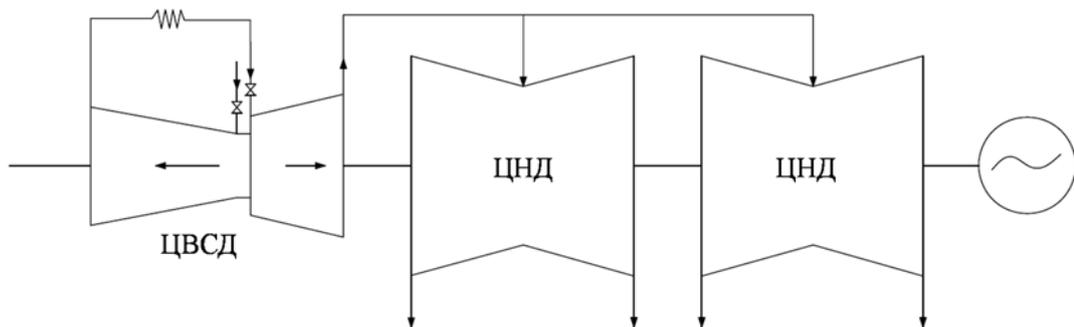


Рисунок 2.20 – Компоновочная схема турбины с совмещенными ЦСВД

На рисунке 2.19 приведена компоновочная схема, традиционно используемая на отечественных энергоблоках сверхкритических параметров. Цилиндр высокого давления выполняется двухкорпусным с петлевой схемой движения пара. Двухкорпусная конструкция обеспечивает снижение толщины корпусов, по сравнению с однокорпусным исполнением, что способствует повышению маневренности.

На рисунке 2.20 представлена схема с совмещенными цилиндрами высокого и среднего давления (ЦСВД), призванная обеспечить снижение расхода жаропрочных материалов за счет

концентрации в одном узле большинства высокотемпературных элементов. С целью снижения толщин стенок корпуса и улучшения маневренных характеристик цилиндр также выполняется двухкорпусным (рисунок 2.21).

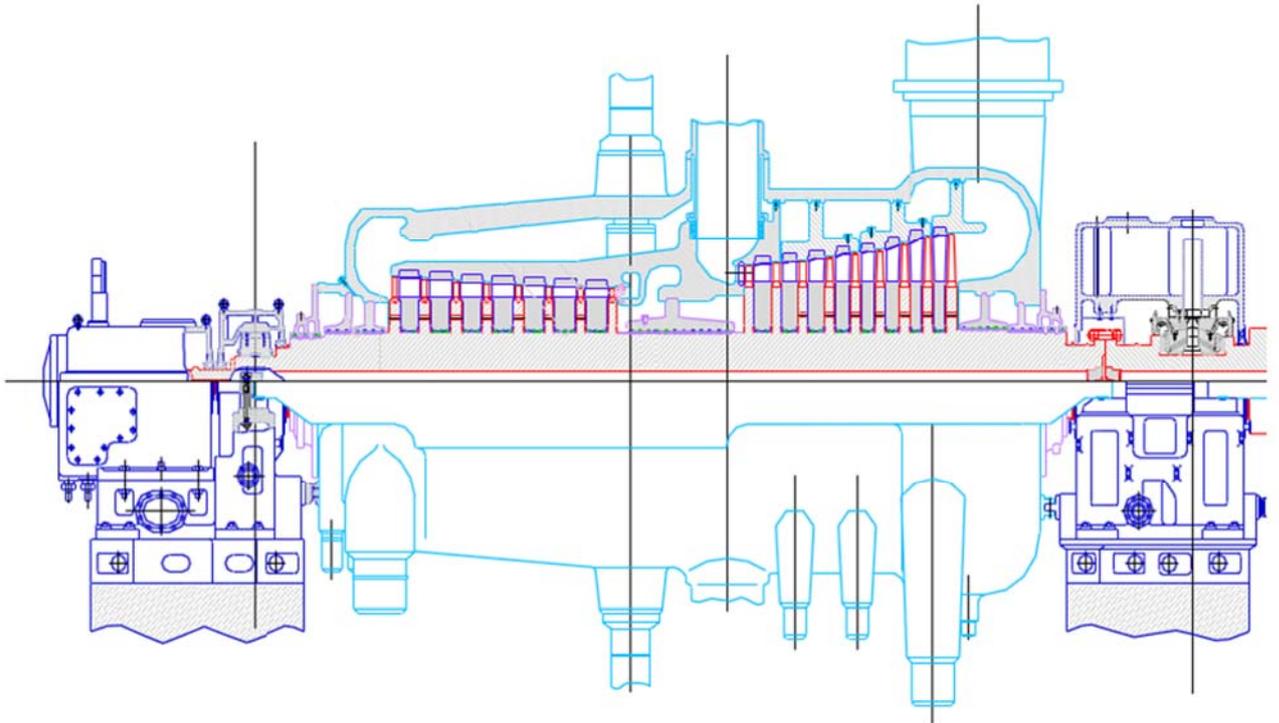


Рисунок 2.21 – Конструктивное исполнение совмещенного ЦВСД

При этом стоит отметить, что выполнение всей высокотемпературной части в едином корпусе несколько снижает ремонтпригодность, а также накладывает ограничение на мощность совмещенного цилиндра из-за возможности реализации в части среднего давления единственного выхлопа. В связи с тем, что расход свежего пара энергоблока УСКП мощностью 1000 МВт составляет 692,5 кг/с, целесообразно выполнить цилиндр среднего давления в двухпоточном исполнении, что делает компоновочную схему, приведенную на рисунке 2.19 более предпочтительной.

Базируясь на компоновочной схеме, представленной на рисунке 2.19, разработан конструктивный облик высокотемпературной паровой турбины для энергоблоков с ультрасверхкритическими параметрами пара мощностью 1000 МВт (рисунки 2.22 и 2.23). Также предложены новые научно-технические решения, обеспечивающие высокую эффективность и надежность работы турбоагрегата с УСКП пара, в том числе разработаны турбинные решетки малой относительной высоты со сниженными концевыми потерями, конструкция блока стопорно-регулирующих клапанов со сниженным, по сравнению с блоками традиционных конструкций, гидравлическим сопротивлением и низким уровнем пульсаций давления на штоке за счет применения специаль-

ной системы демпфирования. Результаты исследований, положенные в основу разработки указанных технических решений, подробно изложены в главе 3 настоящей работы.

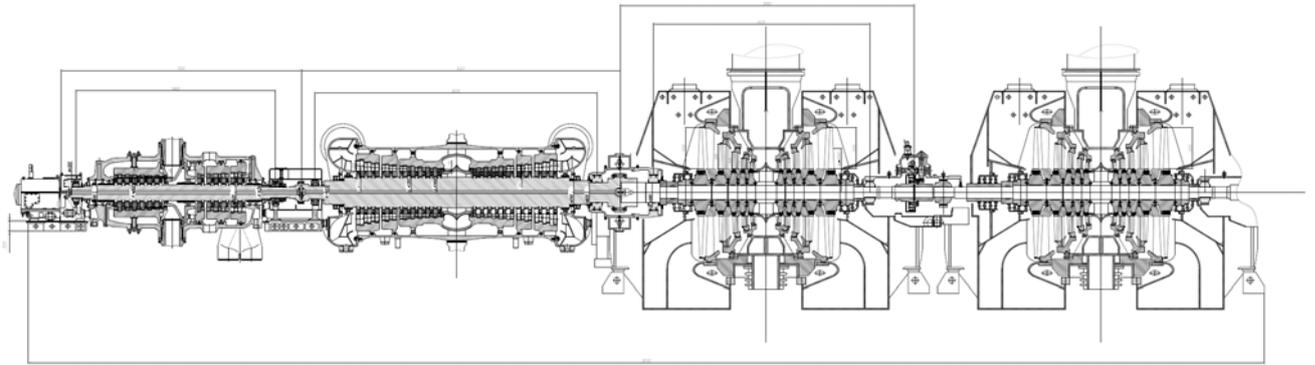


Рисунок 2.22 – Продольный разрез турбины УСКП

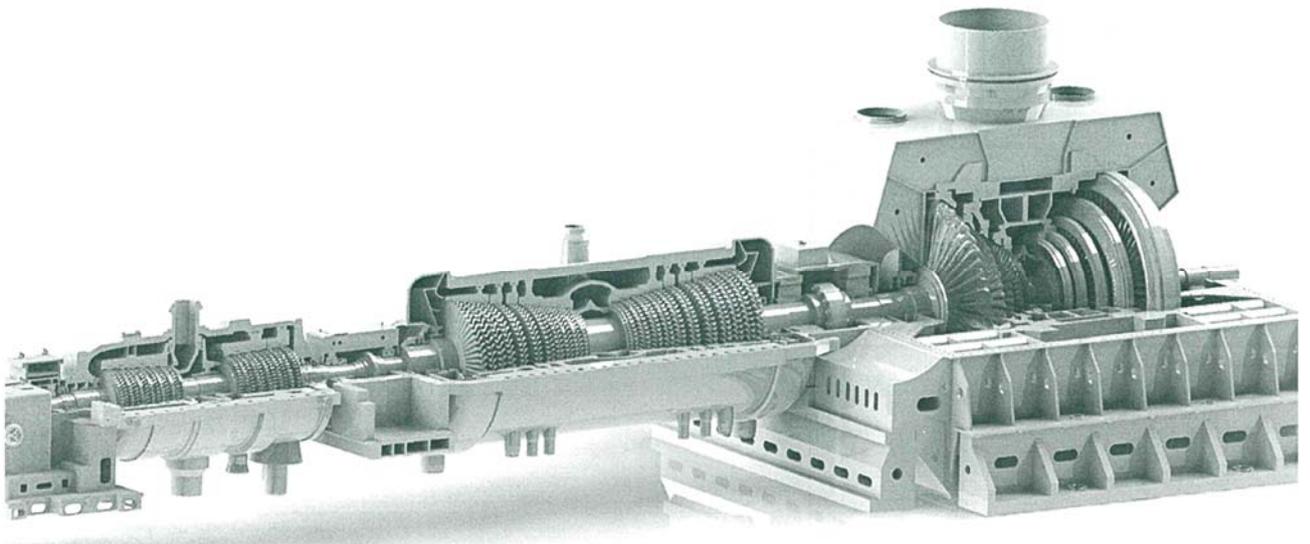


Рисунок 2.23 – 3-D модель турбины УСКП

Разработанные конструкции котельного агрегата и высокотемпературной паровой турбины были выбраны в качестве базы для разработки моделей оценки металлозатрат и стоимости создания основного оборудования высокотемпературных энергетических комплексов. Подробно модели оценки стоимости и результаты моделирования описаны в главе 5 настоящей работы.

На основе полученных моделей оценки стоимости были определены изменения в структуре затрат на сооружение энергоблоков при осуществлении перехода от сверхкритических к ультрасверхкритическим параметрам пара. Полученные результаты по увеличению стоимости основного и вспомогательного оборудования представлены на рисунке 2.24. При этом прирост стоимости происходит за счет удорожания главных паропроводов, парой турбины, вспомогательного оборудования, а также котельного агрегата, стоимость которого увеличивается более

чем в два раза. Таким образом, снизить стоимость энергоблока с целью повышения его конкурентоспособности возможно за счет разработки технических решений, обеспечивающих уменьшение доли жаропрочных дорогостоящих материалов.

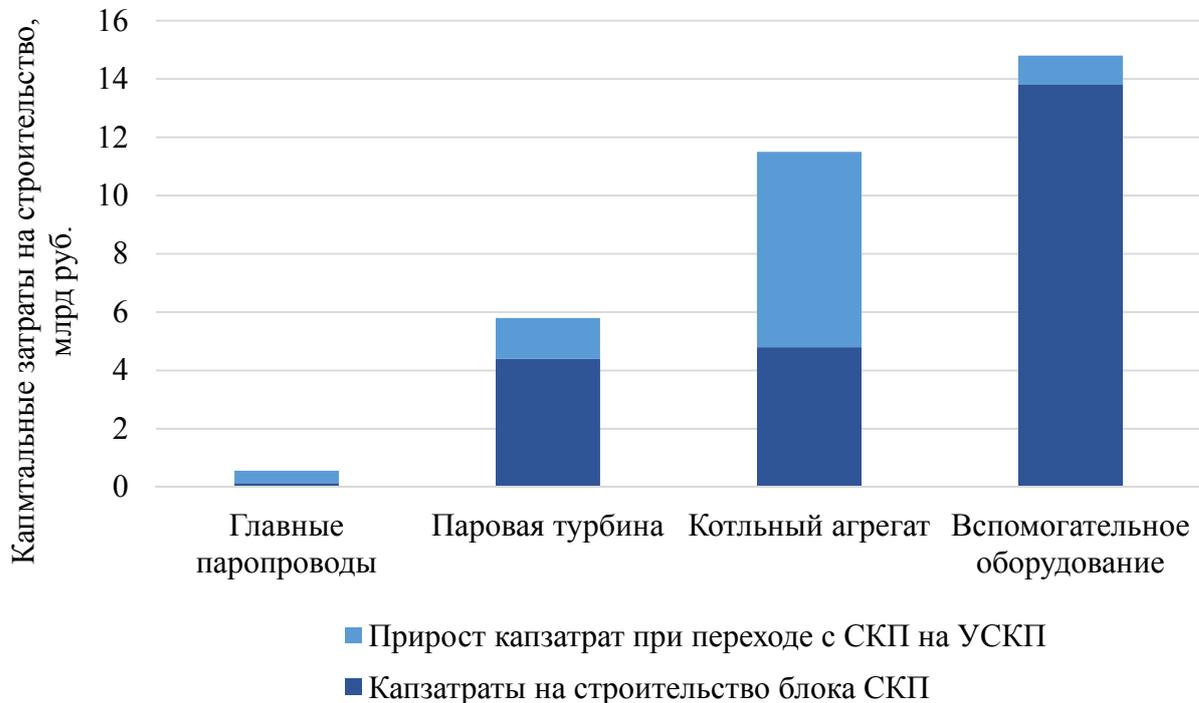


Рисунок 2.24 – Увеличение стоимости оборудования энергоблока при переходе к УСКП

2.2 Исследование тепловых схем энергоустановок с охлаждаемыми паровыми турбинами

Рост начальных параметров на входе в паровую турбину можно обеспечить как за счет применения жаропрочных сплавов, так и за счет создания системы охлаждения высокотемпературных элементов. Первый подход сопряжен с ростом капитальных затрат на турбину, второй – со снижением мощности турбины вследствие потерь, связанных с ее охлаждением.

В газовых турбинах охлаждается вал, диски ротора и корпус. При этом основной расход хладагента идет на охлаждение сопловых и рабочих лопаток. Соответственно, наибольшее влияние на изменение мощности вносится системой охлаждения данных элементов. Аналогичный результат можно ожидать и для охлаждаемых паровых турбин.

Для проведения моделирования тепловых схем паротурбинных энергоблоков с высокотемпературными паровыми турбинами с охлаждаемыми элементами проточной части была разработана математическая модель охлаждаемого отсека, которая позволяет определять его мощность $N_{\text{охл.отс}}$ и относительный расход на охлаждение отсека Ψ . Исходными данными являются расход рабочей среды на входе в охлаждаемый отсек G_0 , температура хладагента на входе в охлаждаемые каналы $t_{\text{хлад.вх}}$, максимально допустимая температура металла лопаток $t_{\text{мет.внеш}}$,

температура рабочей среды на входе в охлаждаемый отсек t_0 . Зависимыми переменными являются относительный расход на охлаждение отсека Ψ и абсолютная мощность охлаждаемого отсека $N_{\text{охл.отс.}}$.

На рисунке 2.25 представлена разработанная схема отсека паровой турбины с конвективным охлаждением лопаток статора и ротора. Высокотемпературная среда направляется в отсек при температуре t_0 . Для охлаждения лопаток используется рабочая среда с температурой $t_{\text{хлад}}$ и давлением $p_{\text{хлад}}$, раздающаяся из распределительного коллектора по ступеням турбины. Охладив лопатки, суммарный поток хладагента направляется в проточную часть непосредственно за неохлаждаемым отсеком. В результате происходит смешение хладагента с рабочей средой на выходе из охлаждаемого отсека и дальнейшее расширение смеси в неохлаждаемом отсеке паровой турбины.

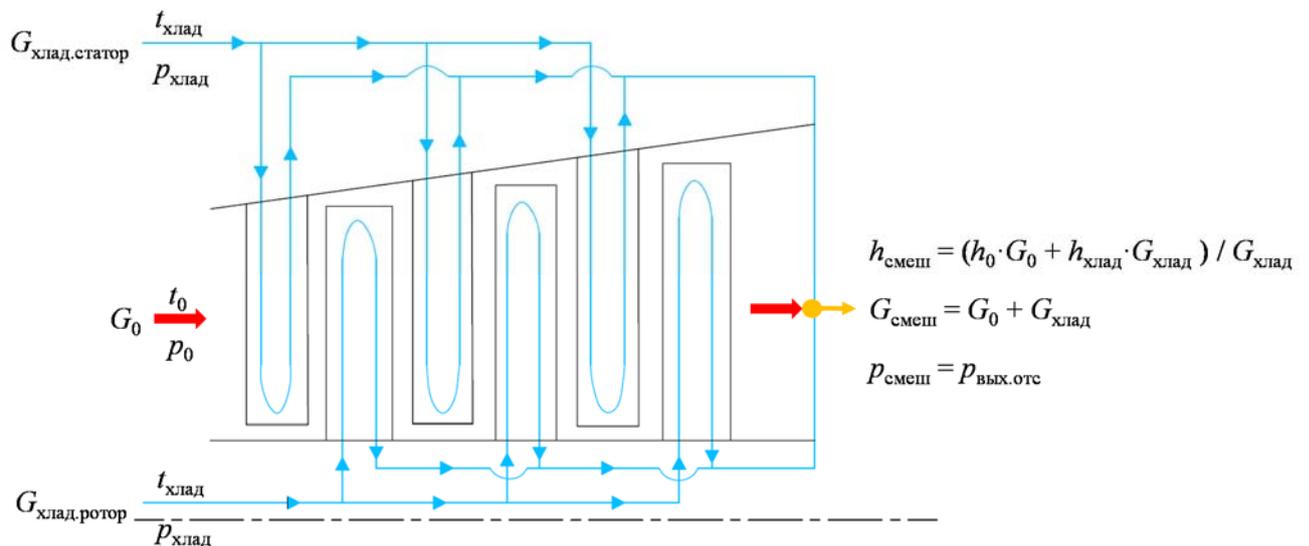


Рисунок 2.25 – Схема охлаждаемого отсека паровой турбины

В основе разработанной математической модели охлаждаемого отсека паровой турбины лежит методика расчета охлаждаемой ступени, описанная в [246, 247, 248]. На первом этапе производится одномерный расчет паровой турбины согласно методике, описанной в [111].

Результаты расчетов неохлаждаемой турбины являются исходными данными для определения расходов на охлаждение сопловых и рабочих лопаток высокотемпературных ступеней. Количество охлаждаемых ступеней определяется из необходимости выполнения условия (2.1).

$$t_{\text{мет.внеш}} \geq t_{\text{раб.ср}} \quad (2.1)$$

где $t_{\text{мет.внеш}}$ – максимальная температура наружной поверхности металла лопатки, °С;

$t_{\text{раб.ср}}$ – температура рабочей среды на входе в решетку, °С.

Относительный расход на охлаждение решетки (сопловой или рабочей) Ψ определялся по формуле (2.2).

$$\Psi = \frac{G_{\text{хлад}}}{G_0} = \frac{K_{\text{хлад}}}{1+B} \cdot \frac{\varepsilon_0}{\eta_{\text{внутр}} \cdot (1 - \varepsilon_0)}, \quad (2.2)$$

где $G_{\text{хлад}}$ – расход хладагента на решетку, кг/с;

G_0 – расход рабочей среды на входе в решетку, кг/с;

$K_{\text{хлад}}$ – коэффициент хладагента;

B – число Био;

ε_0 – коэффициент эффективности охлаждения лопаток;

$\eta_{\text{внутр}}$ – коэффициент эффективности конвективного охлаждения.

Коэффициент эффективности охлаждения лопаток определялся из соотношения (2.3).

$$\varepsilon_0 = \frac{t_0 - t_{\text{мет.внеш}}}{t_0 - t_{\text{хлад.вх}}}, \quad (2.3)$$

где t_0 – температура рабочей среды на входе в решетку, °С;

$t_{\text{хлад.вх}}$ – температура хладагента на входе в охлаждающие каналы лопаток, °С.

Коэффициент эффективности конвективного охлаждения определяется по формуле (2.4).

$$\eta_{\text{внутр}} = \frac{t_{\text{хлад.вых}} - t_{\text{хлад.вх}}}{t_{\text{мет.внутр}} - t_{\text{хлад.вх}}}, \quad (2.4)$$

где $t_{\text{мет.внутр}}$ – температура внутренней поверхности охлаждающего канала, °С;

$t_{\text{хлад.вых}}$ – температура хладагента на выходе из охлаждающего канала, °С.

Коэффициент хладагента определялся из соотношения (2.5).

$$K_{\text{хлад}} = (1 + \alpha) \cdot \frac{A_{\text{пов.лоп}}}{A_{\text{вых.сеч}}} \cdot \frac{C_{\text{р.раб.ср}}}{C_{\text{р.хлад}}} \cdot St_{\text{раб.ср}}, \quad (2.5)$$

где α – конструктивный фактор, равный отношению площади торцевой поверхности канала решетки к площади поверхности лопатки;

$A_{\text{пов.лоп}}$ – площадь поверхности лопатки, м²;

$A_{\text{вых.сеч}}$ – площадь выходного сечения канала решетки, м²;

$C_{\text{р.раб.ср}}$ – изобарная теплоемкость рабочей среды, кДж/(кг·К);

$C_{\text{р.хлад}}$ – изобарная теплоемкость хладагента, кДж/(кг·К);

$St_{\text{раб.ср}}$ – число Стэнтона.

Следует отметить, что разработанная математическая модель охлаждаемого отсека паровой турбины имеет ограниченную область применения и справедлива лишь для предельных температур поверхности лопаток $t_{\text{мет.внеш}}$ в диапазоне от 600 до 900 °С и температур хладагента $t_{\text{хлад.вх}}$ в диапазоне от 200 до 400 °С, что применимо для решаемой задачи.

При разработке математической модели охлаждаемого отсека паровой турбины были сделаны следующие допущения. Во-первых, все лопатки имеют конвективную систему охлаждения. Соответственно, разность между температурами рабочей среды на входе в решетку и максимальной температурой лопатки не должна превышать 250-300 °С: $\Delta t = t_0 - t_{\text{мет.внеш}} \leq 300$ °С. Указанное допущение не влияет на точность расчета, а лишь ограничивает область применимости модели. Во-вторых, процесс смешения основного потока рабочей среды и суммарного потока хладагента протекает с нулевыми потерями: диссипация энергии равна нулю. Данное допущение несколько завышает мощность неохлаждаемого отсека.

В отличие от газовых турбин, рабочей средой и хладагентом паровой турбины является водяной пар. Соответственно, важно оценить влияние нового типа хладагента на величину расчетных коэффициентов. Поэтому в данной работе произведена оценка влияния физических свойств водяного пара на коэффициент хладагента $K_{\text{хлад}}$, значение которого при расчете газовых турбин принимается равным 0,045 [245].

При сравнении указанного коэффициента для охлаждаемой паровой турбины и газовой турбины важно учитывать, что теплоемкость воды и водяного пара сильно зависит как от температуры, так и от давления (рисунок 2.26), а для газа – лишь незначительно зависит от температуры (рисунок 2.27). Поэтому выбор термодинамических параметров хладагента сильно влияет на соотношение теплоемкостей рабочей среды и хладагента для охлаждаемой паровой турбины и, как следствие, на расход хладагента, требуемый для охлаждения.

При температуре хладагента, равной 200-300 °С, увеличение давления до 10 МПа сопровождается уменьшением коэффициента хладагента (рисунок 2.28). Дальнейший рост давления хладагента для указанного диапазона температур не оказывает влияние на коэффициент хладагента. При температуре хладагента, равной 400 °С, коэффициент хладагента линейно снижается с увеличением давления до 30 МПа, а затем снова возрастает.

Важным фактором является зависимость коэффициента хладагента от числа Стэнтона, которое в свою очередь во многом определяется плотностью рабочей среды. Учитывая тот факт, что расширение в паровой турбине сопровождается значительным снижением плотности, расход хладагента зависит от уровня давления в проточной части.

Итоговый график, отражающий влияние термодинамических параметров водяного хладагента на относительный расход рабочей среды на решетку ступени, приведен на рисунке 2.29. Анализ приведенных зависимостей позволяет прийти к выводу, что тип хладагента и его термо-

динамические параметры оказывают значительное влияние на эффективность системы охлаждения. Учитывая данный вывод, выбор подходящего источника охлаждающего пара и, соответственно, его термодинамических параметров является актуальной задачей при разработке охлаждаемых паротурбинных энергоблоков.

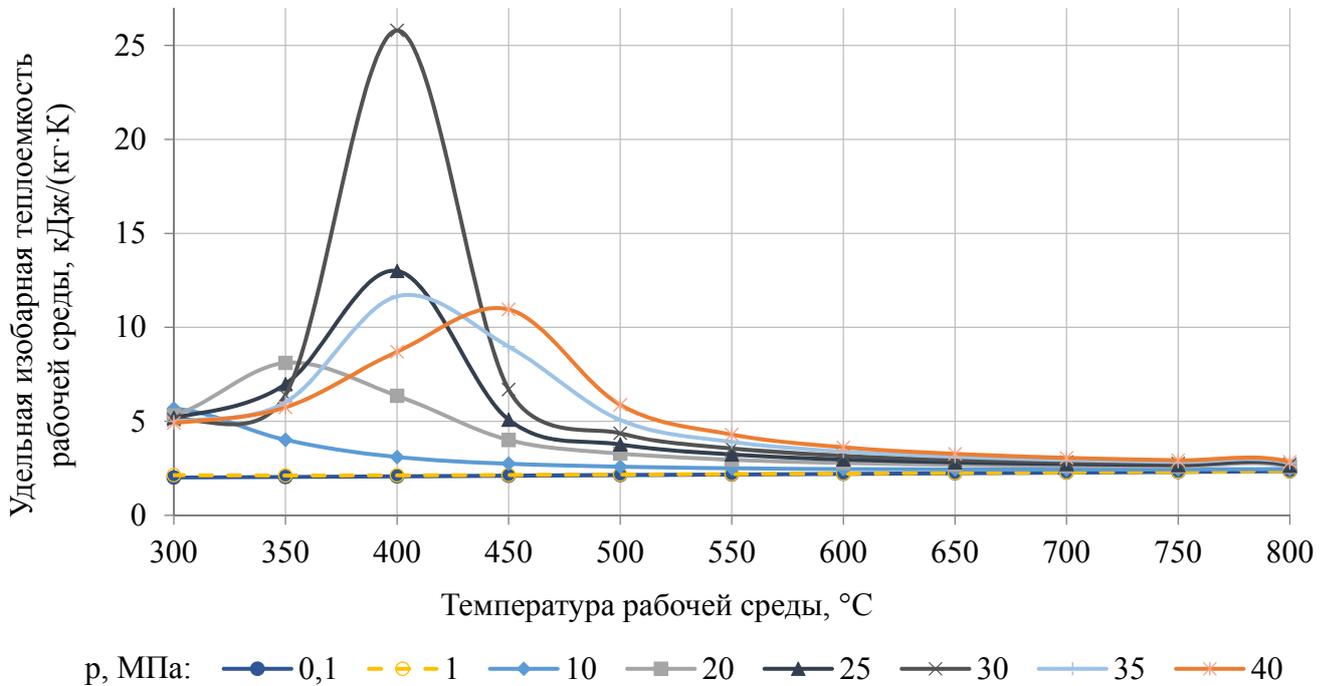


Рисунок 2.26 – Влияние температуры воды на удельную изобарную теплоемкость при различных давлениях

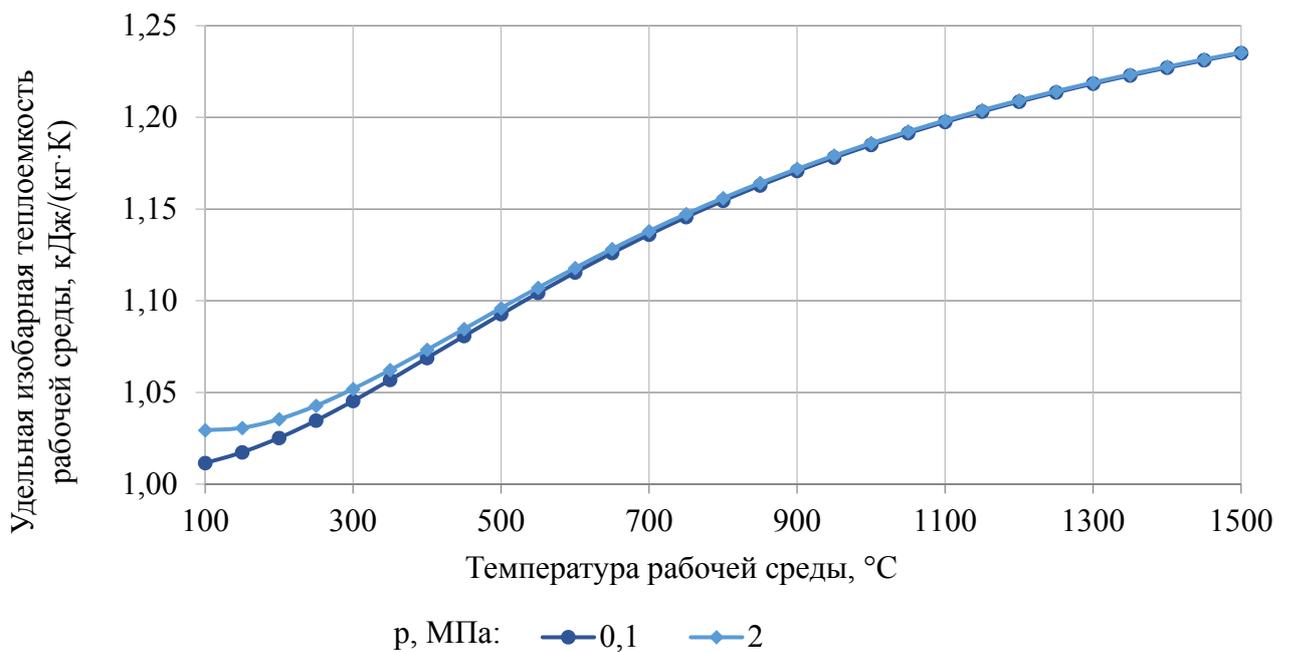


Рисунок 2.27 – Влияние температуры воздуха на удельную изобарную теплоемкость при различных давлениях

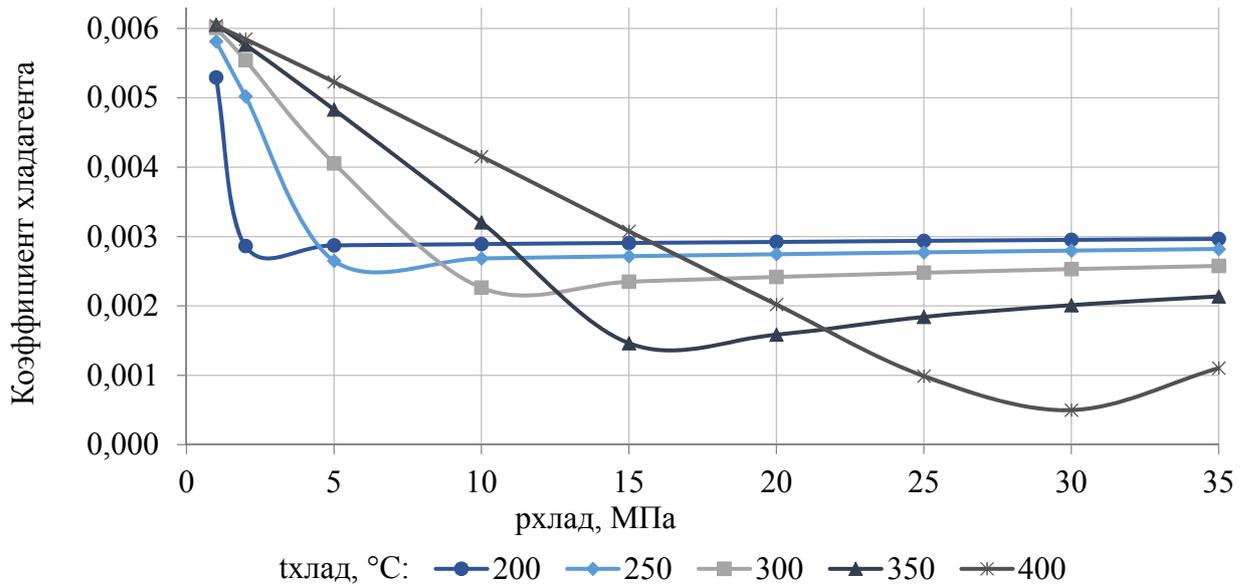


Рисунок 2.28 – Влияние давления охлаждающего пара на коэффициент хладагента при различных температурах охлаждающего пара на входе в охлаждающие каналы лопаток

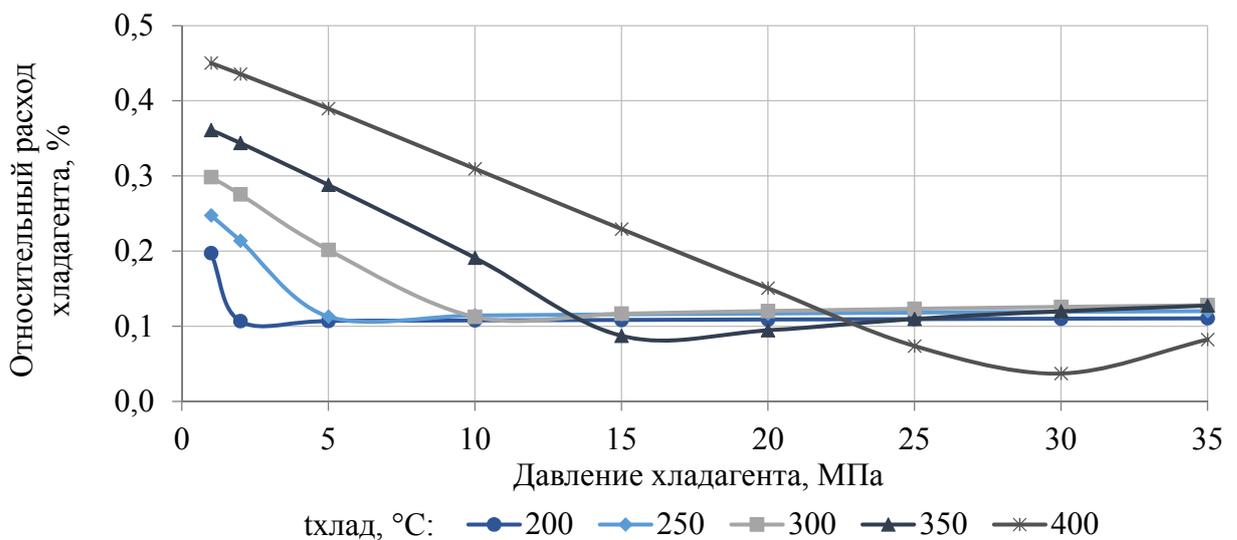


Рисунок 2.29 – Влияние давления охлаждающего пара на относительный расход хладагента при различных температурах охлаждающего пара на входе в охлаждающие каналы лопаток

Увеличение температуры на входе в охлаждаемый отсек для заданного материала и фиксированной температуры хладагента приводит к росту относительного расхода на охлаждение отсека (рисунок 2.30). Применение менее жаропрочных сплавов сопровождается снижением максимальной температуры металла, поэтому при фиксированной температуре хладагента и температуре на входе в отсек применение менее жаропрочных сплавов также приводит к увеличению относительного расхода на охлаждение отсека. Снижение температуры хладагента при фиксированных прочих параметрах приводит к уменьшению относительного расхода на охлаждение отсека.

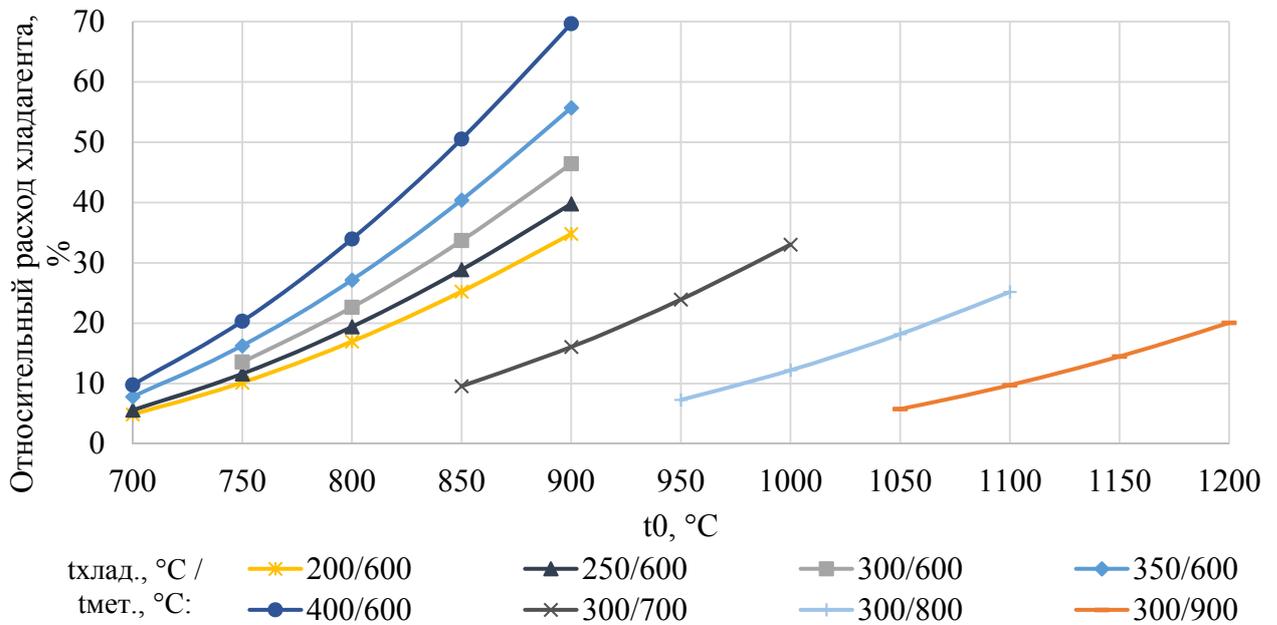


Рисунок 2.30 – Зависимость относительного расхода хладагента от начальной температуры

Повышение температуры на входе в охлаждаемый отсек для заданного материала и фиксированной температуры хладагента приводит к росту мощности охлаждаемого отсека, поскольку увеличивается количество охлаждаемых ступеней (рисунок 2.31). По этой же причине применение менее жаропрочных сплавов при фиксированной температуре хладагента и температуре на входе в отсек также сопровождается увеличением мощности охлаждаемого отсека. Уменьшение температуры хладагента при фиксированных прочих параметрах приводит к росту мощности охлаждаемого отсека, поскольку при том же количестве охлаждаемых ступеней суммарный расход хладагента снижается.

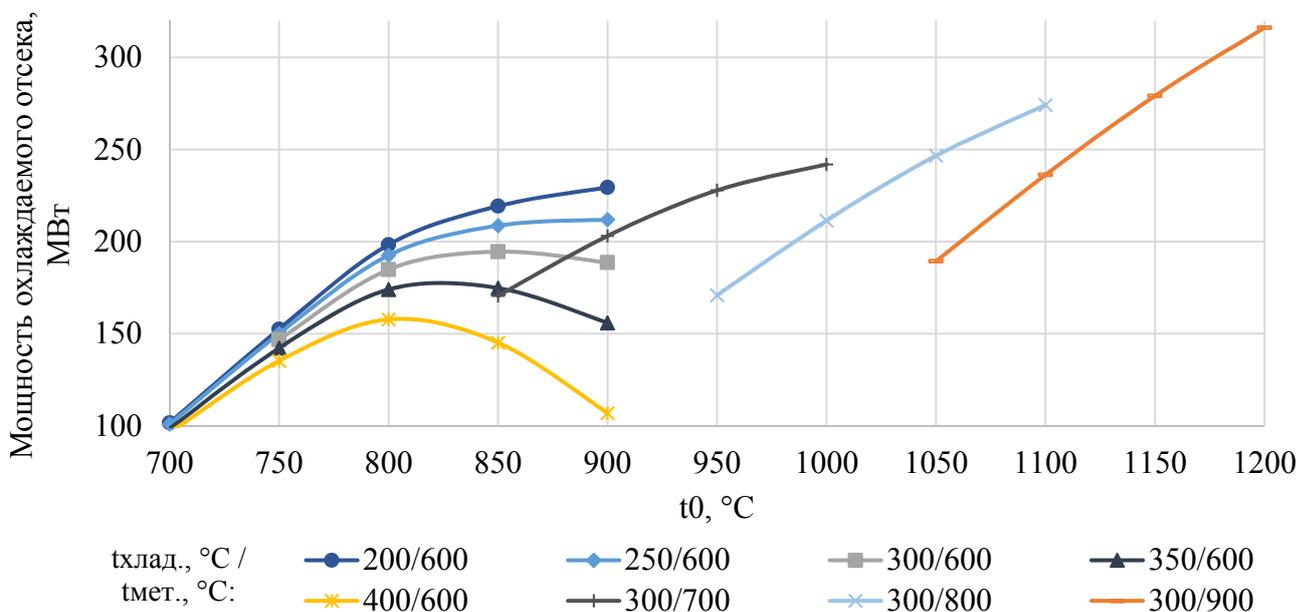


Рисунок 2.31 – Зависимость мощности охлаждаемого отсека от начальной температуры

Результаты, полученные при моделировании охлаждаемого отсека паровой турбины, были обобщены функциональными зависимостями, описанными ниже [249].

Относительный расход на охлаждение отсека можно определить по формуле (2.6).

$$\Psi = \frac{G_{\text{хлад}}}{G_0} \cdot 100\% = 0,3662 \cdot e^{0,0034 \cdot t_{\text{хлад,вх}}} \cdot \left(7,78 + \frac{97354}{t_{\text{мет}}} - \frac{115561}{t_0} \right), \quad (2.6)$$

где $t_{\text{мет}}$ – температура металла, °С.

Мощность охлаждаемого отсека паровой турбины можно определить из соотношения (2.7).

$$N_{\text{охл.отс}} = \frac{G_0}{500} \cdot (-2,954 + 0,01294 \cdot t_{\text{хлад,вх}} + 0,005809 \cdot t_{\text{мет}} - 4,792 \cdot 10^{-6} \cdot t_{\text{хлад,вх}}^2 - 1,0925 \cdot 10^{-6} \cdot t_{\text{мет}}^2 - 1,433 \cdot 10^{-5} \cdot t_{\text{хлад,вх}}^2) \cdot (15,54 - 0,4959 \cdot t_{\text{мет}} + 0,4898 \cdot t_0 - 0,004659 \cdot t_{\text{мет}}^2 - 0,002772 \cdot t_0^2 + 0,007332 \cdot t_{\text{мет}} \cdot t_0). \quad (2.7)$$

Интеграция указанного выражения в расчетную модель тепловой схемы позволяет проводить оценки энергетических показателей высокотемпературного энергоблока с охлаждаемой паровой турбиной (температуры подставляются в градусах Цельсия, а расход рабочей среды на входе в отсек – в кг/с)

С применением разработанных для определения характеристик охлаждаемого отсека турбины функциональных зависимостей проведено моделирование тепловой схемы энергоблока с охлаждаемой высокотемпературной турбиной. Разработанная математическая модель охлаждаемого отсека была интегрирована в расчетную модель конденсационного паротурбинного энергоблока, тепловая схема которого представлена на рисунке 2.32.

Тепловая схема состоит из парового котла и паровой турбины, состоящей из охлаждаемых ЦВД, ЦСД и неохлаждаемого ЦНД, конденсатора, восьми регенеративных подогревателей и деаэрата. Котел имеет контур промежуточного перегрева, а питательный насос работает на трубопроводе, питающимся паром из третьего отбора. Для охлаждения ЦВД используется среда сверхкритических параметров, забираемая из котла при температуре от 200 до 400 °С, а для охлаждения ЦСД – часть рабочей среды на выходе из ЦВД. Основные параметры для данной тепловой схемы представлены в таблице 2.8.

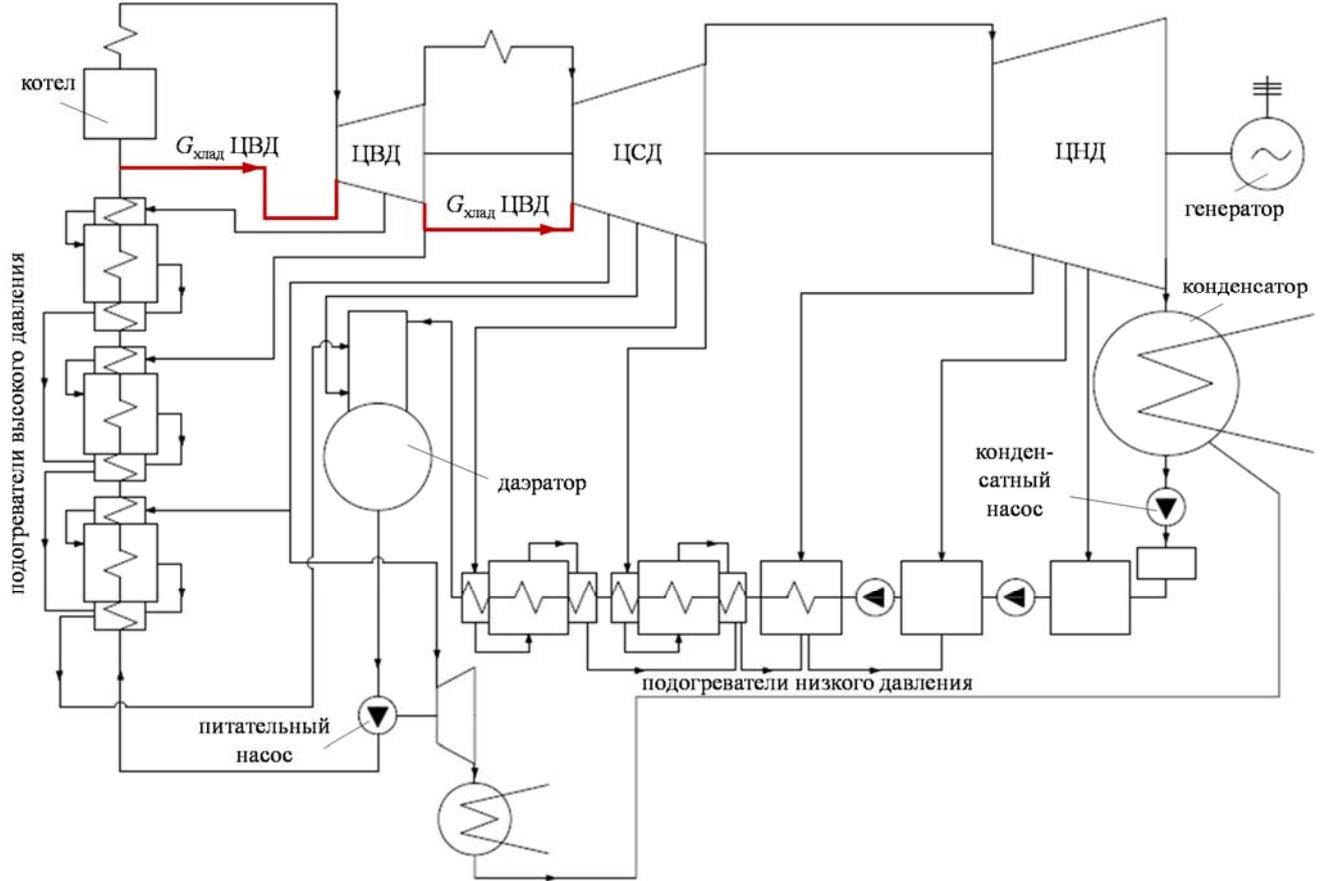


Рисунок 2.32 – Тепловая схема энергоблока с охлаждаемыми ЦВД и ЦСД

Таблица 2.8 – Параметры тепловой схемы паротурбинного энергоблока

Параметр	Величина
Температура острого пара, °С	720
Температура пара промперегрева, °С	720
Давление острого пара, МПа	35
Давление промперегрева, МПа	7
Температура питательной воды, °С	330
Внутренний относительный КПД ЦВД, %	88
Внутренний относительный КПД ЦСД, %	92
Внутренний относительный КПД ЦНД, %	86
Давление в конденсаторе, кПа	5

На основе математического моделирования получены зависимости относительного расхода пара на охлаждение цилиндров высокого и среднего давления от начальной температуры пара для различных сочетаний рабочей температуры металла (600-900 °С) и диапазона изменения температуры промежуточного перегрева от 700 до 1200 °С (рисунки 2.33 и 2.34).

2) При одинаковой температуре рабочей среды на входе в охлаждаемые отсеки и одинаковых применяемых материалах величина расхода хладагента для ЦСД значительно больше, чем для ЦВД. Это связано прежде всего с более высокой температурой пара, охлаждающего ЦСД.

На рисунках 2.35 и 2.36 представлены зависимости КПД и мощности энергоблока с высокотемпературной охлаждаемой турбиной от начальной температуры пара, анализ которых позволяет сделать следующие выводы:

1) Рост температуры острого пара не всегда сопровождается ростом электрического КПД паротурбинного энергоблока из-за увеличения потерь на охлаждение ЦСД.

2) Рост температуры перегретого пара в области высоких температур (более 1000 °С) сопровождается снижением КПД энергоблока. Применение более жаропрочных сплавов для ЦСД по сравнению с ЦВД позволит избежать данного явления.

Значительный расход пара на охлаждение ЦСД обусловлен его высокой начальной температурой. Рост температуры острого пара при неизменном перепаде давлений в ЦВД сопровождается увеличением температуры пара на выходе из ЦВД, который является в свою очередь хладагентом ЦСД (рисунок 2.37). Увеличение максимальной температуры металла, из которого изготавливается высокотемпературная часть ЦВД, сопровождается снижением расхода хладагента ЦВД и приводит к некоторому росту температуры на выходе из него.

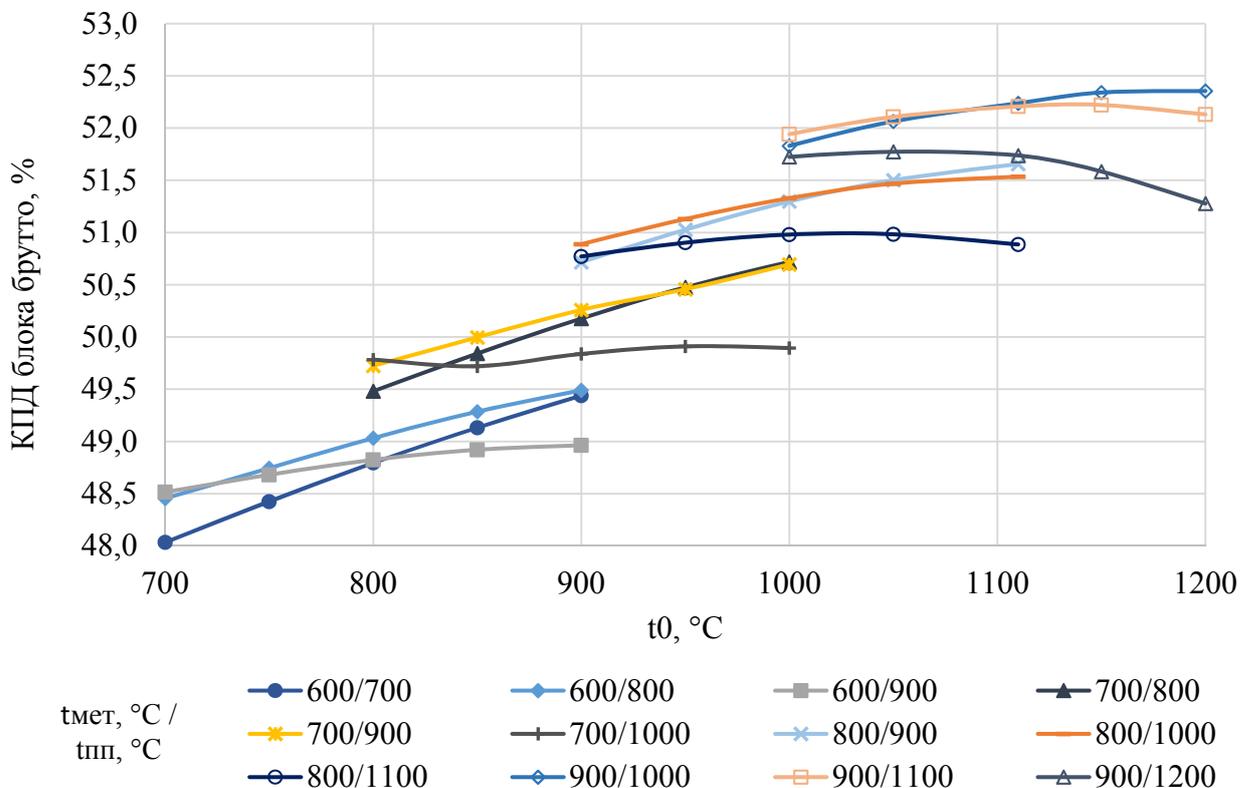


Рисунок 2.35 – Зависимость КПД энергоблока с высокотемпературной охлаждаемой турбиной от начальной температуры пара

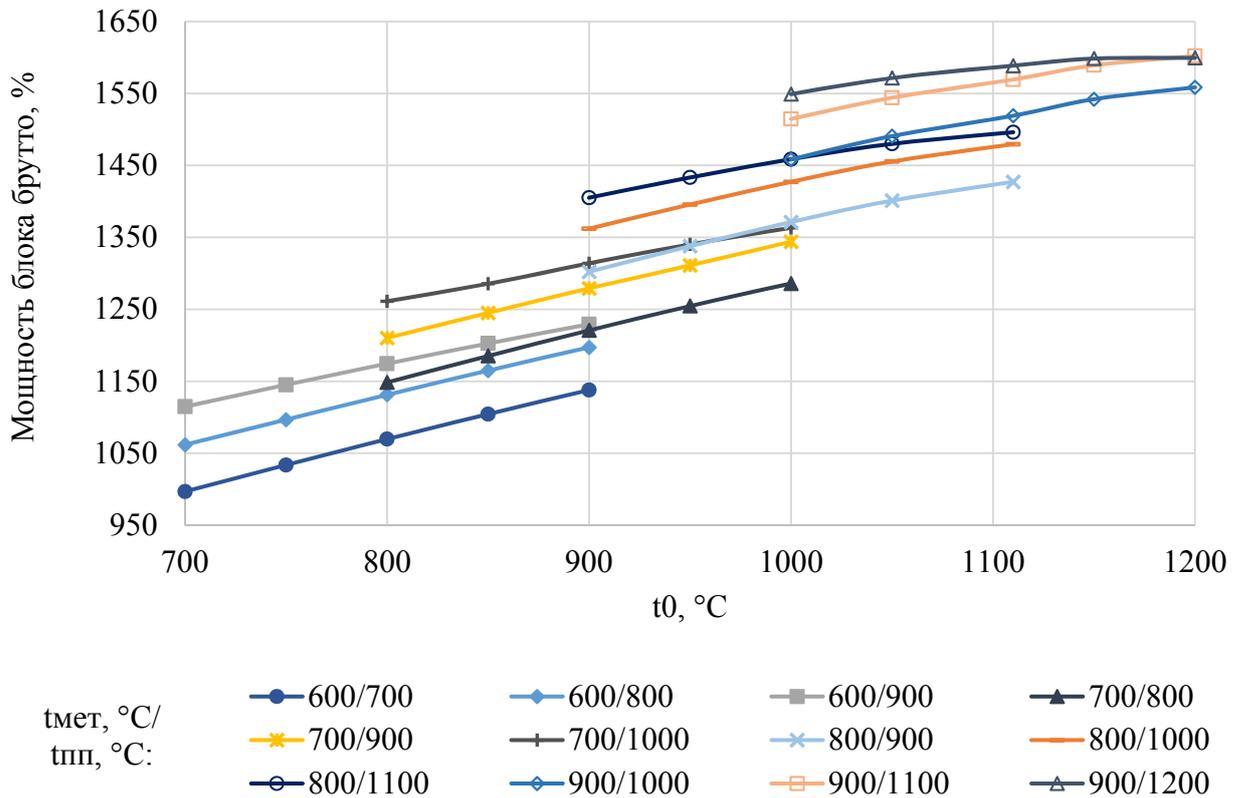


Рисунок 2.36 – Зависимость мощности энергоблока с высокотемпературной охлаждаемой турбиной от начальной температуры пара.

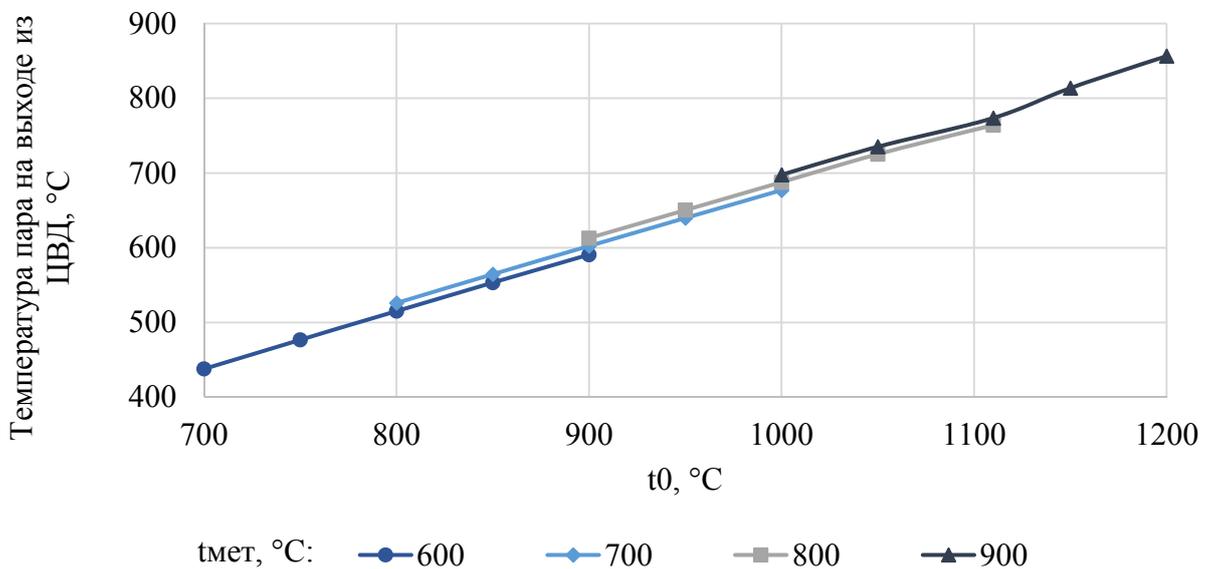
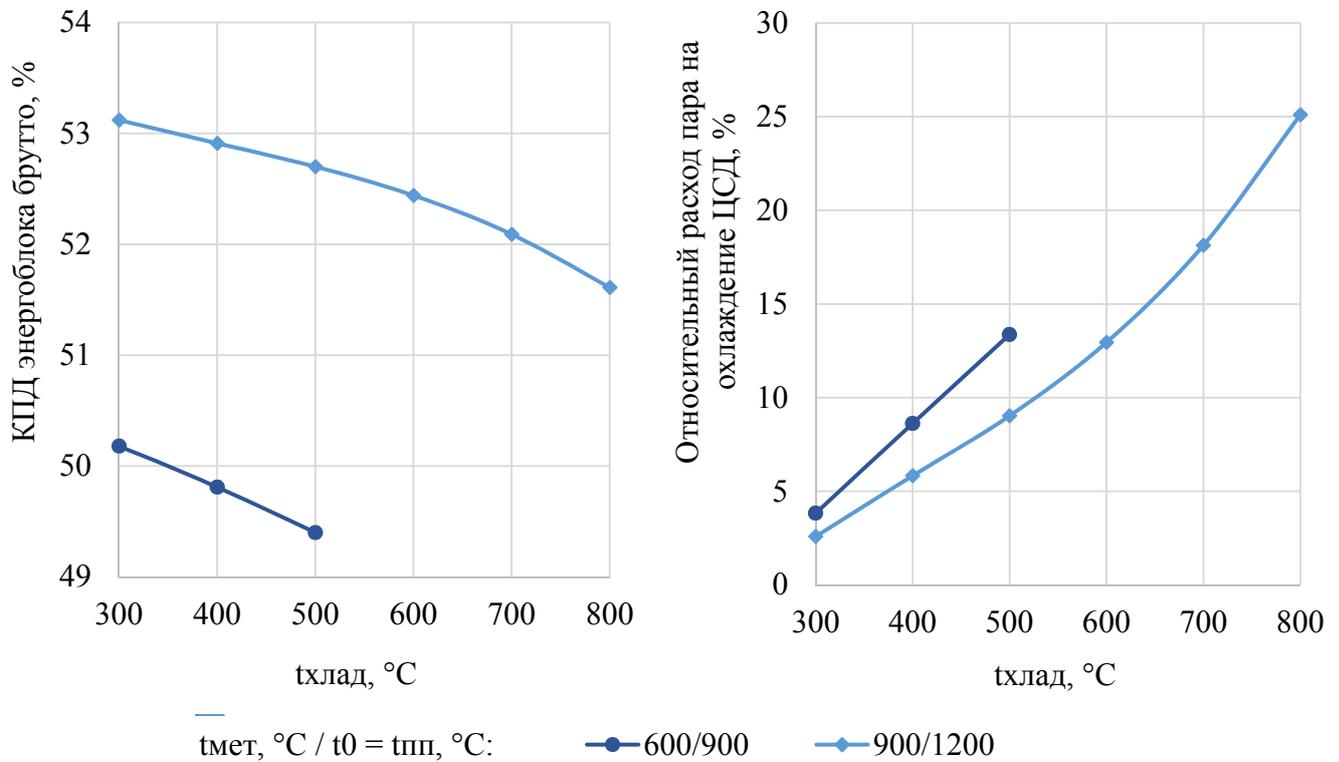


Рисунок 2.37 – Влияние температуры острого пара на температуру пара, поступающего на охлаждение ЦСД

Возможно снизить расход хладагента ЦСД за счет его предварительного охлаждения. В частности, использование поверхностного теплообменника, нагреваемой средой в котором является питательная вода на входе в котел, а греющей – часть потока пара на выходе из ЦВД,

позволяет достичь значительного снижения температуры хладагента. Снижение температуры охлаждающего пара с 800 до 300 °С приводит к уменьшению его расхода почти в 10 раз и сопровождается увеличением КПД энергоблока брутто на 1,5 % (рисунок 2.38).



а) зависимость КПД энергоблока брутто от температуры хладагента ЦСД б) зависимость относительного расхода хладагента ЦСД от его начальной температуры

Рисунок 2.38 – Влияние температуры хладагента на энергоэффективность блока

Применение охлаждения деталей высокотемпературной паровой турбины при начальной температуре пара 700-800 °С не приводит к существенному снижению КПД энергоблока в силу относительно небольших расходов хладагента, отбираемого на охлаждение. Так, при начальном уровне температуры 700-720 °С снижение экономичности составляет порядка 0,5 %, при этом уровень температуры металла может быть снижен до 600 °С, что соответствует энергоблокам с суперсверхкритическими параметрами пара. Указанный уровень рабочих температур металла позволяет применять более дешевые конструкционные материалы, таким образом сократив стоимость создания оборудования, и наряду с этим способствует решению проблемы обеспечения надежности и длительности эксплуатации энергоустановки.

2.3 Применение водородно-кислородных пароперегревателей в высокотемпературных энергетических комплексах

Применение водородного перегрева пара в первую очередь дает возможность существенно повысить тепловой экономичности за счет увеличения начальной температуры цикла при сохранении уже отработанных конструктивных решений, применяемых в котельной технике. Компактные размеры водородно-кислородных камер сгорания теоретически позволяют осуществлять повышение температуры пара в необходимых точках тепловых схем гибридных энергоустановок, что практически нереализуемо при осуществлении перегрева пара в котле. Таким образом, создание гибридного энергоблока позволит сократить длину высокотемпературных паропроводов острого пара за счет осуществления его перегрева в непосредственной близости от паровой турбины в водородно-кислородном пароперегревателе при сохранении традиционной конструкции котла, что положительно скажется на изменении стоимости энергоблока.

Первым шагом при проектировании любого энергоблока, в том числе и гибридного, является выбор начальных параметров пара, а также параметров промежуточного перегрева, и разработка тепловой схемы энергоблока. Именно этим вопросам и посвящен настоящий раздел диссертации, где были исследованы различные варианты тепловых схем гибридных энергоблоков с водородным перегревом, предполагающие различные схемы применения водорода для перегрева и различные уровни параметров острого пара и пара промежуточного перегрева.

Применение водородного перегрева пара дает возможность исключить передачу теплоты через стенку, что позволяет получить практически любую температуру свежего пара вплоть до температуры горения водорода с кислородом, не ограничиваясь возможностями работы металла теплопередающей поверхности, тем самым достигнув уровня начальных температур ГТУ в паротурбинных установках и существенно увеличив их тепловую экономичность.

Сжигание водородного топлива в смеси с кислородом производится в специальной водородно-кислородной камере сгорания. Использование такой камеры сгорания возможно в качестве внешнего пароперегревателя для гибридной ТЭС. Ее установка осуществляется после пароперегревателя традиционного энергетического котельного агрегата. Для получения необходимой температуры острого пара высокотемпературный водяной пар, образовавшийся в результате реакции водорода и кислорода, смешивается с насыщенным паром, генерируемым в котле.

В связи с тем, что продукты сгорания являются не только теплоносителем, как это происходит при сжигании топлив в паровых котлах, но и рабочим телом, оценка экономичности энергоустановок с водородным перегревом пара имеет определенные особенности.

Тепловой баланс водородно-кислородной камеры сгорания, из которого определяется расход водорода, выглядит следующим образом (формула (2.8)).

$$G_{\text{пг}} \cdot h''_{\text{пг}} + B_{\text{H}_2} \cdot Q_{\text{p}}^{\text{B}} \cdot \eta_{\text{кс}} = G_{\text{пг}} \cdot h_0 + 9 \cdot B_{\text{H}_2} \cdot h_0, \quad (2.8)$$

где $G_{\text{пг}}$ – расход пара через пароперегреватель котла, поступающего в камеру сгорания, кг/с;

$h''_{\text{пг}}$ – энтальпия пара, генерируемого в котельной установке, кДж/кг;

B_{H_2} – расход водорода, кг/с;

Q_{p}^{B} – высшая теплота сгорания водорода, включающая теплоту конденсации продуктов его сгорания с кислородом – водяного пара, кДж/кг;

$\eta_{\text{кс}}$ – КПД водородной камеры сгорания;

h_0 – энтальпия на выходе из водородной камеры сгорания, кДж/кг;

$9 \cdot B_{\text{H}_2}$ – количество водяного пара, образующегося при сжигании B_{H_2} водорода с кислородом, кг/с.

Использование для определения расхода водорода высшей теплоты сгорания объясняется тем, что водяной пар, образовавшийся в результате реакции водорода и кислорода, используется в цикле в качестве рабочего тела и выводится из него в виде конденсата, т.е. теплота конденсации используется в цикле.

Очевидно, что наибольший эффект от любого способа перегрева пара может быть получен в случае увеличения начальной температуры цикла (температуры острого пара), а при наличии промежуточного перегрева – и температуры пара после промежуточного перегревателя.

Рассмотрим гибридный энергоблок с двукратным водородным перегревом пара как после первичного пароперегревателя, так и после промежуточного. Принципиальная тепловая схема такого гибридного энергоблока представлена на рисунке 2.39.

В данном случае генерация пара осуществляется в прямоточном угольном котельном агрегате с суперсверхкритическими параметрами пара. После пароперегревателя котла пар направляется для перегрева в водородную камеру сгорания, где осуществляется сжигание водорода с кислородом, в результате чего образуется водяной высокотемпературный водяной пар, который, смешиваясь с основным потоком пара, поступающим из котельной установки, повышает общую температуру пара на входе в турбину до заданной величины. Затем перегретый в водородной камере сгорания пар поступает в высокотемпературную часть высокого давления, после расширения в которой до давления 6 МПа направляется в котел для промежуточного перегрева до 620 °С и с этой температурой поступает во второй водородно-кислородный пароперегреватель, где его температура вновь повышается до уровня температуры острого пара, после чего пар поступает в часть среднего давления, а затем в часть низкого давления, совершив работу в

которых, направляется в конденсатор. Из конденсатора конденсат забирается конденсатным насосом первого подъема и направляется в систему регенерации низкого давления, которая состоит из пяти регенеративных подогревателей низкого давления.

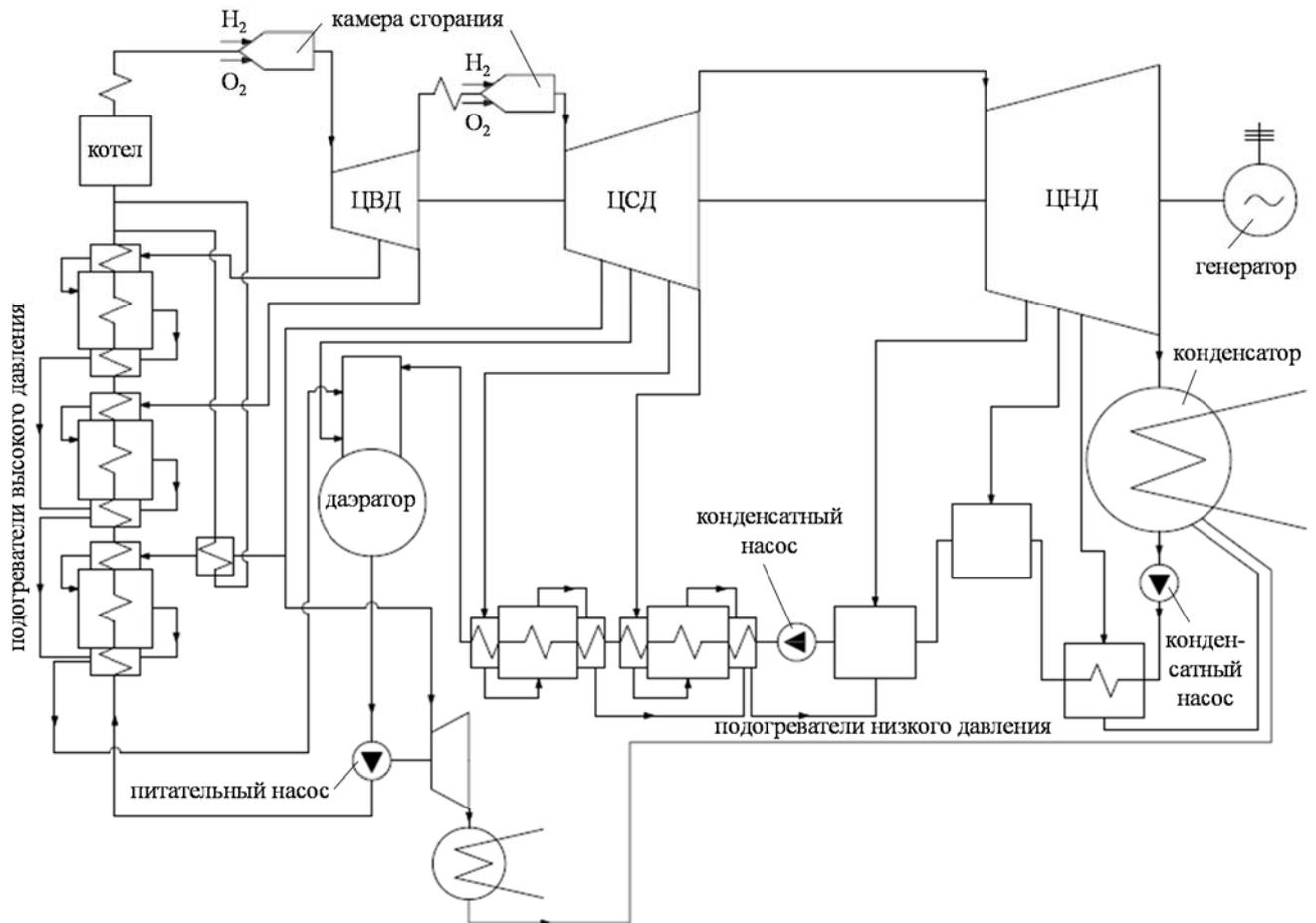


Рисунок 2.39 – Принципиальная тепловая схема гибридного энергоблока с двукратным водородным перегревом пара

Пройдя первый по ходу конденсата подогреватель поверхностного типа, конденсат проходит два смешивающих подогревателя, включенных по гравитационной схеме, после чего забирается из второго смешивающего подогревателя конденсатным насосом второго подъема и пройдя два поверхностных подогревателя, поступает в деаэратор питательной воды. После деаэратора питательная вода питательным насосом прокачивается через три регенеративных подогревателя высокого давления, где подогревается до 320 °С и с указанной температурой поступает в экономайзер котельной установки. Рабочее давление в деаэраторе составляет 1,2 МПа. Привод питательного насоса осуществляется приводной паровой турбиной с собственным конденсатором.

Рассмотрим, как изменяются показатели работы энергоустановки в зависимости от степени перегрева пара в водородно-кислородном пароперегревателе для рассматриваемой тепловой схемы.

На рисунке 2.40 приведены кривые, характеризующие изменение КПД энергоблока брутто $\eta_{\text{брутто}}$ в зависимости от температуры промежуточного перегрева пара $t_{\text{пп}}$ при различных уровнях температуры свежего пара t_0 . Диапазон изменения температур как свежего пара, так и пара промежуточного перегрева был принят от температуры за котельным агрегатом, равной 620 °С, до 1200 °С.

Наибольший эффект достигается при максимальных температурах пара и при температуре пара промперегрева, равной температуре свежего пара в 1200 °С, когда КПД энергоблока брутто превышает 71 %, что существенно (на 10 %) превосходит КПД лучших образцов ПГУ с начальной температурой газов перед газовой турбиной, равной 1500 °С.

Зависимость изменения электрической мощности энергоблока N_3 от температуры перегрева $t_{\text{пп}}$ приведена на рисунке 2.41. Приведенные зависимости показывают, что в случае реализации максимального в рассматриваемом случае перегрева пара до температуры 1200/1200 °С возможно увеличение электрической мощности энергоблока с 660 до 1665 МВт, т.е. в 2,5 раза.

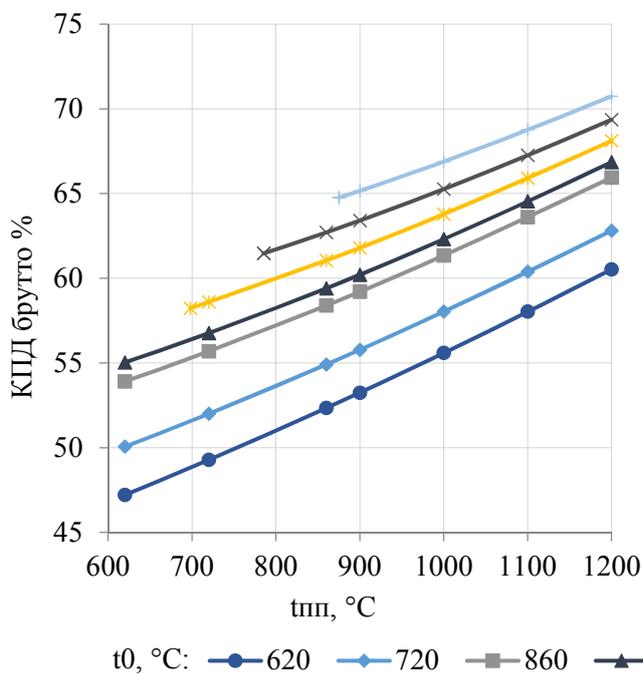


Рисунок 2.40 – КПД гибридного энергоблока с двукратным водородным перегревом пара

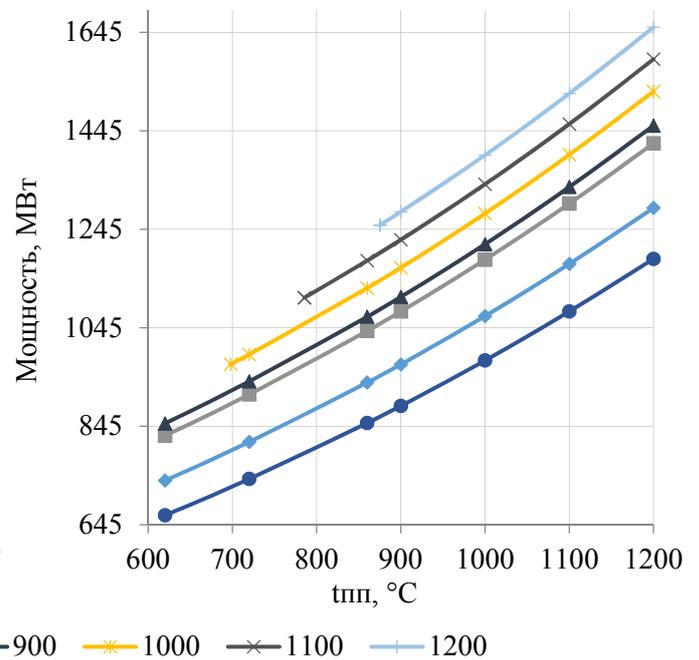


Рисунок 2.41 – Электрическая мощность гибридного энергоблока с двукратным водородным перегревом пара

Столь высокие температуры свежего пара хотя и позволяют существенно увеличить мощность и КПД энергоблока, однако создают дополнительные трудности при проектировании

оборудования, в частности его узлов, работающих при высоких температурах. Одной из проблем для столь высокого повышения температуры пара является то, что в конденсатор начинает поступать перегретый пар. Это хорошо видно из приведенного на рисунке 2.42 процесса расширения пара в турбине.

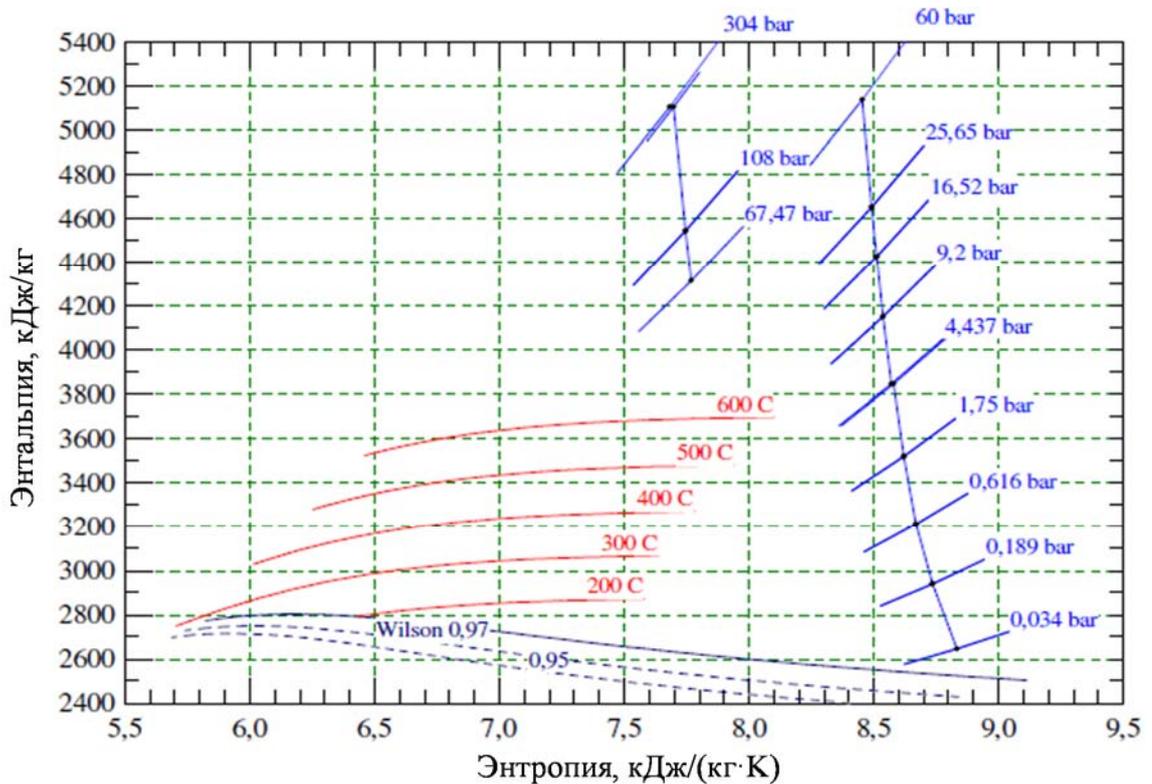


Рисунок 2.42 – Процесс расширения пара в турбине гибридного энергоблока с двукратным водородным перегревом пара

Указанное обстоятельство приводит к росту потерь теплоты в конденсаторе, а также создает трудности при проектировании цилиндров низкого давления турбины, поскольку при переходе пара из насыщенного состояния в перегретое происходит резкий рост его удельного объема, что требует столь же резкого увеличения выходной площади цилиндров низкого давления.

Существует два решения указанной проблемы: либо снижение температуры пара перед цилиндром низкого давления путем установки промежуточного охладителя пара, либо ограничение температуры пара промежуточного перегрева той величиной, при которой степень сухости пара за последней ступенью турбины не превышает 100 %.

На рисунке 2.43 представлена принципиальная тепловая схема гибридного энергоблока с высокотемпературной турбиной и промежуточным пароохладителем. Пароохладитель служит, как уже было отмечено, для снижения температуры пара перед цилиндром низкого давления до уровня, обеспечивающего степень сухости за последней ступенью турбины не более 100 %.

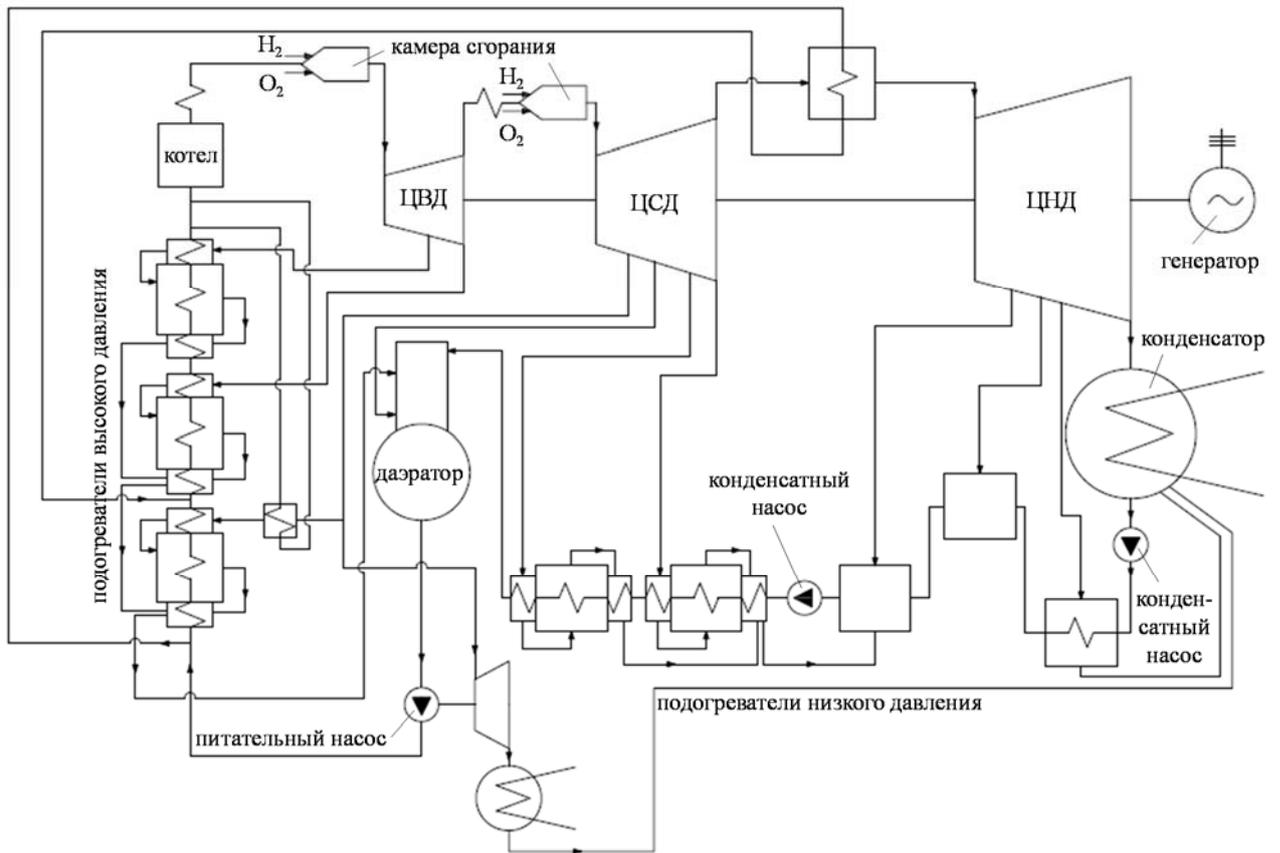


Рисунок 2.43 – Тепловая схема гибридного энергоблока с двукратным водородным перегревом пара и промежуточным пароохладителем

Охлаждение пара в промежуточном пароохладителе осуществляется потоком части питательной воды, которая в обход первого по ходу воды подогревателя высокого давления поступает в пароохладитель, где нагревается, охлаждая пар, после чего смешивается с основным потоком перед вторым подогревателем высокого давления.

Процесс расширения пара в турбине с двойным водородным перегревом пара и промежуточным охладителем в $h-S$ координатах представлен на рисунке 2.44.

На рисунках 2.45 и 2.46 показаны графики зависимости КПД $\eta_{\text{брутто}}$ и электрической мощности $N_{\text{э}}$ гибридного энергоблока с двумя водородными перегревами пара и пароохладителем в зависимости от температуры перегрева острого пара t_0 и температуры пара промежуточного перегрева $t_{\text{пп}}$ соответственно.

Проведенные исследования тепловых схем гибридных энергоблоков с двукратным водородным перегревом пара и их вариантные расчеты продемонстрировали, что указанные схемы имеют огромный потенциал в плане повышения тепловой экономичности и единичной мощности энергоустановок, однако достаточно сложны в практическом исполнении. Поэтому в качестве первого шага в освоении гибридных энергоблоков предложено исследовать варианты с однократным водородным промежуточным перегревом пара.

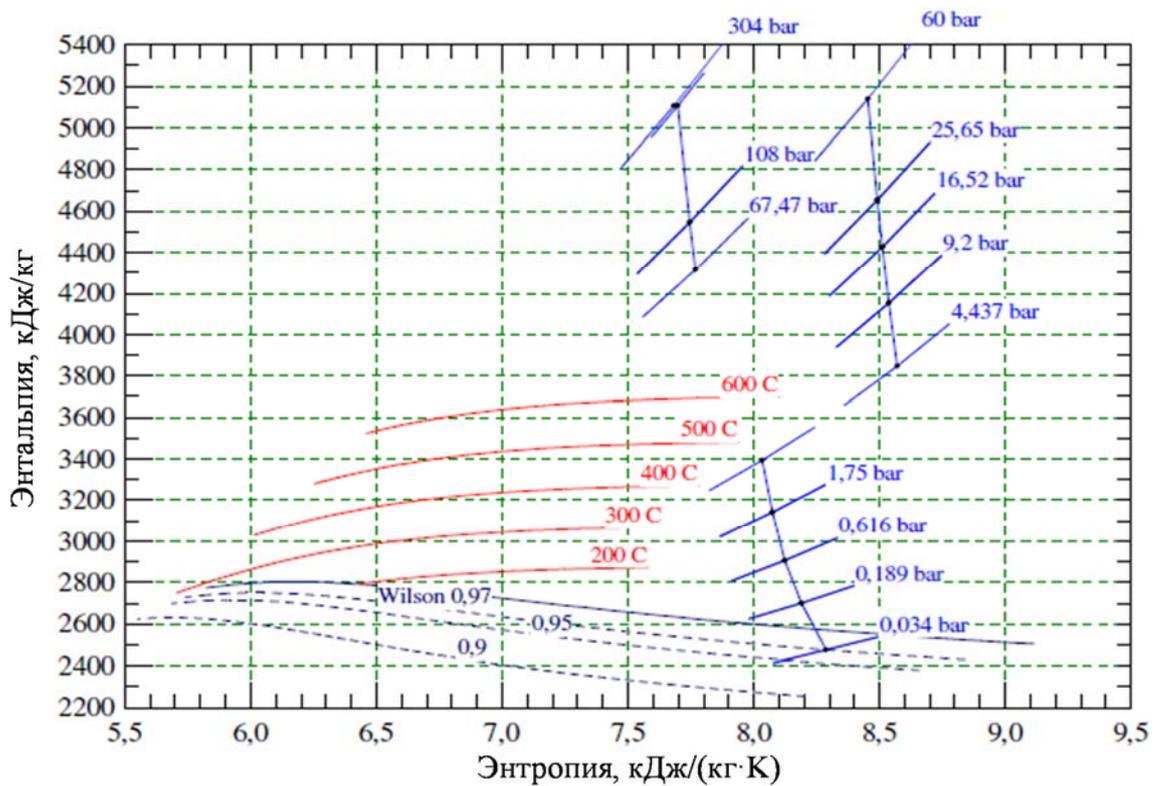


Рисунок 2.44 – Процесс расширения пара в турбине с двойным водородным перегревом и промежуточным охладителем

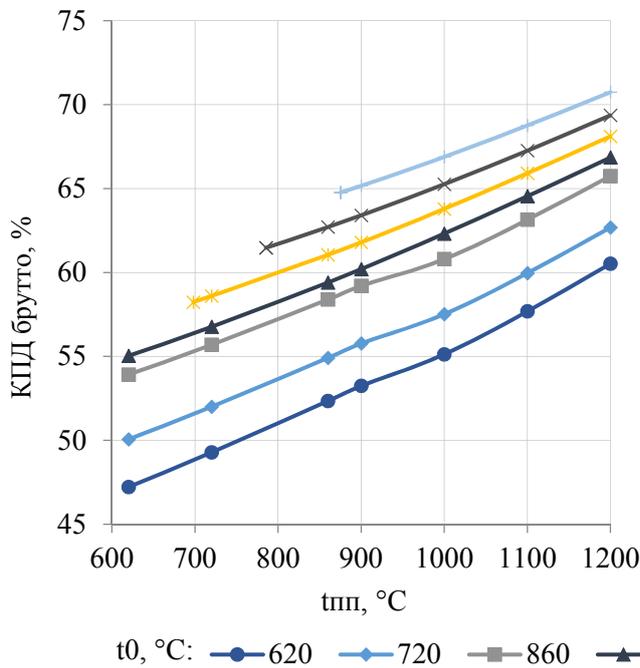


Рисунок 2.45 – КПД гибридного энергоблока с двумя водородными пароперегревателями и промежуточным охладителем пара

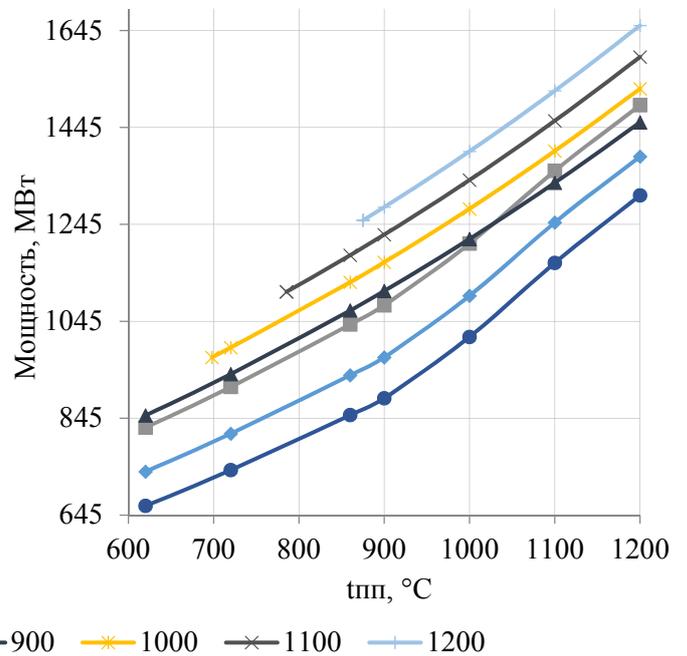


Рисунок 2.46 – Электрическая мощность гибридного энергоблока с двумя водородными пароперегревателями и промежуточным охладителем пара

Схема гибридного энергоблока с однократным водородным промежуточным перегревом пара представлена на рисунке 2.47. Турбоустановка может быть выполнена как с промежуточным охладителем пара, так и без него. Наличие или отсутствие охладителя определяется температурой промежуточного перегрева пара, а также давлением в конденсаторе паротурбинной установки. В представленной схеме водородный пароперегреватель устанавливается после промежуточного пароперегревателя котельной установки. Охладитель же пара устанавливается в случае необходимости так же, как и в ранее рассмотренных схемах, перед цилиндром низкого давления.

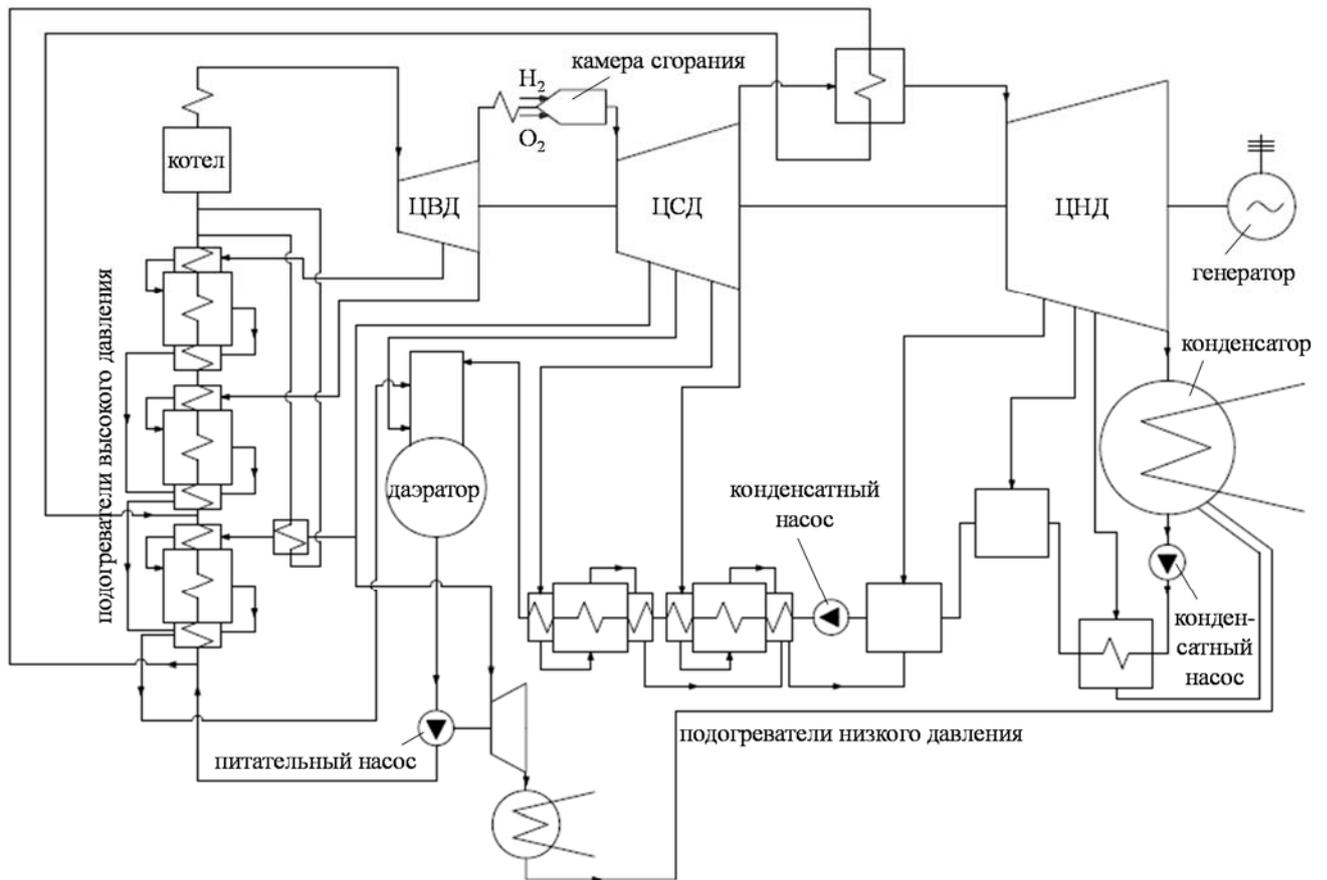


Рисунок 2.47 – Принципиальная тепловая схема гибридного энергоблока с однократным промежуточным водородным перегревом пара

В результате проведенных расчетных исследований были получены характеристики тепловой экономичности гибридного энергоблока для трех уровней давления промежуточного перегрева – 5, 6 и 7 МПа и различного уровня температур перегрева, а также определена электрическая мощность гибридного энергоблока.

Зависимость КПД энергоблока $\eta_{\text{брутто}}$ от температуры промежуточного перегрева для трех указанных уровней давления представлена на рисунке 2.48. Эффективность блока в области сравнительно низких температур очень слабо зависит от давления рабочей среды, однако с ро-

стом температуры влияние давления существенно возрастает и при температурах свыше 900 °С давление уже оказывает достаточно большое влияние на КПД установки.

В данном случае рассматривался такой же диапазон изменения температуры, как и в случае с двукратным водородным перегревом, и оказалось, что перегрев пара до 1200 °С позволяет достигнуть КПД блока порядка 60-61 %, что равно КПД ПГУ с начальной температурой газов, равной 1500 °С.

Изменение мощности гибридного блока N_3 показано на рисунке 2.49. Промежуточный водородный перегрев пара $t_{пп}$ в выбранном диапазоне изменения температур позволяет увеличить электрическую мощность энергоблока с 660 до 1300 МВт.

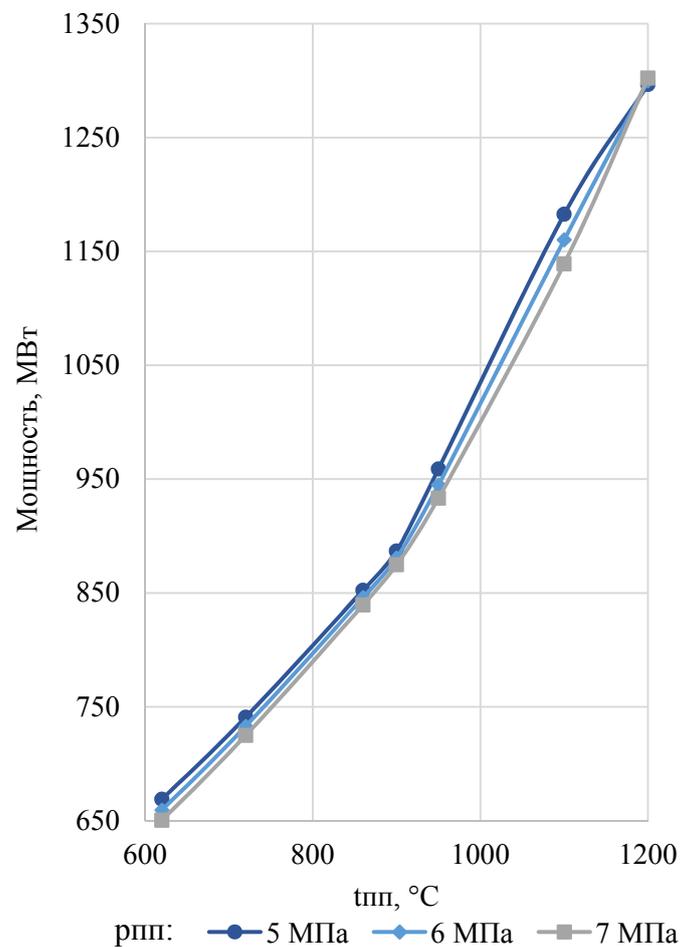
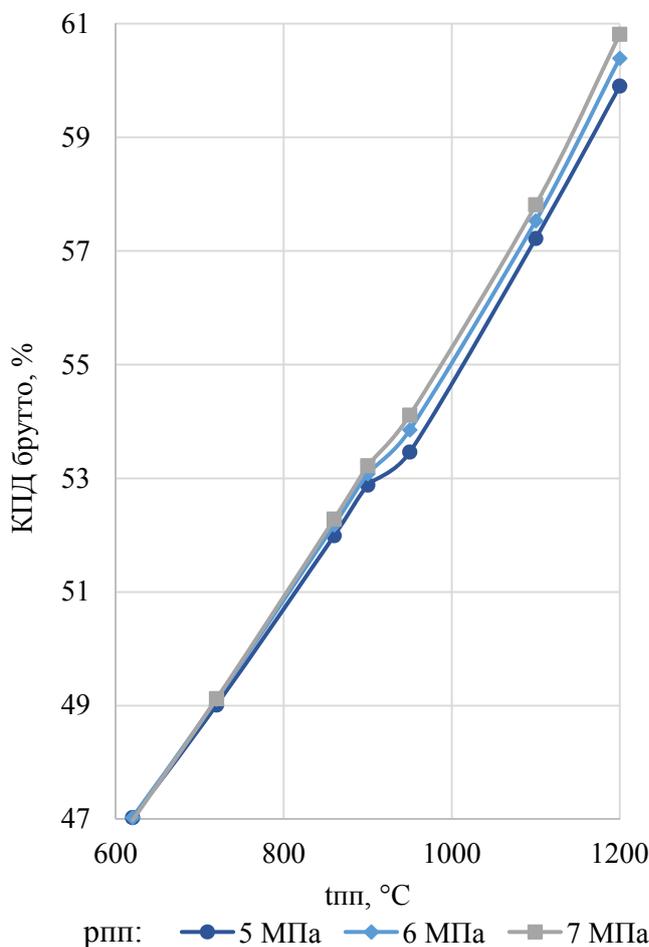


Рисунок 2.48 – КПД гибридного энергоблока с однократным водородным перегревом пара
Рисунок 2.49 – Электрическая мощность гибридного энергоблока с однократным водородным перегревом пара

Применение водородного промежуточного перегрева пара на этапе освоения гибридных энергоблоков является наиболее целесообразным решением, поскольку позволяет увеличить электрическую мощность блока практически вдвое при одновременном увеличении КПД паротурбинной установки до 61 %, что находится на уровне лучших образцов парогазовых устано-

вок, имеющих гораздо более высокую начальную температуру рабочего тела. Такое решение является более оправданным не только с термодинамической, но и с практической точки зрения, поскольку одним из основных узлов является водородно-кислородный пароперегреватель, конструкция которого достаточно хорошо отработана для рассматриваемого уровня давлений (5-7 МПа) [244, 250].

При определении тепловой экономичности энергоустановок с водородным перегревом пара необходимо учитывать дополнительные затраты энергии, связанные со сжатием водорода и кислорода для подачи в камеру сгорания до давления острого пара или давления промежуточного перегрева. Работа сжатия $l_{ад}^k$ может быть определена по формуле (2.9).

$$l_{ад}^k = -\frac{k}{k-1} R \cdot T_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right], \quad (2.9)$$

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

R – газовая постоянная, Дж/(моль·К);

T_1 – температура начала сжатия, К;

p_1 и p_2 – давление на входе и выходе из компрессора, МПа;

Газовые постоянные для водорода и кислорода приняты равными соответственно $R_{H_2} = 4124$ Дж/(кг·К), $R_{O_2} = 259,8$ Дж/(кг·К).

Мощность, затрачиваемая на привод компрессоров, $N_{сж}$ представляет собой произведение удельной работы сжатия $l_{ад}^k$ на расход рабочего тела m , отнесенное к внутреннему относительному КПД компрессора $\eta_{сж}$ (выражение (2.10)), а относительная доля расхода энергии на сжатие компонентов реакции $\mathcal{E}_{сн,доп}$ может быть определена на основе выражения (2.11).

$$N_{сж} = l_{ад}^k \cdot \frac{m}{\eta_{сж}}. \quad (2.10)$$

$$\mathcal{E}_{сн,доп} = \frac{N_{сж}^{H_2} + N_{сж}^{O_2}}{N_3}. \quad (2.11)$$

где $N_{сж}^{H_2}$ – мощность, затрачиваемая на сжатие водорода, МВт;

$N_{сж}^{O_2}$ – мощность, затрачиваемая на сжатие кислорода, МВт.

Поскольку расход топлива и окислителя являются функцией величины подогрева пара, то доля дополнительных затрат на собственные нужды, связанные с сжатием компонентов реакции, также зависит от величины подогрева. На рисунке 2.50 представлены зависимости, характеризующие изменение дополнительной доли собственных нужд для давления острого пара и

пара промежуточного перегрева от величины подогрева в водородно-кислородных камерах сгорания $\Delta t_{вп}$. Из приведенных зависимостей видно, что водородный перегрев острого пара на 300 °С сопровождается увеличением расхода энергии на собственные нужды на 7 %, а такой же перегрев пара перед цилиндром среднего давления приводит к увеличению доли собственных нужд на 4 %.

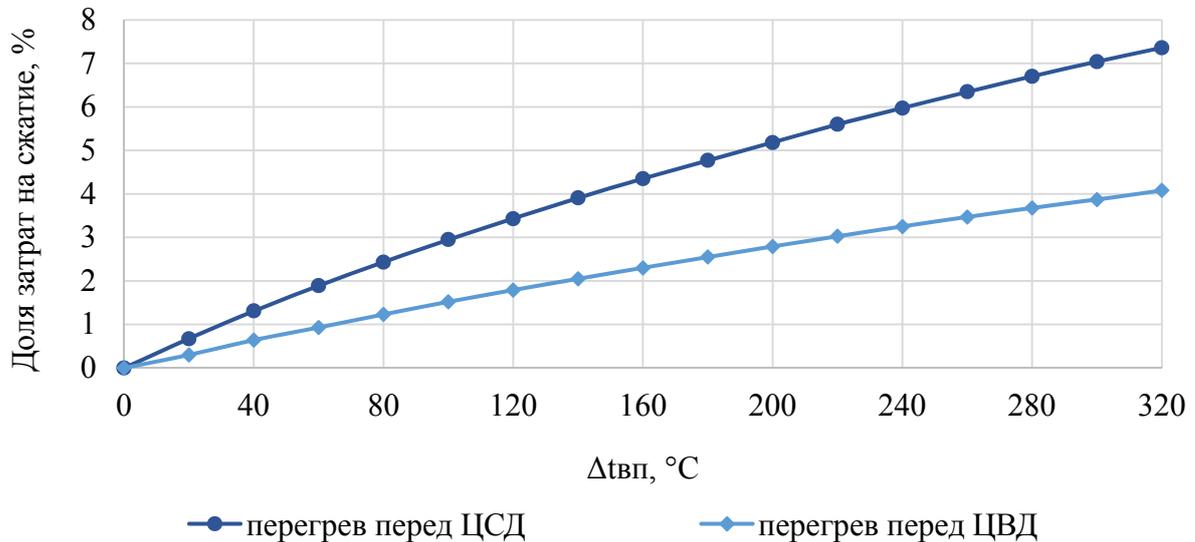


Рисунок 2.50 – Доля дополнительных затрат мощности на сжатие компонентов реакции

На рисунке 2.51 представлено семейство кривых, характеризующих изменение энергетической эффективности гибридного энергоблока нетто от начального давления цикла для различных значений водородного перегрева пара. На основе анализа приведенных зависимостей можно сделать вывод, что при увеличении начальной температуры цикла гибридных энергоблоков за счет увеличения водородного перегрева пара целесообразно снижать уровень начального давления, что обеспечит более высокую термодинамическую эффективность. Такое изменение оптимального начального давления обусловлено зависимостью расхода энергии на сжатие водорода и кислорода как от уровня давления, так и от степени перегрева пара, которая определяет необходимый для перегрева расход водорода.

Затраты энергии на сжатие могут быть снижены за счет применения промежуточного охлаждения сжимаемых сред и использования отобранной энергии в тепловой схеме гибридного энергетического комплекса. Поскольку порядка 95 % энергии расходуется на сжатие водорода, то именно для компрессоров, обеспечивающих его подачу в камеры сгорания, необходимо разработать схему включения в тепловую схему блока.

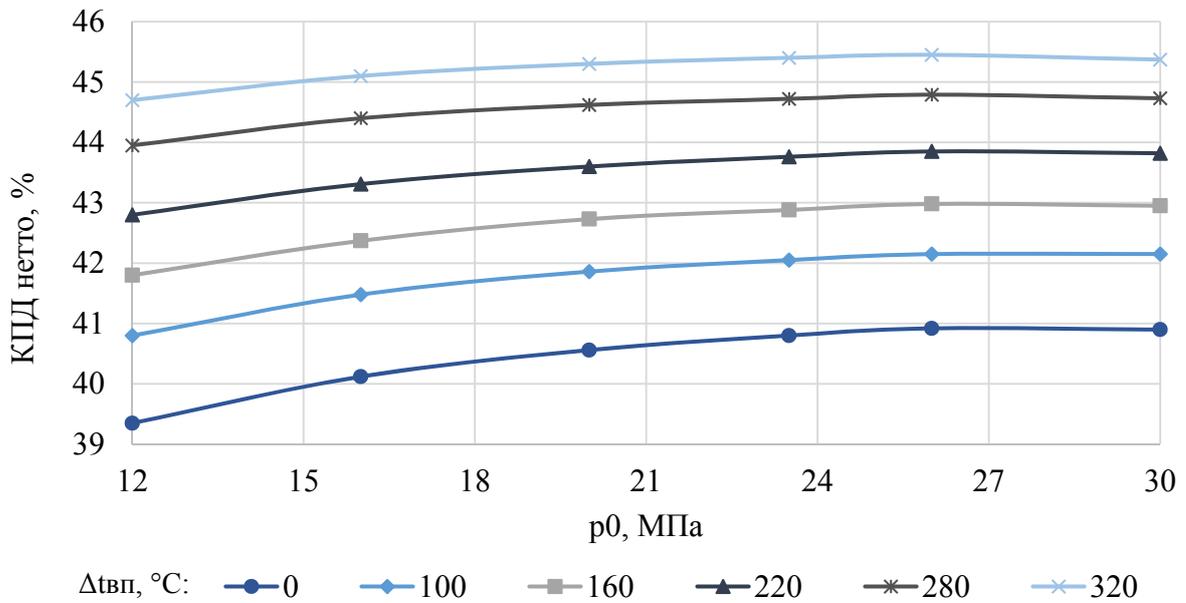


Рисунок 2.51 – Зависимость КПД нетто для различных уровней перегрева при изменении начального давления

На рисунке 2.52 приведена тепловая схема энергетического комплекса с двукратным водородным перегревом пара на 200 °C и системой сжатия водорода с промежуточными охладителями, интегрированными в конденсатно-питательный тракт паротурбинной установки. Основные энергетические показатели схемы приведены в таблице 2.9.

Дополнительный расход энергии на собственные нужды для рассматриваемой схемы составляет 5,2 %, что на 3 % меньше, чем для схемы с таким же уровнем перегрева пара, но без системы промежуточного охлаждения. Таким образом, предложенная энергоустановка с интеграцией промежуточных охладителей компрессоров в конденсатно-питательный тракт позволяет сократить расход энергии на собственные нужды практически на 40 % [243, 251].

Как было отмечено, расход энергии на сжатие водорода и кислорода зависит от их начального давления и рабочего давления в водородно-кислородной камере сгорания. Начальное давление водорода на входе в компрессор зависит от способа его получения. Одним из основных способов крупнотоннажного производства водорода является паровая конверсия природного газа, при которой давление водорода на выходе из установки риформинга составляет порядка 5-6 МПа. При оценке затрат на сжатие в данном случае рассматривался самый неблагоприятный случай, когда сжатие водорода осуществляется от уровня атмосферного давления. При снабжении энергоблока водородом от установки паровой конверсии дополнительные затраты энергии будут существенно ниже, что обеспечит более высокий КПД нетто. Так, для рассматриваемой схемы доля собственных нужд при начальном давлении водорода 5-6 МПа будет составлять порядка 1-2 %, что обеспечит КПД энергоблока на уровне 49-50 %

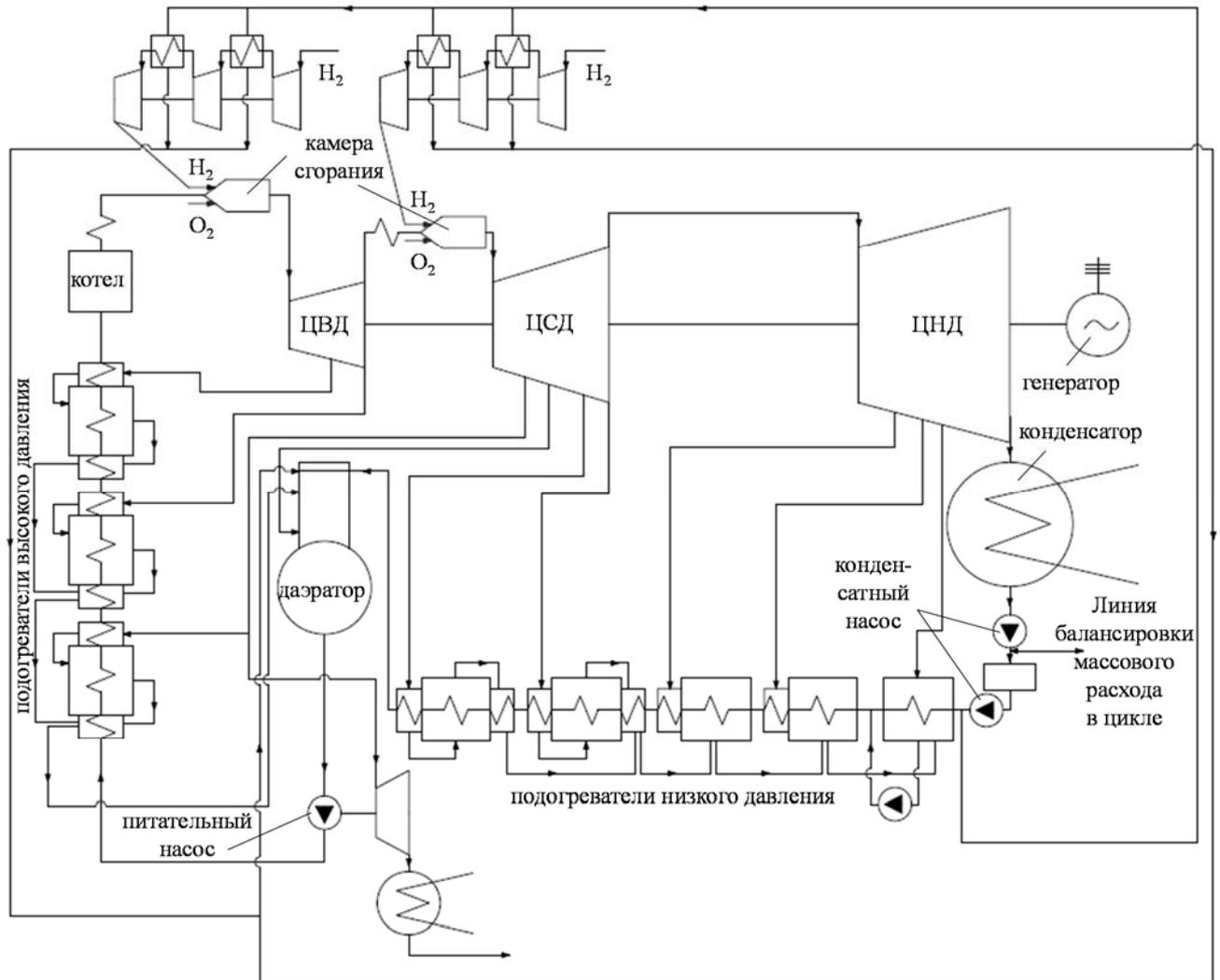


Рисунок 2.52 – Принципиальная тепловая схема гибридного энергоблока

Таблица 2.9 – Основные параметры схемы гибридного энергоблока

Параметр	Значение
Начальная температура/температура промперегрева, °С	740/740
Начальное давление/давление промперегрева, МПа	23,5/3,6
Перегрев в водородной камере сгорания, °С	200
КПД нетто, %	46,7
Доля расхода энергии на сжатие водорода, %	5,2
Мощность, МВт	1560
Состояние пара на выхлопе ЦНД	насыщенный
Расход водорода, кг/с	6,8

Сжигание водорода может быть реализовано в парокислородной среде, когда в качестве окислителя используется смесь водяного пара, генерируемого в котельном агрегате, и кислорода. Указанное решение позволяет снизить максимальную температуру пламени до приемлемой величины, например, до 2000-2200 °С, что характерно для максимальных температур пламен в камерах сгорания газовых турбин, обеспечив тем самым надежную работу металла жаровой

трубы. Снижение температуры горения за счет балластирования окислителя водяным паром неизбежно вызовет снижение реакционной способности смеси. По этой причине для обеспечения стабильного горения необходимо предусмотреть конструкцию камеры сгорания, обеспечивающую надежную стабилизацию пламени. Хорошо зарекомендовавшим себя в газотурбостроении решением является камера сгорания с лопаточным завихрителем. Конструкция водородной камеры сгорания для сжигания водорода в парокислородной среде приведена на рисунке 2.53 [249, 252]. Диаметр входного участка жаровой трубы выбран таким образом, чтобы отобрать от основного потока долю пара, необходимую для балластирования окислителя. Кислород подается в паровой поток перед его поступлением в рабочую часть жаровой трубы.

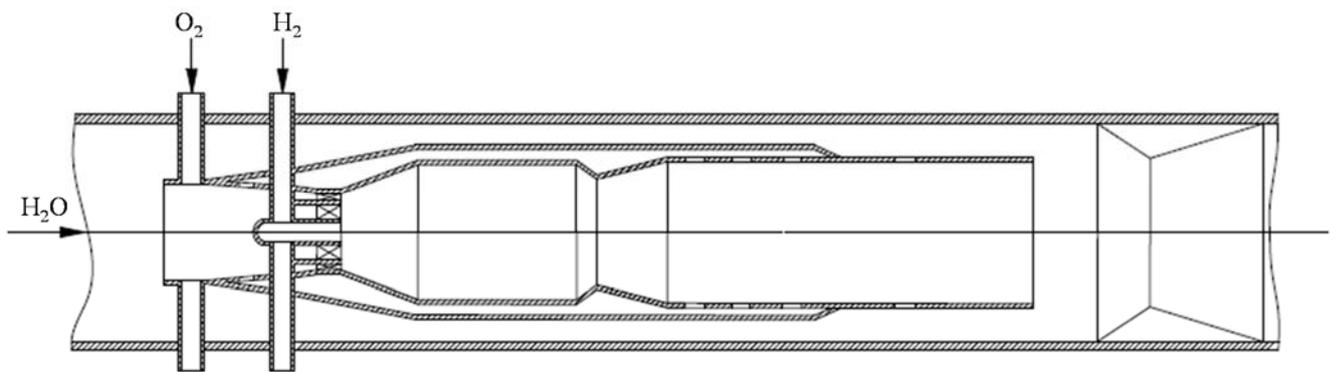


Рисунок 2.53 – Водородная камера сгорания с лопаточным завихрителем для сжигания водорода в парокислородной среде

Подача водорода в жаровую трубу осуществляется через центральный канал и через внешний завихритель, а подача парокислородной смеси – через внутренний завихритель и отверстия на стенках жаровой трубы. Оставшаяся часть основного пара омывает жаровую трубу снаружи, затем смешивается с высокотемпературными продуктами сгорания в узле смешения, после чего пар направляется к клапанам турбины.

В результате проведенного численного моделирования горения водорода с кислородом в паровом потоке были получены поля температур, скоростей и давлений в жаровой трубе, которые приведены на рисунках 2.54, 2.55 и 2.56 соответственно.

На рисунке 2.55 хорошо видна зона обратных токов, образующаяся в результате закрутки потока в лопаточном завихрителе и обеспечивающая надежный поджиг свежей смеси и, как следствие, устойчивое горение, что подтверждается наличием области высоких температур в зоне обратных токов (рисунок 2.54). Повышение температурного уровня наблюдается и за крупными струями окислителя, впрыскиваемыми в поперечный сносящий поток, которые также являются стабилизаторами пламени.

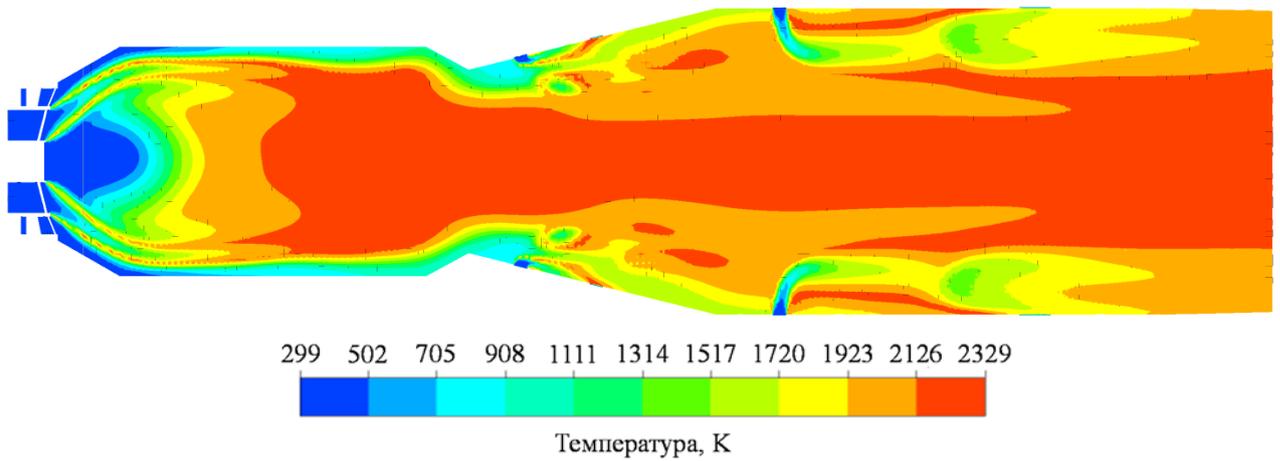


Рисунок 2.54 – Распределение температур в жаровой трубе водородной камеры сгорания

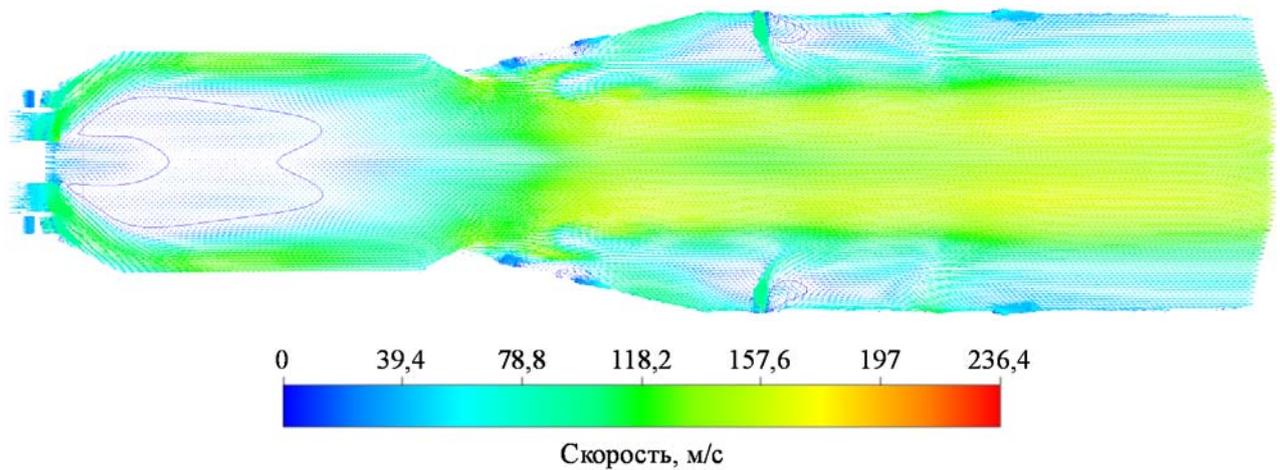


Рисунок 2.55 – Векторное поле скоростей в жаровой трубе водородной камеры сгорания

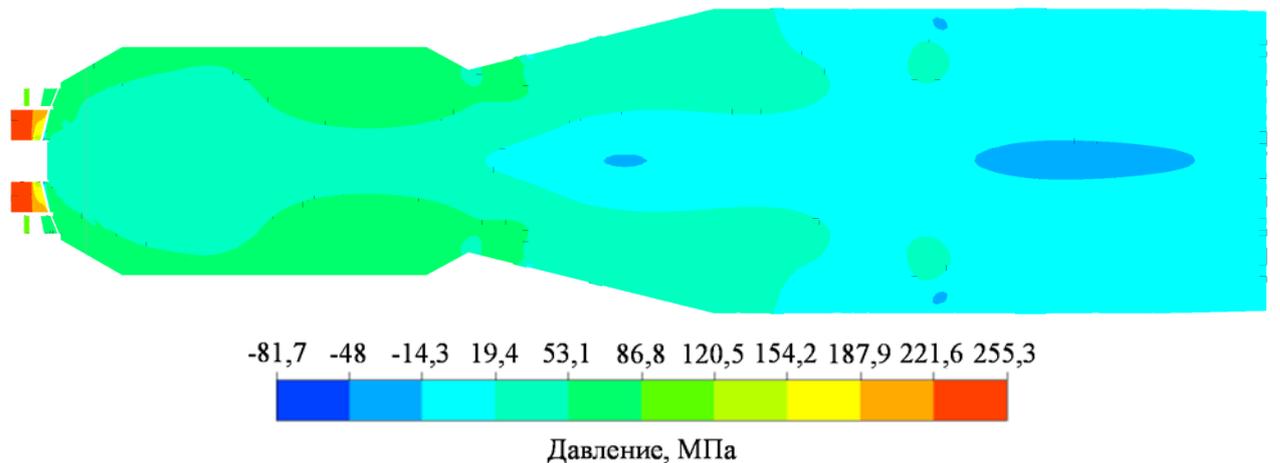


Рисунок 2.56 – Распределение давлений в жаровой трубе водородной камеры сгорания

Однако достаточно большие вихревые зоны приводят к существенным потерям давления. Распределение давлений в проточной части жаровой трубы показано на рисунке 2.56. Потери давления в камере сгорания с лопаточным завихрителем составляют 3,8 бар.

Основные характеристики камеры сгорания с лопаточным завихрителем приведены в таблице 2.10 [134].

Таблица 2.10 – Основные характеристики камеры сгорания

Характеристика	Значение
КПД, %	98,04
Потери давления, бар	3,8
Расход водорода, кг/с	2,958
Расход кислорода, кг/с	23,664
Расход пара, кг/с	45,58
Максимальная температура горения, К	2350
Тепловая мощность камеры сгорания, МВт	355,5
Габаритные размеры жаровой трубы:	
- длина, мм	1580
- максимальный диаметр, мм	400
Необходимое количество камер сгорания, шт.	4

Проведенные расчеты показывают, что выбранная степень забалластированности окислителя водяным паром позволит получить максимальную температуру горения порядка 2300 К, что существенно облегчает задачу обеспечения надежной работы металла жаровой трубы.

Конструкция проточной части жаровой камеры сгорания и выбранная схема подачи топлива и окислителя обеспечивают высокую эффективность рассматриваемой камеры. Степень выгорания топлива по длине жаровой трубы приведена на рисунке 2.57.

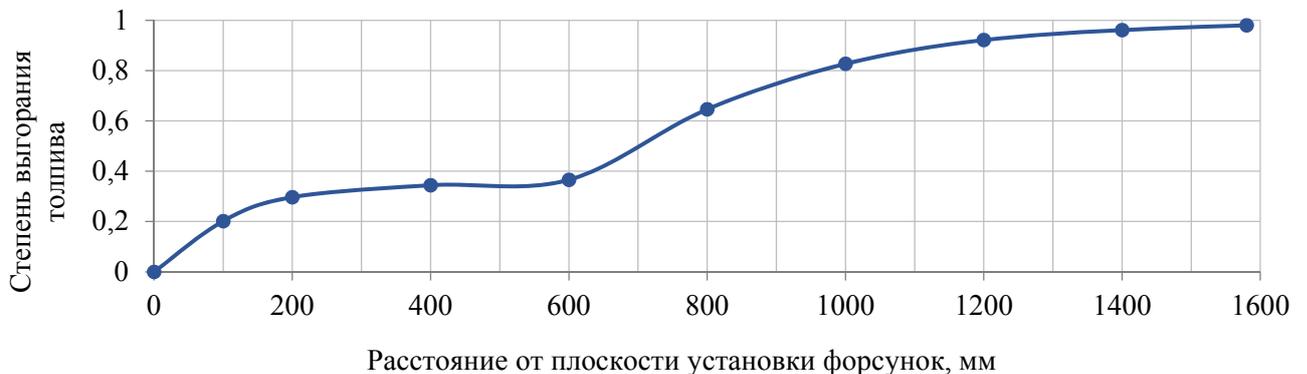


Рисунок 2.57 – Степень выгорания водорода по длине жаровой трубы

2.4 Гибридная АЭС – высокоэкономичный способ выработки электроэнергии на углеводородном топливе

Идея внешнего перегрева пара на атомных электростанциях от постороннего источника тепловой энергии является достаточно перспективной и, что немаловажно, может быть реализована уже в ближайшее время для повышения мощности и КПД энергоустановок.

В этом случае целесообразно выделить внешний перегреватель пара в отдельный блок, где в качестве источника тепловой энергии можно использовать любое топливо, в том числе и водород.

При таком решении сохраняется неизменным все оборудование реакторного цеха и реконструируется только турбинный цех, где устанавливается новая высокотемпературная паровая турбина, связанная с более мощным электрогенератором.

В качестве базы для сравнения принят наиболее распространенный в атомной энергетике России энергоблок мощностью 1000 МВт, построенный на базе паропроизводящей установки с реактором ВВЭР-1000, снабжающей паром турбоустановку К-1000-5,9/50 ЛМЗ.

Для сопоставимости сравниваемых показателей экономичности предлагаемых решений с характеристиками базового варианта произведен расчет тепловой схемы турбоустановки К-1000-5,9/50, изображенной на рисунке 2.58. Исходные данные для проведения расчета представлены в таблице 2.11.

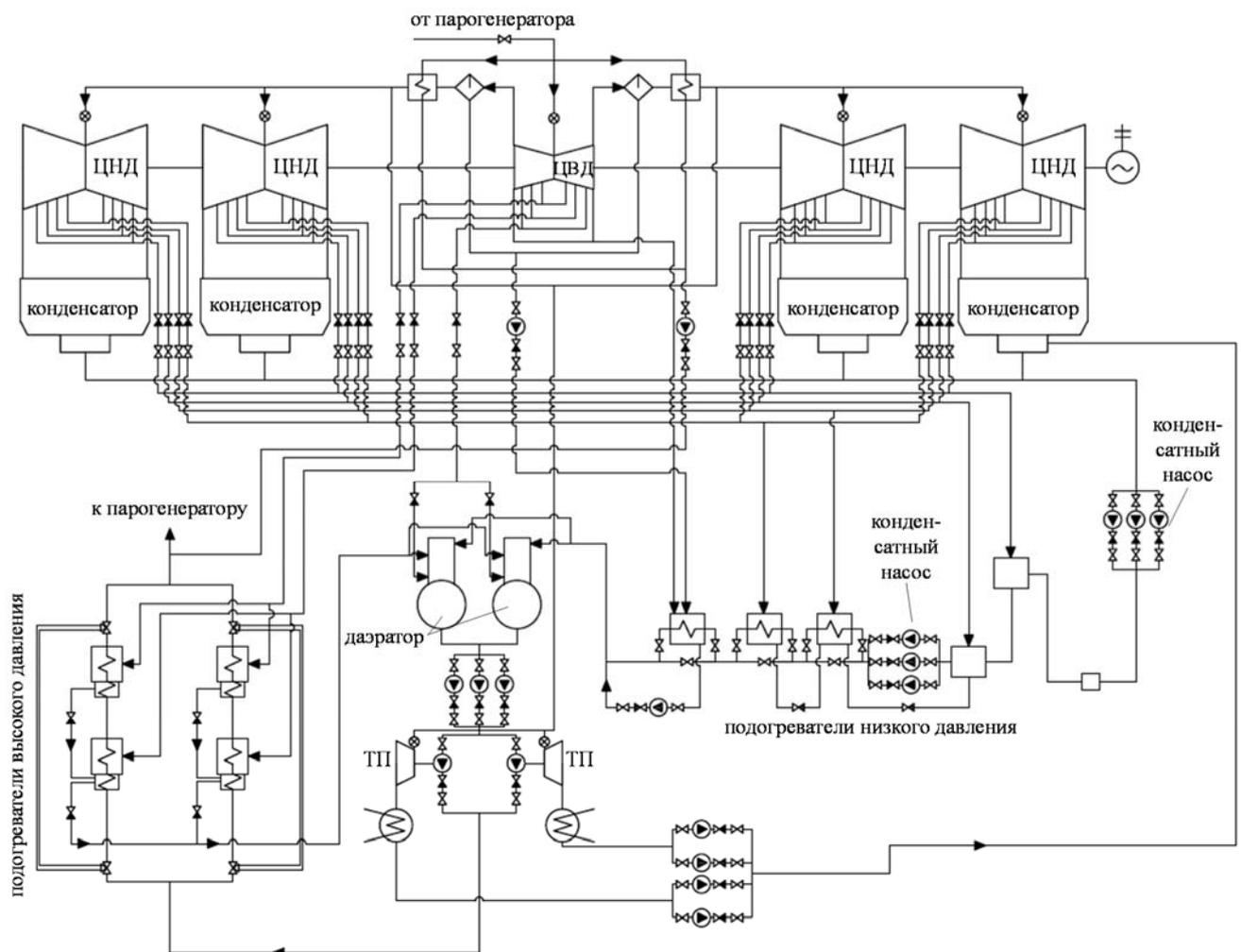


Рисунок 2.58 – Принципиальная тепловая схема турбоустановки К-1000-5,9/50

Таблица 2.11 – Исходные данные для расчета турбоустановки К-1000-5,9/50 ЛМЗ

Показатель	Значение
Давление пара в парогенераторе ЯППУ, МПа	6,3
Параметры свежего пара: - давление, МПа - температура, °С	5,9 274,3
Параметры пара после промежуточного перегрева - давление, МПа - температура, °С	0,51 260
Число регенеративных отборов	8
Температура питательной воды, °С	218
Номинальная температура охлаждающей воды, °С	20
Давление в конденсаторе, кПа	4,9
Максимальный расход свежего пара, кг/с	1630,5

В стандартной турбоустановке пар от парогенераторов ядерной паропроизводящей установки подается по четырем паропроводам к двухпоточному цилиндру высокого давления с параметрами 5,9 МПа и 274 °С, где расширяется до давления 0,57 МПа, после чего направляется в сепараторы-пароперегреватели, в которых сначала происходит удаление из него влаги до степени сухости 0,99, а затем осуществляется перегрев острым паром, отобранным из главного трубопровода перед ЦВД, в паро-паровом теплообменнике. Перегрев осуществляется до температуры 260 °С. Давление за сепаратором-пароперегревателем составляет 0,51 МПа. С этим давлением пар поступает в цилиндр низкого давления, где расширяется до давления в конденсаторе, равном 4,9 кПа. Процесс расширения пара представлен на рисунке 2.59.

Отделенная в сепараторе влага сбрасывается в регенеративный подогреватель низкого давления, установленный пятым по ходу основного конденсата; конденсат греющего пара паро-парового перегревателя насосом закачивается в линию питательной воды за верхним подогревателем высокого давления. После прохождения сепараторов-пароперегревателей пар поступает в четыре двухпоточных цилиндра низкого давления, расположенных попарно по разные стороны от цилиндра высокого давления, где расширяется до давления в конденсаторе 4,9 кПа.

Турбоустановка имеет развитую систему регенерации – пять подогревателей низкого давления, деаэратор, питаемый паром из отдельного отбора, и два подогревателя высокого давления. Первыми по ходу конденсата установлены два подогревателя низкого давления смешивающего типа. В первый из них конденсат подается конденсатными насосами первой ступени, а во второй нагреваемая среда поступает из первого под действием гравитационных сил. Конденсатные насосы второй ступени, установленные за вторым подогревателем низкого давления смешивающего типа, прокачивают основной конденсат через три подогревателя низкого давления поверхностного типа в деаэраторы питательной воды. Из деаэраторов питательная вода забирается питательными насосами и, пройдя два подогревателя высокого давления, смешивается

с потоком воды из сепаратора, после чего с температурой 218 °С поступает в парогенераторы ЯППУ.

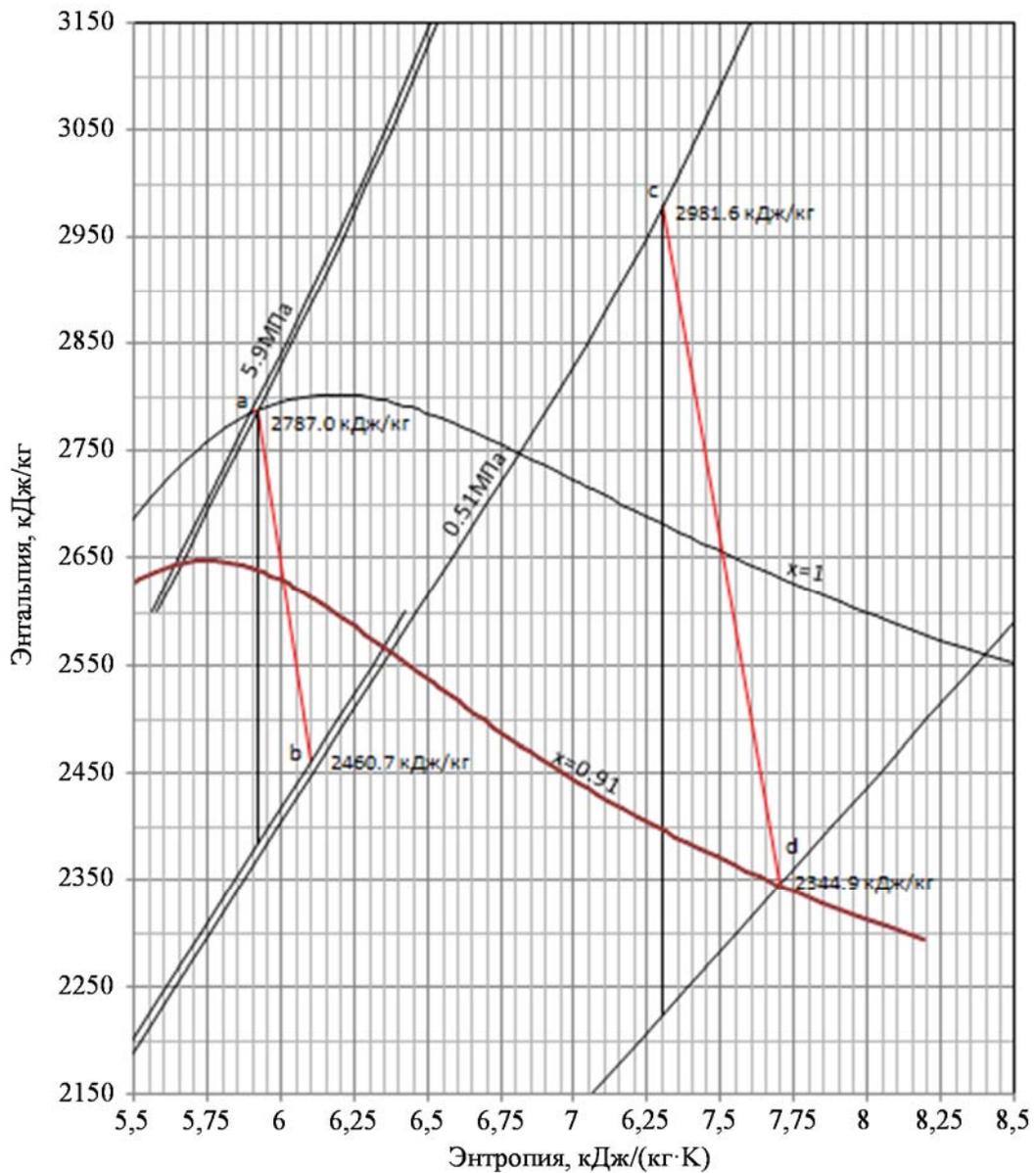


Рисунок 2.59 – Процесс расширения пара в турбине К-1000-5.9/50

Снабжение паром приводных турбин питательных насосов осуществляется паром, отобранном после сепаратора-пароперегревателя. Приводные турбины снабжены собственными конденсаторами, конденсат из которых направляется в конденсатор основной турбины.

Основные расчетные показатели стандартного энергоблока АЭС приведены в таблице 2.12.

Таблица 2.12 – Энергетические показатели турбоустановки К-1000-5,9/50

Характеристика	Значение
Тепловая мощность ЯППУ, МВт	2972,55
Электрическая мощность турбоустановки, МВт	1020,13
Удельный расход теплоты, кДж/кВт·ч	10490,03
Паропроизводительность ЯППУ, кг/с	1630,50
Удельный расход пара, кДж/кВт·ч	5,75
Электрический КПД турбоустановки	0,34
Перепад энтальпий на турбину, кДж/кг	967,05
Эквивалентный теплоперепад, кДж/кг	644,87

Проведем анализ зависимости тепловой экономичности энергоблока с промежуточным перегревом пара от давления, при котором этот перегрев осуществляется. Для чистоты оценки определим уровень тепловой экономичности для различных температур пара на входе в цилиндр низкого давления на примере турбоустановки без регенерации.

Рассмотрим, как меняется тепловая экономичность энергоустановки при изменении давления промежуточного перегрева от 0,3 МПа до 3 МПа при изменении температуры перегрева пара в интервале от 450 до 750 °С.

Данная зависимость является функцией двух переменных $\eta = f(p_{\text{пп}}, t_{\text{пп}})$ и в трехмерном пространстве представляет собой поверхность. Искомая функция изображена на рисунке 2.60.

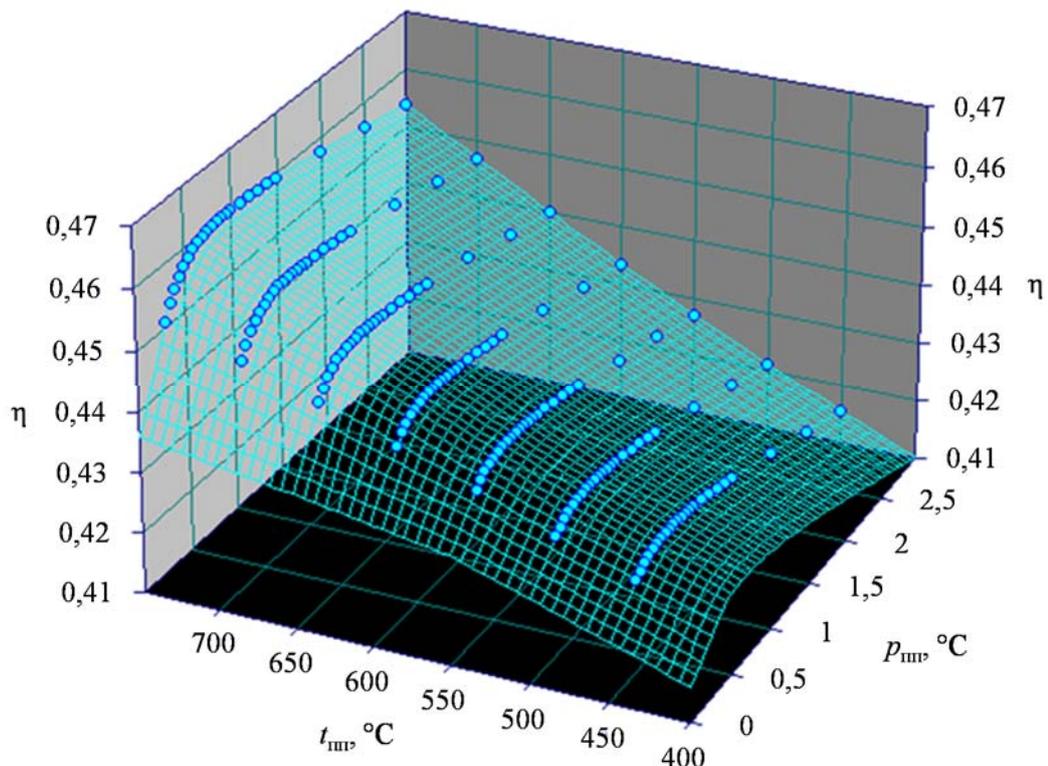


Рисунок 2.60 – Зависимость КПД турбоустановки от давления и температуры промежуточного перегрева

Значения экономичности для заданных температуры и давления промежуточного перегрева определены по выражению (2.12), описывающему полученную автором и представленную на рисунке 2.60 поверхность.

$$\eta = a + b \cdot \ln(p_{\text{пп}}) + c \cdot t_{\text{пп}} + d \cdot (\ln(p_{\text{пп}}))^2 + e \cdot t_{\text{пп}}^2 + f \cdot t_{\text{пп}} \cdot \ln(p_{\text{пп}}) \quad (2.12)$$

где $p_{\text{пп}}$ подставляется в МПа, $t_{\text{пп}}$ – в °С, а коэффициенты имеют следующие значения:

$$a = 0,39336075;$$

$$b = -0,012014925;$$

$$c = 5,4391357 \cdot 10^{-5};$$

$$d = -0,0051851822;$$

$$e = 4,6184988 \cdot 10^{-8};$$

$$f = 1,6062525 \cdot 10^{-5}.$$

Зависимость КПД от давления промежуточного перегрева пара для различных уровней температуры приведена на рисунке 2.61.

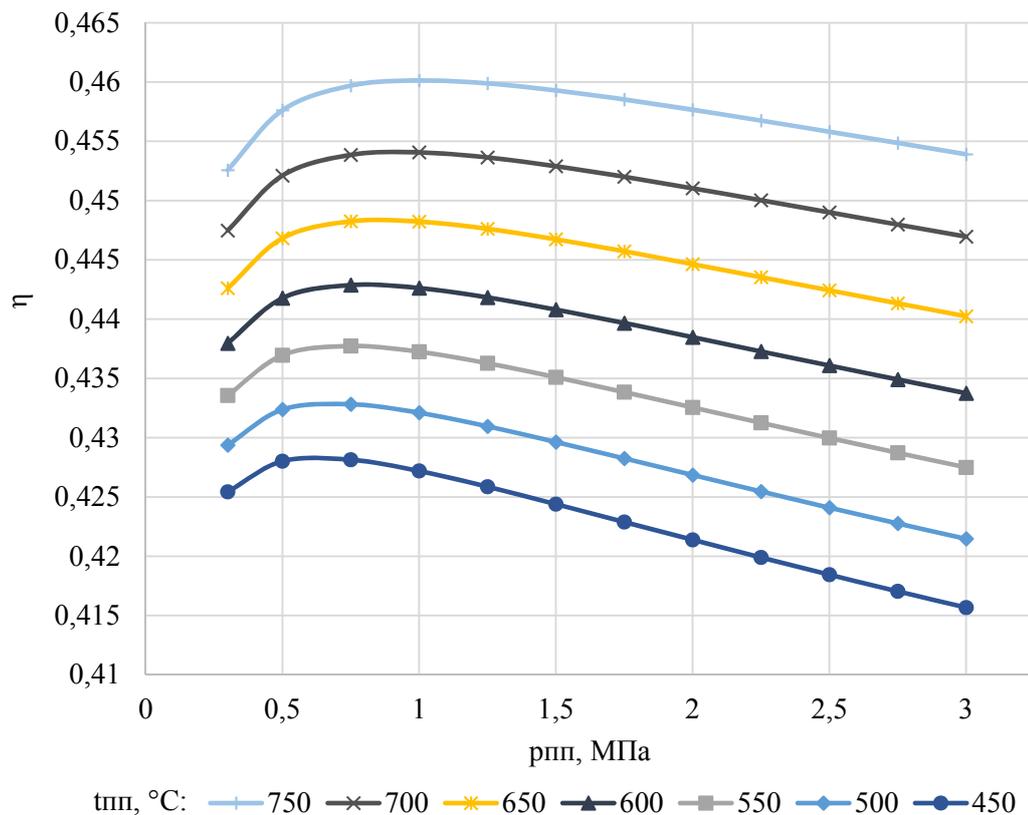


Рисунок 2.61 – Зависимость КПД турбоустановки с промежуточным перегревом пара от давления промежуточного перегрева для различных температур пара

Как и следовало ожидать, зависимость КПД от давления промежуточного перегрева имеет максимум и для освоенной в котлостроении температуры в 600-650 °С оптимальное значения давления промежуточного перегрева составляет порядка 0,75-0,8 МПа. Реализация промежуточного перегрева пара до температуры 600-650 °С при оптимальном давлении приведет к тому, что на выходе из турбины пар будет находиться в перегретом состоянии, что вызовет потерю теплоты перегрева, если не применять специальных пароохладителей, а также недопустимое увеличение удельного объема пара, что совместно с ростом его массового расхода не позволит реализовать всю мощность в едином одновальном турбоагрегате. Для решения этой проблемы необходимо либо снижать температуру перегрева пара, либо повышать давление, при котором этот перегрев осуществляется.

Стоит отметить, что изменение КПД в области его максимальной величины для всех уровней температур промежуточного перегрева пара в определенном интервале давлений меняется незначительно. Для температуры 600 °С при изменении давления промежуточного перегрева от 0,5 до 1,2 МПа изменение экономичности установки происходит не более чем на 0,15 %. Таким образом, повышение давления сверх оптимальных значений на 0,40-0,45 МПа позволяет получить на выходе турбины сухой насыщенный или влажный пар с влажностью 1-2 % при незначительном снижении экономичности.

Очевидно, что снижение степени перегрева пара на выходе из цилиндра низкого давления посредством уменьшения температуры промежуточного перегрева приведет к гораздо большей потере экономичности энергоустановки. Кроме того, при снижении температуры пара промежуточного перегрева оптимальная величина давления, как это хорошо видно из номограммы, приведенной на рисунке 2.61, уменьшается, что смещает процесс расширения вправо и для достижения заданных параметров пара на выходе турбины вынудит дополнительно снизить температуру перегрева, тем самым вызывая еще большее снижение коэффициента полезного действия.

Таким образом, наиболее рациональным решением для достижения максимально возможного прироста КПД и электрической мощности турбоустановки является осуществление промежуточного перегрева пара до освоенного на настоящий момент уровня температур в 620 °С при давлении 1,2 МПа.

Тепловая схема турбоустановки с внешним перегревом пара после парогенератора до 600 °С и промежуточным перегревом пара до 620 °С при давлении на входе в цилиндр низкого давления 1,2 МПа представлена на рисунке 2.62. Процесс расширения пара в h - S координатах в турбине с промежуточным перегревом пара представлен на рисунке 2.63.

Данная схема отличается от предыдущей рассматриваемой тепловой схемы, как уже было сказано, наличием промежуточного перегрева пара, а также расположением регенеративных

отборов, реализованных из проточной части турбины. В связи с увеличением разделительного давления между цилиндрами высокого и низкого давления турбины в данной схеме из ЦВД осуществляется лишь два отбора пара, из которых снабжаются паром подогреватели высокого давления. Остальные шесть отборов пара производятся из цилиндра низкого давления. В остальном приведенная на рисунке 2.62 тепловая схема аналогична схеме с перегревом пара после парогенератора ЯППУ без промежуточного перегрева.

Исходные данные для расчета рассматриваемой тепловой схемы приведены в таблице 2.13.

Основные энергетические характеристики тепловой схемы гибридной энергоустановки с промежуточным перегревом пара представлены в таблице 2.14.

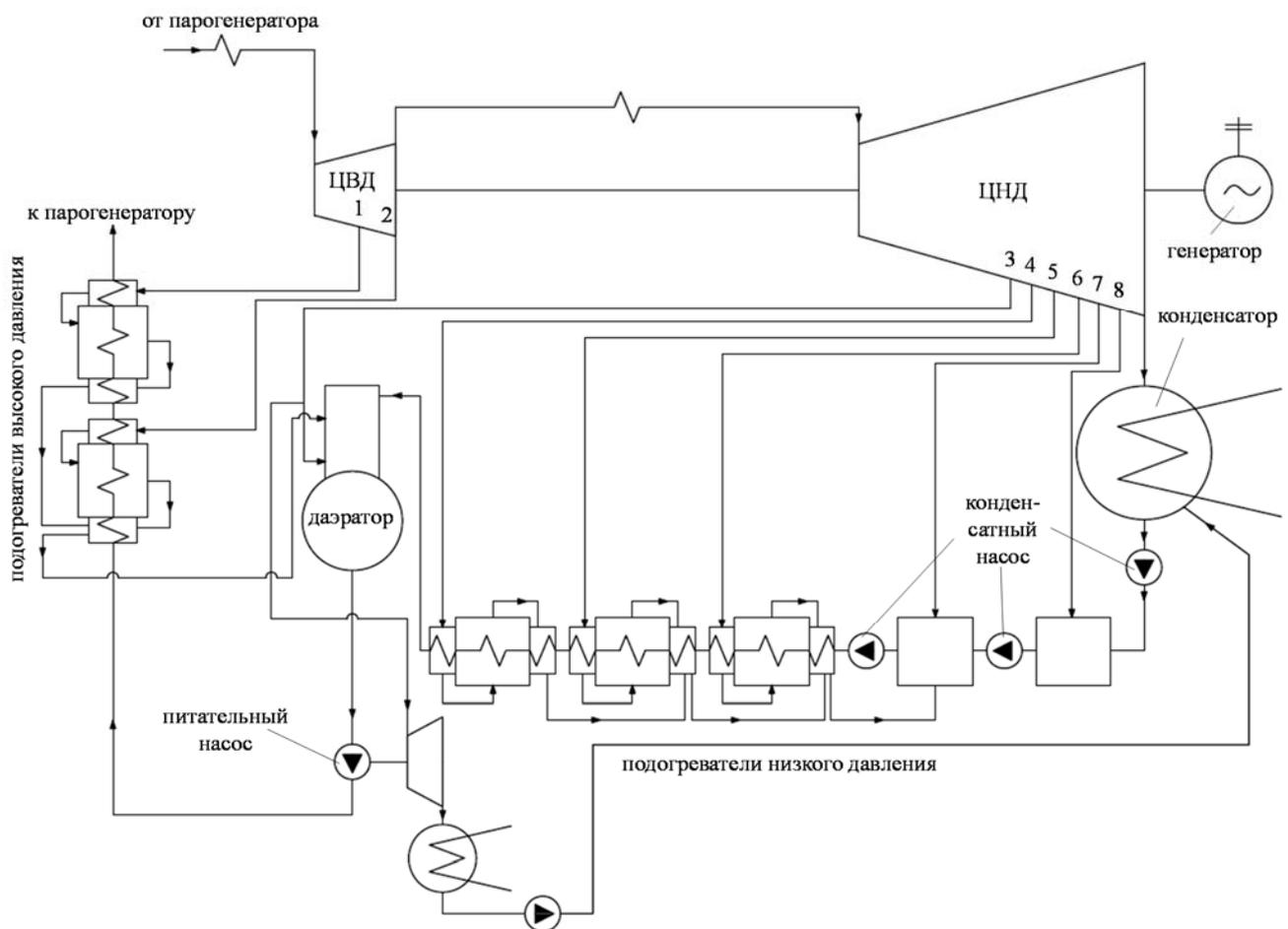


Рисунок 2.62 – Тепловая схема турбоустановки с перегревом пара после парогенератора ЯППУ до 600 °С и промежуточным перегревом до 620 °С

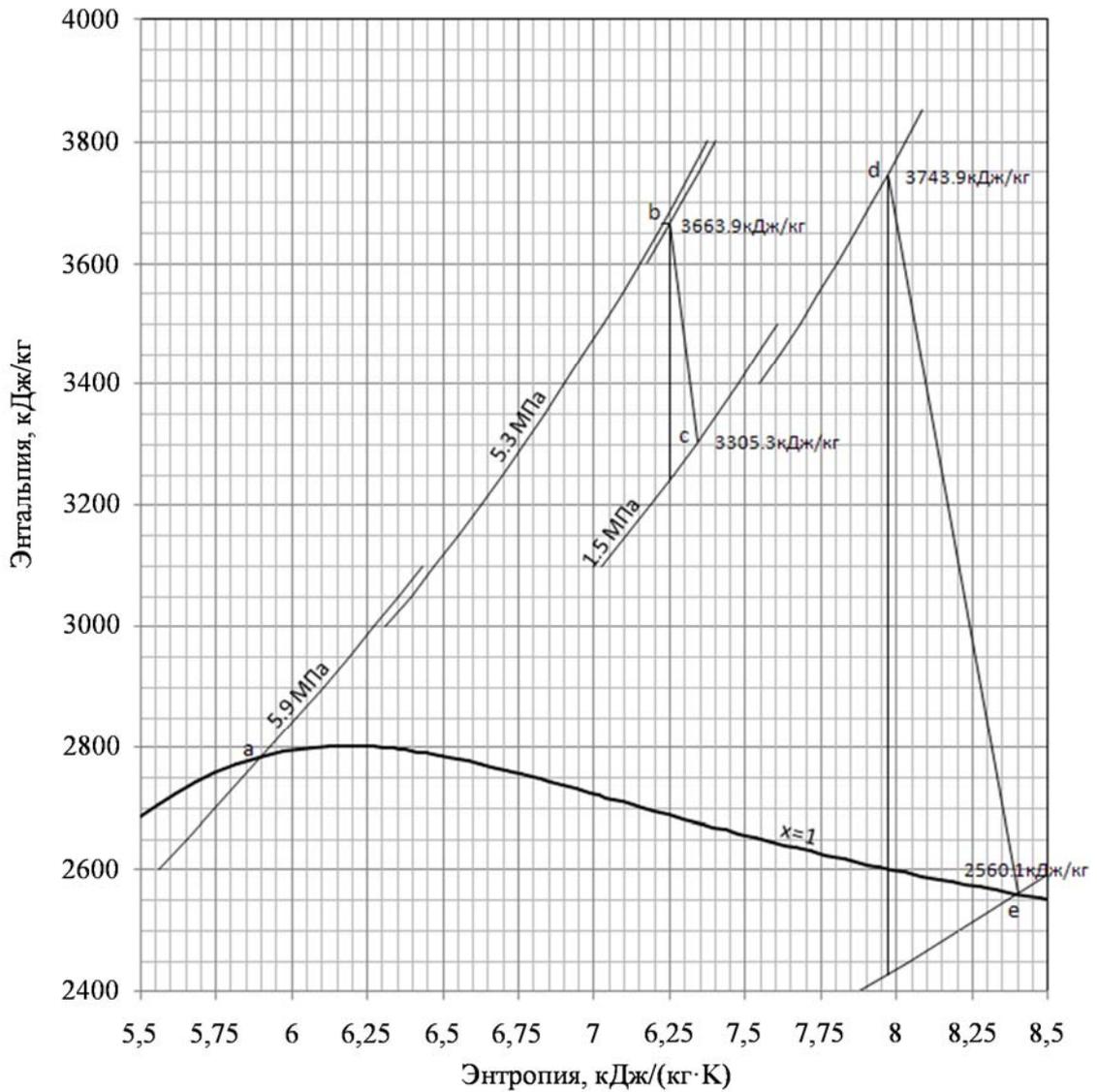


Рисунок 2.63 – Процесс расширения пара в турбоустановке с перегревом до 600 °С и с промежуточным перегревом до 620 °С

Таблица 2.13 – Исходные данные для расчета турбоустановки с перегревом пара после парогенератора ЯППУ в котле-пароперегревателе и промежуточным перегревом пара

Показатель	Значение
Давление пара в парогенераторе ЯППУ, МПа	6,3
Параметры свежего пара:	
- давление, МПа	4,9
- температура, °С	600
Параметры промежуточного перегрева:	
- давление, МПа	1,2
- температура, °С	620
Число регенеративных отборов	8
Температура питательной воды, °С	218
Номинальная температура охлаждающей воды, °С	20
Давление в конденсаторе, кПа	4,9
Максимальный расход свежего пара, кг/с	1630,5

Таблица 2.14 – Энергетические характеристики турбоустановки с перегревом пара после парогенератора ЯППУ до 600 °С и с промежуточным перегревом до 620 °С

Характеристика	Значение
Тепловая мощность ЯППУ и внешний перегрев, МВт	4978,28
Тепловая мощность ЯППУ, МВт	2950,85
Тепловая мощность внешнего пароперегревателя, МВт	2027,43
Электрическая мощность турбоустановки, МВт	2009,77
Дополнительная электрическая мощность, МВт	1009,77
Удельный расход теплоты, кДж/кВт·ч	8917,35
Паропроизводительность ЯППУ, кг/с	1606,40
Удельный расход пара, кг/кВт·ч	2,88
Электрический КПД турбоустановки	0,40
Коэффициент использования теплоты органического топлива	0,50
Перепад энтальпий на турбину, кДж/кг	1511,05
Эквивалентный теплоперепад, кДж/кг	1289,52

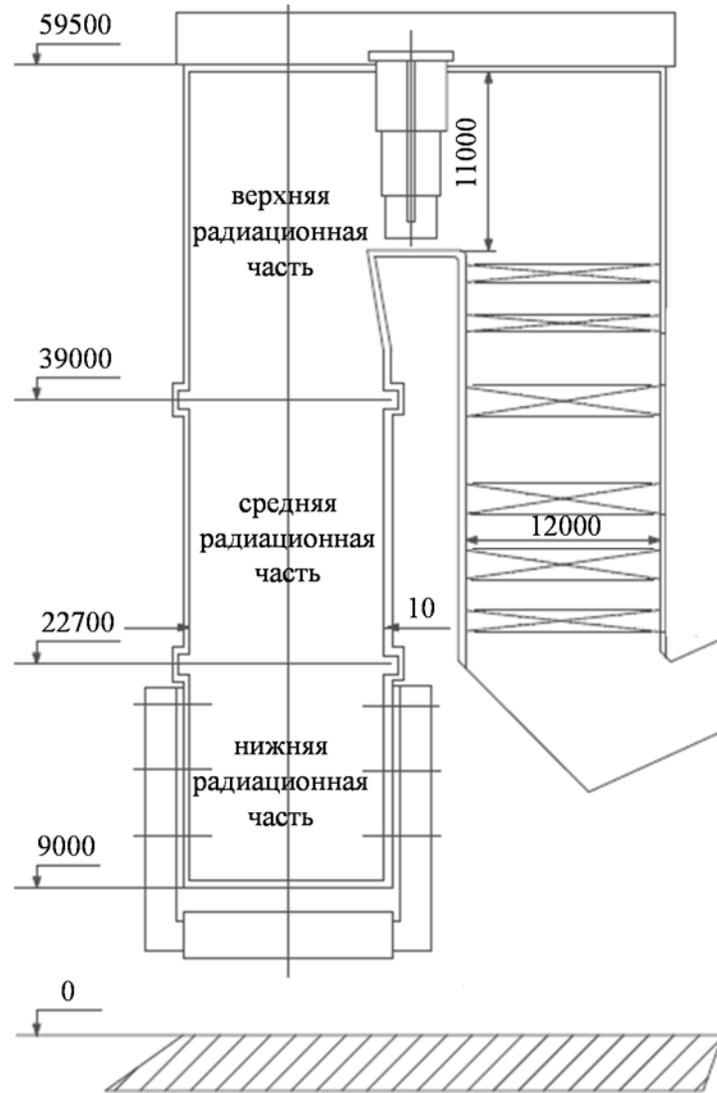
Применение промежуточного перегрева пара до 620 °С позволяет вдвое увеличить электрическую мощность турбоустановки, при этом ее электрический КПД достигает 40,37 % [134, 253-260].

Рассмотрим возможности создания котла-пароперегревателя для гибридной АЭС с промежуточным перегревом пара.

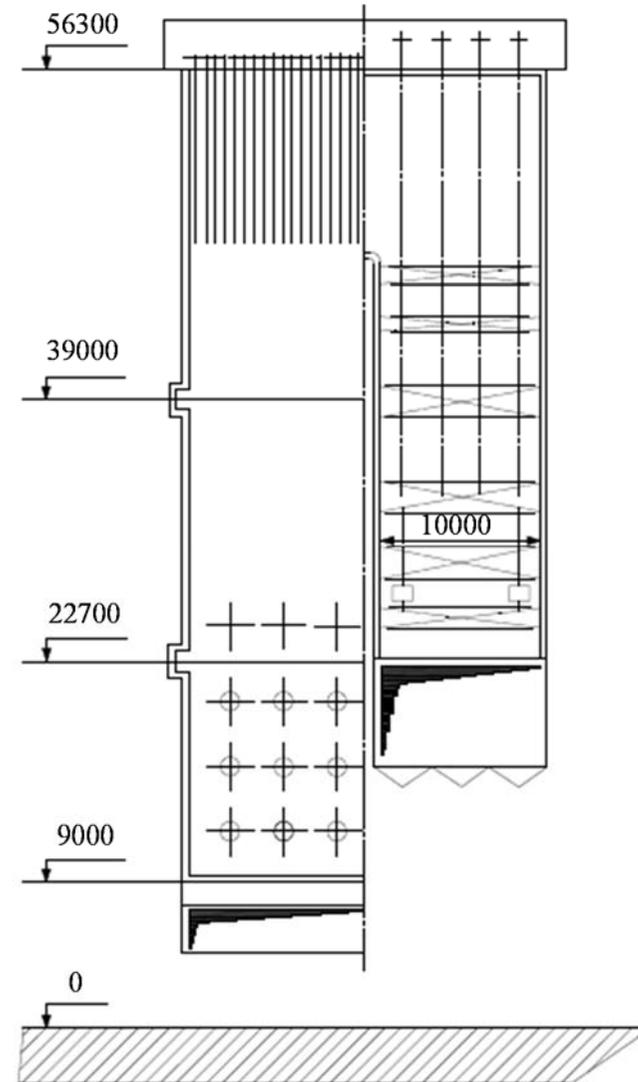
Такой пароперегреватель необходим в случае реализации гибридной АЭС с огневым перегревом пара как после парогенератора ЯППУ, так и перед цилиндром низкого давления паровой турбины. Тепловая мощность внешнего пароперегревателя должна составлять 2060 МВт. Пароперегреватель должен обеспечивать температуру пара перед цилиндром высокого давления 600 °С, а перед цилиндром низкого давления – 620 °С.

Конструкция котла-пароперегревателя для гибридной АЭС с огневым перегревом пара после парогенератора ЯППУ до 600 °С и с промежуточным перегревом пара до 620 °С представлен на рисунке 2.64.

Гидравлическая схема котла-пароперегревателя, включающая схемы тракта первичного и вторичного пара, изображена на рисунке 2.65.



а) продольный разрез



б) поперечный разрез

Рисунок 2.64 – Конструкция котла-пароперегревателя для гибридной АЭС с перегревом пара после ПГ ЯППУ до 600 °С и промежуточным перегревом пара до 620 °С

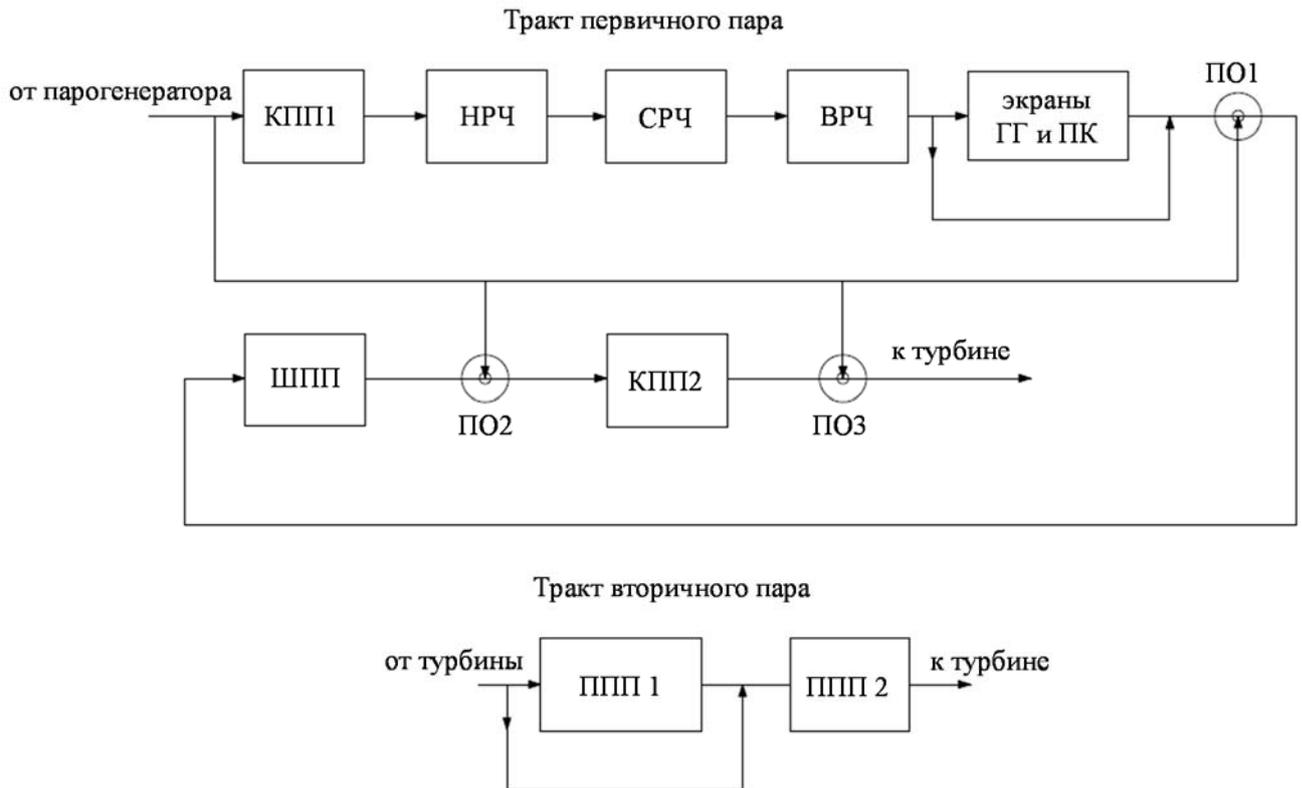


Рисунок 2.65 – Гидравлическая схема котла-пароперегревателя для гибридной АЭС с перегревом пара после парогенератора ЯППУ до 600 °С и промежуточным перегревом пара до 620 °С

Перед перегревателем пар разделяется на два потока. Основной поток направляется в поверхности нагрева котла, а относительно небольшой расход пара, не поступающий в поверхности нагрева, служит для охлаждения основного потока во впрыскивающих пароохладителях. Первой по ходу пара поверхностью нагрева котла-пароперегревателя является первая ступень конвективного пароперегревателя, расположенная на месте экономайзера традиционного котла, в хвосте опускной шахты. В указанной поверхности пар подогревается от температуры в парогенераторе ЯППУ до 320°С, после чего направляется в трубные поверхности топочной камеры перегревателя. Из экранных поверхностей топочной камеры пар поступает в поверхности, расположенные на стенах и потолке горизонтального газохода (ГГ), после прохождения которых происходит его охлаждение холодным паром во впрыскивающем пароохладителе 1 (ПО 1). Из пароохладителя ПО 1 пар поступает в ширмовый пароперегреватель, состоящий из 25 ширм, движение рабочей среды в котором, так же, как и в экранных поверхностях, с целью снижения гидравлических потерь организовано в один ход. Для защиты от перегрева труб второй ступени конвективного пароперегревателя (КПП 2) после ширм установлен второй пароохладитель ПО2, из которого пар и поступает в КПП 2, где его температура увеличивается до заданной величины, равной 600 °С.

С целью снижения потерь давления в конвективном пароперегревателе второй ступени было принято решение установить его не в горизонтальном газоходе, как это обычно практикуется в энергетических котельных агрегатах, а в конвективной шахте. Конвективную шахту решено было разделить на две равные части, расположив паровые коллекторы не параллельно, а перпендикулярно к фронту котла. Сечение каждой половины опускной шахты представляет собой прямоугольник со сторонами 7×12 м. Такое решение позволило увеличить суммарную длину коллекторов, увеличив тем самым количество параллельных труб и снизив скорости пара, соответственно, и потери давления в пароперегревателе.

В промежуточном перегревателе входной пакет является регулирующим и часть потока вторичного пара направляется по байпасному паропроводу на вход второй – выходной ступени промежуточного пароперегревателя, на выходе из которой пар имеет температуру $620\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Характеристики поверхностей нагрева котла-пароперегревателя приведены в таблице 2.15. На рисунке 2.66 изображена $T-Q$ диаграмма пароперегревателя.

Компоновка котельного агрегата и его поверхностей нагрева, а также организация движения рабочей среды в этих поверхностях, обусловлена одним из основных требований, а именно обеспечением минимального гидравлического сопротивления пароперегревательного тракта. Именно это требование определяет целесообразность применения внешнего перегрева пара после парогенератора ЯППУ с реакторной установкой ВВЭР-1000.

Основные характеристики внешнего огневого пароперегревателя для гибридной АЭС с промежуточным перегревом пара представлены в таблице 2.16. Ширина топки рассматриваемого пароперегревателя составляет 22 м, а ее глубина – 12 м. Увеличение габаритов топки позволяет разместить на ее стенах большее количество экранных труб, что позволяет снизить скорости рабочей среды в них, уменьшив тем самым потери давления в экранных поверхностях, расположенных в топочной камере, которые снижаются с 3 до 2 бар. Несмотря на снижение скоростей в экранных трубах, их металл по-прежнему хорошо охлаждается, что обеспечивает надежную работу пароперегревателя. Высота топочной камеры составляет 49,5 м. При этом общая высота котла равна 58,5 м. КПД огневого пароперегревателя находится на высоком уровне и составляет 95,4 % [261, 262, 263].

Таблица 2.15 – Характеристики поверхностей нагрева котла-пароперегревателя для гибридной АЭС с перегревом пара после парогенератора ЯППУ до 600 °С и промежуточным перегревом пара до 620 °С

	давление на входе, МПа	давление на выходе, МПа	потери давления, МПа	температура на входе, °С	температура на выходе, °С	подогрев рабочей среды, °С	средняя массовая скорость, кг/(м ² ·с)	средняя скорость, м/с	средний температурный напор, град	площадь поверхности, м ²	тепловая мощность, МВт	расход рабочей среды, кг/с
Конвективный пароперегреватель первой ступени	6,30	6,21	0,09	278,00	320,00	42,00	407,88	13,86	98,19	28804,74	235,23	1434,84
Нижняя радиационная часть	6,21	6,11	0,10	320,00	419,70	99,70	773,92	32,75	–	1168,40	401,69	1434,84
Средняя радиационная часть	6,11	6,01	0,10	419,70	501,25	81,55	773,92	40,23	–	1168,40	286,47	1434,84
Верхняя радиационная часть	6,01	5,88	0,13	501,25	543,42	42,17	773,92	45,22	–	1168,40	143,17	1434,84
Горизонтальный газоход и поворотная камера	5,88	5,82	0,06	543,42	585,38	41,96	458,01	29,06	–	1168,40	82,81	831,56
Ширмы	5,82	5,66	0,16	537,85	575,50	37,65	650,00	43,35	705,91	1447,25	140,71	1571,80
Конвективный пароперегреватель второй ступени	5,66	5,62	0,03	562,90	600,00	37,10	463,50	31,04	524,11	2159,48	135,78	1630,50
Вторая ступень промежуточного перегревателя	1,38	1,36	0,02	512,68	612,68	100,00	163,56	50,48	347,53	8981,81	327,59	1477,08
Первая ступень промежуточного перегревателя	1,41	1,38	0,03	423,65	560,40	136,75	136,46	35,48	159,18	20119,59	287,58	960,10
Регенеративный воздухоподогреватель	–	–	–	30,00	270,00	240,00	–	–	–	–	180,62	–

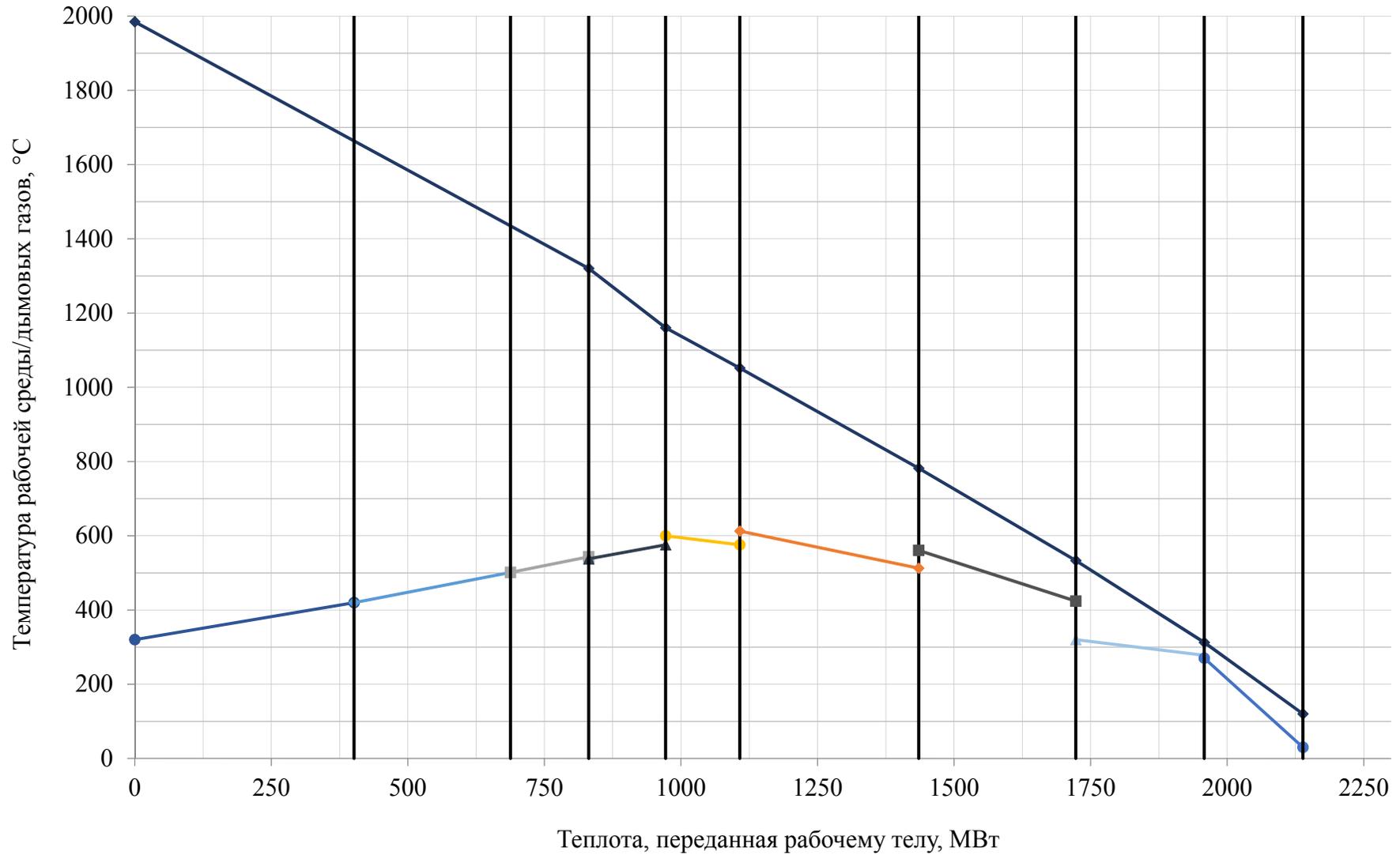


Рисунок 2.66 – $T-Q$ диаграмма котла-пароперегревателя для гибридной АЭС с перегревом пара после парогенератора ЯППУ до 600 °C и с промежуточным перегревом до 620 °C

Таблица 2.16 – Характеристики котла-пароперегревателя для гибридной АЭС с перегревом пара после парогенератора ЯППУ до 600 °С и промежуточным перегревом пара до 620 °С

Параметр	Значение
Расход пара, кг/с	1630,50
Давление первичного пара на выходе КПП, МПа	5,62
Давление первичного пара на входе КПП, МПа	6,30
Потери давления первичного пара, МПа	0,68
Давление вторичного пара на выходе из промежуточного пароперегревателя, МПа	1,36
Давление вторичного пара на входе в промежуточный пароперегреватель, МПа	1,41
Потери давления вторичного пара, МПа	0,05
Температура пара на входе КПП, °С	600,00
Температура пара на выходе КПП, °С	278,00
Подогрев пара в КПП, °С	322,00
Температура вторичного пара на выходе из промежуточного пароперегревателя, °С	612,68
Температура вторичного пара на входе в промежуточный пароперегреватель, °С	423,65
Подогрев вторичного пара в перегревателе, °С	189,03
Температура уходящих газов, °С	120,00
КПД брутто	0,95
Расход газа, м ³ /с	59,44
Расход газа, кг/с	44,40
Расход условного топлива, кг/с	73,62
Тепловая мощность КПП, МВт	2059,12
Объем топки, м ³	11473,76
Ширина топки, м	22,00
Глубина топки, м	12,00
Высота топки, м	49,45
Высота котла, м	58,45

Как показали проведенные исследования, для выполнения одного из главных требований, определяющего целесообразность применения внешнего огневого перегрева пара на АЭС – обеспечения минимального сопротивления котла-пароперегревателя – приходится отказываться от традиционной для котельной техники многоходовой схемы движения теплоносителя в наиболее теплонапряженных поверхностях нагрева, используемой для обеспечения надежной работы металла указанных поверхностей. В рассматриваемом случае снижение надежности, связанное с падением скоростей рабочей среды, может быть решено путем применения более жаропрочного набора материалов, по сравнению набором, традиционно используемым в котельной технике.

Не менее важной задачей при реализации перегрева пара на АЭС во внешнем перегревателе до 600 °С является разработка турбины, мощность которой возрастает, по сравнению традиционной турбиной К-1000-5,9/50, в два раза. Двукратное увеличение мощности происходит как из-за роста располагаемого теплоперепада, обусловленного повышением начальной температуры, так и из-за увеличения массового расхода пара через проточную часть турбины. Увеличение массового расхода обусловлено исключением из схемы сепаратора-пароперегревателя, установленного между цилиндрами высокого и низкого давления турбины традиционной АЭС. Массовый расход пара через цилиндр высокого давления увеличивается на 150 кг/с, т.е. чуть более чем на 10 %, и на 300 кг/с через цилиндры низкого давления, что составляет около 20-25 % от прежнего расхода. При этом стоит отметить, что объемный расход пара через выхлопные отсеки турбины увеличивается на 40-50 % в результате смещения процесса расширения вправо и снижения конечной влажности, что вызывает рост удельного объема. Таким образом, основной задачей, требующей решения для создания быстроходной паровой турбины для гибридной АЭС мощностью 2000 МВт, является обеспечение пропуска в конденсатор увеличенного расхода пара через выхлопные отсеки цилиндра низкого давления. Одним из возможных решений обозначенной проблемы является увеличение пропускной способности ЦНД за счет применения двухъярусных проточных частей. Продольный разрез турбины для гибридной АЭС мощностью 2000 МВт с цилиндрами низкого давления повышенной пропускной способности представлен на рисунке 2.67. Подробное исследование и разработка решений, обеспечивающих создание двухъярусной проточной части повышенной пропускной способности, приведено в главе 3 настоящей работы.

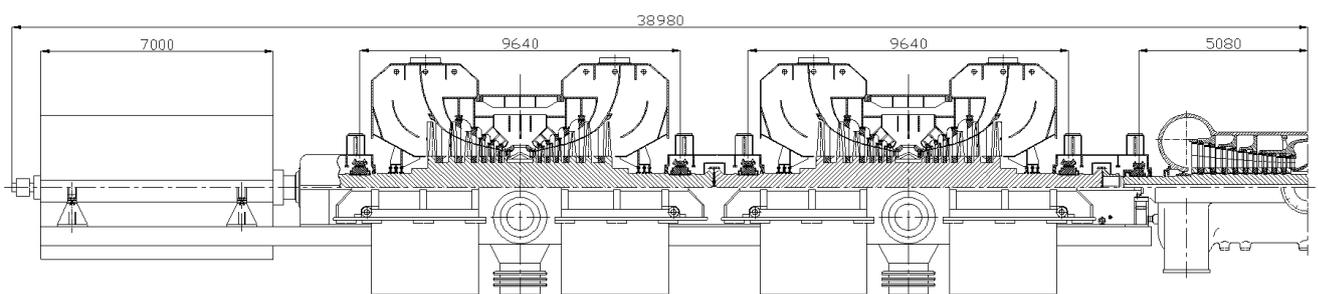


Рисунок 2.67 – Продольный разрез перспективной высокотемпературной паровой турбины для гибридной АЭС (по левой половине)

ГЛАВА 3 НОВЫЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЕ РЕШЕНИЯ ДЛЯ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ КОМПЛЕКСОВ И МЕТОДЫ ИХ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

3.1 Методология проектирования научно-обоснованных технических решений на основе расчетно-экспериментального подхода

Требования потребителей к технико-экономическим и экологическим характеристикам энергетических установок постоянно возрастают по всему миру, что обусловлено двумя основными факторами: растущей потребностью человечества в высокоэффективных системах преобразования энергии в условиях постоянно сокращающихся запасов углеводородов и связанными с их использованием экологическими проблемами, заключающимися в загрязнении окружающей среды и выбросах парниковых газов, приводящих к глобальным изменениям климата. Последнее обстоятельство вынуждает законодательным образом устанавливать целый ряд характеристик оборудования, определяющих воздействие на окружающую среду как в процессе эксплуатации, так и при их производстве, что также существенным образом сказывается на конкурентоспособности продукции предприятий энергетического машиностроения.

Таким образом, конкурентоспособность предприятий энергетического машиностроения при быстро изменяющихся требованиях к характеристикам производимой продукции может быть обеспечена только за счет повышения скорости реагирования на происходящие изменения внешней среды, что может быть обеспечено за счет организации эффективного процесса управления жизненным циклом уже выпускаемых и планируемых к производству новых изделий, последовательность стадий которого представлена на рисунке 3.1 [264].

Зачастую именно быстрое выведение на рынок новой продукции с конкурентоспособными характеристиками обеспечивает долгосрочное лидерство.

Скорость создания новой продукции и вывода ее на рынок определяется первыми тремя стадиями жизненного цикла изделия, включающими проведение научных исследований, конструирование и технологическую подготовку производства, которая в свою очередь определяет продолжительность производственного цикла и его экономическую эффективность. Сокращение длительности указанных стадий при условии сохранения высокого качества выполнения работ должно обеспечить повышение конкурентоспособности предприятий промышленности. Особую роль в повышении эффективности работ на рассматриваемых стадиях жизненного цикла изделий играет автоматизация процессов разработки продукции и технологической подготовки производства, основанных на моделировании как математическом, так и физическом.

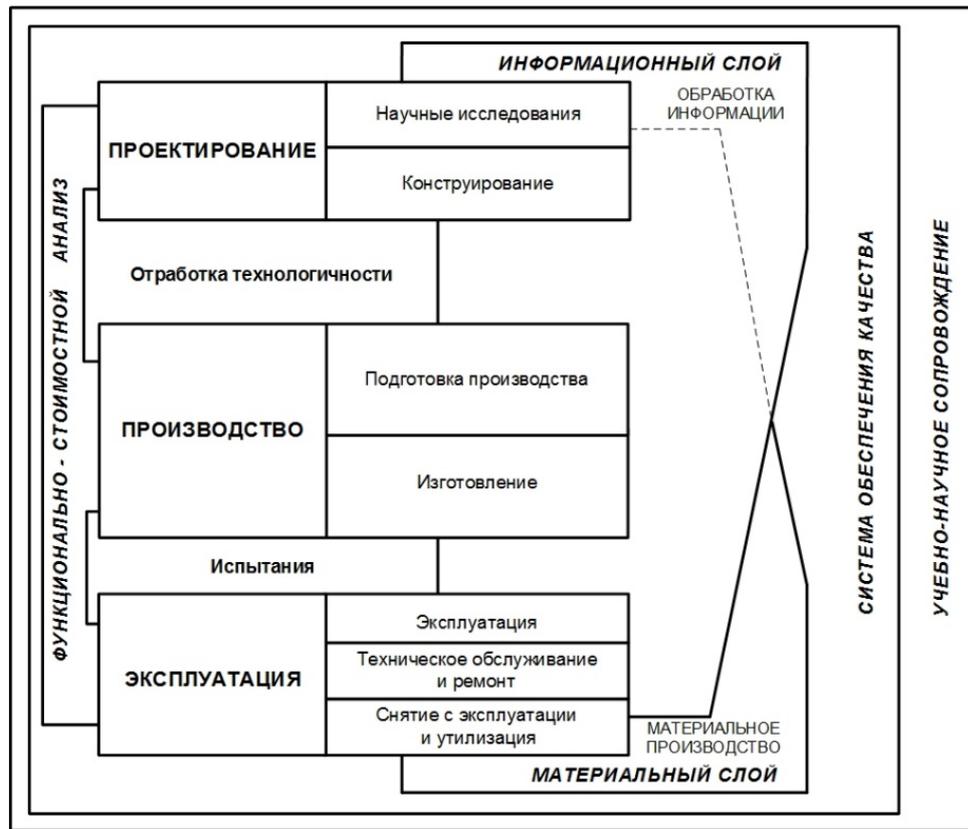


Рисунок 3.1 – Последовательность стадий жизненного цикла продукции

В последние десятилетия сложилась устойчивая тенденция перехода от физического моделирования, которое долгое время применялось при создании новой техники наряду с инженерными методиками расчетов, разработанными на основе эмпирических данных, к численному моделированию методом конечных элементов, что было обусловлено уверенностью в адекватности, высокой точности и универсальности заложенных в программные комплексы инженерного анализа моделей, а также стремлением к сокращению стоимости и сроков разработки, что планировалось достичь за счет минимизации экспериментальной составляющей проектирования. В связи с этим экспериментальная проверка эффективности и работоспособности новых узлов и изделий осуществлялась на поздних стадиях, при проведении предварительных испытаний. Опыт применения подобного подхода продемонстрировал его слабые стороны в части решения целого ряда задач, что особенно сильно проявляется при создании новых образцов техники. К задачам, где невозможно полностью положиться на методы конечно-элементного анализа, относятся задачи аэродинамики, теплообмена, горения и сопряженные задачи. Указанные обстоятельства определили необходимость применения при конструировании интегрированного расчетно-экспериментального подхода, основанного на использовании экспериментальных методов исследований в сочетании с современными методами математического моделирования и обеспечивающего взаимозависимость между информационным и материальным

слоями. Взаимосвязь пространств, слоев и методов моделирования на различных стадиях жизненного цикла наукоемких изделий представлена на рисунке 3.2 [264-267].

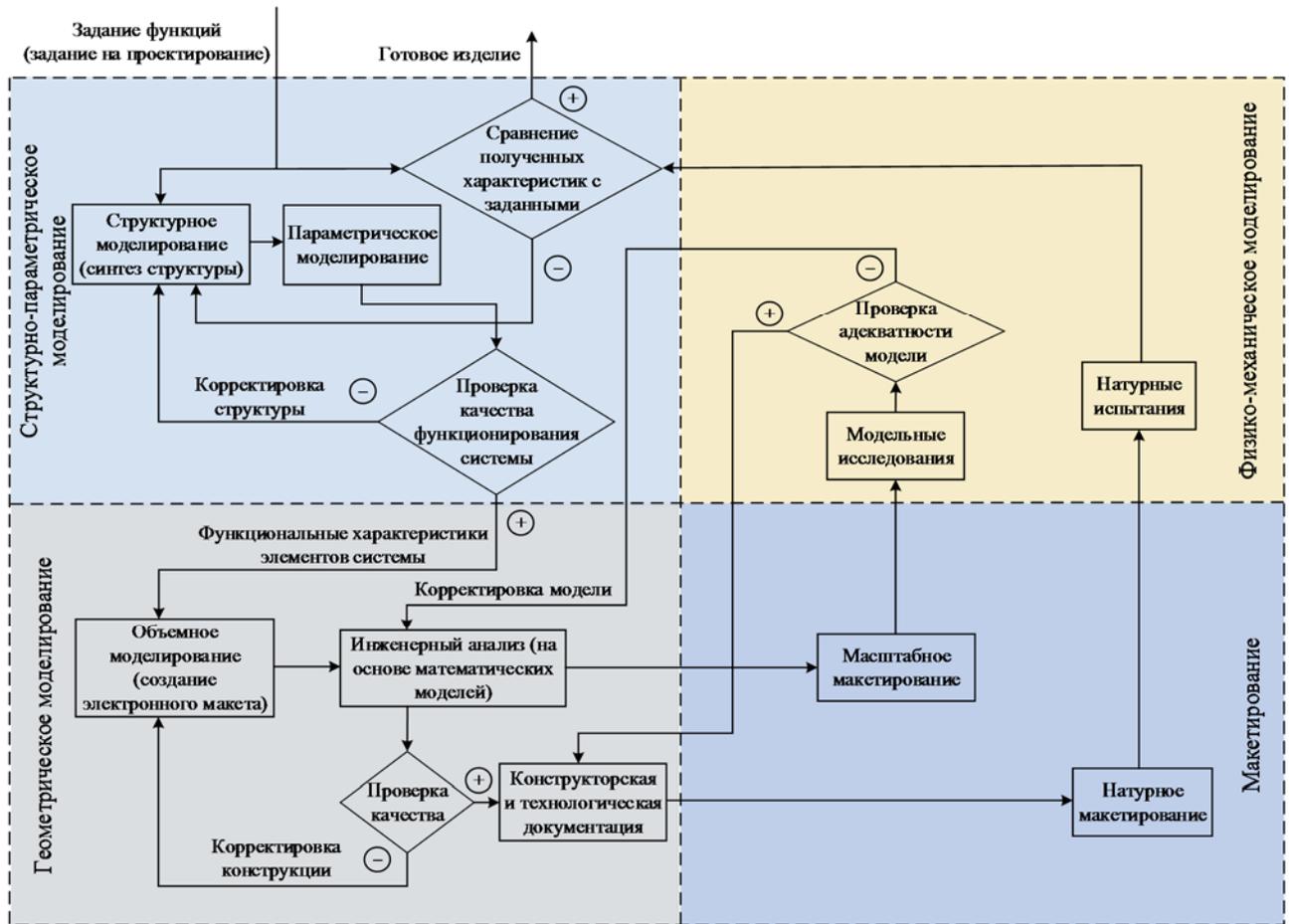


Рисунок 3.2 – Взаимосвязь пространств и методов моделирования жизненного цикла изделий

При моделировании различных объектов в процессе разработки выделяются модели: изделий, технологических систем, технологических процессов, процессов в системах проектирования и информационной поддержки.

Развитие автоматизированных систем и комплексов позволило осуществить переход к практическому внедрению концепции цифрового производства, применение которой позволяет существенным образом сократить разрыв между творческим замыслом конструктора и его физическим воплощением посредством использования цифровых данных (электронных моделей изделий) непосредственно в процессе изготовления. Особое место в развитии указанной концепции занимают аддитивные технологии производства, позволяющие осуществить изготовление детали посредством ее послойного выращивания на основании электронной модели. Именно благодаря применению аддитивных технологий появилась возможность быстрого создания

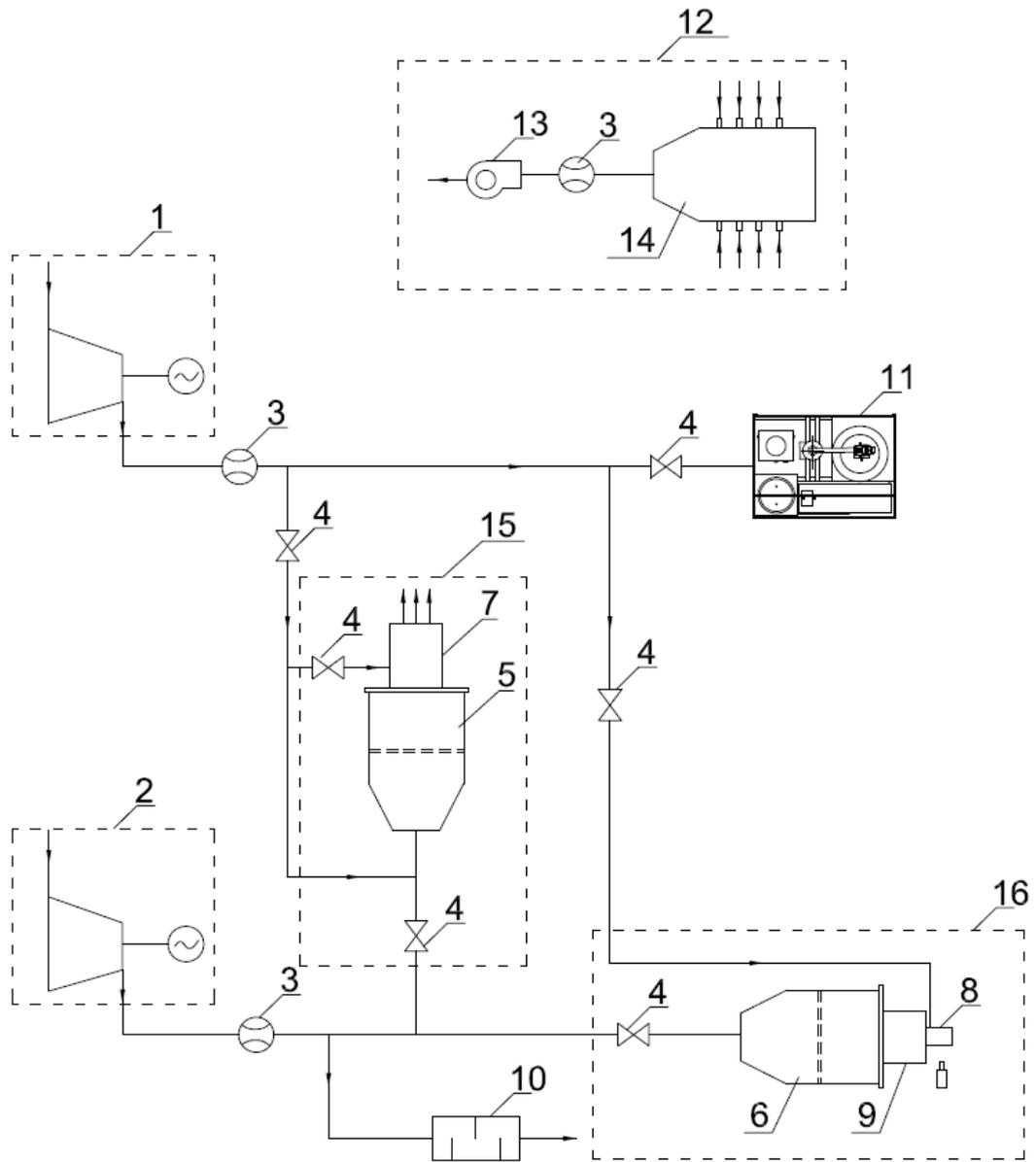
прототипов – демонстраторов, обеспечивающих проверку функциональных характеристик разрабатываемых деталей и узлов новых наукоемких изделий.

3.2 Испытательный комплекс для экспериментальной отработки новых технических решений

Для экспериментальной проверки эффективности разработанных новых научно-технических решений создан специализированный экспериментальный комплекс, позволяющий проводить исследования модельных образцов деталей и узлов нового энергетического оборудования (рисунок 3.3). Комплекс состоит из стендов для аэродинамических испытаний плоских и кольцевых решеток турбомашин, моделей стопорных и регулирующих клапанов и выхлопных патрубков *15*, установки для исследования структуры течения в моделях топочных камер котельных агрегатов *12*, а также экспериментальных стендов для исследования процессов теплообмена в охлаждаемых теплонапряженных деталях высокотемпературных турбин *11* и *16*.

Рабочим телом при проведении аэродинамических и тепловых испытаний является воздух. В качестве нагнетающего устройства использована роторная воздуходувка *1*, обеспечивающая избыточное давление 0,8 бар при расходе до 9000 м³/час, или компрессор *2*, давление в напорной линии которого может составлять до 7 бар, а расход – до 1000 м³/час. Экспериментальный комплекс предусматривает плавное регулирование расхода воздуха, которое осуществляется при помощи преобразователей частоты, установленных на обоих нагнетателях в диапазоне расходов от 30 до 100 % от максимального. Снижение расхода ниже 30 % осуществляется путем сброса рабочего тела в атмосферу через байпасный трубопровод путем открытия регулирующего клапана. Давление на входе в экспериментальные модели регулируется задвижками *4*. Для измерения расхода воздуха после каждого нагнетателя на подводящей линии установлены расходомеры *3*.

Воздух от роторной воздуходувки *2* подается в успокоительный ресивер *5* аэродинамического стенда *15* и в успокоительный ресивер *6* тепловизионного стенда *16*. Внутри каждого ресивера установлена перфорированная сетка, служащая для выравнивания параметров потока. Также воздух от воздуходувки подается к экспериментальному стенду для исследования процессов теплообмена в жидкометаллическом термостате *11*. Для расширения диапазона режимов исследования экспериментальных моделей стенды *11*, *15*, *16* испытательного комплекса предусматривают подачу сжатого воздуха от компрессора *1*, от которого также организован подвод воздуха через байпасный трубопровод на вдув в пристеночную область аэродинамических моделей *7*.



1 – компрессор; 2 – воздуходувка 3 – расходомер; 4 – задвижка; 5 – горизонтальный бак-ресивер; 6 – вертикальный бак-ресивер; 7 – аэродинамическая модель; 8 – теплонапряженная деталь; 9 – нагреватель; 10 – шумоглушитель; 11 – стенд для исследования теплообмена в жидкокристаллическом термостате; 12 – стенд для исследования структуры течения в моделях топочных камер котельных агрегатов; 13 – вентилятор; 14 – модель топочной камеры; 15 – аэродинамический стенд; 16 – тепловизионный стенд

Рисунок 3.3 – Принципиальная схема экспериментального комплекса

1) Экспериментальный стенд для исследования плоских моделей турбинных решеток состоит из успокоительного ресивера и собственно экспериментальной модели решетки (рисунок 3.4). Экспериментальный стенд позволяет определять характеристики новых сопловых решеток турбомашин.

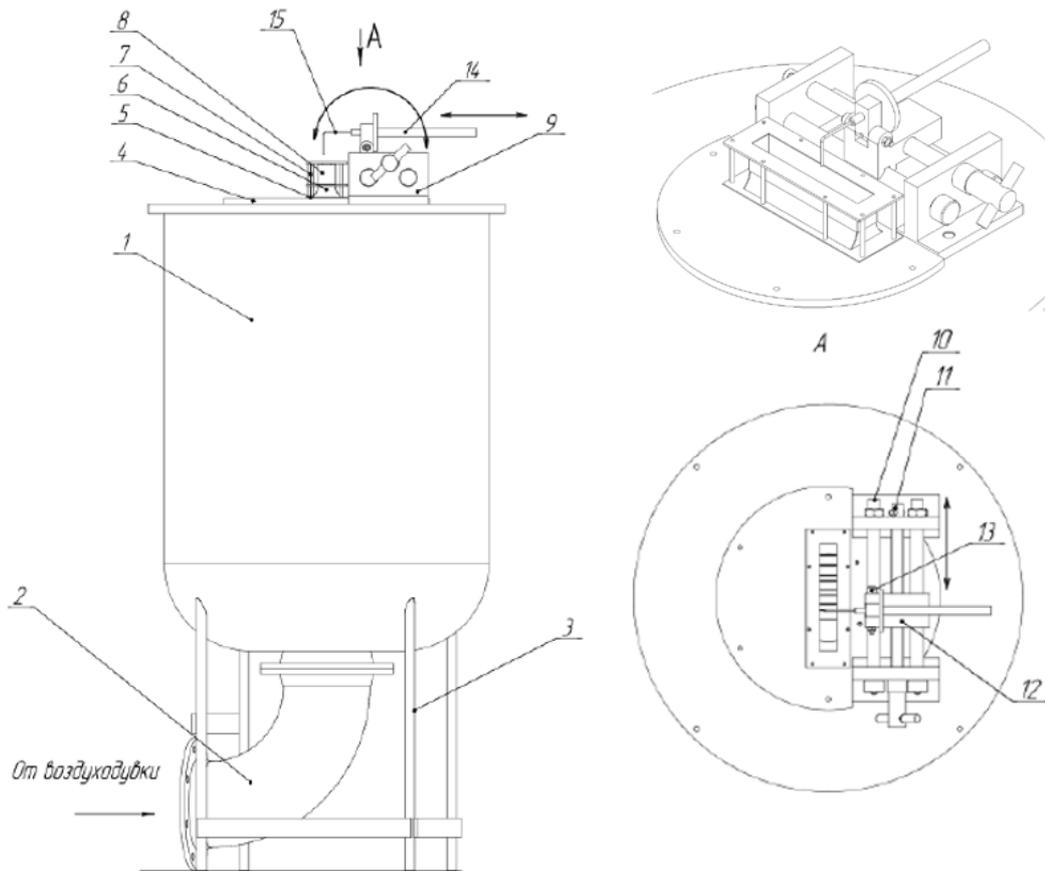


Рисунок 3.4 – Экспериментальный стенд для исследования плоских моделей турбинных решеток

Рабочий участок стенда устанавливается на вертикальный бак-ресивер *1* и предусматривает отсек для крепления плоских моделей решеток размером 250×60 мм. Плавный подвод воздуха к экспериментальной модели решетки *8* реализован путем установки на входе в модель конфузора *6*, закрепленного при помощи фланцев *5*.

Измерение полного давления за решеткой выполняется посредством зонда *15*, закрепленного в координатном устройстве, состоящем из держателя *14*, обеспечивающего перемещение зонда по высоте решетки с шагом $0,1$ мм, корпуса *12*, позволяющего осуществлять поворот держателя вокруг оси *13*. Корпус *12* имеет возможность перемещения по направляющим *10*, закрепленным в стойках *9* путем вращения ходового винта *11*, что дает возможность производить измерения полного давления вдоль всего фронта решетки с шагом $0,5$ мм.

На разработанном стенде проводились исследования сопловых решеток с оребренными и неоребранными торцевыми поверхностями, направленные на определение влияния ребер, их формы, размеров и пространственного расположения на потери в решетке. Эскиз одной из моделей сопловой решетки с оребренными торцевыми поверхностями и ее фотография представлены на рисунке 3.5.

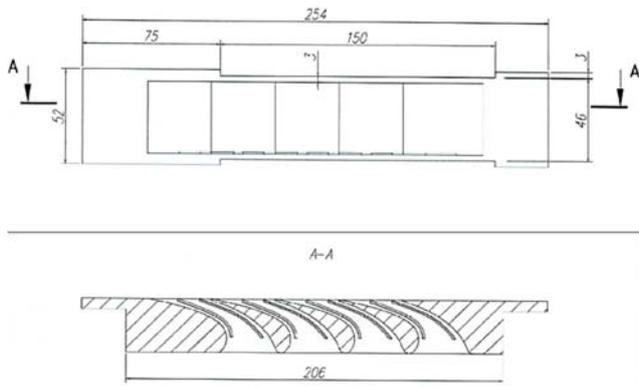
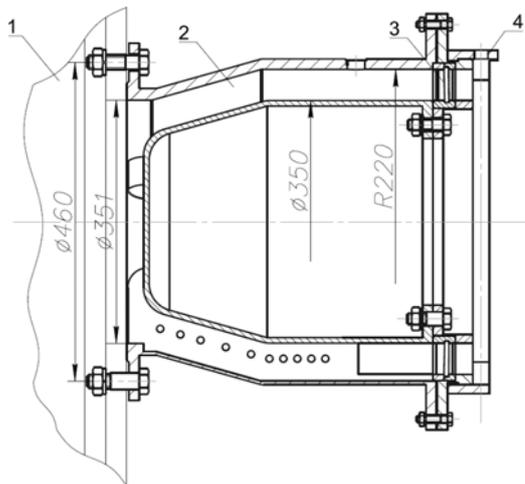
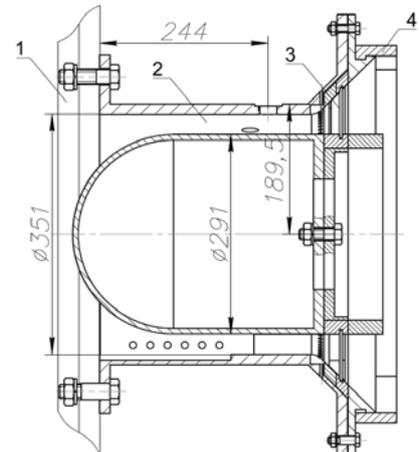


Рисунок 3.5 – Плоская модель сопловой турбинной решетки

2) Экспериментальный стенд для исследования моделей кольцевых решеток турбомашин состоит из горизонтального бака ресивера 1, подводящего устройства 2 и экспериментальной модели кольцевой сопловой решетки 3, координатного устройства 4 (рисунок 3.6). Разработанный стенд позволяет проводить исследования структуры потока на выходе из решеток, определение коэффициентов потерь энергии в каналах решеток, а также проводить исследования влияния методов предотвращения отрыва потока от меридионального обвода решеток с большим углом раскрытия. На экспериментальном стенде проводилось исследование влияния установки периферийного дефлектора и отсоса пограничного слоя на предотвращение отрыва потока в модели кольцевой сопловой решетки с углом раскрытия, равным 45° .



а) сопловая решетка с цилиндрическим меридиональным обводом



б) сопловая решетка с меридиональным обводом с углом раскрытия 45°

Рисунок 3.6 – Рабочий участок стенда для исследования кольцевых решеток турбомашин

3) Экспериментальный стенд для модельных исследований стопорных и регулирующих клапанов паровых турбин позволяет проводить исследования по определению гидравлических потерь в клапанах паровых турбин, а также их расходных, силовых и вибрационных характери-

стик. Устройство экспериментального стенда представлено на рисунке 3.7. По подводящему трубопроводу ресивера 3 сжатый воздух подается в ресивер 1, опирающийся на ножки 2, после чего воздух по подающему трубопроводу 4 подводится к модели блока исследуемого стопорно-регулирующего клапана паровой турбины.

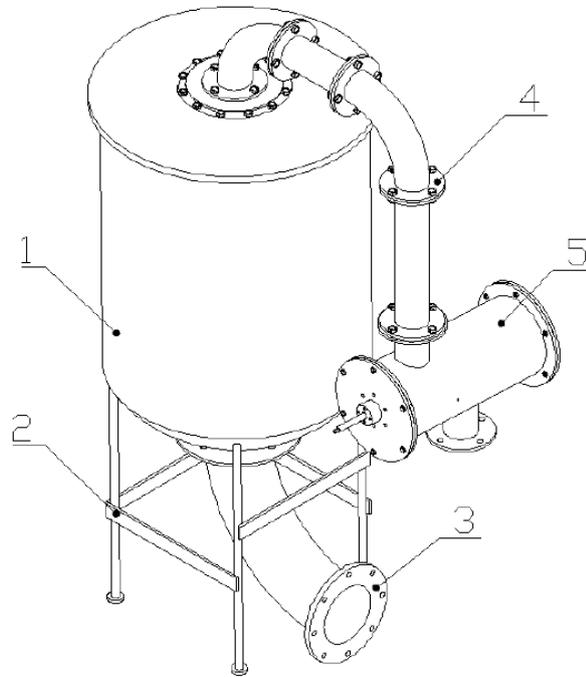


Рисунок 3.7 – Устройство экспериментального стенда для исследования характеристик стопорно-регулирующего клапана

На разработанном стенде проводились исследования модели блока стопорно-регулирующего клапана (СРК) для паровой турбины на сверхкритические параметры пара, конструкция которого представлена на рисунке 3.8. Сжатый воздух подводится внутрь корпуса по одному из его боковых патрубков. Присоединительные размеры патрубков одинаковы, соответственно, модель блока клапанов может быть установлена двумя способами: первым по ходу воздуха может быть как стопорный, так и регулирующий клапан.

4) Экспериментальный стенд для исследования выхлопных патрубков состоит из вертикального ресивера, на фланце которого устанавливается модель выхлопного патрубка. Стенд позволяет проводить испытания для получения коэффициентов полных потерь энергии в моделях выхлопных патрубков, для определения структуры течения на выходе из патрубка, а также для определения усилий, действующих на заднюю стенку патрубка.

На экспериментальном стенде проводились исследования выхлопной системы двухъярусного ЦНД. Конструкция рабочего участка стенда и модели патрубка нижнего яруса представлена на рисунке 3.9.

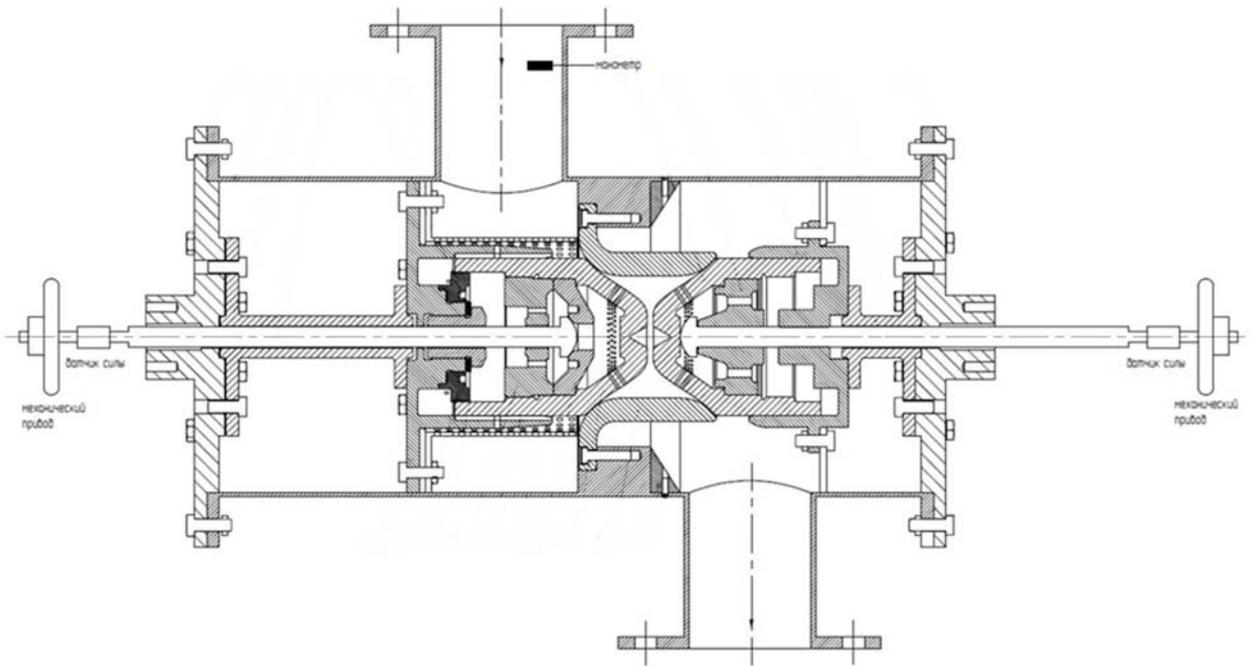
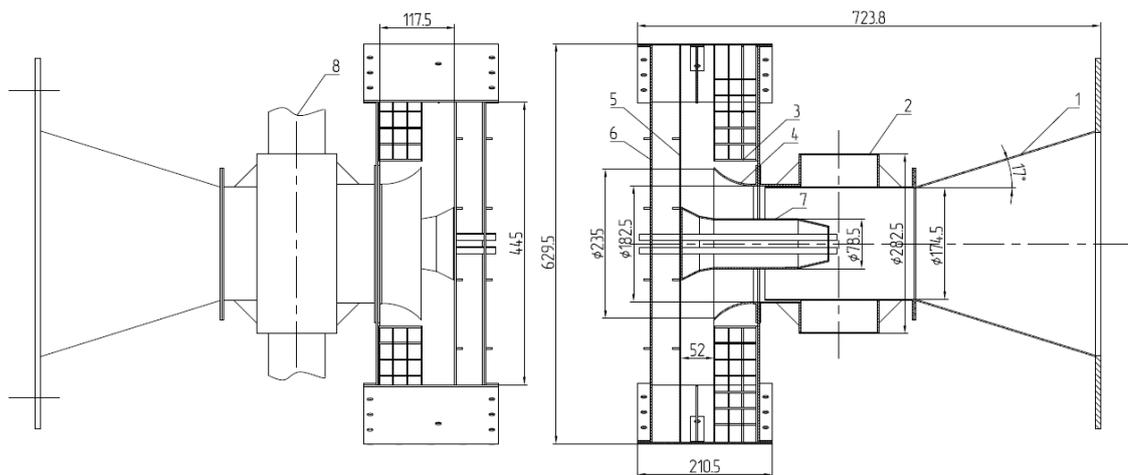


Рисунок 3.8 – Конструкция экспериментальной модели блока стопорно-регулирующего клапана паровой турбины



1 – подводящий конус; 2 – камера для организации вдува высокоскоростной струи в пристеночную область диффузора; 3 – противовихревая решетка; 4 – диффузор; 5 – подвижная задняя стенка; 6 – корпус патрубка; 7 – обтекатель; 8 – подающий трубопровод

Рисунок 3.9 – Экспериментальная модель выхлопного патрубка паровой турбины

Модель разработанного патрубка является универсальной для исследований серии выхлопных патрубков для различных турбомашин: существует возможность изменения осевой длины патрубка посредством смещения задней стенки 5, установки различных вариантов обводов диффузоров 4 (или бездиффузорных вариантов). Конструкция модели позволяет осуществлять исследования течения в патрубке с учетом имитации периферийной высокоскоростной струи

после последней ступени турбомашины, а также проводить испытания, в том числе и оптимизационного характера, новых видов патрубков с установленными внутри средствами стабилизации течения (противовихревые решетки 3).

5) Тепловизионный стенд для исследования тепловых процессов в теплонапряженных охлаждаемых деталях, чертеж которого представлен на рисунке 3.10, состоит из вертикального успокоительного ресивера 6, подводящего устройства 1, нагревателя воздуха 2, направляющего канала 3, линии подвода охлаждающего воздуха от компрессора 7, измерительного стола 4, на фланце 5 которого устанавливается теплонапряженная охлаждаемая деталь. Для снятия полей температур поверхности охлаждаемой детали используется тепловизор.

На разработанном экспериментальном стенде проводилось исследование тепловых процессов, протекающих в модели входной кромки лопатки газовой турбины с внутренним циклонным охлаждением.

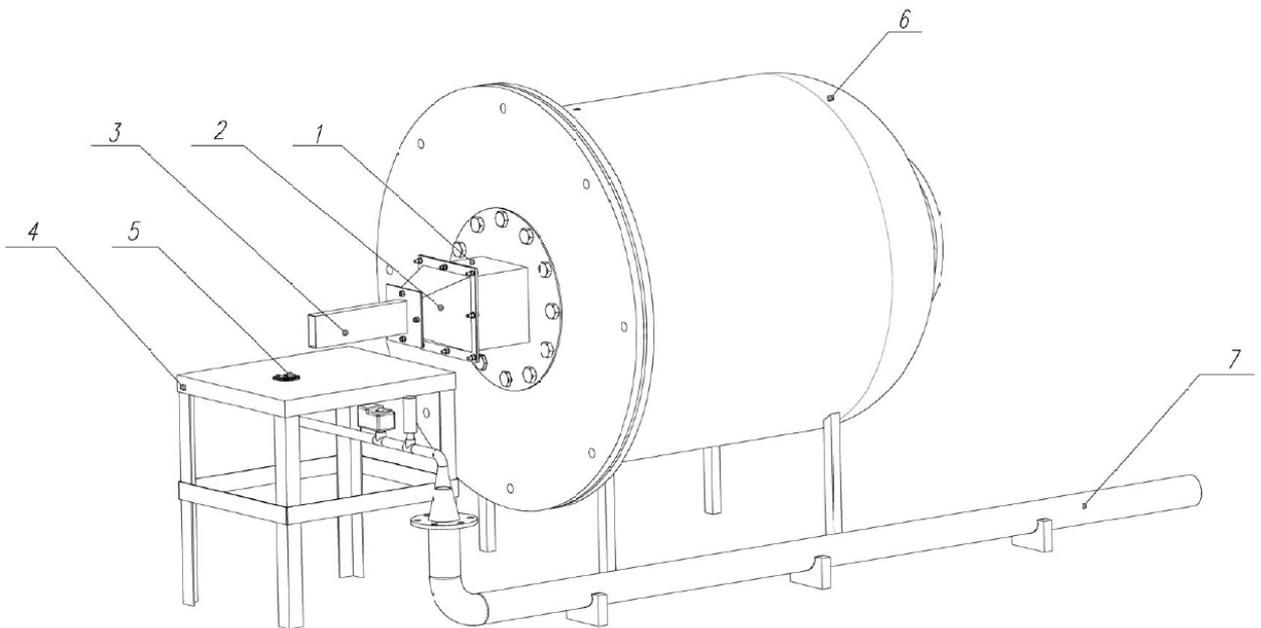


Рисунок 3.10 – Тепловизионный стенд для исследования процессов теплообмена в охлаждаемых теплонапряженных деталях

6) Стенд для исследования процессов теплообмена в охлаждаемых теплонапряженных деталях в жидкометаллическом термостате, чертеж которого представлен на рисунке 3.11, включает следующие основные элементы:

- систему подачи воздуха во внутренние каналы теплонапряженной детали 9;

- темплетрическую систему, состоящую из тигля с расплавленным цинком, и печь для его плавления и нагрева 4;
- механизм, обеспечивающий извлечение тигля из печи, его перемещение до исследуемой детали, погружение ее в расплав и извлечение из него 3, 5, 6;
- систему регулирования, измерения и регистрации параметров экспериментов;
- стальную ванну для очистки расплавленного цинка от шлака 2;
- систему 3-D сканирования цинковых корок, состоящую из 3-D сканера 7 и поворотного стола 8.

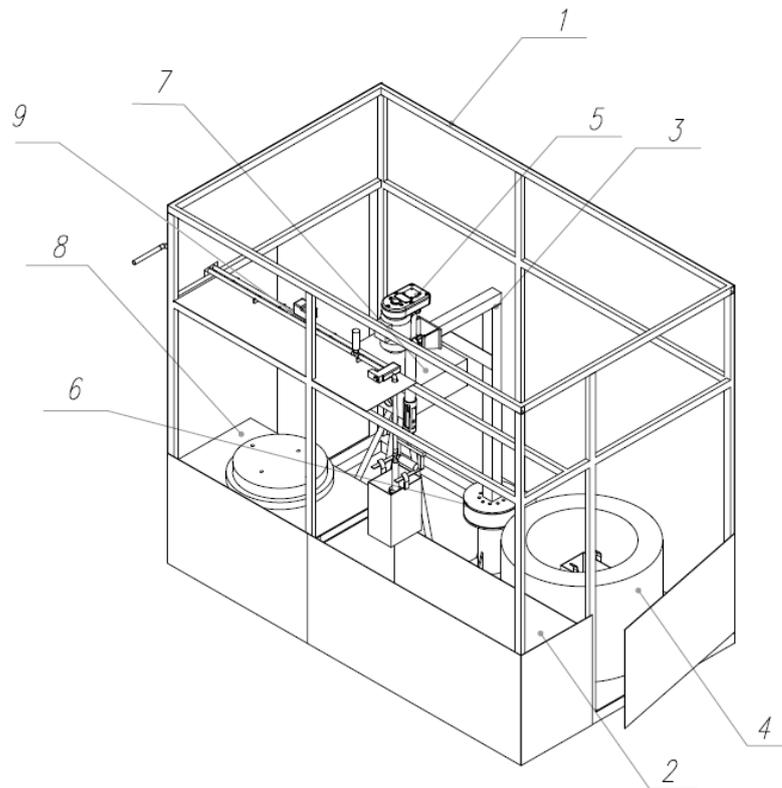


Рисунок 3.11 – Экспериментальный стенд для исследования процессов теплообмена в охлаждаемых теплонапряженных деталях в жидкокристаллическом термостате

Внутренний объем корпуса 1 служит боксом, в котором размещаются: подъемно-поворотный механизм, рабочие участки, нагревательная печь, термостат, система 3-D сканирования, трубопроводы подвода и отвода воздуха. Корпус имеет жесткий каркас и обеспечивает компактную, удобную в эксплуатации, обслуживании и ремонте установку оборудования. Снаружи со всех сторон корпус закрывается легко съемными стальными панелями, обеспечивающими защиту при проведении испытаний.

На разработанном стенде проводились исследования процессов теплообмена внутренних каналов охлаждения лопаток высокотемпературных газовых турбин.

7) Экспериментальный стенд для исследования аэродинамики топочных устройств котельных агрегатов предназначен для исследования эффективности схем организации сжигания топлива. Стенд обеспечивает возможность:

- проводить исследования внутритопочной аэродинамики котельных агрегатов при реализации схемы сжигания в прямоточно-вихревом факеле;
- определять траектории движения струй прямоточных горелок и сопел воздушного дутья;
- проводить исследования взаимодействия прямоточных струй в объеме топки;
- проводить проверку обеспечения условий, необходимых для эффективного сжигания топлива, таких как исключение зон повышенного динамического давления факела на топочные экраны, рассредоточение высокотемпературного ядра факела по ширине, глубине и высоте топки, исключение выпадения значительного количества горящих частиц в холодную воронку.

На разработанном стенде проводилось исследование аэродинамики модели горизонтальной топки котла на ультрасверхкритические параметры пара, эскиз которой представлен на рисунке 3.12.

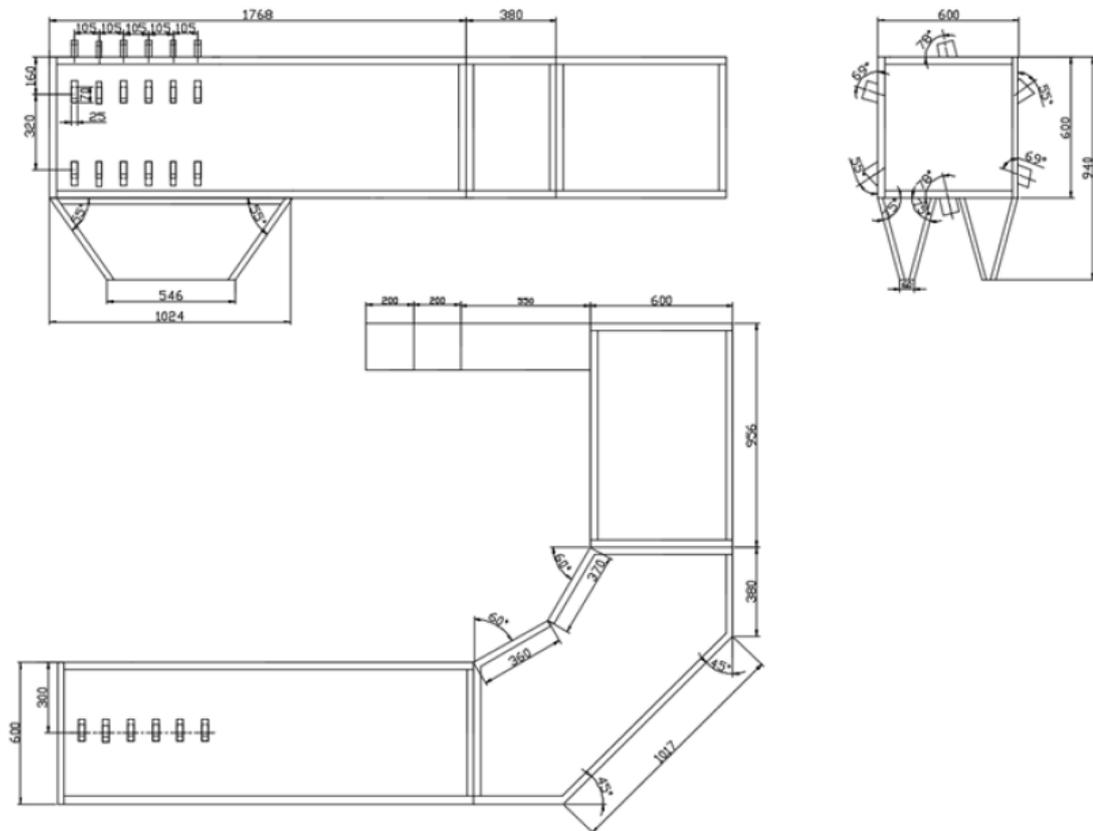


Рисунок 3.12 – Экспериментальная модель горизонтальной топки котла на ультрасверхкритические параметры пара

3.3 Разработка и анализ возможных вариантов снижения стоимости энергоблока за счет сокращения длины паропроводов

3.3.1 Выбор компоновки котельного агрегата для энергоблока УСКП

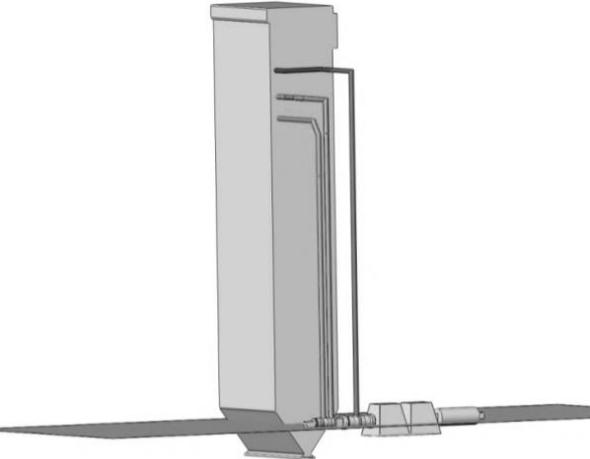
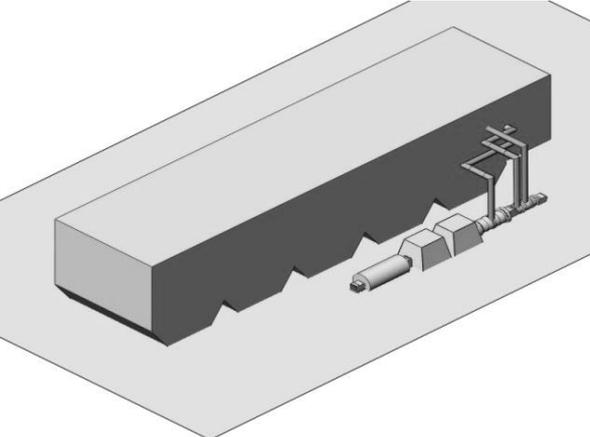
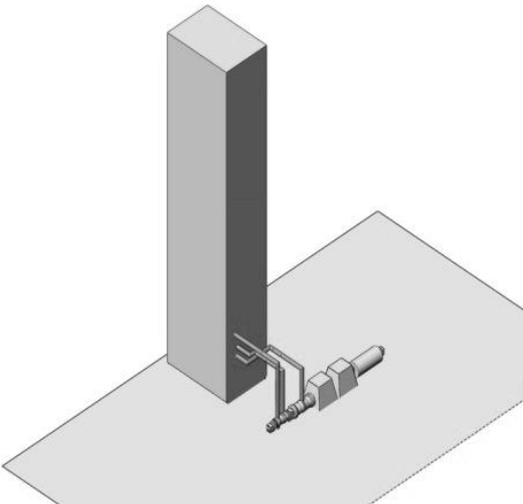
Определив габаритные размеры котельного агрегата и расположение поверхностей нагрева в газовом тракте, можно установить длину трубопроводов острого и вторичного пара и выбрать наилучшее компоновочное решение. С этой целью каждый из спроектированных котлов (башенный, П-образный и Т-образный) рассматривается в трех положениях – традиционном, горизонтальном и инвертном. Полученные компоновочные решения сравниваются по длине высокотемпературных трубопроводов.

Рассмотренные варианты представлены в таблице 3.1 [249, 268-271].

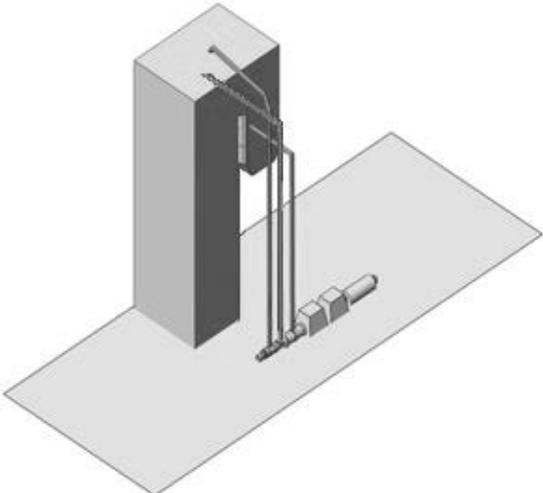
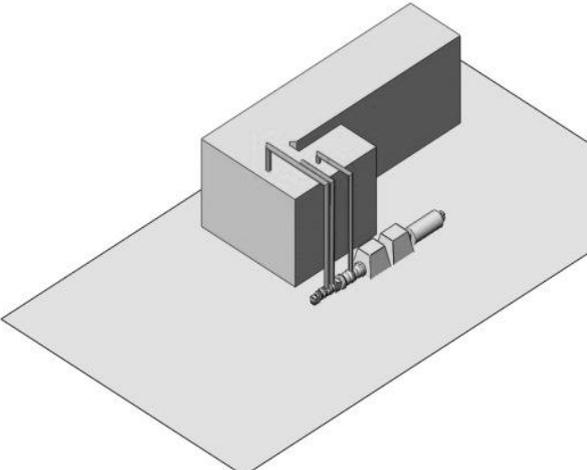
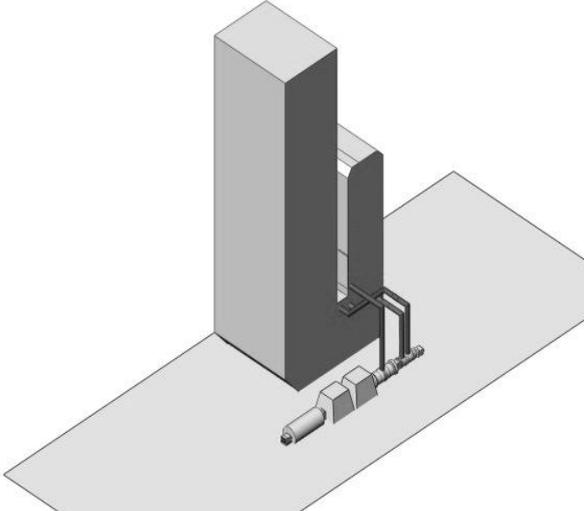
Наименьшие трудности с организацией шлакоудаления возникают при традиционных компоновках котельного агрегата, когда температура дымовых газов в области холодной воронки невысока и зола может свободно удаляться из всего газового тракта под действием силы тяжести. Аналогичная ситуация имеет место и для инвертной башенной компоновки. Наиболее проблемным данный аспект работы котельного агрегата оказывается при П-образной и Т-образной инвертных компоновках. Инвертная башенная компоновка с данной точки зрения также не является удачным решением, поскольку в этом случае зола не удаляется из котельного агрегата на протяжении всего его газового тракта, вызывая повышенный эрозионный износ поверхностей нагрева. Соответственно, горизонтальные варианты компоновок занимают промежуточное положение.

Наилучшими аэродинамическими характеристиками обладают башенные котельные агрегаты, поскольку они имеют прямой газовый тракт, который не создает предпосылок для формирования неравномерных полей скоростей и температур. В случае горизонтального расположения такого котла газовый тракт также может условно считаться прямым, так как основное движение среды должно происходить по пути наименьшего сопротивления, то есть вдоль тракта. Далее в порядке ухудшения аэродинамики идут Т-образные компоновки, обладающие, тем не менее, рядом преимуществ: неравномерность поля скоростей на выходе из топки в таком котле будет ниже, чем в П-образном, за счет симметрии.

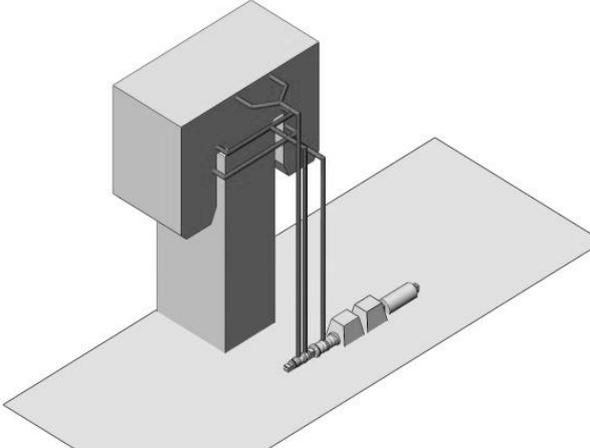
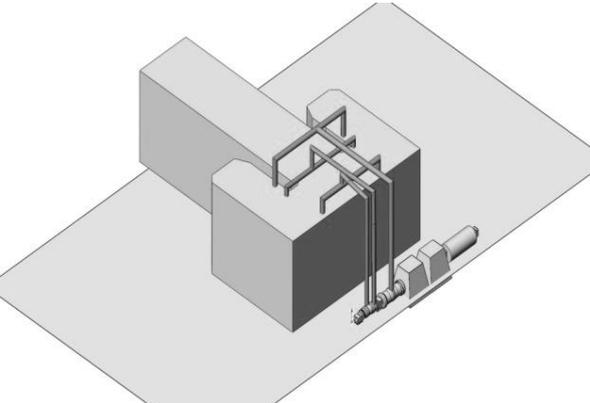
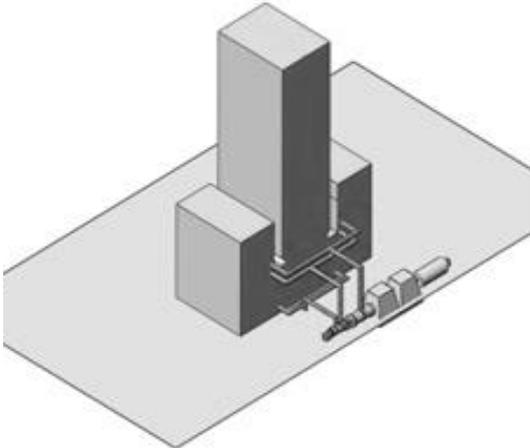
Таблица 3.1 – Варианты компоновочных решений котельного агрегата энергоблока с УСКП

1. Башенный котел	
<p>1.1 Традиционная компоновка</p> 	<p>Длины высокотемпературных трубопроводов (без компенсаторов):</p> <ul style="list-style-type: none"> - острого пара: 99,2 м; - вторичного пара: 110,5 м; - всего: 209,7 м.
<p>1.2 Горизонтальная компоновка</p> 	<p>Длины высокотемпературных трубопроводов (без компенсаторов):</p> <ul style="list-style-type: none"> - острого пара: 31,6 м; - вторичного пара: 35,6 м; - всего: 67,2 м.
<p>1.3 Инвертная компоновка</p> 	<p>Длины высокотемпературных трубопроводов (без компенсаторов):</p> <ul style="list-style-type: none"> - острого пара: 38,4 м; - вторичного пара: 39,2 м; - всего: 77,6 м.

Продолжение таблицы 3.1

2. П-образный котел	
<p data-bbox="284 250 705 286">2.1 Традиционная компоновка</p> 	<p data-bbox="813 250 1449 322">Длины высокотемпературных трубопроводов (без компенсаторов):</p> <ul data-bbox="813 327 1174 434" style="list-style-type: none"> - острого пара: 99,2 м; - вторичного пара: 90,2 м; - всего: 189,4 м.
<p data-bbox="274 855 715 891">2.2 Горизонтальная компоновка</p> 	<p data-bbox="813 855 1449 927">Длины высокотемпературных трубопроводов (без компенсаторов):</p> <ul data-bbox="813 931 1174 1039" style="list-style-type: none"> - острого пара: 52,4 м; - вторичного пара: 42,4 м; - всего: 94,8 м.
<p data-bbox="309 1415 679 1451">2.3 Инвертная компоновка</p> 	<p data-bbox="813 1415 1449 1487">Длины высокотемпературных трубопроводов (без компенсаторов):</p> <ul data-bbox="813 1491 1174 1599" style="list-style-type: none"> - острого пара: 33,6 м; - вторичного пара: 34,6 м; - всего: 78,2 м.

Продолжение таблицы 3.1

3. Т-образный котел	
<p>3.1 Традиционная компоновка</p> 	<p>Длины высокотемпературных трубопроводов (без компенсаторов):</p> <ul style="list-style-type: none"> - острого пара: 96,2 м; - вторичного пара: 94,8 м; - всего: 191 м.
<p>3.2 Горизонтальная компоновка</p> 	<p>Длины высокотемпературных трубопроводов (без компенсаторов):</p> <ul style="list-style-type: none"> - острого пара: 60,2 м; - вторичного пара: 88,8 м; - всего: 149 м.
<p>3.3 Инвертная компоновка</p> 	<p>Длины высокотемпературных трубопроводов (без компенсаторов):</p> <ul style="list-style-type: none"> - острого пара: 29,2 м; - вторичного пара: 52,5 м; - всего: 81,7 м.

По основному критерию – длине высокотемпературных трубопроводов – в очевидно проигрышном положении оказываются все традиционные компоновки. По проведенной оценке, длина трубопроводов острого и вторичного пара для них составляет от 189,4 до 209,7 м. Инвертные и горизонтальные компоновки приблизительно равнозначны по данному критерию оценки, однако Т-образный котел показывает худшие результаты за счет необходимости в разведении трубопроводов между двумя конвективными шахтами.

Таким образом, наиболее целесообразной компоновкой котельного агрегата является горизонтальная, поскольку она проста в монтаже, предположительно обладает хорошей аэродинамикой, обеспечивает легкое шлакоудаление, не создает сложностей с подводом топлива и окислителя и обеспечивает минимальную совокупную длину высокотемпературных трубопроводов – 67,2 м. Учитывая, что указанное значение в 3 раза меньше характерного для традиционных компоновочных решений. Недостатком рассматриваемого варианта является сравнительно большая площадь в плане по сравнению с башенной и П-образной компоновкой.

3.3.2 Горизонтальный котельный агрегат для энергоблока УСКП

Конструкция горизонтального котельного агрегата представлена на рисунке 3.13.

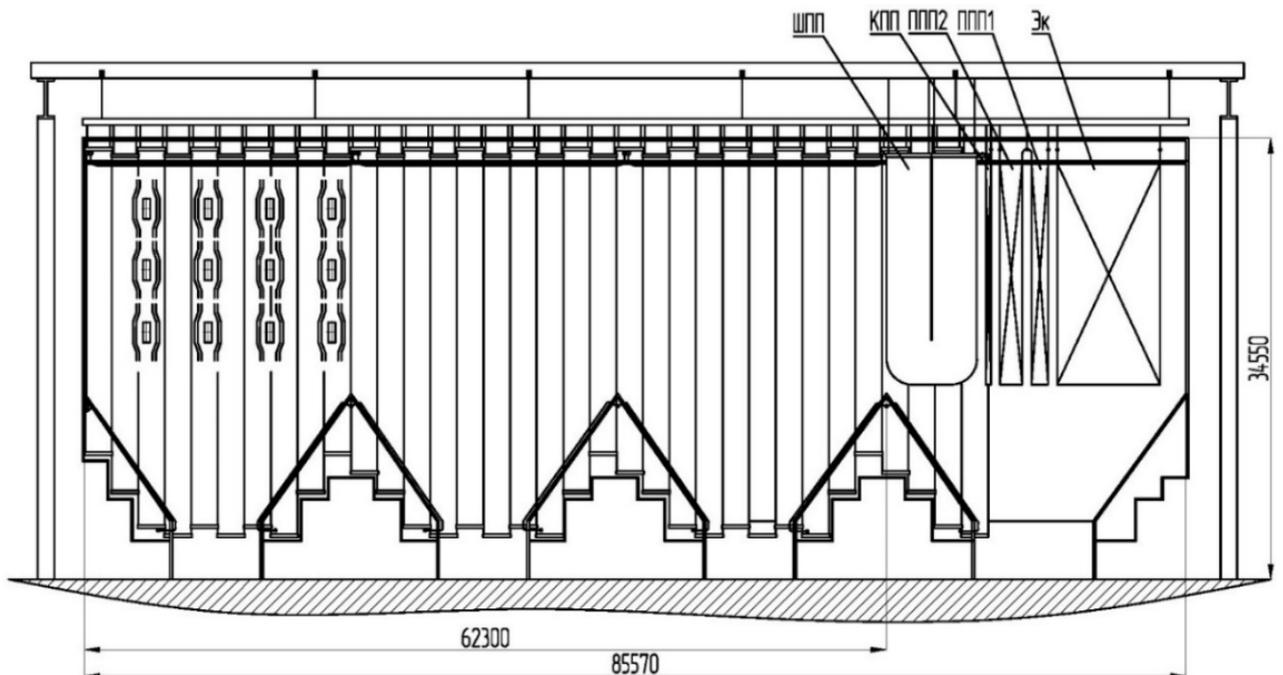


Рисунок 3.13 – Горизонтальный пылеугольный котельный агрегат для энергоблока с УСКП

Дымовые газы, выходящие из топки, последовательно омывают ширмовый пароперегреватель, конвективный пароперегреватель, вторую и первую ступени промежуточного паропере-

гревателя, экономайзер и регенеративный воздухоподогреватель [271]. Распределение температур по газоходу котла показано на рисунке 3.14, предполагаемые конструкционные материалы для изготовления поверхностей нагрева приведены в таблице 3.2, их конструктивные характеристики – в таблице 3.3.

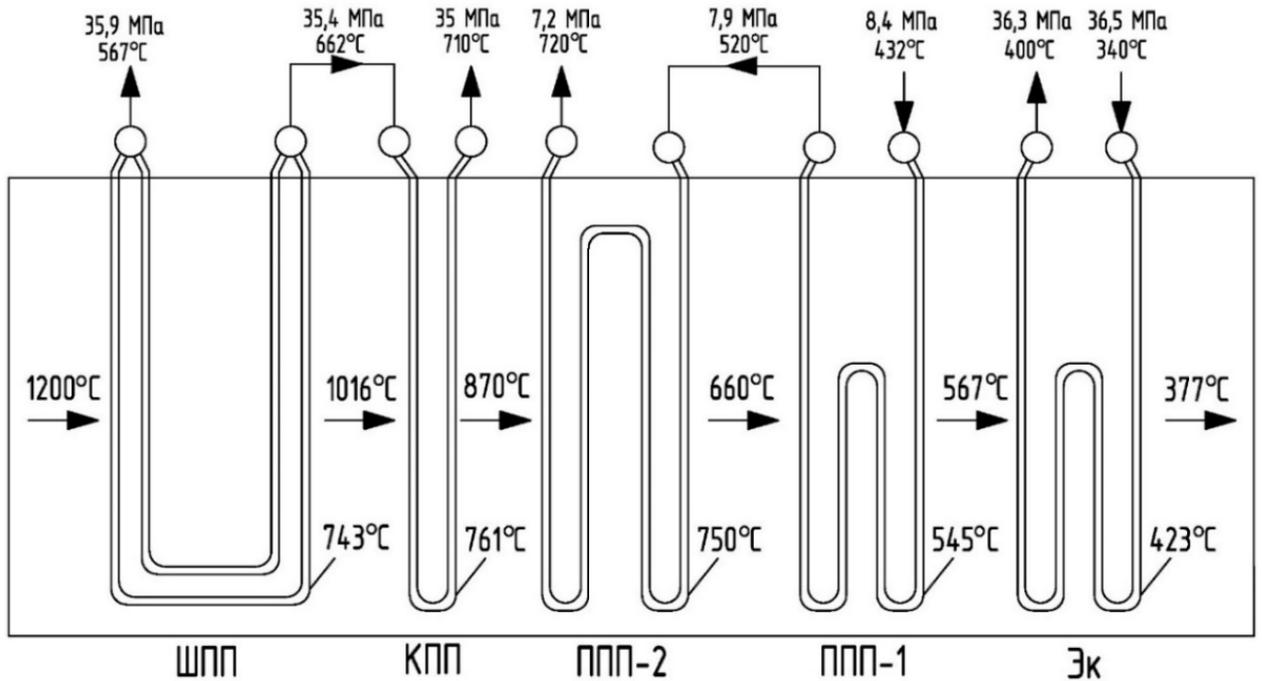


Рисунок 3.14 – Распределение температур дымовых газов, рабочей среды и поверхностей нагрева по газоходу горизонтального котла

Таблица 3.2 – Предполагаемые конструкционные материалы для изготовления поверхностей нагрева горизонтального котельного агрегата

№ п/п	Поверхность	Температура стенки, °C	Материал	Предельно допустимая температура по σ^T_{100} , °C
1	Экономайзер	423	12X1MФ	585
2	Экраны НРЧ топки	567	18X12ВМБФР	620
3	Экраны СРЧ топки	585	18X12ВМБФР	620
4	Экраны ВРЧ топки	622	09X14Н19В2БР	700
5	ШПП	743	Alloy 617-mod	760
6	КПП	761	Haynes 282	800
7	ППП-2	750	Haynes 282	800
8	ППП-1	545	12X1MФ	585
9	Паропровод острого пара	710	Alloy 617-mod	760
10	Паропровод от турбины к ППП-1	432	12X1MФ	585
11	Паропровод от ППП-2 к турбине	720	Alloy 617-mod	760

Таблица 3.3 – Конструктивные характеристики основных поверхностей нагрева горизонтального котельного агрегата

№ п/п	Элемент	Наружный диаметр, мм	Толщина стенки трубы, мм	Число параллельно включенных труб	Поперечный шаг труб, мм	Продольный шаг труб, мм	Число рядов труб по ходу газов	Расположение труб	Среднее сечение для прохода газов, м ²	Сечение для прохода среды, м ²	Поверхность нагрева, м ²	Тепловосприятие, кДж/кг
1	Экономайзер	32	6	158	112	64	35	шахматное	370	0,961	158606	3355
2	Экраны НРЧ	42	6	447	–	48	–	–	324	0,3158	2586	5490
3	Экраны СРЧ	42	6	425	–	48	–	–	324	0,3003	1458	2572
4	Экраны ВРЧ	42	6	425	–	48	–	–	324	0,3003	1458	1433
5	ШПП	32	5	82	–	33	–	–	448	0,0312	5713	2446
6	КПП	32	5	1280	112	112	3	коридорное	370	0,487	4819	1139
7	ППП-1	30	4	2528	112	60	6	шахматное	370	0,61	24726	1341
8	ППП-2	30	4	2528	112	60	8	шахматное	370	0,961	33188	2855

Сжигание топлива осуществляется с помощью прямоточных горелочных устройств, расположенных тангенциально в четыре яруса. При этом в плоскости сечения каждого яруса образуется кольцевой вихревой факел, распространяющийся вдоль топочной камеры. Несмотря на то, что при такой схеме сжигания топлива происходит заброс части области активного горения в холодные воронки, это не приводит к нарушению структуры факела. В то же время увеличенная высота холодной воронки позволяет использовать твердое шлакоудаление, так как дымовые газы достигают ее устья уже достаточно охлажденными.

Отличительной чертой разработанного котельного агрегата является способ организации шлакоудаления, предполагающий равномерное размещение множественных холодных воронок по всей длине топочной камеры. По этой причине возникают сложности с экранированием нижней стены топки, так как наиболее очевидное решение – перенос необходимой площади теплообмена из области холодных воронок на боковые стены и потолок – приводит к значительному увеличению длины котельного агрегата. Применение другого подхода – расположение над холодными воронками дополнительной поверхности теплообмена, выполненной в виде разреженного трубного пучка – затруднительно по причине ее неизбежного интенсивного зашлаковывания. Таким образом, наиболее целесообразным представляется экранирование всех стен холодных воронок, несмотря на возникающую необходимость в сложной системе перепускных трубопроводов и сопутствующее возрастание гидравлического сопротивления пароводяного тракта.

Установка экранных панелей на стенах холодных воронок позволила получить топочную камеру умеренной длины, которая за счет возникновения дополнительных площадей оказывается несколько меньше, чем ее высота при вертикальном расположении. Общая длина котельного агрегата с учетом хвостовых поверхностей нагрева составила 85,5 м, и строительная площадь, необходимая для его размещения, приблизительно в 2 раза больше, чем в случае использования традиционных компоновочных решений. Однако при этом выходные коллекторы пароперегревателей оказываются на отметке 34,5 м, что позволяет сократить протяженность высокотемпературных трубопроводов почти вдвое. Кроме того, имеется принципиальная возможность установки коллекторов в нижней части трубных пакетов конвективных поверхностей теплообмена, в результате чего они окажутся на уровне 16 м. При этом суммарная протяженность трубопроводов острого и вторичного пара сокращается почти вчетверо по сравнению с традиционными вариантами исполнения котельного агрегата.

3.3.3 Расчетно-экспериментальные исследования топочной камеры котла горизонтальной компоновки

В большой степени экономичность и надежность работы котельного агрегата, а также его экологические характеристики определяются конструкцией топочно-горелочного устройства. При проектировании топочной камеры рассматриваются ключевые вопросы, в частности выбирается способ шлакоудаления, размещение и исполнение горелочных устройств, рассчитывается длина топочной камеры, необходимая для полного выгорания топлива и охлаждения продуктов горения до заданной температуры, определяются аэродинамические характеристики, распределение температур дымовых газов в топке и рабочей среды в поверхностях нагрева. Важнейшим вопросом является выбор и обоснование способа сжигания топлива, оказывающего существенное влияние на конструкцию котельного агрегата.

Основной целью расчета топочной камеры является определение ее габаритных размеров, в частности высоты, необходимой для охлаждения дымовых газов до заданной температуры, определение расположения горелочных устройств и распределения температур продуктов сгорания по высоте топочного объема.

По причине малой длины факела при встречном расположении горелок ширина топки a не должна превышать 10 м, в противном случае в центральной части топочного объема будет наблюдаться существенное снижение тепловыделения. Соответственно, целесообразно развивать горизонтальную топочную камеру в высоту, по возможности размещая дополнительные горелки в рамках одного яруса, а не увеличивать их количество. Полученный таким образом конструктивный профиль топочной камеры представлен на рисунке 3.15.

Глубина топочной камеры b с учетом того, что для четырех ярусов поправка на число ярусов $\varphi_{я} = 1,45$, составит 14,7 м. Отклонение этого значения от конструктивно выведенного размера 24 м составляет 38,75 %, следовательно, данная конструкция топки в значительной степени расходится с опытом проектирования котельных агрегатов. К тому же она усложняет исполнение и размещение трубных пакетов ширмового пароперегревателя и конвективных поверхностей теплообмена, а также может приводить к увеличению площади, занимаемой всей установкой. Таким образом, можно сделать вывод, что рассматриваемое конструктивное решение с применением вихревых горелок для топочной камеры не является оптимальным и следует рассмотреть возможность использования прямооточных горелочных устройств.

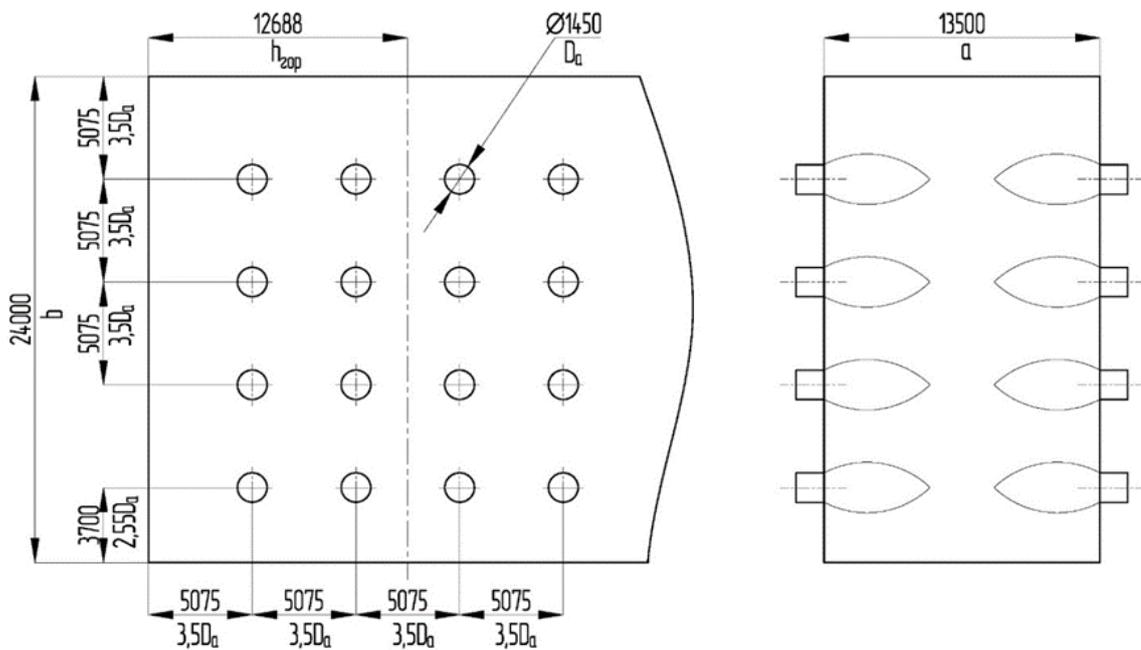


Рисунок 3.15 – Топочная камера горизонтального котельного агрегата со встречным расположением вихревых горелок

При тангенциальном расположении прямоточных горелок в центре поперечного сечения топочной камеры формируется вихрь, в области которого происходит наиболее интенсивный процесс горения. С целью обеспечения течения такой структуры при традиционном подходе к проектированию котельных агрегатов горелочные устройства размещаются на всех четырех стенах топки таким образом, чтобы их оси были направлены по касательной к воображаемой окружности, находящейся в ее центре и имеющей диаметр $D \approx 0,3 \cdot b$. При этом для формирования вихря поперечное сечение топочной камеры по форме должно быть максимально близко к квадрату. Учитывая данные соображения, а также указания по размещению горелок, можно получить конструктивный профиль топочной камеры, показанный на рисунке 3.16. Глубина и ширина такой топки согласно рассчитанной ранее площади сечения $b = a = 18$ м.

Выходное сечение прямоточной многощелевой горелки показано на рисунке 3.17. Топливо подается по нескольким прямоугольным каналам 1, а подача вторичного воздуха осуществляется по внешней схеме через канал 2. Характерным размером горелочного устройства в данном случае является $b_r = 1580$ мм.

В случае с горизонтальным котельным агрегатом нельзя использовать традиционную тангенциальную схему расположения горелок. Поскольку нижняя стена топки образована экранированными скатами холодных воронок, возможность размещения на ней горелочных устройств полностью отсутствует. Однако, по предварительной оценке, установки горелок на остальных трех стенах – на двух боковых и на потолке – может оказаться достаточно для формирования устойчивого вихря.

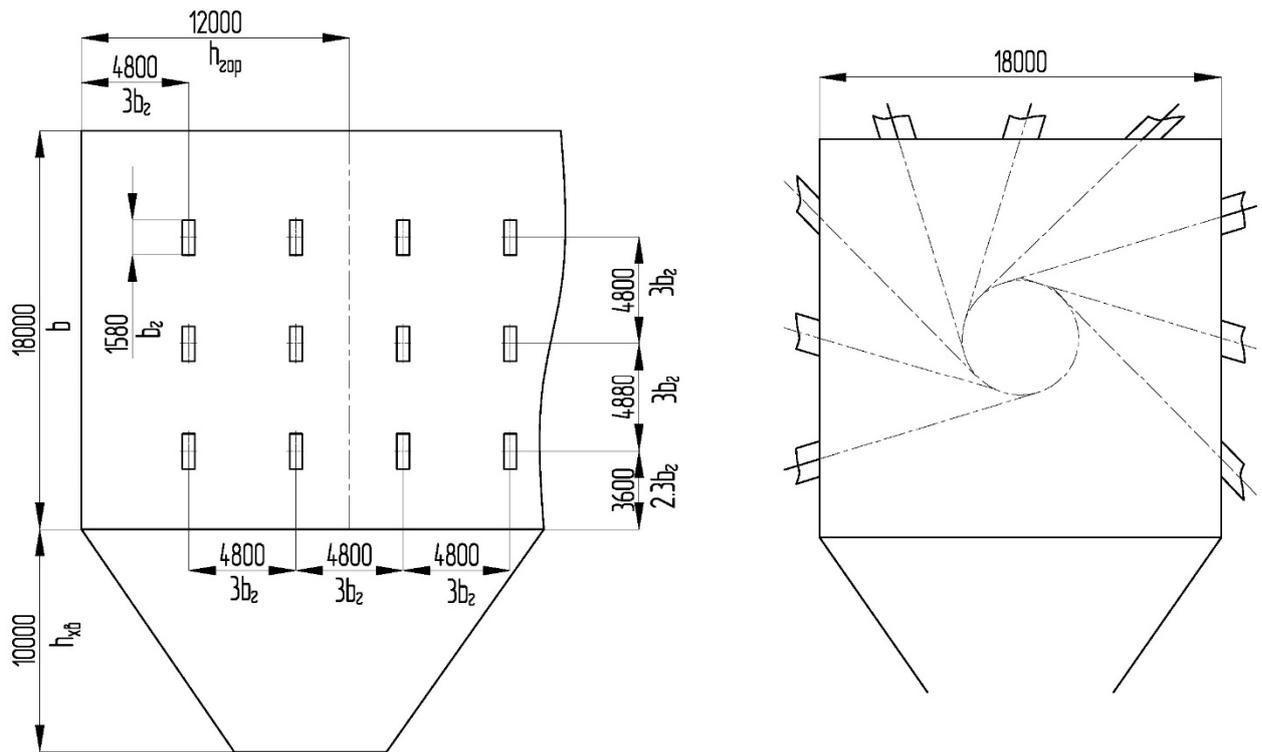


Рисунок 3.16 – Топочная камера горизонтального котельного агрегата с тангенциальным расположением прямооточных горелок

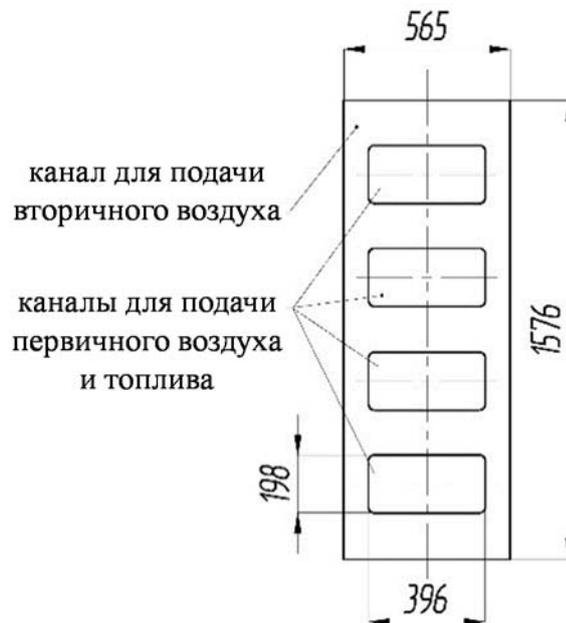


Рисунок 3.17 – Выходное сечение прямооточной многощелевой горелки

При горизонтальном положении топочной камеры также невозможно расположить нижний ряд горелок на расстоянии $4-5 \cdot b_{\Gamma}$ от начала ската холодной воронки. Если все же выдержать заданную высоту, сечение топки теряет квадратную форму, ее потолок сужается, в результате че-

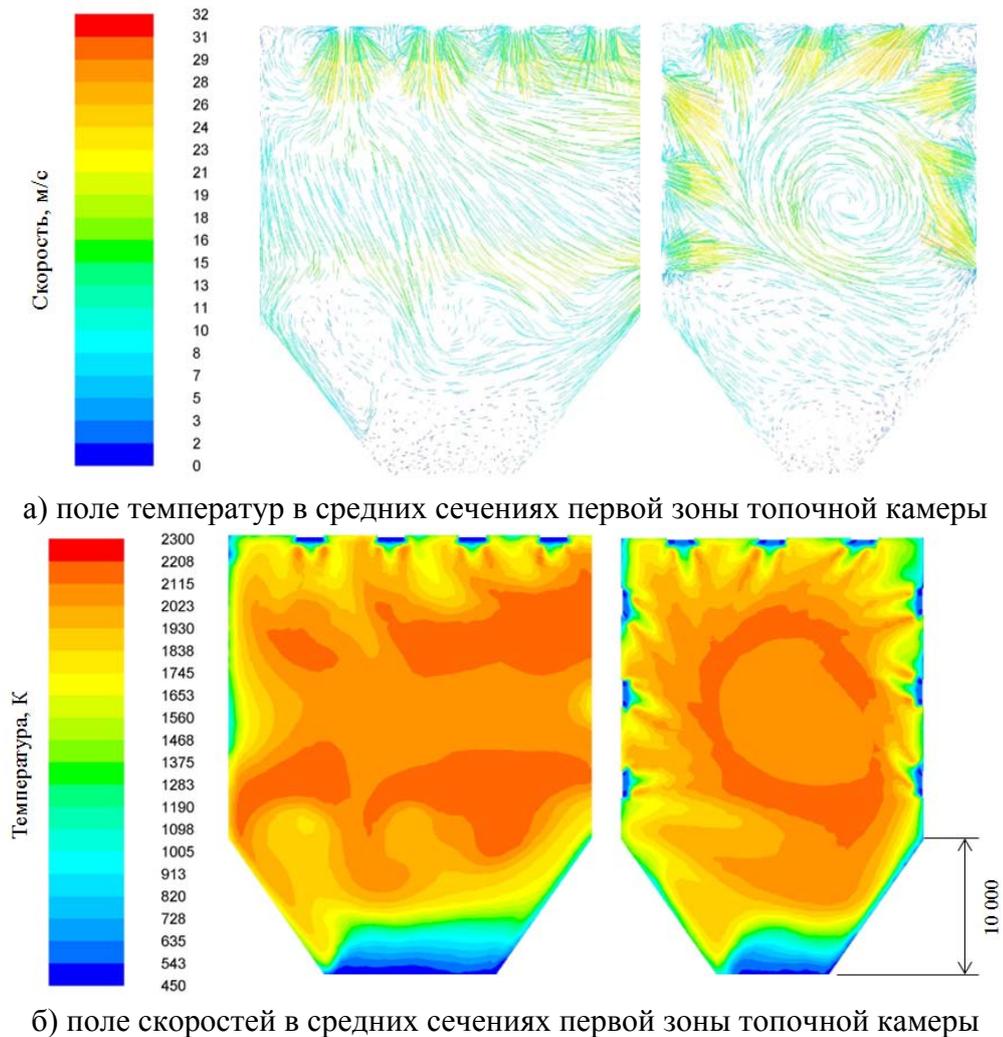
го теряется возможность разместить на нем нужное количество горелочных устройств и их тангенциальная компоновка становится нереализуемой. Однако, очевидно, что необходимость в таком высоком расположении нижнего ряда горелок определяется достаточным для твердого шлакоудаления охлаждением дымовых газов, которое можно обеспечить также путем завывшения холодных воронок.

Поставленные выше вопросы о возможности формирования центрального вихря в горизонтальной топочной камере и высоте холодной воронки, которая потребовалась бы при этом для заданного охлаждения дымовых газов, можно разрешить с использованием методов численного моделирования. Поскольку прямоточные горелочные устройства обеспечивают устойчивое горение только при совместной работе, то необходимо моделирование всей зоны расположения горелок. При моделировании горелочных устройств были приняты допущения – через поверхность заданной площади подавались смесь первичного и вторичного воздуха и угольные частицы с равномерно распределенным по ней расходом. Настройки и граничные условия для проведения расчета представлены в таблице 3.4.

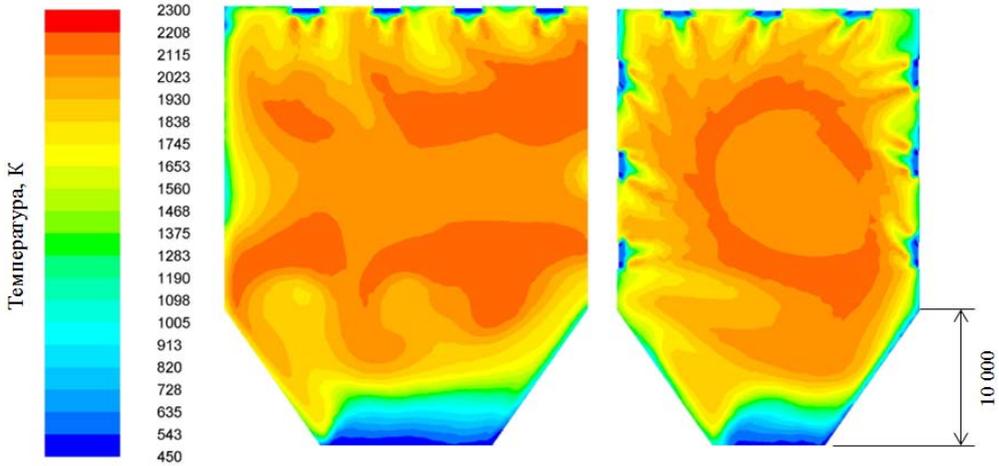
Таблица 3.4 – Граничные условия для проведения численного моделирования первой зоны топочной камеры горизонтального котельного агрегата с тангенциальным расположением горелок

Параметр	Значение
Вход по топливу	
Расход топлива	2,54 кг/с
Температура	447 К
Распределение диаметров частиц	rosin-rammler
Вход по смеси первичного воздуха и дымовых газов и вторичному воздуху	
Расход	13 кг/с
Температура	530 К
Объемное содержание кислорода	0,21
Стены топки	
Тепловой поток	195900 Вт/м ²

Эпюры векторов скоростей и поля температур, представленные на рисунке 3.18, свидетельствуют о том, что при тангенциальном расположении горелок даже при их отсутствии на одной из стен топочной камеры в центре ее поперечного сечения формируется достаточно устойчивый вихрь. Область наиболее интенсивного горения сосредотачивается практически замкнутым кольцом и совпадает с зоной пониженных давлений, куда происходит приток более холодной среды из других частей объема.



а) поле температур в средних сечениях первой зоны топочной камеры



б) поле скоростей в средних сечениях первой зоны топочной камеры

Рисунок 3.18 – Результаты численного моделирования первой зоны топочной камеры горизонтального котельного агрегата с тангенциальным расположением горелок

Средняя температура дымовых газов в области устья холодной воронки составляет приблизительно $550\text{ }^{\circ}\text{C}$, что значительно ниже температуры начала деформации золы, и обеспечивает возможность твердого шлакоудаления. Высота холодной воронки выбрана равной 10 м, исходя из обеспечения максимально возможного соответствия рекомендациям, и составляет $8,6 \cdot b_{\Gamma}$. Если представить, что в данном случае проектируется традиционная вертикальная топочная камера, и мысленно отнести $4-5 \cdot b_{\Gamma}$ на расстояние от оси нижнего ряда горелок до начала ската холодной воронки, как рекомендуется нормативным методом, а остальную часть – на саму холодную воронку, то при $b_{\Gamma} = 1580$ м конструкция топки камеры будет соответствовать принятым нормам.

Таким образом, при разработке горизонтального котельного агрегата целесообразно выбрать прямоточные горелочные устройства с тангенциальной схемой расположения на двух боковых стенах и потолке топки. Сама топочная камера при этом имеет квадратное сечение в ос-

новном объеме с размерами 18×18 м, а высота холодной воронки увеличивается до 10 м исходя из обеспечения условий твердого шлакоудаления.

Позонный расчет топочной камеры позволяет определить распределение температур продуктов сгорания по ее длине (рисунок 3.20). С этой целью топочная камера разделяется на девять зон. Согласно нормативному методу граница первой зоны должна находиться на 1,5 м дальше оси амбразур верхнего (дальнего) ряда горелок, но при горизонтальной компоновке котельного агрегата удобно ограничивать первую зону выходной плоскостью первой по ходу газов холодной воронки. Последующие зоны отделяются плоскостями, разделяющими на четыре равные части основания холодных воронок (рисунок 3.19).

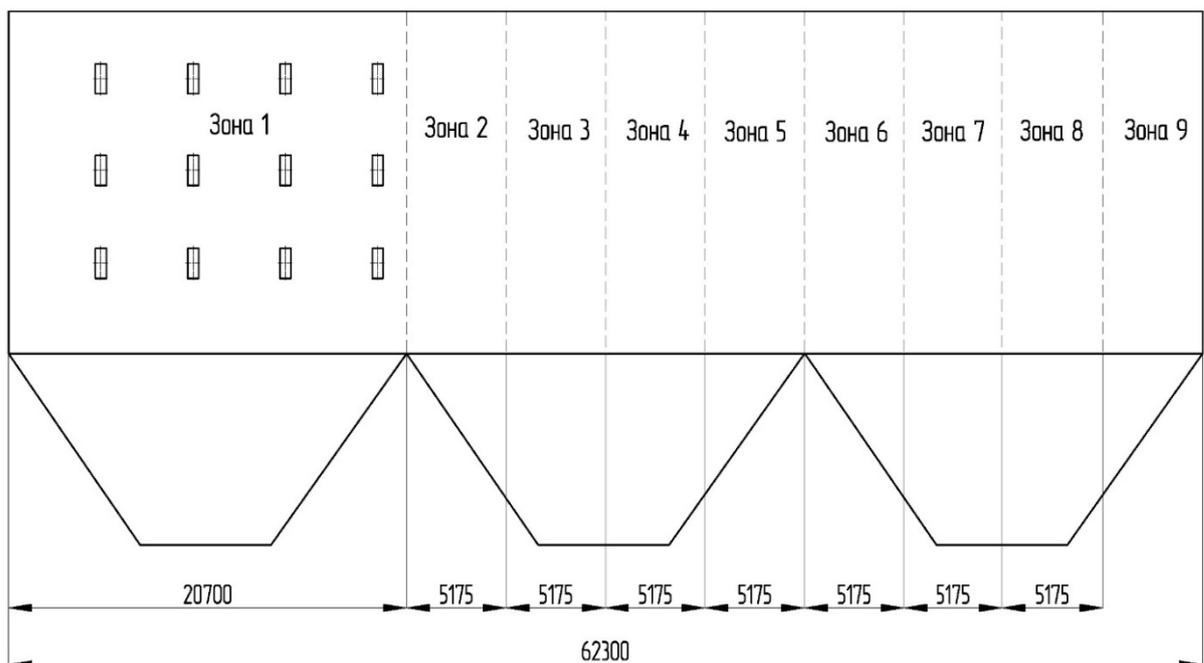


Рисунок 3.19 – Схема деления горизонтальной топочной камеры на зоны

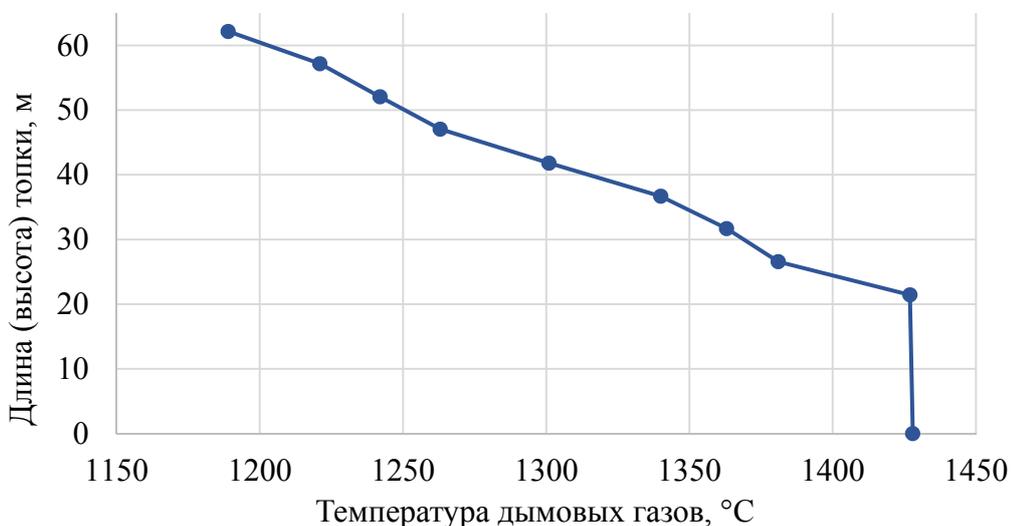


Рисунок 3.20 – Распределение температур по высоте (длине) топочной камеры

3.3.3.1 Исследование аэродинамики топочных процессов в горизонтальной модели топки котла УСКП

Экспериментальные исследования проведены на физической модели топки, включающей наилучшие технические решения по организации отдельных ее частей. Для успешного выполнения экспериментальных исследований и подтверждения характеристик топки были решены три задачи по организации внутритопочного пространства: определено оптимальное с точки зрения структуры течения положение и угол наклона горелочных устройств (разработана схема установки горелочных устройств); предложена новая конструкция холодных воронок, обеспечивающих минимальное аэродинамическое сопротивление; разработана конструкция поворота газохода за топочной камерой, обеспечивающая минимальную степень неравномерности профиля скорости за поворотом для недопущения возникновения неравномерного распределения тепловых потоков в поверхностях нагрева. Проработка конструкции физической модели топки горизонтального типа была проведена путем выполнения численного эксперимента с использованием программного продукта Ansys CFX.

1) Оптимизация формы холодных воронок

Предложенная конструкция горизонтальной топки предполагает организацию системы шлакоудаления с помощью трех поперечных холодных воронок, расположенных в один ряд по длине топочной камеры. Радиационные и конвективно-радиационные поверхности нагрева расположены за последней холодной воронкой (по ходу газов) перед поворотом газохода. Уклон холодных воронок составляет 55° . Котельный агрегат рассчитан на твердый способ шлакоудаления.

Основным требованием, предъявляемым к конструкции холодных воронок, является отсутствие заброса потока газов в зоне активного горения и невыпадение значительного количества частиц золы (не более 5-7 %) в зону холодных воронок. Также холодные воронки не должны создавать значительного аэродинамического сопротивления и не нарушать структуру вихревого течения в топке.

Проверка выполнения указанных требований проводилась до стадии экспериментальных исследований путем численного эксперимента. В качестве рабочей среды для численного эксперимента был выбран атмосферный воздух, что позволило обеспечить сопоставимость полученных расчетных и опытных данных. О выполнении требований, устанавливаемых для холодных воронок, можно судить по полученным эпюрам скорости, давления и линиям тока в тракте модели топки котла.

В ходе численного эксперимента задавался перепад давлений на входе и на выходе из топки котла. Граничными условиями эксперимента являлись два параметра: абсолютное давление на входе и статическое давление на выходе из топки. Численный эксперимент выполнялся в диапазоне перепадов давления от 1,2 до 2,1 МПа. Изменение перепада давления позволило оценить изменение структуры течения воздуха в модели топки на различных режимах (при разных расходах воздуха). Для расчета была выбрана k-ε модель турбулентности со стандартной пристеночной функцией. В расчете было принято допущение об изотермичности стенки, что не влияет на сопоставимость данных в силу низких температур воздуха относительно температуры атмосферного воздуха. Небольшой нагрев в 5-7 °С имеет место только в вентиляторе, расположенном за топкой, а, следовательно, в модели топки котла температура воздуха равна температуре атмосферного воздуха.

В целях сокращения времени на проведение расчетов и, соответственно, увеличения количества проведенных численных экспериментов, численное моделирование истечения воздуха в модели горизонтальной топки было рассмотрено только в части газового тракта топки до поворота газохода. Такой подход является допустимым, так как конструктивные особенности модели топки в выходной части оказывают незначительное влияние на структуру течения в силу низких скоростей движения воздуха в прямоочной части топки.

На первом этапе выполнения задач по оптимизации формы холодных воронок было проведено численное моделирование течения воздуха в базовой модели топки горизонтального типа. Первый численный эксперимент был выполнен без включения в расчет уравнений движения твердых частиц. Было выполнено два численных эксперимента на базовой модели с граничным условием по максимальному перепаду давления 2,1 МПа, и минимальному – 1,2 МПа. Полученные результаты позволили судить о влиянии конструкции холодных воронок на основное вихревое течение в центре топки. Заданные для расчета граничные условия представлены в таблице 3.5.

Таблица 3.5 – Условия и результаты численного эксперимента по воздушной продувке топочной камеры горизонтального типа

Параметры расчета	Численный эксперимент № 1	Численный эксперимент № 2
Условия эксперимента		
Давление полного торможения на входе в топку, кПа	101,325	101,325
Статическое давление на выходе из топки горизонтального типа, кПа	100,125	99,225
Температура воздуха, °С	25	25
Вязкость, $\text{м}^2/\text{с} \times 10^6$	15,6	15,6
Теплоемкость, кДж/(кг·К)	1,005	1,005
Плотность, кг/м ³	1,184	1,184

Продолжение таблицы 3.5

Результаты эксперимента		
Массовый расход воздуха, кг/с	1,346	1,842
Скорость воздуха на выходе из горелок, м/с	13	21
Скорость воздуха на выходе из прямоточной камеры топки, м/с	3,8	7,5

Полученные в результате численного эксперимента № 1 результаты представлены на рисунках 3.21 и 3.22, результаты численного эксперимента № 2 – на рисунках 3.23 и 3.24.

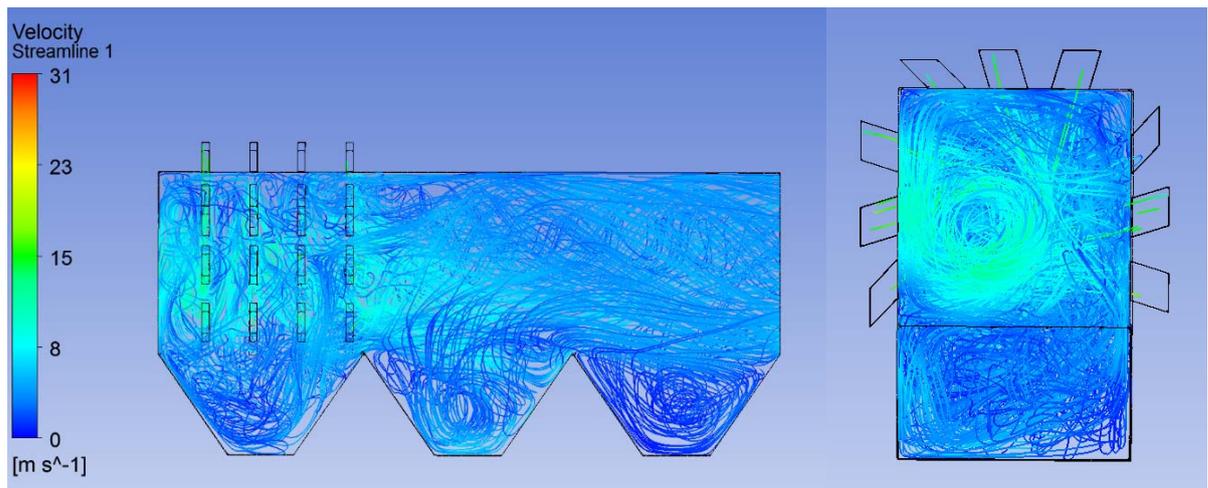
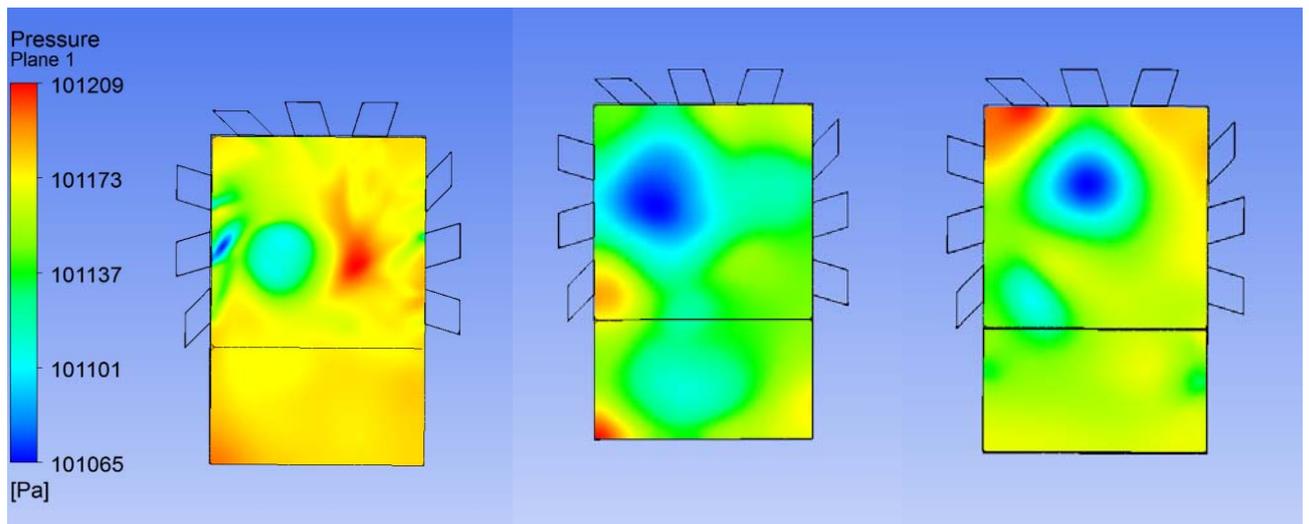


Рисунок 3.21 – Эпюры скорости с визуализацией линий тока в горизонтальной топочной камере с тремя поперечными холодными воронками (численный эксперимент № 1)



а) середина первой холодной воронки

б) середина второй холодной воронки

в) середина третьей холодной воронки

Рисунок 3.22 – Эпюры статического давления в поперечных сечениях холодных воронок горизонтальной топочной камеры (численный эксперимент № 1)

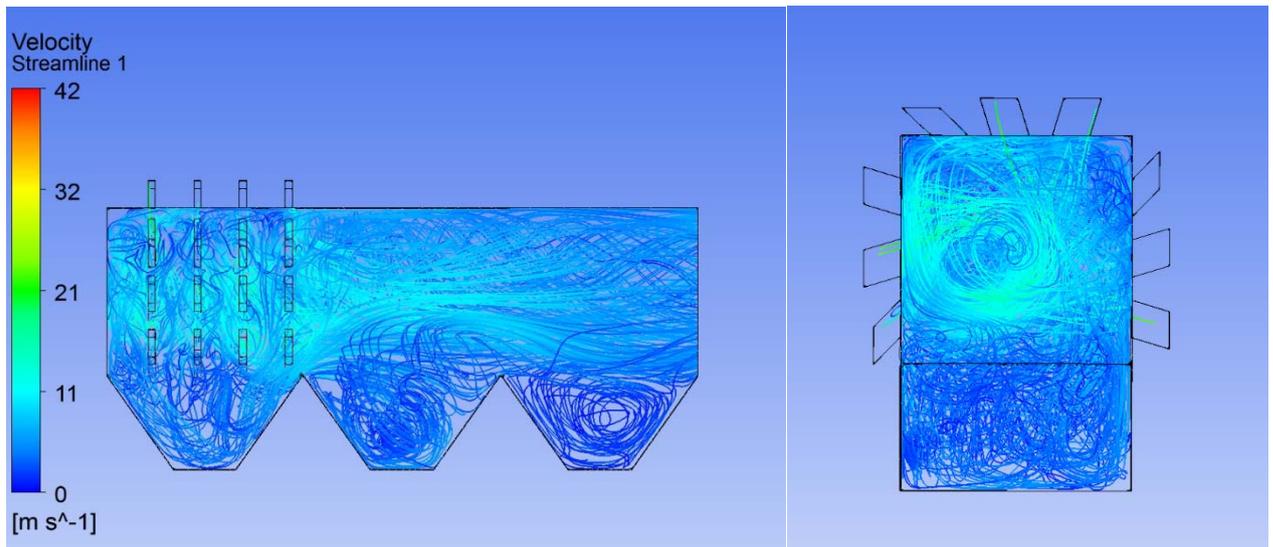
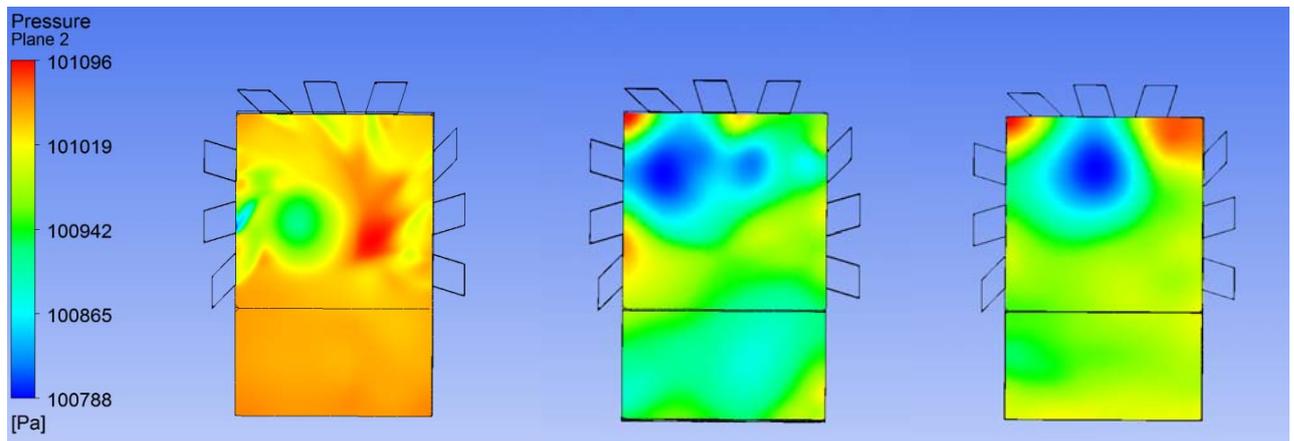


Рисунок 3.23 – Эпюра скорости с визуализацией линий тока прямой камеры топки с тремя поперечными холодными воронками (численный эксперимент № 2)



а) середина первой холодной воронки

б) середина второй холодной воронки

в) середина третьей холодной воронки

Рисунок 3.24 – Эпюры статического давления прямой камеры топки с тремя поперечными холодными воронками (численный эксперимент № 2)

Согласно полученным данным предложенная конфигурация холодных воронок приводит к образованию в них значительных вторичных вихревых образований как в при малом (1,2 МПа), так и при большом перепаде давления (2,1 МПа). Воздушные массы, локализованные между гидрозатвором в нижней части холодных воронок и боковыми наклонными и прямыми стенками, приводятся в движение кинетической энергией центрального вихря за счет сил вязкости. Конструкция холодных воронок не предполагает разбивку и выдавливание вихрей в область основного течения. Более того, текущее расположение горелок способствует смещению ядра основного вихреобразования вниз и влево, что приводит к увеличению потока воздуха, проходящего через холодные воронки (в особенности через первую по ходу воздуха). Аналогичная

структура течения, переложенная на полноразмерный котел, в котором происходят процессы горения топлива и радиационного теплообмена, означала бы увеличение потерь от химического недожога в силу выпадения значительного количества частиц несгоревшего угольного топлива в холодных воронках. Большие аэродинамические потери, связанные с неизбежностью затрат энергии на циркуляцию воздушных масс в области холодных воронок, приведут к необходимости установки более мощных дымососов, что вызовет рост затрат энергии на собственные нужды. Также в результате описанного физического процесса происходит перемещение основного фронта горения и значительное повышение температуры в области холодных воронок, что будет нарушать режим теплообмена в котле.

В целях получения данных по количеству частиц, выпадающих в холодных воронках, был проведен численный эксперимент на той же модели топки, выступающей в качестве базовой, с включенными твердыми частицами. Условия проведения численного эксперимента были аналогичны условиями численных экспериментов № 1 и № 2. Дополнительным условием, заданным при расчете, был расход твердых частиц, установленный на уровне 0,18 кг/с, что соответствует величине расхода топлива, уменьшенной в соответствии с масштабом модели топки. Расширенные граничные условия и параметры расчета представлены в таблице 3.6.

Таблица 3.6 – Условия и результаты численного эксперимента по воздушной продувке топочной камеры горизонтального типа с включенными твердыми частицами.

Параметры расчета	Численный эксперимент № 3	Численный эксперимент № 4
Условия эксперимента		
Давление полного торможения на входе в топку, кПа	101,325	101,325
Статическое давление на выходе из топки горизонтального типа, кПа	100,125	99,225
Температура воздуха, °С	25	25
Массовый расход твердых частиц, кг/с	0,18	0,18
Коэффициент упругости частиц	0,9	0,9
Диаметр частиц, мм	0,1	0,1
Вязкость, $\text{м}^2/\text{с} \times 10^6$	15,6	15,6
Теплоемкость, кДж/(кг·К)	1,005	1,005
Плотность, $\text{кг}/\text{м}^3$	1,184	1,184
Результаты эксперимента		
Массовый расход воздуха, кг/с	1,346	1,842
Скорость воздуха на выходе из горелок, м/с	13	21
Скорость воздуха на выходе из топки, м/с	3,4	7,5

Результаты проведенного численного эксперимента представлены на рисунках 3.25 и 3.26.

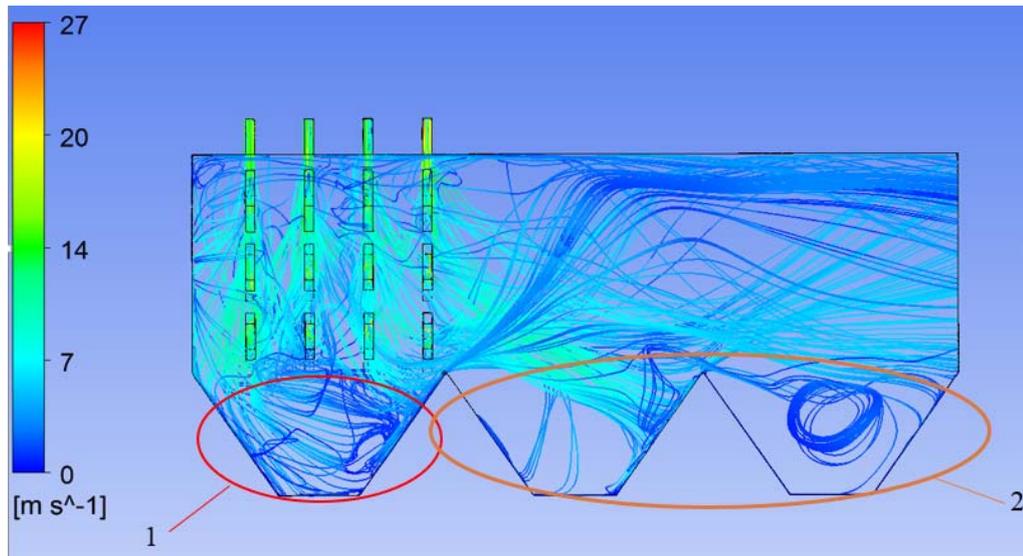


Рисунок 3.25 – Эпюра скоростей частиц с визуализацией линий тока с включенными твердыми частицами (численный эксперимент № 3)

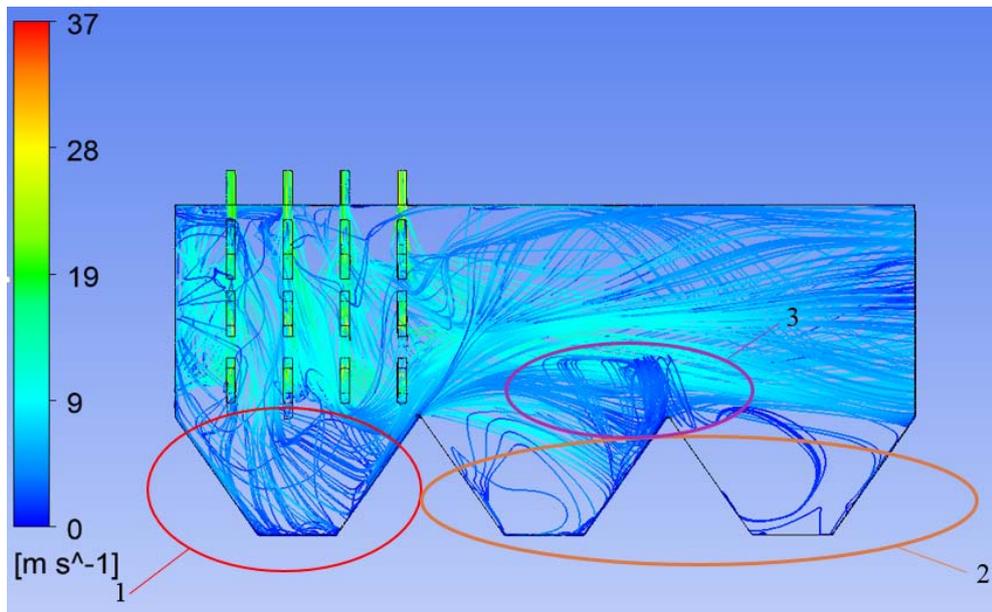


Рисунок 3.26 – Эпюра скоростей частиц с визуализацией линий тока с включенными твердыми частицами (численный эксперимент № 4)

Данные численного эксперимента при двух значениях расхода воздуха на модели демонстрируют избыточное выпадение частиц в первой холодной воронке (1 на рисунках 3.25 и 3.26), что является недопустимым, поскольку значительная часть топлива не успеет сгореть, и по этой причине возрастут потери с механическим недожогом. Во вторую и третью холодную воронку (2 на рисунках 3.25 и 3.26) выпадает меньшее количество частиц, однако, проводя аналогию с полноразмерным котлом, обе они расположены в зоне сниженных, по сравнению с температурой газа в области первой холодной воронки, температур, где уже не предполагается организация шлакоудаления.

Также выявленным по результатам численного эксперимента недостатком конструкции холодных воронок является появление вторичного вихря между второй и третьей воронкой. Данное вихревое образование является источником потерь и характеризует низкую работоспособность предложенного варианта организации шлакоудаления. Картина течения в области вторичного вихря (3 на рисунке 3.26) обусловлена срывом потока с угла, разделяющего первую и вторую холодные воронки, и соударением частиц с наклонной стенкой второй холодной воронки с последующим разделением потока на две части: одна часть направляется к гидрозатвору холодной воронки, вторая – поднимается вверх, где в результате взаимодействия с основным потоком образуется вторичное течение.

В итоге полученный характер движения частиц при приложении его к работе полноразмерного котельного агрегата может привести к следующим последствиям:

- фронт горения будет располагаться в нижней части топки, что приведет к неравномерному распределению теплового потока по сечению;
- значительная часть частиц будет выпадать в первую холодную воронку, что приведет к резкому возрастанию механического недожога;
- возрастут аэродинамические потери в силу появления крупных вторичных вихревых образований.

Таким образом, базовая конфигурация холодных воронок не является оптимальным вариантом с точки зрения минимума потерь энергии и создания нормальных условий для горения топлива и движения горячих газов по газоходу котла, а, следовательно, потребовалось провести дополнительные исследования с целью разработки конструкции холодных воронок без указанных недостатков.

Для усовершенствования конфигурации топки три поперечные холодные воронки были заменены на две продольные. 3D-модель внутреннего объема модели горизонтальной топки с двумя продольными воронками представлена на рисунке 3.27. Решение основано на анализе результатов численных экспериментов на базовой модели.

Новая конструкция топки призвана исключить возникновение крупных вторичных вихревых течений во внутритопочном пространстве и снизить тем самым аэродинамические потери. Отсутствие по сравнению с базовым вариантом острых кромок соединений холодных воронок, ориентированных перпендикулярно вектору потока воздуха, предотвращает отрыв потока от стенок топки и столкновение оторванного потока со стенками холодных воронок.

Также новая конструкция холодных воронок исключает появление крупных застойных зон, непосредственно контактирующих с основным потоком воздуха в центре топки. Часть потока, попадая в продольные холодные воронки, движется параллельно продольной оси и затягивается основным потоком в центральную (верхнюю) часть топки.

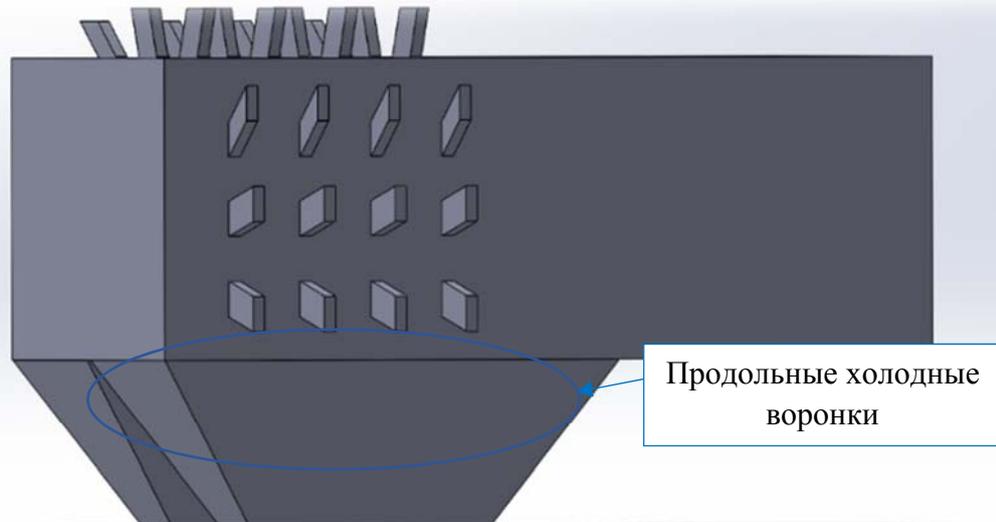


Рисунок 3.27 – 3D-модель внутреннего объема модели горизонтальной топки с двумя продольными холодными воронками

Для проверки сформулированной гипотезы были произведены численные эксперименты с граничными условиями, аналогичными численным экспериментам № 1-4. Результаты численных экспериментов на новой модели топки представлены в таблице 3.7 и на рисунках с 3.28 по 3.33.

Таблица 3.7 – Результаты численного эксперимента по воздушной продувке топочной камеры горизонтального типа с двумя продольными холодными воронками

Параметр	Численный эксперимент № 5, 7	Численный эксперимент № 6, 8
Результаты эксперимента		
Массовый расход воздуха, кг/с	1,354	1,855
Скорость воздуха на выходе из горелок, м/с	13	18
Скорость воздуха на выходе из прямоточной камеры топки, м/с	3,65	5,75

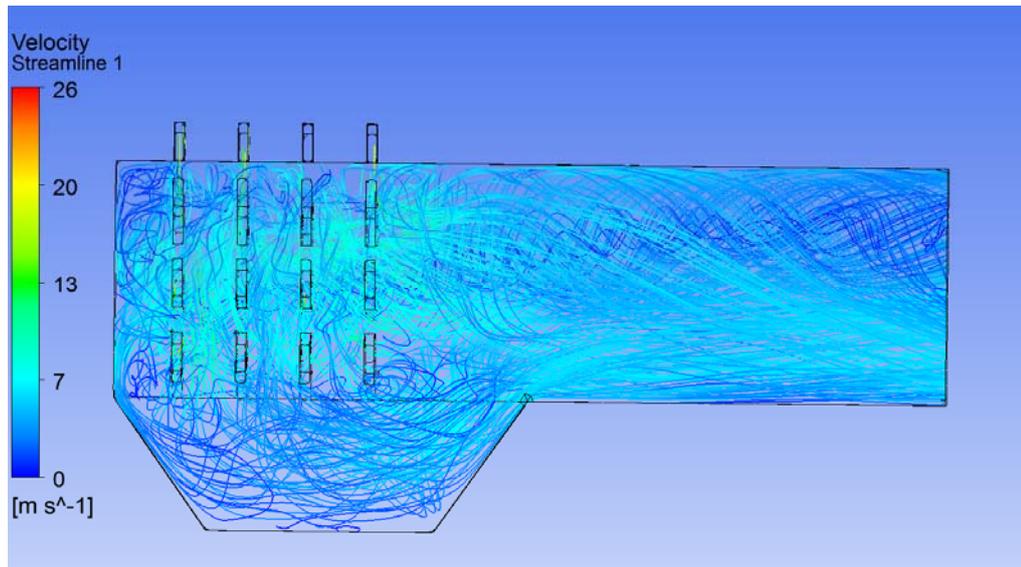
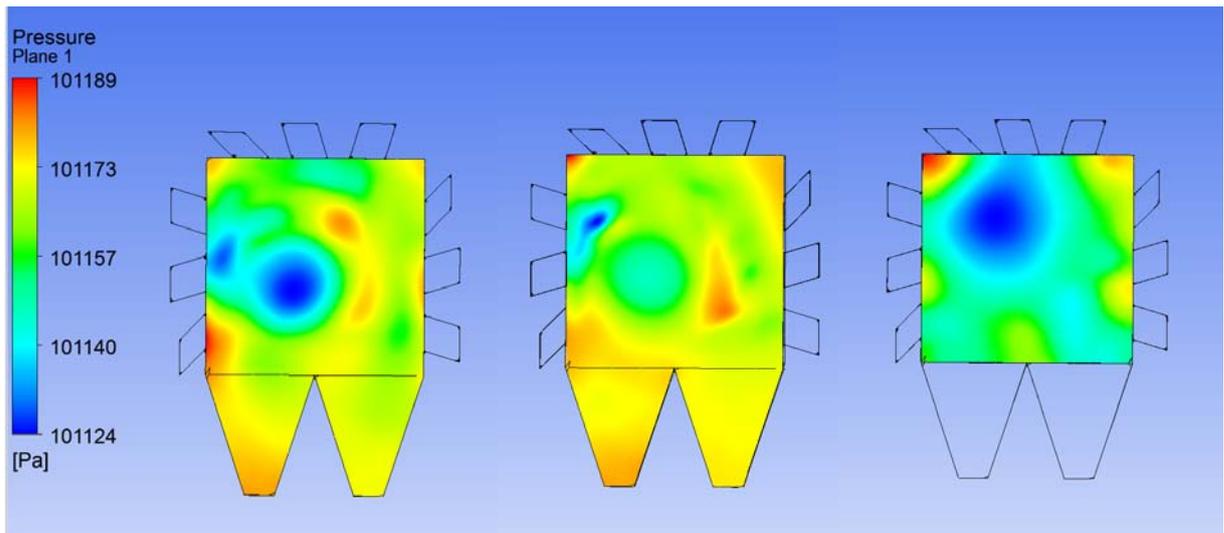


Рисунок 3.28 – Эпюры скорости потока воздуха с визуализацией линий тока в модели горизонтальной топки котла с продольными холодными воронками
(численный эксперимент № 5)



а) между вторым и третьим рядами горелок б) после четвертого ряда горелок в) поперечное сечение на выходе из топочной камеры

Рисунок 3.29 – Эпюры статического давления потока воздуха в поперечных сечениях модели горизонтальной топки котла с продольными холодными воронками

(численный эксперимент № 5)

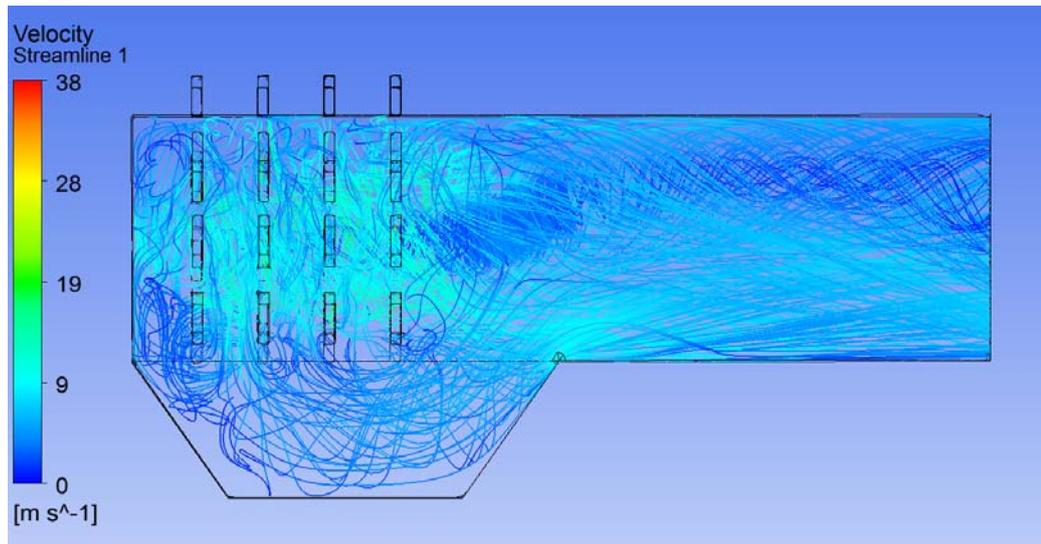
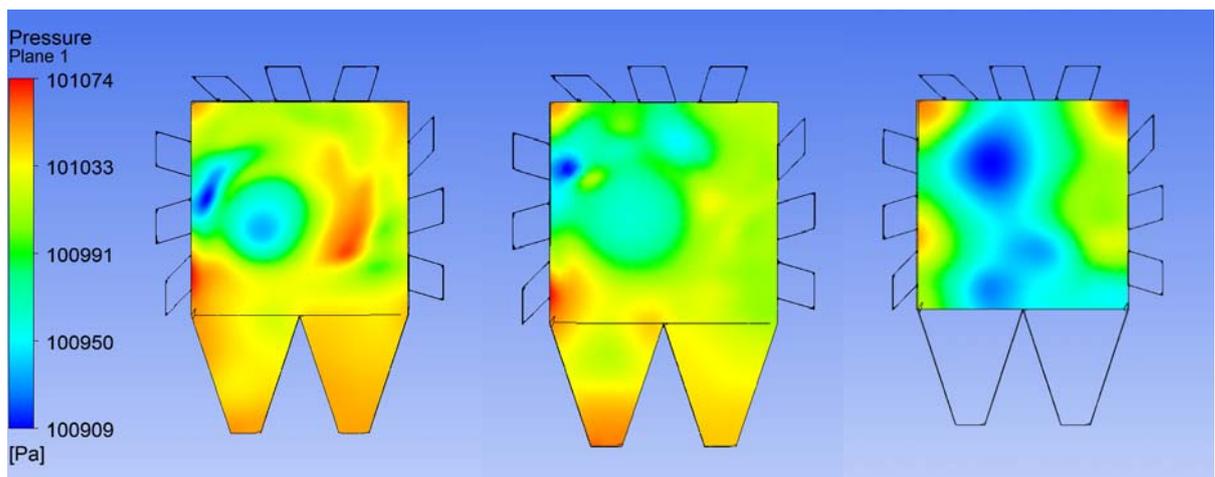


Рисунок 3.30 – Эпюра скорости потока воздуха с визуализацией линий тока в модели горизонтальной топки котла с продольными холодными воронками
(численный эксперимент № 6)



а) между вторым и третьим ярусами горелок б) после четвертого яруса горелок в) поперечное сечение на выходе из топочной камеры

Рисунок 3.31 – Эпюры статического давления в поперечных сечениях модели горизонтальной топки котла с продольными холодными воронками
(численный эксперимент № 6)

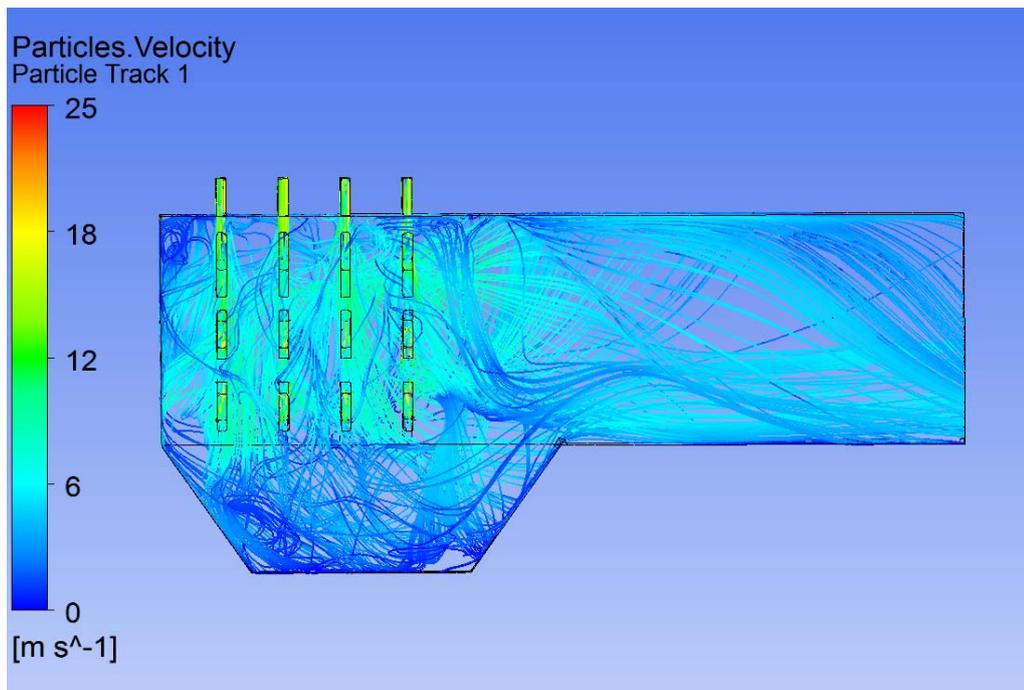


Рисунок 3.32 – Эпюра скорости потока воздуха с визуализацией линий тока с включенными твердыми частицами (численный эксперимент № 7)

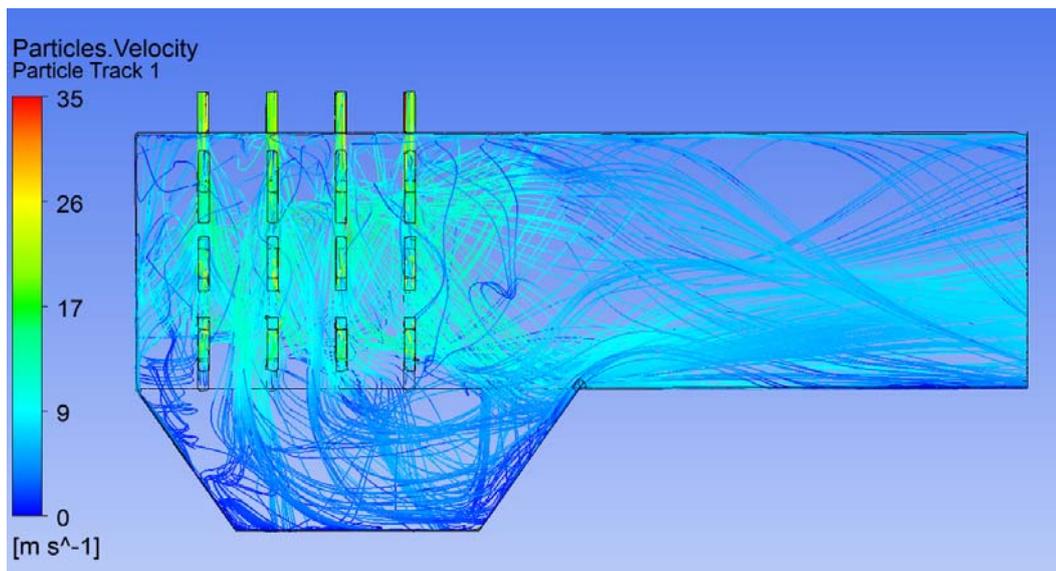


Рисунок 3.33 – Эпюра скорости потока воздуха с визуализацией линий тока с включенными твердыми частицами (численный эксперимент № 8)

Результаты численных экспериментов, представленные на рисунках с 3.28 по 3.31, позволяют сделать вывод о значительном снижении размера и числа вторичных течений в топке с продольными холодными воронками. Аналогично базовому варианту сохраняется устойчивое вихревое течение в центральной части топки. Однако, как и в модели топки с поперечными холодными воронками, ядро вихря неустойчиво и его центр изначально значительно смещен влево от центра топки, а затем меняет свое положение в процессе развития течения (по длине топ-

ки). Анализ данных, представленных на рисунках 3.32 и 3.33, показывает, что новые холодные воронки не решили проблему с выпадением значительного количества твердых частиц в холодную воронку.

Решение данной проблемы требует поиска новых решений по организации сжигания топлива и внесения изменений в положение и угол наклона горелочных устройств.

2) Выбор положения горелок

Согласно проведенным исследованиям наиболее подходящим вариантом организации сжигания топлива в данном котельном агрегате является его сжигание в прямоточных горелочных устройствах, расположенных тангенциально по периметру топки. При этом в центре поперечного сечения образуется кольцевой вихревой факел, который распространяется вдоль топочной камеры, что позволяет поддерживать устойчивое горение топлива, защитить экранные поверхности от избыточного зашлаковывания и обеспечить равномерное поле скоростей и температур по сечению топки.

При выбранной конфигурации топки, где нижняя стена образована скатами холодных воронок, предполагалось размещение горелок на трех стенах топки – на двух боковых и потолочной стенках, как это показано на рисунке 3.34.

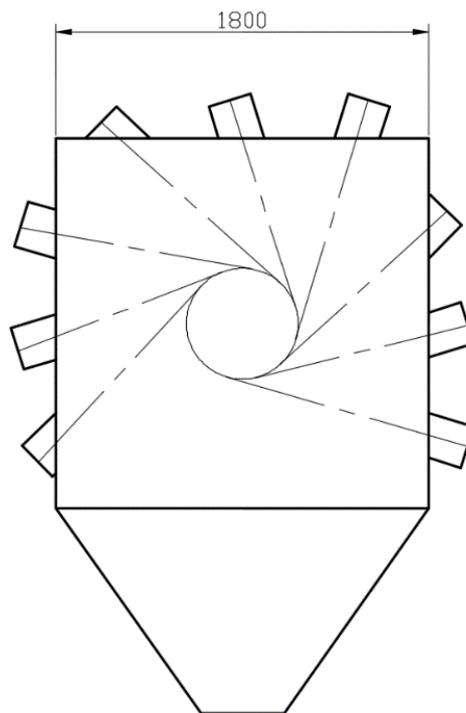


Рисунок 3.34 – Расположение горелок в ярусе горизонтальной топки

Базовая схема подвода топлива, как было показано в результате численных экспериментов № 1-8, не обеспечивает осесимметричного положения кольцевого вихря, центр которого сме-

щается влево и вниз (рисунок 3.35). Причиной асимметрии является дисбаланс распределения кинетической энергии по касательной к вихреобразованию. Большая часть потока воздуха, подаваемого через патрубки, имитирующие холодные воронки, приходится на правую верхнюю и правую часть кольцевого вихря. По этой причине происходит его выталкивание в левую сторону, что объясняет несимметричную картину течения. Для нормальной эксплуатации энергетического котла необходимо обеспечить симметричное положение основного вихря, так как только в этом случае будет обеспечена защита экранных труб от чрезмерного зашлаковывания и равномерное тепловосприятие экранными трубами теплоты уходящих газов.

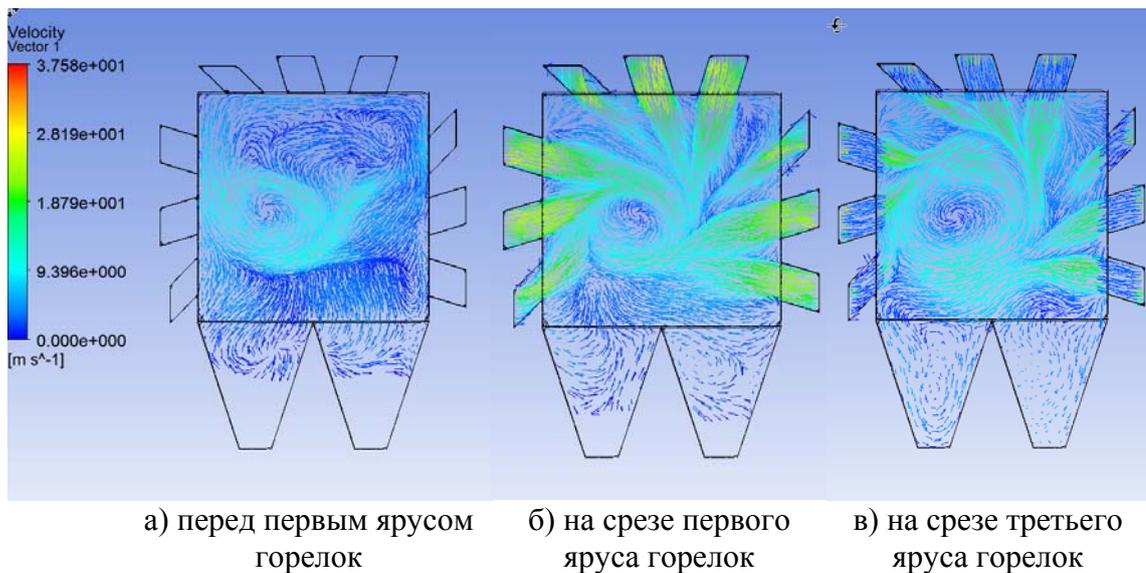


Рисунок 3.35 – Векторы скорости потока воздуха в области горелок
(базовая схема включения горелок)

С этой целью разработана новая схема сжигания топлива, обеспечивающая симметричные эпюры скорости и давления в каждом поперечном сечении по длине горизонтальной топки.

Новое расположение горелочных устройств, схематично представленное на рисунке 3.36, предусматривает установку горелок на всех четырех стенах топочной камеры. Углы наклона горелок были определены путем построения касательных к окружности (кольцевому вихрю) с диаметром, равным условному диаметру крутки $d_y = 0,1 \cdot b$ [272]. Новое решение предполагает установку по одной горелке в каждом ярусе на верхней и нижней стенах и по две горелки – на боковых. Очевидно, что в этом случае число горелок в одном ярусе по сравнению с базовым вариантом уменьшится. Для полноразмерного котла с заданной паропроизводительностью 692,5 кг/с было определено необходимое количество горелок для организации подачи требуемого количества топлива в топку. В общей сложности котел и модель топки должны быть оборудованы 36 горелками. Для того чтобы обеспечить одинаковый расход топливоздушной смеси при сохранении рекомендуемой скорости истечения среды в прямоточных горелочных

устройствах в диапазоне 20-30 м/с, число ярусов было увеличено до шести. Таким образом, новая схема включения горелок характеризуется установкой шести горелок в каждый из шести ярусов.

Представленная на рисунке 3.36 новая схема включения горелок потребовала дополнительной доработки конструкции холодных воронок, которая заключалась в размещении горелочных устройств на нижней стенке топки между двумя продольными холодными воронками.

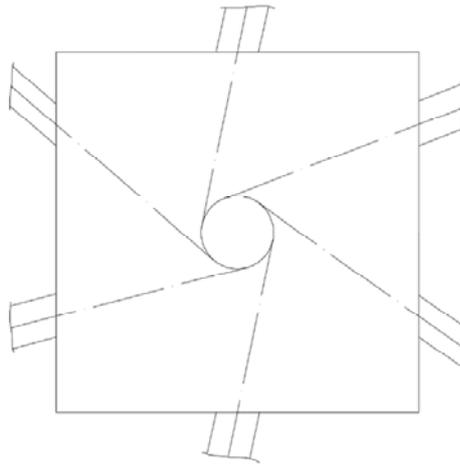


Рисунок 3.36 – Схема нового включения горелок

3D-модель внутреннего объема модели горизонтальной топки с новой схемой включения горелок показана на рисунке 3.37.

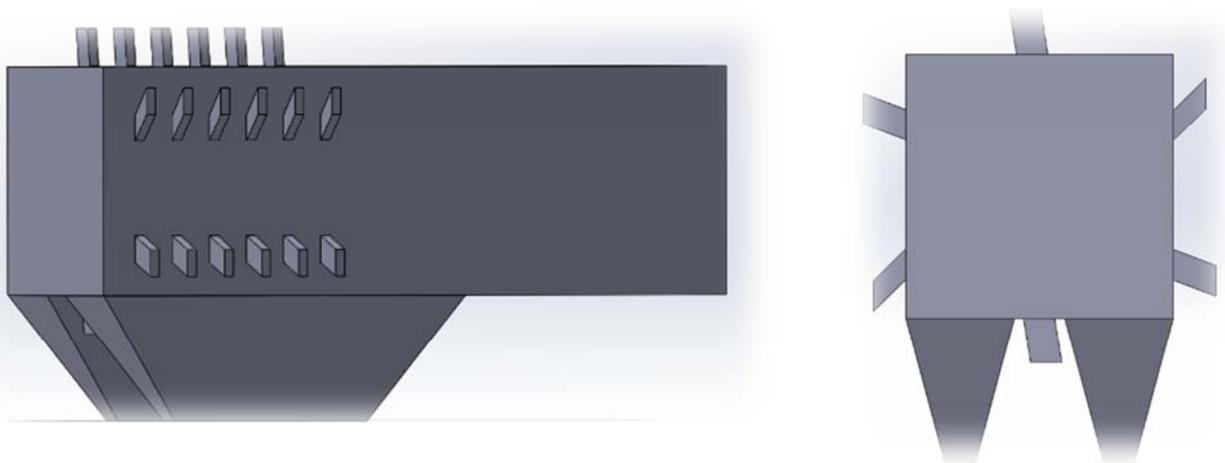


Рисунок 3.37 – 3D модель внутреннего объема модели горизонтальной топки с новой схемой включения горелок

Работоспособность и сравнительная эффективность относительно базового варианта модели горизонтальной топки была доказана в ходе выполненного численного эксперимента. Чис-

ленный эксперимент был выполнен с граничными условиями численных экспериментов № 1 и № 2 для получения сопоставимых результатов. Результаты численных экспериментов представлены на рисунках с 3.38 по 3.40.

Анализ представленных данных показывает, что ядро вихря располагается строго в геометрическом центре поперечного сечения топки, причем это наблюдается как при малом (1,2 МПа), так и при большом перепаде давления (2,1 МПа) на модели. Струи, вытекающие из горелок, оказывают друг на друга динамическое воздействие, в результате чего их траектории искривляются и максимальные скорости потока оказываются на окружности. При переходе от яруса к ярусу диаметр вихря увеличивается. По результатам эксперимента диаметр кольцевого вихря от первого яруса горелок к последнему увеличился на 60-65 %. Это происходит из-за того, что закрученный поток от каждого последующего яруса движется вокруг предыдущего [273]. Устойчивое вихревое течение сохраняется вдоль прямой камеры. Таким образом, разработав новую форму холодных воронок и схему включения горелок, были решены задачи по обеспечению на примере модели условий, необходимых для эффективного сжигания топлива, таких как исключение зон повышенного динамического давления факела на топочные экраны, рассредоточение высокотемпературного ядра факела по ширине, глубине и высоте топки, исключение выпадения значительного количества горящих частиц в холодную воронку.

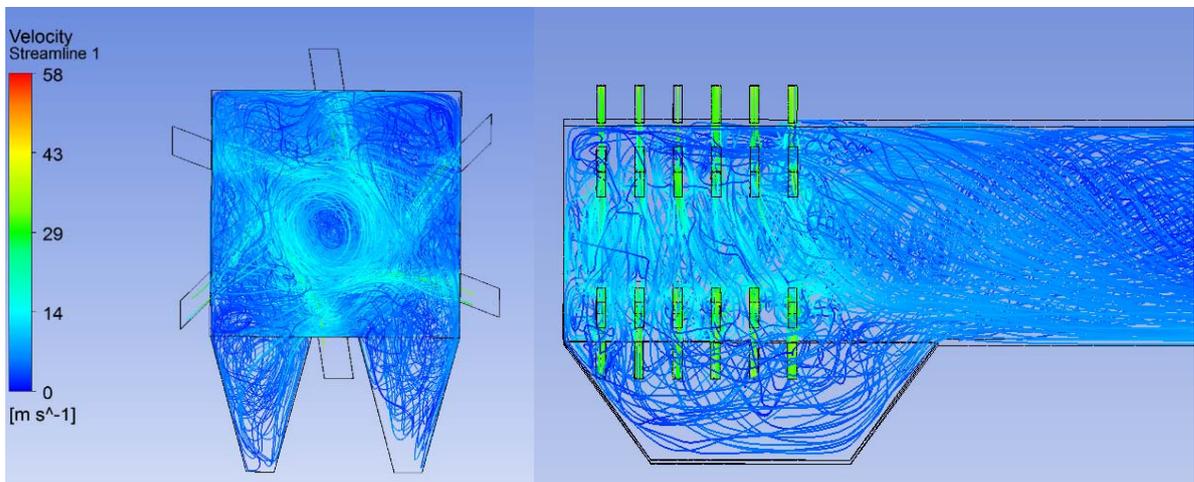


Рисунок 3.38 – Эпюры скорости потока воздуха с визуализацией линий тока.

Модель горизонтальной топки с новой схемой включения горелок

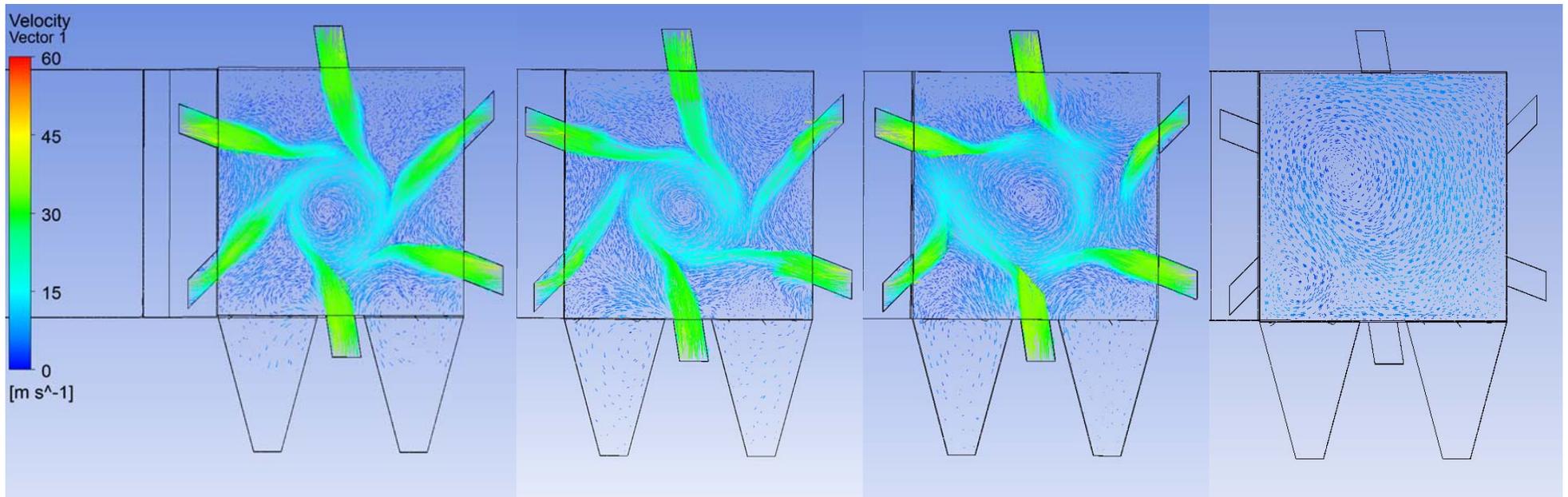
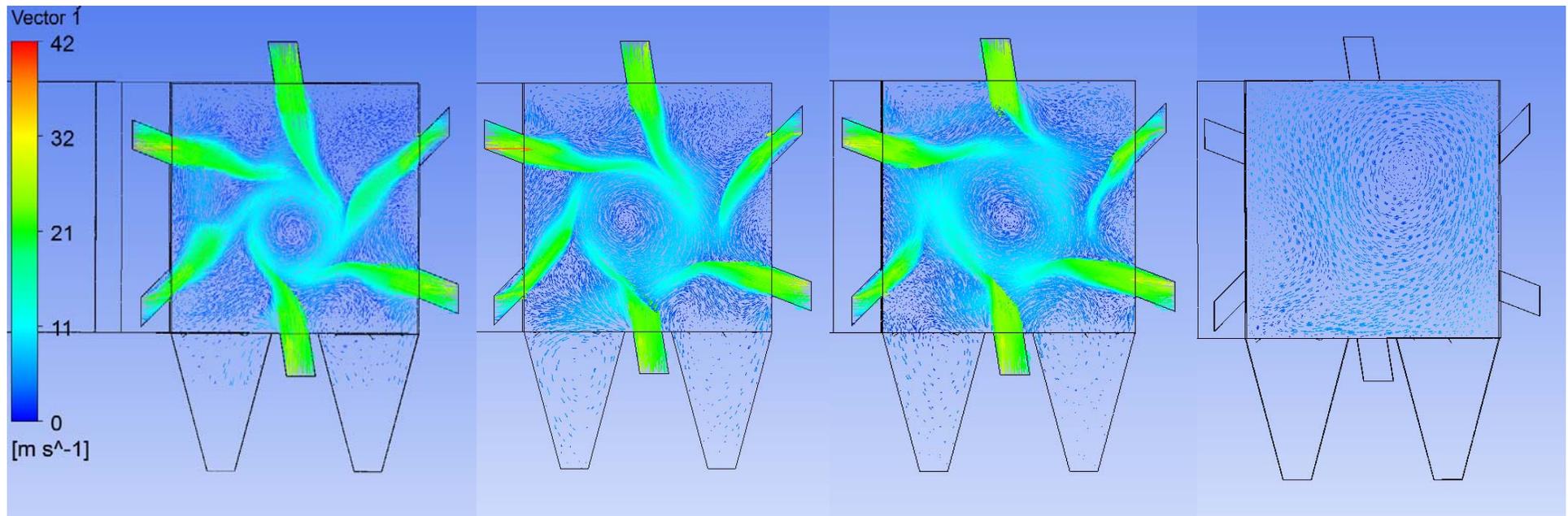


Рисунок 3.39 – Векторы скорости потока воздуха в поперечных сечениях модели топки (перепад давления 2,1 МПа)



а) срез первого яруса горелок б) срез второго яруса горелок в) срез третьего яруса горелок г) срез на выходе из топочной камеры

Рисунок 3.40 – Векторы скорости потока воздуха в поперечных сечениях модели топки (перепад давления 1,2 МПа)

Также на рисунках 3.39 г и 3.40 г показано, что кольцевая вихревая структура течения сохраняется вплоть до части топки, где располагаются первые пароперегревательные поверхности. В случае полноразмерного котла при прохождении через ширмовый и конвективный пароперегреватели вихревая структура разрушится. Конвективные поверхности нагрева, в частности экономайзер, установлены за поворотом газохода. Эксплуатационные качества котельных агрегатов зависят от степени равномерности поля скоростей на входе в поверхность нагрева. В случае возникновения значительной неравномерности возникают динамические нагрузки на трубах, что сокращает межремонтный интервал. При превышении нормативных значений скорости потока в газоходах отдельные участки труб могут зашлаковываться значительно быстрее остальных частей. Поэтому важное значение приобретает рациональная организация поворота газохода, которая обеспечивала бы низкую степень неравномерности поля скоростей на входе в поверхность нагрева.

3.3.3.2 Двухвихревая топочная камера котла горизонтальной компоновки

Размещение горелок на четырех стенах топки позволяет добиться равномерного распределения воздействия вытекающих струй по условной окружности, где происходит их столкновение, в результате чего формируется устойчивое вихревое течение среды в геометрическом центре сечения топки.

Однако установка ряда горелок между холодными воронками является не лучшим решением с позиции эффективного шлакоудаления. Размещение ряда горелок на нижней стене топки влечет за собой наличие на ней горизонтальной поверхности, на которой будут неизбежно накапливаться крупные шлаковые отложения. Под воздействием высоких температур зола размягчается, расплавляется и может оседать на слабонаклонных и горизонтальных поверхностях. В этом случае частицы не гранулируются и скатываются, а накапливаются на стенах. Когда образовавшийся слой золы достигает значительной толщины, температура на наружной поверхности стены сильно увеличивается, что ведет к спеканию золowych частиц и образованию достаточно крупных отложений. Данные отложения периодически отрываются и падают в шлакоприемное отверстие, что значительно затрудняет работу шлакоудаляющих устройств [272].

Возможна доработка предложенной конструкции топки, заключающаяся в продлении стен холодных воронок, как показано на рисунках 3.41 и 3.42. Выполнение нижней стенки в виде конуса с углом, равным углу наклона холодных воронок, будет оказывать отрицательное влияние на аэродинамическую картину, так как будет вносить дополнительное аэродинамическое сопротивление и нарушать структуру течения. К тому же выходные сечения горелок будут зажаты между двумя стенами, где могут скапливаться крупные шлаковые наросты.

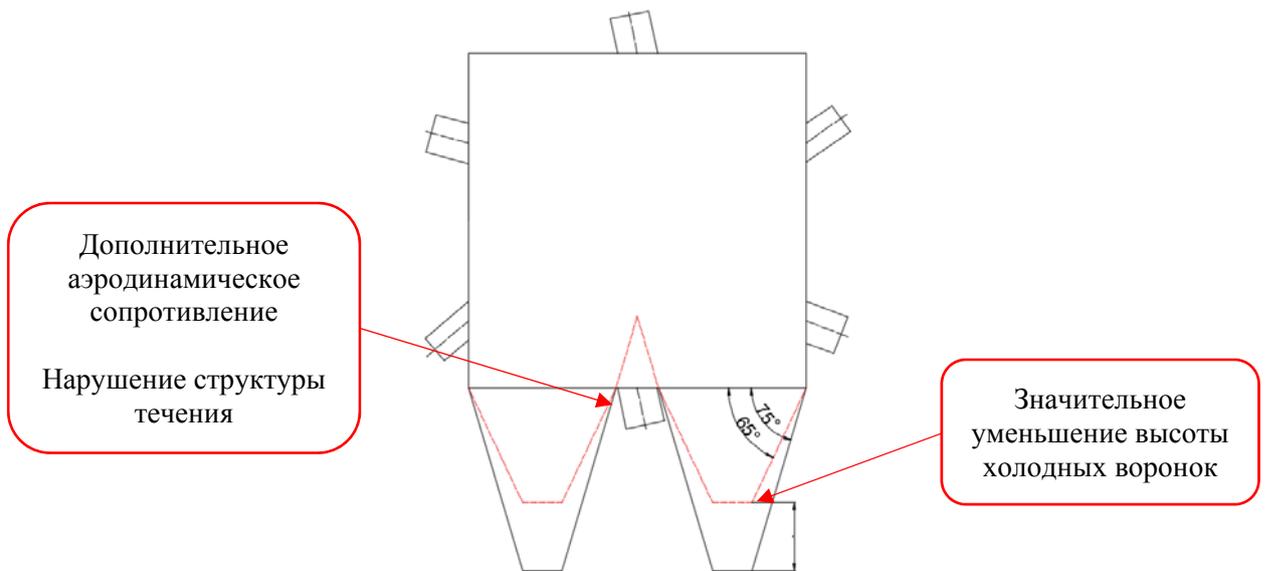


Рисунок 3.41 – Конструктивный профиль горизонтальной топки квадратного сечения

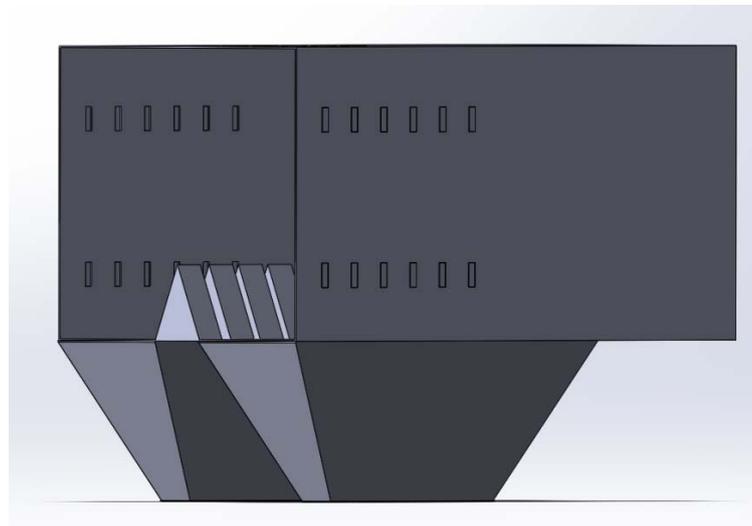


Рисунок 3.42 – 3D-модель конструктивного профиля топки котла с нижней стеной, выполненной в виде конуса

Другим недостатком предложенной конструкции является большой угол наклона стен холодных воронок, который составляет 75° , что на $10\text{-}20^\circ$ превышает существующие рекомендации. Уменьшение угла наклона на 10° приводит к существенному сокращению высоты холодных воронок (рисунок 3.41). По существующим рекомендациям в котельных агрегатах большой мощности для организации твердого шлакоудаления рекомендуется располагать нижний ряд горелок на расстоянии не менее 10-12 м от горловины холодных воронок [273]. К тому же рекомендуется размещать нижний ряд горелок на некоторой высоте от начала скатов холодных воронок для организации зоны охлаждения газов, что невозможно при данной схеме включения горелок.

Также расположение горелочных устройств на четырех стенах топки горизонтального котельного агрегата значительно усложнит подвод топливовоздушной смеси, особенно к горелкам, расположенным между холодными воронками, для этого потребуются сложные системы пыле- и воздухопроводов, которые будут огибать холодные воронки. Системы шлакоудаления, находящиеся под холодными воронками, будут препятствовать доступу к нижнему ярусу горелочных устройств, что значительно осложнит проведение работ по их обслуживанию.

Тангенциальный подвод топливовоздушной смеси можно реализовать, разместив горелочные устройства на двух противоположных стенах топки, что позволит добиться формирования кольцевого вихря без размещения горелок на нижней стене топки (рисунок 3.43).

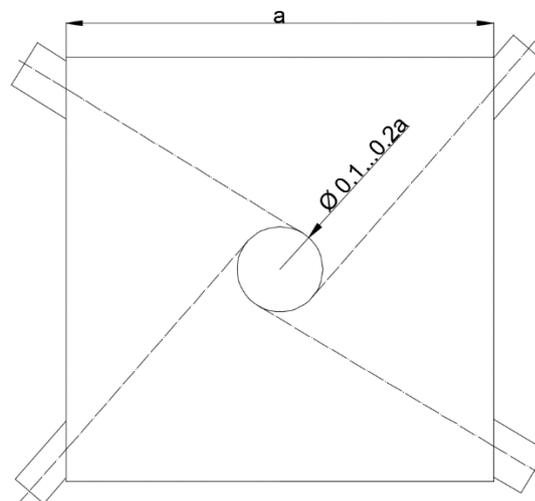


Рисунок 3.43 – Тангенциальный подвод топливовоздушной смеси при расположении горелок на двух противоположных сторонах топки

В этом случае в одном ярусе возможно расположить только четыре горелочных устройства, а значит для размещения 36 горелок, необходимых для работы котла на номинальной мощности, необходимо девять ярусов горелок, что превышает существующие рекомендации и приведет к существенному увеличению длины топки. Поэтому для котлов большой мощности часто применяют вытянутую по ширине топку с двумя холодными воронками, где пространство топки разделено двусветным экраном на два объема квадратного сечения, в каждом из которых формируется кольцевой вихрь [272]. Очевидно, что для горизонтальной компоновки котельного агрегата «вытягивание» конструктивного профиля по ширине невозможно, так как в этом случае горелки можно будет разместить лишь на потолке и боковых стенах топки, что не обеспечит формирования вихревого течения. Предложена конструкция вытянутой в высоту топки прямоугольного сечения, где в продольном направлении формируются два вихря за счет тангенциального подвода топлива с противоположных стен топки, расположенных друг над дру-

гом. Число горелок в одном ярусе в предложенной конструкции составит восемь. При небольшом увеличении единичной мощности каждой горелки и расположении их в четыре яруса обеспечивается возможность подвода необходимого количества топлива и воздуха. Конструктивный профиль котла и схема размещения горелок представлены на рисунке 3.44.

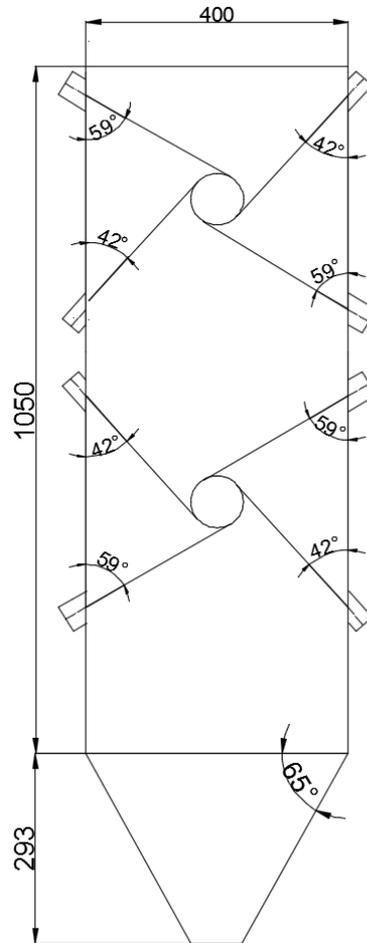


Рисунок 3.44 – Конструктивный профиль прямоугольной топки горизонтального котла

Установка двухсветного экрана посередине невозможна по причине его неизбежного зашлаковывания, сложности монтажа и влияния на кольцевую структуру течения продуктов сгорания. Увеличение высоты топки позволяет уменьшить ее ширину при неизменной площади экранных поверхностей нагрева. Новая ширина топки обеспечивает возможность установки одной продольной холодной воронки. Предложенная конструкция топки дает возможность располагать нижний ряд горелок от начала скатов холодных воронок на расстоянии $h = 4 \cdot b$. Выполнение данного условия позволит добиться охлаждения дымовых газов и эффективного шлакоудаления.

Расчетная 3D-модель конструктивного профиля котельного агрегата представлена на рисунке 3.45.

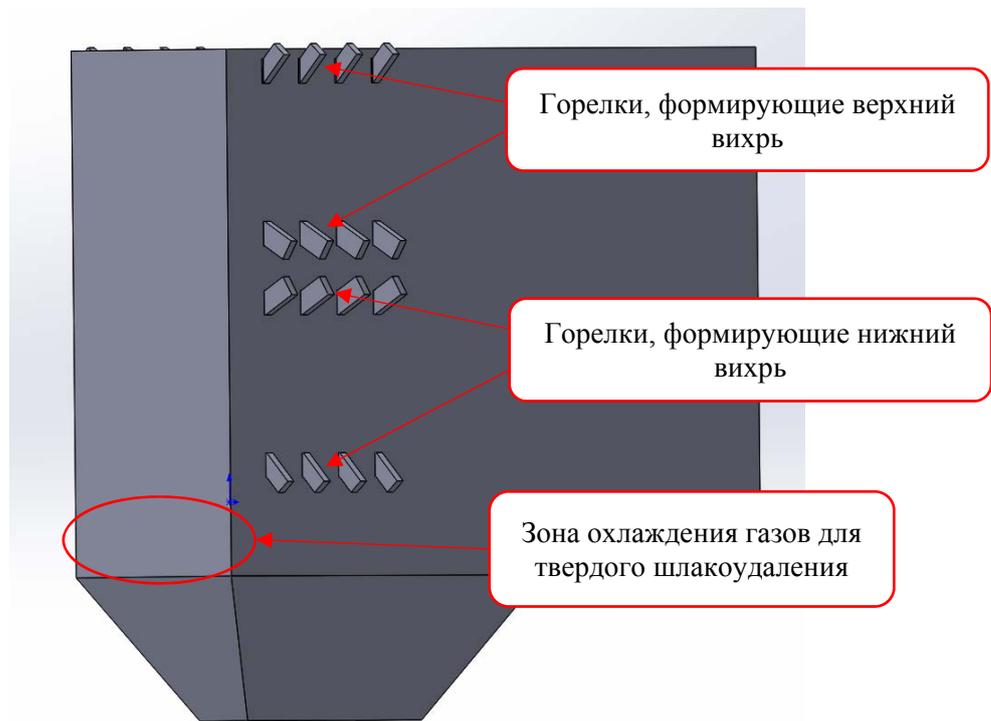


Рисунок 3.45 – Расчетная 3-D модель конструктивного профиля горизонтальной топки прямоугольного сечения

Для получения предварительной аэродинамической картины в разработанном конструктивном профиле топки и проверки возможности формирования устойчивого двухвихревого течения было проведено несколько серий численных экспериментов в программном комплексе Ansys CFX.

Первая серия экспериментов включала в себя аэродинамическую продувку модели. Рабочей средой в численном эксперименте был выбран атмосферный воздух, что позволяет сопоставлять расчетные и экспериментальные данные. Вторая серия экспериментов включает в себя аэродинамическую продувку с включением движения твердых частиц. Третья серия экспериментов посвящена изучению аэродинамики при сжигании топлива в разработанной топке котла.

При выполнении первой серии численных экспериментов в качестве граничных условий задавался расход рабочей среды, соответствующий (в масштабе) расходу движущихся газов в полноразмерном котле. Была выбрана $k-\epsilon$ модель турбулентности со стандартной пристеночной функцией. Стенки модели изотермичны. На выходе из модели задавалось статическое давление.

Так как котельный агрегат должен обеспечивать разгрузки до 50 % от номинальной тепловой мощности, структура течения должна быть устойчивой не только в базовом режиме нагрузки, но и во всем диапазоне изменения паропроизводительности котла, поэтому для проверки работоспособности конструктивного профиля было проведено три численных эксперимента, отличающихся расходом рабочей среды: 100, 75 и 50 % базового расхода. Заданные для расчета граничные условия представлены в таблице 3.8.

Таблица 3.8 – Граничные условия и результаты численного эксперимента по воздушной продувке топочной камеры горизонтального типа

Параметры расчета	Численный эксперимент №1	Численный эксперимент №2	Численный эксперимент №3
Граничные условия на входе			
Расход воздуха	0,750 кг/с	0,563 кг/с	0,375 кг/с
Температура воздуха	25 °С	25 °С	25 °С
Плотность воздуха	1,184 кг/м ³	1,184 кг/м ³	1,184 кг/м ³
Вязкость воздуха м ² /с × 10 ⁶	15,6	15,6	15,6
Граничные условия на выходе			
Статическое давление, кПа	101,325	101,325	101,325
Результаты			
Скорость воздуха на выходе из горелок	26 м/с	19 м/с	13 м/с
Перепад давления в топке	0,41 кПа	0,23 кПа	0,1 кПа

Результаты численного эксперимента представлены на рисунках с 3.46 по 3.48.

Результаты численного эксперимента подтверждают формирование двух кольцевых вихрей, расположенных друг над другом, во всем диапазоне расходов рабочей среды. Отчетливо видна область с низкой скоростью газов, разделяющая верхний и нижний вихри, что свидетельствует об отсутствии передачи импульса, а значит и влияния кольцевых течений друг на друга в зоне активного горения. В холодной воронке отсутствуют значительные вторичные вихри, основная его часть движется в сечении топки, достаточно полно и равномерно заполняя ее.

После выхода потока из зоны активного горения, когда происходит значительное раскрытие вихрей, верхний вихрь несколько «поддавливает» нижний, в результате чего тот распадается. Однако устойчивое вихревое течение необходимо прежде всего в зоне активного горения, а после выхода из нее нет большой опасности интенсивного шлакования труб в силу сниженных скоростей и температур.

Косвенно об эффективности шлакоудаления можно судить по траекториям движения твердых частиц и оценить количество частиц путем численного моделирования. Поэтому вторая серия численных экспериментов была посвящена аэродинамической продувке с включенными твердыми частицами. Условия проведения расчета были аналогичны условиям численного эксперимента № 1, при этом были введены дополнительные параметры: расход твердых частиц задавался на уровне 0,1 кг/с, диаметр частиц 30 мкм, коэффициент упругости 0,5, плотность 720 кг/м³.

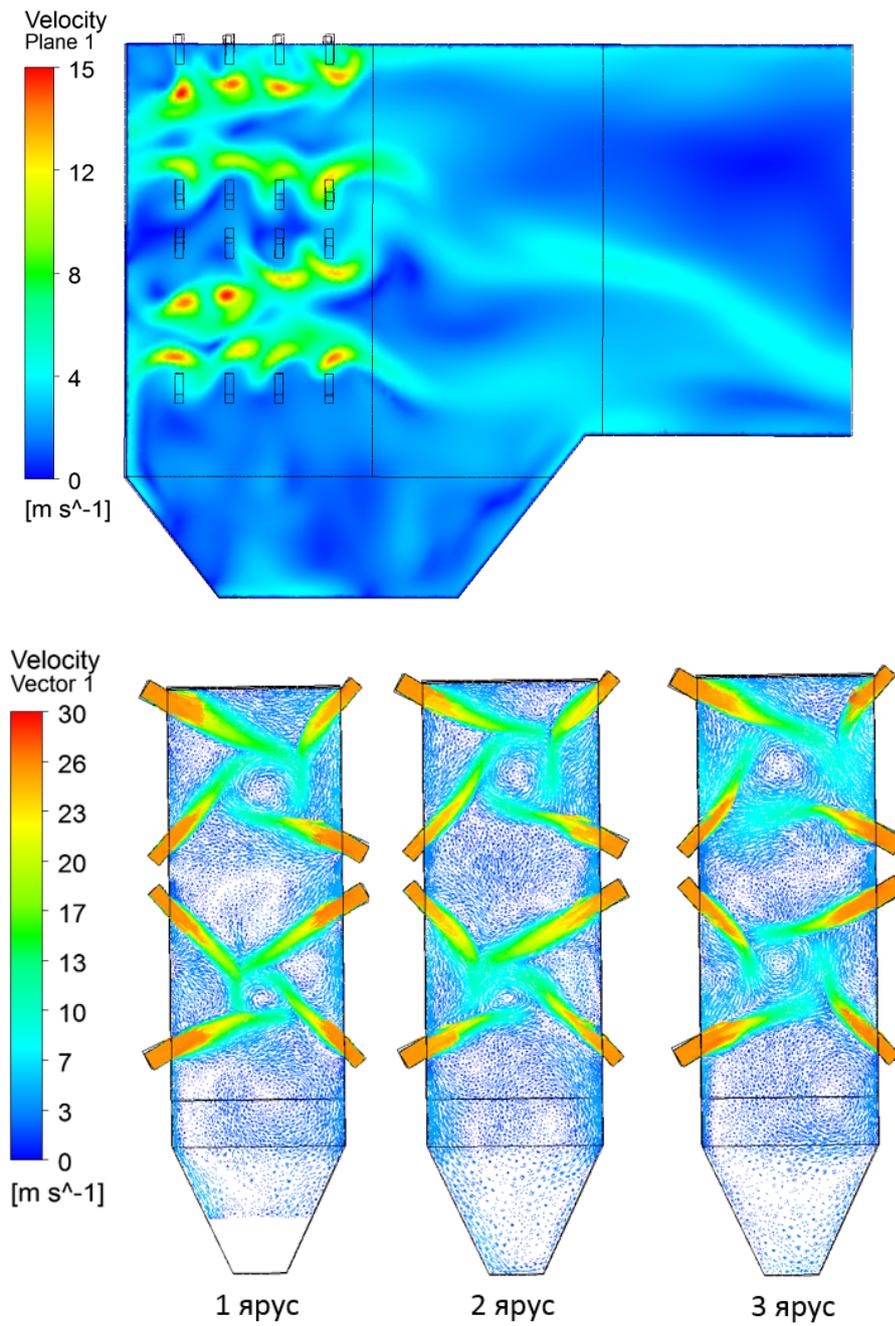


Рисунок 3.46 – Поле скоростей в продольном сечении и вектора скорости воздушного потока на срезах ярусов горелок (100 % от номинального расхода)

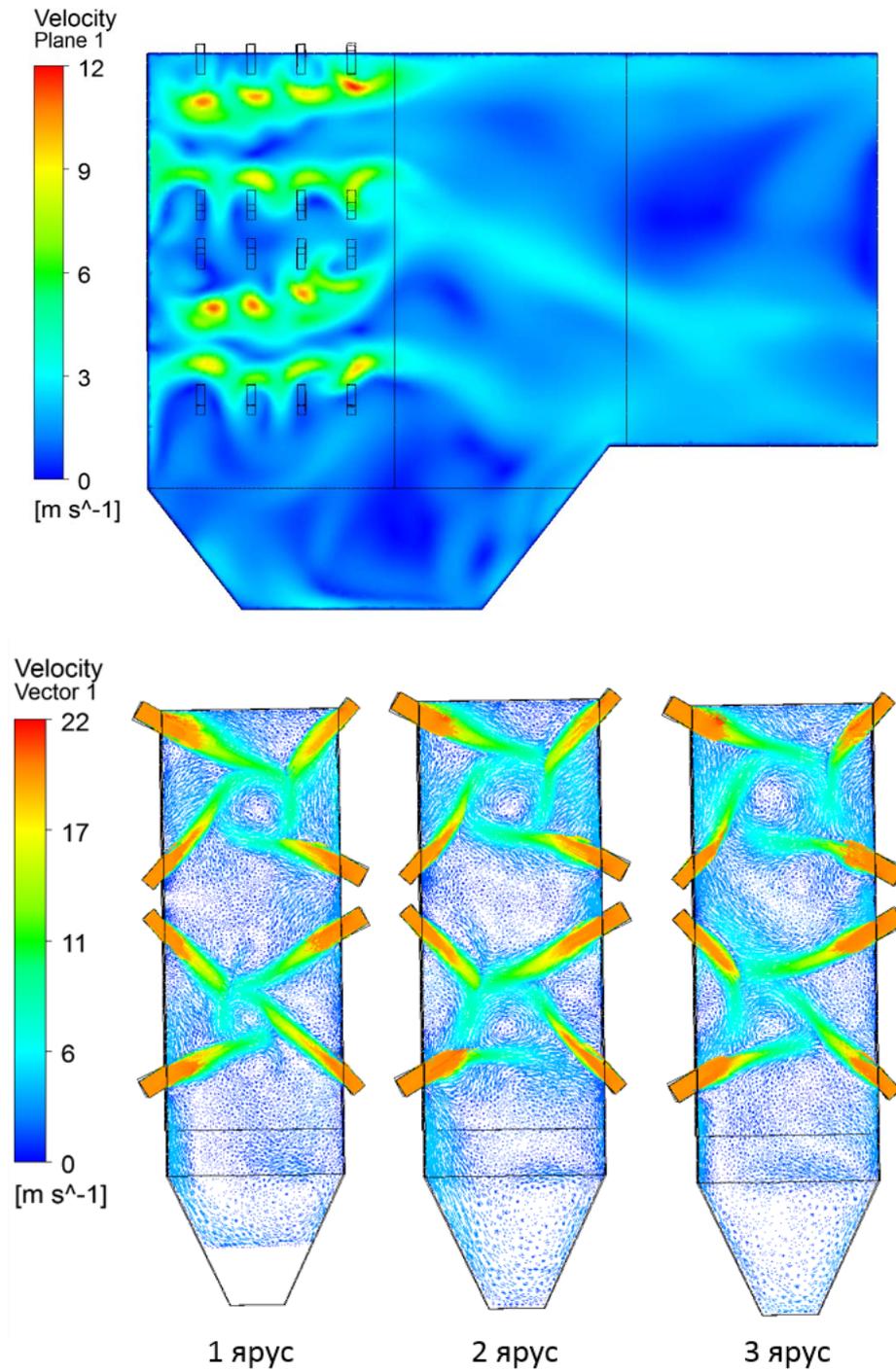


Рисунок 3.47 – Поле скоростей в продольном сечении и вектора скорости воздушного потока на срезах ярусов горелок (75 % от номинального расхода)

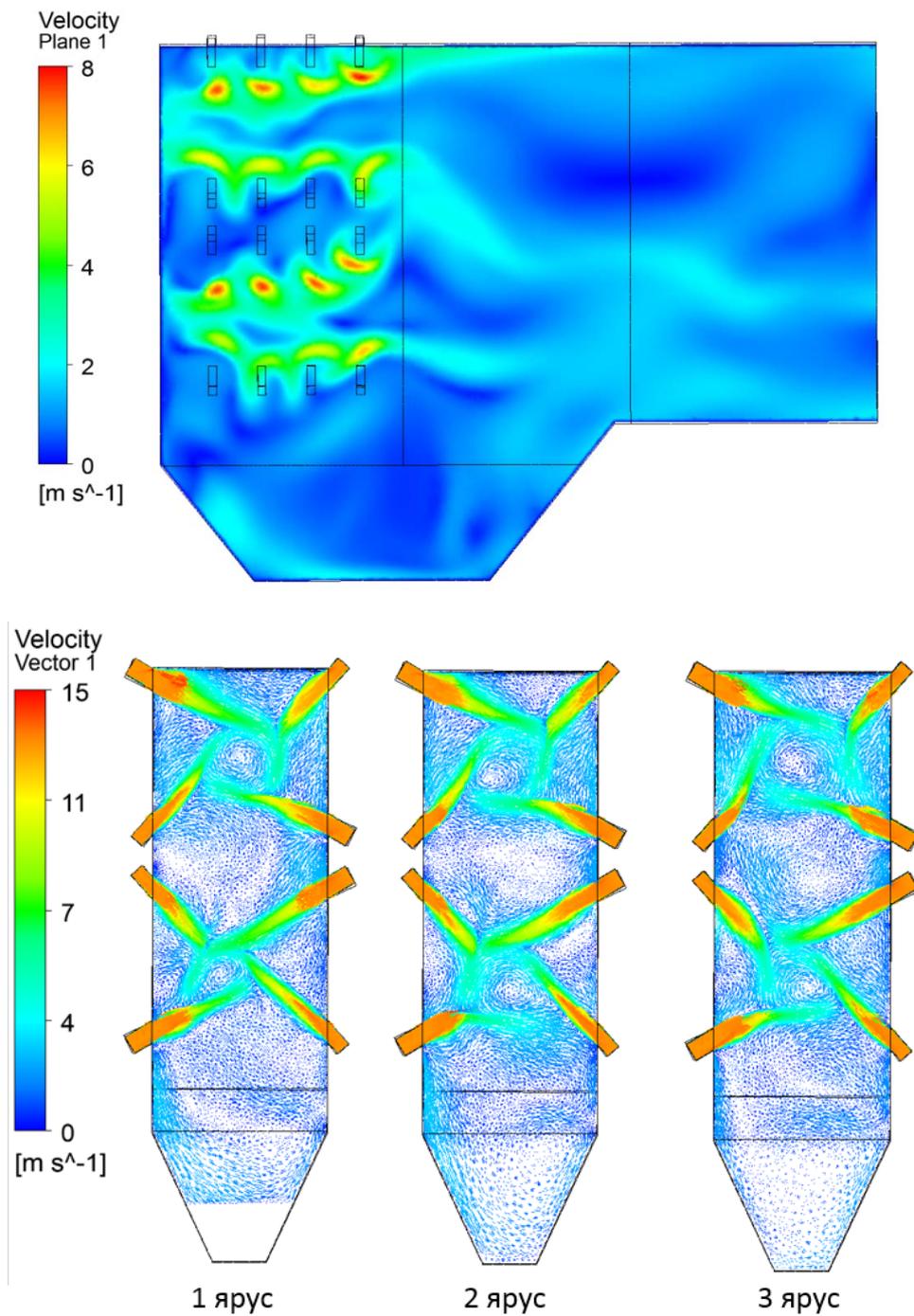


Рисунок 3.48 – Поле скоростей в продольном сечении и вектора скорости воздушного потока на срезах ярусов горелок (50 % от номинального расхода)

Результаты численного моделирования представлены на рисунках 3.49-3.50.

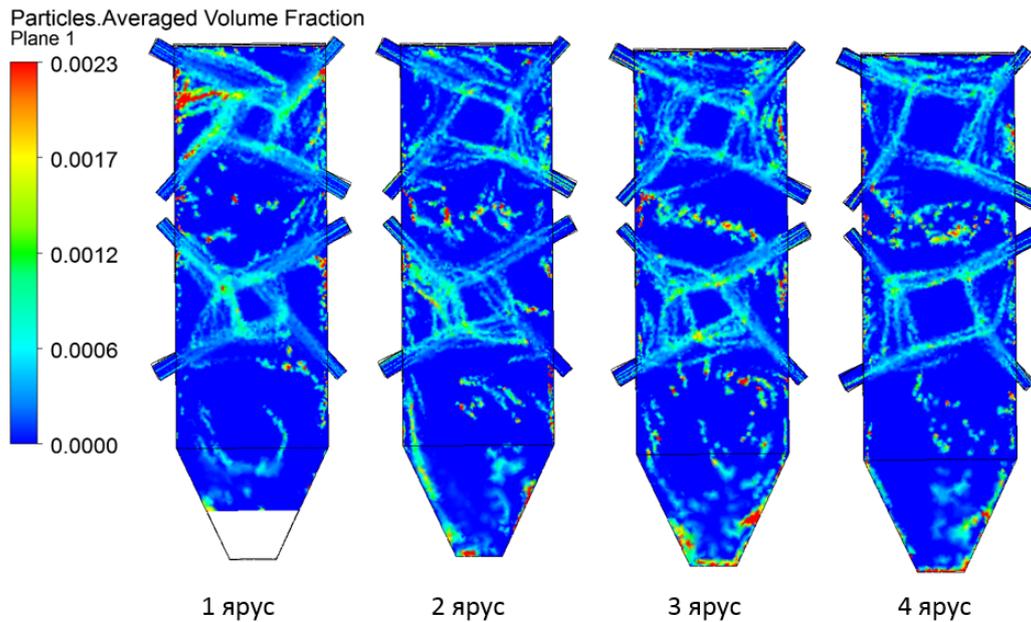


Рисунок 3.49 – Объемная доля твердых частиц по ярусам на срезах горелок

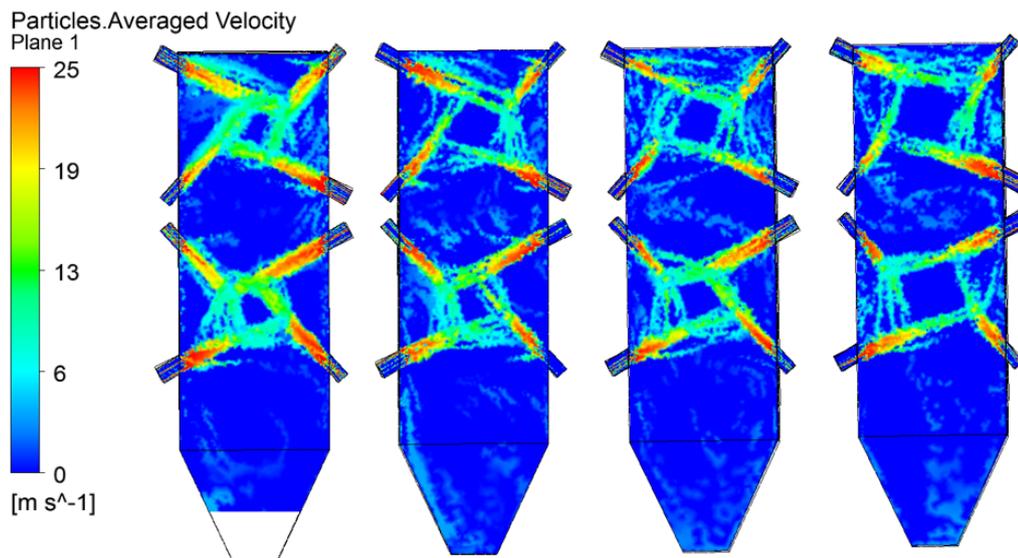


Рисунок 3.50 – Эпюра скорости движения твердых частиц в поперечных сечениях топки по различным ярусам

Результаты расчетов с включением в поток твердых частиц показывают, что основная масса частиц, выходя из горелок вовлекается в кольцевой вихрь, где располагается основная зона горения топлива. Траектории движения частиц в целом повторяют траектории движения воздушных потоков. При переходе от яруса к ярусу диаметр окружности, по которой вращаются частицы, увеличивается и происходит некоторое раскрытие вихря вследствие того, что поток из последующих горелок вовлекается в движение вокруг предыдущего. На рисунке 3.49 видны скопления частиц в области холодной воронки. Однако следует заметить, что после выхода из

горелок основная масса частиц попадает в область кольцевых вихрей, где в реальном котельном агрегате происходит их выгорание, что в данном численном эксперименте не учитывается. Частицы неизменного диаметра при раскрытии вихрей будут выпадать из кольцевого течения. Исходя из отсутствия следов заброса значительной части твердых частиц в холодную воронку непосредственно после выхода из горелок следует, что в данной конструкции топки не будет высоких значений потерь, связанных с механическим недожогом топлива и его выпадением в холодные воронки.

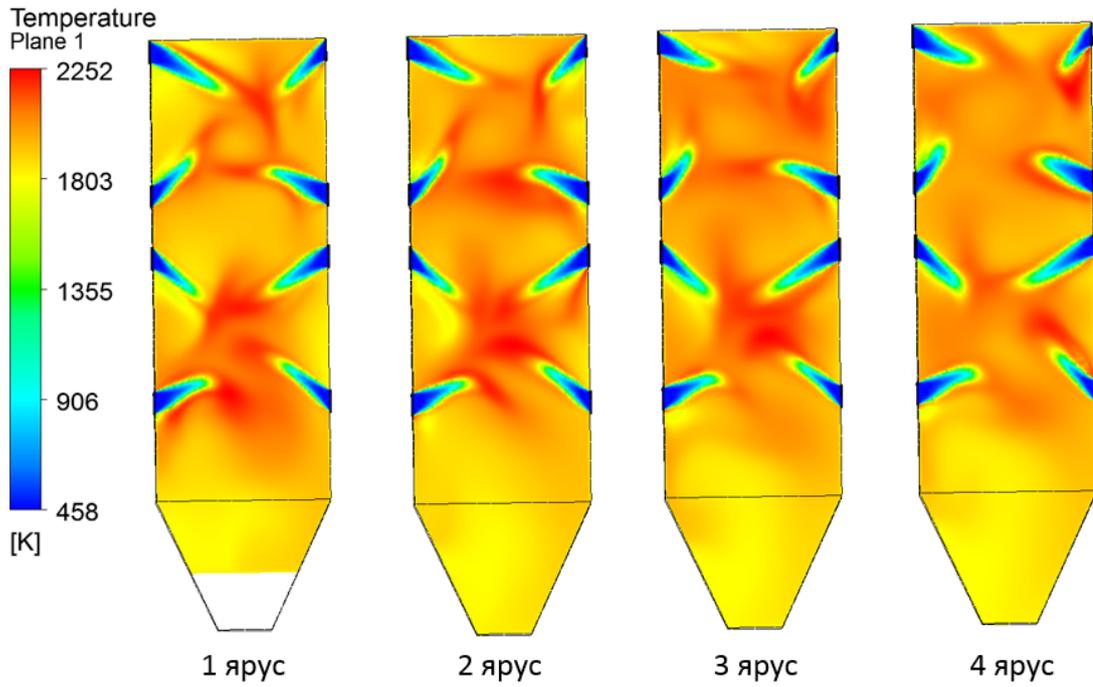
В целом проведенные численные эксперименты по воздушным продувкам модели подтвердили формирование двух устойчивых вихрей, расположенных друг над другом, и обеспечение устойчивой аэродинамики топочного пространства. Одна продольная холодная воронка позволяет организовать эффективное шлакоудаление, не нарушая структуру течения и не создавая дополнительного аэродинамического сопротивления в тракте котла.

Численные исследования аэродинамики подтверждают качественно картину течения среды в тракте котла, однако в реальном котельном агрегате в топке протекают сложные химические реакции горения. В химически реагирующем потоке под влиянием конвекции, химических реакций, молекулярного переноса и излучения скорость потока, давление, плотность и температура существенно меняются [274]. Данные изменения, безусловно, оказывают влияние на аэродинамику в топке, а значит необходимо провести проверку устойчивости аэродинамической картины в процессе горения топлива.

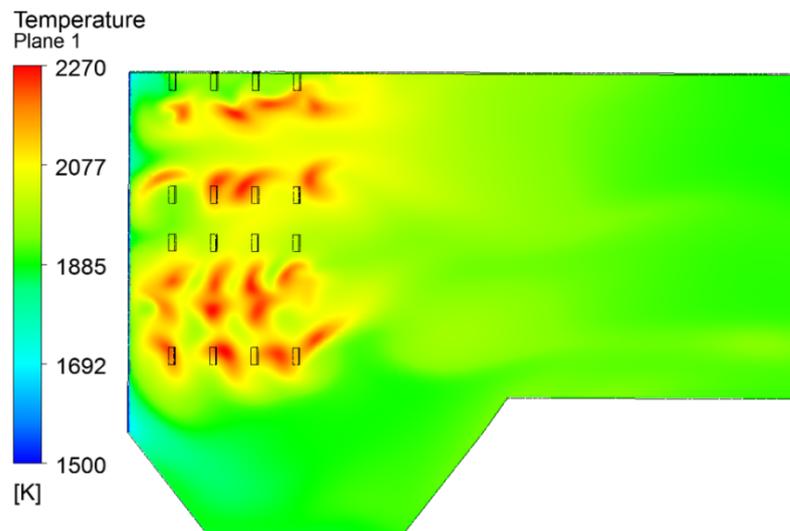
Моделирование проводилось в программном комплексе Ansys CFX с использованием k- ϵ модели турбулентности со стандартной пристеночной функцией. Скорость химической реакции горения одновременно ограничивалась как скоростью турбулентного смешения компонентов, так и уравнением Аррениуса, для этого использовалась комбинированная модель *Finit Rate Chemistry and Eddi Dissipation*. Температура воздуха при подаче в топку составила 200 °С.

В связи с тем, что основной целью эксперимента прежде всего является изучение аэродинамики факела и структуры течения газов приняты следующие допущения: стены топки задавались изотермичными, а сопряженная задача теплообмена между газами и топочными экранами не рассматривалась, так как процесс теплообмена не оказывает существенного влияния на аэродинамическую картину в топке при рассмотрении короткого участка.

Подача топлива и воздуха в модель осуществлялась с помощью прямоточной горелки, разделенной на два канала: канал аэросмеси, в который подаются 30 % всего необходимого воздуха на горение, и канал вторичного воздуха, куда подаются остальные 70 %. Результаты численного эксперимента показаны на рисунках 3.51 и 3.52.



а) в поперечном сечении на срезе ярусов горелок



б) в продольном сечении

Рисунок 3.51 – Поля температур в прямоугольной двухвихревой топке

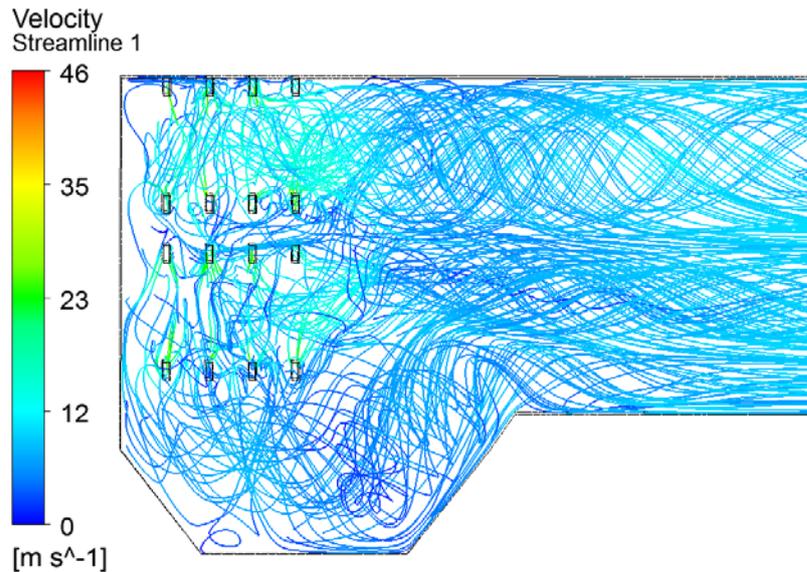


Рисунок 3.52 – Линии тока в продольном направлении

На представленных рисунках видно, что результаты численного моделирования подтвердили формирование устойчивой аэродинамической картины в разработанном конструктивном профиле топки. Фронт горения топлива располагается в пределах кольцевых вихрей, которые несколько расширяются при переходе от яруса к ярусу горелок, при этом существенных набросов факела на стены топки в ее сечении не наблюдается.

Выходя из зоны активного горения, поток сохраняет равномерное вращательно-поступательное движение и полностью заполняет сечение топки, что свидетельствует о равномерном распределении теплового потока по сечению топки.

Результаты моделирования многочисленных вариантов конструктивного исполнения топочного устройства котельного агрегата показали, что двухвихревая топка прямоугольного сечения позволяет организовать тангенциальный подвод топливовоздушной смеси, благодаря которому в топке формируется устойчивая аэродинамическая картина, обеспечивающая эффективное сжигание топлива, защиту топочных экранов от чрезмерного зашлаковывания и равномерное распределение теплового потока по сечению топки. Горелочные устройства, расположенные на боковых стенах топки, доступны для обслуживания. Конструкция холодной воронки позволяет организовать эффективное шлакоудаление, не нарушая аэродинамику топки, а размещение нижней амбразуры горелок на рекомендуемом расстоянии от начала ската холодных воронок позволяет горячим газам охладиться для обеспечения твердого шлакоудаления.

Для подтверждения результатов проведенных численных исследований были разработаны масштабные модели топочных камер рассматриваемых вариантов (рисунок 3.53) и выполнены физические эксперименты по их аэродинамической продувке. Совокупные результаты прове-

денных расчетов и экспериментов позволили сделать выводы о работоспособности разработанной конструкции топки горизонтального котла.



Рисунок 3.53 – Модели горизонтальных топок

Физический эксперимент подтвердил формирование двух устойчивых кольцевых вихрей в зоне активного горения топлива и исключение прямого высокоскоростного динамического воздействия топливных струй на противоположные стены топки в диапазоне расходов рабочей среды от 50 до 100 % от номинального значения. После выхода из горелок струи движутся под углом, равным углу наклона горелок к вертикальной оси. Ближе к центру топки, в точке касания к условной окружности, они сталкиваются, формируя замкнутые кольцевые вихри, после чего начинается их плавное расширение по мере развития течения в продольном направлении. В продольном направлении диаметр вихрей увеличивается вследствие вовлечения в поток струй от последующих ярусов горелок, что соотносится с результатами численного моделирования.

Основные характеристики разработанных конструктивных профилей котла с УСКП приведены в таблице 3.9.

Таблица 3.9 – Характеристики разработанных конструктивных профилей котла с УСКП

Характеристика	Значение	
	Топка квадратного сечения	Двухвихревая призматическая топка
форма сечения топки	квадрат со стороной 18 м	прямоугольник со сторонами 12 и 31 м
высота топки (без учета холодных воронок), м	18	31
количество горелочных устройств	36	32
число ярусов горелок	6	4
расположение горелочных устройств	на четырех стенах топки	на двух боковых стенах топки
шлакоудаление	две продольных холодные воронки	одна продольная холодная воронка

1) Аэродинамические характеристики

Аэродинамика в топке является одной из важнейших характеристик для котельного агрегата. Устойчивое горение топлива, шлакование топочных экранов, распределение тепловых потоков на топочные экраны и теплообмен в конвективных поверхностях нагрева – все это в большой степени зависит от аэродинамических характеристик конструктивного профиля топки.

Численные и физические экспериментальные исследования показали, что оба конструктивных профиля обладают высокими аэродинамическими характеристиками. Организация подвода топлива и конструкция топочных камер формируют устойчивые кольцевые вихри, что обеспечивает устойчивое горение и защиту стен топки от налипания шлака. Структура течения газов после выхода из зоны горения способствует равномерному распределению тепловых потоков.

2) Расположение горелочных устройств

В процессе эксплуатации реального котельного агрегата важно, чтобы основные его узлы были доступны для подвода необходимых коммуникаций, а также для обслуживания и ремонта. Одним из существенных недостатков квадратной топки является размещение горелок на всех четырех стенах топки, что значительно усложняет систему пылевоздухопроводов. Особенно это касается нижнего ряда горелок, в этом случае коммуникации необходимо подводить либо снизу или в обход холодных воронок. Также данные горелки будут труднодоступны для обслуживающего персонала. Размещение горелочных устройств на боковых стенах двухвихревой топки обладает явным преимуществом с данной точки зрения. Нет необходимости в сложных системах пыле-воздухопроводов. В целом система подвода топлива не будет существенно отличаться от систем с традиционными компоновками котлов. Все горелочные устройства легкодоступны для обслуживания и ремонтов.

3) Длина паропроводов

Основной целью создания горизонтальной топки котельного агрегата является снижение протяженности главных паропроводов пара. Наибольшим преимуществом обладает тот конструктивный профиль, высота которого меньше. Высота двухвихревой топки на 13 м больше варианта топки квадратного сечения. Однако выходные коллекторы последних ступеней высокотемпературных пароперегревателей можно располагать не только на крыше котла, поэтому протяженность паропроводов остается такой же.

Исходя из вышесказанного можно сделать вывод о том, что прямоугольная двухвихревая топка котла обладает рядом преимуществ по сравнению с топкой квадратного сечения.

Проведенные обширные исследования с применением методов математического и физического моделирования показали, что разработанный конструктивный профиль топки котла обеспечивает возможность формирования устойчивых кольцевых вихрей, способствующих защите экранных поверхностей и равномерному распределению тепловых потоков по сечению топки; обеспечивает беспрепятственный доступ к горелочным устройствам для их обслуживания; способствует эффективному твердому шлакоудалению и, несмотря на некоторое увеличение его высоты, позволяет значительно сократить длины паропроводов острого и вторичного пара.

3.4 Двухъярусный ЦНД повышенной пропускной способности – перспективный способ снижения металлоемкости турбоагрегата

Сокращение металлоемкости и повышение экономичности энергоустановки стоит осуществлять не только за счет совершенствования высокотемпературных элементов оборудования. Большие резервы скрыты в низкотемпературной части мощных паровых турбин, а именно в сокращении удельной металлоемкости и совершенствовании аэродинамики цилиндров низкого давления [113, 275-293]. Одним из перспективных способов повышения пропускной способности цилиндров низкого давления является переход к двухъярусным проточным частям. В качестве базового варианта для исследования был выбран двухпоточный двухъярусный ЦНД с пятью ступенями в каждом потоке [132].

Исследование возможных вариантов конструктивной реализации проточных частей цилиндров низкого давления повышенной пропускной способности проводилось совместно с Осиповым С.К. в соответствии с алгоритмом, приведенном на рисунке 3.54.

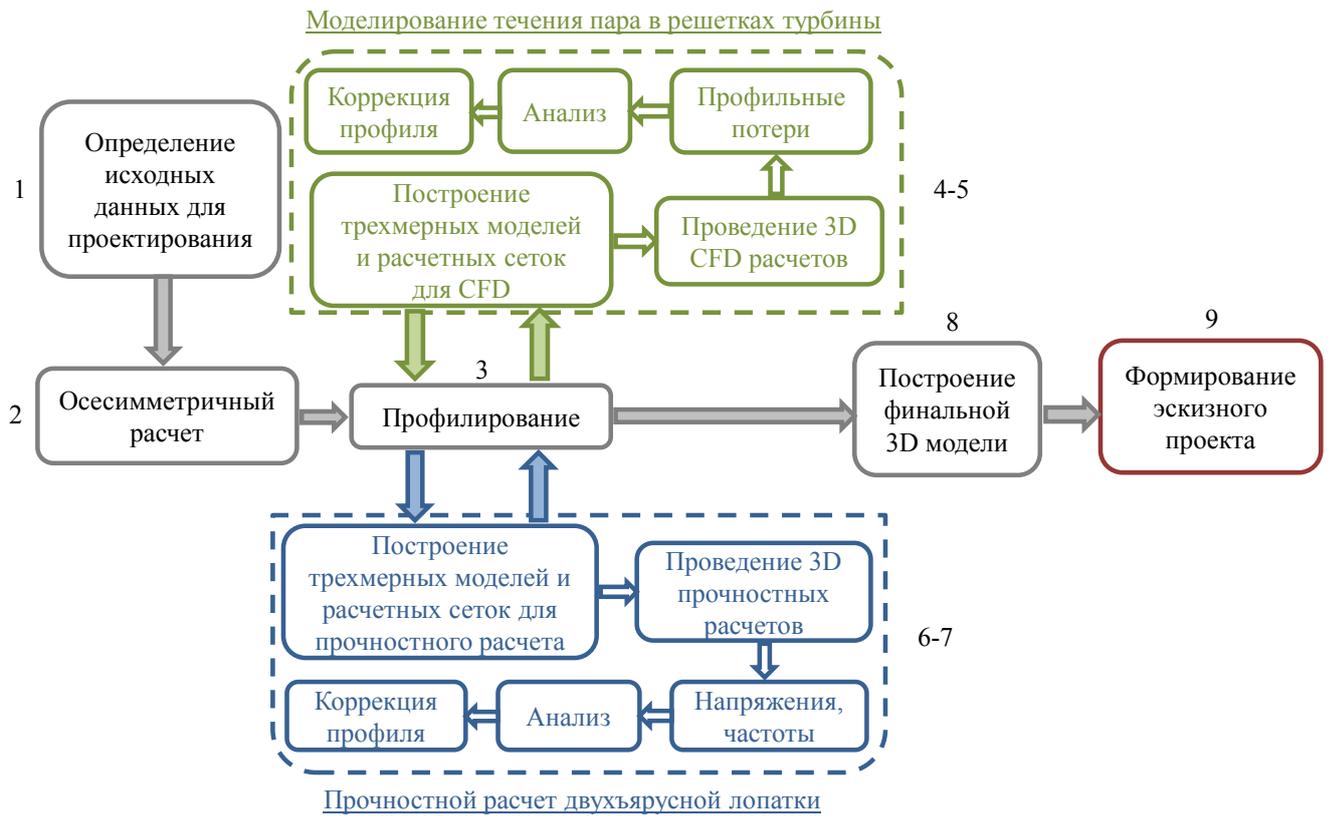


Рисунок 3.54 – Алгоритм исследования и разработки конструктивной схемы проточной части цилиндра низкого давления

На основе заданных исходных данных для проектирования, включающих расход и параметры пара на входе в цилиндр, количество и параметры отборов пара на регенерацию и давление в конденсаторе, осуществлены варианты осесимметричные расчеты, в результате которых определены предварительные значения аэродинамической эффективности, а также сформирован конструктивный облик проточной части. На основе полученных результатов осуществлен выбор перспективных вариантов для дальнейших исследований. С использованием полученных характеристик проточной части произведено предварительное профилирование лопаточного аппарата, результаты которого легли в основу построения пространственной модели проточной части и ее элементов и разработки расчетных моделей, обеспечивающих детальное моделирование течения пара в ключевых элементах цилиндра. Отдельный блок предлагаемого алгоритма предназначен для разработки расчетных моделей наиболее нагруженных деталей и проведения исследований их напряженно-деформированного состояния. На основе результатов аэродинамических и прочностных исследований осуществлено формирование предложений по наиболее эффективной реализации как проточной части ЦНД в целом, так и ее отдельных элементов.

Важным фактором, определяющим аэродинамическую эффективность проточной части, является количество ступеней в верхнем и нижнем ярусах. Изменение числа ступеней в верх-

нем ярусе при заданных начальных параметрах влияет на теплоперепад, срабатываемый каждой ступенью. При исследовании конструктивных схем принято допущение, что рассматриваемые конфигурации проточной части ЦНД имеют одинаковый корневой диаметр соответствующих ступеней верхнего яруса, так как периферийные диаметры ступеней и высоты лопаток нижнего яруса не изменялись. Таким образом, величина u/c_{ϕ} для ступеней второго яруса в первую очередь определяет их количество. Конструктивная схема проточной части, обеспечивающая более близкие к оптимальным значения отношения u/c_{ϕ} , является предпочтительной.

С целью выбора наилучшей, с точки зрения обеспечения высокого уровня аэродинамической эффективности, конструкции разработано и исследовано три варианта конструктивной реализации ЦНД с двухъярусной проточной частью, отличающихся схемой подвода рабочего тела. Проведено сравнение двухъярусных ЦНД с проточной частью с независимым подводом пара в ярусы при трех (Вариант 3) и четырех ступенях в верхнем ярусе (Вариант 2), а также с проточной частью с общей первой разделительной ступенью и тремя ступенями в верхнем ярусе (Вариант 1) [279].

Значения внутреннего КПД ступеней верхнего яруса при различной компоновке приведены на рисунке 3.55, а интегральный КПД всего цилиндра для рассмотренных вариантов представлен на рисунке 3.56.

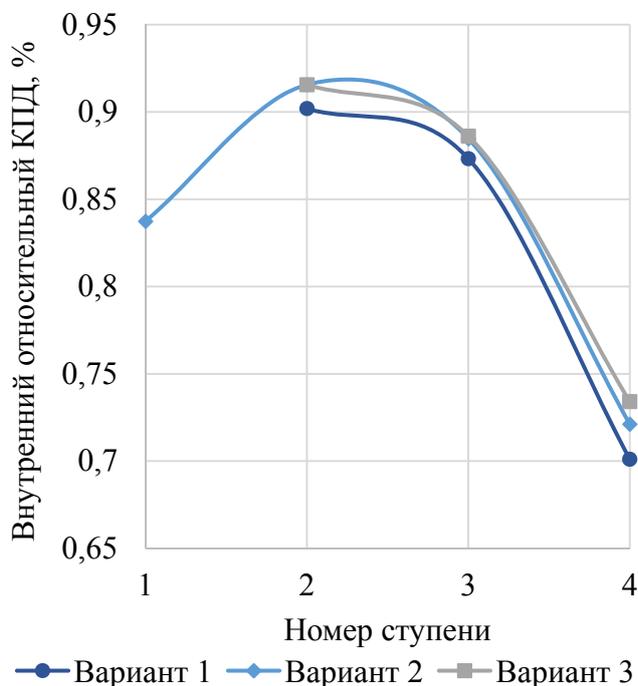


Рисунок 3.55 – Зависимости КПД ступеней верхнего яруса для различных конструктивных схем

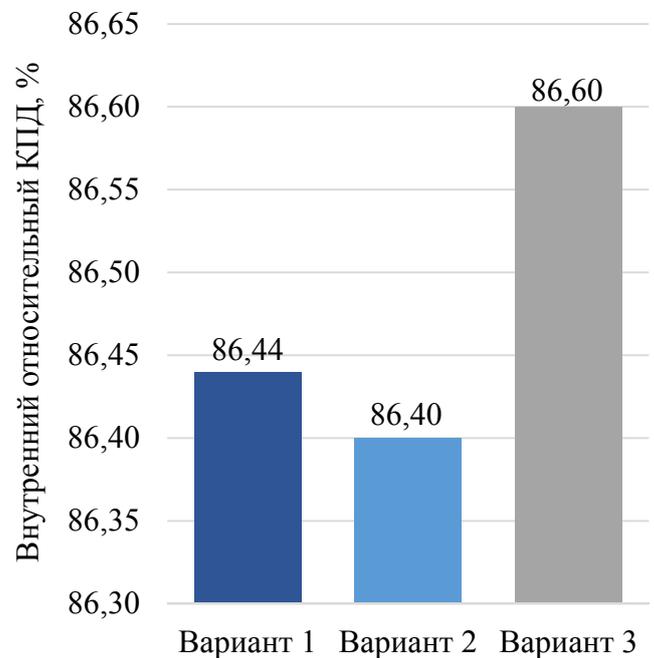


Рисунок 3.56 – Аэродинамическая эффективность вариантов конструктивной реализации двухъярусного ЦНД

Таким образом, в результате проведенных исследований установлено, что наиболее эффективной с аэродинамической точки зрения является компоновка с пятью ступенями в нижнем ярусе, с тремя ступенями в верхнем ярусе и независимым подводом пара в каждый ярус (КПД 86,6 %). Предлагаемая конструкция проточной части цилиндра (рисунок 3.57) позволяет увеличить пропускную способность на 45 % по сравнению с традиционным одноярусным исполнением с лопаткой последней ступени длиной 1200 мм.

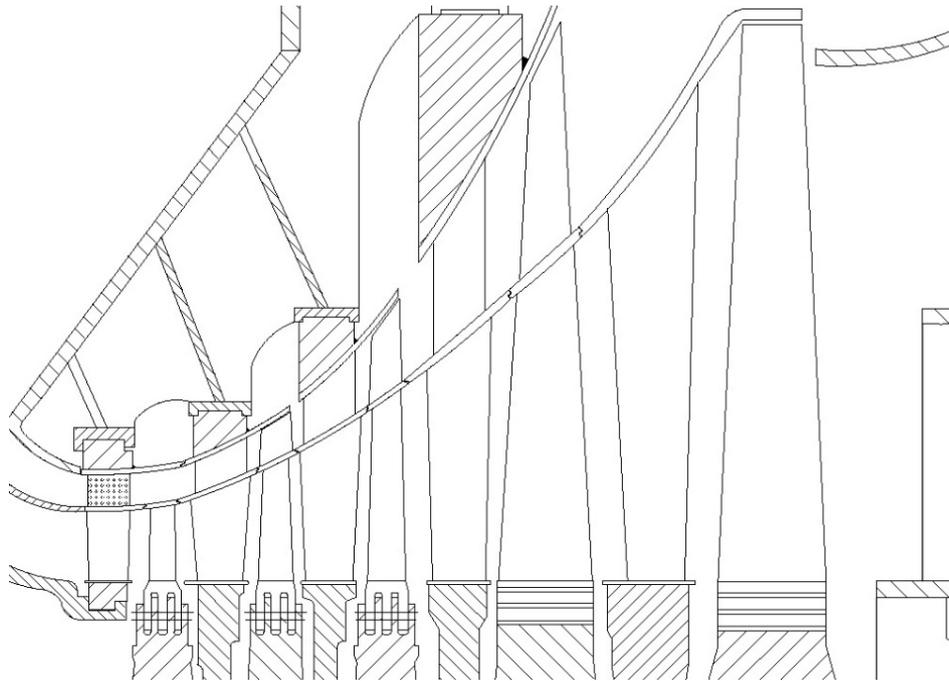


Рисунок 3.57 – Конструкция проточной части ЦНД с тремя ступенями в верхнем ярусе

Реализация предлагаемой конструкции с тремя ступенями в верхнем ярусе требует применения вместо традиционной диафрагмы первой ступени специальной диафрагмы, изображенной на рисунке 3.58 [285].

В нижнем ярусе диафрагмы между диском 1 и обводом 2 установлены сопловые лопатки первой ступени нижнего яруса 3. В верхнем ярусе между обводами 2 и 4 с угловым шагом, равным 5° , устанавливаются перфорированные ребра 5. Сопловые лопатки нижнего яруса и перфорированные ребра, установленные в верхнем ярусе диафрагмы, образуют неразборную жесткую конструкцию, имеющую горизонтальный разъем, как у диафрагм традиционной конструкции.

Совокупность установленных в верхнем ярусе перфорированных ребер представляет собой аэродинамический фильтр, обеспечивающий выравнивание поля скоростей и снижающий окружную неравномерность параметров потока пара на входе в сопловой аппарат первой ступени верхнего яруса цилиндра низкого давления. Конструкция аэродинамического фильтра

разработана с применением результатов исследований выравнивающих устройств [294-301]. Аэродинамический фильтр обладает малым аэродинамическим сопротивлением. Стоит отметить, что добавочные потери, возникающие в результате установки ребер, компенсируются последующим снижением потерь в проточной части верхнего яруса ЦНД, обусловленных неравномерным распределением скоростей в окружном направлении при традиционной схеме подвода пара.

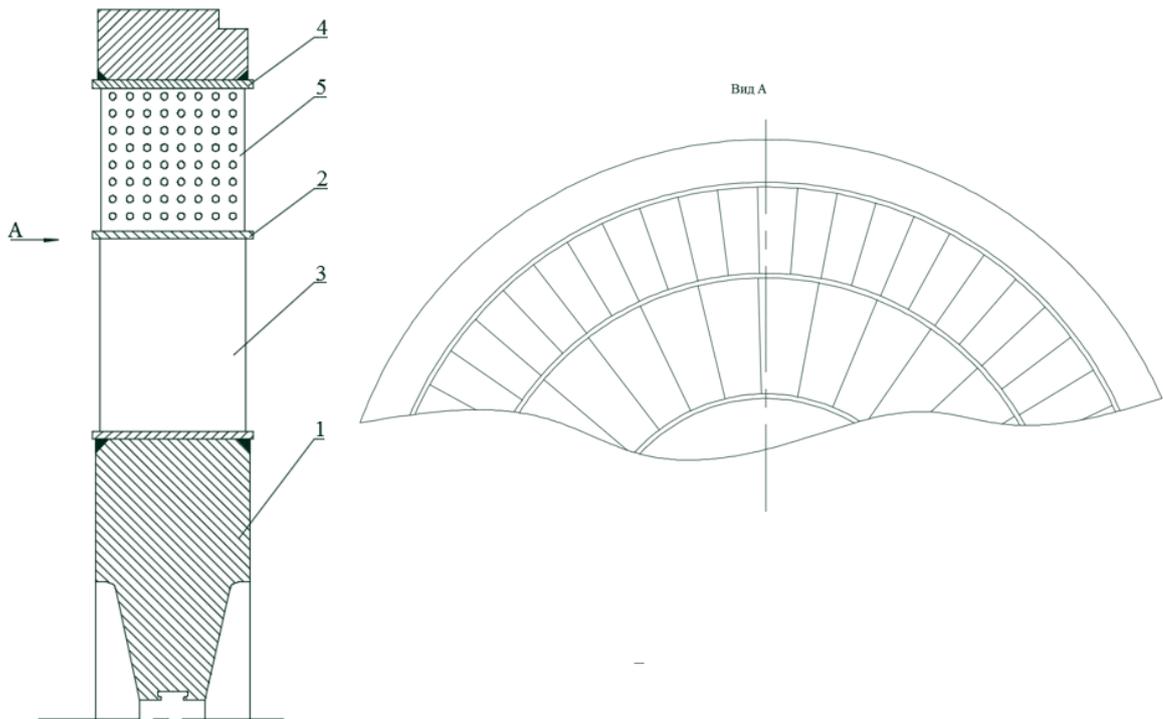


Рисунок 3.58 – Диафрагма первой ступени двухъярусного ЦНД

Основные характеристики ступеней нижнего яруса представлены в таблице 3.10, а верхнего – в таблице 3.11. Наличие трех ступеней в верхнем ярусе обеспечивает возможность реализации двух регенеративных отборов пара: после первой и второй ступеней.

Таблица 3.10 – Основные параметры нижнего яруса ЦНД с независимым подводом пара

	Ст. 1		Ст. 2		Ст. 3		Ст. 4		Ст. 5	
	С	Р	С	Р	С	Р	С	Р	С	Р
Сопловая/рабочая решетки										
Корневой диаметр, м	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8
Длина лопатки, м	0,15	0,16	0,20	0,25	0,32	0,39	0,51	0,68	1,1	1,2
Степень реактивности	0,38		0,43		0,43		0,53		0,7	
u/c_{ϕ}	0,63		0,67		0,69		0,79		0,74	
Внутренний относительный КПД	0,900835		0,917276		0,905547		0,876338		0,655948	

Таблица 3.11 – Основные параметры верхнего яруса ЦНД с независимым подводом пара

	Ст. 1		Ст. 2		Ст. 3	
	С	Р	С	Р	С	Р
Сопловая/рабочая решетки						
Корневой диаметр, м	2,2	2,3	2,44	2,58	2,82	3,16
Длина лопатки, м	0,072	0,082	0,120	0,160	0,275	0,400
Степень реактивности	0,28		0,42		0,61	
u/c_{ϕ}	0,63		0,65		0,7	
Внутренний относительный КПД	0,915959		0,886246		0,734717	

КПД нижнего яруса составил 87,3 %, КПД верхнего яруса – 83,9 %. Интегральный КПД цилиндра низкого давления с независимым подводом и использованием диафрагмы первой ступени специальной конструкции составил 86,6 %, при осреднении по расходу.

Основой для проектирования двухъярусного цилиндра является двухъярусная ступень, формируемая двухъярусными сопловыми и рабочими лопатками. Разрабатываемая проточная часть содержит три ступени в двухъярусном исполнении. В рамках исследования проведена конструктивная проработка и расчетные исследования одного из самых ответственных элементов проточной части ЦНД – двухъярусной «вилчатой» рабочей лопатки предпоследней ступени, являющейся самой длинной из двухъярусных рабочих лопаток и, соответственно, самой нагруженной.

Конструкция разработанной лопатки высотой 1155 мм изображена на рисунке 3.59 [282, 284]. Лопатка имеет единую неразборную конструкцию, разделенную поперечной перегородкой, на внешней поверхности которой располагаются две лопатки верхнего яруса.

Если выполнять двухъярусную лопатку с одинаковым числом профилей в обоих ярусах и выдерживать оптимальный относительный шаг $\approx 0,7$, хорда профиля на периферии в верхнем ярусе окажется большой, около 380-400 мм, что приведет к малым значениям относительной высоты. Снизить значение хорды при сохранении оптимального шага решетки удастся за счет увеличения числа профилей в верхнем ярусе. Рассмотрены два варианта: с двумя и тремя профилями в верхнем ярусе. В результате лучшие характеристики как аэродинамические, так и прочностные показал вариант с двумя профилями.

Общая длина двухъярусной лопатки в предпоследней ступени составляет 1155 мм, высота лопатки нижнего яруса по выходной кромке – 701 мм, а высота лопатки верхнего яруса – 434 мм. Прикорневая и периферийная хорда нижнего яруса равны 250 и 360 мм соответственно. Для профилей верхнего яруса хорда меняется не так сильно, значение в корне равно 130 мм, на периферии – 185 мм. Профилирование нижнего и верхнего ярусов проводилось по трем сечениям. Верхний ярус проектируется с большей степенью реакции и при большем значении параметра u/c_{ϕ} , чем нижний. Среднее значение u/c_{ϕ} для нижнего яруса равно 0,74, тогда как для верхнего – 0,78, что укладывается в диапазон оптимальных значений u/c_{ϕ} для высокореактивных ступеней (0,6-0,78). Результаты численного моделирования течения в двухъярусной лопат-

ке показали высокую аэродинамическую эффективность полученных профилей. Коэффициенты профильных потерь равны 3,7 % для нижнего и 2,9 % для верхнего яруса. При учете всех дополнительных потерь внутренний относительный КПД предпоследней ступени нижнего яруса составляет 87,6 %, а последней ступени верхнего яруса – 77 % (с учетом потерь с выходной скоростью).

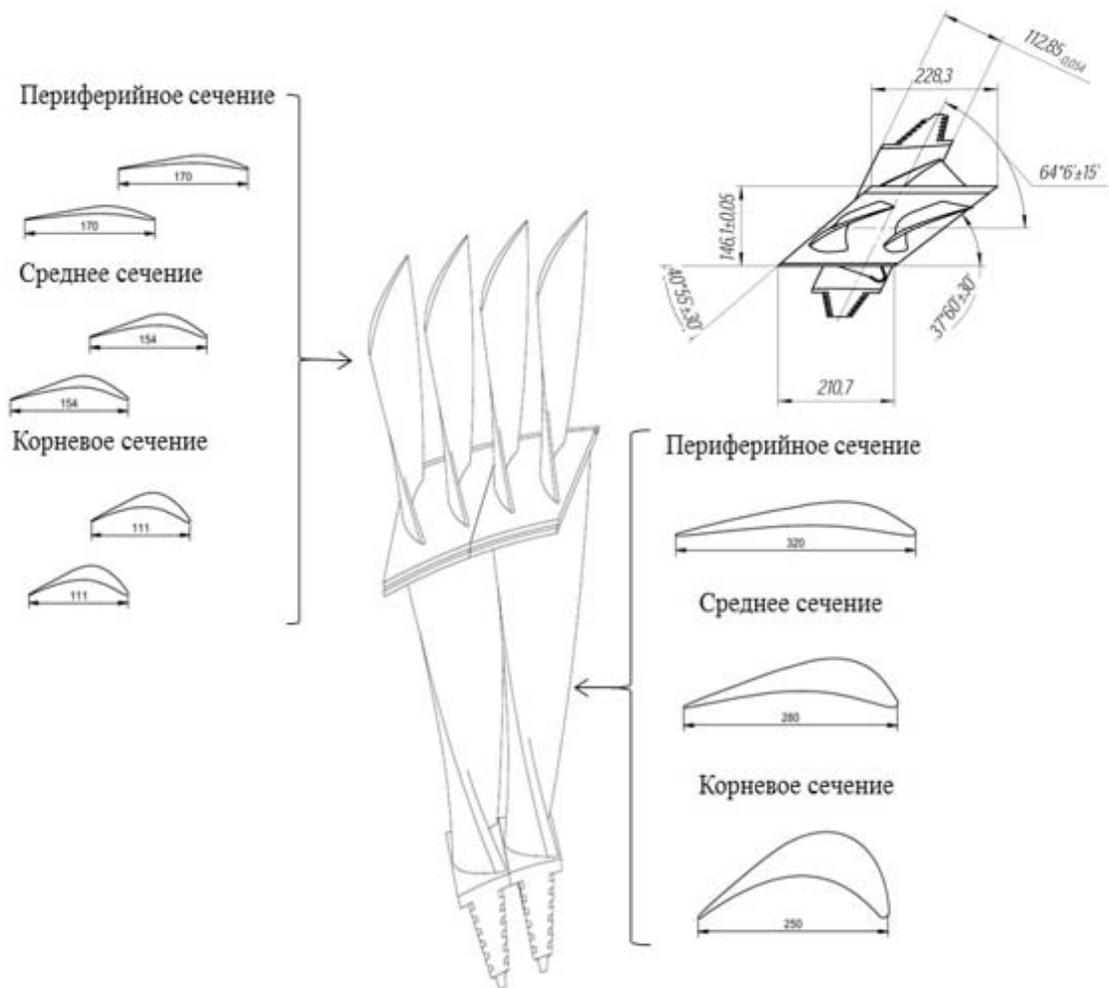


Рисунок 3.59 – Двухъярусная «вильчатая» рабочая лопатка

Расчеты в программном комплексе ANSYS Mechanical, предназначенном для расчета металлоконструкций методом конечных элементов, показали, что при изготовлении двухъярусной лопатки самого нагруженного рабочего колеса (колеса предпоследней ступени) из нержавеющей стали 20X13, предел прочности которой $\sigma_b = 710$ МПа, напряжения в опасных сечениях лопатки могут достигать 600-650 МПа. По этой причине необходим переход на более легкий и вместе с тем прочный сплав, например, титан. При изготовлении рабочего колеса из титана марки ВТ-6, предел прочности которого $\sigma_b = 1200$ МПа, напряжения в опасных зонах корневого сечения и межъярусной полки составляют всего 400-500 МПа, что обеспечивает почти трехкратный запас прочности (рисунок 3.60).

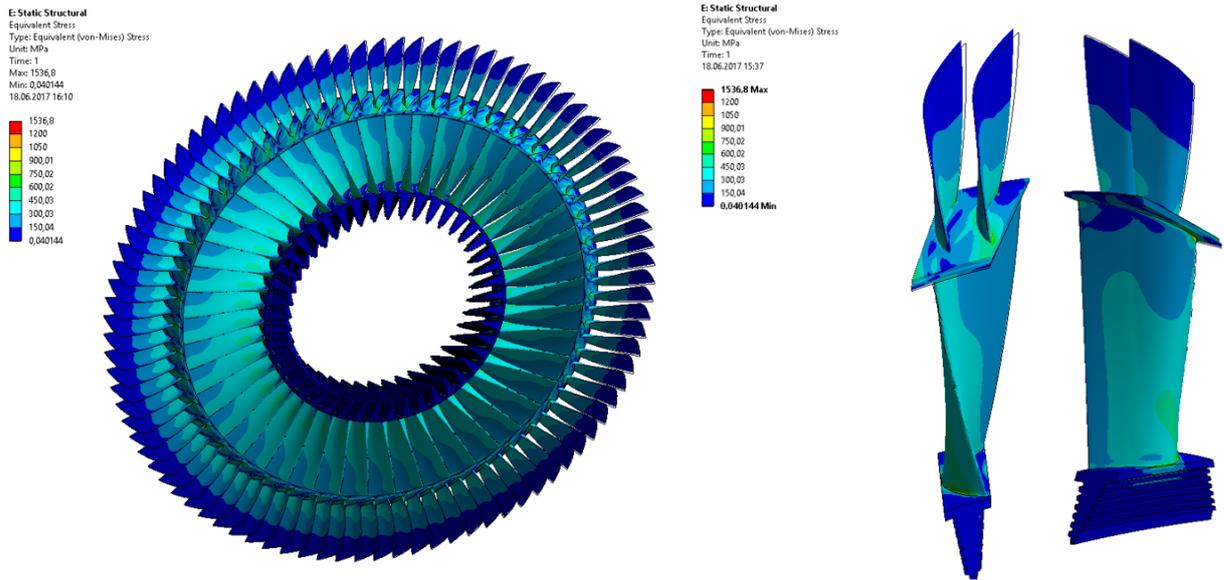


Рисунок 3.60 – Распределение напряжения в двухъярусной «вильчатой» лопатке под действием центробежных и аэродинамических сил

Надежность лопатки определяет также и вибрационное состояние, поэтому были проведены расчеты на определение ее собственных частот колебаний. Резонансные частоты двухъярусной рабочей лопатки показаны на Кемпбелл-диаграмме (рисунок 3.61).

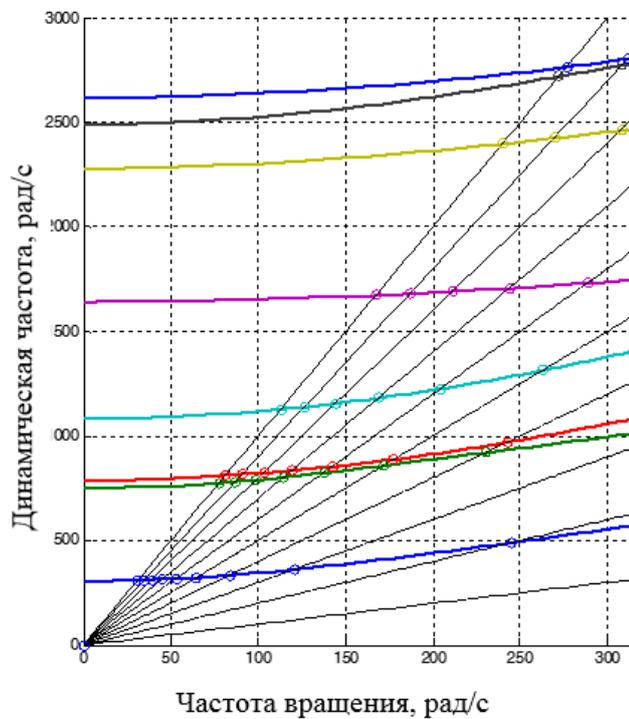


Рисунок 3.61 – Диаграмма Кэмпбелла для двухъярусной «вильчатой» рабочей лопатки

Нормы необходимого запаса между рабочей и резонансной частотой для обеспечения надежной работы лопаток и фактический запас от резонансных частот различной кратности для данной лопатки представлены в таблице 3.12. Анализируя результаты вибрационного анализа, можно сделать вывод, что вибрационная надежность двухъярусной рабочей лопатки обеспечена на достаточном уровне [280].

Таблица 3.12 – Сопоставление необходимого и фактического запаса по частотам собственных колебаний от частот возмущающих сил кратностью 2-6

Кратность	2	3	4	5	6
Необходимый запас, %	10	7	6	5	4
Фактический запас, %	92	8,6	10,9	39	49

Сложная конструктивная форма лопатки ставит вопрос о технологической возможности ее изготовления. Поэтому после разработки конструкции новой вильчатой лопатки были рассмотрены вопросы, связанные с возможной технологией ее производства. С целью подтверждения возможности изготовления «вильчатой» лопатки, рабочий чертеж которой представлен на рисунке 3.62, имеющей сложную геометрическую форму, были разработаны технологическая инструкция и управляющая программа для станка с ЧПУ, на основе которых изготовлен демонстрационный образец (рисунок 3.63).

В результате решения комплекса технологических задач экспериментально доказана технологическая возможность изготовления «вильчатой» лопатки: разработан технологический процесс, программа для станка с ЧПУ, изготовлен демонстрационный образец рабочей лопатки.

Конструктивная реализация двухъярусной проточной части позволяет осуществлять отбор пара на регенеративные подогреватели только из верхнего яруса, что приводит к увеличению относительного расхода пара, отбираемого от основного потока с 6-8 до 17-20%. Такая относительная величина отбора пара приводит к нарушению структуры потока в зоне отбора и снижению аэродинамической эффективности послеотборной ступени, обусловленного неравномерным входным полем скоростей. С целью исследования структуры потока в межступенчатом зазоре и установления влияния отбора на аэродинамическую эффективность проточной части была разработана расчетная модель. На основе проведенных с применением разработанной модели исследований установлено, что при отсутствии отбора пара поле параметров потока в межступенчатом зазоре является равномерным, внутренний относительный КПД предотборной ступени составляет $\eta_{oi} = 87 \%$, внутренний относительный КПД послеотборной ступени $\eta_{oi} = 85,9 \%$. В случае отбора пара возникает окружная неравномерность параметров потока в межступенчатом зазоре, которая не оказывает влияния на экономичность предотборной ступени (ее

КПД η_{oi} остался на том же уровне). При этом асимметрия основных параметров потока на входе послеотборной ступени привела к снижению ее экономичности до $\eta_{oi} = 76 \%$.

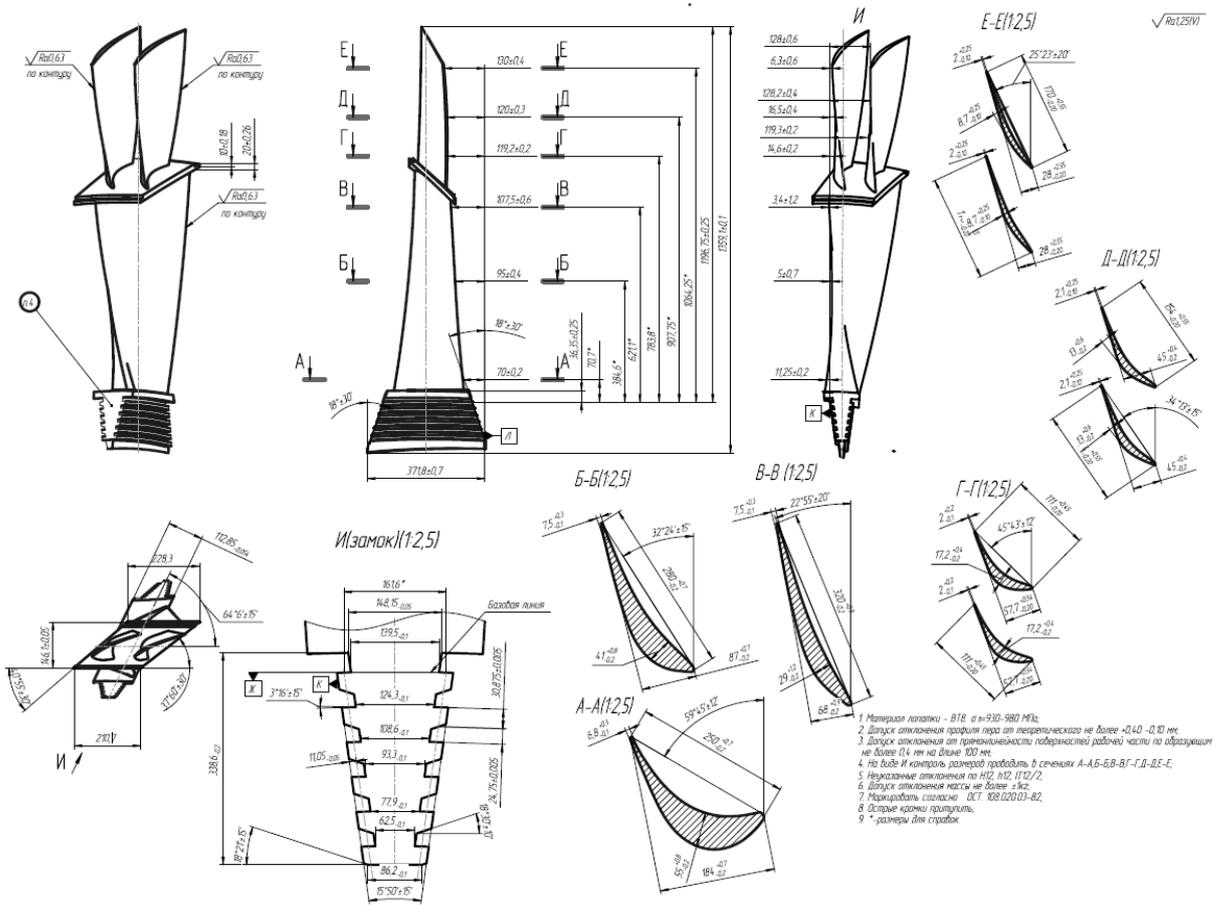


Рисунок 3.62 – Рабочий чертеж экспериментального образца «вилочной» рабочей лопатки

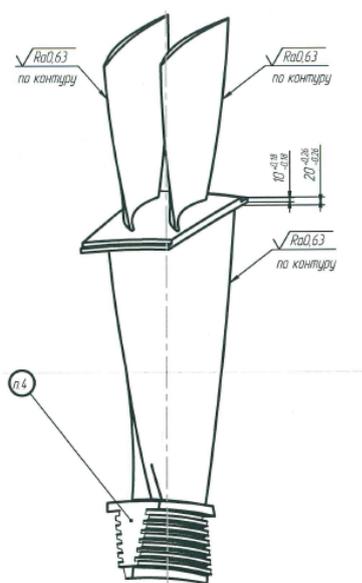


Рисунок 3.63 – Электронная модель и изготовленный на станке с ЧПУ демонстрационный образец «вилочной» рабочей лопатки

С целью нивелирования указанного эффекта и обеспечения высокого уровня аэродинамической эффективности верхнего яруса проточной части проведен комплекс расчетно-экспериментальных исследований, в ходе которых был разработан ряд усовершенствованных конструктивных схем организации отбора на регенерацию и установлено влияние конструкции отбора на аэродинамическую эффективность послеотборной ступени. На основе полученных результатов разработана модифицированная конструкция отборного отсека турбины [286, 287]. Снижение влияния отбора пара на аэродинамическую эффективность послеотборных ступеней верхнего яруса обеспечено за счет установки в межступенчатом зазоре аэродинамического отсека, позволяющего уменьшить неравномерность параметров потока. Установлено, что отсекающий, полностью перекрывающий осерадиальную отборную щель от области основного потока и конструктивно выполненный заодно с внешним обводом послеотборной ступени, обеспечивает минимальный уровень неравномерности (рисунок 3.64), снижая его на 7 % (с 10 до 3 %) по сравнению с отбором традиционной конструкции.

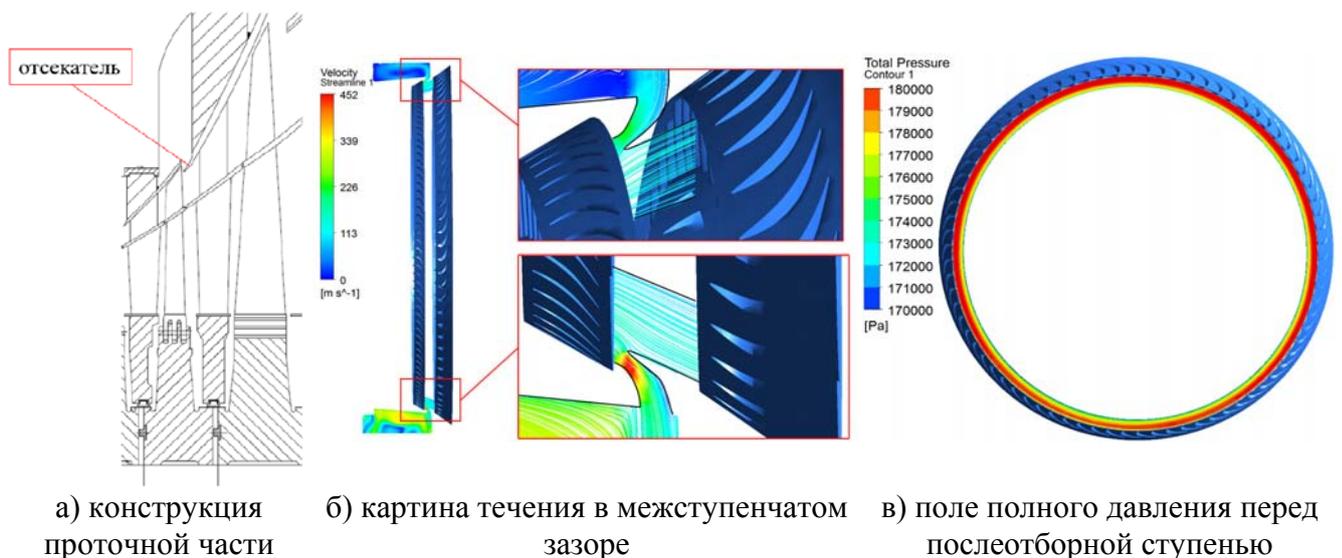


Рисунок 3.64 – Конструкция проточной части с аэродинамическим отсекателем и структура потока в межступенчатом зазоре

Уменьшение асимметрии параметров потока привело к сокращению потерь энергии и росту аэродинамической эффективности послеотборной ступени, КПД которой при установке отсекающего предложенной конструкции увеличился с 76% до 81%.

Для подтверждения эффективности нового способа организации отбора пара было проведено экспериментальное исследование масштабной модели межступенчатого пространства с сопловым аппаратом послеотборной ступени.

На рисунке 3.65 представлено распределение полного давления за послеотборной сопловой решеткой на среднем диаметре при двух величинах относительного отбора 17 и 20 %. Правая

ветвь кривой распределения получена зеркальным отражением левой. Видно, что неравномерность при величине расхода в отбор 20 % составляет почти 15 % от максимального значения полного давления за решеткой, при этом зона возмущенного отбором потока занимает достаточно большую часть окружности (240°).

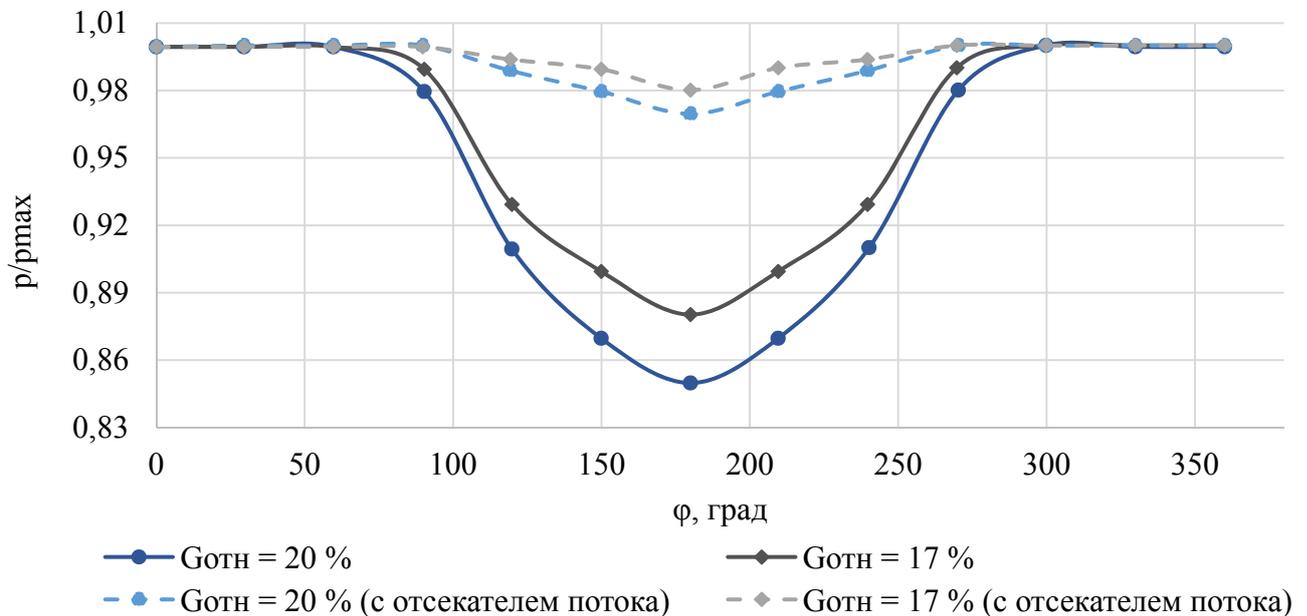


Рисунок 3.65 – Распределение относительного полного давления за сопловой решеткой при различных системах регенеративного отбора

Экспериментальные исследования модели новой системы регенеративного отбора из верхнего яруса двухъярусного ЦНД с помощью аэродинамического отсекателя были проведены в соответствии с той же программой испытаний, что и без отсекателя. На рисунке 3.65 представлено распределение полного давления за сопловым аппаратом при тех же величинах относительного отбора, что и в случае экспериментального исследования традиционной системы регенеративного отбора. Из приведенных данных видно, что при установке аэродинамического отсекателя окружная неравномерность при наибольшем значении отбора составляет 3 % от максимального значения полного давления за решеткой, что в 5 раз меньше неравномерности в случае традиционной системы регенеративного отбора. Таким образом, экспериментальные исследования подтверждают результаты численного моделирования системы регенеративного отбора в традиционном исполнении и свидетельствуют о том, что входная неравномерность потока сильно изменяет характер течения в межлопаточных каналах.

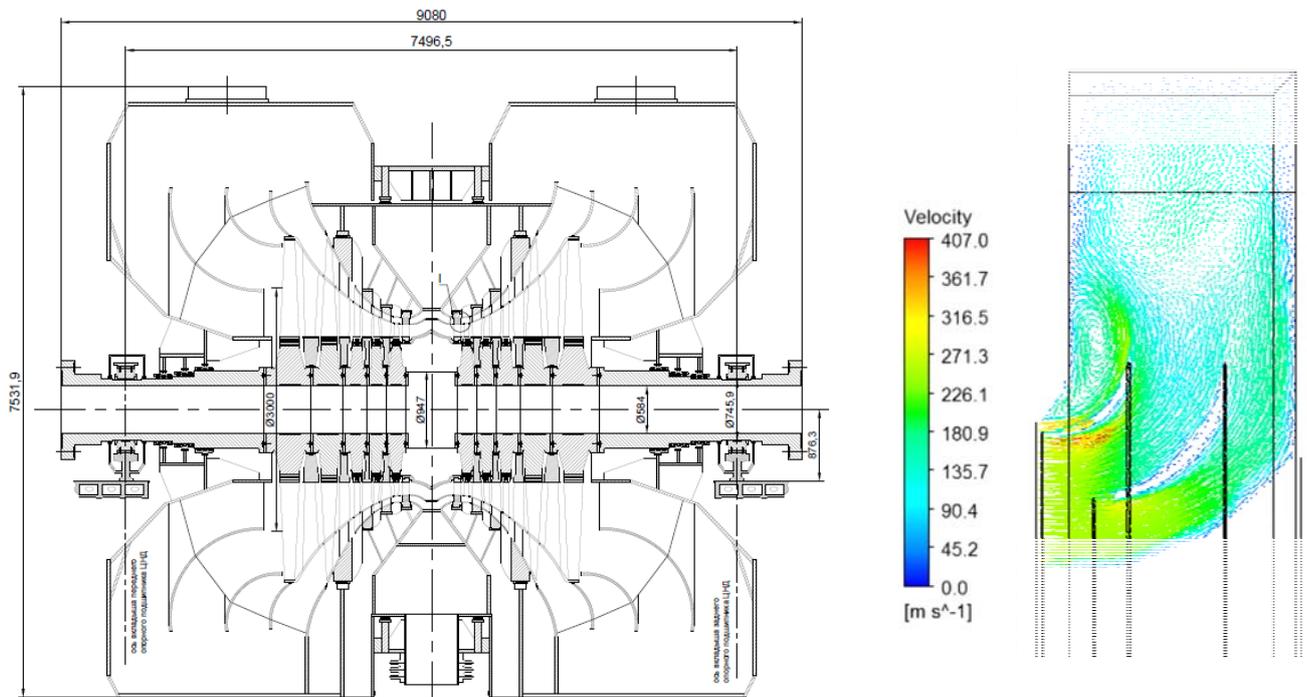
Применение двухъярусных проточных частей в цилиндрах низкого давления неминуемо приводит к необходимости создания новых решений для выхлопного патрубка, конструкция которого определяет как эффективность и надежность работы всей паровой турбины, так и га-

баритные размеры цилиндров. Этот факт связан с достижением предельных объемных расходов на выхлопе, при которых даже незначительные конструктивные неточности приводят к интенсивному росту сопротивления патрубка, что снижает эффективность работы турбоустановки, а в ряде случаев приводит к запиранию патрубка.

С целью исследования аэродинамики выхлопных патрубков двухъярусных цилиндров были разработаны расчетные модели, позволяющие моделировать выхлопные патрубки при различных режимах течения и входных полях скоростей. На основе результатов моделирования для двухъярусного ЦНД предложена конструкция диффузорного патрубка с установкой диффузора с отрицательной перекрышей и с разделением внутреннего пространства специальными вставками на выхлопные отсеки верхнего и нижнего ярусов проточной части турбины, откуда отработавший пар независимо поступает в отсеки конденсатора [302]. Такой патрубок позволяет обеспечить коэффициент полных потерь энергии на уровне $\zeta_{\text{п}} = 0,99$, что на 40 % ниже по сравнению с бездиффузорным вариантом ($\zeta_{\text{п}} = 1,68$).

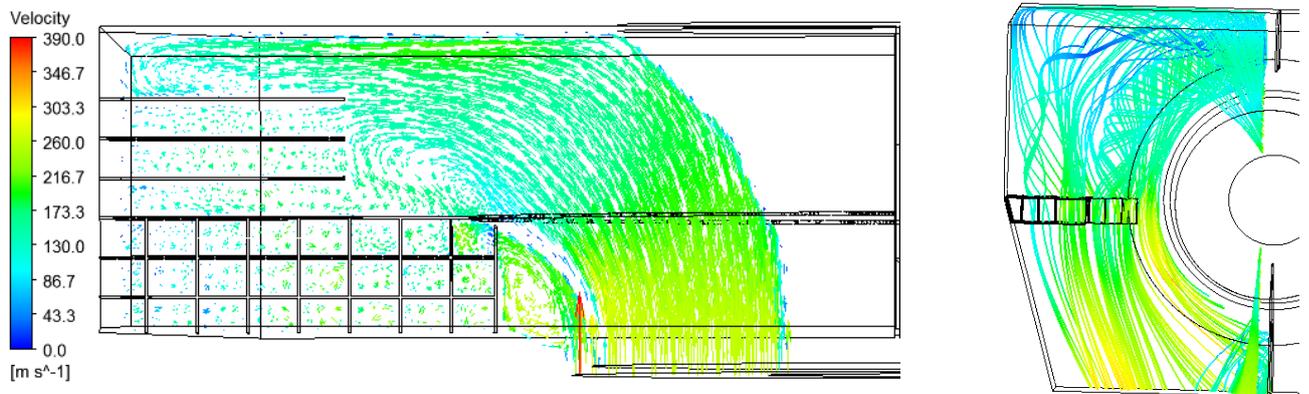
Конструкция двухъярусного ЦНД с новым выхлопным патрубком представлена на рисунке 3.66 а. Произведенное сравнение основных габаритных размеров ЦНД современных мощных турбомашин и двухъярусного цилиндра показало, что переход к двухъярусной проточной части не ведет к увеличению высоты и ширины патрубка, а увеличение пропускной способности патрубка достигается за счет расширения патрубка верхнего яруса, который располагается в пределах длины нижнего яруса проточной части, что обеспечивает осевые размеры ЦНД при увеличении его пропускной способности, а, соответственно, и мощности, аналогичные ЦНД традиционной конструкции (рисунок 3.66 а).

Для выхлопного патрубка осерадиальной конструкции характерно развитое вихревое движение рабочей среды в корпусе, что влечет за собой уменьшение эффективной проходной площади (рисунок 3.66 б). Для гашения вихревого течения и выравнивания поля скоростей в выходном сечении патрубка предложена установка в проточную часть ниже горизонтального разъема различно ориентированных противовихревых решеток, влияние которых на характер течения пара в корпусе патрубка было исследовано с применением методов математического моделирования. Наилучшие результаты продемонстрировала конструкция, состоящая из пластинчатой решетки, расположенной в зоне выхода потока из диффузора, и квадратной решетки, расположенной со стороны входа пара в патрубок за внешним обводом диффузора. В результате за решеткой сохранились только небольшие области вихревого течения (рисунок 3.67), а коэффициент полных потерь снизился до $\zeta_{\text{п}} = 0,984$.



а) продольный разрез двухъярусного ЦНД с выхлопным патрубком б) поле скоростей в плоскости горизонтального разреза

Рисунок 3.66 – Конструкция выхлопного патрубка и поле скоростей в сечении горизонтального разреза



а) поле скоростей на выходе из противовихревых решеток б) линии тока в корпусе выхлопного патрубка

Рисунок 3.67 – Результаты моделирования течения в патрубке с вихревыми решетками

Задача любых вихрогасителей сводится к выравниваю поля скоростей в потоке с целью приближения значений локальных скоростей к среднерасходным. Установка различных элементов по ходу движения потока всегда сопровождается ростом потерь энергии. Однако при устранении неравномерности распределения аэродинамических параметров суммарный эффект может оказаться положительным. Причем чем выше исходная неравномерность, тем выше эффект от установки правильно подобранного вихрогасителя. В то же время при малых исходных не-

равномерностях возможен случай, когда весь выигрыш от установки решетки «съедается» сопротивлением, которое вносит эта решетка. В итоге установка решетки может снизить эффективность всего устройства. Таким образом, при использовании подобных устройств в трубопроводах, патрубках, клапанах, задвижках и других узлах необходима тщательная экспериментальная проверка таких решений.

Экспериментальное исследование влияния противовихревых решеток различной конструкции (рисунок 3.68) на потери энергии производилось для наиболее эффективного патрубка с диффузором, установленным с отрицательной перекрышей. Рациональная конструкция решетки была определена в результате комплекса численных исследований.

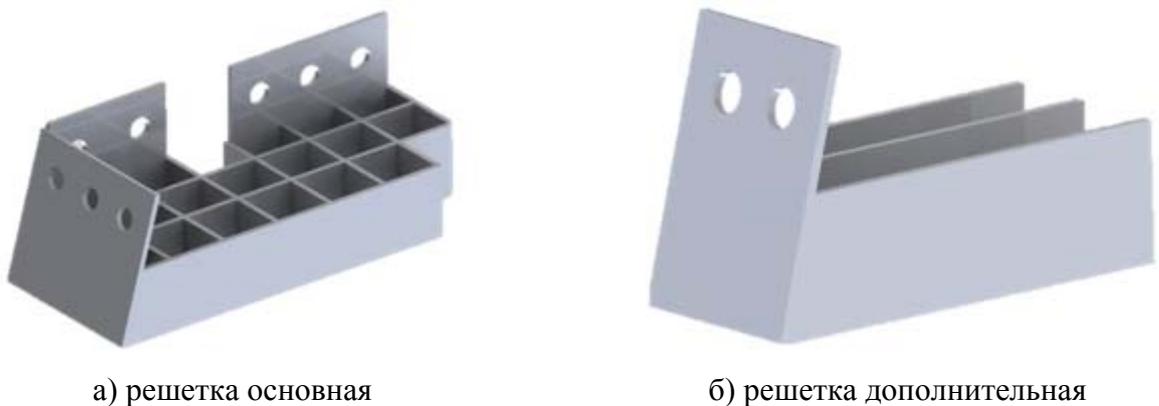


Рисунок 3.68 – Модели противовихревых решеток

Зависимости коэффициента полных потерь ζ_p от безразмерной скорости λ на входе в патрубок представлена на рисунке 3.69.

При расположении обвода диффузора относительно входного сечения с отрицательной перекрышей при равномерном профиле скорости во входном сечении патрубка установка решеток привела к уменьшению потерь энергии на 15-20 %. Однако при неравномерном входном профиле скоростей на входе в патрубок установка решеток привела к добавочному снижению потерь на 7-10 %.

Полученные опытные данные оказываются вполне закономерными и тесно связанными с механизмом возникновения вихревых шнуров в корпусе патрубков. При фиксированной геометрии канала формирование в нем парных шнуров зависит в первую очередь от уровня скоростей в области движения потока по криволинейным траекториям. Возникающий при таком движении поперечный градиент давления, определяющий интенсивность вторичных течений, пропорционален квадрату скорости; и чем больше скорость в области поворота, тем интенсивнее вторичные течения. Соответственно, чем выше диффузорный эффект в патрубках, тем

меньшую интенсивность имеют возникающие в корпусе патрубка вихревые шнуры. Таким образом, эффективность противовихревых решеток прямо зависит от степени торможения потока в осерадиальном диффузоре. В патрубке с более высокими потерями энергии установка противовихревых решеток дает более сильное снижение потерь энергии, чем в патрубках с низкими потерями (высоким коэффициентом восстановления энергии).

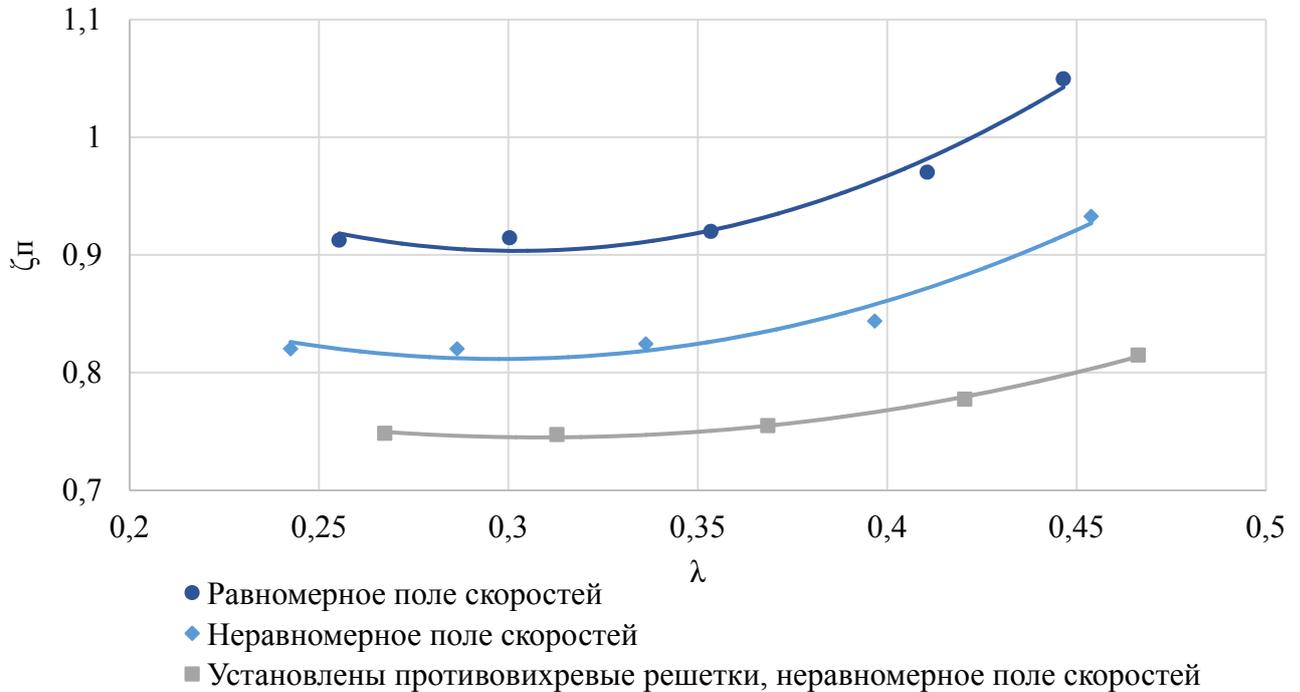


Рисунок 3.69 – Влияние противовихревых решеток на эффективность патрубка нижнего яруса с диффузором с отрицательной перекрышей

Результаты эксперимента наглядно подтверждают эффективность разработанной конструкции выхлопного патрубка нижнего яруса двухъярусного ЦНД, для которой коэффициент полных потерь на всех режимах работы находится в диапазоне 0,75-0,83. Однако полностью оценить влияние противовихревых решеток на структуру потока в патрубке позволит поле скоростей на выходе из патрубка.

На рисунке 3.70 представлено выходное сечение масштабной модели выхлопного патрубка.

На рисунке 3.71 приведены результаты траверсирования исходного варианта выхлопного патрубка без противовихревых решеток при различных перепадах давлений ε_i на модель патрубка. Ввиду отсутствия входной закрутки потока траверсирование во всех случаях проводилось для одной из половин патрубка.

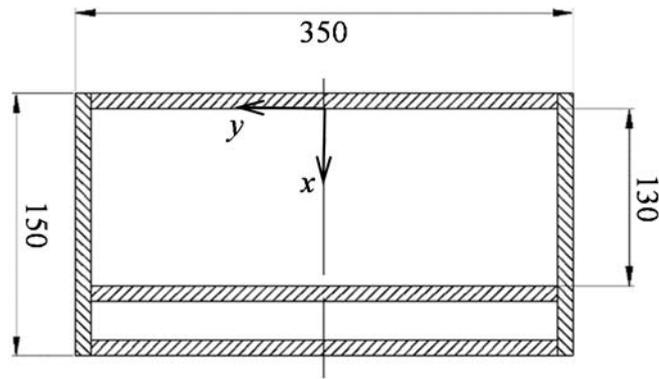


Рисунок 3.70 – Выходное сечение выхлопного патрубка нижнего яруса двухъярусного ЦНД

170	160	150	140	130	120	110	100	90	80	70	60	50	40	30	20	10	мм
0	0	0	0	0,07	0,84	0,72	0,64	0,5	0,46	0,79	0,75	0,83	1,00	0,77	0,65	0,74	10
0,01	0,09	0,08	0,08	0,45	0,52	0,42	0,28	0,19	0,26	0,36	0,22	0,21	0,28	0,22	0,25	0,34	20
0,04	0,11	0,09	0,07	0,32	0,62	0,14	0,08	0,03	0,04	0,03	0,08	0,06	0,02	0,04	0,04	0,15	30
0,36	0,18	0,07	0,05	0,22	0,34	0,08	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,05	40
0,39	0,30	0,16	0,04	0,15	0,05	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,08	50
0,35	0,43	0,21	0,02	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,09	60
0,15	0,11	0,09	0,04	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,08	70
0,09	0,11	0,07	0	0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,04	80
0,09	0,11	0,07	0	0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,05	90
0,09	0,11	0,07	0	0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,05	100
0,32	0,36	0,29	0	0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,08	110
0,27	0	0,39	0,18	0,04	0,06	0,05	0,1	0,05	0,04	0,09	0,08	0,15	0,09	0,08	0,04	0,17	120

Рисунок 3.71 – Распределение относительных динамических напоров в выходном сечении патрубка без противовихревых решеток

В качестве нормирующего множителя использовался максимальный динамический напор Δp_i^{\max} , т.е. значения в матрицах напоров рассчитывались по формуле (3.1).

$$\Delta p_i^{\text{отн}} = \frac{p_i - p_{\text{атм}}}{p_i^{\max} - p_{\text{атм}}}, \quad (3.1)$$

где p_i – значение полного давления в конкретной точке измерения, Па;

$p_{\text{атм}}$ – значение атмосферного давления, Па;

p_i^{\max} – значение максимального полного давления в выходном сечении выхлопного патрубка, Па.

Знаком « \leftrightarrow » в матрице напоров обозначены области обратного течения потока, т.е. области где $\Delta p_i^{\text{отн}} < 0$ ($p_i < p_{\text{атм}}$).

Приведенные относительные напоры в модели патрубка без противовихревых решеток (рисунок 3.71) свидетельствуют о том, что основная доля потока движется вдоль задней стенки выхлопного патрубка. На всех режимах в центре имеется обширная область обратных токов, занимающая почти 45-50 % выходного сечения патрубка. Наличие столь большой области неравномерности выходного поля и вихревого движения потока ведет как к снижению интенсивности теплообмена в конденсаторе паровой турбины, так и к увеличению возможности заброса влаги из конденсатора к последней ступени, что интенсифицирует ее эрозионный износ.

При установке в патрубок противовихревых решеток картина течения в значительной мере меняется (рисунки 3.72). Матрицы полных напоров в выходном сечении модели патрубка для каждого из режимов свидетельствуют о резком сокращении до 30-35 % области, занятой обратными токами.

170	160	150	140	130	120	110	100	90	80	70	60	50	40	30	20	10	мм
0	0	0	0	0,07	1,00	0,79	0,50	0,46	0,19	0,75	0,68	0,85	0,64	0,65	0,74	0,68	10
0	0	0	0	0,45	0,52	0,62	0,49	0,51	0,52	0,89	0,82	0,71	0,68	0,55	0,52	0,66	20
0,04	0,11	0,09	0,07	0,32	0,62	0,48	0,39	0,45	0,42	0,32	0,50	0,46	0,42	0,44	0,45	0,51	30
0,36	0,18	0,07	0,05	0,22	0,34	0,44	0,28	0,35	0,24	0,08	0,06	0,18	0,33	0,22	0,18	0,41	40
0,39	0,30	0,16	0,04	0,15	0,25	0,23	0,25	0,29	0,13	0,04	-	-	-	-	-	-	50
0,39	0,43	0,21	0,02	0,1	0,15	0,19	0,18	0,12	0,04	0,05	-	-	-	-	-	-	60
0,15	0,11	0,09	0,04	0,04	0,08	0,14	0,22	0,08	-	-	-	-	-	-	-	-	70
0,09	0,11	0,12	0,14	0,15	0,34	0,08	0,08	-	-	-	-	-	-	-	-	-	80
0,09	0,11	0,1	0,23	0,24	0,14	0,04	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	90
0,09	0,11	0,11	0,18	0,22	0,08	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	100
0,32	0,36	0,29	0,25	0,24	0,05	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,04	0,08	110
0,27	0,25	0,39	0,18	0,04	0,8	0,06	0,10	0,05	0,04	0,09	0,08	0,15	0,09	0,08	0,04	0,17	120

Рисунок 3.72– Распределение относительных динамических напоров в выходном сечении патрубка с противовихревыми решетками

Таким образом, экспериментально подтверждены результаты математического моделирования. Показано, что с помощью установленных на горизонтальном разрезе патрубка противовихревых решеток описанной выше конструкции возможно уменьшить область, занятую вихревым движением. При этом увеличивается площадь зоны активного течения на 20 %, и снижается интенсивность обратных токов.

3.5 Применение оребрения торцевых поверхностей межлопаточных каналов

При переходе к паровым турбинам с ультрасверхкритическими параметрами пара возникают серьезные проблемы с формированием проточной части ЦВД, так как при такой же, как у турбин СКП мощности, в турбинах УСКП заметно снижается объемный расход пара в ЦВД в связи с ростом располагаемого перепада энтальпий и снижением удельного объема, вызванным повышением рабочего давления. При больших корневых диаметрах ступеней ЦВД это приводит к снижению относительных высот лопаточного аппарата. В результате существенно увеличиваются концевые потери энергии и снижается внутренний относительный КПД ЦВД. Если же уменьшить корневые диаметры ступеней, то неизбежно вырастет их число и, соответственно, заметно увеличится стоимость ЦВД, в которых приходится использовать дорогие сплавы, способные работать при температурах до 750 °С.

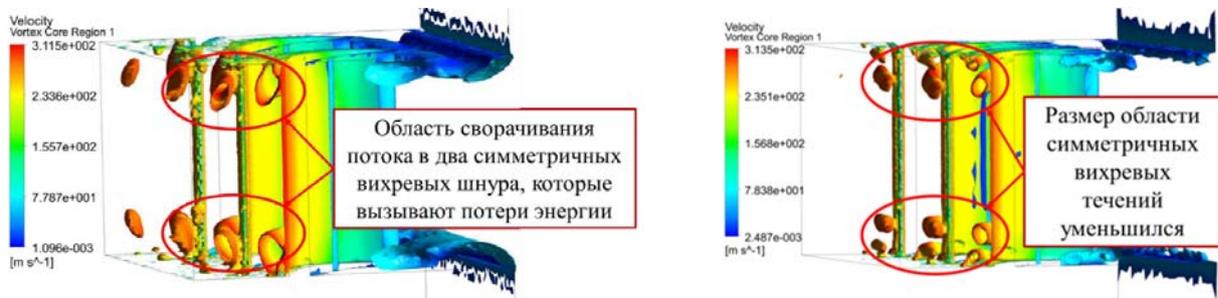
Теоретические предпосылки возможного снижения концевых потерь ζ_k вытекают из соотношения, которое учитывает факторы, определяющие концевые потери. Это соотношение для сопловых решеток при турбулентном режиме течения в пограничном слое имеет вид (3.2), для рабочих лопаток – (3.3)

$$\zeta_k = \frac{0,13}{Re_b^{0,2} \cdot \bar{l}} \left[1 + 1,9 \cdot \left(1 + \frac{\operatorname{ctg}\alpha_0}{\operatorname{ctg}\alpha_1} \right)^2 \cdot \bar{t}^2 \cdot \cos^2\alpha_1 \right], \quad (3.2)$$

$$\zeta_k = \frac{0,13}{Re_b^{0,2} \cdot \bar{l}} \left[1 + 0,7 \cdot \left(1 + \frac{\operatorname{ctg}\beta_1}{\operatorname{ctg}\beta_2} \right)^2 \cdot \bar{t}^2 \cdot \cos^2\beta_2 \right]. \quad (3.3)$$

Из приведенных соотношений видно, что на значение коэффициента концевых потерь энергии большое влияние оказывает относительный шаг \bar{l} , изменение которого существенно меняет величину второго слагаемого в скобках, определяющего долю концевых потерь, связанных со вторичными течениями, возникающими вблизи торцевых стенок. При уменьшении относительного шага от 0,5 до 0,1 значение рассматриваемого члена снижается в 25 раз, но при этом резко увеличиваются профильные потери и падает лопаточный КПД турбинной ступени. Для снижения интенсивности вторичных течений необходимо на торцевых стенках решетки профилей в межлопаточном пространстве в пределах пограничного слоя расположить решетку криволинейных ребер с малым шагом. Такая торцевая решетка, по существу, предотвращает развитие поперечных (вторичных) течений и не оказывает отрицательного влияния на значение профильных потерь энергии. На рисунке 3.73 показаны результаты моделирования течения в плоской турбинной решетке с гладкими торцевыми поверхностями и предлагаемой системой оребрения. Результаты моделирования свидетельствуют о том, что размеры образовавшихся

двух парных вихревых шнуров вблизи торцевых стенок значительно снижаются при организации двухстороннего оребрения в канале. Тем самым можно утверждать, что применение оребрения действительно снижает интенсивность образования вторичных течений и сокращает долю концевых потерь энергии в решетке.



а) гладкие торцевые поверхности

б) оребренные торцевые поверхности

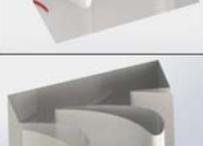
Рисунок 3.73 – Вторичные вихревые течения в турбинной решетке с гладкими и оребренными торцевыми поверхностями

В ходе исследования систем оребрения торцевых поверхностей межлопаточных каналов на аэродинамическую эффективность были разработаны и исследованы реберные системы различных конфигураций. Исследование размера ребер показало, что их высота не должна превышать 2 мм. Установлено, что увеличение высоты ребер приводит к снижению эффективности оребрения. Рассматривались также различные варианты формы, а также способы размещения ребер на торцевой поверхности межлопаточного канала, в том числе предложена схема с установкой ребра неполной длины. Рассмотренные варианты исполнения реберных систем и их влияние на коэффициент потерь представлены в таблице 3.13.

Результаты исследований приведены на рисунке 3.74 в виде кривых распределения локальных коэффициентов потерь энергии по высоте рассматриваемой решетки как при гладких торцевых поверхностях, так и при их оребрении. При отсутствии оребрения получена классическая картина распределения локальных коэффициентов потерь с характерным максимумом на некотором удалении от торцевых стенок.

Область повышенных потерь на некотором расстоянии от торцевых стенок, вызванная формированием парных вихревых шнуров при движении рабочих сред в криволинейных каналах, сильно сокращается, что подтверждает факт гашения вторичных течений в межлопаточных каналах с помощью системы криволинейных ребер, расположенных на торцевых поверхностях решеток.

Таблица 3.13 – Результаты численного моделирования конфигураций оребренной турбинной решетки

Модель	Коэффициент потерь в модели решетки	Представление	Изменение коэффициента потерь в сравнении с неоребранным вариантом, %
Без оребрения	0,07390		–
С одним прямоугольным ребром в канале высотой 2 мм и шириной 0,5 мм на верхнем и нижнем бандаже (Вариант 1 – базовый)	0,07130		3,53
С одним треугольным ребром высотой 2 мм, шириной 0,5 мм на верхнем и нижнем бандажах (Вариант 2)	0,06920		6,39
С одним цельным (прямоугольным) и одним кусочным (прямоугольным) ребром высотой 2 мм, шириной 0,5 мм на верхнем и нижнем бандажах (Вариант 3)	0,07116		3,70
С одним цельным (треугольным) и одним кусочным (треугольным) ребром высотой 2 мм, шириной 0,5 мм на верхнем и нижнем бандажах (Вариант 4)	0,06896		6,68

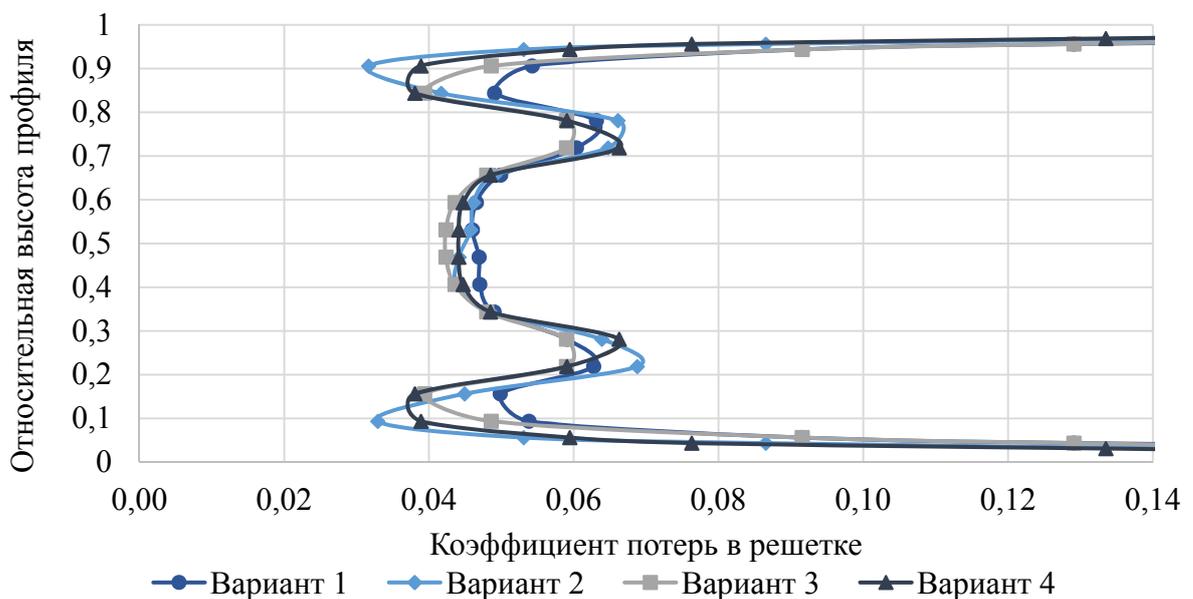


Рисунок 3.74 – Распределение коэффициента потерь по высоте решетки

Проведено численное и экспериментальное исследование влияния формы, количества, длины и взаимного расположения ребер на уровень потерь в турбинной решетке. Показано, что применение ребер треугольной формы с отношением высоты ребра к ширине, равном 4, позволяет добиться максимального эффекта, сократив потери от вторичных течений на 6,7 % [112, 303, 304]. Результаты, полученные на основе численного моделирования, были подтверждены экспериментальными исследованиями на специально созданном стенде для испытания моделей плоских решеток турбомашин.

3.6 Блок стопорно-регулирующих клапанов для турбин УСКП

Одной из основных проблем, требующих решения при переходе к более высоким начальным параметрам пара, является обеспечение надежной работы регулирующих и стопорных клапанов паровых турбин при минимально возможных потерях давления и габаритных размерах клапанного блока. Надежность прямо зависит от уровня динамических нагрузок, воспринимаемых со стороны потока пара всеми деталями клапана и, в частности, их штоками.

Абсолютное значение динамических нагрузок, действующих на штоки регулирующих клапанов, пропорционально начальному давлению пара. В результате при увеличении давления с 24 до 35 МПа следует ожидать повышения более чем на 40 % нагрузок на штоки по сравнению с исходным уровнем. Соответственно, для турбин нового поколения, работающих при сверхкритических параметрах пара, необходимо использовать регулирующие клапаны с предельно низкими исходными динамическими нагрузками, которые зависят от амплитуд пульсаций давления в проточных частях клапанов. Проблема обеспечения динамической надежности клапанов оказывается напрямую связанной с характером течения пара в их проточных частях и становится в значительной степени аэродинамической проблемой.

В основу создания регулирующих клапанов был положен принцип максимального снижения количества факторов, вызывающих увеличение амплитуд пульсаций давления в движущемся потоке рабочей среды, и организации аэродинамического демпфирования динамических нагрузок в системе их передачи от потока к штоку клапана, успешно примененный при разработке конструкции стопорно-регулирующего клапана МЭИ-ЭНТЭК, прошедшего промышленную апробацию на турбинах 18К360 АВВ.

При практической реализации указанного принципа были приняты новые конструктивные решения, содержащиеся в работах [45, 65], позволившие изменить как конфигурацию клапанного канала, так и подгрузку разгруженного клапана добавочным паровым усилием при его открытии на 50 % общего хода золотника.

Конструкция нового блока стопорно-регулирующих клапанов, разработанного применительно к системе парораспределения турбины К-1000-35/50, предусматривающей установку четырех таких блоков, изображена на рисунке 3.75.

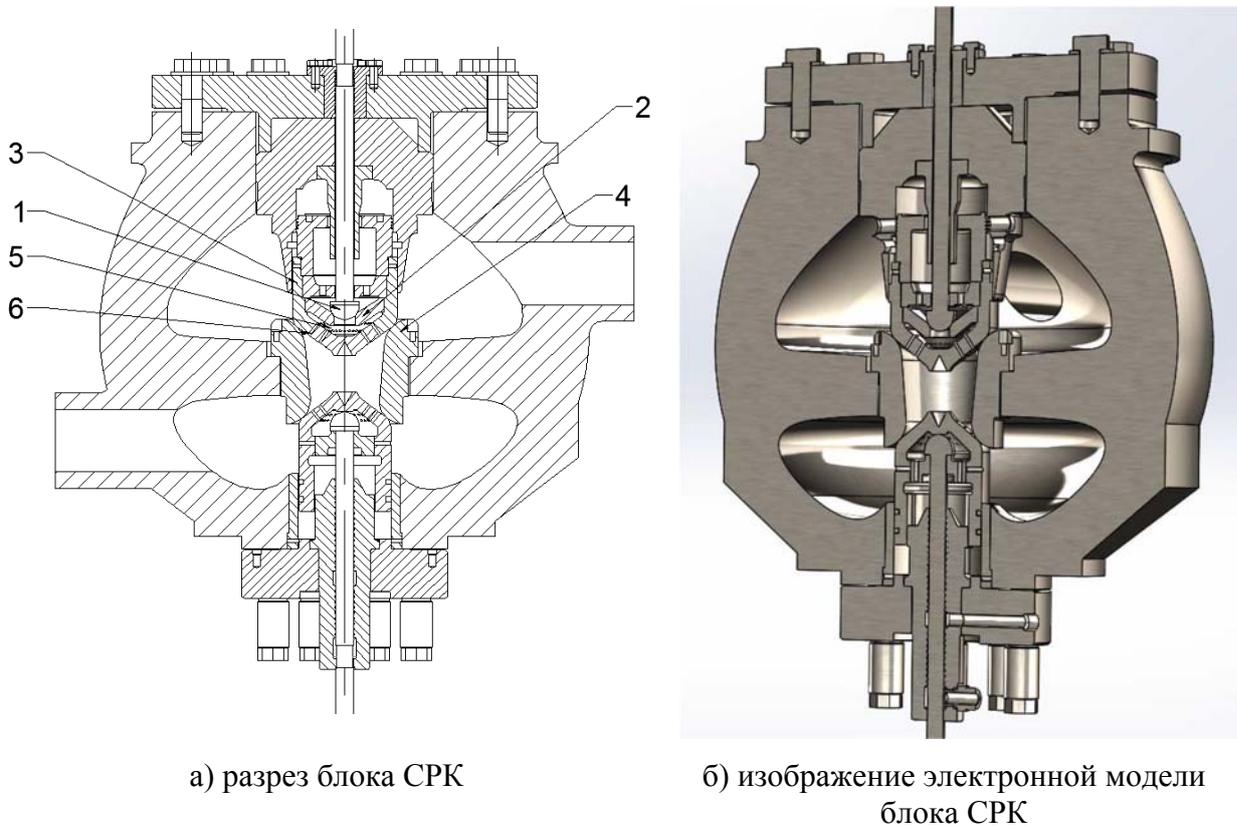


Рисунок 3.75 – Конструкция блока стопорно-регулирующих клапанов

Разработанная конструкция клапана с разгрузкой от осевых усилий отличается тем, что разгрузочный клапан *1* и его седло *2* располагаются внутри золотника *3*. В результате при открытии разгрузочного клапана и последующем перемещении золотника пар из внутренней полости попадает не в центр диффузорного седла *4*, а в демпферную камеру *5* и через отверстия перфорации *6* сбрасывается в конфузорную часть клапанного канала, в минимальной степени нарушая характер течения основного потока рабочей среды. По мере подъема золотника давление за клапаном повышается и сила, прижимающая золотник к головке штока, снижается, поэтому для предотвращения возможных автоколебаний при подъеме золотника на 50-60 % его общего хода конструкцией предусмотрено выключение разгрузки клапана от осевых усилий с целью сохранения прижатия золотника к головке штока во всем диапазоне его перемещения. На обтекаемой поверхности золотника и на цилиндрическом участке седла выполнены специальные отверстия, соединенные с общей демпферной камерой, что способствует снижению окружной неравномерности потока и разрывает жесткую связь между пульсациями давления в потоке и динамическими силами, действующими в результате этих пульсаций на шток клапана.

В результате проведенного комплекса расчетно-экспериментальных исследований предлагаемой конструкции клапана получены безразмерные расходные (рисунок 3.76) и силовые (рисунок 3.77) характеристики [65, 112, 240, 288, 304].

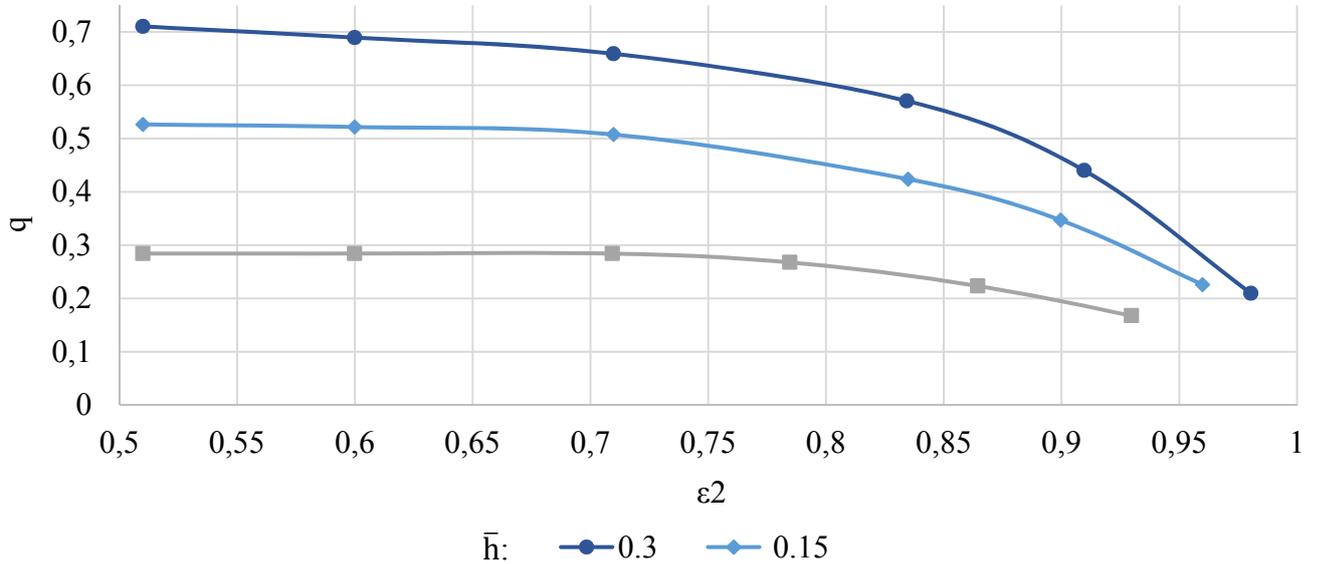


Рисунок 3.76 – Расходная характеристика нового блока СРК

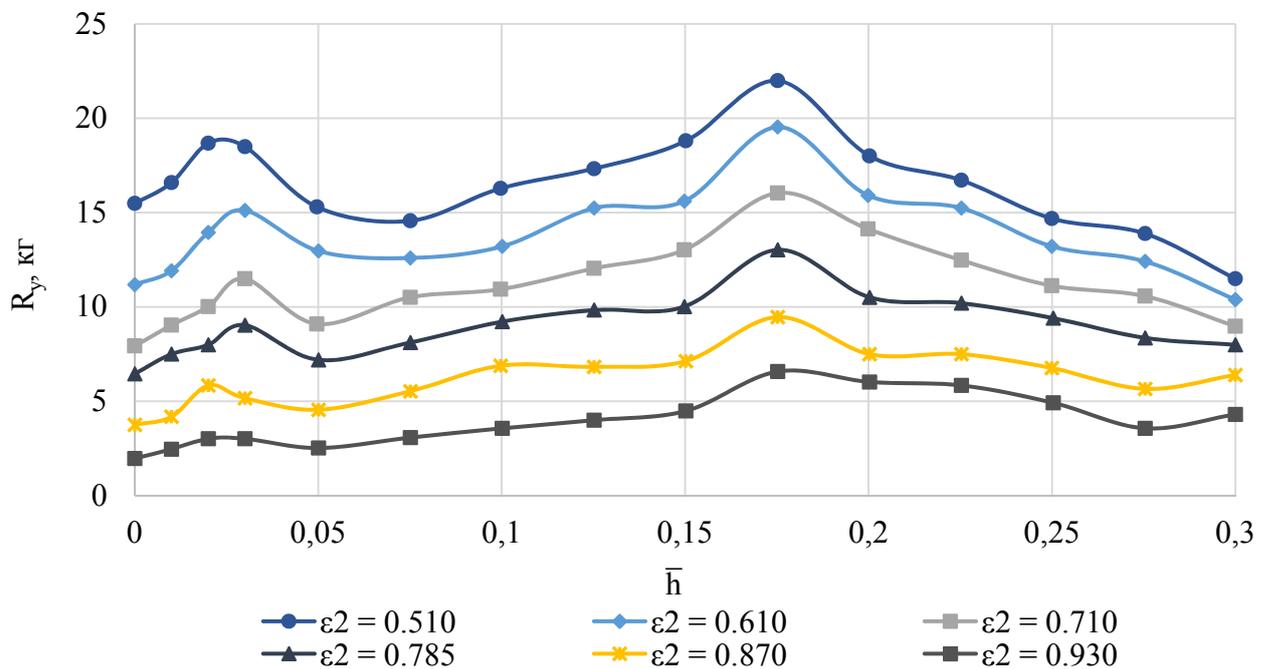


Рисунок 3.77 – Силовая характеристика нового блока СРК

Полученная расходная характеристика экспериментального образца блока СРК позволяет рассчитывать действительный расход пара через натурный клапан паровой турбины, работающей на УСКП пара, или же при известном расходе и начальных параметрах пара определять его сопротивление при различных степенях открытия регулирующего органа.

ГЛАВА 4 МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТЕПЛОНАПРЯЖЕННЫХ ДЕТАЛЕЙ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ТУРБИН

Самыми нагруженными элементами высокотемпературных энергетических комплексов являются охлаждаемые теплонапряженные детали. Качество их проектирования и изготовления определяет как технико-экономические показатели энергетического оборудования, так и уровень надежности его работы. Из-за конструктивной сложности самих деталей, вызванной высокой интенсивностью протекающих процессов и воздействием на них факторов различной природы (газодинамических, центробежных, тепловых), процесс разработки конструкции с удовлетворительными показателями качества является трудоемким и длительным. Именно длительность процесса проектирования деталей горячего тракта определяет продолжительность разработки высокотемпературных энергоустановок.

Одним из важных этапов разработки является подтверждение расчетных характеристик посредством стендовых испытаний образца лопатки. Самым продолжительным этапом является процесс изготовления образца, поскольку при сложившейся практике проектирования его изготовление, как и в серийном производстве, осуществляется методом литья по выплавляемым моделям, который требует проведения обширного комплекса работ по технологической подготовке производства, включающей как выпуск технологической документации, так и изготовление необходимой оснастки. Достигнутые успехи в развитии аддитивных технологий производства, в частности технологии селективного лазерного спекания металлических порошков, создали предпосылки для существенного сокращения продолжительности разработки теплонапряженных деталей посредством применения SLM-технологий на этапе изготовления опытных образцов для проведения стендовых испытаний вместо технологии литья по выплавляемым моделям.

4.1 Методика проектирования охлаждаемых теплонапряженных деталей с опережающей верификацией тепловых и гидравлических моделей

Разработка методики проектирования теплонапряженных деталей осуществляется на примере наиболее нагруженного элемента высокотемпературной турбины – охлаждаемой рабочей лопатки. Основной задачей усовершенствования методики является сокращение сроков разработки детали за счет применения опережающей верификации расчетных моделей (тепловой и гидравлической), подтверждения работоспособности конструкции и эффективности принятых проектных решений на основе испытания прототипа, изготовленного по SLM-технологии.

Предлагаемая методика проектирования системы охлаждения лопатки представлена в виде блок-схемы на рисунке 4.1 [265, 267, 305, 306, 307].

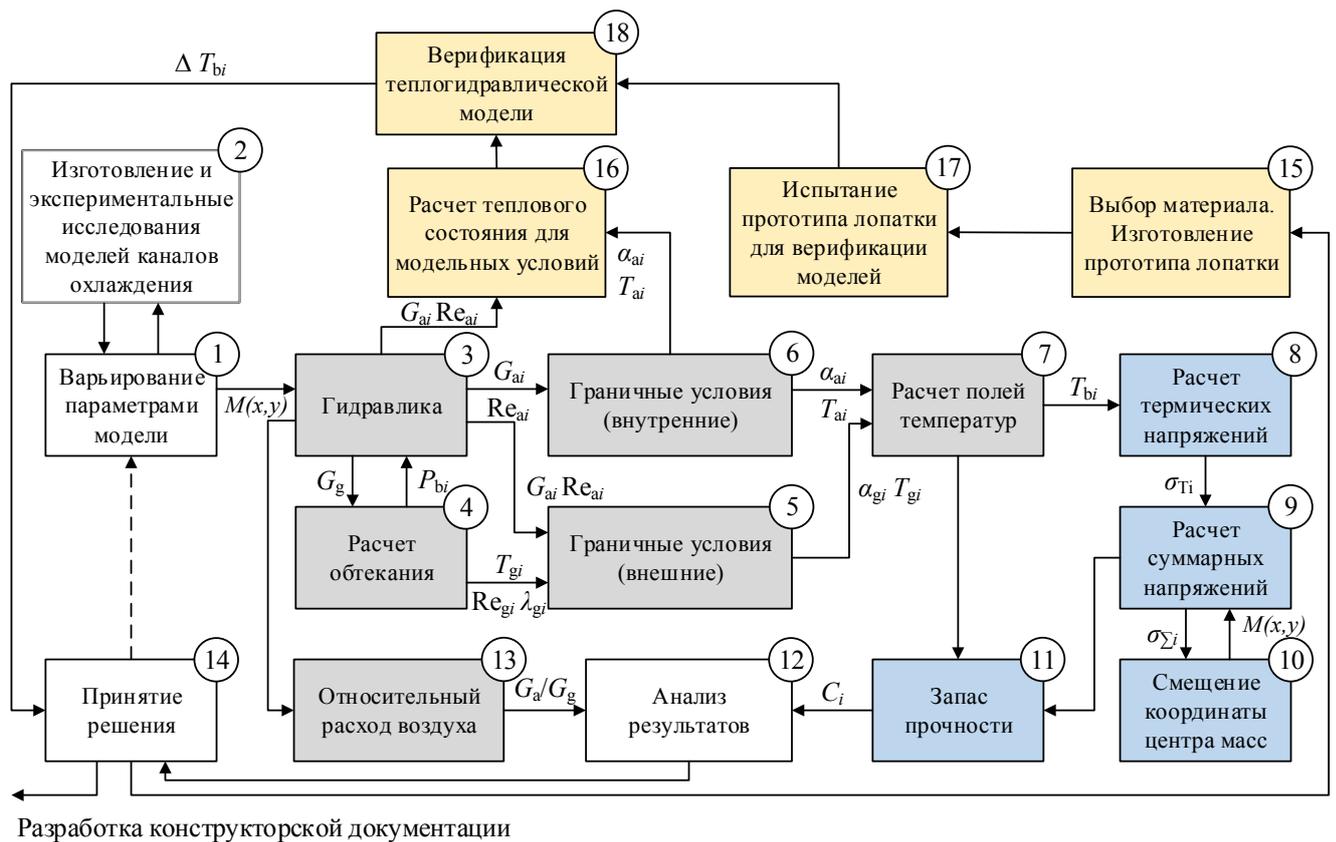


Рисунок 4.1 – Блок-схема методики проектирования лопатки

Основными критериями, по которым можно судить о работоспособности и эффективности разработанной конструкции системы охлаждения лопатки, является коэффициент запаса прочности и относительный расход воздуха, достаточный для обеспечения рабочего уровня температуры металла детали. Поэтому методика включает два взаимосвязанных модуля – тепловой, позволяющий производить моделирование теплового состояния, и прочностной.

Исходными данными для блока 1 являются геометрические параметры каналов и интенсификаторов теплообмена, которые могут быть выбраны на основе анализа прототипов или из результатов исследования теплоотдачи. Выбор типа интенсификаторов и определение их ключевых характеристик может быть при необходимости реализовано путем проведения дополнительных экспериментальных исследований моделей отдельных участков каналов охлаждения (блок 2), которые могут быть изготовлены по SLM-технологии в полном соответствии с геометрией внутренней полости исследуемого участка тракта охлаждения, что позволит получить достоверные данные для разработки гидравлической (блок 3) и тепловой моделей (блок 6). Предлагаемый подход позволит существенно повысить качество создаваемых расчетных моделей. Блок 7 обеспечивает моделирование температурных полей в сечениях лопатки при различных режимах. Исходными данными для моделирования распределения температур в сечении являются внешние граничные условия, формируемые в блоке 5 на основе результатов гидравлических (блок 3) и аэродинамических (блок 4) расчетов.

Прочностной модуль проектирования состоит из четыре блоков. Блок 8 служит для определения термических напряжений в сечениях лопатки, обусловленных неравномерным распределением поля температур в сечении. Расчетный блок 9 позволяет определить суммарные напряжения, вызванные центробежными нагрузками и нагрузками от газовых сил. Исходной информацией для моделирования являются выходные данные блока 8, а также газовые нагрузки, частота вращения ротора, характеристики материала и геометрические параметры лопатки. Блок компенсации изгибных нагрузок (блок 10) предусматривает возможность изменения положения центра масс сечений лопатки с целью компенсации действующих изгибных напряжений от газовых и термических нагрузок. На основе данных о температурном состоянии лопатки и результатов прочностного анализа рассчитывается распределение коэффициента запаса прочности в сечениях лопатки (блок 11).

Располагая данными об относительном расходе воздуха и коэффициенте запаса прочности, а также информацией о температурном поле лопатки, принимается решение о соответствии системы охлаждения заданным требованиям (блок 14). В случае несоответствия требованиям технического задания на основе анализа запасов прочности в сечениях лопатки вносятся изменения в геометрию охлаждаемых каналов с целью корректировки температурного поля.

После принятия решения о соответствии разработанной лопатки заданным критериям до начала выпуска конструкторской документации на основе электронной модели детали осуществляется выбор материала (блок 15) и изготовление по SLM-технологии прототипа лопатки, предназначенного для проведения тепловых и гидравлических испытаний (блок 17). По результатам проведенных испытаний осуществляется верификация гидравлической и тепловой моделей охлаждаемой лопатки (блок 18).

Достоинством применения аддитивных технологий для прототипирования является возможность быстро изготовить образец, готовый для проведения испытаний: с отверстиями для замера статического давления, фланцами для подсоединения к рабочему участку испытательного стенда, что практически исключает необходимость выполнения работ по препарировке. Образец может быть изготовлен как в масштабе, так и в натуральную величину [307].

Верификация тепло-гидравлической модели проводится в блоке 18 посредством сравнения результатов испытаний прототипа с расчетными значениями. В случае выявления недопустимых отклонений проводится уточнение гидравлической и тепловой модели, осуществляется доработка конструкции, после чего процедура верификации повторяется.

Критериями верификации расчетных моделей в части гидравлики выступают расход воздуха через лопатку в изотермических условиях, когда температура воздуха равна температуре лопатки (холодная продувка); расход воздуха при подогреве, когда температура охлаждающего воздуха, подаваемого во внутренние полости лопатки, ниже температуры лопатки (горячая

продувка); значения статического давления в узловых точках гидравлической сети. Как холодные, так и горячие продувки осуществляют для нескольких режимов работы, характеризующихся перепадом давления на лопатке, который варьируется в диапазоне от 1 до 1,5 от расчетного значения перепада. На основании серии продувок строятся расходные характеристики лопатки, представляющие собой зависимости расхода от перепада давления. Аналогичные зависимости строятся на основании результатов математического моделирования. Считается допустимым отклонение расчетного значения расхода от замеренного в ходе эксперимента, не превышающее $\pm 5\%$. Также в ходе эксперимента производятся замеры статических давлений в контрольных точках гидравлической сети и осуществляется сравнение полученных данных с расчетными значениями. Относительная разница между расчетным и экспериментальным значением давления также не должна превышать 5% . Такое отклонение расходов и давлений вызывает отклонение коэффициентов теплоотдачи не более $\pm 3,6\%$, что является вполне допустимым.

Как было показано в главе 1, в ходе анализа методов верификации тепловых моделей, целесообразным для экспериментальных исследований конвективных систем охлаждения является метод калориметрирования в жидкометаллическом термостате. Верификация тепловых характеристик лопатки проводится путем сравнения расчетного распределения плотности теплового потока по наружной поверхности пера лопатки q_p , определенного для модельных условий, и распределения плотности теплового потока, определенного на основе экспериментальных исследований q_c . Сравнение тепловых потоков позволяет учесть все параметры, определяющие температурное состояние пера лопатки в условиях эксплуатации, включая расход и температуру охлаждающего воздуха, коэффициенты теплоотдачи от внутренней поверхности к хладагенту с учетом особенностей геометрии теплопередающей поверхности.

При определении теплового потока q_p в модельных условиях жидкометаллического термостата на наружной поверхности лопатки задается температура t_l , равная температуре кристаллизации цинка $t_{кр} = 692,4\text{ К}$ (граничные условия первого рода), а условия теплообмена со стороны охлаждающего воздуха задаются в виде его температуры и коэффициента теплоотдачи α_v (граничных условий третьего рода). В результате расчета наряду с вычислением значений плотности теплового потока, определяются распределение температур в поперечном сечении лопатки.

Для принятия решения об адекватности расчетной тепловой модели используется зависимость (4.1), позволяющая оценить влияние выявленных отличий между q_p и q_c на температурное состояние лопатки.

$$\frac{\frac{1}{\Theta_{ц}} - 1}{\frac{1}{\Theta_{р}} - 1} = \frac{q_{ц}}{q_{р}}, \quad (4.1)$$

где $\Theta_{р}$ – безразмерная температура поверхности лопатки, полученная на основе моделирования;

$\Theta_{ц}$ – безразмерная температура поверхности лопатки, полученная на основе экспериментальных исследований.

Задаваясь величиной допустимого отклонения безразмерной температуры $\Delta\Theta$, допустимое отклонение плотности теплового потока $q_{р}$ от $q_{ц}$ можно оценить по формуле (4.2).

$$\left(\frac{q_{ц}}{q_{р}}\right)_{\text{доп}} = \frac{\frac{1}{\Theta_{р} - \Delta\Theta} - 1}{\frac{1}{\Theta_{р}} - 1}. \quad (4.2)$$

При условии $q_{ц}/q_{р} \leq (q_{ц}/q_{р})_{\text{доп}}$ можно считать, что на данном участке пера лопатки расчетная модель адекватно описывает процессы внутреннего теплообмена. Сравнение расчетных $q_{р}$ и экспериментальных $q_{ц}$ значений плотности теплового потока проводится для нескольких режимов, характеризующихся различным перепадом давления.

Рассматриваемый метод верификации может быть применен и для уточнения критериальных уравнений, используемых при моделировании процессов теплообмена. В случае адекватности критериальных уравнений, значение отношения $q_{ц}/q_{р}$ практически не зависит от перепада давления на лопатке. Наличие такой зависимости свидетельствует о неверном значении коэффициента m при числе Рейнольдса. Если сравнение экспериментальных и расчетных тепловых потоков, полученное для различных перепадов давления, дает одинаковое по величине отклонение, можно считать, что степень m в используемой критериальной зависимости $Nu_i = A_i \cdot Re_i^m$ соответствует режиму хладагента.

Для уточнения критериальных уравнений, используемых при моделировании теплоотдачи от внутренней поверхности лопатки к охлаждающему воздуху, может быть использован коэффициент интенсификации теплоотдачи $\Delta K_{\text{инт}i}$, рассчитываемый по формуле (4.3).

$$\Delta K_{\text{инт}i} = \frac{q_{рi}}{q_{цi}}. \quad (4.3)$$

Тогда уточненное значение A_{ik} в критериальном уравнении будет определяться из соотношения (4.4).

$$\Delta A_{ik} = \Delta K_{\text{инт}i} \cdot A_i. \quad (4.4)$$

Существенное изменение отношения q_w/q_p при различных перепадах давления свидетельствует о том, что значение показателя степени m в критериальном уравнении, использованном при разработке тепловой модели, принят некорректно. Как правило, такие расхождения наблюдаются в застойных зонах, на участках поворота и в местах смещения потоков, в зонах струйного или циклонного охлаждения.

4.2 Обоснование возможности использования прототипов теплонапряженных деталей, изготовленных по SLM-технологии для теплогидравлических испытаний

Предлагаемая методика проектирования охлаждаемых теплонапряженных деталей предполагает проведение опережающей верификации до выпуска конструкторской документации на лопатку на основе экспериментальных исследований прототипов, изготовленных по SLM-технологии из металлического порошка. Процесс изготовления детали методом послойного спекания имеет отличия для материалов различного химического состава и значительным образом зависит от фракционного состава порошка. Режим спекания и выбор материала определяют как внутреннюю структуру детали, которая может оказаться пористой, так и качество поверхности детали. Обе эти характеристики оказывают существенное влияние на результаты гидравлических и тепловых испытаний, являющихся основой для верификации расчетных моделей. Поэтому необходимо проведение комплекса исследований, обосновывающих возможность изготовления по SLM-технологии прототипов, обладающих необходимыми свойствами.

4.2.1 Выбор и исследование свойств материала для изготовления прототипов

Большую роль в обеспечении возможности применения SLM-технологий для изготовления прототипов с целью их тепловых испытаний имеет подбор подходящего материала и режимов выращивания детали. Выбор материала и фракционного состава порошка определяет возможность возникновения пористости детали, что в первую очередь влияет на коэффициент теплопроводности λ , являющийся важным параметром материала прототипа при испытаниях в жидкометаллическом термостате и на газодинамическом стенде. В качестве базового материала для изготовления прототипов теплонапряженных деталей был выбран мелкодисперсный порошок на основе железа с размером частиц $d = 5$ мкм, химический состав которого приведен в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Химический состав частиц порошка

Химический элемент	Доля, %
Железо, Fe	Баланс
Хром, Cr	14,0-15,5
Никель, Ni	3,5-5,5
Медь, Cu	2,4-4,5
Марганец, Mn	$\leq 1,0$
Кремний, Si	$\leq 1,0$
Молибден, Mo	$\leq 0,5$
Ниобий, Nb	0,15-0,45
Углерод, C	$\leq 0,07$

Изготовление моделей осуществлялось на аддитивной установке SLM 280. Отработка параметров технологического процесса проводилась на плоских образцах, размером $10 \times 5 \times 100$ мм. Основной задачей являлось получение минимальной шероховатости поверхности и исключение пористости с целью обеспечения герметичности стенок каналов. В результате исследований установлено, что выбранный порошок позволяет обеспечивать при изготовлении детали относительную плотность, равную 100 %, при ее абсолютном значении 7900 кг/м^3 .

Определение коэффициента теплопроводности λ проводилось на экспериментальной установке, схема рабочего участка которой представлена на рисунке 4.2, в соответствии с рекомендациями, изложенными в работе [308]. Образцы представляли собой диски диаметром 80 мм и толщиной 10 мм. Между образцами помещался плоский нагреватель 1 толщиной $h_{\text{нагр}} = 12$ мм и диаметром $d_{\text{нагр}} = 90$ мм, внутри которого расположен электрический нагревательный элемент. Тепловой поток, создаваемый нагревателем, определялся на основе измерений падения напряжения при известном значении сопротивления нагревательного элемента.

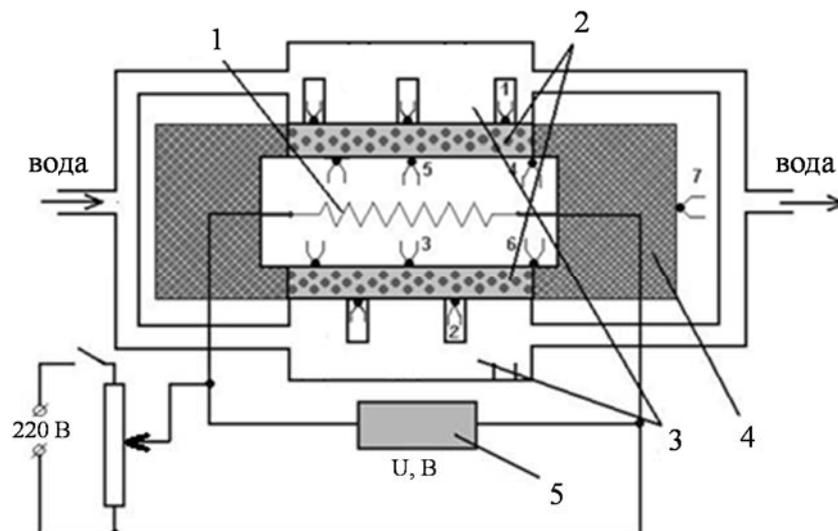


Рисунок 4.2 – Рабочий участок установки

С целью обеспечения постоянной температур нагреваемых поверхностей испытуемых образцов обмотка нагревательного элемента была распределена равномерно. Для уменьшения потерь теплоты через торцевые поверхности образцов в окружающую среду был установлен теплоизоляционный кожух 4. Тепловой поток проходил от нагревателя 1 через исследуемые образцы 2 и отводился протекающей через холодильник 3 водой. Холодильник представляет собой емкость со спиральными канавками, создающими циркуляцию охлаждающей воды, которая обеспечивала одинаковую температуру на охлаждаемых поверхностях опытных образцов. Для уменьшения контактного сопротивления холодильники и исследуемые образцы с двух сторон сжимались винтовым прессом.

Схема измерения температур была организована следующим образом: горячие спаи 1-й и 2-й термопар располагались на наружной (охлаждаемой) поверхности, горячие спаи термопар с 3-й по 6-ю установлены на внутренней (нагреваемой) поверхности образца, а горячий спай 7-й термопары установлен на внешней поверхности теплоизоляционного кожуха и предназначен для измерения температуры с целью последующей оценки тепловых потерь через торцевую поверхность образцов. Все измерение проводилось в стационарном режиме работы установки при средней температуре образцов от 50 до 450 °С.

Коэффициент теплопроводности материала образца λ может быть рассчитан по формуле (4.5).

$$\lambda = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2}, \quad (4.5)$$

где Q – тепловой поток, передаваемый теплопроводностью через опытные образцы посредством теплопроводности, определяемый из выражения (4.6).

$$Q = Q_{\text{нагр}} - Q_{\text{потер}}, \quad (4.6)$$

где $Q_{\text{нагр}}$ – мощность нагревательного элемента, Вт;

$Q_{\text{потер}}$ – тепловые потери в окружающую среду, Вт.

Мощность электронагревателя определяется на основании результатов измерения падения напряжения U при известном электрическом сопротивлении R нагревателя в соответствии с выражением (4.7).

$$Q_{\text{нагр}} = \frac{U^2}{R}. \quad (4.7)$$

Тепловые потери через кожух цилиндрической формы могут быть рассчитаны по формуле (4.8).

$$Q_{\text{потер}} = \frac{[5 \cdot \pi \cdot \lambda_{\text{кож}} \cdot (D_{\text{нагр}} + D_{\text{кож}})] \cdot (D_{\text{нагр}} + D_{\text{кож}})^{-1} \cdot (h_{\text{нагр}} + h_{\text{кож}}) \cdot (t_{\text{гор.ср}} + t_{\text{кож}})}{2}, \quad (4.8)$$

где $\lambda_{\text{кож}}$ – коэффициент теплопроводности материала кожуха (асбоцемента), Вт/(м·К), равный 0,08;

$D_{\text{нагр}}$ – внешний диаметр нагревателя, м;

$D_{\text{кож}}$ – внешний диаметр кожуха, м;

$h_{\text{нагр}}$ – толщина нагревателя, м;

$h_{\text{кож}}$ – высота кожуха, м;

$t_{\text{гор.ср}}$ – средняя температура горячей поверхности исследуемых образцов, К;

$t_{\text{кож}}$ – температура наружной поверхности кожуха, К.

Средняя температура горячей поверхности $t_{\text{гор.ср}}$ и средняя температура холодной поверхности $t_{\text{хол.ср}}$ исследуемых образцов определялась соответствии с выражением (4.9) как среднее арифметическое результатов измерения температур соответствующих поверхностей в нескольких точках ($t_1, t_2, t_3, t_4, t_5, t_6$).

$$t_{\text{гор.ср}} = \frac{t_3 + t_4 + t_5 + t_6}{4}, t_{\text{хол.ср}} = \frac{t_1 + t_2}{2}. \quad (4.9)$$

Средняя по толщине температура исследуемого образца $t_{\text{ср}}$ определялась по формуле (4.10).

$$t_{\text{ср}} = \frac{t_{\text{гор.ср}} + t_{\text{хол.ср}}}{2}. \quad (4.10)$$

Перед проведением исследований образцов, изготовленных по SLM-технологии, с целью оценки погрешности метода проведена серия экспериментов на образцах из нержавеющей стали 12Х18Н9Т, по которой имеются справочные данные коэффициентов теплопроводности λ в зависимости от температуры материала. Изменение значений коэффициента теплопроводности в зависимости от температуры, полученные в результате эксперимента, представлены рисунке 4.3 вместе с зависимостью, построенной на основе справочных данных. Сравнение экспериментальных и справочных данных показало, что погрешность используемого экспериментального метода определения коэффициента теплопроводности λ составляет порядка $\pm 6\%$.

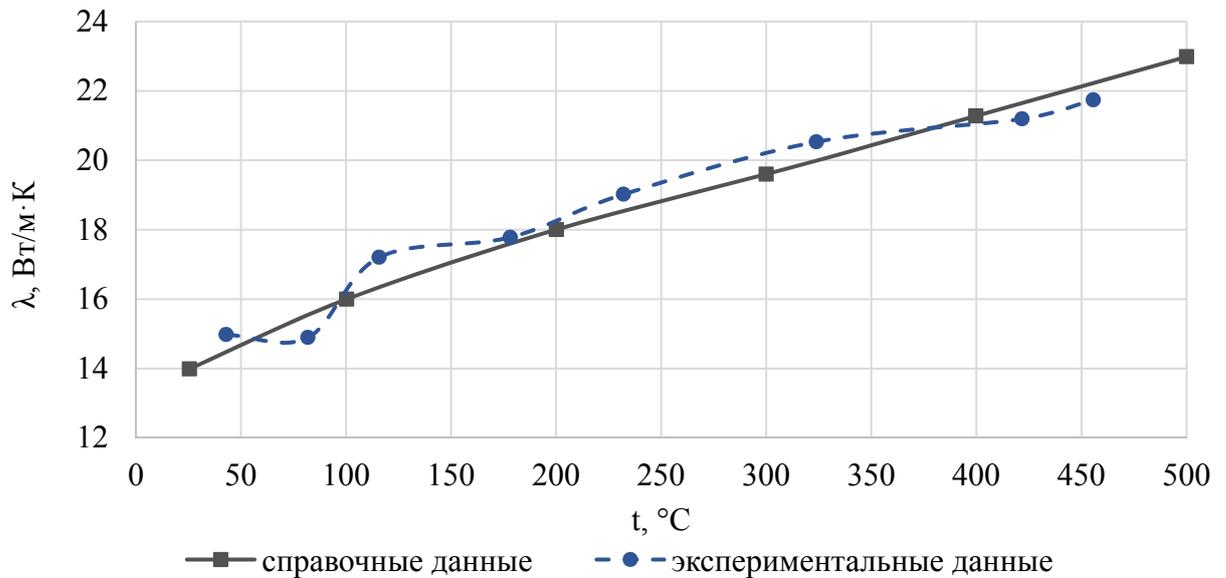


Рисунок 4.3 – Зависимости коэффициента теплопроводности стали 12X18H10T, полученные на основе экспериментальных и справочных данных

На рисунке 4.4 представлена зависимость коэффициента теплопроводности изготовленных по SLM-технологии образцов от температуры, полученная на основе результатов экспериментальных исследований. Как видно из приведенной зависимости, коэффициент теплопроводности λ меняется от 12 до 19 Вт/м·К при изменении температуры от 100 до 450 °С. Таким образом, для модельных условий испытания прототипов в кристаллизующемся цинке значение λ материала образцов, изготовленных по аддитивной технологии, составляет 19 Вт/м·К. Для сравнения на рисунке 4.4 представлена аналогичная зависимость λ для жаропрочного сплава ЭИ 826. Значение λ материала образца больше, чем у данного жаропрочного сплава в среднем на 6 %.

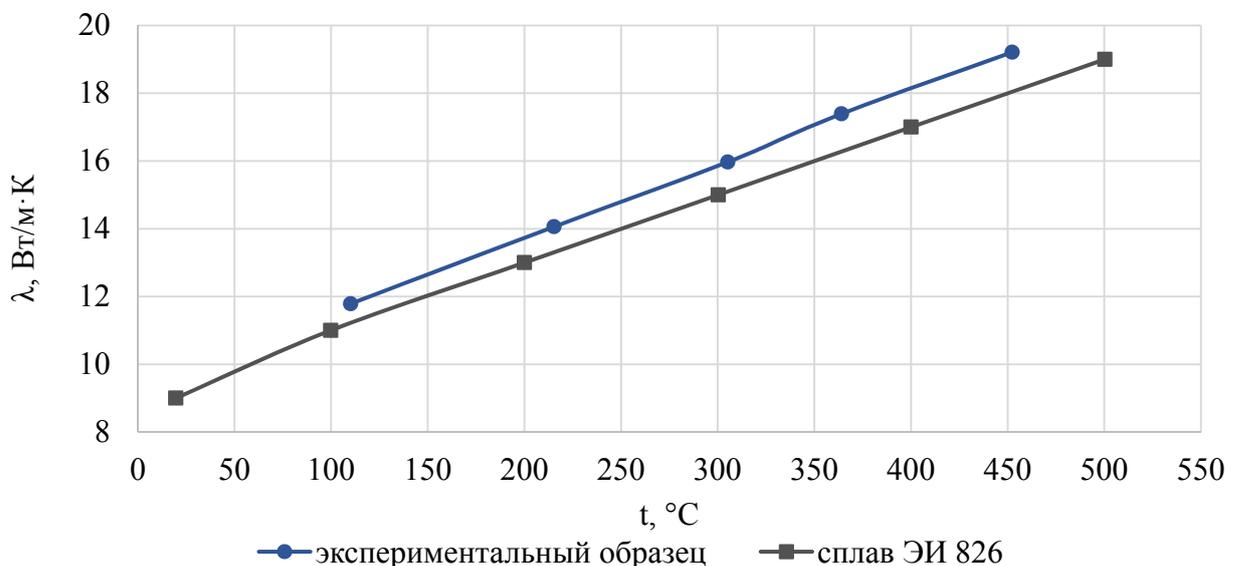


Рисунок 4.4 – Зависимость коэффициента теплопроводности от температуры

4.2.2 Исследование влияния шероховатости поверхности моделей на точность определения тепловых и гидравлических характеристик каналов охлаждения

Еще одним важным свойством образцов, изготавливаемых с применением аддитивных технологий посредством сплавления металлических порошков, отличающих их от образцов, изготавливаемых традиционными способами, является шероховатость поверхности, оказывающая существенное влияние как на тепловые, так и на гидравлические характеристики систем охлаждения теплонапряженных деталей. С целью установления степени влияния способа изготовления на указанные характеристики была проведена серия экспериментальных исследований, в ходе которых получены гидравлические и тепловые характеристики образцов шероховатых каналов, изготовленных по SLM-технологии, и гладких каналов, изготовленных фрезерованием, и проведено их сравнение.

Исследования проводились на каналах прямоугольного сечения высотой $h = 2$ мм, шириной $s = 10$ мм, длиной $l = 120$ мм.

Модель гладкого канала изготавливалась фрезерованием с последующей шлифовкой внутренней поверхности пластин, которая обеспечивала величину шероховатости равную $Ra = 2,5$ мкм. Идентичный образец был изготовлен по SLM-технологии. Шероховатость внутренней поверхности составила $Ra = 5,68$ мкм. Испытание каналов осуществлялось в горизонтальном положении. Для подсоединения к рабочему участку экспериментального стенда изготовленные образцы каналов были присоединены к цилиндрическим стаканам (рисунок 4.5). В ходе проведения экспериментальных исследований проводилось измерение расхода воздуха, продуваемого через каналы, а на входе и выходе из канала осуществлялось измерение температуры воздуха посредством хромель-копелевых термопар.

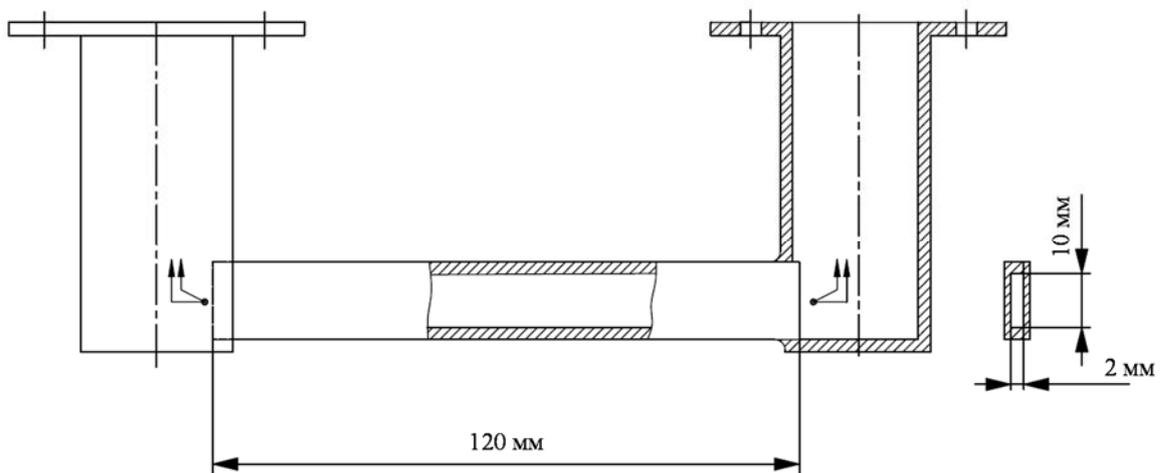


Рисунок 4.5 – Геометрия модели плоского канала

На основе результатов, полученных в ходе холодных продувок и продувок в условиях внешнего подогрева каналов, были построены расходные характеристики гладких и шероховатых каналов (рисунки 4.6 и 4.7). Как следует из графиков, пропускная способность канала с шероховатостью, изготовленного по SLM-технологии, оказывается меньше в среднем на 5-6 %.

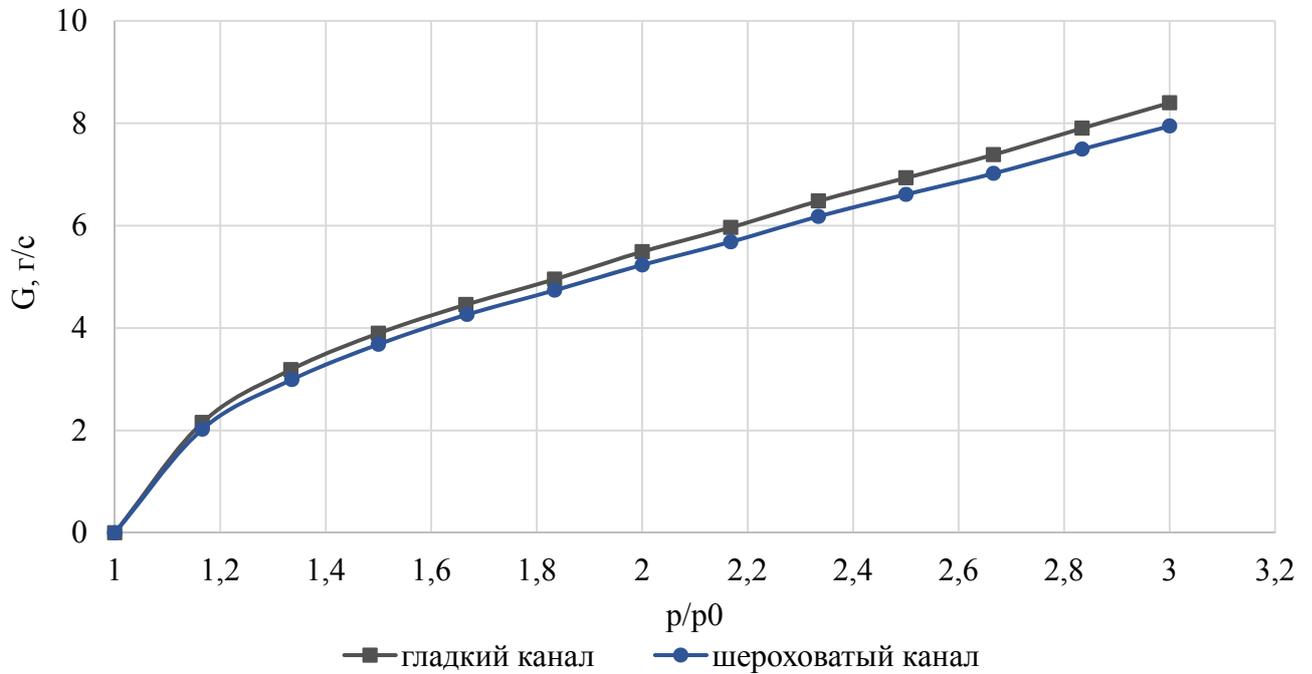


Рисунок 4.6 – Расходные характеристики каналов, полученные при холодных продувках

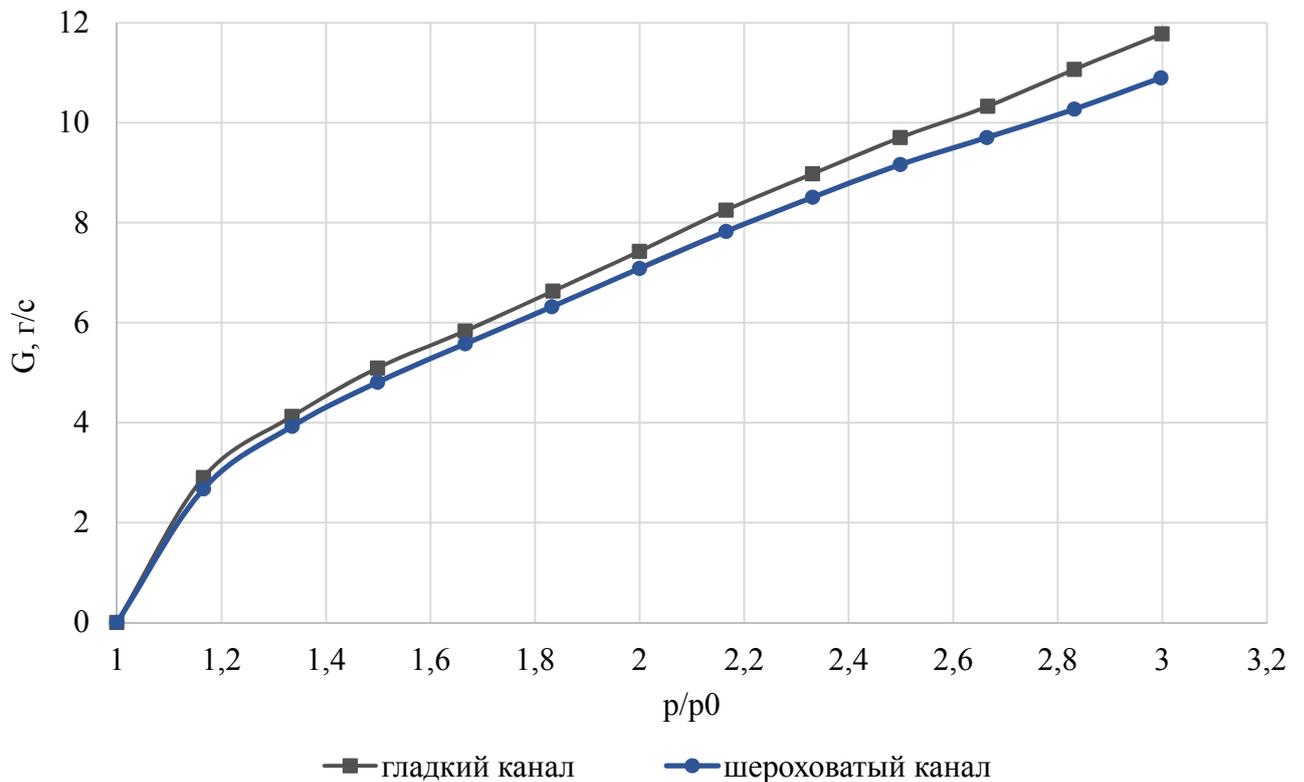
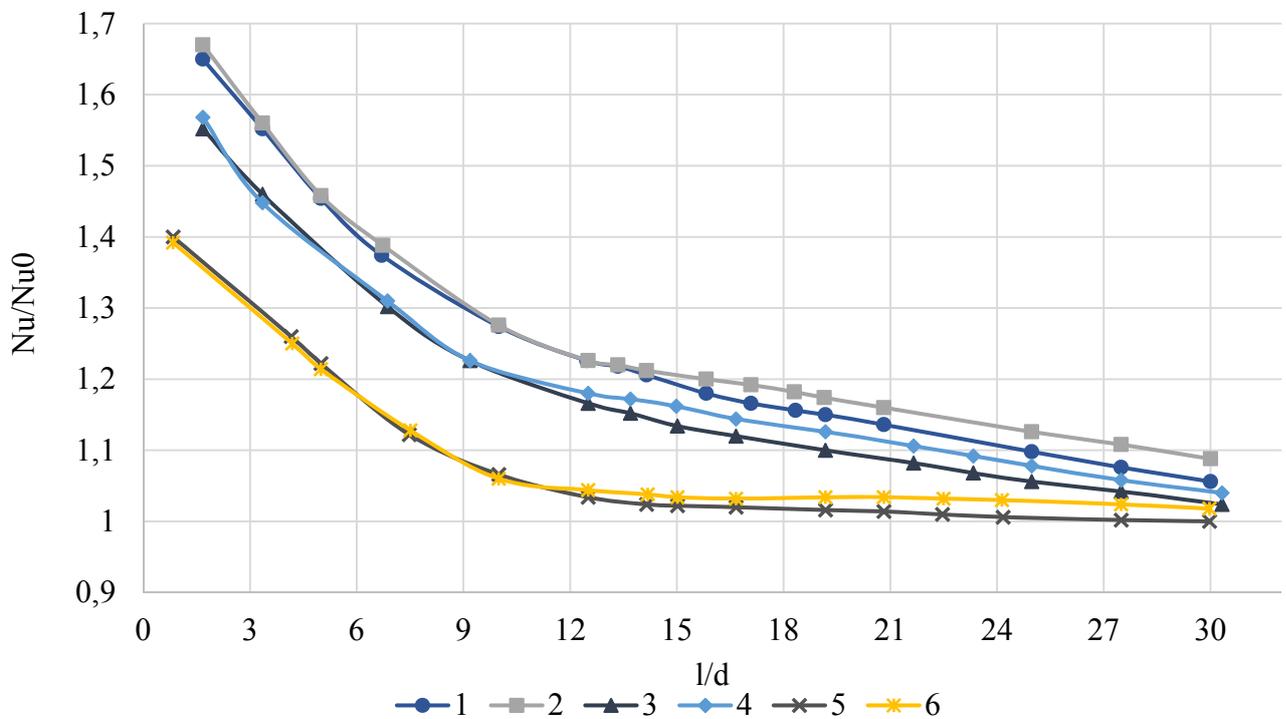


Рисунок 4.7 – Расходные характеристики каналов, полученные при горячих продувках

На основе горячих продувок образцов каналов в жидкометаллическом термостате были определены распределения тепловых потоков в сечениях образцов для нескольких режимов течения. На каждом режиме проводилось пять повторных экспериментов, на основе результатов которых посредством осреднения были определены значения плотности теплового потока. На основе полученных данных построены зависимости относительных коэффициентов теплоотдачи в виде Nu/Nu_0 , где базовое значение числа Нуссельта для различных режимов течения определялось в соответствии с выражением $Nu_0 = 0,018 \cdot Re^{0,8}$. Как следует из представленных на рисунке 4.8 зависимостей, на начальном участке канала (при соотношении $l/d < 12$) шероховатость практически не влияет на значение коэффициентов теплоотдачи. На участке $l/d \geq 12$ происходит увеличение интенсивности теплоотдачи, которая возрастает по мере увеличения числа Рейнольдса, однако рост этот не превышает 5 %.



1, 2 – $Re = 35980$; 3, 4 – $Re = 52100$; 5, 6 – $Re = 69300$; 1, 3, 5 – фрезерование; 2, 4, 6 – SLM-технология

Рисунок 4.8 – Распределение относительных чисел Нуссельта по длине канала

В каналах систем охлаждения теплонапряженных деталей с целью увеличения коэффициента теплоотдачи устанавливаются интенсификаторы теплообмена различной геометрической формы. С целью определения влияния шероховатости поверхности на теплоотдачу в каналах с установленными интенсификаторами были проведены сравнительные исследования прямоугольных каналов с установкой единичного интенсификатора в виде поперечного ребра высотой $0,25 \cdot h$ на одной из широких сторон канала на относительном расстоянии $l/d = 15$ от входа в

канал (рисунок 4.9). Как и при исследовании гладких каналов один из испытуемых образцов изготавливался фрезерованием (M1), а другой – по SLM-технологии (M2). Ребро выполнено прямоугольной формы шириной 0,5 мм с кромками, радиус скругления которых 0,02 мм.

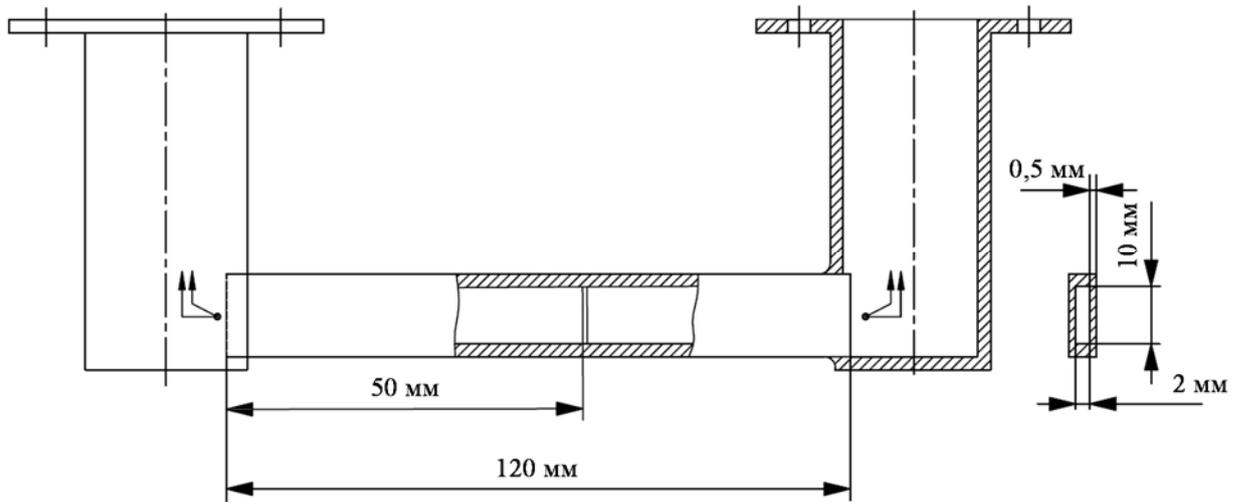


Рисунок 4.9 – Геометрия модели плоского канала с ребром

Как и в случае с гладкими ребрами были проведены холодные продувки и продувки в кристаллизующемся цинке, на основе результатов которых построены расходные характеристики, представленные на рисунках 4.10 и 4.11. Расходные характеристики модели, изготовленной по SLM-технологии, как при холодных, так и при горячих продувках на графиках расположены ниже по сравнению с аналогичными характеристиками каналов, изготовленных фрезерованием. При этом стоит отметить, что отличие не превышает 5 %, на основе чего можно сделать предположение, что основное влияние на пропускную способность образцов оказывает местное сужение канала в зоне установки ребра.

Так же, как и для гладких каналов, построены графики изменения Nu/Nu_0 (где $Nu_0 = 0,018 \cdot Re^{0,8}$) по длине канала для гладкой стенки и для стенки, на которой установлено ребро, при трех значениях Re (рисунки 4.12, 4.13, 4.14). Рост коэффициента теплоотдачи наблюдается на некотором расстоянии от ребра, в зоне возникновения отрыва потока. Максимум теплоотдачи смещен относительно установки ребра вниз по потоку на относительное расстояние l/d , равное 2-3. Интенсификация теплоотдачи наблюдается как на оребренной, так и на противоположной, гладкой стенке канала, причем на гладкой стенке значение Nu/Nu_0 в зоне максимума ниже, чем на оребренной на 15-20 %. Полученные результаты хорошо согласуются с данными исследований [309, 310]. Влияние шероховатости канала на участке, где установлено ребро, не наблюдается, Nu/Nu_0 в модели M1 и M2 практически совпадают. Влиянием шероховатости можно объяснить незначительное увеличение Nu/Nu_0 на относительном расстоянии от входа в канал l/d , превышающем 24.

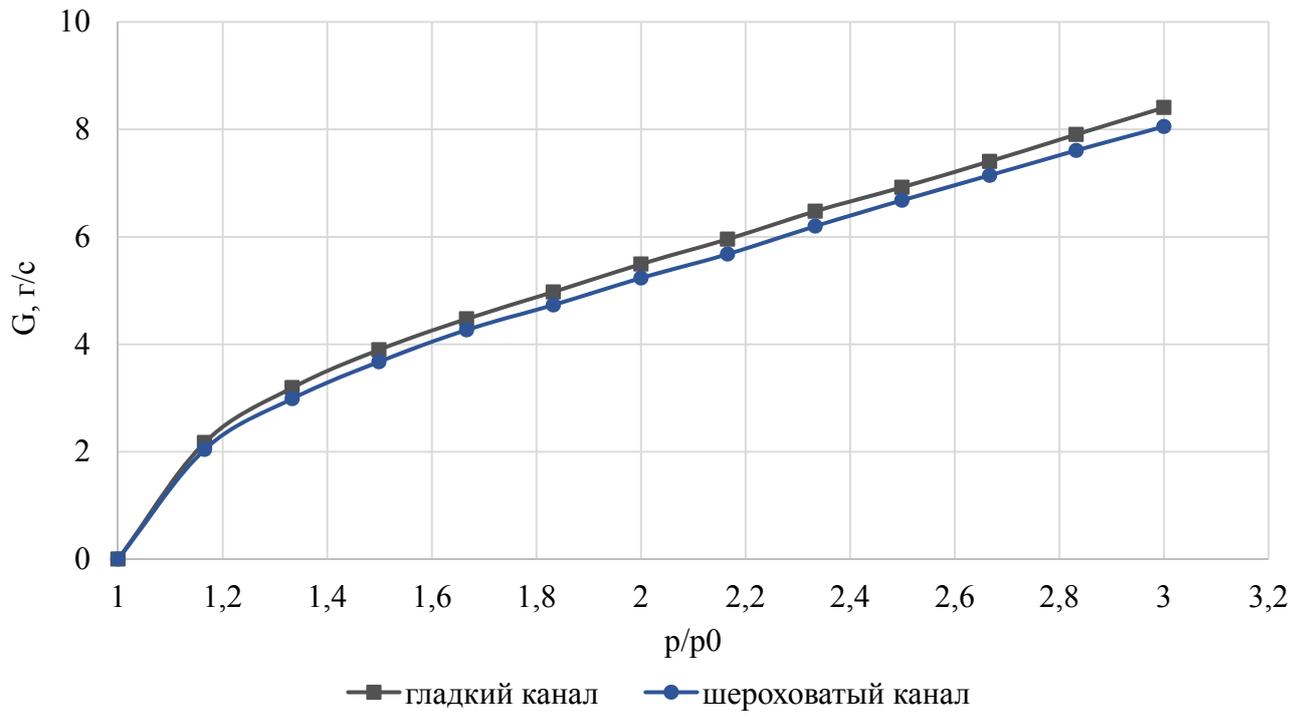


Рисунок 4.10 – Расходные характеристики канала с ребром, полученные при холодных продувках

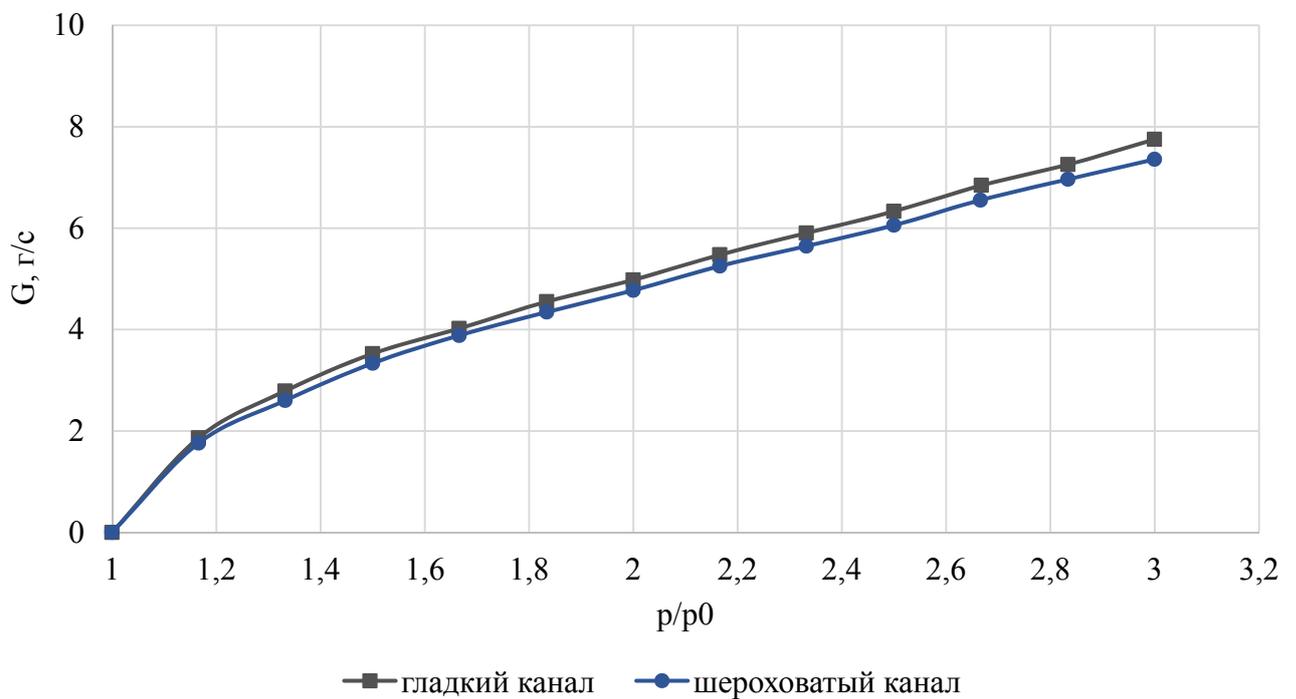
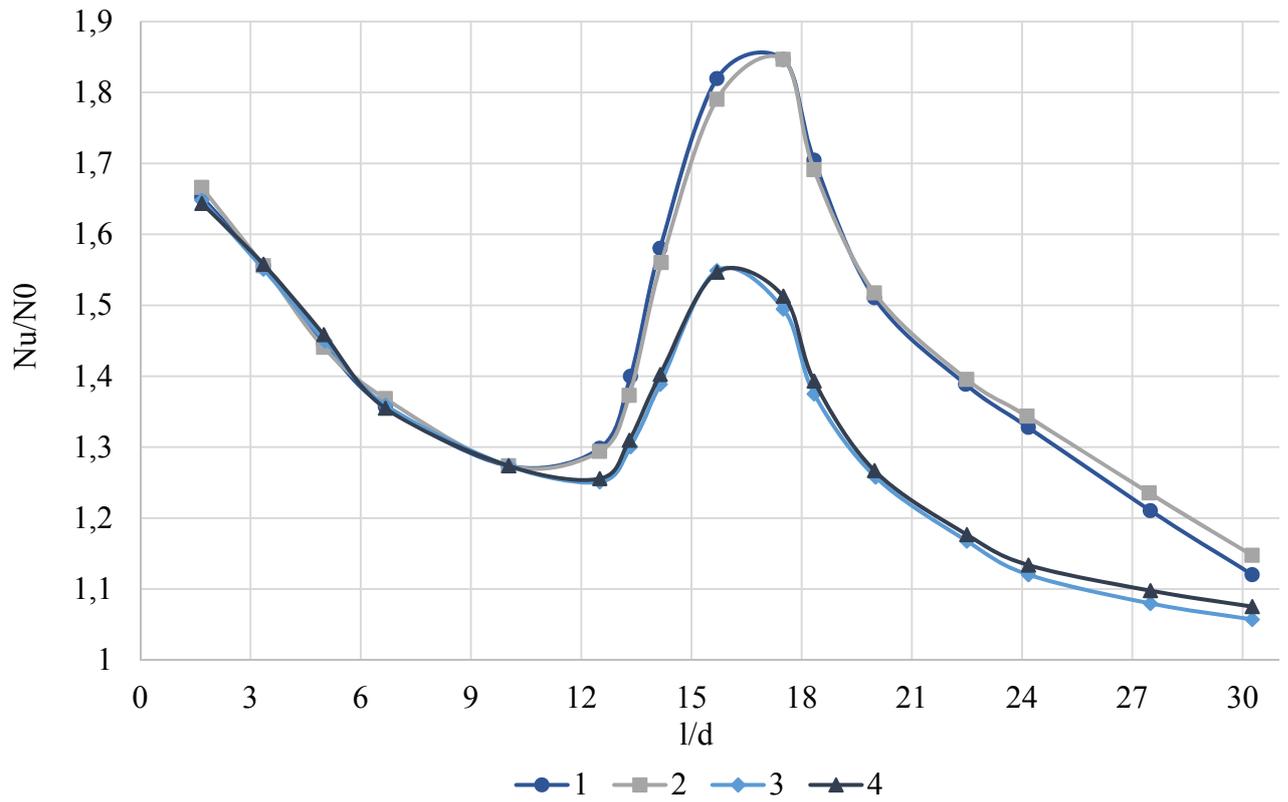


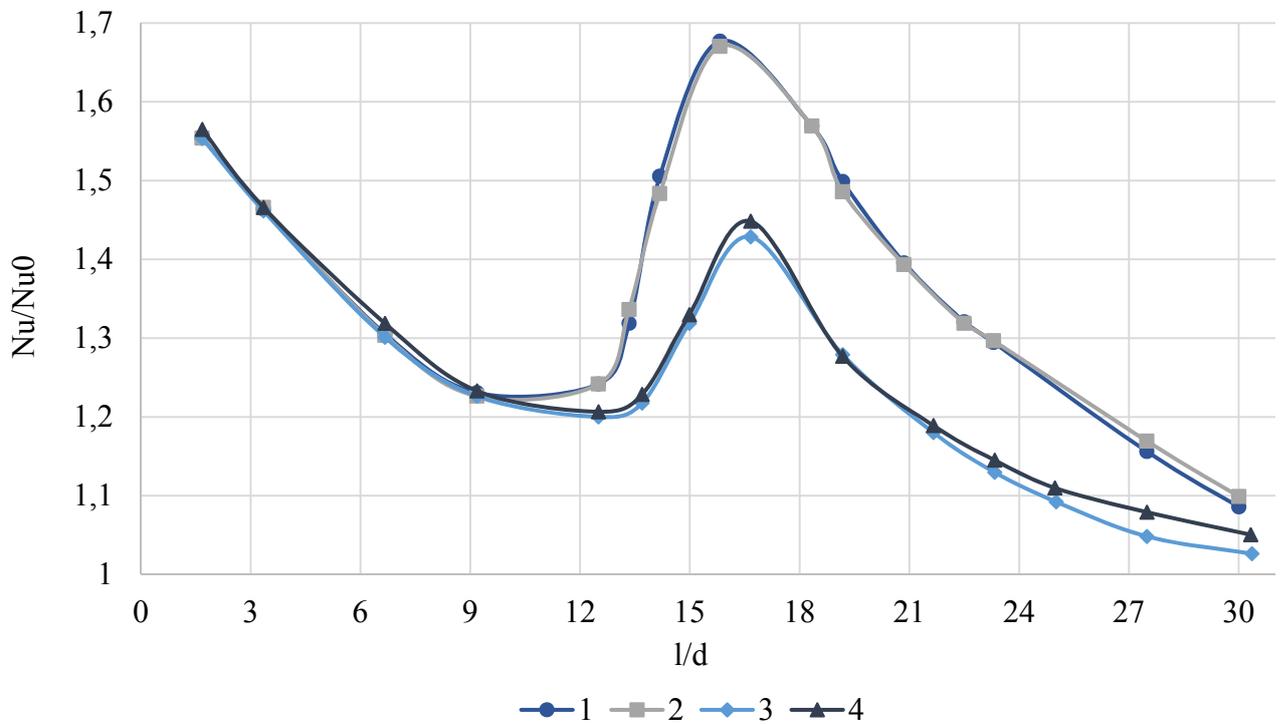
Рисунок 4.11 – Расходные характеристики канала с ребром, полученные при горячих продувках



1 – M1, стенка с ребром; 2 – M2, стенка с ребром;

3 – M1, гладкая стенка; 4 – M2, гладкая стенка

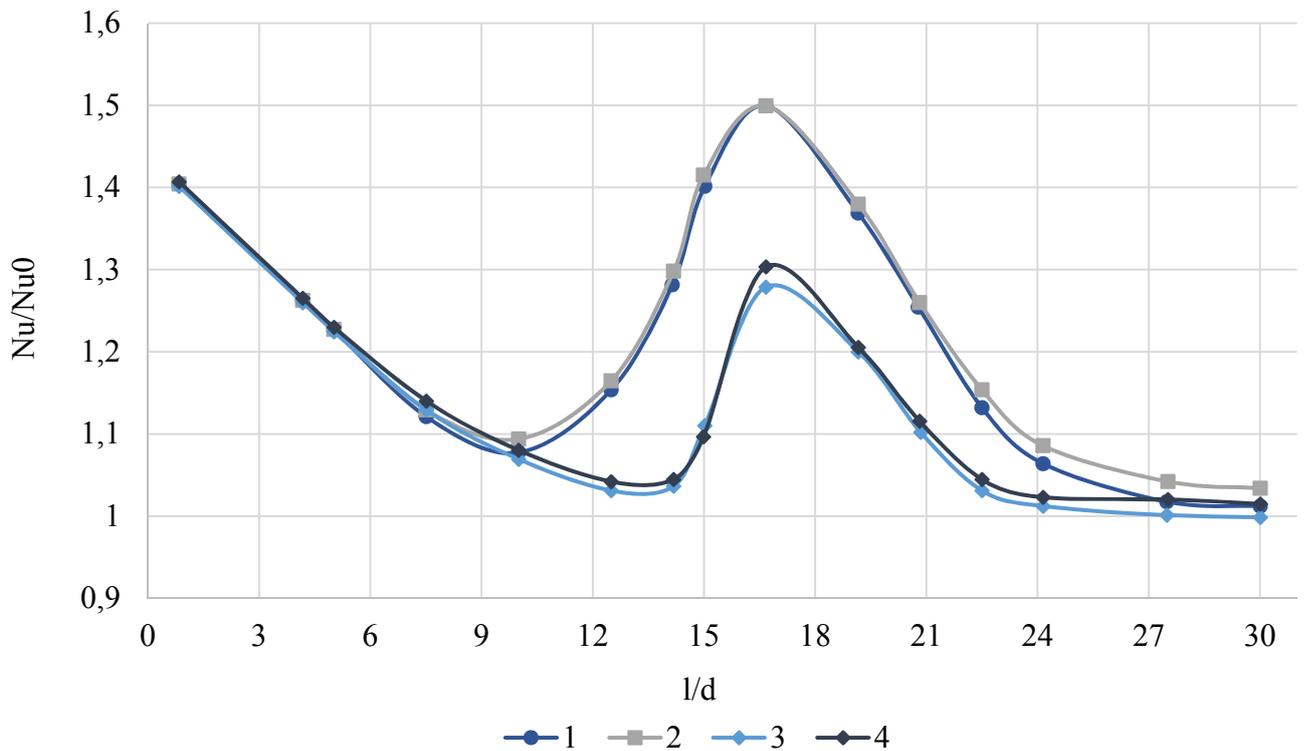
Рисунок 4.12 – Распределение Nu/Nu_0 по длине канала при $Re = 36020$



1 – M1, стенка с ребром; 2 – M2, стенка с ребром;

3 – M1, гладкая стенка; 4 – M2, гладкая стенка

Рисунок 4.13 – Распределение Nu/Nu_0 по длине канала при $Re = 52100$



1 – M1, стенка с ребром; 2 – M2, стенка с ребром;
3 – M1, гладкая стенка; 4 – M2, гладкая стенка

Рисунок 4.14 – Распределение Nu/Nu_0 по длине канала при $Re = 69300$

Результаты экспериментальных исследований гладких каналов и каналов с единичными интенсификаторами позволяют сделать вывод, о слабом влиянии шероховатости поверхности каналов охлаждения, обусловленной их изготовлением по SLM-технологии, на уровень теплоотдачи. Стоит также отметить, что в реальных конструкциях охлаждаемых теплонапряженных деталей относительный шаг установки интенсификаторов теплообмена существенно меньше, чем $l/d = 3$, а, следовательно, влияние шероховатости на величину локальных коэффициентов теплоотдачи от внутренних поверхностей к охлаждающему воздуху соизмеримо с погрешностью их экспериментального определения методом калориметрирования в жидкометаллическом термостате, что доказывает возможность применения аддитивных технологий для изготовления прототипов теплонапряженных деталей с целью экспериментального подтверждения их расчетных характеристик на ранних стадиях проектирования.

4.3 Отработка усовершенствованной методики проектирования теплонапряженных деталей на примере рабочей лопатки газовой турбины

С целью подтверждения работоспособности и эффективности усовершенствованной методики проектирования теплонапряженных деталей был проведен комплекс расчетно-

экспериментальных исследований, включающий расчетное определение гидравлических и тепловых характеристик с использованием модели гидравлической сети и тепловой модели охлаждаемой лопатки, а также их экспериментальное определение на основе испытаний прототипов, изготовленных по SLM-технологии, и последующее сравнение полученных данных с результатами испытаний опытного образца лопатки, выполненного литьем по выплавляемым моделям.

В качестве объекта исследования для отработки методики была выбрана рабочая лопатка газотурбинной установки АЛ-31СТН с конвективной системой охлаждения (рисунок 4.15).



Рисунок 4.15 – Рабочая лопатка газотурбинной установки, изготовленная по серийной технологии

На рисунке 4.16 представлена трехмерная модель прототипа, разработанная с целью изготовления образца по SLM-технологии для проведения испытаний. Прототип выполнен с фланцем для подсоединения к рабочему участку испытательного стенда и имеет коллекторы для отвода воздуха из выходной щели и торцевых отверстий. Замковая часть модели лопатки выполнена с утонченными стенками для уменьшения тепловой инерции. В остальном разработанная электронная модель полностью повторяет геометрию внешних обводов пера и внутренней полости рассматриваемой лопатки. Лопатка имеет каналную схему охлаждения с интенсификацией теплообмена посредством организации воздушных струй через отверстия в перегородках со стороны корыта. На периферии часть воздуха выходит из лопатки через отверстия в торце пера, другая часть разворачивается на 180 градусов в сторону замка и вытекает через щель вы-

ходной кромки в проточную часть турбины. В корневых сечениях для интенсификации теплообмена перед выходной кромкой установлены два ряда штырьков, а в щелевом канале выходной кромки расположены наклонные ребра.

В соответствии с разработанной электронной моделью для проведения испытаний по SLM-технологии изготовлен прототип, фотография которого представлена на рисунке 4.17. Прототип был изготовлен из того же материала, что и образцы прямоугольных каналов. Химического состава материала представлен в таблице 4.1. Величина шероховатости наружной поверхности по результатам измерения составила $Ra = 5,67$ мкм и $Rz = 27,67$ мкм. В результате анализа геометрии и размеров внутренних каналов установлено соответствие изготовленного прототипа разработанной электронной модели.

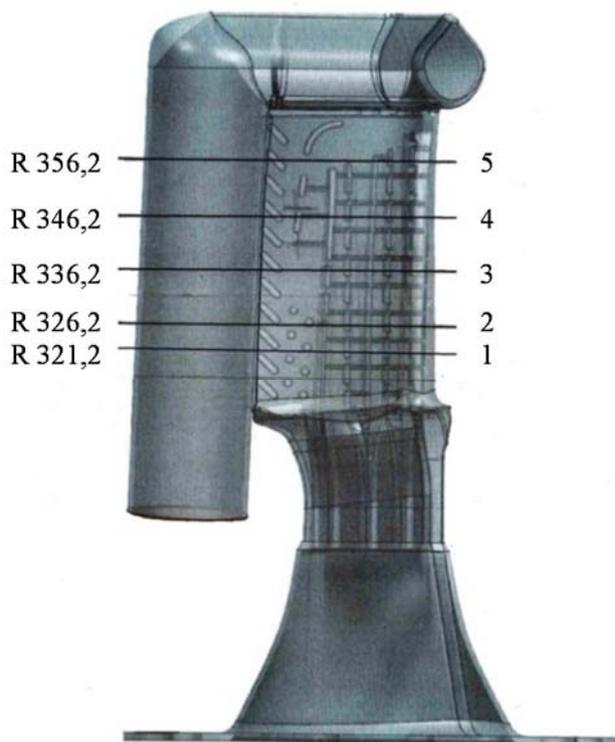


Рисунок 4.16 – Трехмерная модель прототипа рабочей лопатки



Рисунок 4.17 – Прототип лопатки, изготовленный по SLM-технологии

Система каналов внутренней полости лопатки моделировалась в виде эквивалентной гидравлической сети, приведенной на рисунке 4.18. Входным является узел 30, выходным – узел 89. Задавая давление в этих узлах, определялся перепад давления в тракте охлаждения.

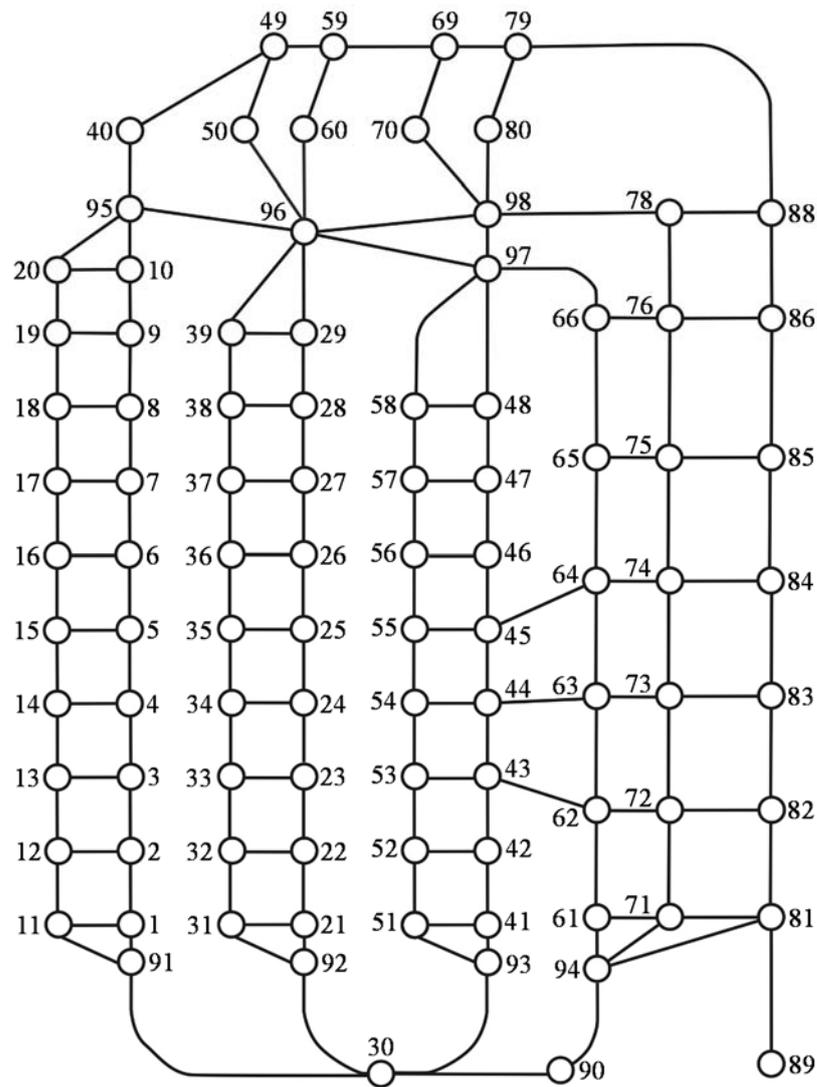


Рисунок 4.18 – Эквивалентная расчетная гидравлическая сеть прототипа лопатки

Графическое представление тепловой модели системы охлаждения приведено на рисунке 4.19.

С целью последующей верификации разработанной модели расчеты проводились для перепадов давлений, соответствующих модельным условиям испытаний, а температура стенки задавалась равной температуре кристаллизации цинка. Подогревы воздуха в каналах Δt_b определялись по уравнению теплового баланса (4.11) для каждого канала тракта охлаждения.

$$\Delta t_b = \frac{\sum q_i}{C_p \cdot G_i}, \quad (4.11)$$

где G_i – расход воздуха в канале, кг/с;

$C_p = f(t_{bi})$ – теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К).

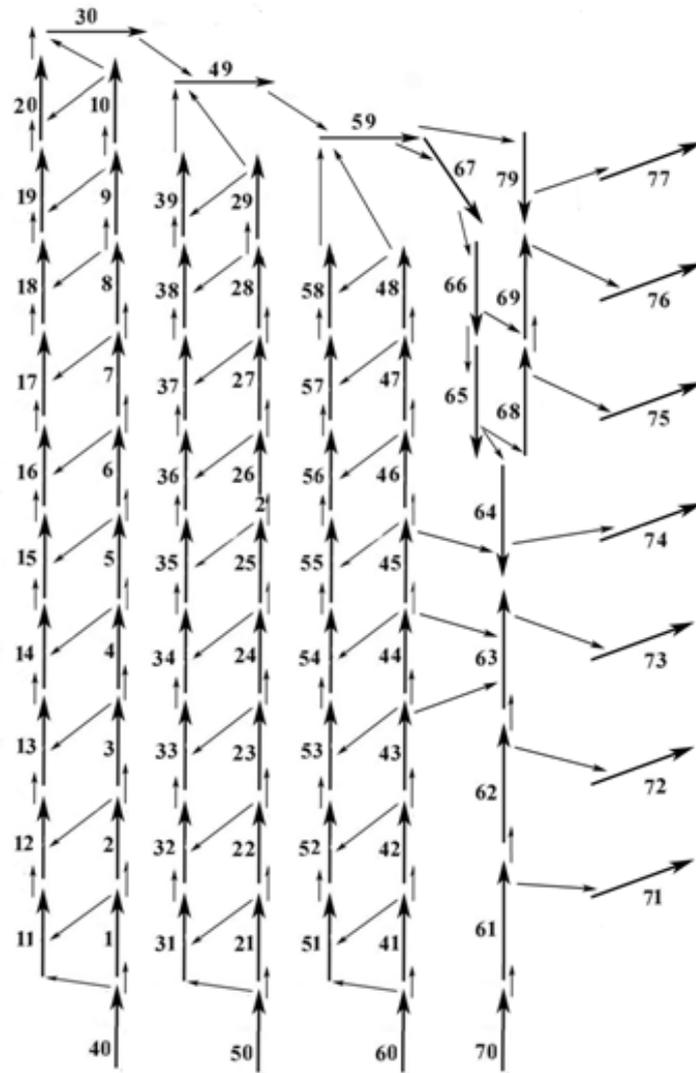


Рисунок 4.19 – Графическое представление тепловой модели системы охлаждения

На основе расчетов, проведенных по разработанным гидравлическим и тепловым моделям, получены зависимости изменения расхода охлаждающего воздуха через лопатку при различных перепадах давления, а также определено распределение плотности теплового потока по поверхности лопатки при различных перепадах давления. Аналогичные данные получены в результате проведения экспериментальных исследований прототипа, изготовленного с применением аддитивных технологий. Отличие полученных расчетным путем расходных характеристик и характеристик, определенных экспериментально (рисунок 4.20) не превышает 3 %, что позволяет сделать вывод об адекватности расчетной гидравлической модели по параметру суммарного расхода воздуха.

На рисунке 4.21 показано распределение плотности расчетного q_p и экспериментально установленного $q_{ц}$ теплового потока в среднем сечении 3 модели при двух значениях перепада давления, равных 1,48 и 1,97.

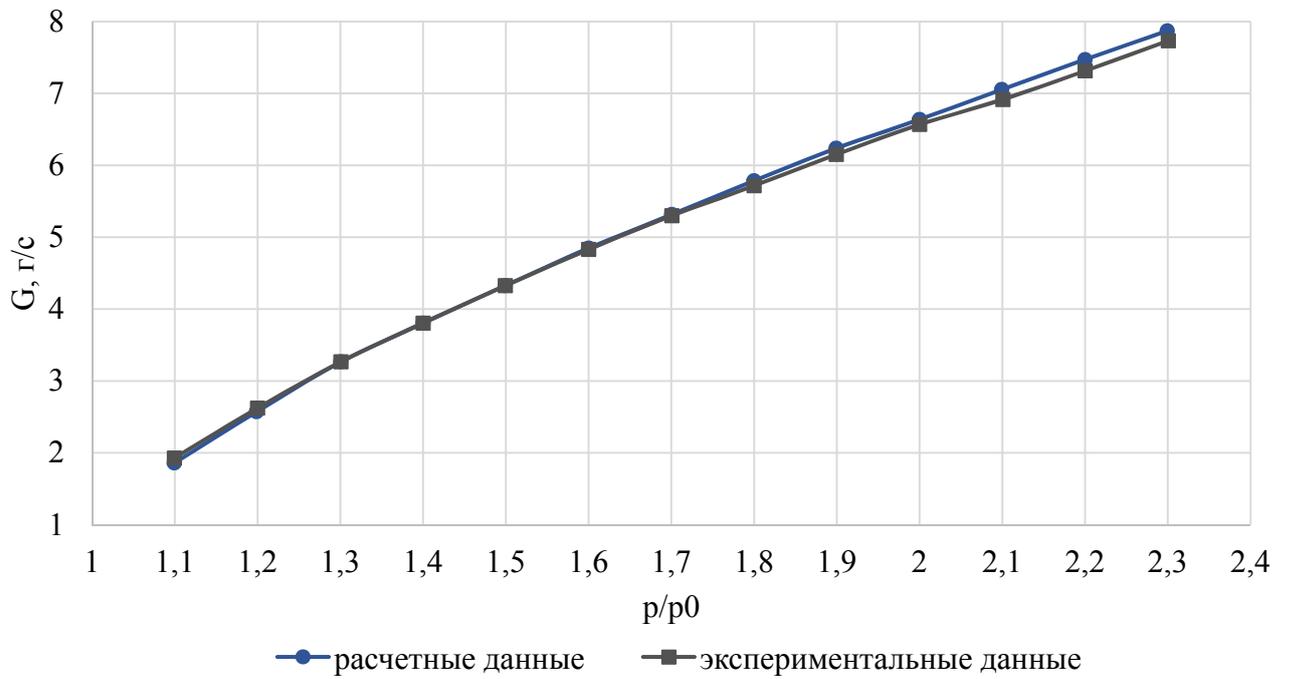
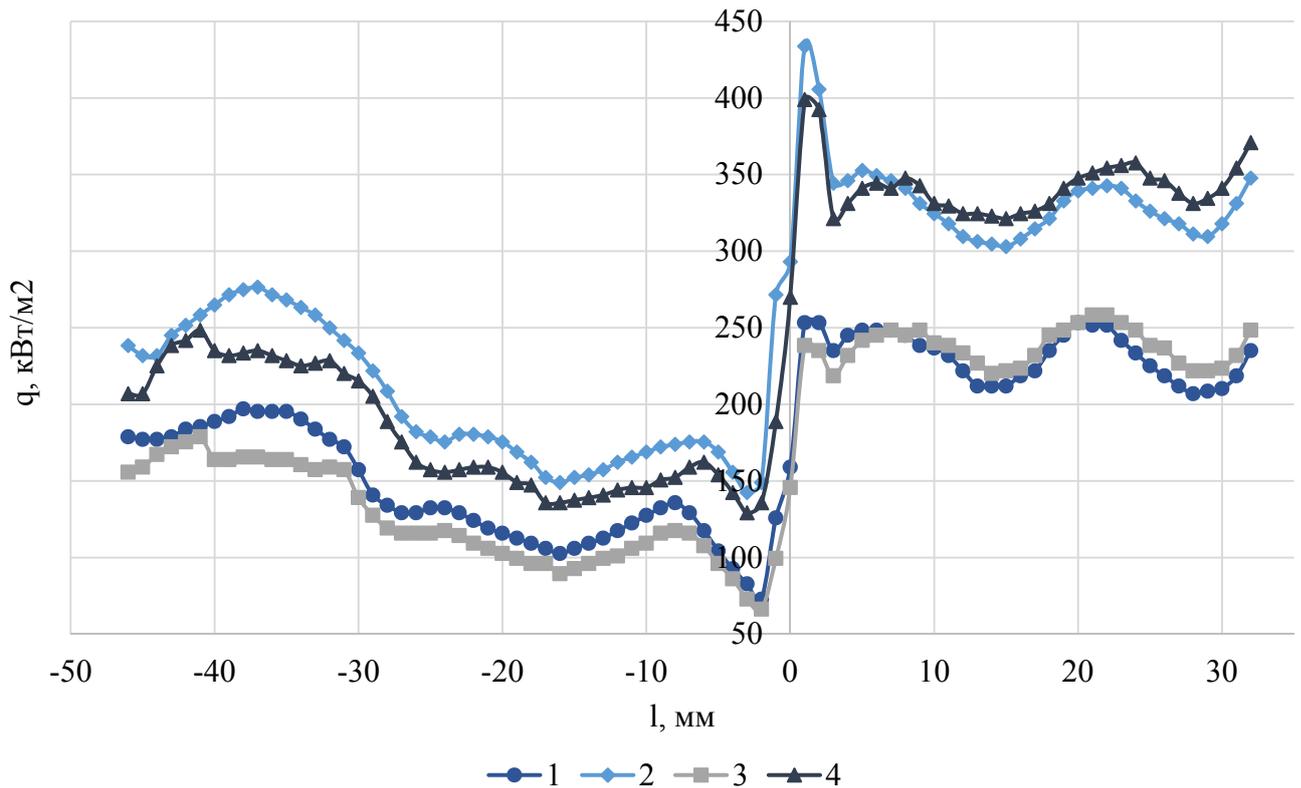


Рисунок 4.20 – Расходные характеристики лопаток, полученные при холодных продувках



1, 2 – экспериментальные данные; 3, 4 – расчетные данные; 1, 3 – $p/p_0 = 1,48$; 2, 4 – $p/p_0 = 1,97$

Рисунок 4.21 – Распределение плотности теплового потока по поверхности сечения 3

На рисунке 4.22 приведено отношение тепловых потоков q_w/q_p в сечении 3 для двух перепадов давления. Определив для каждой точки поверхности допустимую величину отклонения (q_w/q_p)_{доп} для допустимого отклонения температуры поверхности лопатки, которое в условиях

эксплуатации, как правило, составляет ± 10 К, на основе приведенной зависимости могут быть определены зоны несоответствия тепловой модели экспериментальным данным.

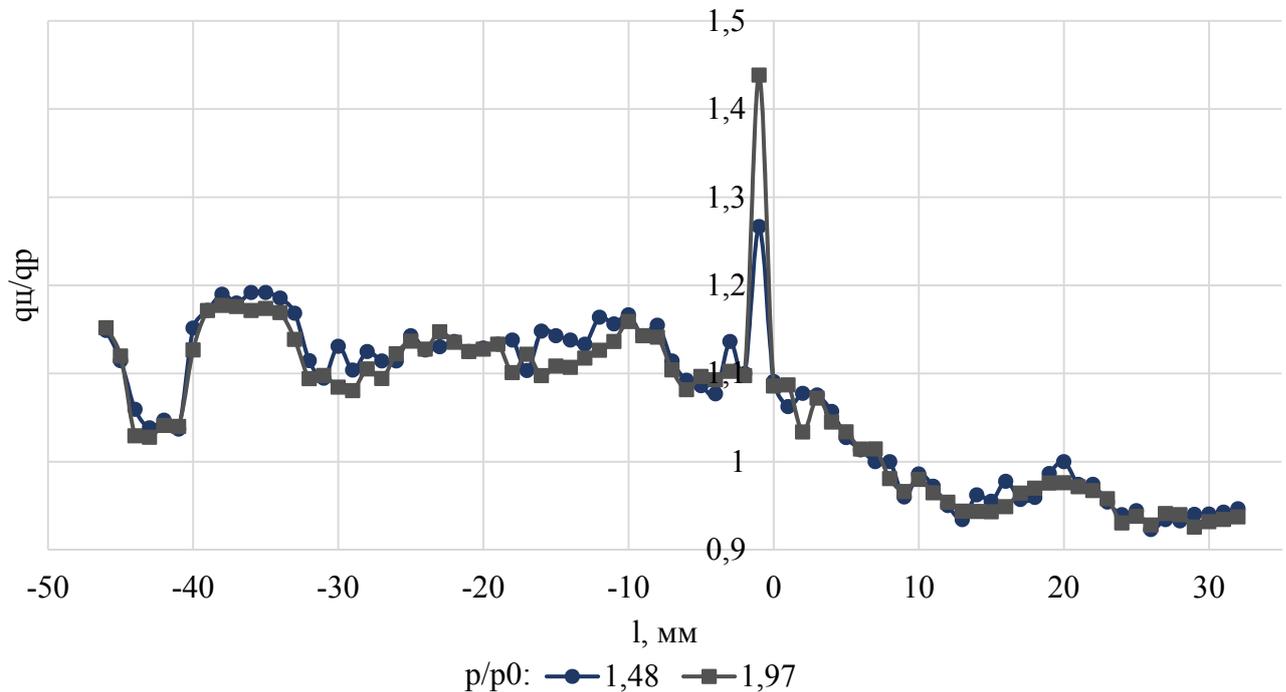


Рисунок 4.22 – Распределение параметра q_w/q_p по поверхности лопатки в сечении 3

С целью установления соответствия экспериментальных данных, полученных в результате испытания изготовленного по SLM-технологии прототипа, характеристикам реальной лопатки, изготовленной по серийной технологии литья по выплавляемым моделям, был проведен комплекс сравнительных испытаний, по результатам которых проведено сравнение расходных и тепловых характеристик.

Для проведения испытаний в жидкометаллическом термостате лопатка, изготовленная в серийном производстве, была доработана. С целью уменьшения тепловой инерции был сошлифован замок, лопатка снабжена коллекторами для отвода воздуха, для замера температуры воздуха на входе и выходе были установлены экранированные хромель-копелевые термопары. Фотография препарированной лопатки приведена на рисунке 4.23.

Расходные характеристики лопатки и прототипа, полученные в результате горячей продувки в расплаве цинка, представлены на рисунке 4.24. Сравнение приведенных на графиках данных свидетельствует о большей пропускной способности лопатки, изготовленной по серийной технологии, по сравнению с прототипом. При этом стоит отметить, что наибольшее отличие расходов не превышает 5 % при максимальных перепадах давления, что обусловлено более гладкой поверхностью каналов охлаждения лопатки, выполненной литьем.



Рисунок 4.23 – Препарированная для испытаний лопатка

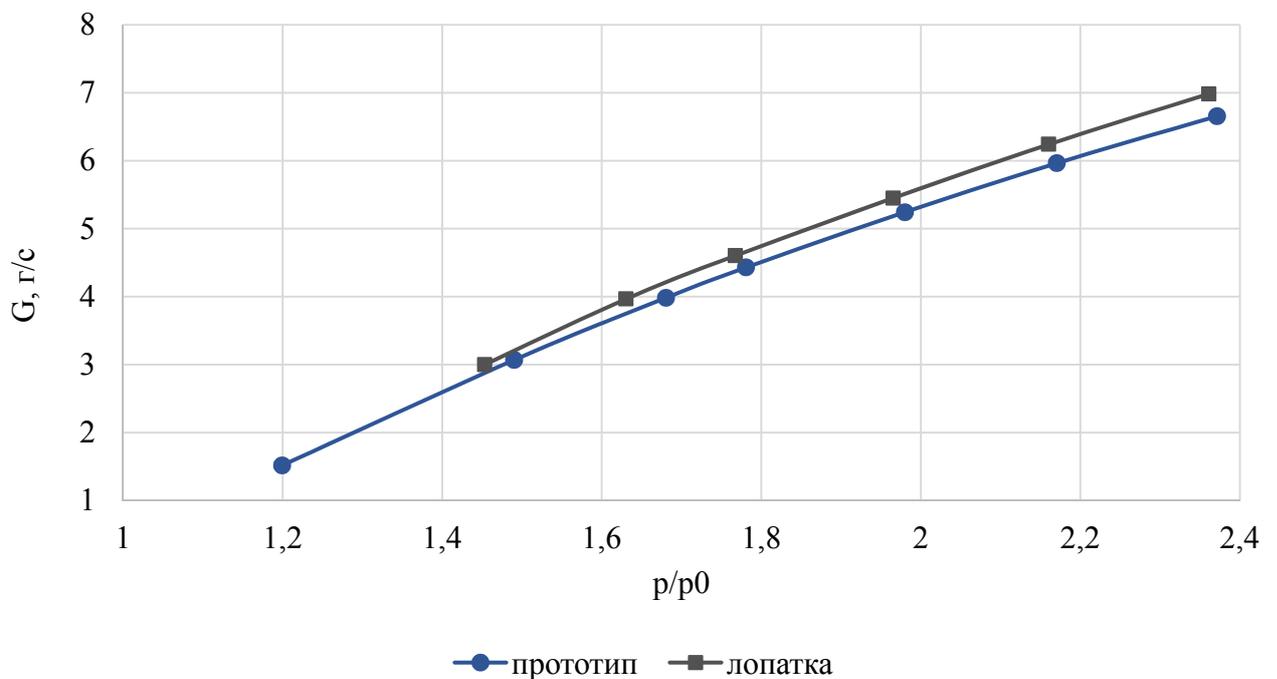
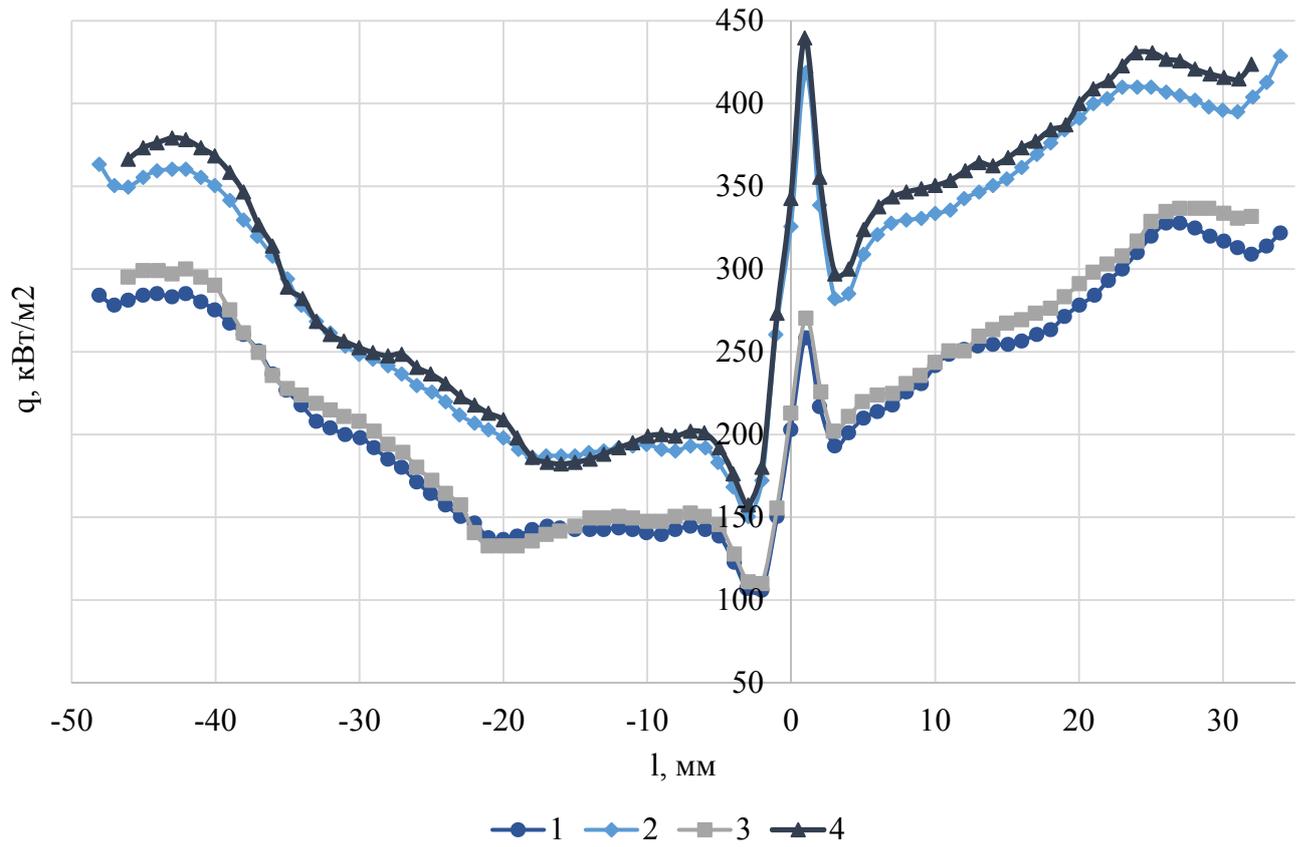


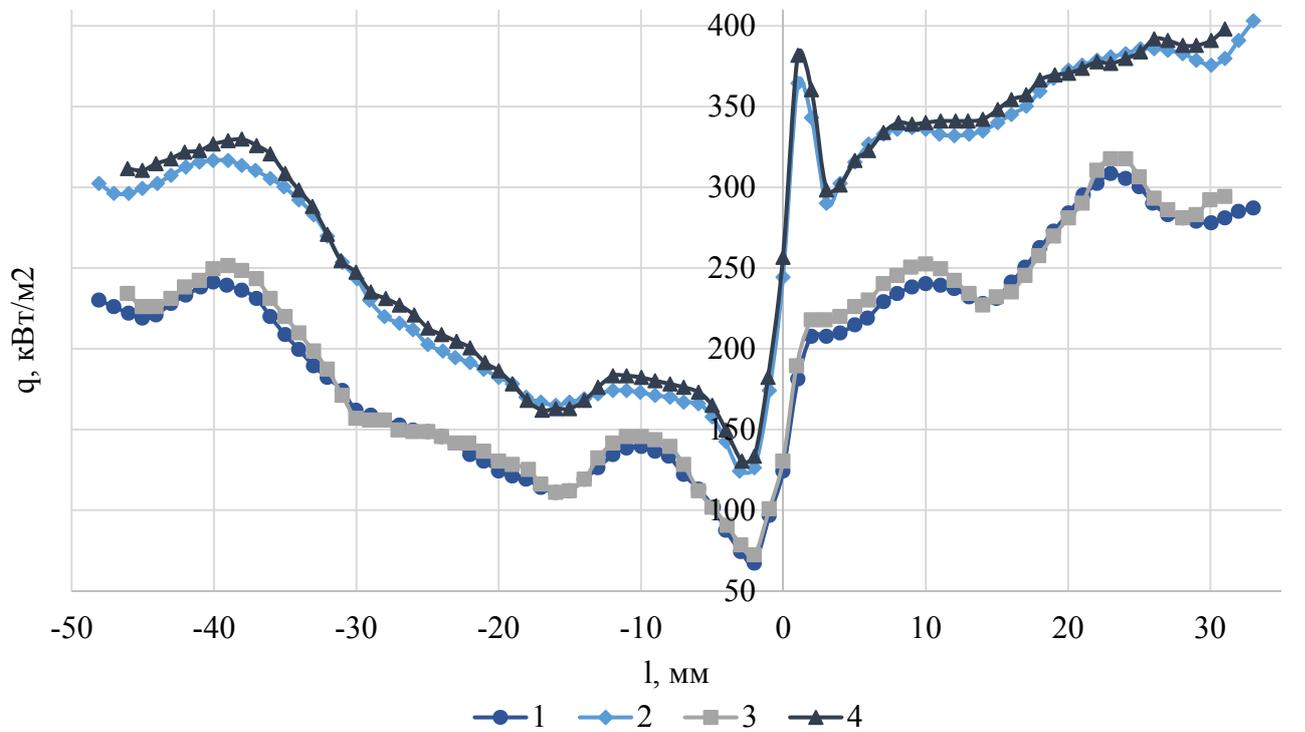
Рисунок 4.24 – Расходные характеристики прототипа и лопатки, полученные в результате горячих продувок

Тепловые испытания лопатки проводились на двух режимах, первый из которых соответствовал расходу воздуха 3 г/с, второй – 6 г/с. Это позволило провести сравнение полей тепловых потоков прототипа и лопатки при различных режимах течения. Распределения плотностей тепловых потоков для различных сечений лопатки, полученные при испытаниях литой лопатки и изготовленного по SLM-технологии прототипа, при двух различных режимах течения приведены на рисунках с 4.25 по 4.29.



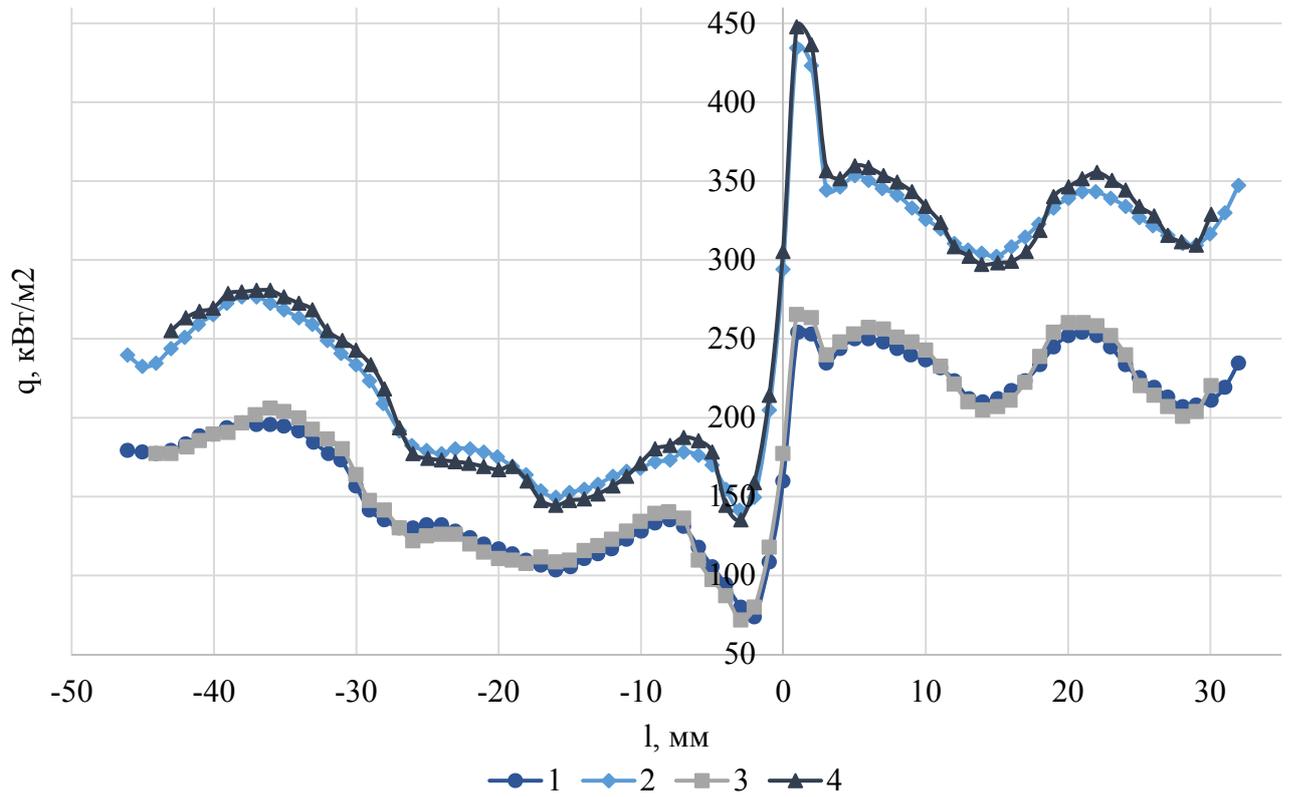
1, 3 – прототип; 2, 4 – лопатка; 1, 3 – $G = 3$ г/с; 2, 4 – $G = 6$ г/с

Рисунок 4.25 – Распределение плотностей тепловых потоков в сечении 1



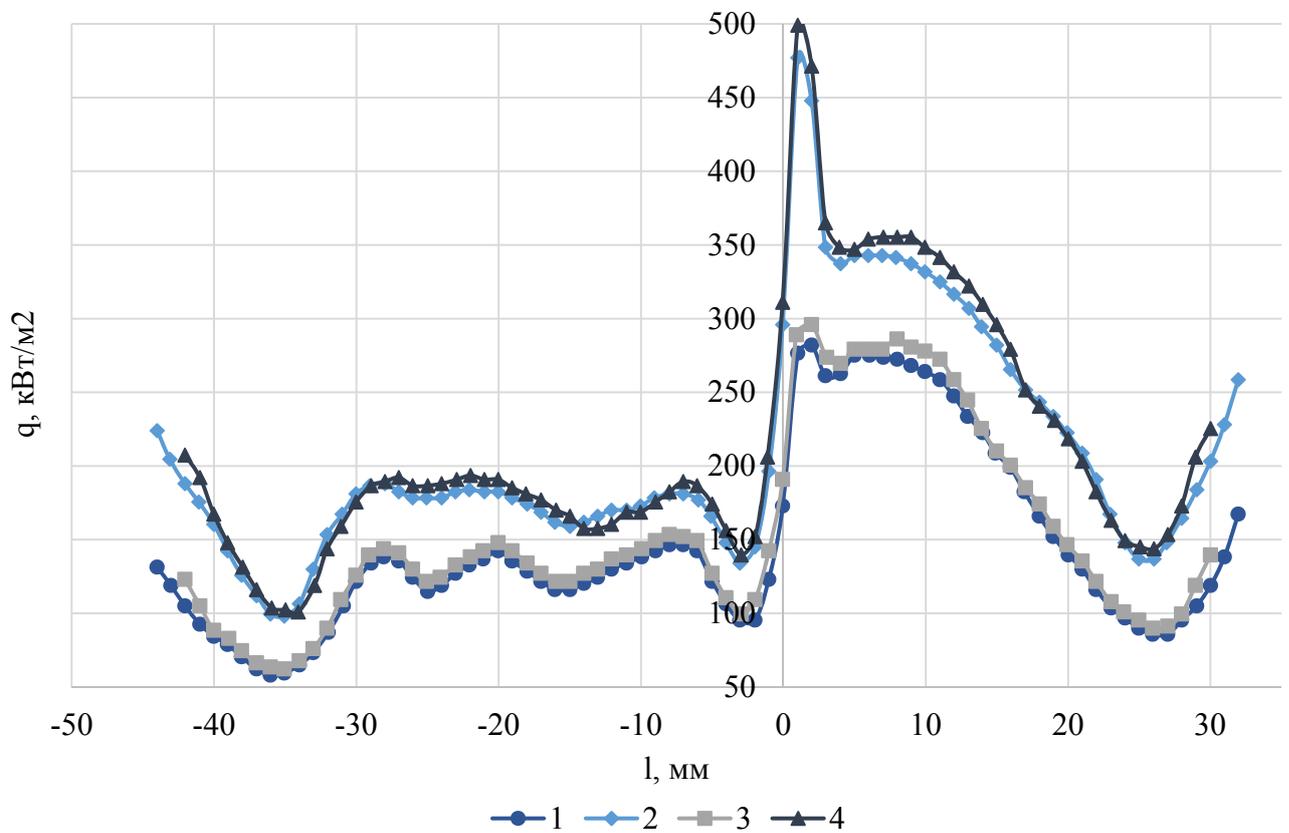
1, 3 – прототип; 2, 4 – лопатка; 1, 3 – $G = 3$ г/с; 2, 4 – $G = 6$ г/с

Рисунок 4.26 – Распределение плотностей тепловых потоков в сечении 2



1, 3 – прототип; 2, 4 – лопатка; 1, 3 – $G = 3$ г/с; 2, 4 – $G = 6$ г/с;

Рисунок 4.27 – Распределение плотностей тепловых потоков в сечении 3



1, 3 – прототип; 2, 4 – лопатка; 1, 3 – $G = 3$ г/с; 2, 4 – $G = 6$ г/с

Рисунок 4.28 – Распределение плотностей тепловых потоков в сечении 4

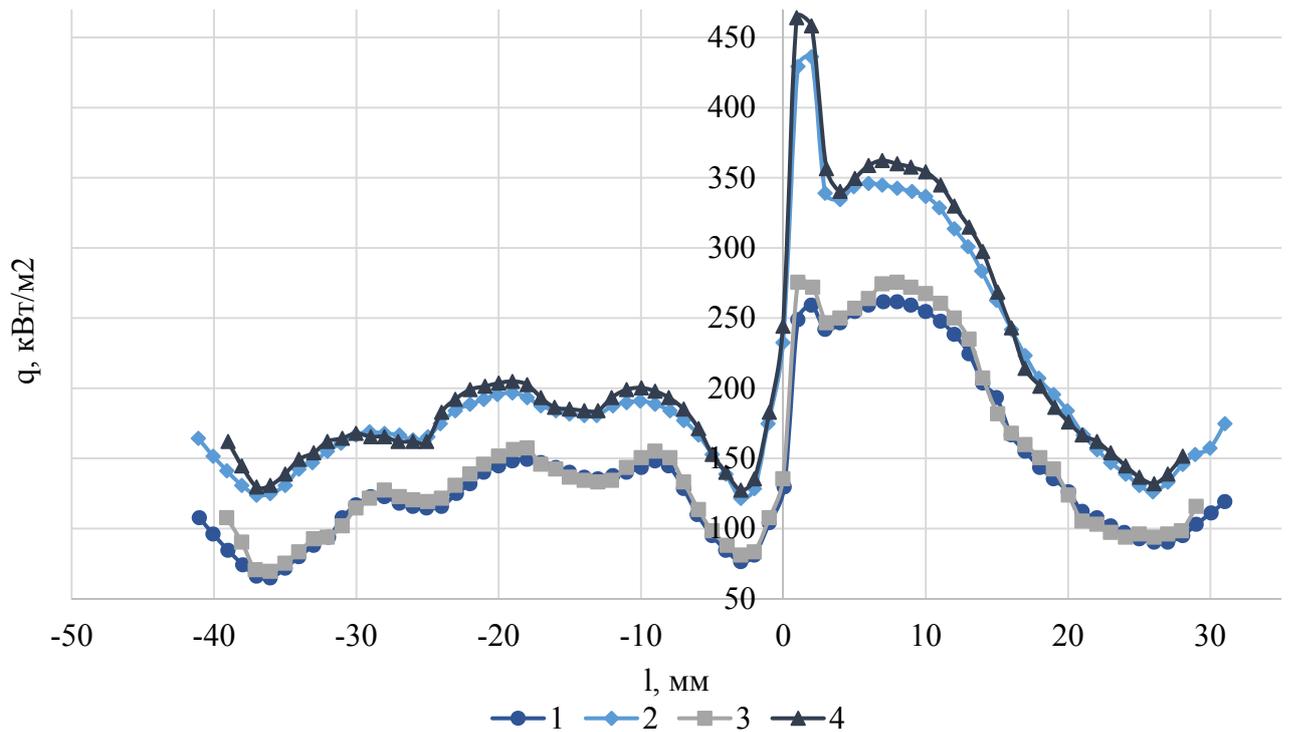


Рисунок 4.29 – Распределение плотностей тепловых потоков в сечении 5

Как видно из представленных на рисунках графиков, отличие значений плотности теплового потока q , полученные при испытании прототипа и серийной лопатки, на всех участках поверхности сечений не превышает 5 %. Большие отличия наблюдаются только на участке щели выходной кромки, что обусловлено отличием конструктивной реализации коллектора для отвода воздуха: выходная кромка лопатки, в отличие от прототипа, заглублена в коллектор.

Совпадение распределения плотности тепловых потоков в контрольных сечениях и расходные характеристики, полученные при испытании натурной лопатки и ее модели (прототипа), подтвердили возможность проверки новых конструктивных решений и применяемых расчетных моделей, разрабатываемых и используемых при проектировании систем охлаждения теплонапряженных деталей на их прототипах, изготавливаемых по SLM-технологии.

4.4 Оценка эффективности усовершенствованной методики проектирования теплонапряженных охлаждаемых деталей

Одной из основных целей усовершенствования методики проектирования теплонапряженных деталей являлось сокращение сроков создания высокотемпературных энергоустановок с теплонапряженными охлаждаемыми деталями, проектирование которых является критическим элементом процесса разработки. Поэтому сравнение эффективности усовершенствованной ме-

тодики проектирования с существующей предлагается осуществлять по параметру временных затрат на реализацию комплекса проектировочных и доводочных работ, направленных на создание высокотемпературных турбин с охлаждаемыми проточными частями. Оценка эффективности в денежном выражении затруднительна и не является показательной, поскольку расходы на разработку в большой степени зависят от организации труда, уровня технологической вооруженности предприятия изготовителя, наличия испытательной базы, уровня информатизации и ряда других, не связанных с разработкой напрямую факторов.

С использованием данных, представленных в работах [311, 312], оставлен перечень операций, которые осуществляются до начала серийного производства охлаждаемых лопаток турбин при использовании существующей и усовершенствованной методик проектирования теплонапряженных деталей, с указанием временных затрат на выполнение отдельных блоков работ, объединенных по принципу технологической общности (таблицы 4.2, 4.3). При формировании последовательности и состава блоков работ сделано допущение, что при применении обеих методик требуется внесение изменений в конструкторскую документацию по результатам проведения испытаний опытных образцов проектируемых лопаток.

Таблица 4.2 – Затраты времени при применении существующей методики проектирования

№ п/п	Виды работ	Время выполнения, мес.
1	Проектирование системы охлаждения: гидравлические и тепловые расчеты, прочностные расчеты, выбор рационального варианта	4
2	Подготовка конструкторской документации на лопатку	2
3	Технологическая подготовка производства лопаток: геометрическая модель отливки, проект компоновочного чертежа пресс-формы для прессования керамических стержней, чертеж пресс-формы для модели лопатки, разработка программ и инструментов для станков с ЧПУ, изготовление пресс-формы и сопутствующих элементов	6
4	Изготовление литевых форм, изготовление одного комплекта лопаток	2
5	Препарировка лопаток для испытания	2
6	Испытания и анализ результатов, верификация гидравлической и тепловой модели лопатки	1
Итого		17
7	Гидравлические, тепловые расчеты и прочностные расчеты. Доработка конструкции внутренней полости	2
8	Доработка конструкторской документации лопатки	1
9	Доработка геометрической модели отливки, доработка компоновочного чертежа пресс-формы для прессования керамических стержней, разработка программ и инструментов для станков с ЧПУ, изготовление пресс-формы и сопутствующих элементов	4
10	Изготовление литевых форм и изготовление одного комплекта лопаток	1
11	Препарировка лопаток для испытания	2
12	Испытания и анализ результатов, верификация гидравлической и тепловой модели	1
Итого		11
Всего		28

Таблица 4.3 – Затраты времени при применении усовершенствованной методики проектирования

№ п/п	Виды работ	Время выполнения, мес.
1	Проектирование системы охлаждения: гидравлические и тепловые расчеты, прочностные расчеты, выбор рационального варианта	4
2	Разработка геометрической модели прототипа и его изготовление	0,2
3	Испытание прототипа и верификация гидравлической и тепловой модели лопатки	0,8
4	Гидравлические, тепловые расчеты и прочностные расчеты. Доработка конструкции внутренней полости лопатки	2
5	Подготовка конструкторской документации на лопатку	2
6	Технологическая подготовка производства лопаток: геометрическая модель отливки, проект компоновочного чертежа пресс-формы для прессования керамических стержней, чертеж пресс-формы для модели лопатки, разработка программ и инструментов для станков с ЧПУ, изготовление пресс-формы и сопутствующих элементов	6
7	Изготовление литевых форм, изготовление одного комплекта лопаток	2
8	Препарировка лопаток для испытания	1
9	Испытания и анализ результатов, верификация гидравлической и тепловой моделей лопатки	1
	Итого	19

На основе проведенного сравнения показано, что применение SLM-технологии, позволяющей изготавливать прототипы теплонапряженных деталей, имеющих сложную конструктивную форму, только на основе их электронных моделей без выпуска конструкторской и технологической документации, дает возможность усовершенствовать существующую методику проектирования, исключив из последовательности разработки ряд трудоемких и длительных операций. Таким образом, применение усовершенствованной методики проектирования теплонапряженных деталей сокращает длительность их создания на девять месяцев, что составляет более 30 % от ее первоначального значения.

ГЛАВА 5 ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ НОВЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ НА ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ КОМПЛЕКСОВ

Улучшение функциональных характеристик энергоустановок на основе паротурбинных технологий, основной задачей которых является производство необходимого количества электрической энергии с заданным уровнем энергетической эффективности при условии удовлетворения экологическим требованиям, путем повышения начальных параметров пара сопряжено с увеличением их стоимости, оказывающей существенное влияние на конкурентоспособность. Увеличение стоимости энергоустановок с повышением параметров пара обусловлено удорожанием основного оборудования и его составных элементов, что связано, в свою очередь, с применением дорогостоящих конструкционных материалов. Одной из основных сложностей, возникающих при проектировании высокотемпературных энергетических комплексов на базе паротурбинных технологий, является отсутствие прототипа, поскольку энергоустановок с рассматриваемым уровнем параметров не создано ни в нашей стране, ни за рубежом. Для выбора в процессе проектирования рационального сочетания технических решений, обеспечивающих создание конкурентоспособных перспективных высокотемпературных энергетических комплексов, целесообразно использовать приемы и методы функционально-стоимостного анализа, проведение которого требует установления зависимостей между техническими характеристиками энергоустановки и ее составных частей и их стоимостными показателями, которые в случае создания технической системы, не имеющей аналогов, могут быть получены методом математического моделирования.

5.1 Методология разработки прогнозных стоимостных моделей основного оборудования высокотемпературных энергетических комплексов

В условиях отсутствия прототипов впервые создаваемых сложных технических систем рациональным является построение прогнозных моделей оценки стоимости их основных элементов на основе затратного подхода. Опыт работы энергомашиностроительных предприятий свидетельствует о превалировании в структуре себестоимости энергетического оборудования затрат на сырье и материалы. Необходимо отметить, что стоимость создания энергетического оборудования зависит не только от применяемых марок сталей и изменения структуры металлозатрат, но и от массогабаритных характеристик узлов и деталей, также отличающихся для разного уровня начальных параметров. Построение стоимостных моделей на основе расхода материалов обусловлено также наличием прямой взаимосвязи между трудоемкостью изготов-

ления частей оборудования и габаритами изделий, их количеством и применяемыми для изготовления материалами. Фактически металлозатраты определяют в большой степени и затраты, связанные с изготовлением оборудования. Прочие издержки, в частности затраты, понесенные при выполнении научно-исследовательских работ, затраты на проектирование, постоянные издержки, связанные с оплатой труда административно-управленческого персонала и поддержанием в рабочем состоянии производственно-технологического оборудования, не зависят от рассматриваемых параметров и могут выступать в качестве постоянной величины.

Таким образом, одной из главных задач при построении стоимостных моделей является разработка функциональных зависимостей, устанавливающих взаимосвязь масс деталей и узлов энергетического оборудования с начальными параметрами пара. Рассматривая проблему прогнозирования стоимости перспективных высокотемпературных энергетических комплексов, следует производить моделирование тех элементов, которые претерпевают наиболее существенные изменения при увеличении начальных параметров пара. Проведя укрупненный анализ систем и агрегатов и их функций, входящих в состав высокотемпературного энергетического комплекса, структурно-функциональная схема которого представлена на рисунке 5.1, можно сказать, что особое внимание должно быть уделено системам (агрегатам), обеспечивающим генерацию и перегрев пара ($F_{ВТЭК1}$, $F_{ВТЭК4}$), преобразование тепловой энергии рабочего тела в электрическую энергию ($F_{ВТЭК2}$), а также системам, обеспечивающим транспортировку высокотемпературного теплоносителя ($F_{ВТЭК3}$). К таким системам относятся парогенератор (паровой котел), паротурбинная установка, главные паропроводы, водородно-кислородная камера сгорания. Другие системы, обеспечивающие функции подготовки и подачи топлива ($F_{ВТЭК5}$), передачи и преобразования электрической энергии ($F_{ВТЭК6}$), охлаждения конденсаторов турбин ($F_{ВТЭК7}$), управление энергетическим комплексом ($F_{ВТЭК8}$) не претерпевают существенных изменений при увеличении начальных параметров. В связи с чем прогнозировать их стоимость целесообразно, ориентируясь на аналоги, применяемые при сооружении энергетических объектов с уже освоенным уровнем начальных параметров пара, принимая во внимание производительность.

Первым шагом при построении модели оценки стоимости является построение структурной схемы, основывающейся на декомпозиции оборудования на составные части до уровня деталей и узлов, масса которых может быть представлена в виде функциональной зависимости от начальных параметров пара. Обоснованием целесообразности применения предлагаемого подхода является тот факт, что изменение затрат, связанных с изготовлением единицы энергетического оборудования складывается из отдельных приростов затрат на производство составных деталей и элементов конструкции. С практической точки зрения, применение декомпозиции позволяет повысить уровень точности модели и упростить при этом решение столь объемной и

нетривиальной задачи. Последним этапом создания модели оценки стоимости того или иного типа энергетического оборудования является интеграция всех разработанных выражений, функций и моделей в общую, агрегированную модель оценки стоимости. Алгоритм разработки моделей оценки стоимости энергетического оборудования, примененный в рамках диссертационного исследования для определения влияния уровня технологии производства электрической энергии на технико-экономические характеристики перспективных энергоблоков, в графическом виде представлен на рисунке 5.2.

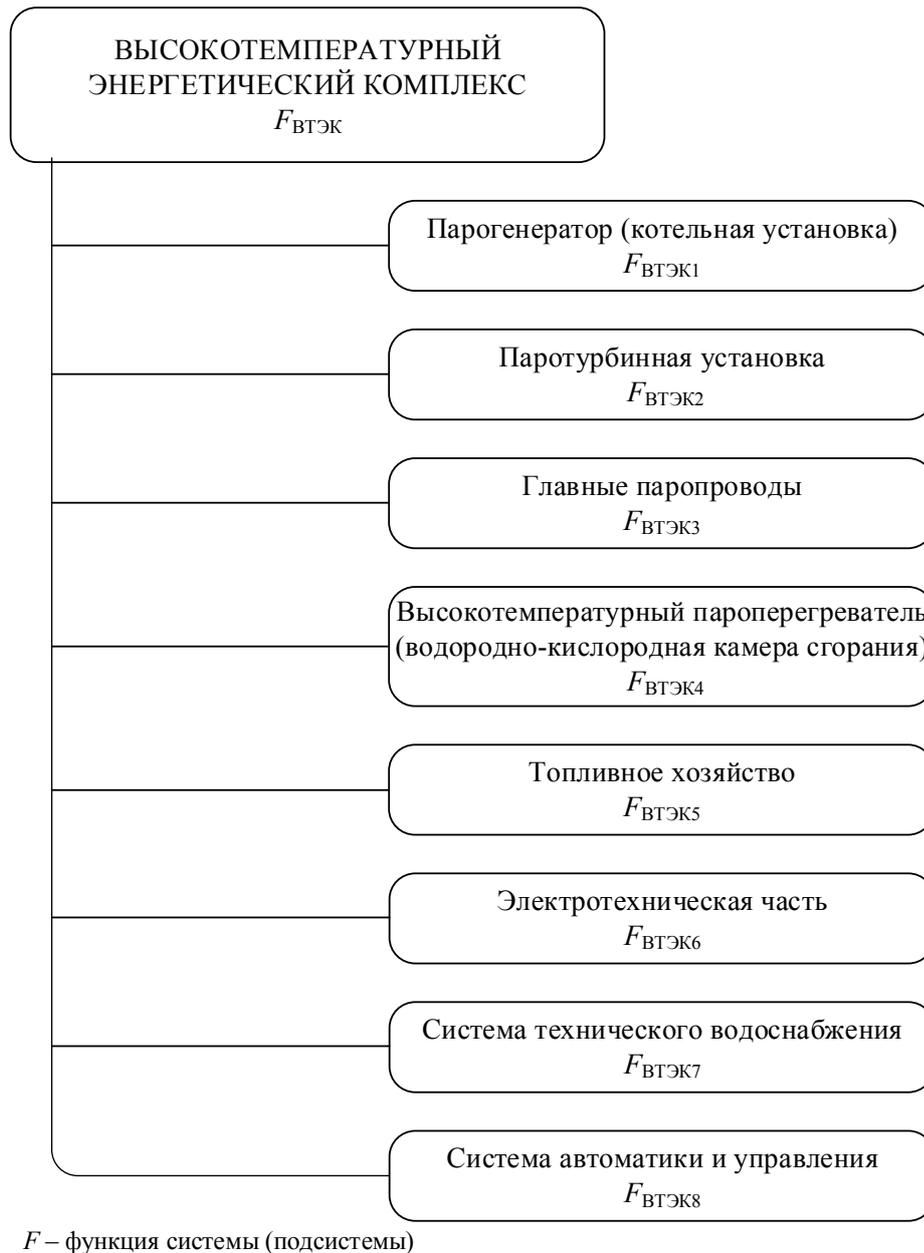


Рисунок 5.1 – Структурно-функциональная схема перспективного высокотемпературного энергетического комплекса

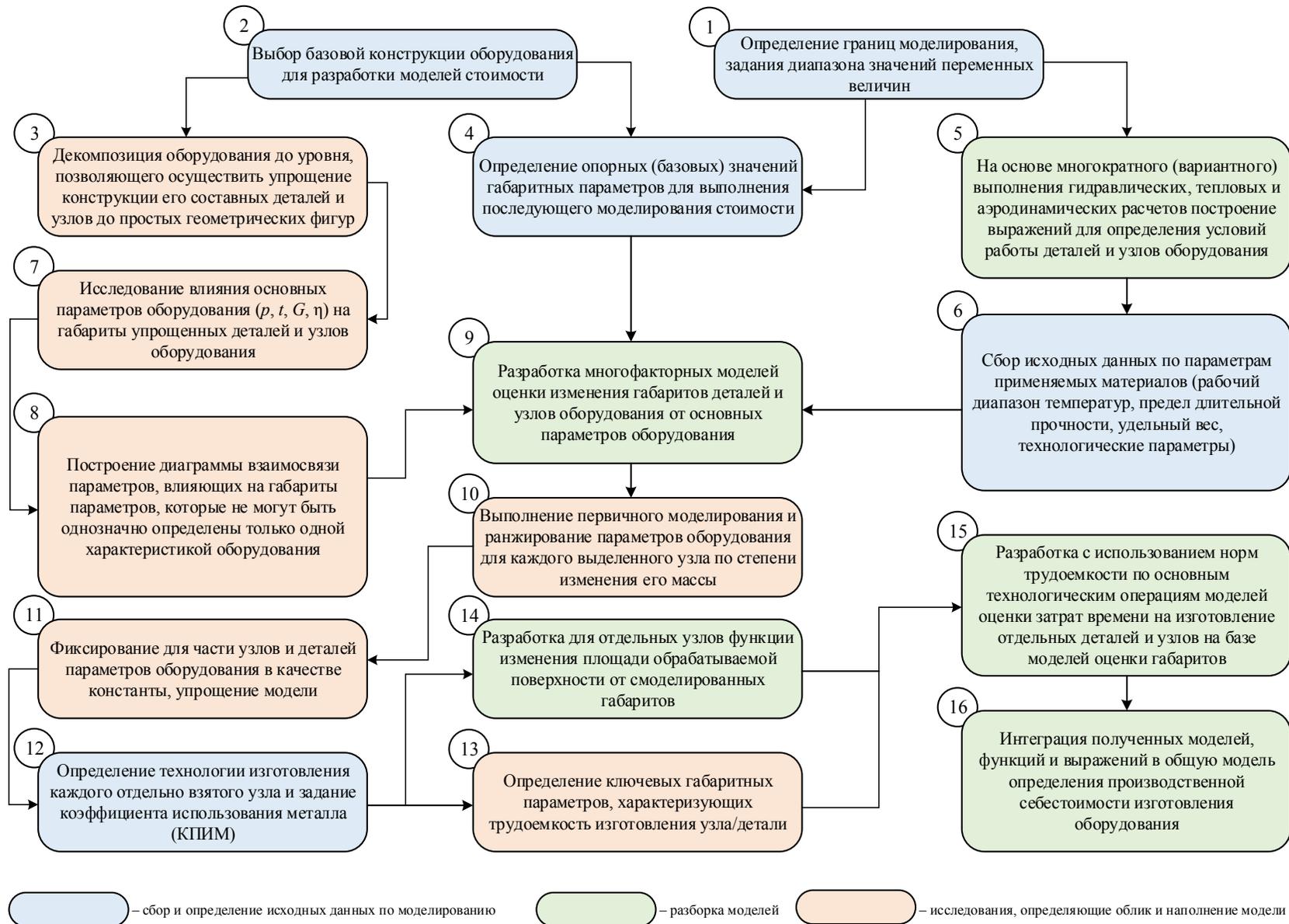


Рисунок 5.2 – Методология разработки математических моделей оценки стоимости основного энергетического оборудования

Исходным общим требованием к вновь создаваемым моделям, базирующимся на последовательности применения научных методов, описанных в данном разделе диссертации, является обеспечение способности формировать модельные оценки стоимости оборудования на этапе проработки научно-технических решений по созданию перспективных высокотемпературных энергоблоков до начала выполнения опытно-конструкторских работ в условиях дефицита информации и отсутствия рабочей конструкторской документации.

В целях получения работоспособного инструмента оценки технико-экономических показателей перспективного оборудования на повышенные параметры пара необходимо, чтобы процесс разработки модели оценки стоимости энергетического оборудования предусматривал выполнение работ, позволяющих восполнить пробелы в имеющихся данных и уточнить параметры объекта моделирования.

Для уточнения состава необходимой информации о конструкции рассматриваемого оборудования требуется выполнить детальное исследование по выявлению и определению характера всех существующих взаимосвязей между параметрами энергетического оборудования и массогабаритными характеристиками его деталей и узлов (стадии 7-8 на рисунке 5.2). Целью данного этапа является не только установление полного перечня данных об объекте, которые необходимо определить либо аналитически, либо в виде задания постоянной величины, но также и определение числа аргументов в математических выражениях, описывающих изменение конструктивных параметров. Выполнение исследования при этом строится на применении известных выражений для определения конструктивных параметров частей энергетического оборудования и построении на их основе вспомогательных выражений, увязывающих воедино изменение габаритов одного или нескольких элементов конструкции с остальными. При этом изменение ключевых элементов конструкции должно происходить с учетом влияния всех основных параметров оборудования. В ходе исследования также должны быть установлены для каждого рассматриваемого узла те характеристики, изменение которых наиболее сильно влияет на массогабаритные показатели (стадии 10-11 на рисунке 5.2). Полученный результат позволит сконцентрироваться на углубленной проработке отдельных частей совокупности математических выражений и при этом обеспечит необходимую глубину моделирования при минимальных затратах времени на разработку.

Определение металлозатрат основывается на нахождении объема детали V_d по геометрическим характеристикам, зависящим от начальных параметров пара и его расхода. На основании полученных данных об объеме детали с учетом выбранной марки конструкционного материала определяется ее масса M_d по формуле (5.1).

$$M_d = V_d \cdot \rho_d, \quad (5.1)$$

где ρ_d – плотность материала детали, кг/м³.

Масса используемых для изготовления деталей заготовок M_z определяется посредством деления чистой массы детали на коэффициент полезного использования материала (КПИМ) по формуле 5.2.

$$M^{\text{заг}} = \frac{M_d}{\text{КПИМ}} \quad (5.2)$$

Распространенными в анализируемом оборудовании элементами являются трубные системы (трубы поверхностей нагрева, коллекторы, паропроводы), корпуса цилиндров турбины, металлоемкость которых в большой степени зависит от толщины стенок, воспринимающих воздействующую на них разницу давлений. Поэтому при разработке моделей оценки металлозатрат одним из важных геометрических параметров являлась толщина стенки δ , которая может быть определена по формуле (5.3).

$$\delta = \frac{p \cdot d}{2 \cdot \sigma \cdot \varphi - p}, \quad (5.3)$$

где p – расчетное давление, МПа;

σ – допустимое напряжение материала, МПа;

φ – коэффициент прочности;

d – внутренний диаметр, м.

Стоит отметить, что толщина стенки является не только функцией давления, но и зависит от рабочей температуры моделируемого элемента, поскольку допустимый уровень напряжений σ также имеет зависимость от температуры, при которой работает материал детали.

Важнейшим этапом в разработке стоимостных моделей является построение вспомогательных функций, позволяющих определить для каждого элемента энергетического оборудования условия эксплуатации (температура, давление и расход рабочей среды) и выбрать на их основе подходящие материалы (стадии 5-6 на рисунке 5.2), а также основные геометрические характеристики, определяющие объем элемента (детали). Получить такие выражения можно путем выполнения множественных вариантных гидравлических, тепловых и аэродинамических расчетов оборудования-аналога и на основе математического анализа данных с построением регрессионных моделей, связывающих исходные параметры оборудования с параметрами рабочей среды в каждом отдельно взятом элементе оборудования.

Результатом выполнения этапов 1-11 (рисунок 5.2) является математическая модель для определения массы деталей и узлов энергетического оборудования. Для перехода к оценке за-

трат на сырье и материалы в денежном выражении необходимо определить массу заготовок, габариты которых соответствуют размерам деталей, входящих в состав энергетического оборудования. Для перехода к массе заготовок от массы готовых деталей может быть использован коэффициент полезного использования материала, который выбирается в зависимости от технологии изготовления, требований по точности готового изделия и непосредственно принятой марки стали. КПИМ, как и технические характеристики сталей, является справочным значением и может быть определен на основе существующих рекомендаций для каждого типа деталей.

Другой крупной статьей затрат, непосредственно связанной с осуществлением производства энергетического оборудования, являются неоднородные по своей природе затраты на изготовление, включающие затраты на оплату труда производственного персонала, затраты на оснастку и инструмент, отчисления на амортизацию и ремонт станков. Структурно в затраты на изготовление входят как постоянные (ремонт станков, амортизация, изготовление оснастки), так и переменные издержки (затраты на оплату труда производственного персонала, инструмент). Точная оценка данного вида издержек невозможна без параметров организации конкретного производственного процесса на отдельно взятом заводе. Однако при укрупненной оценке стоимости производственных заказов на заводах нередко применяют термин «станко-час», представляющий собой величину удельных затрат в единицу времени (час), непосредственно связанных с обеспечением работы производственного оборудования. При фиксированном значении стоимости станко-часа совокупные затраты на изготовление конечных изделий прямо пропорциональны трудоемкости отдельно взятой детали.

Наибольшую сложность в оценке стоимости изготовления представляет оценка трудоемкости. В рамках разработанного подхода предлагается при оценке трудоемкости основываться на смоделированных оценках массы заготовок, выбранных значениях КПИМ и нормах выполнения отдельных технологических операций, принимая усредненные значения по скорости обработки. В результате переход к оценке рассматриваемой статьи издержек может быть совершен, базируясь только на результатах моделирования массогабаритных характеристик заготовок и справочных данных по технологии машиностроения. В отдельных случаях, если форма конечного изделия характеризуется высокой сложностью изготовления и обладает развитой криволинейной поверхностью (например, лопаточный аппарат паровой турбины), то целесообразно перейти к более детальной оценке трудоемкости, для чего целесообразно разработать модели оценки изменения ключевого с точки зрения затрат на обработку параметра (площадь обрабатываемой поверхности, объем детали) от габаритов заготовки.

На заключительном этапе создания выражений для оценки издержек на изготовление частей энергетического оборудования производится синтез всех полученных функций и интеграция их в общую модель оценки стоимости оборудования. Осуществляется переход от натураль-

ных единиц измерения затрат времени и материалов к стоимостным путем их перемножения по каждому элементу оборудования на стоимость станко-часа и цену сталей и сплавов соответственно. После этого производится агрегирование затрат по частям энергетического оборудования, на основе которых определяется производственная себестоимость агрегатов.

В рамках настоящей диссертации были разработаны модели оценки стоимости для основного энергетического оборудования перспективных высокотемпературных энергетических комплексов, стоимость которых существенным образом зависит от уровня начальных параметров цикла, в том числе для паровой турбины, парового котла, паропроводов, водородно-кислородной камеры сгорания. Разработка указанных моделей целесообразна, прежде всего, для высокотемпературных энергоблоков, технико-экономические параметры которых до конца не определены, а, соответственно, не может быть произведена оценка экономической целесообразности строительства перспективных энергоблоков ни в ближайшей, ни в отдаленной перспективе. Предложен инструментарий, который призван обеспечить возможность определения и сопоставления финансово-экономических параметров эксплуатации высокотемпературных энергетических комплексов с различным составом реализованных решений по снижению стоимости энергетического оборудования. Возможности разработанных моделей и рабочий диапазон параметров, при которых обеспечивается адекватность модельных оценок, были определены в соответствии с установленными задачами исследования.

1) Определить зависимости изменения стоимости ключевого энергетического оборудования от начальных параметров пара в диапазоне от существующих энергоблоков СКП пара (24 МПа/540 °С) до уровня параметров пара, теоретически достижимых при современном развитии:

- 35 МПа/760 °С для классических паротурбинных энергоблоков;
- 24 МПа/1100 °С для угольно-гибридных энергоблоков с охлаждаемой паровой турбиной.

2) Обеспечить возможность оценки стоимости высокотемпературного энергетического оборудования при реализации предложенных в работе технических решений по снижению его стоимости: охлаждаемая паровая турбина, котел с горизонтальной компоновкой, двухъярусный ЦНД, новая методика проектирования частей основного энергетического оборудования.

3) Провести сравнение инвестиционных проектов создания перспективных высокотемпературных энергетических комплексов на основе паротурбинной технологии на основе показателей экономической эффективности.

Для выполнения поставленных задач разработанные модели оценки стоимости должны обеспечивать возможность:

- варьировать в широком диапазоне значения параметров свежего и вторичного пара в основном энергетическом оборудовании: от 24 МПа/540 °С до 35 МПа/760 °С – для классической паротурбинной технологии, и 24 МПа/1100 °С – для угольно-гибридных энергоблоков;

- оценивать стоимость всех капиталоемких элементов и оборудования энергоблока: паровой турбины, котла, паропроводов и водородно-кислородной камеры сгорания (для гибридных энергоблоков);

- оценивать стоимость высокотемпературного оборудования и энергоблока в целом с различным расходом свежего пара и пара промежуточного перегрева (в целях сравнения равномо мощных энергоблоков с различными сочетаниями начальных параметров);

- исходные конструктивные характеристики, заложенные в модель, должны обеспечивать возможность оценки стоимости энергетического оборудования с техническими решениями, предложенными в диссертационном исследовании: паровой котел с горизонтальной компоновкой, охлаждаемая паровая турбина, двухъярусный цилиндр низкого давления.

В итоге, полученные на основе применения разработанных моделей оценки стоимости основного энергетического оборудования стали исходными данными для экономической оценки инвестиционных проектов по строительству высокотемпературных энергоблоков, базирующихся на монотопливной или гибридной технологии.

5.2 Модели оценки стоимости оборудования высокотемпературного энергетического комплекса

5.2.1 Разработка модели оценки стоимости котельного агрегата

При построении прогнозной стоимостной модели котельной установки в первую очередь необходимо определить элементы, вносящие основной вклад в изменение стоимости при варьировании начальных параметров пара и его расхода, а также разработать функциональные зависимости, количественно описывающие происходящие изменения. В соответствии с предложенной методологией разработки стоимостных моделей, их создание строится на определении расхода конструкционных материалов для каждого из элементов оборудования, претерпевающего существенные изменения при варьировании параметров пара. Структурная схема котельной установки, работающей на угольном топливе, содержащая основные системы и их элементы, представлена на рисунке 5.3.

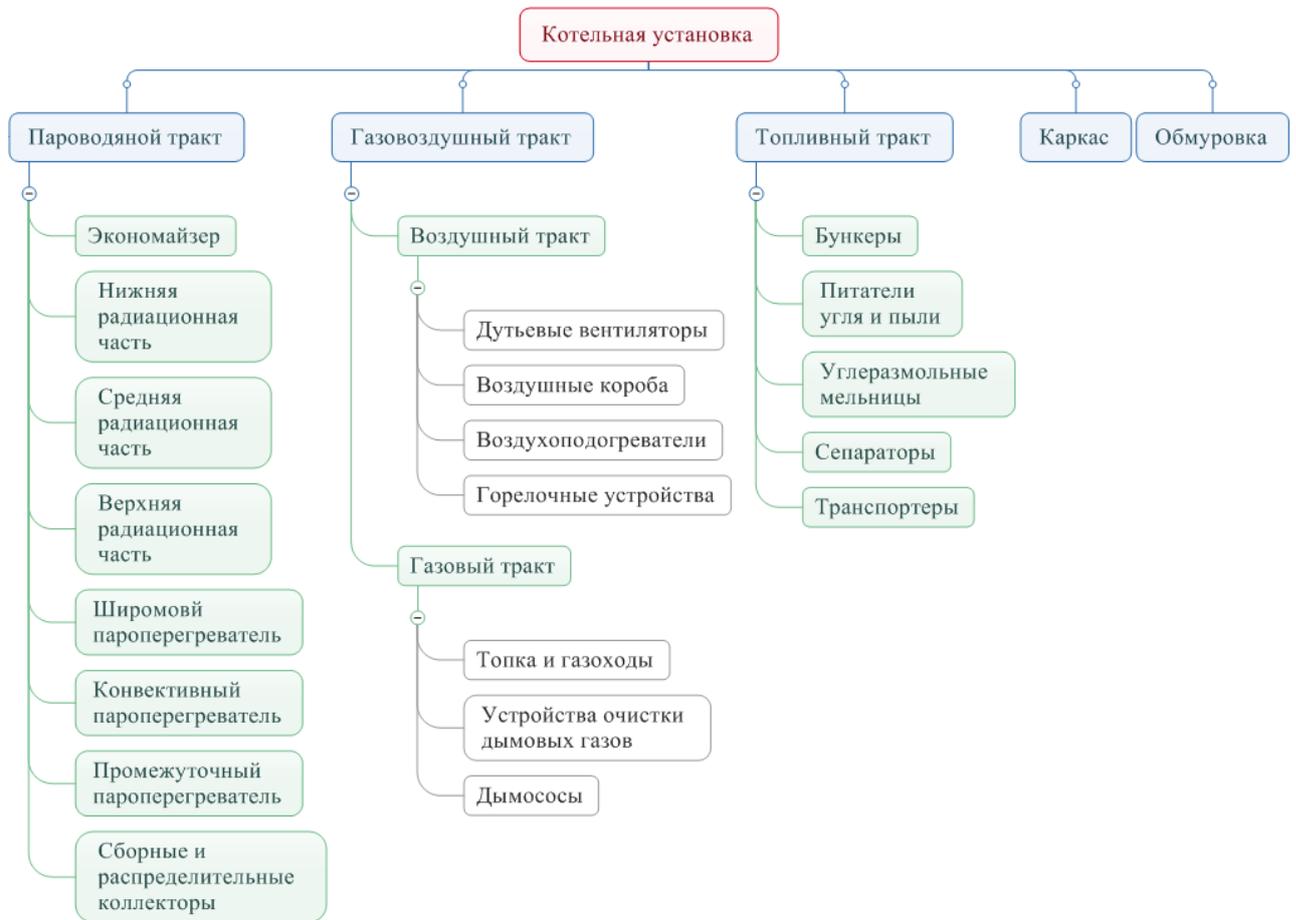


Рисунок 5.3 – Структурная схема котельной установки

На основе анализа структурно-элементной схемы котельной установки можно сделать вывод, что основной вклад в изменение стоимости при увеличении температуры и давления генерируемого пара будет вносить пароводяной тракт котла. Рост давления пара неизбежно приведет к увеличению толщины стенок труб поверхностей, что увеличит расход металла, а в результате повышения температуры пара изменится структура металлозатрат – пароперегревательные поверхности и паросборные коллекторы необходимо будет выполнять из дорогостоящих жаропрочных конструкционных материалов. Изменение паропроизводительности котельной установки, повлияет как на изменение площади теплообмена поверхностей нагрева и, как следствие, на расход металла для их изготовления, так и на затраты на газовоздушный и топливный тракты, каркас котла и обмуровку. Масса каркаса не оказывает существенного влияния на общие металлозатраты, поскольку он изготавливается из низкоуглеродистой стали, цена которой составляет 30-35 тыс. руб. / т (цена приведена за 2016 г.). При массе каркаса, равной 2500-2700 т (для котла ТГМП-204 блока мощностью 800 МВт, близкого по паропроизводительности), стоимость металла для его изготовления составит 91 млн руб., что соответствует 0,9-1,2 % стоимости котельной установки. Таким образом, главную роль в изменении стоимости будет играть изменение расхода металла на изготовление поверхностей нагрева.

Основной задачей при разработке стоимостной модели котельной установки является разработка комплекса выражений, обеспечивающих установление взаимосвязи между параметрами генерируемого пара и его расхода и массой поверхностей нагрева котельного агрегата. Полученные зависимости позволяют определить в последующем трудоемкость изготовления котельной установки и его конечную стоимость. Остальные составляющие затрат на создание котельной установки могут быть приняты в качестве постоянных величин.

Перечень исходных данных, которые будут использованы при разработке модели оценки металлозатрат на изготовление котельной установки, приведены в таблице 5.1. Варьируемыми параметрами модели являются паропроизводительность котельной установки, определяющая мощность энергоустановки, а также начальные параметры пара – давление и температура. Остальные параметры, определяющие требования к котельной установке, такие как давление и температура пара промежуточного перегрева, расход вторичного пара, температура питательной воды являются зависимыми.

Таблица 5.1 – Перечень исходных данных для разработки моделей оценки металлозатрат

№ п/п	Наименование	Значение параметра	Вид параметра
1	Паропроизводительность, кг/с	692,5-1385	var
2	Температура свежего пара, °С	580-720	var
3	Давление свежего пара, МПа	26-35	var
4	Температура промежуточного перегрева, °С	$t_{\text{III}} = t_0$	var
5	Давление промежуточного перегрева пара, МПа	$f(p_0)$	var
6	Количество промежуточных перегревов	1	const
7	Компоновка котла	горизонтальная	const
8	Внутренний диаметр трубок, мм	32	const
9	Вид топлива	уголь	const

Поверхности нагрева котла представляют собой пакеты труб. Количество и длина труб зависят от расчетного теплового потока, передаваемого от горячих газов рабочей среде котла. Толщина труб является функцией давления и температуры рабочей среды.

В соответствии с предлагаемой методологией разработки стоимостных моделей для оценки металлозатрат первоначально необходимо определить объем материала детали. Объем материала, необходимого для изготовления трубы может быть определен по формуле (5.4). Масса трубы $M_{\text{тр}}$, в свою очередь, определяется по формуле (5.5).

$$V_{\text{тр}} = \pi \cdot l_{\text{тр}} \cdot \frac{D_{\text{тр}}^2 - d_{\text{тр}}^2}{4}, \quad (5.4)$$

$$M_{\text{тр}} = \rho_{\text{ст}} \cdot \pi \cdot l_{\text{тр}} \cdot \frac{D_{\text{тр}}^2 - d_{\text{тр}}^2}{4}, \quad (5.5)$$

где $D_{\text{тр}}$ – внешний диаметр трубы, м;

$d_{\text{тр}}$ – внутренний диаметр трубы, м;

$l_{\text{тр}}$ – длина трубы, м;

$\rho_{\text{ст}}$ – плотность стали, из которой изготовлена труба, кг/м³.

Трубные пакеты поверхностей состоят из большого количества отдельных труб, поэтому масса металла, расходуемого на изготовление поверхности нагрева, $M_{\text{пн}}$ определяется как произведение массы одной трубы $M_{\text{тр}}$ на их количество $n_{\text{тр}}$ (формула (5.6)).

$$M_{\text{пн}} = \rho_{\text{ст}} \cdot \pi \cdot l_{\text{тр}} \cdot \frac{D_{\text{тр}}^2 - d_{\text{тр}}^2}{4} \cdot n_{\text{тр}}, \quad (5.6)$$

Подставив в формулу 5.6 выражение (5.3) для определения минимальной толщины стенки при заданном уровне внутреннего давления p , и выразив внешний диаметр через толщину стенки и внутренний диаметр ($D_{\text{тр}} = d_{\text{тр}} + 2 \cdot \delta$), получим выражение (5.7) для определения массы поверхности нагрева в зависимости от давления в ней.

$$M_{\text{пн}} = \rho_{\text{ст}} \cdot \pi \cdot l_{\text{тр}} \cdot d_{\text{тр}}^2 \cdot n_{\text{тр}} \cdot p \cdot \frac{\sigma \cdot \delta}{(\sigma \cdot \delta - p)^2}. \quad (5.7)$$

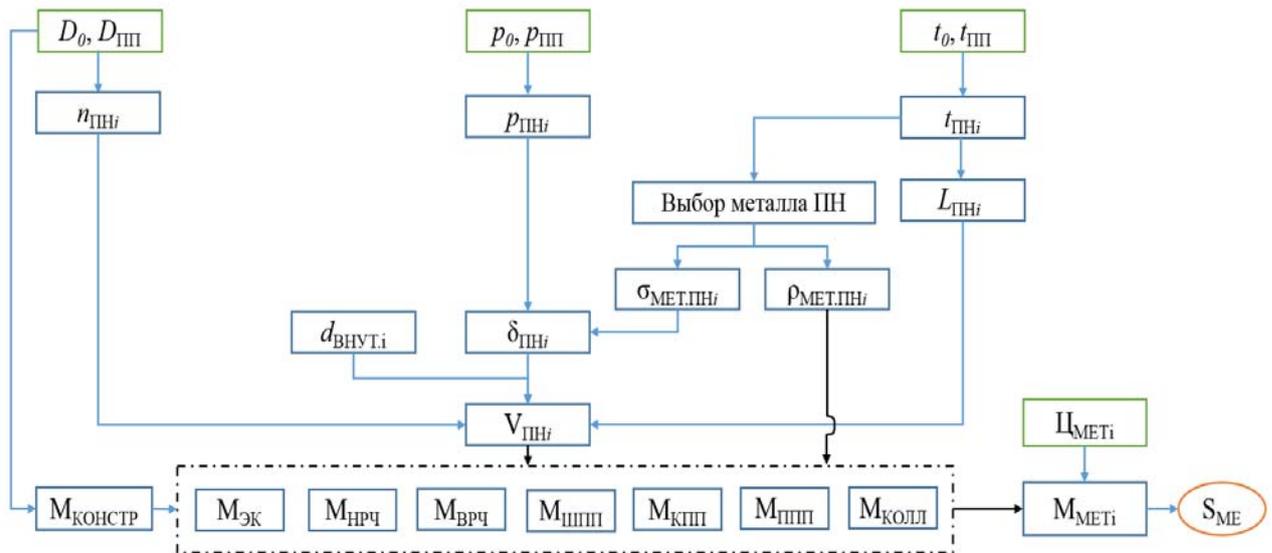
Количество труб, необходимое для пропускания требуемого расхода пара G , при рекомендуемых значениях массовой скорости ($\rho \cdot \omega$) может быть определено по формуле (5.8).

$$n_{\text{тр}} = \frac{4 \cdot G}{(\rho \cdot \omega) \cdot \pi \cdot d_{\text{тр}}^2}. \quad (5.8)$$

Окончательное выражение для определения массы поверхности нагрева с учетом зависимости количества труб в пакете от расхода пара имеет вид (5.9).

$$M_{\text{пн}} = \rho_{\text{ст}} \cdot l_{\text{тр}} \cdot p \cdot \frac{\sigma \cdot \delta}{(\sigma \cdot \delta - p)^2} \cdot \frac{4 \cdot G}{(\rho \cdot \omega)}. \quad (5.9)$$

Структура модели оценки металлозатрат, отражающая взаимосвязь определяющих параметров – температуры, давления и расхода свежего пара, и массы отдельных элементов котельной установки представлена на рисунке 5.4.



$n_{ппi}$ – количество труб i -й поверхности нагрева; $l_{ппi}$ – длина труб i -й поверхности нагрева;
 $\rho_{мет.ппi}$ – плотность металла i -ой поверхности; $\sigma_{мет.ппi}$ – допускаемое напряжение металла i -ой поверхности нагрева; $C_{мет.i}$ – цена металла i -ой поверхности нагрева; $M_{ЭК}$ – масса экономайзера;
 $M_{НРЧ}$ – масса НРЧ; $M_{ШПП}$ – масса ШПП; $M_{КПП}$ – масса КПП; $M_{КОЛЛ}$ – масса коллекторов; $S_{мет}$ – затраты на металл

Рисунок 5.4 – Структура модели оценки металлозатрат на создание котельной установки

Для эффективного использования в процессе моделирования выражения (5.9) необходимо разработать ряд вспомогательных зависимостей, которые позволят определять давление, температуру и длину труб в поверхностях нагрева котельной установки в зависимости от начального давления p_0 и температуры пара t_0 . Такие зависимости могут быть установлены на основе проведенных вариантных расчетов, результаты которых представлены в таблицах 5.2, 5.3 и 5.4.

Таблица 5.2 – Давления в поверхностях нагрева котельной установки при различных давлениях свежего пара

Давление свежего пара p_0 , МПа	26	28	30	32	35
Давление в экономайзере, МПа	30,453	32,508	34,676	36,899	39,953
Давление в НРЧ, МПа	28,784	30,719	32,887	35,01	38,164
Давление ВРЧ, МПа	27,838	29,873	32,341	34,164	37,318
Давление в ШПП, МПа	27,493	29,528	31,686	33,719	36,973
Давление в КПП, МПа	26,863	28,898	31,066	33,189	36,343
Давление в ППП1, МПа	5,406	5,807	6,171	6,414	6,669
Давление в ППП2, МПа	5,183	5,596	5,954	6,216	6,457

Таблица 5.3 – Температуры рабочей среды в поверхностях нагрева при различных температурах свежего пара

Температура свежего пара t_0 , °С	580	620	660	700	720
Температура в экономайзере, °С	331	341	353	369	380
Температура в НРЧ, °С	383,75	388,22	395,41	409,89	417,7
Температура в ВРЧ, °С	413,59	421,82	440,48	470,17	497,06
Температура в ШПП, °С	453,85	479,02	524,94	584,43	629,08
Температура в КПП, °С	580	620	660	700	720
Температура в ППП1, °С	481,8	522,22	563,63	603,03	623,24
Температура в ППП2, °С	580	620	660	700	720

Таблица 5.4 – Длины труб в поверхностях нагрева при различных температурах свежего пара

Температура свежего пара, °С	580	620	660	720
Длина труб экономайзера, м	167,12	169,2	172,1	177
Длина труб НРЧ, м	16,9	16,9	16,9	16,9
Длина труб ВРЧ, м	16,9	16,9	16,9	16,9
Длина труб ШПП, м	50,29	51,5	54,6	60,4
Длина труб КПП, м	63,51	77,26	82,6	87,6
Длина труб ППП1, м	73,19	77,17	81,62	98,32
Длина труб ППП2, м	70,18	70,88	72,27	76,2

В результате математической обработки данных вариантных расчетов (таблица 5.2) были получены аналитические выражения с (5.10) по (5.16), позволяющие определить ориентировочное значение максимального давления в трубах соответствующих поверхностей нагрева котельной установки в зависимости от уровня давления свежего пара.

$$p_{\text{ЭК}}(p_0) = -0,0018 \cdot p_0^2 + 1,1714 \cdot p_0 + 1,17, \quad (5.10)$$

$$p_{\text{НРЧ}}(p_0) = 1,0584 \cdot p_0 + 0,3843, \quad (5.11)$$

$$p_{\text{ВРЧ}}(p_0) = -0,0068 \cdot p_0^2 + 1,4701 \cdot p_0 - 5,8316, \quad (5.12)$$

$$p_{\text{ШПП}}(p_0) = 0,0031 \cdot p_0^2 + 0,8651 \cdot p_0 + 2,9141, \quad (5.13)$$

$$p_{\text{КПП}}(p_0) = 0,0008 \cdot p_0^2 + 1,008 \cdot p_0 + 0,093, \quad (5.14)$$

$$p_{\text{ППП1}}(p_0) = -0,0053 \cdot p_0^2 + 1,0706 \cdot p_0 + 0,1843, \quad (5.15)$$

$$p_{\text{ППП2}}(p_0) = -0,0206 \cdot p_0^2 + 1,2546 \cdot p_0 - 0,5752, \quad (5.16)$$

Где $p_{\text{ЭК}}$, $p_{\text{НРЧ}}$, $p_{\text{ВРЧ}}$, $p_{\text{ШПП}}$, $p_{\text{КПП}}$, $p_{\text{ППП1}}$, $p_{\text{ППП2}}$ – максимальное давление рабочей среды в экономайзере, нижней и верхней радиационных частях, ширмовом и конвективном пароперегревателях, первой и второй ступенях промежуточного пароперегревателя соответственно, МПа.

Аналогичный подход был применен для получения функций максимальных температур рабочей среды в поверхностях нагрева котельной установки от температуры свежего пара. Полученные в результате вариантных расчетов данные (таблица 5.3) обобщены аналитическими выражениями с (5.17) по (5.23), позволяющими оценить максимальную температуру пара в поверхности нагрева котла и выбрать подходящую для изготовления труб марку стали.

$$t_{\text{ЭК}}(t_0) = 0,0012 \cdot t_0^2 - 1,183 \cdot t_0 + 622,3, \quad (5.17)$$

$$t_{\text{НРЧ}}(t_0) = 0,0024 \cdot t_0^2 - 2,8052 \cdot t_0 + 1230,4, \quad (5.18)$$

$$t_{\text{ВРЧ}}(t_0) = 0,0024 \cdot t_0^2 - 4,9325 \cdot t_0 + 1849,7, \quad (5.19)$$

$$t_{\text{ШПП}}(t_0) = 0,0062 \cdot t_0^2 - 6,7829 \cdot t_0 + 2313,1, \quad (5.20)$$

$$t_{\text{КПП}}(t_0) = t_0, \quad (5.21)$$

$$t_{\text{ППП1}}(t_{\text{пп}}) = 1,0103 \cdot t_0 - 104,14, \quad (5.22)$$

$$t_{\text{ППП2}}(t_{\text{пп}}) = t_{\text{пп}}. \quad (5.23)$$

где $t_{\text{ЭК}}$, $t_{\text{НРЧ}}$, $t_{\text{ВРЧ}}$, $t_{\text{ШПП}}$, $t_{\text{КПП}}$, $t_{\text{ППП1}}$, $t_{\text{ППП2}}$ – максимальная температура рабочей среды в нижней и верхней радиационных частях, экономайзере, ширмовом и конвективном пароперегревателях, первой и второй ступенях промежуточного пароперегревателя, °С;

На основе результатов конструкторских вариантных расчетов (таблица 5.4) были разработаны уравнения изменения длин поверхностей нагрева котельного агрегата в зависимости от температуры свежего пара с (5.24) по (5.28).

$$l_{\text{ЭК}}(t_0) = 0,0002 \cdot t_0^2 - 0,131 \cdot t_0 + 190,79, \quad (5.24)$$

$$l_{\text{ШПП}}(t_0) = 0,0003 \cdot t_0^2 - 0,3614 \cdot t_0 + 163,17, \quad (5.25)$$

$$l_{\text{КПП}}(t_0) = -0,0013 \cdot t_0^2 - 1,891 \cdot t_0 - 586,61, \quad (5.26)$$

$$l_{\text{ППП1}}(t_0) = 0,0011 \cdot t_0^2 - 1,2299 \cdot t_0 + 423,11, \quad (5.27)$$

$$l_{\text{ППП2}}(t_0) = 0,0003 \cdot t_0^2 - 0,3108 \cdot t_0 + 158,96. \quad (5.28)$$

где $l_{\text{ЭК}}$, $l_{\text{ШПП}}$, $l_{\text{КПП}}$, $l_{\text{ППП1}}$, $l_{\text{ППП2}}$ – длина поверхностей нагрева экономайзера, ширмового и конвективного пароперегревателей, первой и второй ступеней промежуточного пароперегревателя, м.

Расход металла на изготовление котельной установки M_K определяется как сумма расхода металла на производство поверхностей нагрева, каркаса и коллекторов в соответствии с выражением (5.29).

$$M_K = M_{НРч} + M_{ВРч} + M_{ШПП} + M_{КПП} + M_{ППП1} + M_{ППП2} + M_{ЭК} + M_{карк} + M_{колл}, \quad (5.29)$$

где $M_{НРч}$, $M_{ВРч}$, $M_{ШПП}$, $M_{КПП}$, $M_{ППП1}$, $M_{ППП2}$, $M_{ЭК}$, $M_{карк}$, $M_{колл}$ – масса нижней и верхней радиационных частей, ширмового и конвективного пароперегревателей, первой и второй ступеней промежуточного пароперегревателя, экономайзера, каркаса котла и коллекторов соответственно, т.

Наряду с затратами на приобретение сырья, материалов и комплектующих, стоимость создания котельной установки включает затраты, связанные с оплатой труда производственного и административно-управленческого персонала, задействованного в изготовлении котла, а также затраты на НИОКР и проектирование.

Очевидно, что трудоемкость изготовления котельной установки зависит от ее массогабаритных характеристик, которые в свою очередь определяются уровнем начальных параметров и расходом пара. Поэтому для корректной оценки стоимости котельных установок перспективных высокотемпературных энергетических комплексов модель оценки затрат на оплату труда работников, задействованных в процессе производства, взаимосвязана с моделью оценки металлозатрат.

Расчет затрат на изготовление котельной установки построен на оценках трудоемкости изготовления каждой части котельной установки в отдельности.

Для определения значений удельной трудоемкости изготовления поверхностей нагрева котельной установки были использованы данные, представленные в работе [313]. В таблице 5.5 приведены нормы времени на изготовление отдельных частей котельного агрегата с указанием перечня работ.

Основной рабочей силой при выполнении работ, связанных с изготовлением поверхностей нагрева котельной установки, являются сварщики и монтажники. В соответствии со сложившейся практикой состав одного рабочего звена включает одного сварщика и двух разнорабочих. На каждого прораба приходится три сварщика, а на одного начальника участка – 10 прорабов. При расчете учитывалась также оплата использования специальной техники, размер которой составляет 25-30 % от стоимости монтажных работ.

Для котельных установок с различными комбинациями начальных параметров пара (p_0/t_0) одинаковой паропроизводительности, равной 692,5 кг/с, были определены трудозатраты по каждой из поверхностей нагрева, а также сборным и распределительным коллекторам (таблица 5.6).

Таблица 5.5 – Нормы времени на изготовление отдельных частей котельного агрегата

№ п/п	Часть котельного агрегата	Перечень работ	Норма трудоемкости, чел.·ч/т
1	НРЧ, ВРЧ	Подбор, разметка, резка, гнутье, плазировка, прокатка, установка труб с деталями дистанционирования, сварка.	287,01
2	ШПП	Подбор труб, входной контроль, разметка, резка, гнутье, сборка в змеевик (пакет, ширму) с установкой деталей дистанционирования. Прокатка шаром, зачистка под контроль металла, гидравлическое испытание, установка труб с деталями дистанционирования, сварка	178,38
3	КПП	Подбор труб, входной контроль, разметка, резка, гнутье, сборка в змеевик (пакет, ширму) с установкой деталей дистанционирования. Прокатка шаром, зачистка под контроль металла, гидравлическое испытание. Установка труб с деталями дистанционирования, сварка.	186,21
4	ППП1, ППП2	Подбор труб, входной контроль, разметка, резка, гнутье, сборка в змеевик (пакет, ширму) с установкой деталей дистанционирования. Прокатка шаром, зачистка под контроль металла, гидравлическое испытание. Установка труб с деталями дистанционирования, сварка.	186,21
5	Экономайзер	Установка новых змеевиков с деталями дистанционирования, сварка. Зачистка под контроль металла. Установка обмуровочных блоков. Установка труб с деталями дистанционирования, сварка.	202,25
6	Коллекторы	Изготовление коллектора с установкой штуцеров и доньшек. Установка коллектора с опорами, подвесками и реперами	260,22

Таблица 5.6 – Структура трудозатрат на изготовления поверхностей нагрева котла, %

p_0/t_0 , МПа/°С	23,5/540	25,3/570	27,1/600	29/630	31/660	33/690	35/720
экономайзер	12,93	13,50	14,07	14,63	15,21	15,77	16,36
НРЧ	12,88	12,51	12,23	12,02	11,88	11,78	11,75
СРЧ	9,45	9,06	8,75	8,47	8,23	8,01	7,84
ВРЧ	11,49	11,01	10,62	10,25	9,94	9,63	9,38
ШПП	5,42	5,50	5,59	5,67	5,75	5,80	5,89
КПП	28,07	27,75	27,53	27,28	27,07	26,82	26,63
ППП1	7,69	8,96	9,86	10,68	11,27	11,87	12,17
ППП2	1,39	1,66	1,85	2,02	2,16	2,30	2,37
коллекторы	10,68	10,07	9,50	8,97	8,49	8,02	7,61

Интегрировав все полученные зависимости и собранные данные в модель оценки стоимости был осуществлен переход к определению зависимостей изменения стоимости котла от паропроизводительности и параметров генерируемого пара.

Разработанная стоимостная модель применима для прогнозирования стоимости котельных установок с различными компоновочными схемами, поскольку изменение компоновки котельной установки практически не влияет на требуемую площадь поверхностей нагрева и, как следствие, не сказывается на их массогабаритных характеристиках.

5.2.2 Разработка модели оценки стоимости паротурбинной установки

Разработка модели для прогнозирования стоимости высокотемпературной паровой турбины для перспективных энергетических комплексов построена на тех же принципах, что и разработка модели котельной установки. На основе анализа структуры паротурбинной установки, структурно-элементная схема которой представлена на рисунке 5.5, определены элементы, вносящие основной вклад в изменение стоимости при увеличении начальных параметров пара и изменении его расхода. На основании анализа структурно-элементной схемы паротурбинной установки можно сделать вывод, что основное влияние на металлоемкость и, как следствие, на изменение стоимости ПТУ оказывает паровая турбина, в частности высокотемпературные цилиндры высокого и среднего давления, где сосредоточены элементы, изготовленные из жаропрочных дорогостоящих материалов, а также цилиндры низкого давления, на долю которых приходится более половины всей массы турбины. Элементы конденсатно-питательного тракта также будут претерпевать изменения в связи с ростом давления и температуры в регенеративных отборах, однако эти изменения оказывают существенно меньшее влияние на изменение стоимости энергоустановки в целом.

Варьируемые переменные модели и основные ограничения и допущения, принятые при ее разработке, приведены в таблице 5.7. Определяющими переменными для турбоустановки, как для и всего энергетического комплекса, являются расход свежего пара G_0 , который изменяется в диапазоне от 692,5 до 1385 кг/с, а также давление p_0 и температура свежего пара t_0 , изменяющиеся в диапазоне значений 26-35 МПа и 580-720°C соответственно. Расход $G_{\text{пп}}$ и давление пара промежуточного перегрева $p_{\text{пп}}$ являются зависимыми величинами от начальных параметров и расхода свежего пара и определялись на основе моделирования тепловых схем энергетических комплексов.

На основе проведенного анализа условий функционирования структурных элементов турбины были выявлены факторы, оказывающие влияние на их массогабаритные характеристики, и определены взаимосвязи этих факторов с определяющими параметрами создаваемой прогнозной модели – начальным давлением и температурой пара, а также его расходом. Диаграмма взаимосвязи параметров, влияющих на массогабаритные характеристики отдельных элементов паротурбинной установки в целом, представлена на рисунке 5.6.

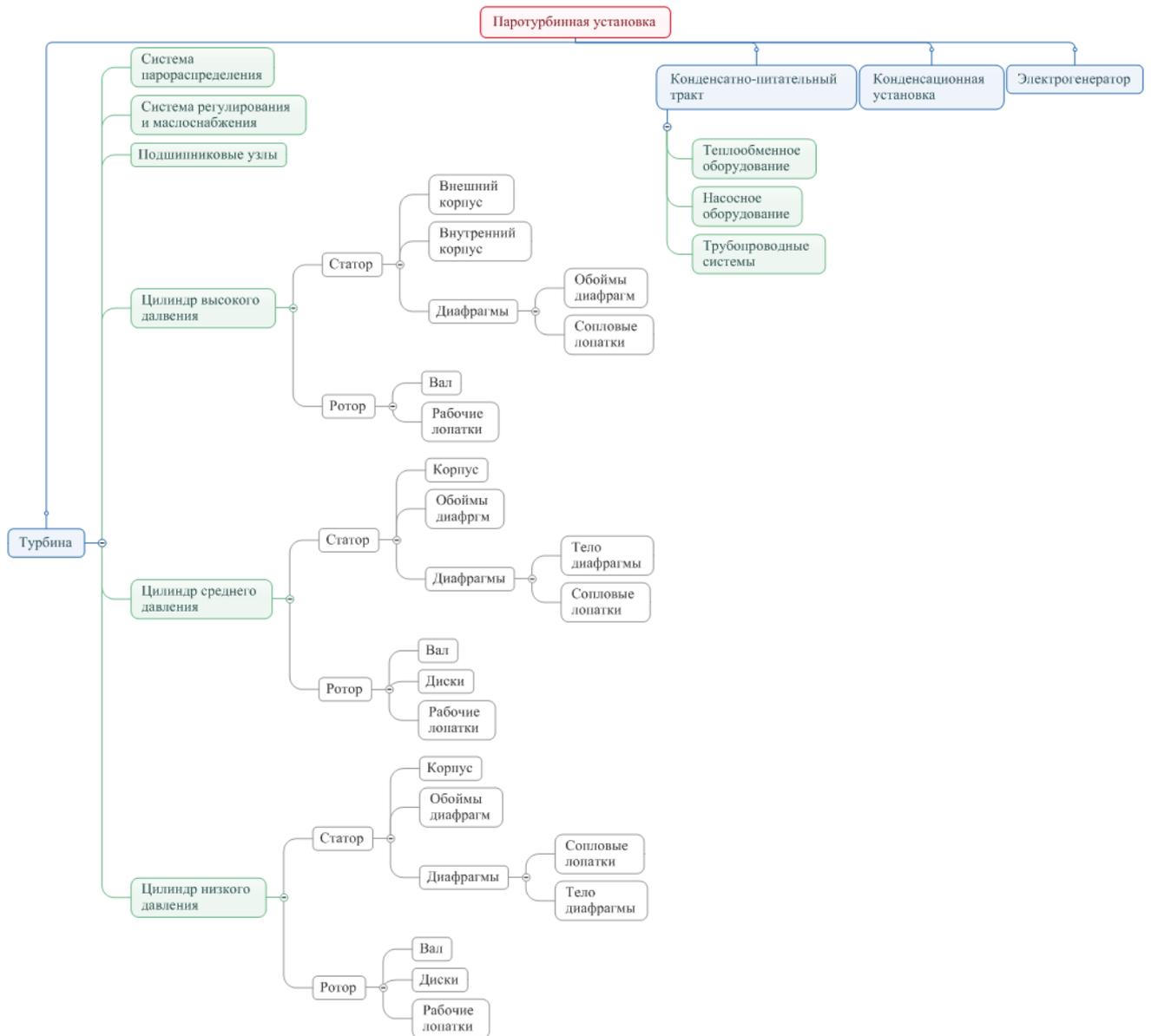
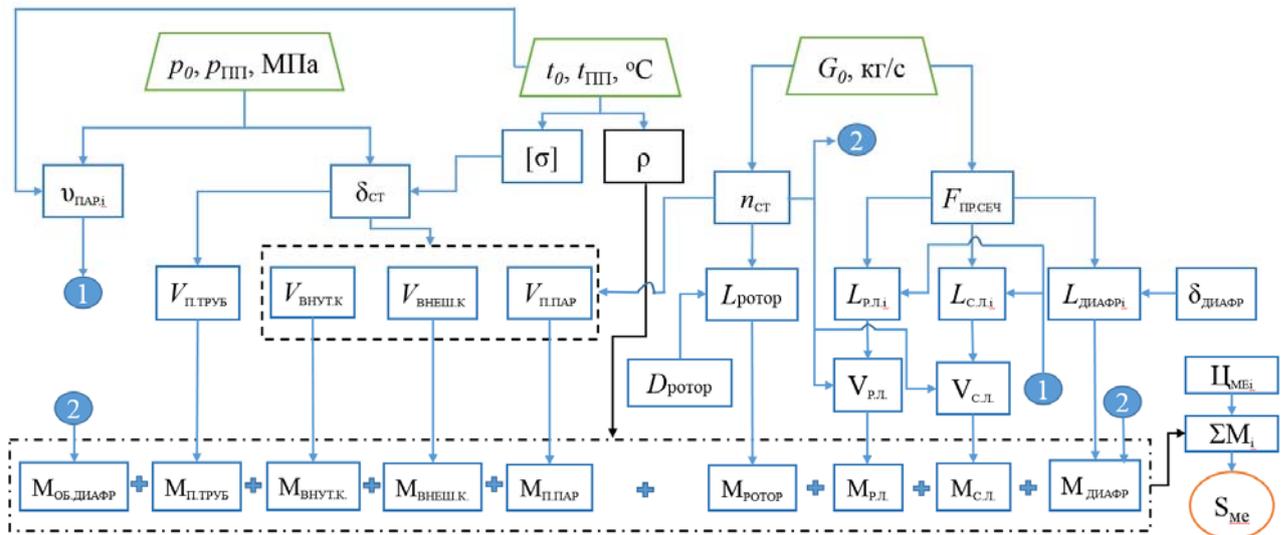


Рисунок 5.5 – Структурная схема паротурбинной установки

Таблица 5.7 – Перечень исходных данных для разработки моделей оценки металлозатрат

№ п/п	Наименование	Значение параметра	Вид параметра
1	Тип паровой турбины	конденсационная, паровая	const
2	Расход свежего пара, кг/с	692,5-1385	var
3	Расход перегретого пара, кг/с	определяется работой ПВД 1 и ПВД 2	var
4	Температура свежего пара, °С	580-720	var
5	Давление свежего пара, МПа	26-35	var
6	Температура вторичного пара, °С	$t_{\text{III}} = t_0$	var
7	Давление вторичного пара, МПа	$f(p_0)$	var
8	Рабочий вакуум в конденсаторе, кПа	5	const
9	Корневой диаметр, м	0,9	const
10	Количество двухпоточных ЦНД	2	const
11	Высота последней лопатки, мм	1200	const
12	Схема движения пара в ЦВД	петлевая	const



$p_0, p_{пп}$ – давление свежего и перегретого пара; $t_0, t_{пп}$ – температура свежего и перегретого пара; G_0 – номинальный расход пара; $v_{ст}$ – удельный объем пара; σ – допустимое напряжение; ρ – плотность металла; $l_{р.л}$, $l_{с.л}$ – длина рабочей и сопловой лопатки i -й ступени; $l_{диафр}$ – длина диафрагм i -й ступени; l_r – длина ротора; $F_{ст}$ – площадь проходного сечения; $V_{внут.к}$ – объем металла внутреннего корпуса; $V_{внеш.к}$ – объем металла внешнего корпуса; $V_{труб}$ – объем металла перепускных труб; $M_{р.л}$ – масса рабочих лопаток; $M_{с.л}$ – масса сопловых лопаток; $M_{внут.к}$ – масса металла внутреннего корпуса; $M_{внеш.к}$ – масса внешнего корпуса; $M_{п.труб}$ – масса перепускных труб; $M_{п.пар}$ – масса подвода пара; M_d – масса диафрагм; $M_{ротор}$ – масса ротора, $M_{об.диафр}$ – масса обойм диафрагм

Рисунок 5.6 – Диаграмма взаимосвязи параметров, влияющих на массогабаритные характеристики паротурбинной установки

При разработке моделей оценки металлоемкости элементов паротурбинной установки использованы два подхода. Первый, как в случае с котельной установкой, базируется на определении объема детали с использованием как упрощенных моделей геометрии, так и с применением статистической обработки результатов вариантных расчетов. Второй подход базируется на результатах анализа аналогов и обобщении их характеристик функциональными зависимостями посредством статистической обработки собранной информации с последующим введением корректирующих поправок.

Стоит отметить, что для цилиндров высокого и среднего давления в силу существующих аналогий как в параметрах рабочей среды, так и в конструктивном исполнении, могут быть использованы схожие методы моделирования металлоемкости и стоимости. Подходы к оценке стоимости цилиндров низкого давления имеют существенные отличия.

Данные, использованные при формировании моделей оценки металлозатрат цилиндров высокого и среднего давления турбин перспективных высокотемпературных энергетических комплексов, приведены в таблице 5.8.

Таблица 5.8 – Конструктивные характеристики паровых турбин сверхкритических параметров

Наименование	К-330-23,5	К-500-23,5	К-660-24,2	К-800-23,5	К-1200-23,5	К-1000-36 (проект МЭИ)	К-2000-23,5 (проект МЭИ)
Длина ротора	4561	5789	6920	6700	7300	6520	
Высота сопловой лопатки 1-й ступени, мм	23	28	35	38	63	50	81
Число ступеней	11+1	11+1	18 (реактивное облопачивание)	11+1	8	13	13
Диаметр корневой	0,9	0,9		0,9	1,15	0,9	1,2
Масса внутр. корпуса, кг	2878	3388	4593	3849	1650	3929	–
Масса внешнего корпуса	16,535	18,121	29,5	19,73	22,77	23,2	–
Угол раскрытия, °	3	3	4	4	4	4	–
Диаметр ротора без дисков, мм	450	520	678	460	–	–	–
Диаметры подшипников	260	270	400	330	360	300	–
Масса подшипника, кг	4100	4300	5700	4900	4800	4600	–
Площадь сечения	2,61	2,94	3,72	5,24	6,12	5,24	–

Массогабаритные характеристики цилиндров турбин зависят от количества ступеней давления и выбранной компоновочной схемы. Количество ступеней определяет как массу лопаточного аппарата, так и длину ротора и корпуса цилиндров турбины.

Количество ступеней в цилиндре турбины определяется располагаемым теплоперепадом, который является функцией начальных и конечных параметров, а также средним диаметром ступеней. Для оценочных расчетов количества ступеней в цилиндрах высокого и среднего давления можно сделать допущение, предполагающее равенство теплоперепадов, срабатываемых на каждой ступени. Среднее количественное значение теплоперепада для турбин сверхкритических параметров в цилиндрах высокого давления составляет порядка 39 кДж/кг, а для цилиндров среднего давления находится на уровне 78-83 кДж/кг. Приведенные величины были использованы при оценках количества ступеней в цилиндрах высокого и среднего давления паровой турбины.

Таким образом, ориентировочное количество ступеней $n_{ст}$ может быть определено по формуле (5.78).

$$n_{ст} = \frac{H_0}{H_{0ср}}, \quad (5.30)$$

где H_0 – располагаемый теплоперепад в ЦВД (ЦСД), кДж/кг;

$H_{0\text{ср}}$ – средний располагаемый теплоперепад на одну ступень, кДж/кг.

Одним из материалоемких элементов цилиндров паровой турбины является его корпус. Конструктивно корпус представляет собой оболочку, состоящую из двух половин, соединенных фланцами, и предусматривающую наличие патрубков подвода и отвода пара. При разработке моделей определения массы корпусов ЦВД и ЦСД паровой турбины принято допущение, предусматривающее конструктивное представление корпусов в виде цилиндрической оболочки с установленными с двух сторон крышками с центральным отверстием, площадь которого равна площади поперечного сечения вала. Расчетная схема внешнего корпуса цилиндра представлена на рисунке 5.7.

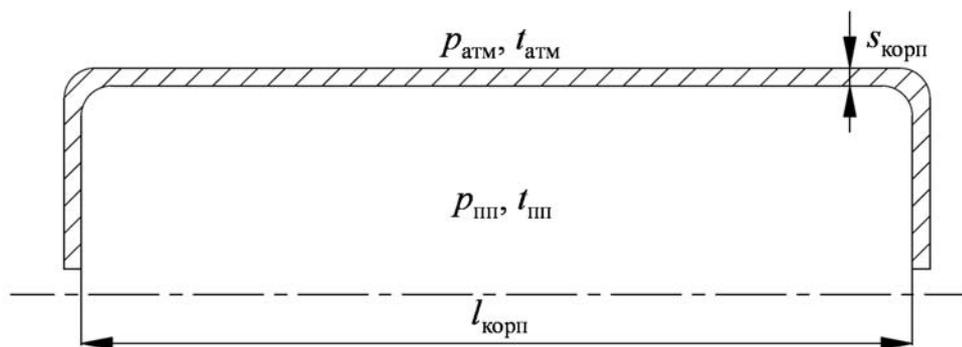


Рисунок 5.7 – Расчетная модель для определения массы внешнего корпуса ЦСД и ЦВД

Корпус цилиндра паровой турбины находится под воздействием разницы давлений между давлением перегретого пара внутри корпуса $p_{\text{пп}}$ и внешнего давления, которое равно атмосферному $p_{\text{атм}}$ для внешнего корпуса ЦВД и ЦСД и выше атмосферного для внутреннего корпуса ЦВД в случае его двухкорпусного исполнения с петлевой схемой движения пара. Увеличение давления и температуры свежего пара приводит к необходимости утолщения стенок корпусов для обеспечения требуемой прочности. Увеличение мощности энергетического комплекса и, как следствие, паровой турбины за счет повышения расхода пара приводит к росту поперечных размеров корпуса, что также сказывается на толщине стенок.

Масса корпуса $M_{\text{корп}}$ в соответствии с принятой расчетной моделью может быть определена по формуле (5.31).

$$M_{\text{корп}} = \rho_{\text{ст}} \cdot l_{\text{корп}} \cdot \pi \cdot \left(\frac{D_{\text{корп}}^2}{4} - \frac{d_{\text{корп}}^2}{4} \right), \quad (5.31)$$

где $\rho_{\text{ст}}$ – плотность стали, из которой изготовлен корпус, кг/м³;

$l_{\text{корп}}$ – длина корпуса, м;

$D_{\text{корп}}$ – внешний диаметр корпуса, м;

$d_{\text{корп}}$ – внутренний диаметр корпуса, м.

Взаимосвязь массы корпуса с давлением и температурой пара может быть установлена через выражение (5.32), определяющее толщину стенки $s_{\text{корп}}$.

$$s_{\text{корп}} = \frac{0,42 \cdot p \cdot D_{\text{корп}} \cdot K_{з.пр}}{2 \cdot \sigma + 0,42 \cdot p}, \quad (5.32)$$

где p – расчетное давление, МПа;

σ – допустимое напряжение, МПа;

$K_{з.пр}$ – коэффициент запаса прочности.

Подставив в формулу (5.31) выражение для определения толщины стенки корпуса (5.32) и учитывая, что $D_{\text{корп}} = 2 \cdot s_{\text{корп}} + d_{\text{корп}}$, получим выражение (5.33).

$$\begin{aligned} M_{\text{корп}} &= \rho_{\text{ст}} \cdot \pi \cdot s_{\text{корп}} \cdot (s_{\text{корп}} + 1) \cdot l_{\text{корп}} = \\ &= \rho_{\text{ст}} \cdot \pi \cdot \frac{0,42 \cdot p_0 \cdot D_{\text{корп}}}{2 \cdot \sigma + 0,42 \cdot p_0} \cdot \left(\frac{0,42 \cdot p_0 \cdot D_{\text{корп}}}{2 \cdot \sigma + 0,42 \cdot p_0} + 1 \right) \cdot l_{\text{корп}}. \end{aligned} \quad (5.33)$$

Зависимости внешнего диаметра корпуса, а также его длины от расхода, определяющего мощность турбины, получены путем статистической обработки соответствующих конструктивных характеристик, приведенных в таблице 5.8.

Так, зависимость внешнего диаметра корпуса цилиндра высокого давления $D_{\text{корп.внеш}}^{\text{ЦВД}}$ от расхода пара на турбину имеет вид (5.34).

$$D_{\text{корп.внеш}}^{\text{ЦВД}} = 0,4586 \cdot \ln(G) - 1,2333. \quad (5.34)$$

Стоит отметить, что длина корпуса цилиндра зависит не только от расхода, но и от начальных параметров, определяющих количество ступеней в цилиндре, что учитывается введением соответствующей поправки. Зависимость длины внешнего корпуса цилиндра высокого давления $l_{\text{корп.внеш}}^{\text{ЦВД}}$ от расхода пара и количества ступеней имеет вид (5.35).

$$l_{\text{корп.внеш}}^{\text{ЦВД}} = 1,6453 \cdot \ln(G) - 4,4599 + 0,2 \cdot n_{\text{ст}}^{\text{ЦВД}}, \quad (5.35)$$

где $n_{\text{ст}}^{\text{ЦВД}}$ – количество ступеней в цилиндре высокого давления, шт.

Интегрировав полученные зависимости в единое выражение (5.36), получим модель оценки массы внешнего корпуса цилиндра высокого давления $M_{\text{корп.внеш}}^{\text{ЦВД}}$, позволяющую определить его массу при различных значениях начального давления, температуры и расхода пара.

$$M_{\text{корп.внеш}}^{\text{ЦВД}} = \rho_{\text{ст}} \cdot [(1,6453 \cdot \ln(G) - 4,4599) + 0,2 \cdot n_{\text{ст}}^{\text{ЦВД}}] \cdot \frac{\pi}{4} \times \\ \times \left[\left[(0,4586 \cdot \ln(G) - 1,2333) + 2 \cdot K_{\text{з.пр}} \cdot \left(\frac{0,42 \cdot p \cdot (0,4586 \cdot \ln(G) - 1,2333)}{2 \cdot \sigma + 0,42 \cdot p} \right) \right]^2 \right. \\ \left. - (0,4586 \cdot \ln(G) - 1,233)^2 \right] \cdot 10^{-3}. \quad (5.36)$$

Используя предложенный подход, могут быть получены параметрические модели оценки массы внутреннего корпуса ЦВД и корпуса ЦСД.

Выражения для оценки массы внутреннего корпуса ЦВД $M_{\text{корп.внутр}}^{\text{ЦВД}}$ имеет вид (5.37).

$$M_{\text{корп.внутр}}^{\text{ЦВД}} = \rho_{\text{ст}} \cdot [(2,6344 \cdot \ln(G) - 14,5866) + 0,48 \cdot n_{\text{ст}}^{\text{ЦВД}}] \cdot \frac{\pi}{4} \times \\ \times \left[\left[(0,4035 \cdot \ln(G) - 1,3289) + 2 \cdot K_{\text{з.пр}} \cdot \left(\frac{p_0 \cdot (0,4035 \cdot \ln(G) - 1,3289)}{2 \cdot \sigma + p_0} \right) \right]^2 \right. \\ \left. - (0,4035 \cdot G + 1,3289)^2 \right] \cdot 10^{-3}. \quad (5.37)$$

К точности оценки массы внутреннего корпуса, работающего при высокой температуре, предъявляются повышенные требования, которые объясняются тем, что одинаковая абсолютная ошибка, допущенная при оценке массы узлов, работающих в условиях высоких и низких температур, в разной мере вносит искажения в конечную стоимость паротурбинной установки, что объясняется значительной разницей в ценах сталей различных классов.

Поскольку внутренний корпус ЦВД конструктивно отличается от его упрощенного представления, с применением методов статистического анализа разработано выражение (5.38) для определения корректирующей поправки в зависимости от расхода пара.

$$M_{\text{корп.внутр}}^{\text{ЦВД}}{}' = 0,0051 \cdot G + 10,03. \quad (5.38)$$

С учетом поправки масса внутреннего корпуса может быть определена по формуле (5.39).

$$M_{\text{корп.внутр.общ}}^{\text{ЦВД}} = M_{\text{корп.внутр}}^{\text{ЦВД}} + M_{\text{корп.внутр}}^{\text{ЦВД}}{}'. \quad (5.39)$$

Масса корпуса цилиндра среднего давления $M_{\text{корп}}^{\text{ЦСД}}$ определяется из выражения (5.40).

$$M_{\text{корп}}^{\text{ЦСД}} = \rho_{\text{ст}} \cdot [(2,6344 \cdot \ln(G) - 9,5866) + 0,48 \cdot n_{\text{ст}}^{\text{ЦСД}}] \cdot \frac{\pi}{4} \times \\ \times \left[\left[(0,0009 \cdot G + 1,9658) + 2 \cdot K_{3,\text{пр}} \cdot \left(\frac{p_{\text{пп}} \cdot (0,0009 \cdot G + 1,9658)}{2 \cdot \sigma + p_{\text{пп}}} \right) \right]^2 \right. \\ \left. - (0,0009 \cdot G + 1,9658)^2 \right] \cdot 10^{-3}. \quad (5.40)$$

Масса других статорных элементов, включая диафрагмы и обоймы диафрагм, участвующих в формировании проточной части, также претерпевают изменения при варьировании расхода пара и начальных параметров и, соответственно, требуют создания зависимостей для определения их массы. Построение таких зависимостей для указанных конструктивных элементов основано на анализе и обработке статистическими методами конструктивных характеристик турбин, приведенных в таблице 5.8. В результате была разработана группа функциональных зависимостей с (5.41) по (5.44), позволяющих определять массу диафрагм цилиндров высокого и среднего давления, а также оценивать массу обойм диафрагм.

$$M_{\text{диафр}}^{\text{ЦВД}} = M_{\text{диафр0}}^{\text{ЦВД}} + 2 \cdot n_{\text{ст}}^{\text{ЦВД}}, \quad (5.41)$$

$$M_{\text{диафр}}^{\text{ЦСД}} = M_{\text{диафр0}}^{\text{ЦСД}} + 2,25 \cdot n_{\text{ст}}^{\text{ЦСД}}, \quad (5.42)$$

$$M_{\text{об.диафр}}^{\text{ЦВД}} = M_{\text{об.диафр0}}^{\text{ЦВД}} + 1,2 \cdot n_{\text{ст}}^{\text{ЦВД}}, \quad (5.43)$$

$$M_{\text{об.диафр}}^{\text{ЦСД}} = M_{\text{об.диафр0}}^{\text{ЦСД}} + 1,2 \cdot n_{\text{ст}}^{\text{ЦСД}}, \quad (5.44)$$

где $M_{\text{диафр0}}^{\text{ЦВД}}$, $M_{\text{диафр0}}^{\text{ЦСД}}$, $M_{\text{об.диафр0}}^{\text{ЦВД}}$, $M_{\text{об.диафр0}}^{\text{ЦСД}}$ – масса диафрагм и обойм диафрагм турбины-прототипа К-800-23,5, принятой в качестве базы, т;

$n_{\text{ст}}^{\text{ЦВД}}$, $n_{\text{ст}}^{\text{ЦСД}}$ – количество ступеней цилиндров высокого и среднего давления паровой турбины перспективного энергетического комплекса.

Еще одним металлоемким элементом турбины, зависящим от начальных параметров и расхода пара, является ротор. Разработанная модель оценки массы ротора учитывает изменение его длины, обусловленное изменением количества ступеней при варьировании начальных параметров и, соответственно, располагаемого теплоперепада. В качестве базы для построения модели, как и в случае с диафрагмами и обоймами диафрагм, были выбраны геометрические характеристики ротора турбины К-800-23,5.

На основе статистической обработки данных, представленных в таблице 5.8, разработана функциональная зависимость (5.45) массы ротора ЦВД $M_{\text{рот}}^{\text{ЦВД}}$ от количества ступеней $n_{\text{ст}}^{\text{ЦВД}}$, которое в свою очередь определяется располагаемым теплоперепадом.

$$M_{\text{рот}}^{\text{ЦВД}} = \rho_{\text{ст}} \cdot 10^{-3} \cdot (l_{\text{рот}}^{\text{ЦВД}} + 0,5 \cdot n_{\text{ст}}^{\text{ЦВД}}) \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{рот}}^{\text{ЦВД}^2}}{4} \cdot 1,2, \quad (5.45)$$

где $d_{\text{рот}}^{\text{ЦВД}}$ – диаметр ротора высокого давления, м;

$l_{\text{рот}}^{\text{ЦВД}}$ – длина ротора высокого давления базовой турбоустановки, м.

Аналогично для ротора среднего давления $M_{\text{рот}}^{\text{ЦСД}}$ получено выражение (5.46).

$$M_{\text{рот}}^{\text{ЦСД}} = \rho_{\text{ст}} \cdot 10^{-3} \cdot (l_{\text{рот}}^{\text{ЦСД}} + 0,55 \cdot n_{\text{ст}}^{\text{ЦСД}}) \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{рот}}^{\text{ЦСД}^2}}{4} \cdot 1,2, \quad (5.46)$$

где $d_{\text{рот}}^{\text{ЦСД}}$ – диаметр ротора среднего давления, м;

$l_{\text{рот}}^{\text{ЦСД}}$ – длина ротора среднего давления базовой турбоустановки, м.

Наиболее сложной и трудоемкой задачей является построение моделей, обеспечивающих оценку расхода металла на изготовление лопаточных аппаратов высокотемпературных цилиндров высокого и среднего давления.

И сопловые и рабочие лопатки цилиндров высокого давления обладают постоянным по высоте профилем, поэтому объем одной лопатки $V_{\text{л}}$ может быть определен посредством перемножения ее длины $l_{\text{л}}$ на площадь сечения $s_{\text{л}}$, а масса $M_{\text{л}}$ – получена путем умножения получившегося объема на плотность материала, из которого изготовлена лопатка $\rho_{\text{ст}}$ (формула (5.47)).

$$M_{\text{л}} = \rho_{\text{ст}} \cdot s_{\text{л}} \cdot l_{\text{л}}, \quad (5.47)$$

Зная массу одной лопатки $M_{\text{л}}$ и количество лопаток в ступени $n_{\text{л}}$, можно определить массу всего лопаточного аппарата ступени $M_{\text{ла}}$ по формуле (5.48).

$$M_{\text{ла}i} = \rho_{\text{л}i} \cdot s_{\text{л}i} \cdot l_{\text{л}i} \cdot n_{\text{л}i}, \quad (5.48)$$

где i – номер ступени турбины.

Для создания модели оценки металлоемкости лопаточного аппарата необходимо установить зависимости длины лопаток и площади поперечного сечения от варьируемых параметров.

Соотношение, определяющее изменение длины сопловых лопаток $l_{\text{л.сопл}}$ по ступеням, может быть представлено в виде (5.49).

$$l_{\text{л.сопл } i+1} = l_{\text{л.сопл } i} + tg(\alpha) \cdot b, \quad (5.49)$$

где b – расстояние между сопловой решеткой i -й ступени и сопловой решеткой ступени $i + 1$, мм.

Аналогичным образом может быть записано уравнение для определения длины рабочих лопаток $l_{л.раб}$ (5.50).

$$l_{л.раб\ i+1} = l_{л.раб\ i} + tg(\alpha) \cdot q, \quad (5.50)$$

где q – расстояние между рабочей решеткой i -й ступени и рабочей решеткой ступени $i + 1$, мм.

Анализ конструктивных характеристик существующих турбин свидетельствует о том, что угол раскрытия проточной части цилиндров высокого и среднего давления турбин сверхкритических параметров практически не меняется по всей длине агрегата и составляет порядка $3,5^\circ$. Отмеченная особенность проточной части позволяет осуществить расчет длины лопаток, используя длину лопатки первой ступени, путем ее увеличения на величину удлинения, которая может быть определена на основе анализ существующих конструкций. Длина лопатки первой ступени может быть рассчитана из условия обеспечения необходимой пропускной способности с использованием уравнения расхода пара G по формуле (5.51).

$$G = F \cdot \rho \cdot C = \frac{F \cdot C}{\vartheta}, \quad (5.51)$$

где F – площадь проходного сечения, m^2 ;

C – скорость пара, м/с;

ϑ – удельный объем пара, m^3/kg ;

ρ – плотность пара, kg/m^3 .

Проходное сечение F может быть определено как площадь кольца, образованного лопатками с корневым диаметром $d_k = 2 \cdot r_k$ и периферийным диаметром $d_n = 2 \cdot r_n$, по формуле (5.52).

$$F = \pi \cdot (r_n^2 - r_k^2). \quad (5.52)$$

С учетом того, что длина лопатки представляет собой разницу периферийного r_n и корневого r_k радиусов, выражение для определения высоты лопатки первой ступени можно записано в виде (5.53).

$$l_{л} = \sqrt{\frac{G \cdot \vartheta}{C \cdot \pi} - r_k^2} - r_k. \quad (5.53)$$

Для построения зависимости прироста высоты лопатки с увеличением номера ступени использованы результаты обработки данных существующих конструкций турбин сверхкритиче-

ским параметров, в результате чего установлена взаимосвязь расстояния между первой ступенью и i -й ступенью с номером ступени (формула (5.54)).

$$b_i = q_i = 0,2308 \cdot i + 0,1849. \quad (5.54)$$

Функциональная зависимость изменения длины как рабочей, так и сопловой лопатки в зависимости от расхода G и удельного объема пара ϑ , являющегося функцией давления и температуры свежего пара, может быть представлена в виде выражения (5.55).

$$l_{л} = \sqrt{\frac{G \cdot \vartheta}{C \cdot \pi} - r_{к}^2} - r_{к} + 0,0141 \cdot i + 0,0113. \quad (5.55)$$

Изменение формы профиля ступеней высокого давления не оказывает существенного влияния на массу лопаточного аппарата $M_{ла}$, поэтому при оценке площади поперечного сечения лопатки $S_{л}$ могут быть использованы справочные характеристики по существующим профилям, скорректированные на изменение хорды профиля (таблица 5.9 [111]).

Таблица 5.9 – Геометрические характеристики профилей сопловых и рабочих лопаток

Тип профиля	$\alpha_{1э}, \beta_{2э}$ град.	$\alpha_{0расч}, \beta_{1расч}$	$\bar{t}_{опт}$	$(M_{1l})_{опт}, (M_{2l})_{опт}$	b_1, b_2 мм	$F, \text{см}^2$	$I_{мин}, \text{см}^4$	$W_{мин}, \text{см}^3$
Сопловые решетки								
С-90-12А	10-14	70-120	0,72-0,87	до 0,85	52,5	4,09	0,591	0,575
С-90-15А	13-17	70-120	0,70-0,85	до 0,85	51,5	3,3	0,36	0,45
С-90-18А	16-20	70-120	0,70-0,80	до 0,85	47,1	2,72	0,243	0,333
С-90-22А	20-24	70-120	0,70-0,80	до 0,90	45,0	2,35	0,167	0,265
С-90-27А	24-30	70-120	0,65-0,75	до 0,90	45,0	2,03	0,116	0,195
С-90-12Б	10-14	70-120	0,72-0,87	0,85-1,15	56,6	3,31	0,388	0,420
С-90-15Б	13-17	70-120	0,70-0,85	0,85-1,15	52,0	3,21	0,326	0,413
С-90-12Р	10-14	70-120	0,58-0,68	1,4-1,8	40,9	2,30	0,237	0,324
С-90-15Р	13-17	70-120	0,55-0,65	1,4-1,7	42,0	2,00	0,153	0,238
Рабочие решетки								
Р-23-14А	12-16	20-30	0,60-0,75	до 0,95	25,9	2,44	0,43	0,39
Р-26-17А	15-19	23-35	0,60-0,70	до 0,95	25,7	2,07	0,215	0,225
Р-30-21А	19-24	25-40	0,58-0,68	до 0,90	25,6	1,85	0,205	0,234
Р-35-25А	22-28	30-50	0,55-0,65	до 0,85	25,4	1,62	0,131	0,168
Р-46-29А	25-32	44-60	0,45-0,58	до 0,85	25,6	1,22	0,071	0,112
Р-27-17Б	15-19	23-45	0,57-0,65	0,80-1,15	25,4	2,06	0,296	0,297
Р-30-21Б	19-24	23-40	0,55-0,65	0,85-1,10	20,1	1,11	0,073	0,101
Р-35-25Б	22-28	30-50	0,55-0,65	0,85-1,10	25,2	1,51	0,126	0,159
Р-21-18Р	16-20	19-24	0,60-0,70	1,3-1,6	20,0	1,16	0,118	0,142
Р-25-22Р	20-24	23-27	0,54-0,67	1,35-1,6	20,0	0,99	0,084	0,100

На основе анализа справочных данных разработана модель изменения площади поперечного сечения сопловых $S_{л.сопл}$ (формула (5.56)) и рабочих лопаток $S_{л.раб}$ (формула (5.57)) в зависимости от расхода пара G .

$$S_{л.сопл}(G) = 4 \cdot 10^{-2} \cdot G + 0,0001, \quad (5.56)$$

$$S_{л.раб}(G) = 4 \cdot 10^{-2} \cdot G + 0,0005. \quad (5.57)$$

Количество сопловых и рабочих лопаток в i -й ступени может быть определено исходя из среднего диаметра ступеней $d_{ср}$ и величины шага t . Практика проектирования турбомашин показывает, что максимальная эффективность ступеней ЦВД и ЦСД обеспечивается при значениях относительного шага $\bar{t} = t/b$ 0,7-0,85. Таким образом, количество лопаток в ступени n_l может быть определено по формуле (5.58).

$$n_l = \frac{\pi \cdot d_{ср}}{t} = \frac{\pi \cdot (l_l + d_k)}{t}, \quad (5.58)$$

где корневой диаметр $d_k = 0,9$ м.

Обработка данных, полученных путем вариантных расчетов длин лопаток при различных параметрах свежего пара, позволила получить выражения для определения количества сопловых (5.59) и рабочих (5.60) лопаток в i -й ступени ЦВД и ЦСД.

$$n_{л.сопл_i} = 48,933 \cdot e^{0,008 \cdot i}, \quad (5.59)$$

$$n_{л.раб_i} = 72,19 \cdot e^{0,008 \cdot i}, \quad (5.60)$$

где $n_{л.сопл_i}$ – количество сопловых лопаток i -ой ступени, шт.;

$n_{л.раб_i}$ – количество рабочих лопаток i -ой ступени, шт.

С использованием полученных зависимостей разработаны выражения для проведения оценок массы сопловых и рабочих лопаток цилиндров высокого и среднего давлений.

Масса соплового аппарата ступени ЦВД $M_{ла.сопл}^{ЦВД}$ может быть определена по формуле (5.61), масса лопаток рабочей решетки ступени ЦВД $M_{ла.раб}^{ЦВД}$ – по формуле (5.62).

$$M_{ла.сопл}^{ЦВД} = \rho_{ст} \cdot \left(\sqrt{\frac{G \cdot \vartheta}{C \cdot \pi} - r_k^2} - r_k + 0,0141 \cdot i + 0,0113 \right) \cdot (4 \cdot 10^{-6} \cdot G + 0,0001) \cdot 48,933 \times e^{0,008 \cdot i}. \quad (5.61)$$

$$M_{\text{ла.раб}}^{\text{ЦВД}} = \rho_{\text{ст}} \cdot \left(\sqrt{\frac{G \cdot \vartheta}{C \cdot \pi} - r_{\text{к}}^2 - r_{\text{к}} + 0,0141 \cdot i + 0,0113} \right) \cdot (4 \cdot 10^{-6} \cdot G + 0,0005) \cdot 72,19 \times e^{0,008i} \quad (5.62)$$

Аналогичные модели оценки массы лопаточного аппарата ступеней были построены для ЦСД (5.63) и (5.64).

$$M_{\text{ла.сопл}}^{\text{ЦСД}} = \rho_{\text{ст}} \cdot \left(\sqrt{\frac{G \cdot \vartheta}{C \cdot \pi} - r_{\text{к}}^2 - r_{\text{к}} + 0,0061 \cdot i^{-1,612}} \right) \cdot (4 \cdot 10^{-6} \cdot G + 0,0001) \times (1,0578 \cdot i + 45,961). \quad (5.63)$$

$$M_{\text{ла.раб}}^{\text{ЦСД}} = \rho_{\text{ст}} \cdot \left(\sqrt{\frac{G \cdot \vartheta}{C \cdot \pi} - r_{\text{к}}^2 - r_{\text{к}} + 0,0061 \cdot i^{-1,612}} \right) \cdot (4 \cdot 10^{-6} \cdot G + 0,0001) \times (0,8373 \cdot i + 74,422). \quad (5.64)$$

Используя разработанные зависимости для определения массы отдельных элементов цилиндров высокого и среднего давления, общую массу ЦВД и ЦСД можно определить по формулам (5.65) и (5.66) соответственно.

$$M^{\text{ЦВД}} = \Sigma M_{\text{ла.сопл}}^{\text{ЦВД}} + \Sigma M_{\text{ла.раб}}^{\text{ЦВД}} + M_{\text{корп.внутр.общ}}^{\text{ЦВД}} + M_{\text{корп.внеш}}^{\text{ЦВД}} + M_{\text{рот}}^{\text{ЦВД}} + 2 \cdot M_{\text{п}}^{\text{ЦВД}} + M_{\text{диафр}}^{\text{ЦВД}} + M_{\text{об.диафр}}^{\text{ЦВД}} \quad (5.65)$$

$$M^{\text{ЦСД}} = \Sigma M_{\text{ла.сопл}}^{\text{ЦСД}} + \Sigma M_{\text{ла.раб}}^{\text{ЦСД}} + M_{\text{корп.внеш}}^{\text{ЦСД}} + M_{\text{рот}}^{\text{ЦСД}} + 2 \cdot M_{\text{п}}^{\text{ЦСД}} + M_{\text{диафр}}^{\text{ЦСД}} + M_{\text{об.диафр}}^{\text{ЦСД}}. \quad (5.66)$$

Для оценки затрат на создание паровых турбин необходимо определить как точную марочную структуру металла по отдельным элементам, так и количество металла, которое расходуется на изготовление соответствующих деталей.

В зависимости от сложности конструкции детали и ее предназначения при создании паротурбинных установок применяются различные способы металлообработки, которые имеют различные коэффициенты полезного использования металла. КПИМ, соответствующие способам металлообработки деталей паровой турбины, представлены в таблице 5.10 [314].

Оценка расхода металла на изготовление турбины («грязного» веса металла) $M^{\text{заг}}_{\text{т}}$ может быть получена путем деления конечной массы узлов $M_{\text{узлек}}$ паровой турбины на соответствующий КПИМ (формула 5.67).

Таблица 5.10 – Коэффициенты полезного использования металла при изготовлении деталей и узлов паровой турбины

Узел	Цилиндр	Тип обработки	КПИМ
Рабочие лопатки	ЦВД, ЦСД, ЦНД	Штамповка, фрезерование	0,256
Сопловые лопатки	ЦВД, ЦСД, ЦНД	Штамповка, фрезерование	0,405
Цельнокованный ротор	ЦВД	Литье, точение	0,7
Цельнокованный ротор	ЦСД	Литье, точение	0,82
Сварной корпус	ЦНД	Сварка	
Литой корпус	ЦВД, ЦСД	Литье, фрезерование	0,69
Диафрагмы	ЦВД, ЦСД	Литье, фрезерование	0,71

$$M_T^{\text{заг}} = \sum \frac{M_{\text{узел}_k}}{\text{КПИМ}_{\text{узел}_k}}. \quad (5.67)$$

Полученные оценки расхода металла на изготовление деталей паровой турбины были положены в основу расчета трудоемкости изготовления и затрат, связанных с оплатой труда производственного персонала. В ходе моделирования было принято допущение о равенстве удельных затрат времени на изготовление конструктивно-подобных деталей различной массы и размеров. Использование постоянных удельных величин означает линейный характер зависимости между изменением массы и ростом затрат времени на изготовление детали. Данный подход правомерен, поскольку изменение массы всегда влечет за собой увеличение размеров конечной детали, что прямо пропорционально увеличивает время и количество проходов режущего инструмента при токарной и фрезерной обработке, сварке и увеличивает время на получение литых заготовок. Значения удельной трудоемкости изготовления отдельных узлов паровых турбин представлены в таблице 5.11.

Таблица 5.11 – Удельная трудоемкость производства узлов паровой турбины

№ п/п	Наименование узла	Удельная трудоемкость, ч/т
1	Сопловые лопатки	21,124
2	Рабочие лопатки	18,954
3	Корпус ЦВД	341,598
4	Корпус ЦСД	500
5	Ротор цельнокованный	81,535
6	Диафрагмы	202,677
7	Обоймы диафрагм	32,25
8	Подшипники	280,476
9	Фундаментная рама	148,387

Издержки, связанные с выплатой заработной платы производственному персоналу и с затратами по использованию обрабатывающего оборудования, $I^{з/пл}$ могут быть определены по формуле (5.68).

$$I^{з/пл} = \sum_{m=1}^{n_{узел}} M_{узел\ m} \cdot T_{узел\ m}^{уд} \cdot C^{з/пл\ m} \quad (5.68)$$

где $M_{узел\ m}$ – масса узла паровой турбины (лопаточный аппарат, ротор, диафрагмы, корпус, обоймы диафрагм и т.д.), т;

$T_{узел\ m}^{уд}$ – удельная трудоемкость изготовления узла, т/ч;

$C^{з/пл\ m}$ – стоимость часа работы обрабатывающего станка (токарного, фрезерного и т.д. в зависимости от вида узла), включающая в себя заработную плату оператора, стоимость обслуживания станка, стоимость режущего инструмента, руб./ч;

$n_{узел}$ – количество узлов;

m – номер узла.

Масса цилиндра низкого давления паровой турбины не меняется с изменением начальных параметров пара в заданном диапазоне значений. При этом в целях обеспечения возможности моделирования стоимости турбин различной мощности необходимо учитывать изменение расхода пара, поступающего в ЦНД. Значительный интерес также вызывает сравнение совокупных затрат, связанных с реализацией ЦНД повышенной пропускной способности с двухъярусной проточной частью. Для оценки стоимости создания ЦНД с одноярусной и двухъярусной проточной частью разработана соответствующая прогнозная модель.

Оценка стоимости цилиндра низкого давления является сложной и многофакторной задачей. В силу того, что в цилиндр низкого давления поступает пар низких параметров, начальная температура и давление не оказывают существенного влияния на его стоимость в отличие от расхода и удельного объема пара, корневого диаметра лопатки, скорости входящего пара и количества ступеней ЦНД – тех показателей, которые в конечном счете определяют стоимость ЦНД. Важным фактором являются и материалы, которые применяются для создания основных элементов. В разработанной модели оценки стоимости ЦНД также учитываются затраты, связанные с изготовлением. Актуальным вопросом, рассмотренным в модели, также является применение двухъярусной проточной части и изменение стоимости ЦНД, вызванное реализацией данного решения.

В модели все формулы представлены для расчета стоимости одного выхлопа ЦНД.

Модель оценки стоимости основывается на определении длины лопаток. В представленной модели в зависимости от исходных данных рассчитана длина рабочей лопатки $l_{л,раб}$, которая может быть определена из соотношения (5.69).

$$l_{\text{л.раб}} = \left[\sqrt{\frac{G \cdot \vartheta + \pi \cdot \left(\frac{d_{\text{к}}}{2}\right)^2 \cdot C}{C \cdot \pi} - \frac{d_{\text{к}}}{2}} + \tan\left(\alpha \cdot \frac{\pi}{180}\right) \cdot \left(\frac{q_i}{10^3}\right) \right], \quad (5.69)$$

где G – расход пара, кг/с;

ϑ – удельный объем пара, м³/кг;

C – скорость пара на входе в ступень, м/с;

$d_{\text{к}}$ – корневой диаметр, м;

α – угол раскрытия, °;

q – расстояние между рабочей решеткой i -й ступени и рабочей решеткой ступени $i + 1$, мм;

i – номер ступени.

При этом первое слагаемое из выражения (5.69) соответствует длине лопатки первой ступени и напрямую зависит от параметров пара на входе в ЦНД. Длины остальных лопаток определяются переменным углом раскрытия проточной части.

Базируясь на конструктивных параметрах рабочих лопаток, устанавливаемых в существующие ЦНД, были разработаны функции изменения площади поверхности всей лопатки $F_{\text{л.раб}} = f(l_{\text{л.раб}})$ и ее объема $V_{\text{л.раб}} = f(l_{\text{л.раб}})$ от длины лопатки.

Масса рабочей лопатки $M_{\text{л.раб}}$ определяется в соответствии с соотношением (5.1).

В цилиндре низкого давления для изготовления заготовок рабочих и сопловых лопаток выбран метод горячей объемной штамповки в закрытых штампах. Данный метод в среднем позволяет получить КПИМ 0,3..0,5. Тогда масса заготовки рабочей лопатки $M_{\text{л.раб}}^{\text{заг}}$ с учетом угара при горячей штамповке в закрытых штампах, который составляет в среднем 1-2 %, может быть определена по формуле 5.70.

$$M_{\text{л.раб}}^{\text{заг}} = \frac{M_{\text{л.раб}}}{\text{КПИМ}} \cdot 1,01. \quad (5.70)$$

Стоимость заготовки лопатки $I_{\text{л.раб}}^{\text{мат}}$ возможно уменьшить уменьшаемая за счет утилизации неизрасходованного металла, рассчитывается по формуле (5.71).

$$I_{\text{л.раб}}^{\text{мат}} = C_{\text{мат.уд}} \cdot M_{\text{л.раб}}^{\text{заг}} - C_{\text{ут}}^{\text{уд}} \cdot M_{\text{ут}}, \quad (5.71)$$

где $C_{\text{мат.уд}}$ – удельная стоимость материала, из которого изготовлена лопатка, руб./кг;

$C_{\text{ут}}^{\text{уд}}$ – удельная стоимость металлолома, руб./кг;

$M_{\text{ут}}$ – масса металла, который можно утилизировать, кг.

Дальнейшая обработка лопатки включает следующие этапы: черновой (1), получистовой (2), чистовой (3) и отделочный (4).

На каждом из этапов снимается определенный припуск материала (в среднем со всей поверхности лопатки в силу требований к точности детали). Величина снимаемого припуска зависит от материала и этапа обработки. При этом принято, что черновой и получистовой этапы – обработка фрезерованием, а чистовой и отделочный – шлифование (или полирование).

Величина припусков по этапам h_1, h_2, h_3, h_4 выбрана в соответствии [315].

Масса снимаемого на j -ом этапе припуска $M_{\text{прип}j}$ (кроме чернового этапа, на котором снимается больше материала и припуск определяется массой заготовки) рассчитана исходя из соотношения (5.72).

$$M_{\text{прип}j} = \rho_{\text{ст}} \cdot F_{\text{л.раб}} \cdot \frac{h_j}{1000} \quad (5.72)$$

где $\rho_{\text{ст}}$ – плотность материала, из которого изготовлена лопатка, кг/м³.

При этом масса $M_{\text{прип}1}$ и поверхность детали $F_{\text{прип}1}$ снимаемого на черновом этапе припуска вычисляются из соотношений (5.73) и (5.74) соответственно.

$$M_{\text{прип}1} = M_{\text{л.раб}}^{\text{заг}} - M_{\text{прип}2} - M_{\text{прип}3} - M_{\text{прип}4} - M_{\text{л.раб}}, \quad (5.73)$$

$$F_{\text{прип}1} = \frac{M_{\text{прип}1} \cdot 1000}{\rho_{\text{ст}} \cdot h_1} \quad (5.74)$$

1) Черновой и получистовой этапы (1-2)

На данном этапе снимается наибольшее количество припуска в ущерб точности. Так как геометрия лопатки неизвестна, то для оценки трудоемкости обработки использовано допущение, согласно которому необходимо снять рассчитанную выше массу припуска $M_{\text{прип}}$, при этом площадь обработки равна площади всей лопатки. Используя эти данные, с учетом режимов резания в соответствии с материалом может быть рассчитана трудоемкость обработки $T_{\text{изг}1-2}$ и затраты, связанные с выплатой заработной платы производственному персоналу и с затратами по использованию обрабатывающего оборудования (затраты на оплату труда), $I^{3/\text{пл}1-2}$.

Трудоемкость работ на этапах 1-2 рассчитывается в соответствии с выражением (5.75).

$$T_{1-2}^{\text{изг}} = \frac{L_{\text{фр}}}{S_z \cdot z \cdot k}, \quad (5.75)$$

где z – число зубьев фрезы;

S_z – подача фрезы на зуб, мм/зуб;

$L_{\text{фр}}$ – суммарный путь фрезы, мм;

k – частота вращения шпинделя, об./мин.

В свою очередь суммарный путь фрезы и частота вращения шпинделя определяются из соотношений (5.76) и (5.77).

$$L_{\text{фр}} = \frac{F_{\text{прип}} \cdot D_{\text{фр}}}{F_{\text{фр}}}, \quad (5.76, \text{ а})$$

$$F_{\text{фр}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{фр}}^2}{4 \cdot 10^6}. \quad (5.76, \text{ б})$$

где $D_{\text{фр}}$ – диаметр фрезы, мм;

$F_{\text{фр}}$ – площадь фрезы, мм²;

$$k = 1000 \cdot \frac{V_{\text{рез}}}{\pi \cdot D_{\text{фр}}}, \quad (5.77)$$

где $V_{\text{рез}}$ – скорость резания, м/мин.

Затраты на оплату труда на этапах 1-2 рассчитывается в соответствии с выражением (5.78).

$$И_{1-2}^{\text{з/пл}} = \frac{C^{\text{з/пл}} \cdot t}{60}, \quad (5.78)$$

где $C^{\text{з/пл}}$ – удельная стоимость работ соответствующего этапа, руб./ч.

2) Чистовой и отделочный этапы (3-4)

Чистовой и отделочный этапы выполняются за счет абразивной обработки шлифованием. При этом оценка осуществляется с использованием допущения, при котором ширина обрабатываемой поверхности равна ширине круга.

Трудоемкость работ на этапах 3-4 $T_{3-4}^{\text{изг}}$ рассчитывается в соответствии с выражением (5.79).

$$T_{3-4}^{\text{изг}} = \frac{L_{\text{кр}} \cdot n_{\text{рх}}}{V_{\text{диск}} \cdot 1000}, \quad (5.79)$$

где $V_{\text{диск}}$ – скорость вращения диска, м/с;

$L_{\text{кр}}$ – суммарный путь круга, м;

$n_{\text{рх}}$ – число рабочих ходов круга.

В свою очередь суммарный путь круга и число рабочих ходов определяются из соотношений (5.80) и (5.81).

$$L_{\text{кр}} = \frac{F_{\text{прип}} \cdot 10^6 \cdot g}{B}, \quad (5.80, \text{ а})$$

$$g = \frac{B}{S}. \quad (5.80, \text{ б})$$

где g – число перекрытий кругом обрабатываемой поверхности (число поперечных переходов круга);

B – ширина круга, мм;

S – поперечная подача, мм/ход.

$$n_{\text{рх}} = \frac{h}{\tau}, \quad (5.81)$$

где τ – глубина резания, мм.

Затраты на оплату труда на этапах 3-4 $I^{\text{з/пл}}_{3-4}$ рассчитывается по аналогии с расчетом затрат по оплате труда на черновом и получистовом этапах (формула (5.78)).

Итоговые значения трудоемкости изготовления одной рабочей лопатки $T^{\text{изг}}_{\text{л.раб}}$ каждой ступени рассчитываются по формуле (5.82), затрат на оплату труда $I^{\text{з/пл}}_{\text{л.раб}}$ – по формуле (5.83).

$$T^{\text{изг}}_{\text{л.раб}} = \sum_{j=1}^4 T^{\text{изг}}_j. \quad (5.82)$$

$$I^{\text{з/пл}}_{\text{л.раб}} = \sum_{j=1}^4 I^{\text{з/пл}}_j. \quad (5.83)$$

Общая трудоемкость работ $T^{\text{изг}}_{\text{ла.раб}}$ и общие затраты на оплату труда $I^{\text{з/пл}}_{\text{ла.раб}}$ в процессе производства всего лопаточного аппарата рассчитываются по формулам (5.84) и (5.85).

$$T^{\text{изг}}_{\text{ла.раб}} = \sum_{i=1}^{n_{\text{ст}}} (T^{\text{изг}}_{\text{л.раб}i} \cdot n_{\text{л}i}). \quad (5.84)$$

$$I_{\text{ла.раб}}^{\text{з/пл}} = \sum_{i=1}^{n_{\text{ст}}} (I_i^{\text{з/пл}} \cdot n_{\text{л}i}). \quad (5.85)$$

Расчет себестоимости производства сопловых лопаток аналогичен расчету себестоимости производства рабочих лопаток. Основным различием будут только эмпирические зависимости площади поверхности и объема лопатки в зависимости от ее длины.

Металлоемкость и стоимость остальных элементов цилиндра низкого давления, включая насадные диски, диафрагмы, корпус, вал, оцениваются в соответствии с подходами, разработанными для цилиндров высокого и среднего давления.

Таким образом, общая стоимость цилиндра низкого давления $C_{\text{ЦНД}}$ определяется по формуле (5.86).

$$C_{\text{ЦНД}} = C_{\text{ла.раб}} + C_{\text{ла.сопл}} + C_{\text{диск}} + C_{\text{вал}} + C_{\text{диафр}} + C_{\text{корп}}, \quad (5.87)$$

где $C_{\text{ла.раб}}$, $C_{\text{ла.сопл}}$, $C_{\text{диск}}$, $C_{\text{вал}}$, $C_{\text{диафр}}$, $C_{\text{корп}}$ – стоимость разработки и создания рабочего и соплового лопаточного аппарата, насадных дисков, вала, диафрагм и корпуса ЦНД соответственно.

В стоимость создания паротурбинной установки также входит стоимость электрогенератора, величина которого для проведения оценочных расчетов в соответствии с принятым диапазоном изменения мощности может приниматься в диапазоне 1-1,2 млрд руб. на основе стоимости ближайшего аналога – ТВВ-800-2ЕКУЗ [316].

На основе полученных оценок стоимости изготовления цилиндров высокого, среднего и низкого давления общая стоимость паровой турбины может быть определена как сумма стоимостей отдельных узлов и агрегатов.

5.2.3 Разработка модели оценки стоимости паропроводов

Для определения целесообразности применения технических решений, направленных на сокращение длины главных паропроводов, была исследована зависимость стоимости их создания от начальных параметров пара для двух вариантов компоновок котельного агрегата: П-образной и горизонтальной. Для этого была разработана модель оценки стоимости главных паропроводов, учитывающая влияние параметров пара.

Перечень исходных данных для разработки модели оценки стоимости паропроводов представлен в таблице 5.12.

Таблица 5.12 – Перечень исходных данных для разработки моделей оценки стоимости металлозатрат

№ п/п	Наименование	Значение параметра	Вид параметра
1	Расход пара, кг/с	692,5	cons't
2	Температура свежего пара, °С	540-720	var
3	Давление свежего пара, МПа	24-35	var
4	Температура промежуточного перегрева, °С	540-20	var
5	Количество ниток паропароводов свежего пара	2	cons't
6	Количество ниток паропароводов пара после промежуточного перегрева	1	cons't
7	Длина паропровода свежего пара для П-образной компоновки котельного агрегата, м	99,2	cons't
8	Длина паропровода пара после вторичного перегрева для П-образной компоновки котельного агрегата, м	90,2	cons't
9	Длина паропровода свежего пара для горизонтальной компоновки котельного агрегата, м	31,6	cons't
10	Длина паропровода пара после вторичного перегрева для горизонтальной компоновки котельного агрегата, м	35,6	cons't

При определении зависимости массы паропроводов от начальных параметров пара необходимо задать граничные условия. В данном случае граничным условием является неизменность скорости движения пара v . Отправной точкой в формировании зависимости будет служить выражение (5.88).

$$F_{\text{пп}} \cdot v = G_{\text{пп}} \cdot v_{\text{пп}}, \quad (5.88)$$

где $F_{\text{пп}}$ – площадь проходного сечения паропровода, м²;

v – скорость пара, м/с;

$G_{\text{пп}}$ – расход свежего пара через участок паропровода, кг/с;

$v_{\text{пп}}$ – удельный объем перегретого пара при параметрах расчетных давления и температуре пара, м³/кг.

Площадь проходного сечения паропровода, определяемая по формуле (5.89), должна обеспечивать постоянную скорость движения теплоносителя при различных параметрах свежего пара.

$$F_{\text{пп}} = \frac{G_{\text{пп}} \cdot v_{\text{пп}}}{v}. \quad (5.89)$$

Таким образом, внутренний диаметр паропровода $d_{\text{пп}}$ рассчитывается по формуле (5.90).

$$d_{\text{пп}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{пп}}}{\pi}} \quad (5.90)$$

Масса стали, необходимая для изготовления поверхности нагрева, $M_{\text{пп.ст}}$ рассчитывается по формуле (5.91).

$$M_{\text{пп.ст}} = \pi \cdot \rho_{\text{ст}} \cdot (D_{\text{пп}}^2 - d_{\text{пп}}^2) \cdot l_{\text{пп}}, \quad (5.91)$$

где $\rho_{\text{ст}}$ – плотность материала, из которого изготовлен паропровод, кг/м³;

$l_{\text{пп}}$ – длина паропровода, м;

$D_{\text{пп}}$ – внешний диаметр паропровода, м.

В соответствии с формулами (5.88)-(5.91) масса паропровода зависит от внутреннего и внешнего диаметров паропровода, расхода пара, плотности стали, удельного объема пара и длины паропровода.

Другим значимым фактором, определяющим стоимость паропровода, является давление свежего пара p_0 , повышение которого создает необходимость увеличения толщины стенок труб для выполнения условия прочности. Номинальная толщина стенки паропровода должна быть не менее определяемой по формуле (5.92).

$$\delta_{\text{пп}}^{\text{НОМ}} = \delta_{\text{пп}} + \mathcal{E}, \quad (5.92)$$

где \mathcal{E} – эксплуатационная прибавка, принятая 3 мм (для котлов с рабочим давлением более 20 МПа);

$\delta_{\text{пп}}$ – расчетная толщина стенки паропровода, мм.

При известном внутреннем диаметре паропровода толщина стенки определяется по формуле (5.93). Расчетной температурой для определения толщины стенки паропровода принимается температура перегретого пара на входе в паропровод. Расчетное давление принимается равным давлению рабочей среды на входе в рассчитываемый трубопровод.

$$\delta_{\text{пп}} = \frac{p_0 \cdot d_{\text{пп}} \cdot K_{з.пр}}{2 \cdot \sigma \cdot \varphi - p_0}, \quad (5.93)$$

где σ – допустимое напряжение, МПа;

φ – коэффициент прочности сварных соединений при расчете на внутреннее давление, равный 1;

p_0 – расчетное давление перегретого пара, МПа;

$K_{з.пр}$ – коэффициент запаса прочности, равный 1,5.

При известных толщине и диаметре трубопровода масса паропровода рассчитывается по формуле (5.94).

$$M_{пп} = \pi \cdot \rho_{ст} \cdot (\delta_{пп}^{ном^2} + d_{пп} \cdot \delta_{пп\ ст}^{ном}) \cdot l_{пп}. \quad (5.94)$$

Стоимость металла паропровода $I_{пп}^{мат}$ определяется исходя из массы $M_{пп}$ и удельной стоимости $C^{мат}$ паропровода по формуле (5.95).

$$I_{пп}^{мат} = M_{пп} \cdot C^{мат}. \quad (5.95)$$

Стоимость работ, связанных с монтажом паропровода, рассчитывается из соотношения (5.96).

$$I_{пп}^{монтаж} = T_{пп}^{монтаж} \cdot M_{пп} \cdot C^{з/пл}, \quad (5.96)$$

где $T_{пп}^{монтаж}$ – трудоемкость работ, связанных с монтажом паропровода, чел.-ч;

$C^{з/пл}$ – часовая ставка, руб./чел.-ч.

Тогда общую стоимость участка паропровода можно определить по формуле (5.97).

$$C_{пп} = I_{пп}^{мат} + I_{пп}^{монтаж}. \quad (5.97)$$

Цены сталей, используемых для изготовления паропровода в зависимости от параметров свежего пара, приведены в таблице 5.13.

Таблица 5.13 – Марки сталей, используемых для изготовления паропровода в зависимости от параметров свежего пара

Температура свежего пара, °С	Марка стали	Описание	Цена, руб./кг
$500 \leq t_0 \leq 600$	12X11В2МФ	Сталь коррозионно-стойкая жаропрочная. Для изготовления труб, предназначенных для паровых котлов и трубопроводов установок с высокими и сверхкритическими параметрами пара.	400
$600 < t_0 \leq 700$	09X14Н19В2БР	Сталь жаропрочная высоколегированная. Для изготовления паропроводов и труб пароперегревателей установок сверхвысокого давления.	800
$700 < t_0 \leq 800$	05ХН46МВБ4	Жаропрочный и жаростойкий сплав. Предназначен для изготовления трубных систем парогенераторов энергетических установок, работающих при температурах до 800 °С.	1400

В соответствии с описанной моделью были проведены расчеты стоимости паропроводов острого пара в зависимости от температуры и давления пара. Результаты расчетов графически представлены на рисунке 5.8.

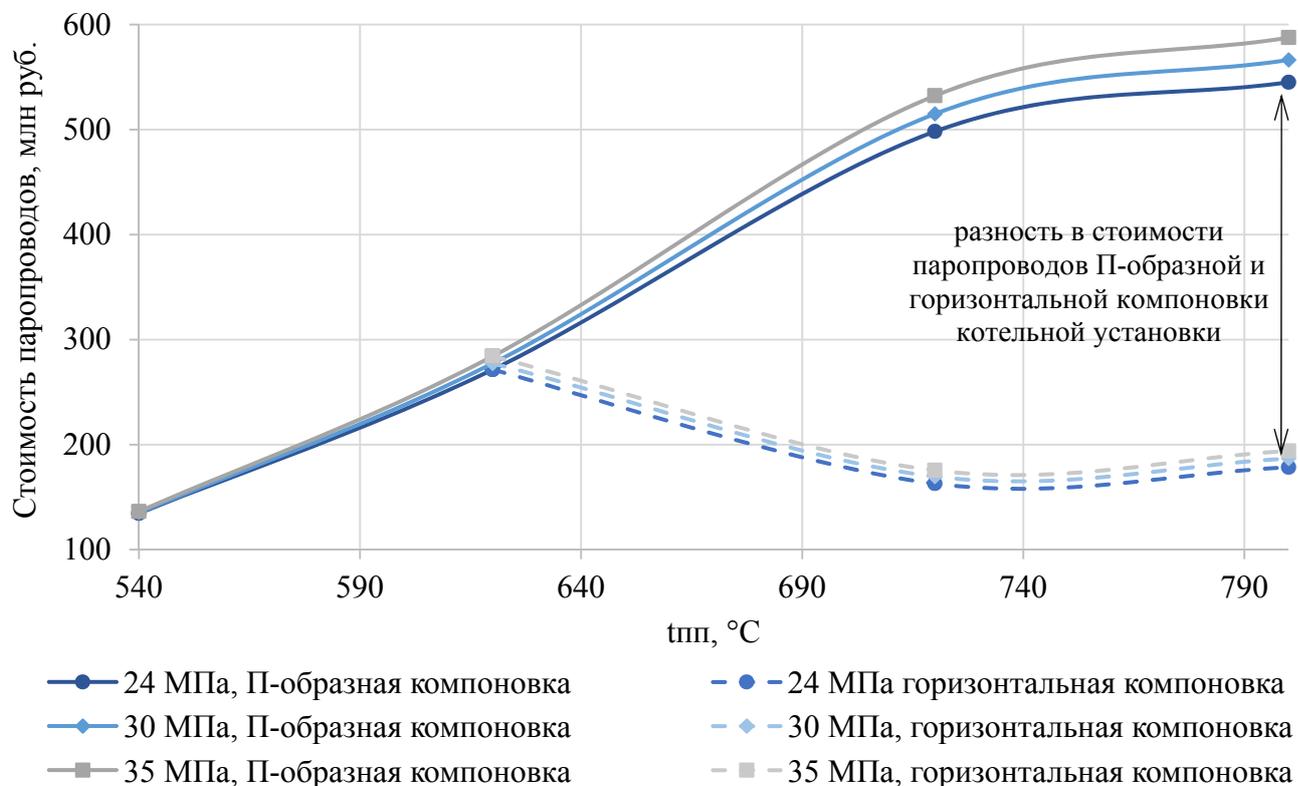


Рисунок 5.8 – Стоимость паропроводов острого пара в зависимости от температуры и давления перегретого пара

5.2.4 Разработка модели оценки стоимости водородно-кислородной камеры сгорания

Увеличение начальной температуры пара перед турбиной неизбежно приводит к необходимости использования жаропрочных сталей и сплавов для изготовления высокотемпературных поверхностей нагрева. При переходе на уровень начальных температур до 720 °C для обеспечения надежной работы пароперегревателя и паропроводов необходимо применять сплавы на никелевой основе, которые в несколько десятков раз дороже применяемых в настоящий момент материалов.

Введение дополнительного перегрева непосредственно перед паровой турбиной в специальных водородно-кислородных камерах сгорания позволит увеличить начальную температуру острого пара сверх предельных 760 °C, сократив при этом расход жаропрочной высоколегированной стали за счет понижения температуры пара в паропроводах и пароперегревателях котла до 540 °C.

Для определения экономической целесообразности применения перегрева пара в водородных камерах сгорания необходимо оценить стоимость их создания. Для этого была разработана соответствующая модель оценки стоимости. При моделировании были приняты некоторые упрощения конструкции камеры сгорания.

Перечень исходных данных для разработки модели оценки стоимости водородной камеры сгорания представлены в таблице 5.14.

Таблица 5.14 – Перечень исходных данных для разработки модели оценки стоимости водородной камеры сгорания

№ п/п	Наименование	Значение параметра	Вид параметра
1	Расход свежего пара, кг/с	692,5-1100	var
2	Давление свежего пара, МПа	24	cons't
3	Температура пара на входе в камеру сгорания, °С	540	cons't
4	Температура пара после водородного перегрева, °С	640-800	var
5	Количество камер сгорания для перегрева свежего пара, шт.	2	cons't
6	Количество водородных камер для вторичного перегрева пара, шт.	1	cons't
7	Теплота сгорания водорода, кДж/кг	120133	cons't
8	Теплонапряженность объема камеры сгорания, кДж/(м ³ ·ч·атм)	(125,6-188,4)·10 ⁶	cons't
9	Коэффициент полезного действия камеры сгорания, η _{кс} , %	98	cons't

Масса материала, необходимого для изготовления жаровой трубы, $M_{\text{жт}}$ может быть рассчитана по формуле (5.98).

$$M_{\text{жт}} = \pi \cdot \rho_{\text{ст}} \cdot (D_{\text{жт}}^2 - d_{\text{жт}}^2) \cdot l_{\text{жт}}, \quad (5.98)$$

где $\rho_{\text{ст}}$ – плотность материала, из которого изготовлена жаровая труба, кг/м³;

$D_{\text{жт}}$ – внешний диаметр жаровой трубы, м;

$d_{\text{жт}}$ – внутренний диаметр жаровой трубы, м;

$l_{\text{жт}}$ – длина жаровой трубы, м.

Теплота, выделившаяся при сгорании водорода, должна обеспечивать перегрев пара до расчетной температуры. Исходя из этого условия внутренний диаметр жаровой трубы камеры сгорания рассчитывается по формуле (5.99).

$$d_{\text{жт}} = \sqrt{\frac{2,4 \cdot v_{\text{O}_2} \cdot (h''_{\text{кс}} - h'_{\text{кс}} \cdot \eta_{\text{кс}}) \cdot G_{\text{пп}}}{(Q_{\text{H}_2}^p \cdot \eta_{\text{кс}} - 9 \cdot h''_{\text{кс}}) \cdot \pi \cdot n_{\text{кс}}} + 0,1}, \quad (5.99)$$

где $h''_{\text{кс}}$ – энтальпия пара на выходе из камеры сгорания, кДж/кг;

$h'_{\text{кс}}$ – энтальпия пара на входе в камеру сгорания, кДж/кг;

$\eta_{\text{КС}}$ – КПД камеры сгорания;

$n_{\text{КС}}$ – количество камер сгорания;

$G_{\text{ПП}}$ – расход перегретого пара, кг/с;

$Q_{\text{H}_2}^{\text{P}}$ – теплота сгорания водорода, кДж/кг;

v_{O_2} – удельный объем кислорода при рабочем давлении, рассчитываемый по формуле (5.100).

$$v_{\text{O}_2} = \frac{R_{\text{O}_2} \cdot t_{\text{O}_2}}{p'_{\text{КС}}}, \quad (5.100)$$

где R_{O_2} – газовая постоянная кислорода, равная 259,825 Дж/(кг·К);

t_{O_2} – температура кислорода на входе в камеру сгорания, °С;

$p'_{\text{КС}}$ – давление на входе в камеру сгорания, МПа.

Длина жаровой трубы определяется по выражению (5.101).

$$l_{\text{ЖТ}} = \frac{V_{\text{ЖТ}}}{F_{\text{ЖТ}}}, \quad (5.101)$$

где $F_{\text{ЖТ}}$ – площадь поперечного сечения жаровой трубы камеры сгорания, м²;

$V_{\text{ЖТ}}$ – объем жаровой трубы, м³, определяемый по формуле (5.102).

$$V_{\text{ЖТ}} = \frac{(h''_{\text{КС}} - h'_{\text{КС}} \cdot \eta_{\text{КС}}) \cdot G_{\text{ПП}} \cdot Q_{\text{H}_2}^{\text{P}} \cdot \eta_{\text{КС}}}{(Q_{\text{H}_2}^{\text{P}} \cdot \eta_{\text{КС}} - 9 \cdot h''_{\text{КС}}) \cdot n \cdot H_{\text{КС}} \cdot p'_{\text{КС}}}, \quad (5.101)$$

где $H_{\text{КС}}$ – теплонапряженность камеры сгорания, кДж/(м³·ч·атм).

Исходя из того, что жаровая труба камеры сгорания не испытывает нагрузок от перепада давления, принимаем толщину стенки $\delta_{\text{ЖТ}} = 10$ мм.

Корпус камеры сгорания работает в условиях высоких статических нагрузок, обусловленных перепадом давления, равным 23 МПа. Соответственно, толщина стенки $\delta_{\text{корп}}$ может быть рассчитана по формуле (5.102).

$$\delta_{\text{корп}} = \frac{p'_{\text{КС}} \cdot d_{\text{корп}} \cdot K_{\text{з.пр}}}{2 \cdot \sigma \cdot \varphi - p'_{\text{КС}}}, \quad (5.102)$$

где σ – допустимое напряжение, МПа;

φ – коэффициент ослабления стенки от сварного шва;

$K_{\text{з.пр}}$ – коэффициент запаса прочности, равный 1,5;

$d_{\text{корп}}$ – внутренний диаметр корпуса камеры сгорания, мм, рассчитываемый по формуле (5.103).

$$d_{\text{корп}} = d_{\text{жт}} + 2 \cdot \Delta, \quad (5.103)$$

где Δ – разница между внутренними радиусами жаровой трубы и корпуса камеры сгорания, мм.

Толщина паропровода корпуса с учетом эксплуатационных прибавок вычисляется по формуле (5.104).

$$\delta_{\text{корп}}^{\text{НОМ}} = \delta_{\text{корп}} + \mathcal{E}, \quad (5.104)$$

где \mathcal{E} – эксплуатационная прибавка, равная 3 мм.

Длина корпуса камеры сгорания находится из выражения (5.105).

$$l_{\text{корп}} = l_{\text{жт}} + \Delta l, \quad (5.105)$$

где Δl – разница между длинами жаровой трубы и корпуса камеры сгорания, равная 243 мм.

Масса корпуса камеры сгорания определяется в соответствии с формулой (5.106).

$$M_{\text{корп}} = \pi \cdot \rho_{\text{ст}} \cdot d_{\text{корп}} \cdot \delta_{\text{корп}} \cdot l_{\text{корп}}, \quad (5.106)$$

где $\rho_{\text{ст}}$ – плотность материала, из которого изготовлен корпус камеры сгорания, кг/м³.

Масса заготовок, необходимых для изготовления камеры сгорания, $M_{\text{КС}}^{\text{заг}}$ может быть рассчитана с использованием формулы (5.2) при КПИМ = 0,7.

Жаровая труба и корпус камеры сгорания работают в различных температурных условиях. Расчетной температурой для жаровой трубы принимается температура пара на выходе из камеры сгорания. Расчетная температура для корпуса – температура пара на входе в камеру сгорания. Исходя из данного условия, Жаровая труба и корпус изготавливаются из разных металлов. Стоимость металла для изготовления камеры сгорания $I_{\text{КС}}^{\text{мат}}$ рассчитывается по формуле (5.107).

$$I_{\text{КС}}^{\text{мат}} = M_{\text{жт}}^{\text{заг}} \cdot C_{\text{жт}}^{\text{мат}}^{\text{уд}} + M_{\text{корп}}^{\text{заг}} \cdot C_{\text{корп}}^{\text{мат}}^{\text{уд}}, \quad (5.107)$$

где $C_{\text{жт}}^{\text{мат}}^{\text{уд}}$, $C_{\text{корп}}^{\text{мат}}^{\text{уд}}$ – удельная стоимость материала, необходимого для изготовления жаровой трубы и корпуса камеры сгорания соответственно, руб./кг.

Затраты на оплату труда, связанные с изготовлением камеры сгорания $I_{\text{КС}}^{\text{з/пл}}$, определяются по формуле (5.108).

$$I_{\text{КС}}^{\text{з/пл}} = (M_{\text{ЖТ}}^{\text{заг}} + M_{\text{Корп}}^{\text{заг}}) \cdot K_T \cdot C^{\text{з/пл}}, \quad (5.108)$$

где K_T – коэффициент трудоемкости, ч/кг;

$C^{\text{з/пл}}$ – удельная стоимость работ, руб./ч.

Стоимость производства камеры сгорания рассчитывается по формуле (5.109).

$$C_{\text{КС}} = I_{\text{КС}}^{\text{мат}} + I_{\text{КС}}^{\text{з/пл}}. \quad (5.109)$$

Общая стоимость изготовления камер сгорания (острого пара и вторичного перегрева) определяется исходя из их количества.

На основе разработанной модели были проведены расчеты стоимости камер сгорания для различных значений перегрева и расхода пара. Результаты расчетов представлены на рисунке 5.9. Анализ результатов свидетельствует о том, что при увеличении расхода перегретого пара стоимость изготовления камер сгорания возрастает линейно. При этом увеличение температуры перегрева пара оказывает несколько большее влияние на стоимость. При этом для больших расходов перегретого пара увеличение температуры ведет к большему приросту стоимости.

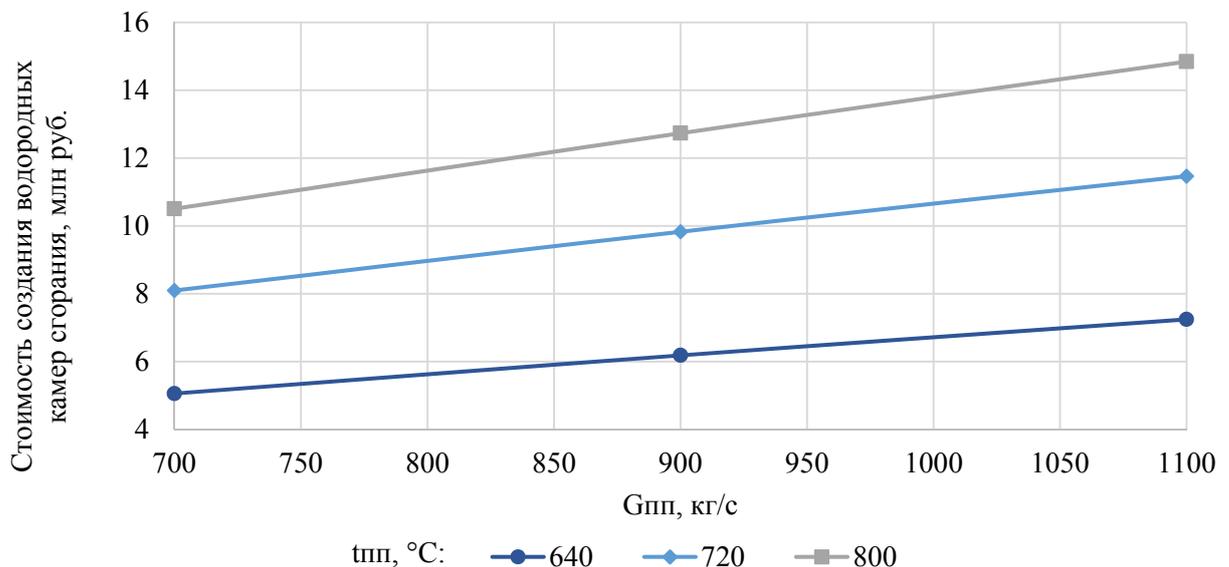


Рисунок 5.9 – Стоимость водородных камер сгорания в зависимости от расхода и температуры перегретого пара

При расходе перегретого пара $G_{\text{пп}} = 700$ кг/с увеличение температуры перегрева с 640 до 800 °C приводит к увеличению стоимости на 5,5 млн руб., соответственно для расхода перегре-

того пара, равного 1100 кг/с, при аналогичном увеличении температуры прирост стоимости составляет уже 7,6 млн руб.

5.3 Оценка стоимостных эффектов от применения научно-обоснованных технических решений

В данном разделе диссертации приведена оценка стоимости создания высокотемпературных энергетических комплексов, базирующихся на классической паротурбинной и гибридной технологиях производства электрической энергии с реализованными решениями по снижению стоимости энергетического оборудования на параметры пара 26-35 МПа/580-720 °С (24 МПа / 640-1100 °С для гибридных энергоблоков). Приведенная оценка позволяет определить влияние на размер затрат, связанных с изготовлением энергоагрегатов и строительством энергоблока, ключевых параметров тепловой схемы – давления и температуры свежего пара и пара промежуточного перегрева, а также новых конструктивных решений, направленных на снижение расхода высоколегированной жаропрочной стали на изготовление отдельных частей энергетического оборудования станции. Для перехода к оценке стоимости непосредственно высокотемпературных энергоблоков, прежде всего, необходимо рассмотреть характер изменения стоимости основного энергетического оборудования – статьи капитальных затрат, которая наиболее чувствительна к изменению начальных параметров и внедрению новых научно-обоснованных технических решений.

1) Оценка стоимости создания котельных установок на повышенные параметры пара

На основе математического моделирования с применением разработанных прогнозных моделей оценки стоимости котельных установок были получены данные по изменению стоимости котельной установки в зависимости от начальных температуры и давления пара. Результаты моделирования представлены в таблице 5.15.

Таблица 5.15 – Оценка изменения стоимости создания котельной установки при изменении температуры свежего пара для различных значений начального давления

p_0 , МПа	Стоимость создания котельной установки, млрд руб.					
	$t_0 = 540$ °С	$t_0 = 580$ °С	$t_0 = 620$ °С	$t_0 = 660$ °С	$t_0 = 700$ °С	$t_0 = 720$ °С
23,5	4,833	5,133	5,436	8,400	8,605	8,849
26	4,970	5,246	5,584	7,946	9,118	9,320
28	5,056	5,356	5,722	7,665	9,565	9,792
30	5,143	5,465	5,86	7,386	10,015	10,264
32	5,229	5,575	5,99	7,109	10,467	10,736
35	5,377	5,759	6,228	6,798	11,188	11,544

Зависимости изменения стоимости создания котельной установки от начальной температуры пара и уровня давлений приведены на рисунках 5.10 и 5.11. Стоимость создания котельной установки в диапазоне температур от 540 до 620 °С увеличивается практически линейно при изменении температуры t_0 . При давлении 23,5 МПа прирост затрат на создание котла составляет 12,4 %, а при давлении 35 МПа – 15,8 %. Более высокий темп роста стоимости котла можно объяснить нелинейным характером зависимости толщины стенок поверхностей нагрева от давления. При этом стоит отметить, что рост температуры пара приводит к снижению предела длительной прочности стали, и нелинейный характер зависимости становится все более очевидным, о чем свидетельствует расхождение кривых изменения стоимости для различных уровней давления.

После превышения значения начальной температуры в 620 °С наблюдается интенсивный рост стоимости создания котла, вплоть до температуры 700 °С, после прохождения которой угол наклона кривой изменения стоимости снова становится небольшим. При давлении свежего пара, равного 35 МПа, имеет место увеличение стоимости создания агрегата с 5,38 до 11,54 млрд руб., что в относительном выражении составляет 214 %. Для сверхкритического уровня давлений рост стоимости составляет 83 %.

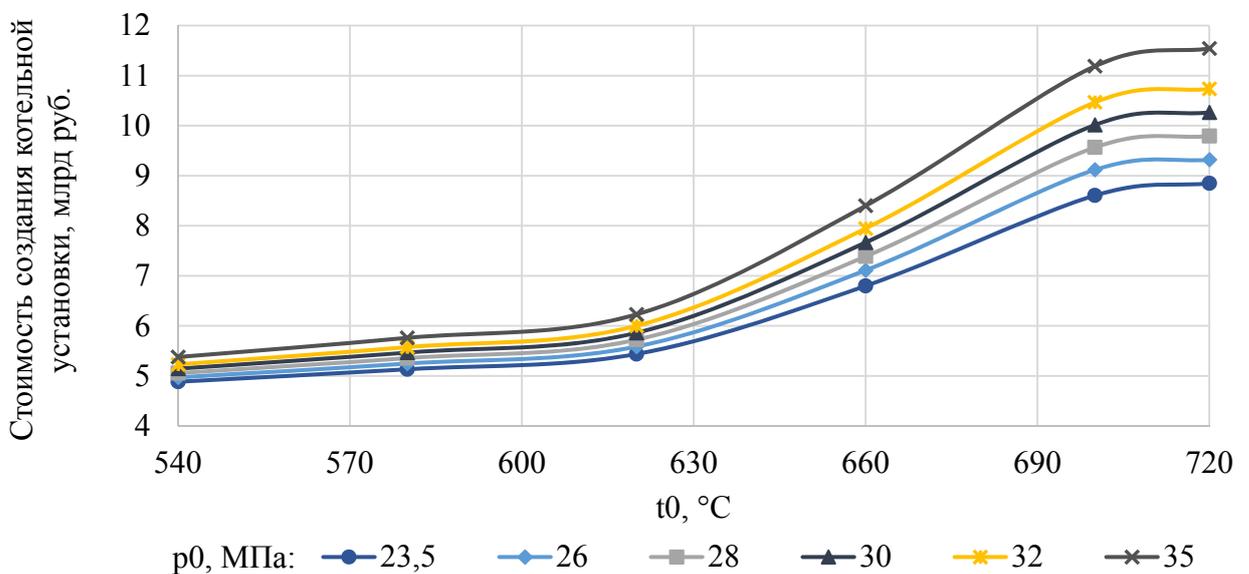


Рисунок 5.10 – Изменение стоимости создания котельной установки в зависимости от температуры свежего пара

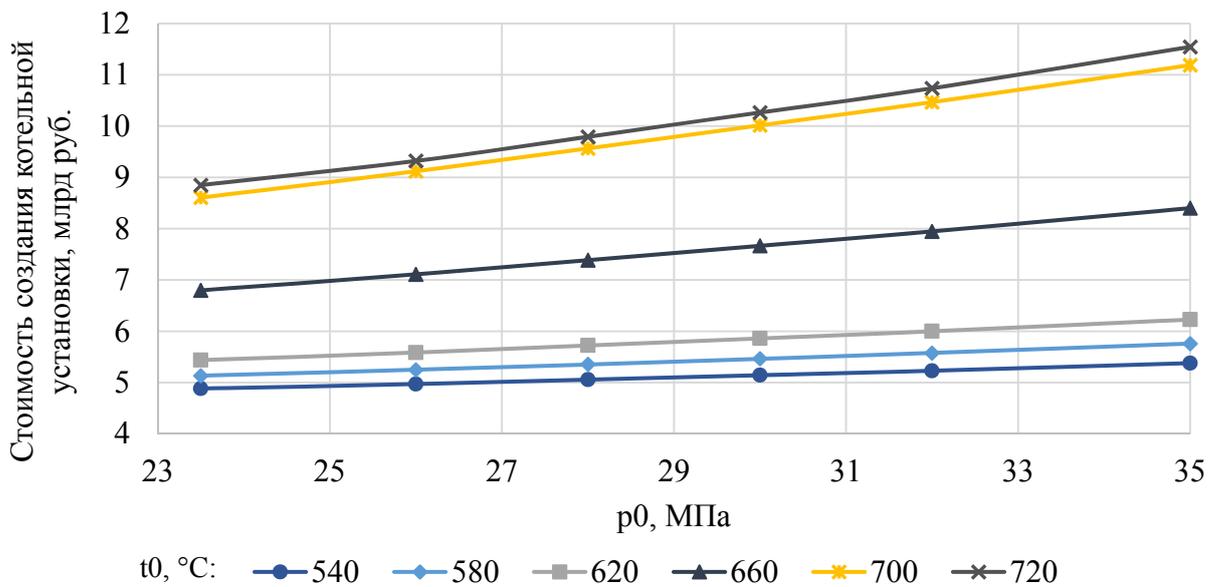


Рисунок 5.11 – Изменение стоимости создания котельной установки в зависимости от давления свежего пара

Увеличение угла наклона кривой изменения стоимости создания котельной установки в рассматриваемом диапазоне температур обусловлено изменением структуры металлозатрат и увеличением в ней доли дорогостоящих аустенитных сталей с большим содержанием никеля (рисунок 5.12). При температуре пара до 620 °С высокотемпературные поверхности нагрева могут быть изготовлены из сталей мартенситного класса. Повышение температуры с 620 до 700-720 °С меняет структуру металлозатрат: доля аустенитных сталей, в том числе и никелевых сплавов с содержанием никеля до 40-45 %, достигает 39 %, при этом доля использования мартенситных сталей снижается до 12 %. Наряду с высокой стоимостью указанные жаропрочные материалы имеют более высокую плотность: 8600 против 7800 кг/м³.

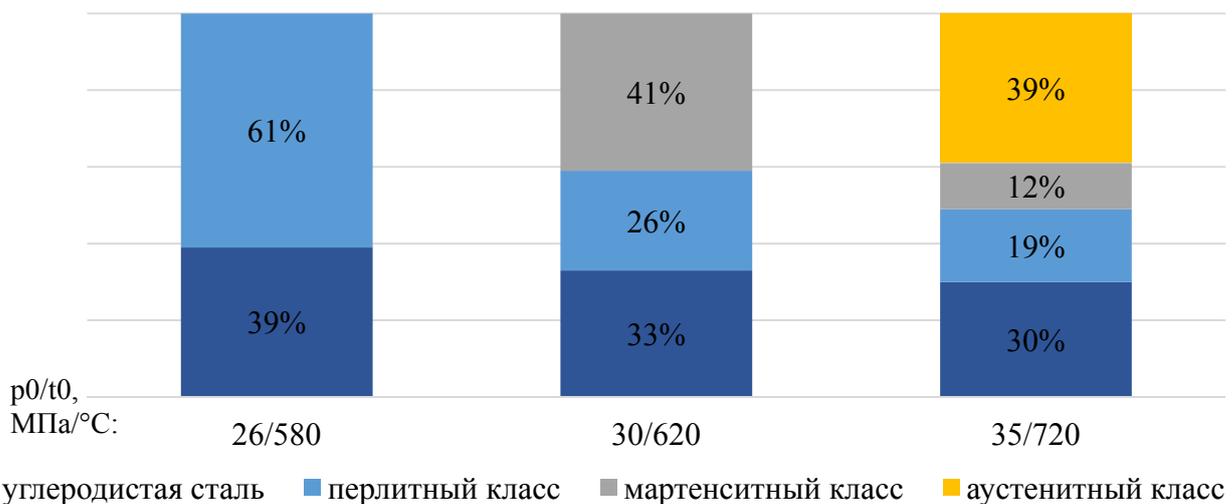


Рисунок 5.12 – Изменение структуры металлозатрат при переходе от сверхкритических к ультрасверхкритическим параметрам пара

На рисунке 5.13 показано изменение стоимости котельной установки при увеличении паропроизводительности G для различных параметров пара. Приведенные зависимости позволяют не только оценить стоимость котла на повышенные параметры пара практически с любой паропроизводительностью, но и обеспечить сопоставимые условия для сравнения экономической эффективности равномоощных высокотемпературных энергоблоков с монотопливной и гибридной технологией выработки электроэнергии.

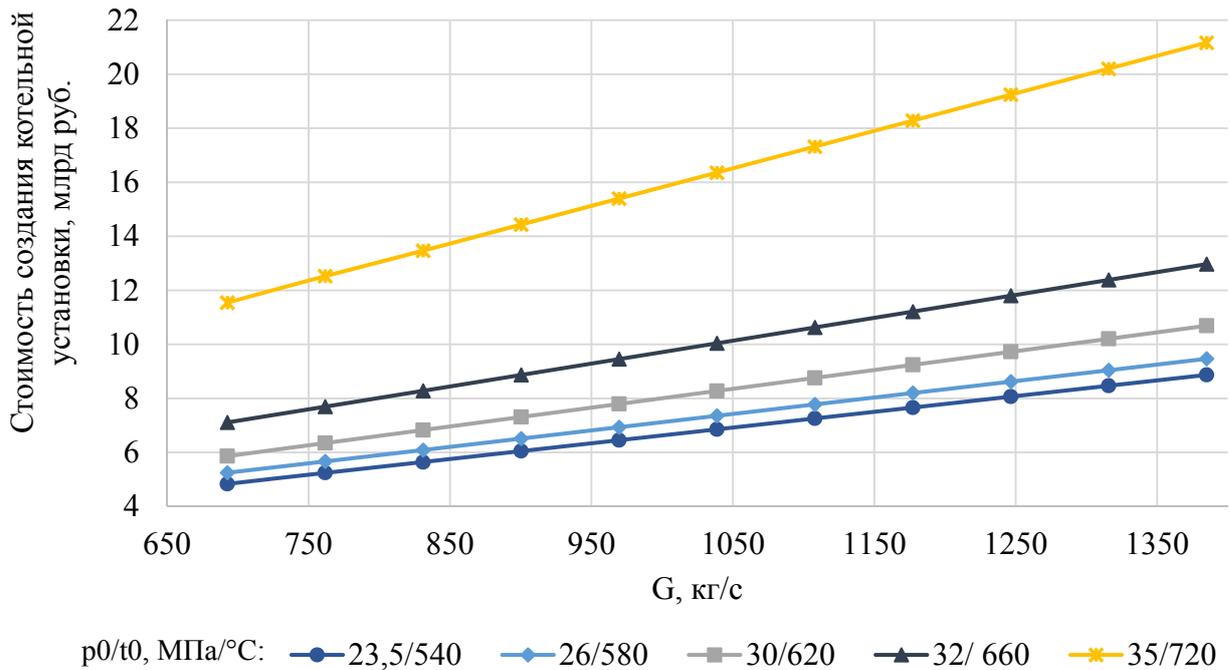


Рисунок 5.13 – Изменение стоимости создания котельной установки в зависимости от паропроизводительности

Изменение паропроизводительности линейно влияет на стоимость котельного агрегата. Для установок с различным сочетанием параметров пара (23,5-35 МПа /540-720 °C) изменение паропроизводительности на 1 % приводит к изменению стоимости создания котла в среднем на 0,8 %. Таким образом, для котельной установки на УСКП при увеличении паропроизводительности в 2 раза (с 692,5 до 1385 кг/с) стоимость создания установки возрастает на 83 % – с 11,54 до 21,17 млрд руб.

На основе анализа результатов моделирования можно сказать, что температура оказывает более существенное влияние на изменение стоимости котла по сравнению с давлением, что обусловлено влиянием температуры на выбор материалов для изготовления поверхностей нагрева, определяя тем самым плотность, пределы длительной прочности и цены на конструкционные материалы. Структурные изменения в составе используемых материалов начинают происходить при повышении температуры генерируемого пара свыше 620 °C. Стоит также от-

метить, что давление свежего пара оказывает большее влияние на стоимость котельной установки при более высоком уровне начальной температуры.

2) Оценка стоимости создания высокотемпературной паровой турбины

Для высокотемпературной паротурбинной установки так же, как и для котельной, на основе разработанных математических моделей были получены оценки стоимости для различных комбинаций начального давления и температуры пара. Результаты моделирования приведены в таблице 5.16.

Таблица 5.16 – Стоимость создания паротурбинной установки при различных сочетаниях давления и температуры свежего пара

p_0 , МПа	Стоимость создания паротурбинной установки, млрд руб.					
	$t_0 = 540$ °С	$t_0 = 580$ °С	$t_0 = 620$ °С	$t_0 = 660$ °С	$t_0 = 700$ °С	$t_0 = 720$ °С
23,5	4,335	4,382	4,784	4,880	5,350	5,480
26	4,347	4,423	4,817	4,904	5,410	5,544
28	4,366	4,434	4,837	4,928	5,467	5,612
30	4,380	4,446	4,855	4,964	5,544	5,644
32	4,396	4,459	4,880	4,99	5,590	5,698
35	4,417	4,478	4,900	5,022	5,648	5,750

Кривые изменения стоимости паротурбинной установки в зависимости от давления и температуры свежего пара представлены на рисунках 5.14 и 5.15.

Как и в случае с котельной установкой, температура свежего пара оказывает существенно большее влияние на стоимость турбины, чем давление. Переход от параметров пара 35 МПа/540 °С к параметрам 35 МПа/720 °С приводит к росту стоимости создания паротурбинной установки на 30,3 % – с 4,42 до 5,75 млрд руб. При этом повышение начального давления с 23,5 до 35 МПа увеличивает стоимость ПТУ на 1,9 % при температуре свежего пара 540 °С, и на 4,9 % – при температуре 720 °С. Давление пара оказывает меньшее влияние на стоимость паротурбинной установки по сравнению с котлом, что может объясняться тем, что деталями, масса которых сильно зависит от давления и при этом работающими в зоне высоких температур, являются внутренний и внешний корпуса ЦВД, доля которых в общей массе ЦВД составляет порядка 25-30 %. В котле масса всех элементов, эксплуатируемых в условиях высоких температур, имеет нелинейную зависимость от давления [317, 318, 319].

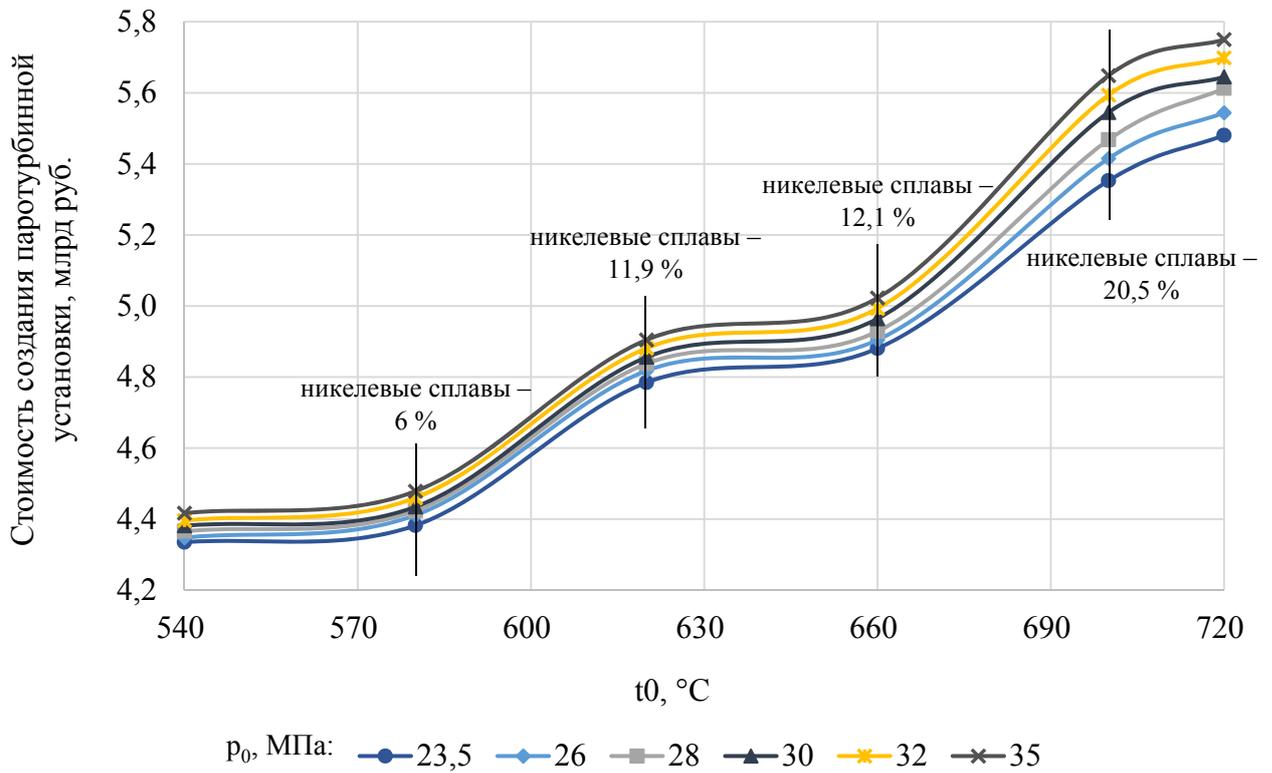


Рисунок 5.14 – Изменение стоимости создания паротурбинной установки в зависимости от температуры свежего пара

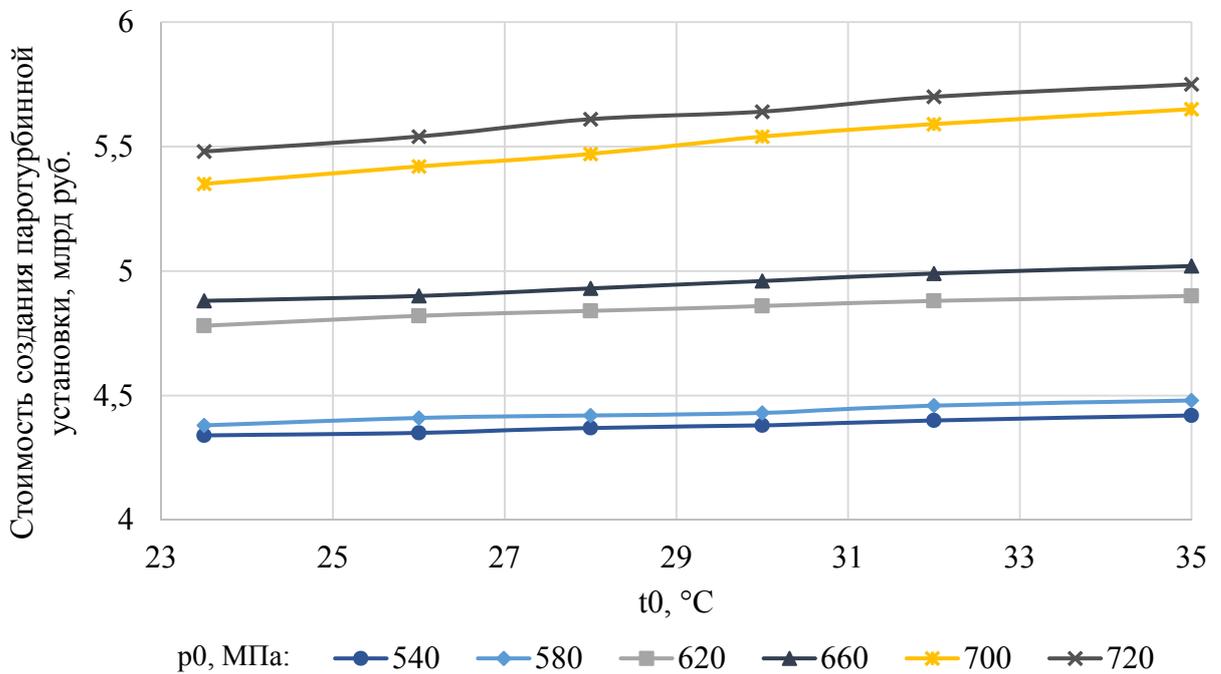


Рисунок 5.15 – Изменение стоимости создания паротурбинной установки в зависимости от давления свежего пара

Наличие двух участков интенсивного увеличения стоимости создания паротурбинной установки с ростом температуры пара (в диапазонах температур 580-620 °C и 660-720 °C) обуслов-

лено изменением структуры металлозатрат. Так, предельная рабочая температура стали 15X11МФ, которая широко применяется для изготовления рабочих лопаток турбин СКП, составляет 560 °С. Увеличение температуры до 580 °С требует использования более дорогой стали 12X18Н9Т с предельной рабочей температурой 600 °С. Необходимость обеспечения ресурса работы высоконагруженных деталей паровой турбины в 100000-200000 часов при температурах 700 °С и более приводит к применению сплавов с содержанием никеля порядка 73-74 %. Примером такого сплава является ХН70ВМЮТ, который в силу большой доли никеля в химическом составе имеет значительно более высокую стоимость.

На рисунке 5.16 представлено изменение стоимости создания паротурбинной установки при увеличении расхода пара G для различных сочетаний начального давления и температуры. Изменение расхода пара линейно влияет на стоимость создания ПТУ. Для всех установок на различные параметры пара (23,5-35/540-720 МПа/°С), изменение расхода пара на 1 % приводит к изменению стоимости создания установки в среднем на 0,3 %. Соответственно, для паротурбинной установки на УСКП при увеличении расхода пара в 2 раза (с 692,5 до 1385 кг/с) стоимость создания установки возрастает на 33 % – с 5,75 до 7,66 млрд руб.

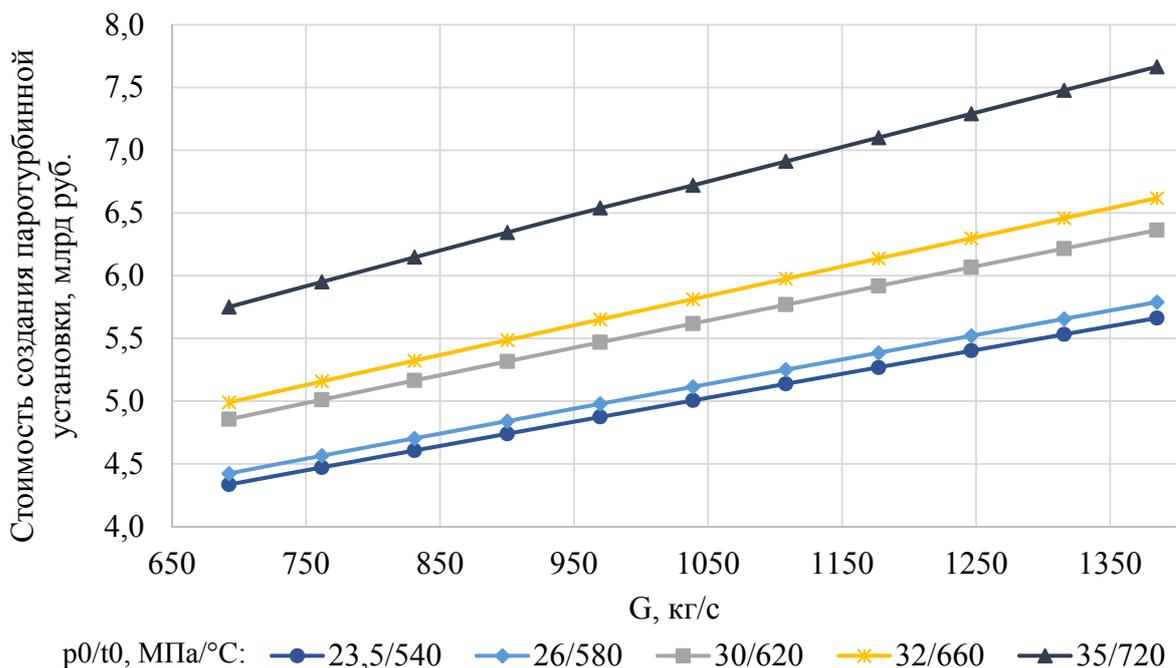


Рисунок 5.16 – Изменение стоимости создания паротурбинной установки в зависимости от паропроизводительности

3) Оценка стоимости создания высокотемпературного угольного энергоблока

Оценка стоимости высокотемпературного энергоблока складывается из оценок затрат на изготовление основного энергетического оборудования (паротурбинная установка, паровой ко-

тел) и капиталоемких частей энергетических комплексов (главные паропроводы при параметрах пара, превышающих уровень ССКП), затрат на вспомогательное оборудование, строительномонтажные, пуско-наладочные работы, проектирование. Решая задачу сопоставления между собой энергогенерирующих объектов, построенных на базе применения различных технологий выработки электроэнергии и характеризующихся различным уровнем начальных параметров пара и составом использованных технических решений, которые были предложены в диссертации, представляется целесообразным уделить основное внимание изменению статей капитальных затрат, связанных с изменением стоимости энергетического оборудования. Данное решение обусловлено тем, что затраты, связанные с выполнением строительномонтажных и пусконаладочных работ, фактически зависят от масштабов реализуемых проектов по строительству новых генерирующих объектов и не определяются начальными параметрами пара, влияние которых на стоимость уже было учтено в виде прироста производственной себестоимости основного энергетического оборудования.

Изменение структуры применяемых марок сталей и массогабаритных характеристик отдельных узлов и деталей паровой турбины и котла в общем не усложняет выполнение строительных работ, работ по установке и сборке оборудования (состав и количество элементов оборудования практически не претерпевает изменений) и не повышает трудоемкость разработки проектных решений по уже обозначенным причинам.

Стоимость вспомогательного оборудования, куда относят питательные и конденсационные насосы, дымососы, систему топливоприготовления и золоудаления, установки по химической очистке и подготовке воды, будет меняться с увеличением начальных параметров, и во многом это изменение объясняется увеличением мощности применяемых агрегатов. Источником повышения затрат на вспомогательное оборудование является необходимость установки более мощных электродвигателей и более производительных рабочих частей машин, обеспечивающих транспорт топлива, питательной воды, отходов и других материальных потоков на ТЭС. Установлено, что изменение стоимости вспомогательного оборудования носит характер, близкий к линейному, отличительной чертой которого является небольшой угол наклона кривой изменения стоимости. По полученным данным переход от СКП к УСКП энергоблокам приводит к изменению стоимости вспомогательного оборудования на 7,2 %.

Опираясь на данные, полученные в ходе моделирования стоимости основного энергетического оборудования паротурбинных высокотемпературных энергоблоков, приведенные в настоящем разделе диссертации, был осуществлен переход к кривым, отражающим итоговую зависимость между изменением величины затрат на строительство высокотемпературных энергоблоков и уровнем начальных параметров пара (таблица 5.17, рисунок 5.17).

Таблица 5.17 – Изменение капитальных затрат на строительство пылеугольного энергоблока при различных комбинациях начальных параметров пара

p_0 , МПа	Стоимость создания энергоблока, млрд руб.					
	$t_0 = 540$ °C	$t_0 = 580$ °C	$t_0 = 620$ °C	$t_0 = 660$ °C	$t_0 = 700$ °C	$t_0 = 720$ °C
23,5	57,63	58,65	60,03	62,15	65,10	66,15
26	57,83	58,86	60,26	62,54	65,72	66,73
28	57,99	59,03	60,47	62,89	66,28	67,32
30	58,14	59,20	60,67	63,26	66,86	67,87
32	58,29	59,37	60,88	63,61	67,40	68,45
35	58,51	59,62	61,18	64,15	68,23	69,36

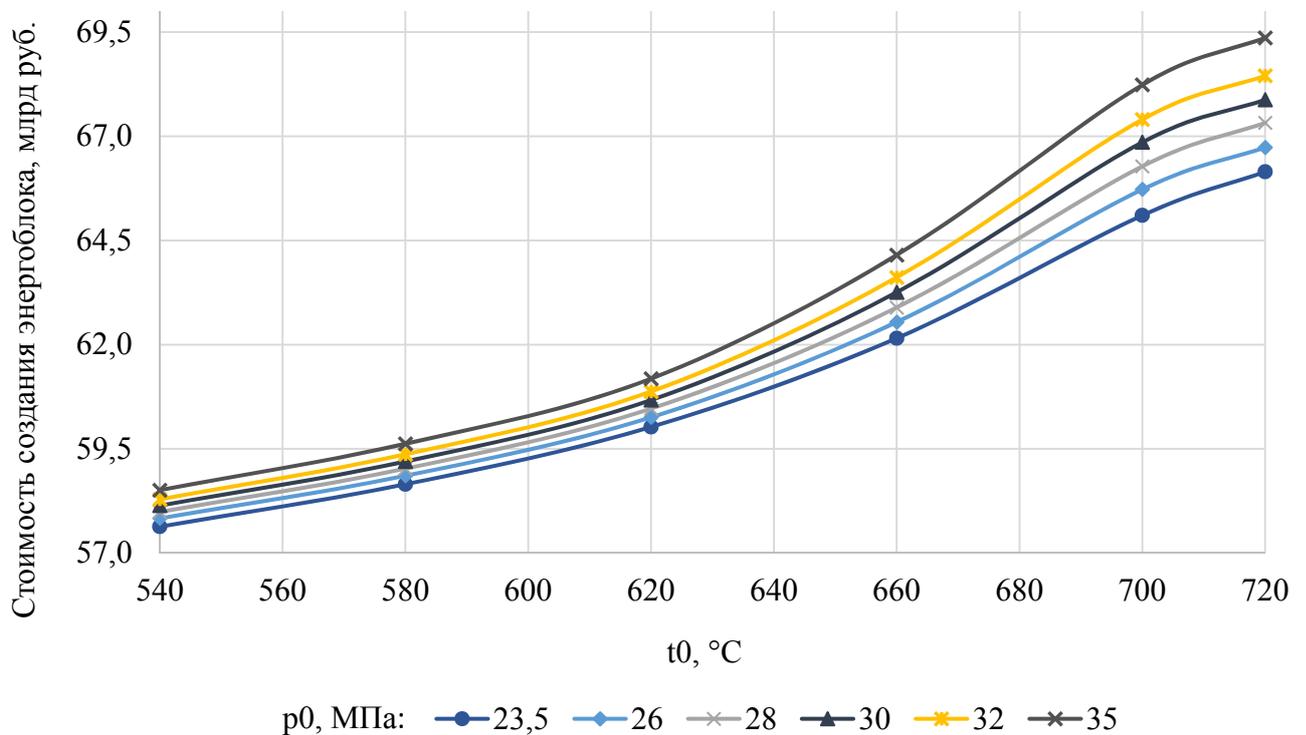


Рисунок 5.17 – Изменение капитальных затрат на строительство пылеугольного энергоблока при различных комбинациях начальных параметров пара

Рост температуры пара при постоянном давлении оказывает существенное влияние на стоимость энергоблока. Так, повышение начальных параметров пара: температуры с 540 до 720 °C и давления с 23,5 до 35 МПа – приводит к увеличению стоимости создания энергоблока на 20,5 % – с 57,6 до 69,4 млрд. руб.

Характер полученных кривых изменения стоимости энергоблока определяется в первую очередь характером кривых стоимости энергетического оборудования. Отсутствие «площадки» в графике изменения стоимости объясняется большим углом наклона кривых стоимости котельного агрегата и большим его вкладом в общую величину стоимости энергоустановки.

Большее влияние стоимости котельной установки также подтверждается наличием двух изломов: при температуре свежего пара 620 и 700 °С.

4) Оценка стоимости создания высокотемпературного угольно-гибридного энергоблока

Температурная граница развития классической паротурбинной технологии определяется максимальной рабочей температурой наиболее жаропрочных и жаростойких сплавов, способных длительное время (до 200000 часов) работать в условиях высоких статических и динамических нагрузок. При современном уровне развития материалов в мире такая граница в краткосрочной перспективе будет установлена на отметке 760 °С. Дальнейшее повышение температуры рабочей среды теоретически возможно, однако потребует организации системы охлаждения горячих частей энергетического оборудования. В целях проработки решений, которые обеспечат практическую реализуемость высокотемпературных энергетических комплексов на перспективные параметры пара (свыше 760 °С) в диссертации была предложена концепция охлаждаемой паровой турбины, способной функционировать при температурах пара до 1100 °С. Получение пара столь высоких параметров в котле обычной конструкции при текущем уровне развития материалов невозможно. Повышение параметров пара до уровня рабочих параметров газовых турбин может быть реализовано в камере сгорания водорода с кислородом, установленной в паропроводе в непосредственной близости от паровпуска паровой турбины. Применение водородно-кислородной камеры сгорания позволяет вынести из котельной установки высокотемпературный перегрев и тем самым предотвратить существенное повышение ее стоимости и стоимости главных паропроводов. Проведенные исследования показали, что основной прирост стоимости энергоблока при переходе к УСКП пара происходит за счет суммарного возрастания стоимости котельной установки (на 6,7 млрд руб.) и затрат на главные паропроводы (на 0,5 млрд руб.). При этом стоимость водородно-кислородных камер сгорания, являющихся неотъемлемой частью угольно-гибридных энергоблоков, невелика и составляет по полученным оценкам 11,5 млн руб. Таким образом, можно сделать предварительный вывод о положительном эффекте по снижению стоимости создания энергетического комплекса за счет перехода к гибридной технологии производства электроэнергии. Окончательные же оценки должны базироваться на всеобъемлющем анализе особенностей угольно-гибридных энергоблоков и исследовании их влияния на совокупную величину капитальных затрат.

Для перехода к оценке стоимости угольных гибридных электростаций (УГЭС) в первую очередь необходимо рассмотреть эффект по снижению стоимости энергетического оборудования, вызванный реализацией новых конструктивных решений.

5) Стоимостной эффект от применения котельной установки горизонтальной компоновки

Котельная установка с горизонтально ориентированным газовым трактом может быть применена как для классических паротурбинных энергоблоков с УСКП пара, так и для угольно-гибридных энергоблоков. Эффект от применения указанного решения состоит в сокращении длины главных паропроводов в три раза по сравнению с П-образной или Т-образной компоновкой котла. На практике снижение капитальных затрат в энергоблок может быть определено на основе полученных результатов моделирования, как разница между стоимостью главных паропроводов при П-образной и горизонтальной компоновками котла. Стоимость паропроводов в энергоблоке СКП с котлом П-образной компоновки составляет 135 млн руб. При переходе к УСКП пара при сохранении длины главных трубопроводов издержки на их изготовление составят 580 млн руб. Соответственно, сокращение длины паропроводов в три раза обеспечит эффект по снижению общей стоимости энергетического комплекса на УСКП пара по сравнению с классической компоновкой в 386,7 млн руб.

Переход к гибридной технологии приведет к замене применяемых при температуре пара 720 °С жаропрочных высоколегированных сталей на более дешевый вариант вследствие снижения температуры свежего и перегретого пара. Кроме того, дополнительное снижение стоимости обеспечит более низкое по сравнению с классической паротурбинной технологией давление свежего пара – 24 МПа. Таким образом, переход на более низкий уровень температур пара благодаря локализации высокотемпературного перегрева пара в водородно-кислородной камере сгорания обеспечит снижение стоимости паропроводов на 487,4 млн руб., включая 1,76 млн руб. за счет уменьшения начального давления пара.

Основной фактор удешевления энергоблока при переходе к УГЭС состоит в исключении из состава поверхностей нагрева котельной установки пароперегревателей, где происходит повышение температуры пара с 540 до 720 °С. Такое изменение параметров свежего пара и связанных с ним параметров промежуточного перегрева приводит к снижению стоимости котельной установки на 6,71 млрд руб. (рисунок 5.10). В итоге совокупное снижение капитальных затрат на котельную установку и паропроводы, возникающее при переходе к гибридной технологии выработки электроэнергии и реализации новых решений, предложенных в диссертации, составляет 7,2 млрд руб.

б) Стоимостной эффект от применения охлаждения высокотемпературных паровых турбин

Практическая реализация концепции охлаждаемой паровой турбины позволит сильно раздвинуть температурные границы применимости паротурбинной технологии. Однако техническое воплощение такой турбомшины сопряжено с усложнением технологии производства охлаждаемых деталей оборудования, работающих при температуре 600-700 °С.

Лопатки турбомашин, к которым предъявляют повышенные требования по жаропрочности, обычно изготавливаются методом литья по выплавляемым моделям. Технологический процесс получения заготовки лопатки турбины таким способом состоит из нескольких этапов:

- изготовление из легкоплавких органических материалов модели лопатки и покрытие ее силикатной обмазкой;
- выплавка в печи модельного материала и прокаливание силикатного покрытия до образования прочной керамической оболочки;
- заливка расплавленного металла в полость, которую ранее занимал модельный материал;
- после остывания материала лопатки удаление керамической оболочки, зачистка и термическая обработка для снятия остаточных напряжений.

В случае производства лопаток, имеющих разветвленную систему внутренних каналов охлаждения, добавляются дополнительные технологические операции, связанные с изготовлением, установкой и вытравливанием специальных керамических стержней, формирующих внутренний объем детали.

Усложнение технологии производства ведет к увеличению трудоемкости изготовления и снижению коэффициента годности деталей с 0,9-0,95 до 0,7-0,5, что увеличивает как затраты на материалы, так и затраты на изготовление. Согласно полученным оценкам стоимости изготовления паровой турбины на УСКП пара совокупная трудоемкость изготовления неохлаждаемых рабочих и сопловых лопаток ЦВД и ЦСД составляет 16590 ч. Исходя из условия равенства коэффициента годности изделий 0,95 и снижения его значения до 0,6 при переходе к охлаждаемой паровой турбине трудоемкость производства высокотемпературного лопаточного аппарата увеличится в 1,583 раза и примет значение 26267 ч. Следовательно, прирост затрат, связанный с усложнением технологии производства, составит 29 млн руб.

Важным дополнительным этапом производства отливок охлаждаемых лопаток по сравнению с изготовлением неохлаждаемых лопаток является формовка стержней каналов охлаждения. В силу высокой температуры заливки стержни делают в основном из порошка белого электрокорунда при помощи различных связующих веществ в пресс-формах. После забивки материала стержни прокаливают, после чего они выдерживают температуру до 1650 °С. В среднем необходимость формовки стержней каналов охлаждения увеличивает трудоемкость изготовления отливок на 32 % [315]. При этом трудоемкость изготовления такой точной отливки может составлять 60-75 % от общей трудоемкости изготовления лопатки. Увеличение трудоемкости данного этапа повлечет за собой общее увеличение трудоемкости изготовления на 21 %, что в денежном выражении составляет 16,5 млн руб.

Вследствие увеличения количества брака, помимо затрат на производство, возрастают затраты на сырье и материалы. В данном случае может быть применен коэффициент пересчета по

массе 1,538. При этом окончательное изменение металлозатрат должно включать в себя также оценку снижения расхода металла на каждую лопатку по причине наличия внутренних каналов охлаждения. Для наглядного сравнения на рисунке 5.18 приведены 3D модели охлаждаемой и неохлаждаемой лопатки.



а) охлаждаемая лопатка



б) неохлаждаемая лопатка

Рисунок 5.18 – 3D модели лопаток турбины

Средняя разница в объеме материала охлаждаемой и неохлаждаемой лопаток составляет 25 %, следовательно, полный расход материала на изготовление лопаточных аппаратов может быть рассчитан как произведение массы заготовок для изготовления охлаждаемых лопаток паровой турбины и коэффициента 1,187.

Согласно данным, полученным в ходе моделирования массогабаритных характеристик паровой турбины, была определена совокупная масса заготовок для изготовления лопаточного аппарата ЦВД и ЦСД, работающего в условиях повышенных температур (более 540 °С), равная соответственно 3,53 и 5,12 т. В стоимостном выражении затраты материала составят 3,51 и 5,09 млн руб. Итоговое увеличение металлозатрат, вызванное усложнением технологии производства лопаток, составит 1,61 млн руб. Тогда полное удорожание паротурбинной установки вследствие усложнения технологии производства составит 30,61 млн руб.

Положительный эффект изменения стоимости ПТУ обусловлен изменением структуры применяемых сталей и сплавов для изготовления высокотемпературных частей ЦВД и ЦСД. Снижение стоимости может быть оценено с помощью результатов моделирования стоимости установки от начальных параметров пара, представленных на рисунке 5.14. Переход от УСКП к СКП пара обеспечивает снижение стоимости ПТУ на 1,64 млрд руб. Полученные результаты

свидетельствуют о том, что положительный эффект от применения системы охлаждения высокотемпературных частей паротурбинной установки оказывается существенно более высоким, чем дополнительные издержки, вызванные усложнением производства. Объяснить это можно тем фактом, что применение системы охлаждения системно снижает затраты жаропрочных сталей и сплавов во всем ЦВД и ЦСД, в то время как усложнение технологии производства касается в большей мере лопаток только нескольких ступеней турбины (наименее длинных), не являющихся наиболее металлозатратной частью турбины.

7) Стоимостной эффект от применения двухъярусного ЦНД

Сжигание водорода с кислородом в паровом потоке приводит к образованию добавочного расхода рабочего тела в турбине, что повышает мощность и актуализирует разработку решений по увеличению пропускной способности ЦНД. В диссертации предложена оригинальная конструкция двухъярусного ЦНД, решающая указанную проблему.

В соответствии с результатами моделирования стоимость одного выхлопа двухъярусного ЦНД с лопаткой высотой 1200 мм в среднем на 5,67 млн руб. больше, чем стоимость одноярусного аналога. В то же время применение двухъярусного ЦНД позволяет увеличить площадь выхлопа практически вдвое и тем самым сократить необходимое количество потоков ЦНД с шести (для паровых турбин с расходом пара 700-750 кг/с) до трех. Итоговые зависимости изменения стоимости ЦНД с одноярусной и двухъярусной проточной частью от расхода пара приведены на рисунке 5.19.

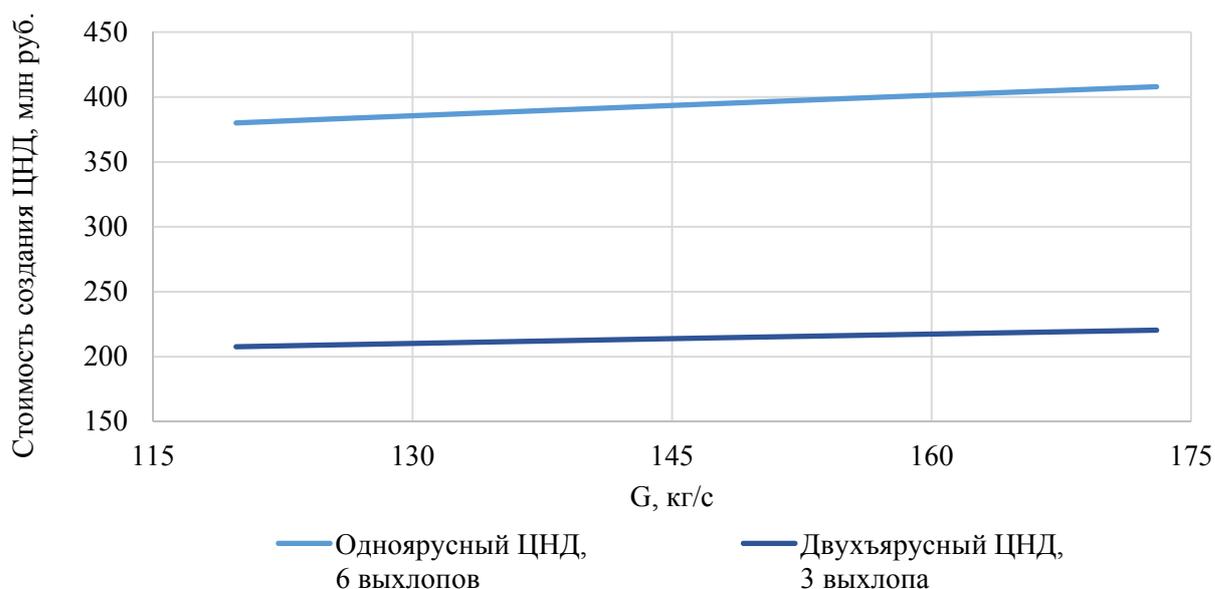


Рисунок 5.19 – Изменение стоимости одноярусных и двухъярусных ЦНД для турбин мощностью 1000-1200 МВт от расхода пара

Базируясь на проведенных модельных расчетах, можно определить средний эффект от применения двухъярусного ЦНД, который составляет 307 млн руб. Поскольку данное решение применимо как для классических паротурбинных энергоблоков, так и для гибридных энергоблоков, то полученный эффект может быть засчитан в обоих случаях.

8) Стоимостной эффект от применения новой методики проектирования теплонапряженных деталей

Эффект от применения новой методики проектирования горячих частей энергетического оборудования выражается в сокращении времени на разработку ответственных деталей на повышенные параметры пара. Согласно оценкам, приведенным в диссертационной работе, уменьшение продолжительности исследований и разработок может достигать 9 месяцев. Экономия может быть рассчитана как снижение издержек энергомашиностроительных предприятий на оплату труда, связанного с разработкой нового оборудования.

Для получения конкретных оценок можно использовать данные официальной финансовой отчетности компании ПАО «ОДК-Сатурн». В 2016 г. совокупные издержки на заработную плату сотрудников составили 7 млрд руб. При экономии времени в 9 месяцев и допущении, что разработкой проточной части новой турбины занимается 65 % персонала, совокупное снижение затрат составит 3,41 млрд руб.

Для оценки снижения стоимости энергоблока необходимо задаться серийностью строительства в будущем перспективных энергоблоков. При серийности, равной пяти энергоблокам, что соответствует практике внедрения новых технологий в России, снижение стоимости строительства каждого энергоблока составит 680 млн руб.

9) Оценка стоимости создания высокотемпературного угольно-гибридного энергоблока

Для оценки стоимости строительства гибридных энергоблоков целесообразно опираться на результаты моделирования стоимости основного энергетического оборудования на различные параметры пара. Переход от классического паротурбинного энергоблока на УСКП пара к гибриднему энергоблоку эквивалентной эффективности и мощности сопровождается снижением давления свежего пара с 35 до 24 МПа, снижением температуры пара на выходе из котла до уровня СКП энергоблока, установкой водородно-кислородных камер сгорания, изменением стоимости паровой турбины за счет применения системы охлаждения и двухъярусного ЦНД. Часть рассмотренных решений применима и для классических энергоблоков на УСКП пара, что приведет также к снижению стоимости применения и обычной монотопливной высокотемпературной технологии производства электроэнергии. В таблице 5.18 сведены стоимостные эффекты от всех рассмотренных решений и приведена сравнительная оценка капитальных затрат на

строительство ТЭС, базирующихся на двух технологиях: монотопливной и гибридной. Графически соответствующие эффекты представлены на рисунке 5.20.

Таблица 5.18 – Стоимостные эффекты от применения предложенных технических решений

№ п/п	Технология	Стоимость, млрд руб.	Снижение стоимости, млрд руб.
1	Угольный паротурбинный энергоблок УСКП в традиционном исполнении	69,36	–
2	Угольный паротурбинный энергоблок УСКП с горизонтальным котлом	68,88	0,48
3	Угольный паротурбинный энергоблок УСКП с горизонтальным котлом и двухъярусным ЦНД	68,57	0,31
4	Угольный паротурбинный энергоблок УСКП с горизонтальным котлом, двухъярусным ЦНД и охлаждаемой турбиной	66,93	1,64
5	Угольный паротурбинный энергоблок УСКП с горизонтальным котлом, двухъярусным ЦНД, охлаждаемой турбиной и применением новой методики проектирования	66,25	0,68
6	Гибридный энергоблок с водородным перегревом пара, двухъярусным ЦНД, охлаждаемой турбиной и применением новой методики проектирования	58,79	7,46
7	Паротурбинный энергоблок СКП	57,63	–

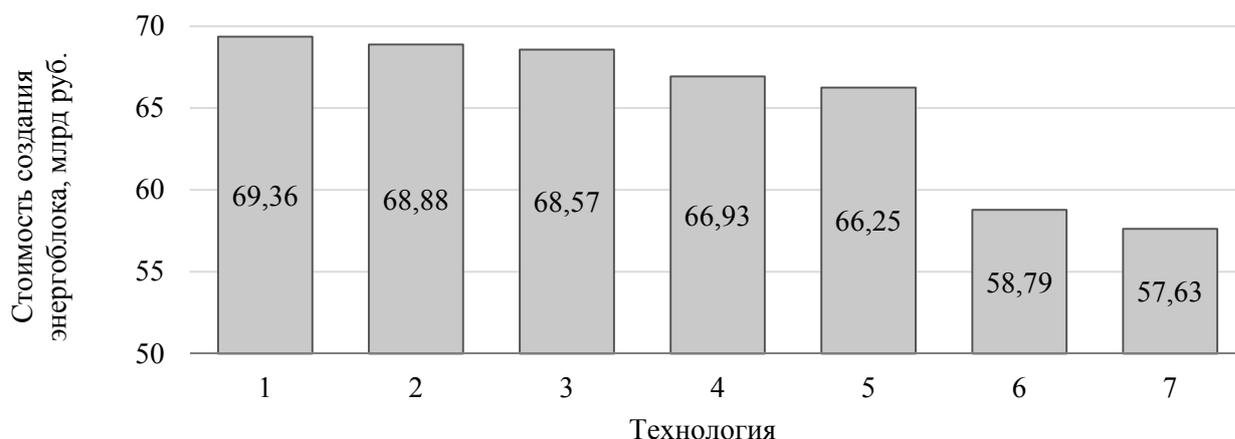


Рисунок 5.20 – Стоимостные эффекты от применения предложенных технических решений

Таким образом, совокупность решений, предложенных и рассмотренных в диссертации, может обеспечить существенное снижение стоимости энергоблока на УСКП пара на 4,6 %. При этом часть разработанных решений обеспечивает возможность реализации угольно-гибридного энергоблока, стоимость которого при эквивалентной эффективности и мощности на 17,9 % ниже паротурбинного энергоблока на УСКП пара. Достигнутое снижение стоимости сокращает разницу в стоимости между перспективными энергоблоками на параметры 35 МПа/720 °С и освоенными энергоблоками на СКП пара с 25,6 до 6,5 % и существенно повышает экономическую целесообразность их разработки и строительства.

10) Стоимостной эффект применения перегрева пара на АЭС в котле-пароперегревателе

Одним из наиболее капиталоемких типов генерирующих объектов сегодня являются АЭС. Согласно отчету *Cost and performance data for power generation technologies*, подготовленному в 2012 г. для Национальной лаборатории возобновляемой энергетики (США), стоимость АЭС мощностью 1125 МВт составляет \$6100 на 1 кВт установленной мощности [14]. В России удельные капитальные затраты на 1 кВт установленной мощности ниже в силу более низкой стоимости изготовления оборудования, невысоких цен на ресурсы и сравнительно более низких заработных плат, однако капитальные затраты на строительство АЭС являются одними из самых высоких среди всех типов генерирующих установок. По оценкам ВНИИАЭС средняя стоимость 1 кВт установленной мощности на АЭС составляет 121 тыс. руб., что примерно в 2,2 раза выше, чем стоимость угольной ТЭС сопоставимой мощности.

Несмотря на то, что сегодня в энергосистеме России имеются избыточные мощности, в среднесрочной перспективе в силу вывода из эксплуатации старых генерирующих объектов и постепенного увеличения потребления электрической энергии возникнет потребность в увеличении единичной мощности всех типов генерации, в том числе атомных электростанций. Стремление повысить мощность атомных энергоблоков обусловлено также желанием снизить удельные капитальные вложения и добиться экономии по сравнению со строительством нескольких энергоблоков малой мощности.

В диссертации предложена и исследована концепция гибридной АЭС, особенностью которой является введение дополнительного перегрева пара на выходе из реактора с 270 до 620 °С за счет сжигания угольного топлива. Разработанное решение сопряжено не только с потребностью установки котельного агрегата со всеми вспомогательными системами, но и с удлинением паропроводов и заменой их материала на высоколегированную жаропрочную сталь, а также с модернизацией турбины за счет установки цилиндра высокого давления. Несмотря на обширный перечень изменений, которые необходимо реализовать для создания гибридной АЭС, совокупные затраты на строительство такого энергоблока могут оказаться существенно ниже, поскольку введение дополнительного перегрева увеличивает мощности АЭС с 1 до 2 ГВт, при этом стоимость дополнительного оборудования существенно ниже, чем строительство второго атомного энергоблока с реактором ВВЭР-1000. Для определения эффекта от реализации указанной схемы были произведены расчеты стоимости дополнительного оборудования в соответствии с результатами моделирования стоимости основного энергетического оборудования. В качестве переменной величины выступала температура перегретого пара на входе в паровую турбину. Полученные данные представлены на рисунке 5.21.

Повышение паропроизводительности с 692,5 (базовый расход пара, принятый при моделировании) до 1630 кг/с (соответствует паропроизводительности ВВЭР-1000) приводит к увели-

чению расхода металла на остальные поверхности нагрева, а значит и увеличивает стоимость котла. Полученные результаты стоимостных оценок обосновывают экономическую целесообразность перегрева пара именно до 620 °С, поскольку дальнейшее повышение температуры приведет к существенному увеличению стоимости энергоблока. При принятых параметрах пара прирост стоимости атомного энергоблока составляет 11,4 млрд руб.

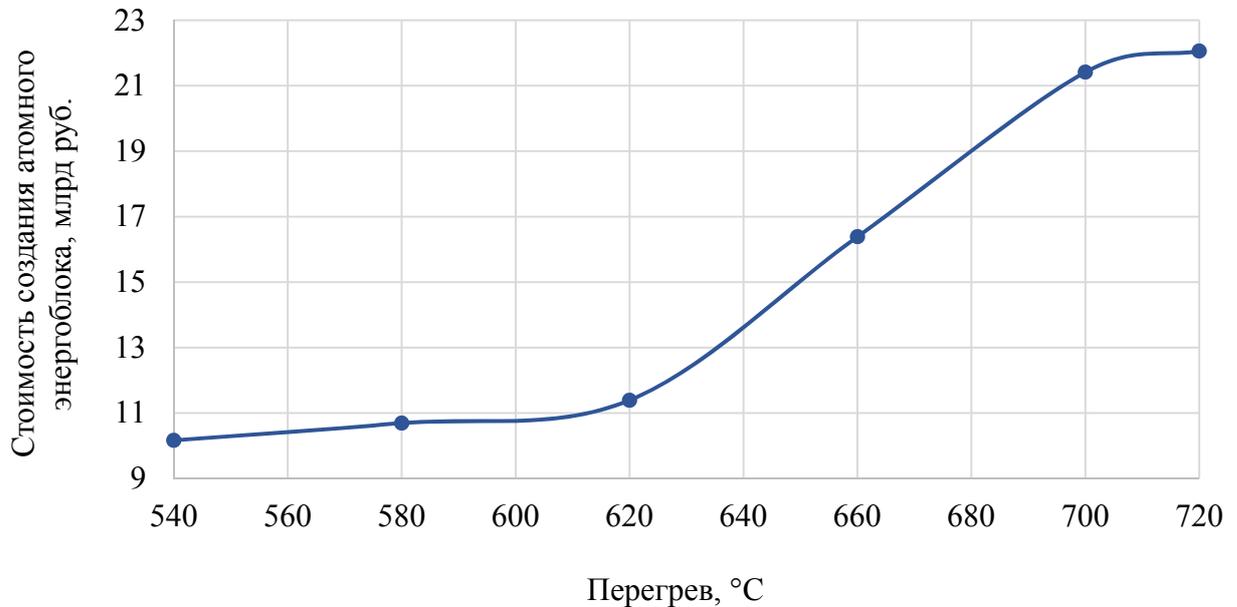


Рисунок 5.21– График зависимости прироста стоимости атомного энергоблока от степени перегрева пара

В итоге стоимость 1 кВт установленной мощности гибридной АЭС мощностью 2000 МВт с высокотемпературным перегревом до 620 °С составляет 65,5 тыс. руб., что на 84,7 % ниже, чем у АЭС с двумя энергоблоками мощностью 1000 МВт каждый, и всего на 19 % больше, чем стоимость угольной ТЭС с сопоставимой мощностью.

5.4 Оценка стоимости создания перспективных высокотемпературных энергетических комплексов

В диссертации были исследованы различные технологии производства электрической энергии и предложены решения, которые снимают ряд научно-технических проблем, препятствующих их практическому внедрению. Были определены технико-экономические показатели перспективных энергоблоков с различным составом новых конструктивных и технологических решений. Однако для формулирования окончательного вывода об экономической эффективности новых энергоблоков и определения условий целесообразности их строительства необходи-

мо выполнить комплексную оценку всех экономических и технических аспектов функционирования генерирующих объектов, базирующихся на высокотемпературных технологиях производства электроэнергии, на всех этапах жизненного цикла в рамках рассмотрения различных инвестиционных проектов. Для выполнения инвестиционного анализа новых разработок была построена экономико-математическая модель оценки эффективности инвестиционного проекта по строительству высокотемпературных угольных и угольно-гибридных энергоблоков, выполненная в соответствии с методическими рекомендациями по расчету экономической эффективности инвестиционного проекта [320].

В работе были рассмотрены два проекта:

1) строительство угольного паротурбинного энергоблока УСКП с горизонтальным котлом, двухъярусным ЦНД, охлаждаемой турбиной и применением новой методики проектирования (Проект 1);

2) строительство гибридного энергоблока с водородным перегревом пара, двухъярусным ЦНД, охлаждаемой турбиной и применением новой методики проектирования, обеспечивающими равную эффективность с энергоблоком на УСКП пара. (Проект 2)

При рассмотрении первого инвестиционного проекта были выполнены расчеты для энергоблока с различным составом новых технических решений: переход к горизонтальной компоновке котла, переход к охлаждаемой паровой турбине, переход к двухъярусному ЦНД, использование новой методики проектирования высокотемпературных частей энергетического оборудования. Реализованный подход позволил определить стоимостные эффекты применения каждого решения в отдельности. Гибридный энергоблок рассчитывался с учетом применения всех вышеперечисленных технических решений.

В ходе выполнения инвестиционного анализа были решены следующие задачи:

- проведена оценка затратной составляющей проектов, определена себестоимость производства электроэнергии для различных технологий производства электрической энергии;
- определен чистый дисконтированный доход проектов и дисконтированный срок окупаемости при текущих внешнеэкономических условиях;
- проведен анализ чувствительности проектов от внешнеэкономических и внутренних факторов.

Денежными притоками проектов являются выручка от реализации электроэнергии и электрической мощности. Оттоками проектов являются затраты – капитальные и эксплуатационные.

Ключевыми параметрами, претерпевающими изменениям при переходе от одного состава решений к другому, является стоимость энергоблока. Используемые значения капитальных затрат приведены в таблице 5.18. Параметры угольно-гибридного энергоблока были подобраны

таким образом, чтобы обеспечить равную энергетическую эффективность и равную электрическую мощность по сравнению с классическим паротурбинным энергоблоком на УСКП пара. Параметры угольно-гибридного энергоблока были приняты равными 24 МПа/760 °С/760 °С.

На себестоимость производства электрической энергии оказывают существенное влияние не только факторы, определяемые применяемой технологией – расход топлива и структура металлозатрат, которые можно считать внутренними, но и внешние, среди которых стоит особо выделить цену топлива и конструкционных материалов. Структура удельной себестоимость производства электроэнергии представлена в таблице 5.19.

Таблица 5.19 – Структура удельной себестоимости производства электроэнергии

Структура себестоимости, руб./кВт·ч	Паротурбинный энергоблок на УСКП пара (Проект 1)	Угольно-гибридный энергоблок с водородным перегревом (Проект 2)
Удельные топливные издержки, $I_t^{уд}$	0,533	0,781
Удельные издержки на заработную плату, $I_{з/пл}^{уд}$	0,014	0,014
Удельные издержки на амортизацию, $I_{ам}^{уд}$	0,274	0,233
Удельные издержки на ремонт, $I_{рем}^{уд}$	0,123	0,098
Удельные издержки на собственные нужды, $I_{сн}^{уд}$	0,055	0,055
Удельные прочие издержки, $I_{проч}^{уд}$	0,041	0,025
Удельные суммарные издержки, $I^{уд}$	1,040	1,206

Из таблицы 5.19 следует, что топливная составляющая в себестоимости производства электроэнергии меньше для паротурбинного энергоблока, работающего только на одном виде топлива – энергетическом угле. Амортизационные отчисления и затраты на ремонт в энергоблоке выше ввиду большей стоимости строительства.

Структура себестоимости производства электрической энергии по двум рассмотренным проектам представлена на рисунке 5.22. При переходе к гибриднему энергоблоку (Проект 2) в силу появления дополнительной топливной статьи затрат на водород и кислород доля переменных издержек возрастает с 51 до 63,45 %. Невысокая доля топливных издержек на УСКП энергоблоке объясняется высокой стоимостью оборудования и большими затратами на ремонт и амортизационные отчисления.

По итогам выполненных расчетов инвестиционных проектов были определены значения дисконтированного срока окупаемости и чистого дисконтированного дохода энергоблоков с различным составом реализованных технических решений и базирующихся на двух различных технологиях производства электроэнергии. Полученные результаты приведены на рисунке 5.23.

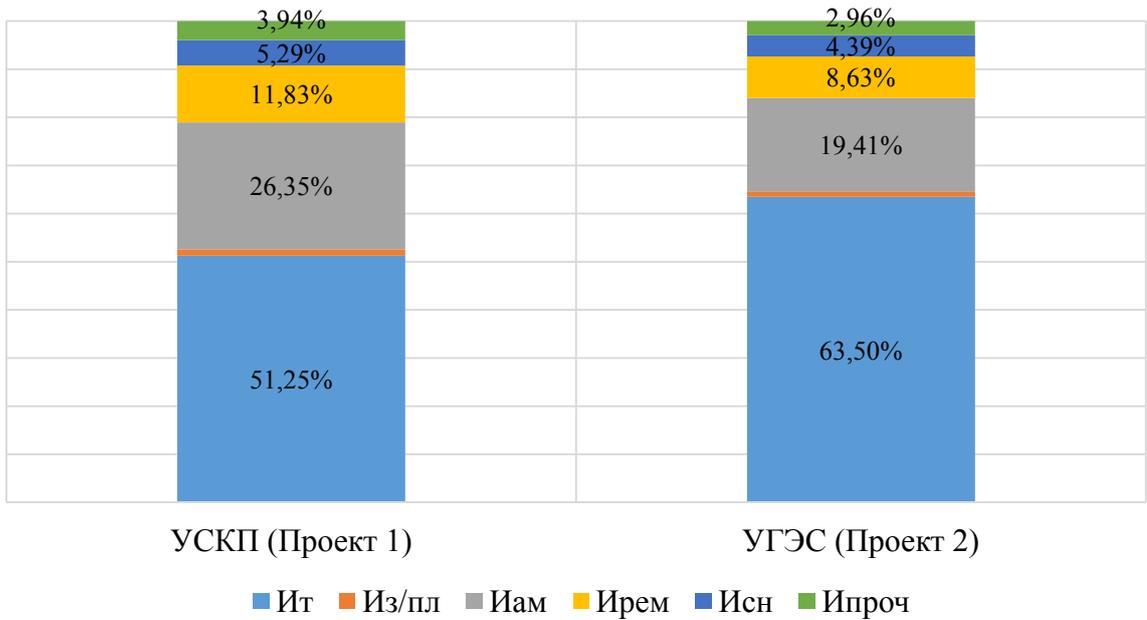


Рисунок 5.22 – Структура себестоимости производства электрической энергии

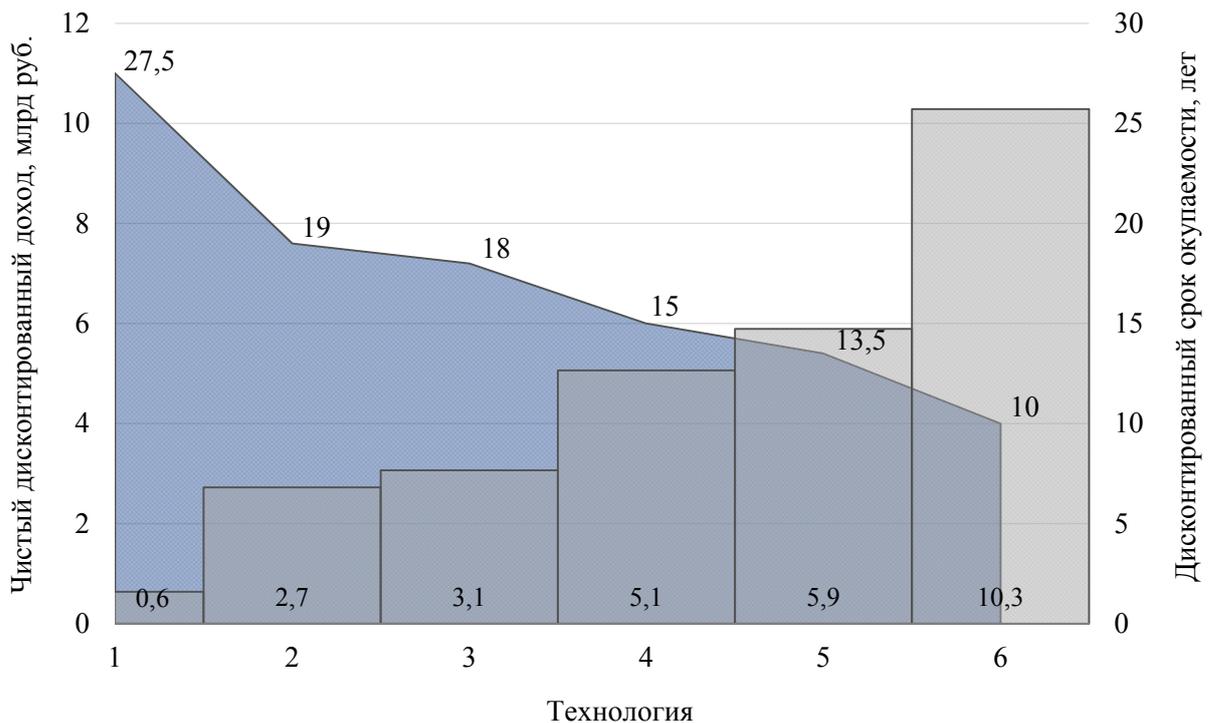


Рисунок 5.23 – Финансово-экономические показатели реализации проектов создания высокотемпературных паротурбинных энергоблоков

Переход на более высокие параметры пара повышает КПД и снижает топливные издержки на выработку электроэнергии. С другой стороны, переход на более высокие параметры пара ведет к росту капитальных затрат проекта, что в свою очередь приводит к увеличению амортизационных отчислений и затрат на ремонт. В силу того, что предложенные решения уменьшают

капитальные затраты и не снижают эффективность выработки на рисунке 5.23 можно наблюдать уменьшение дисконтированного срока окупаемости (с 27,5 до 10 лет) и увеличение чистого дисконтированного дохода (с 0,6 до 10,39 млрд руб.).

Показатели экономической эффективности двух сопоставляемых инвестиционных проектов приведены в таблице 5.20.

Таблица 5.20 – Финансово-экономические результаты проектов

Проект	Чистый дисконтированный доход, млрд руб.	Дисконтированный период окупаемости, лет
Паротурбинный энергоблок на УСКП пара (Проект 1)	5,89	13,5
Угольно-гибридный энергоблок с водородным перегревом (Проект 2)	10,29	10

Для определения степени влияния технических и экономических показателей на финансовый результат проектов был проведен анализ чувствительности проектов путем изменения таких параметров, как: капитальные затраты (стоимость создания энергоблока), цена водорода, цена угля, цена электрической мощности по договору предоставления мощности (ДПМ), цена электрической энергии на рынке на сутки вперед (РСВ), норма отчисления за ремонт энергоблока, КПД, КИУМ. Значения всех параметров изменялись в диапазоне от -30 до +30 % с шагом в 10 %. В таблице 5.20 приведены базовые значения данных показателей по каждому проекту.

Таблица 5.21 – Базовые значения варьируемых параметров инвестиционных проектов

Показатель	Паротурбинный энергоблок на УСКП пара (Проект 1)	Угольно-гибридный энергоблок с водородным перегревом (Проект 2)
Стоимость создания энергоблока, $C_{\text{блок}}$, млрд руб.	66,25	58,79
Цена угля, $C_{\text{уголь}}$, руб./т	1500	1500
Цена электрической мощности по ДПМ, $C_{\text{ДПМ}}$, руб./МВт в мес.	1 200 000	1 200 000
Цена электрической энергии на РСВ, $C_{\text{РСВ}}$, руб./кВт·ч	1,23	1,23
Норма отчисления на ремонт энергоблока, $N_{\text{рем}}$, %	1,5	1,5
КПД, %	48,1	48,1
КИУМ, %	91,78	91,78

Результаты анализа чувствительности по Проекту 1 и Проекту 2 представлены на рисунках 5.24 и 5.25 соответственно.

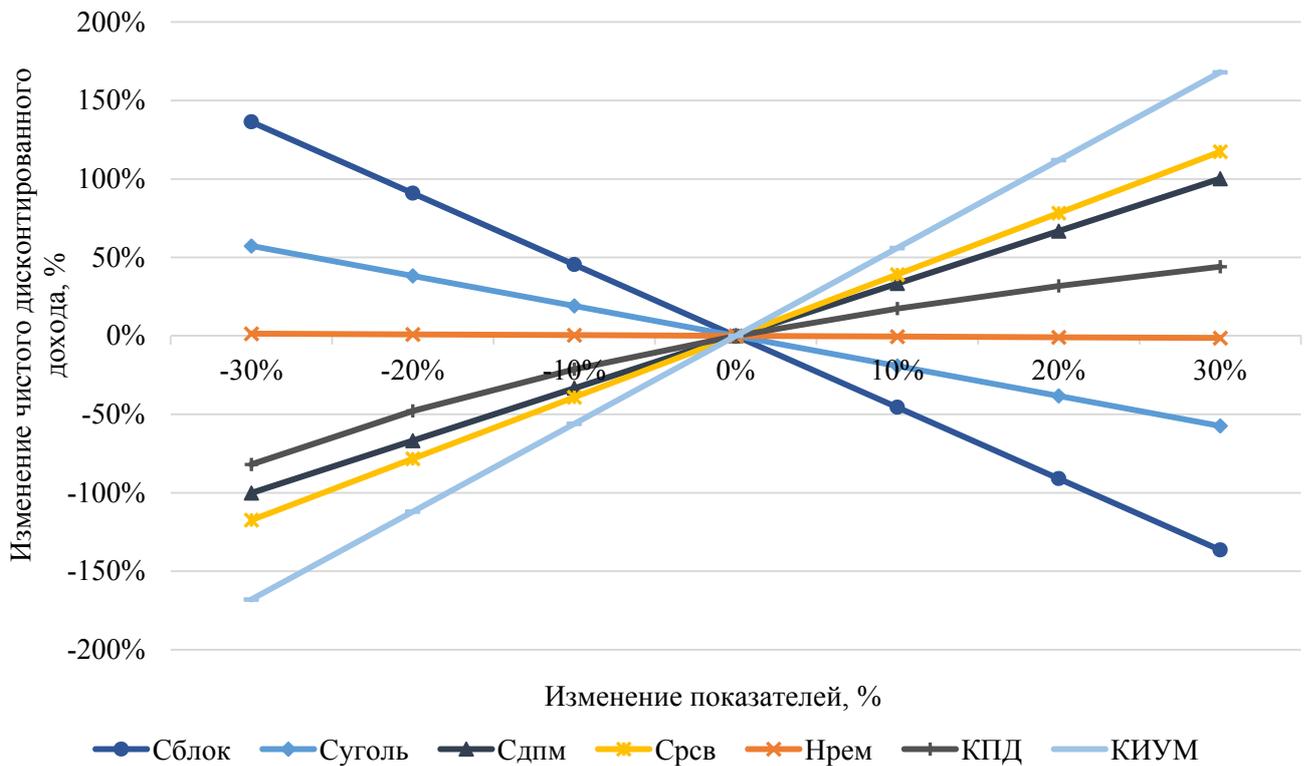


Рисунок 5.24 – Анализ чувствительности проекта по строительству паротурбинного энергоблока с УСКП пара

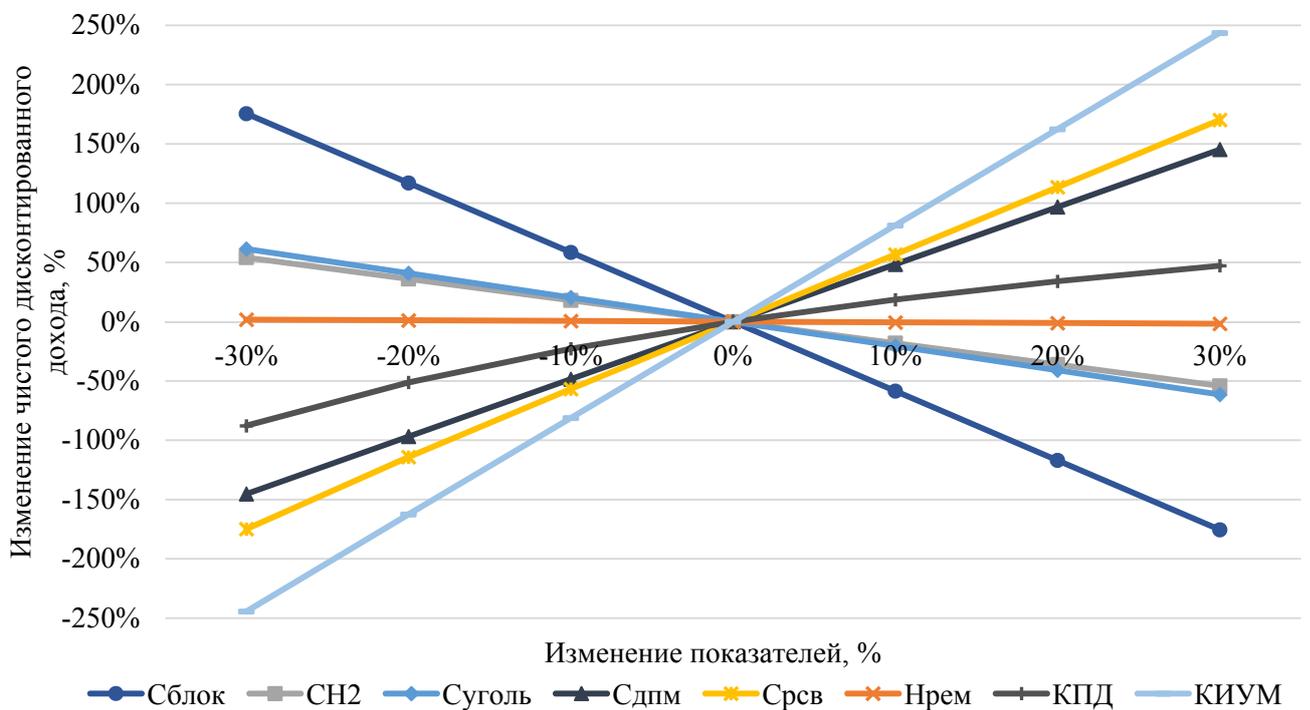


Рисунок 5.25 – Анализ чувствительности проекта по строительству угольно-гибридного энергоблока с водородным перегревом

Наиболее сильное влияние на изменение чистого дисконтированного дохода оказывают капитальные затраты. Изменение величины капитальных затрат напрямую влияет на изменение

затрат на ремонт, амортизационные отчисления, величину уплаты налога на имущество. Существенное влияние оказывает также изменение цен на электрическую мощность по ДПМ и электроэнергию на РСВ. Прочие параметры в наименьшей степени влияют на экономические результаты проекта.

На основе проведенного анализа чувствительности можно сделать вывод о том, что путем изменения величины оплаты мощности по ДПМ может быть создан экономический стимул по разработке и внедрению в ближайшее время высокотемпературных энергоблоков, при этом будет обеспечена приемлемая окупаемость проекта и доходность инвестиций.

Снижение цены высокотемпературных сталей и сплавов, удешевление процесса производства водорода, которое происходит с течением времени, будет также актуализировать внедрение высокотемпературных технологий производства электроэнергии и повышать потенциальный экономический эффект от строительства перспективных энергоблоков.

ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

1. Разработана совокупность научно-обоснованных технических решений по выбору параметров рабочего тела, структуры тепловых схем, конструкции элементов основного оборудования, обеспечивающих значительное уменьшение металлоемкости и изменение структуры металлозатрат используемых конструкционных материалов и, как следствие, снижение стоимости высокотемпературных энергетических комплексов при сохранении максимально возможных показателей эффективности:

- новая компоновка пылеугольного котельного агрегата с горизонтально расположенной топочной камерой, обеспечивающая сокращение длины паропроводов острого пара и пара промежуточного перегрева в 2,5-3 раза по сравнению с традиционной компоновкой;

- конструктивная схема цилиндра низкого давления с двухъярусной проточной частью повышенной пропускной способности, применение которой позволяет снизить удельную металлоемкость быстроходных паровых турбин с 1,57-2,30 до 1,23-2,08 кг/кВт для диапазона мощности 300-1200 МВт;

- способ реализации перегрева пара выше температуры 540-600 °С не в поверхностях нагрева котла, а в водородно-кислородных пароперегревателях, установленных в непосредственной близости от паровой турбины, что обеспечивает сокращение доли использования жаропрочных материалов при создании высокотемпературных энергоблоков и, как следствие, снижение их стоимости на 11,3 %;

- схема перспективного высокотемпературного энергетического комплекса с охлаждаемой паровой турбиной, позволяющая сократить расход дорогостоящих жаропрочных материалов и тем самым снизить стоимость паровой турбины на 28,5 %, обеспечив при этом КПД выработки электрической энергии, равный 48,1 %, что на 0,4 % ниже по сравнению с неохлаждаемой турбиной.

2. Предложена новая методология проектирования научно-обоснованных технических решений, базирующаяся на комплексном применении расчетных и экспериментальных методов исследований с использованием аддитивных технологий для изготовления физических моделей, обеспечивающая сокращение сроков создания высокотемпературных энергетических комплексов. На основе предложенной методологии разработана усовершенствованная методика проектирования теплонапряженных охлаждаемых деталей высокотемпературных турбин, базирующаяся на опережающей верификации математических моделей по объектам-демонстраторам, изготавливаемым по SLM-технологии.

3. Разработаны математические модели:

- обеспечивающие прогнозную оценку металлоемкости и стоимости изготовления нового оборудования перспективных высокотемпературных энергетических комплексов на ранних стадиях их создания;

- отсека паровой турбины с охлаждаемой проточной частью, позволяющая определять необходимое количество охлаждающего агента в зависимости от его параметров, параметров основного потока и рабочей температуры применяемых конструкционных материалов.

4. Создан испытательный комплекс и разработаны программы и методики, обеспечивающие экспериментальное исследование аэродинамических, гидравлических и тепловых процессов на физических моделях разработанных новых технических решений с целью подтверждения работоспособности и эффективности.

5. Разработаны научно-обоснованные предложения по формированию структуры и выбору параметров тепловых схем перспективных высокотемпературных энергетических комплексов на органическом, ядерном и водородном топливах на основе оптимизационных исследований. С использованием приемов и методов функционально-стоимостного анализа сформирован конструктивный облик основного оборудования и предложены компоновочные решения, применение которых обеспечивает достижение максимального уровня эффективности при минимальных затратах:

- для энергоблоков с ультрасверхкритическими параметрами пара с одним промежуточным перегревом максимальная эффективность нетто равная 48,5 % обеспечивается при установке девяти регенеративных подогревателей и температуре питательной воды порядка 330-340 °С, давлении промежуточного перегрева на уровне 7 МПа. На основе проведенных исследований и с применением разработанных технических решений сформирован конструктивный облик основного оборудования и энергоблока в целом;

- для угольно-гибридных энергетических комплексов получены новые результаты по влиянию водородного перегрева пара на термодинамическую эффективность и структуру тепловых схем. Показано, что при перегреве пара свыше 900 °С требуется установка промежуточного охладителя пара для снижения температуры перед цилиндром низкого давления. Выявлены особенности функционирования энергетических комплексов с водородным перегревом пара. Предложена конструкция водородного-кислородного пароперегревателя;

- предложено применение гибридного принципа для повышения мощности и экономичности паротурбинных энергоблоков АЭС за счет организации внешнего по отношению к ядерной паропроизводящей установке перегрева пара. Исследованы варианты реализации тепловых схем энергоблоков с перегревом пара за счет органического топлива до температуры 600 °С. Проведенные исследования позволили определить оптимальные параметры и структуру тепло-

вых схем блоков с внешним перегревом, мощность которых при использовании органического топлива достигает 2000 МВт при КПД использования органического топлива 49,8 %. На основе проведенных исследований и с применением научно-обоснованных технических решений разработан конструктивный облик внешнего пароперегревателя на углеводородном топливе и паровой турбины большой мощности.

б. Исследовано влияние научно-технических решений на финансово-экономические и инвестиционные показатели высокотемпературных энергетических комплексов:

- на основе разработанных моделей оценки стоимости нового оборудования определена стоимость энергоблока УСКП, которая составила 69,36 млрд. руб. в ценах 2017 г. Проведена оценка влияния новых технических решений на стоимость высокотемпературных энергетических комплексов. Установлено, что применение разработанных технических решений обеспечивает сокращение стоимости создания до 58,79 млрд. руб., что сопоставимо со стоимостью энергоблока сверхкритических параметров аналогичной мощности. Показано, что достигнутое сокращение стоимости приводит к уменьшению срока окупаемости инвестиций в создание энергетического комплекса с 27 до 10 лет;

- показано, что стоимость 1 кВт установленной мощности гибридной АЭС мощностью 2000 МВт с перегревом пара до 620 °С составила 65,5 тыс. руб./кВт, что на 84,7 % ниже, чем у АЭС с двумя энергоблоками мощностью 1000 МВт каждый, и на 19 % больше, чем стоимость угольной ТЭС со сверхкритическими параметрами аналогичной мощности. При этом КПД использования углеводородного топлива на гибридной АЭС приближается к 50 %.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Electricity information 2017 Edition. – Paris: International Energy Agency, 2017. – 71 p.
2. Lisin, E. Sustainable Modernization of the Russian Power Utilities Industry / E. Lisin, A. Rogalev, W. Strielkowski, I. Komarov // Sustainability. – 2015. – № 7. – pp. 11378-11400.
3. Climate change 2001: the scientific basis. – Cambridge, United Kingdom and New York: The Press Syndicate of the University of Cambridge, 2001. – 83 p.
4. United Nations Framework Convention on Climate Change. Geneva: United Nations, 1992. – 24 p.
5. Wigley, T.M.L. Alternative emissions pathways for stabilizing concentrations / T.M.L. Wigley, R. Richels, J.A. Edmonds // Nature. – 1996. – № 379. – pp. 240-243.
6. Wigley, T.M.L. Economic and environmental choices in the stabilization of atmospheric CO₂ concentrations / T.M.L. Wigley, R. Richels, J.A. Edmonds // Nature. – 1996. – № 379. – pp. 240-243.
7. Лю, Ч. Глобальное энергетическое объединение: пер. с кит. / Ч. Лю. – М.: Издательский дом МЭИ, 2016. – 512 с.
8. Energy technology perspectives 2012. Pathways to clean energy system. – Paris: International Energy Agency, 2012. – 688 p.
9. Пономарев-Степной, Н.Н. Атомно-водородная энергетика – пути развития / Н.Н. Пономарев-Степной, А.Я. Столяревский // Энергия: экономика, техника, экология. – 2004. – № 1. – С. 3-9.
10. Цанев, С.В. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций: учебное пособие для вузов / С.В. Цанев, В.Д. Буров, А.Н. Ремезов; под ред. С.В. Цанева. – М.: Издательство МЭИ, 2002. – 584 с.
11. Трухний, А.Д. Парогазовые установки электростанций: учебное пособие / А.Д. Трухний. – М.: Издательский дом МЭИ, 2013. – 648 с.
12. Разработка принципиальных технических решений и выбор основных параметров тепловой схемы гибридного угольно-газового энергоблока мощностью 500-800 МВт. Разработка конструкции и экспериментальные исследования опытной модели камеры сгорания для угольно-газового энергоблока: Отчет о НИР (промежуточн.) / ОАО НПО «ЦКТИ»; рук. Верткин М.А. – СПб., 2013. – 72 с.
13. Усова, Г.И. Анализ работы освоенных ПГУ на твердом топливе / Г.И. Усова, С.И. Курбанова, А.В. Ременюк, А.Ф. Рыжков // Сборник материалов Международной молодежной конференции «Энергосберегающие технологии». – Томск: Издательство ООО «СПБ Графика», 2011. – Т. 1. – С. 257-260.

14. Cost and performance data for power generation technologies. – Golden: National Renewable Energy Laboratory, 2012. – 105 p.
15. Susta, M.R. Advanced clean coal technology for power generation an opportunity for coal revitalization / M.R. Susta // Coalgen. – 2007. – pp. 1-22.
16. Артемов, В.Н. Сравнительный анализ эффективности теплоэнергетики России и стран мира / В.Н. Артемов, А.В. Клименко, В.В. Клименко, А.Г. Терешин // Вестник Московского энергетического института. – 2013. – № 1. – С. 9-15.
17. Yeh, S. A centurial history of technological change and learning curves for pulverized coal-fired utility boilers / S. Yeh, E.S. Rubin // Energy. – 2007. – № 32 (10). – pp. 1996-2005.
18. Левина, Э. Рынок угля и производство электроэнергии на угле: глобальные перспективы / Э. Левина // Сборник материалов 2-ой Международной научно-технической конференции «Использование твердых топлив для эффективного и экологически чистого производства электроэнергии и тепла». – М.: ОАО «ВТИ», 2014. – С. 17-30.
19. Рогалев, Н.Д. Состояние разработок в области создания угольных паротурбинных электростанций с параметрами пара, превышающими 305 МПа и 700°C / Н.Д. Рогалев, А.Э. Голодницкий, А.Г. Тумановский // Электрические станции. – 2013. – № 3 (980). – С. 12-21.
20. Стратегическая программа исследований технологической платформы «Экологически чистая тепловая энергетика высокой эффективности». – М., 2012. – 23 с.
21. Тумановский, А.Г. Перспективы развития угольных ТЭС России / А.Г. Тумановский // Теплоэнергетика. – 2017. – № 6. – С. 3-13.
22. Дьяков, А.Ф. Пути повышения надежности энергоснабжения страны / А.Ф. Дьяков // Вестник Российской академии наук. – 2012. – № 3. – С. 214.
23. Бушуев, В.В. Энергетический фактор в структуре национальной безопасности России / В.В. Бушуев, Воропай Н.И. // Энергетическая политика. – 2017. – № 1. – С. 9-19.
24. Черезов, А.В. Проблемы и перспективы развития производства газотурбинных установок высокой мощности в Российской Федерации / А.В. Черезов, Е.П. Грабчак // Надежность и безопасность энергетики. – 2017. – № 2. – С. 92-97.
25. Фаворский, О.Н. Что нужно сделать для реализации энергетической стратегии страны / О.Н. Фаворский, В.М. Батенин, В.М., Масленников, В.В. Кудрявый, С.П. Филиппов // Вестник Российской академии наук. – 2016. – № 86. – № 10. – С.1-6.
26. Филиппов, С.П. Потребности электроэнергетики России в газовых турбинах: текущее состояние и перспективы / С.П. Филиппов, М.Д. Дильман, М.С. Ионов // Теплоэнергетика. – 2017. – № 11. – С. 53-65.

27. Митюшин, В.С. Развитие электроэнергетики России на долгосрочную перспективу и новые задачи энергетического машиностроения / В.С. Митюшин, Л.Н. Моисеева, Ю.К. Петреня // Теплоэнергетика. – 2008. – № 1. – С. 4-6.
28. Фаворский, О.Н. Актуальные проблемы обеспечения энергетики страны конкурентоспособным оборудованием / О.Н. Фаворский, С.П. Филиппов, В.Л. Полищук // Вестник Российской академии наук. – 2017. – № 8. – С. 679-688.
29. Ольховский, Г.Г. Теплоэнергетические технологии в период до 2030г / Г.Г.Ольховский, А.Г. Тумановский // Известия Российской академии наук. Энергетика. – 2008. – № 6. – С. 79-94.
30. Федоров, М.П. Энергетические технологии XXI столетия: тенденции развития. Часть I. Энергетические технологии производства электро- и теплоэнергии, использующие невозобновляемые энергоресурсы / М.П. Федоров, В.Р. Огороков, Р.В. Огороков // Академия энергетики. – 2009. – № 3. – С. 12-25.
31. Stepczynska, K. Calculation of a 900 MW conceptual 700/720 °C coal fired power unit with an auxiliary extraction-backpressure turbine / K. Stepczynska, L. Kowalczyk, S. Dykas, W. Elsner // Journal of power technologies. – 2012. –№ 92 (4). – pp. 266-273.
32. Storm, C. Advanced manufacturing and assembly strategies for nickel-based super alloys applied at ultra-super-critical power plants / C. Storm // Proceedings of Workshop on Advanced Ultrasupercritical Coal-fired Power Plants. – Vienna, Austria, 2012.
33. Сивачев, К.А. Надстроечный блок СКР-100 на 300 кгс/см², 650 °С на Каширской ГРЭС / К.А. Сивачев, И.Б. Годик, Б.А. Неймарк, Г.Ю. Флаксерман // Теплоэнергетика. – 1973. – № 6. – С. 8-12.
34. Шубенко-Шубин, Л.А. Паровая турбина ХТГЗ типа СКР-100 с охлаждением для сверхкритических параметров пара / Л.А. Шубенко-Шубин, С.И. Островский // Энергомашиностроение. – 1976. – № 6. – С. 4-10.
35. Чернецкий, Н.С. Исследование работы турбины Р-100-300 блока СКР-100 при нестационарных тепловых режимах / Н.С. Чернецкий, Л.П. Сережкина, Г.П. Брагинский, А.Г. Беликов // Теплоэнергетика. – 1973. – № 6. – С. 12-14.
36. Брагинский, Г.П. Некоторый опыт работы системы охлаждения турбины Р-100-300 мощностью 100 МВт на 300 кгс/см² и 650 °С / Г.П. Брагинский, Н.С. Чернецкий, Л.П. Сережкина // Теплоэнергетика. – 1973. – № 6. – С. 15-18.
37. Кругликов, П.А. Выбор принципиальных схемных решений угольного энергоблока на суперкритические параметры пара / П.А. Кругликов, Ю.В. Смолкин, К.В. Соколов // Теплоэнергетика. – 2012. – № 9. – С. 9-16.

38. Дорохов, Е.В. Основы проектирования тепловой схемы энергоблоков ТЭС на сверхкритических параметрах: учебное пособие / Е.В. Дорохов, А.С. Седлов. – М.: Издательский дом МЭИ, 2007. – 152 с.
39. Xu, G. Optimum superheat utilization of extraction steam in double reheat ultra-supercritical power plants / G. Xu, L. Zhou, S. Zhao, F. Liang, C. Xu, Y. Yang // *Applied Energy*. – 2015. – № 160. – pp. 863-872.
40. Zhou, L. A comparative study of superheat utilization measures of extraction steam in double reheat power plants / L. Zhou, G. Xu, Y. Yang, S. Zhao, C. Xu, K. Zhang // *Energy Procedia*. – 2014. – № 61. – pp. 1356-1359.
41. Zhou, L. Parametric analysis and process optimization of steam cycle in double reheat ultra-supercritical power plants / L. Zhou, G. Xu, S. Zhao, C. Xu, Y. Yang // *Applied Thermal Engineering*. – 2016. – № 99. – pp. 652-660.
42. Трухний, А.Д. Основные научные проблемы создания паротурбинных установок для энергоблоков нового поколения Ч. I / А.Д. Трухний, Б.М. Трояновский, А.Г. Костюк // *Теплоэнергетика*. – 2000. – № 6. – С.13-19.
43. Weizhong, F. The research on design and technology of new high efficient supercritical unit – a kind of cross-compound steam turbine generator unit in a manner of elevated and conventional layout / F. Weizhong // *Proceedings of the 2-nd Workshop on Advanced Ultrasupercritical Coal-fired Power Plants*. – Rome, Italy, 2014.
44. Агафонов, Б.Н. Модернизация парораспределения паровых турбин: достижения и перспективы / Б.Н. Агафонов, В.Г. Колыванов, М.С. Фрагин // *Электрические станции*. – 2005. – № 5. – С. 36-39.
45. Зарянкин, А.Е. Регулирующие и стопорно-регулирующие клапаны паровых турбин / А.Е. Зарянкин, Б.П. Симонов. – М.: Издательство МЭИ, 2005. – 360 с.
46. Зарянкин, А.Е. Сравнительная оценка регулирующих клапанов паровых турбин / А.Е. Зарянкин, В.В. Этт, В.А. Зарянкин // *Теплоэнергетика*. – 2001. – № 3. – С. 53-57.
47. Коротков, В.В. Исследование и разработка стопорно-регулирующих клапанов, обладающих повышенной надежностью и низким аэродинамическим сопротивлением: дис. канд. техн. наук: 05.04.12. / Коротков Виталий Владимирович – М., 2003. – 213 с.
48. Tajc, L. Control valves with flat bottom and muffler / L. Tajc, L. Bednar, A. Makarov // *Proceedings of Seminar on Topical Problems of Fluid Mechanics*. – Praha, Czech Republic, 2002.
49. Зарянкин, А.Е. Выхлопные патрубки паровых и газовых турбин / А.Е. Зарянкин, Б.П. Симонов. – М.: Издательство МЭИ, 2002. – 274 с.
50. Голдин, А.С. Оптимизация конструкций выхлопных патрубков паровых турбин / А.С. Голдин, В.В. Коротков // *Наука и образование: Научное издание*. – 2014. – № 2. – С. 86-98.

51. Солодов, В.Г. Модернизация выхлопного патрубка цилиндра низкого давления теплофикационной турбины Т-250/300-23.5 / В.Г. Солодов, А.А. Хандримайлов, А.Ю. Култышев, М.Ю. Степанов, А.А. Ямалтдинов // Надежность и безопасность энергетики. – 2015. – № 1 (28). – С. 33-38.
52. Грибин, В.Г. Методика и результаты экспериментальных исследований внутриканальной сепарации влаги в турбинной решетке с уменьшенным числом каналов / В.Г. Грибин, Б.А. Коршунов, А.А. Тищенко // Вестник Московского энергетического института. – 2009. – № 5. – С. 29-35.
53. Филиппов, Г.А. Разработка методики применения лазерной диагностики для исследования характеристик полидисперсных влажнопаровых потоков / Г.А. Филиппов, В.Г. Грибин, А.А. Тищенко, И.Ю. Гаврилов, В.А. Тищенко // Известия Российской академии наук. Энергетика. – 2010. – № 6. – С. 11-20.
54. Костюк, А.Г. Концепция турбин нового поколения для угольной энергетики России. Часть 1. Экономическое и техническое обоснование концепции / А.Г. Костюк, В.Г. Грибин, А.Д. Трухний // Теплоэнергетика. – 2010. – № 12. – С. 23-31.
55. Arianov, S.V. Features of the flow of a compressible liquid in flowing parts of control valves of steam turbines / S.V. Arianov, A.E. Zaryankin, N.A. Zroychikov, A.N. Rogalev // Proceedings of the 5-th European Congress on Computational Methods in Applied Science and Engineering. – Venice, Italy, 2008.
56. Зарянкин, А.Е. Особенности течения пара в регулирующих клапанах паровых турбин при сверхкритических перепадах давления / А.Е. Зарянкин, С.В. Арианов, А.Н. Рогалев // Вестник Московского энергетического института. – 2009. – № 2. – С. 5-10.
57. Зарянкин, А.Е. Сравнительный анализ соплового и дроссельного парораспределения в энергетических паровых турбинах / А.Е. Зарянкин, А.Н. Рогалев, М.А. Носкова // Естественные и технические науки. – 2013. – № 5 (67). – С. 220-227.
58. Зарянкин, А.Е. Разгруженные дроссельно-регулирующие клапаны нового поколения для паровых турбин / А.Е. Зарянкин, В.А. Зарянкин, В.А. Серегин, Е.Ю. Григорьев, А.Н. Рогалев // Вестник Ивановского государственного энергетического университета. – 2014. – № 6. – С. 11-17.
59. Zaryankin, A. Next-generation balanced throttle control valves for steam turbines / A. Zaryankin, N. Rogalev, A. Rogalev, E. Oleynikova, E. Grigoriev // WIT Transactions on Ecology and the Environment. – 2015. – № 195. – pp. 125-136.
60. Зарянкин, А.Е. Влияние типа парораспределения на экономичность цилиндров высокого давления энергетических турбин / А.Е. Зарянкин, Н.А. Зройчиков, Н.Д. Рогалев, А.Н. Ро-

галев, О.М. Митрохова // Вестник Московского энергетического института. – 2015. – № 5. – С. 5-9.

61. Zaryankin, A. Moisture effects on steam flow patterns in control valves of wet-steam turbines / A. Zaryankin, A. Rogalev, V. Seregin, S. Osipov // Proceedings of the Wet Steam Conference. – Prague, Czech Republic, 2016.

62. Зарянкин, А.Е. Окружная неравномерность параметров потока в конических диффузорах и способ ее гашения / А.Е. Зарянкин, А.Н. Рогалев, Е.Ю. Григорьев, И.В. Гаранин, Т. Падшмоганло, М.А. Черкасов // Вестник Ивановского государственного энергетического университета. – 2015. – № 6. – С. 9-16.

63. Костюк, А.Г. Анализ колебаний в паропроводящей системе паровых турбин / А.Г. Костюк // Теплоэнергетика. – 1998. – № 8 – С. 17-24.

64. Костюк, А.Г. Экспериментальный анализ пульсаций давления в паропроводящих органах турбоагрегата / А.Г. Костюк, А.И. Куменко, А.Л. Некрасов, С.В. Медведев // Теплоэнергетика. – 2000 – № 6. – С. 50-57.

65. Зарянкин, А.Е. Регулирующие клапаны и решетки для первых ступеней турбин с ультрасверхкритическими параметрами пара / А.Е. Зарянкин, Н.Д. Рогалев, А.Н. Рогалев, И.В. Гаранин, С.К. Осипов, Е.Ю. Григорьев // Теплоэнергетика. – 2016. – № 6. – С. 44-52.

66. Зарянкин, А.Е. Численное исследование методов снижения конечных потерь энергии в сопловых решетках турбомашин / А.Е. Зарянкин, В.О. Киндра, С.К. Осипов, В.П. Худякова // Технические науки: тенденции, перспективы и технологии развития. Сборник научных трудов по итогам международной научно-практической конференции. – Волгоград: Инновационный центр развития образования и науки, 2016. – С.21-28.

67. Костюк, А.Г. Концепция турбин нового поколения для угольной энергетики России. Часть 2. Обоснование длительной прочности высокотемпературных роторов паровой турбины / А.Г. Костюк, В.Г. Грибин, А.Д. Трухний // Теплоэнергетика. – 2011. – № 1. – С.55-58.

68. Михайлов, В.Е. Концепция турбин на супрерсверхкритические, сверхкритические и докритические параметры пара / В.Е. Михайлов, Л.А. Хоменок, И.И. Пичугин, И.А. Ковалев, В.В. Божко, О.А. Владимирский, И.В. Зайцев, Ю.Я. Качуринер, И.А. Носовицкий, В.Г. Орлик // Теплоэнергетика. – 2017. – № 11. – С. 5-12.

69. Петреня, Ю.К. Конструктивные особенности ЦВД и ЦСД с применением принудительного охлаждения для турбин на суперсверхкритические параметры пара / Ю.К. Петреня, Л.А. Хоменок, И.И. Пичугин, О.А. Владимирский, В.М. Ляпунов, А.С. Лисянский, Ю.Я. Качуринер, Т.А. Игнатьева, С.А. Иванов // Теплоэнергетика. – 2008. – № 1. – С. 32-37.

70. Wroblewski, W. Numerical evaluation of the blade cooling for the supercritical steam turbine / W. Wroblewski // Applied Thermal Engineering. – 2013. – № 51 (1-2). – pp. 953-962.

71. Переверзев, Д.А. Энергоэффективность систем охлаждения наиболее термонапряженных узлов мощных турбоагрегатов со сверхкритическими и суперкритическими начальными параметрами пара / Д.А. Переверзев, Ж.А. Шелехина // Проблемы машиностроения. – 2011. – № 14 (3). – С.16-23.
72. Nowak, G. Convective cooling optimization of a blade for a supercritical steam turbine / G. Nowak, W. Wroblewski, I. Nowak // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2012. – № 55 (17-18). – pp. 4511-4520.
73. Тумановский, А.Г. О разработке угольного энергоблока с температурой перегрева 700 °С / А.Г. Тумановский, В.Р. Котлер // Энергохозяйство за рубежом. – 2007. – № 3. – С. 40-45.
74. Kjaer, S. The advanced supercritical 700 °C pulverised coal-fired power plant / S. Kjaer, F. Klauke, R. Vanstone, A. Zeijseink, G. Weissinger, G. Kristensen, J. Meier, R. Blum, K. Wieghardt // VGB Power Technology. – 2002. – № 82(7). – pp. 46-49.
75. P Economics and feasibility of Rankine cycle improvements for coal fired power plants. Final report. Alstom power Inc.: Windsor, USA, 2004. – p. 237.
76. Henry, J.F. Advanced supercritical technology: a vital component of future power generation / J.F. Henry, J.D. Fishburn, I.J. Perrin, B. Scarlin, G.N. Stamatelopoulos, R.W. Vanstone // Proceedings of the 29-th International Conference on Coal Utilization and Fuel Systems. – Clearwater, USA, 2004.
77. Marion, J.L. Advanced ultra-supercritical steam power plants / J.L. Marion, O. Drenik, C. Frappart, F. Kluger, M. Sell, A. Skea, V. Rod, P. Walker // Proceedings of Workshop on Advanced Ultrasupercritical Coal-fired Power Plants. – Vienna, Austria, 2012.
78. Shingledecker, J. US Program on advanced ultrasupercritical power plant materials – the economy of using advanced alloys / J. Shingledecker, H. Hendrix, J. Phillips, J. Siefert, R. Purgert, P. Rawls // Proceedings of Workshop on Advanced Ultrasupercritical Coal-fired Power Plants. – Vienna, Austria, 2012.
79. Romanosky, R. A comprehensive overview of the United States advanced ultrasupercritical materials research program / R. Romanosky // Proceedings of Workshop on Advanced Ultrasupercritical Coal-fired Power Plants. – Vienna, Austria, 2012.
80. Стали и сплавы энергетического оборудования: справочник / Под ред. С.Б. Рыжова. – М.: Машиностроение, 2008. – 960 с.
81. Wilde, M. EU research activities and new approach on international cooperation / M. Wilde // Proceedings of Workshop on Advanced Ultrasupercritical Coal-fired Power Plants. – Vienna, Austria, 2012.
82. Fukuda, M. Advanced USC technology development in Japan / M. Fukuda // Proceedings of the 9-th Liege Conference on Materials for Advanced Power Engineering. – Liege, Belgium, 2010.

83. Cieszynski, K. Boiler project at ultra supercritical steam parameters (653 °C/672 °C – 30,3/6,0 MPa) / K. Cieszynski, M. Kaczorowski // Proceedings of Workshop on Advanced Ultrasupercritical Coal-fired Power Plants. – Vienna, Austria, 2012.
84. Kim, J.T. Materials technology for PC-TPP in green economic era / J.T. Kim, B.G. Kong // Materials Science Forum – 2010. – № 654-656. – pp. 398-403.
85. Об утверждении Правил устройства и безопасной эксплуатации трубопроводов пара и горячей воды ПБ 10-573-04: Постановление Федерального горного и промышленного надзора России от 11.06.2003 № 90 // Справочно-правовая система «Консультант Плюс»: [Электронный ресурс] / Компания «Консультант Плюс».
86. Об утверждении Правил устройства и безопасной эксплуатации паровых и водогрейных котлов ПБ 10-574-03: Постановление Федерального горного и промышленного надзора России от 11.06.2003 № 88 // Справочно-правовая система «Консультант Плюс»: [Электронный ресурс] / Компания «Консультант Плюс».
87. Viswanathan, R. US program on materials technology for ultra-supercritical coal power plants / R. Viswanathan, J.F. Henry, J. Tanzosh, G. Stanko, J. Shingledecker, B. Vitalis, R. Purgert // Journal of Materials Engineering and Performance. – 2005. – № 14 (3) – pp. 281-292.
88. Fukuda, M. Advanced USC technology development in Japan / M. Fukuda, E. Saito, Y. Tanaka, T. Takahashi, S. Nakamura, J. Iwasaki, S. Takano, S. Izumi // Proceedings of the 6-th International Conference on Advances in Materials Technology for Fossil Power Plants. – Santa Fe, USA, 2011.
89. Wright, I.G. Materials issues for turbines for operation in ultra-supercritical steam / I.G. Wright, P.J. Maziasza, F.V. Ellisb, T.B. Gibbons, D.A. Woodford // Proceedings of the 29-th International Technical Conference on Coal Utilization and Fuel Systems. – Clearwater, USA, 2004.
90. Nicol, K. Status of advanced ultrasupercritical pulverised coal technology in 2013 / K. Nicol // Proceedings of the 2-nd Workshop on Advanced Ultrasupercritical Coal-fired Power Plants. – Rome, Italy, 2014.
91. Hendrix, H. Advanced ultrasupercritical (A-USC) development program in the US. / H. Hendrix, J. Shingledecker, R. Pergert // Proceedings of the 2-nd Workshop on Advanced Ultrasupercritical Coal-fired Power Plants. – Rome, Italy, 2014.
92. Sun, R. Progress of China 700 °C USC development program / R. Sun, Z. Cui, Y. Tao // Proceedings of the 7-th International Conference on Advances in Materials Technology for Fossil Power Plants. – Hawaii, USA, 2014.
93. Technology Roadmap: High-efficiency, low-emissions, coal-fired power generation. – Paris: International Energy Agency, 2012. – 46 p.

94. Wang, C. Research on the heating surface material properties for 700 °C USC boiler / C. Wang, X. Xu, Y. Zhu, Y. Jin, Zh. Tian, X. Lu // Proceedings of the 2-nd Workshop on Advanced Ultrasupercritical Coal-fired Power Plants. – Rome, Italy, 2014.
95. Viswanathan, V. Coal-fired power materials / V. Viswanathan, R. Purgert, P. Rawls // Advanced Materials and Processes – 2008. – № 166 (8). – pp. 41-45.
96. Klower, J. Development of nickel alloys based on alloy617 for components in 700 °C power plants / J. Klower, R.U. Husemann, M. Bader // Proceedings of the 6-th International Conference on Creep. – Kalpakkam, India, 2013.
97. McCoy, S.A. Development of age-hardenable superalloy INCONEL alloy 740H for advanced ultra supercritical service / S.A. McCoy // Proceedings of the 2-nd Workshop on Advanced Ultrasupercritical Coal-fired Power Plants. – Rome, Italy, 2014.
98. Skorobogatykh, V. Martensitic and austenitic steels for application in A-USC thermal power plants / V. Skorobogatykh// Proceedings of the 2-nd Workshop on Advanced Ultrasupercritical Coal-fired Power Plants. – Rome, Italy, 2014.
99. Дуб, А.В. Новые жаропрочные хромистые стали для перспективных объектов тепловой энергетики / А.В. Дуб, В.Н. Скоробогатых, И.А. Щенкова // Теплоэнергетика. – 2008. – № 7. – С. 53-58.
100. Дуб, В.С. Новые стали и технологии их выплавки для энергетических установок суперсверхкритических параметров / В.С. Дуб, А.В. Дуб, В.Н. Скоробогатых, А.П. Куликов, И.А. Щенкова, И.А. Щепкин // Тяжелое машиностроение. – 2009. – № 12. – С. 13-14.
101. Skorobogatykh, V. Martensitic and austenitic creep resistant steels for application in advanced ultra-supercritical thermal power plants / V. Skorobogatykh, I. Schenkova, P. Kozlov, M. Nakhabina, A. Rogalev // Contemporary Engineering Sciences. – 2015. – № 8 (29-32), pp. 1371-1382.
102. Феклистов, С.И. Освоение технологии производства высокотемпературных элементов энергетического оборудования нового поколения (ССКП) из наноструктурированных жаропрочных сталей / С.И. Феклистов, П.А. Козлов, В.А. Дуб, М.С. Нахабина, К.Ю. Кузнецов, В.Н. Скоробогатых, И.А. Щенкова // Тяжелое машиностроение. – 2011. – № 1. – С.13-18.
103. Gierschner, G. Latest developments for the flexible high efficient power plants of the future / G. Gierschner, C. Ullrich, H. Tschaffon. // Proceedings of Workshop on Advanced Ultrasupercritical Coal-fired Power Plants. – Vienna, Austria, 2012.
104. Ye, Y-J. Design parameters of main steam pipe for 700 °C A-USC unit / Y-J. Ye, R.-J. Chen, H. Long, L. Lin, S.-L. Shen, J. Yao // Proceedings of the 2-nd Workshop on Advanced Ultrasupercritical Coal-fired Power Plants. – Rome, Italy, 2014.

105. Шварц, А.Л. Разработка технических решений по пылеугольному котлу энергоблока 800 МВт на параметры 35 МПа, 700/720 °С / А.Л. Шварц, Э.Х. Вербовецкий, Е.В. Сомова, А.В. Смолин // Теплоэнергетика. – 2015. – № 12. – С. 56-60.
106. Прохоров, В.Б. Разработка схем ступенчатого сжигания угля в инверторной топке энергоблока мощностью 1000 МВт / В.Б. Прохоров, С.Л. Чернов, В.С. Киричков // Теплоэнергетика. – 2017. – № 9. – С. 58-63.
107. Пат. 2615556 Российская Федерация, МПК F23C 1/00, F23C 3/00, F23C 5/08. Пылеугольный котел / Рогалев Н.Д., Рогалев А.Н., Архипов А.М., Прохоров В.Б., Чернов С.Л., Киричков В.С., Фоменко М.В.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ» – № 2016115886; заявл. 25.04.16; опубл. 05.04.17. Бюл. № 10. – 9 с.
108. Weizhong, F. The research on developing high efficient green coal-fired power technologies / F. Weizhong // Proceedings of the 2-nd Workshop on Advanced Ultrasupercritical Coal-fired Power Plants. – Rome, Italy, 2014.
109. Xu, G. Novel partial-subsidence tower-type boiler design in an ultra-supercritical power plant / G. Xu, C. Xu, Y. Yang, Y. Fang, L. Zhou, K. Zhang // Applied Energy. – 2014. – № 134. – pp. 363-373.
110. Xu, G. Thermodynamic and economic analysis of a partially-underground tower-type boiler design for advanced double reheat power plants / G. Xu, C. Xu, Y. Yang, Y. Fang, L. Zhou, Z. Yang // Applied Thermal Engineering. – 2015. – № 78. – pp. 565-575.
111. Турбины тепловых и атомных электрических станций: учебник / Под ред. А.Г. Костюка, В.В. Фролова. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Издательство МЭИ, 2001. – 488 с.
112. Разработка конструктивного профиля высокотемпературной паровой турбины для энергоблока УСКП. Проведение теоретических исследований. разработка методики проведения экспериментальных исследований на экспериментальной установке для изучения процессов коррозии при ультрасверхкритических параметрах рабочего тела: Отчет о НИР (промежуточн.) / ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ»; рук. Рогалев Н.Д., исполн.: Рогалева А.Н.[и др.]. – М., 2015. – 341 с.
113. Zaryankin, A. Summary of approaches for improving throughput of low-pressure cylinders in steam turbines using two-tier stages / A. Zaryankin, N. Rogalev, A. Rogalev, I. Garanin, W. Strielkowski // Contemporary Engineering Sciences. – 2014. – № 7 (34). – pp. 1827-1837.
114. Костюк, А.Г. Динамика и прочность турбомашин: учебник / А.Г. Костюк. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Издательство МЭИ, 2000. – 480 с.
115. Щегляев, А.В. Паровые турбины. Теория теплового процесса и конструкции турбин: учебник в 2 кн. / А.В. Щегляев. – 6-е изд., перераб. и доп. Кн. 1. – М.: Энергоатомиздат, 1993. – 383 с.

116. Bauman, K. Semidouble flow steam turbine. US Patent 1405090, 31.01.1922.
117. Cheng, K. Development of long rotating blade applied in the new generation nuclear steam turbine / K. Cheng, Z. Peng, G. Wang, X. Wu, D. Yu // Proceedings of the 20-th International Conference on Nuclear Engineering and the ASME 2012 Power Conference. – Anaheim, USA, 2012.
118. Fu, W. Three-dimensional numerical flow field simulation and structure optimization of low-pressure last stage exhaust passage in a 600 MW steam turbine / W. Fu, X. Yang, L. Zhou, L. Chen, Z. Wang // Proceedings of the Chinese Society of Electrical Engineering. – 2014. – № 34 (14). – pp. 2267-2273.
119. Haraguchi, M. Nuclear steam turbine with 60 inch last stage blade / M. Haraguchi, T. Nakamura, H. Yoda, T. Kudo, S. Senoo // Proceedings of the 21-st International Conference on Nuclear Engineering. – Chengdu, China, 2013.
120. Pelegrin, J. Long blade technology in the Old World: an experimental approach and some archaeological results / J. Pelegrin // Skilled production and social reproduction. – 2006. – № 2. – pp. 37-68.
121. Luxa, M. High-speed aerodynamic investigation of the midsection of a 48" rotor blade for the last stage of steam turbine / M. Luxa, D. Simurda, P. Safarik, J. Synac, B. Rudas // Proceedings of the 10th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics. – Lappeenranta, Finland, 2013.
122. Некрасов, А.Л. Разработка новой рабочей лопатки длиной 1400 мм для быстроходных паровых турбин / А.Л. Некрасов, А.С. Лисянский, Ю.К. Петреня, В.Г. Грибин // Материалы конференции «Знания рожают энергию». – Москва, Россия, 2009.
123. Нишневич, В.И. Анализ и перспективы применения двухъярусных выхлопов в проточных частях низкого давления мощных паровых турбин / В.И. Нишневич, М.В. Бакурадзе, Л.П. Сафонов, П.В. Храбров // Труды ЦКТИ. – 1978. – № 159. – С. 46-59.
124. Рохлин, В.Е. Проектно-расчетное исследование проточной части с разделением и поворотом потока для быстроходных турбоагрегатов / В.Е. Рохлин, М.В. Бакурадзе // Труды ЦКТИ. – 1988. – № 192. – стр. 46-51.
125. Юрик, Е.А. Пути повышения пропускной способности цилиндров низкого давления конденсационных турбин / Е.А. Юрик, А.Е. Зарянкин // Электронный журнал: наука, техника и образование. – 2016. – № 2 (6). – С. 30-36.
126. Недавний, В.В. Применение цилиндров повышенной пропускной способности для паровых турбин большой мощности / В.В. Недавний, А.С. Ласкин // Труды Академэнерго. – 2014. – № 2. – С. 43-52.
127. Недавний, В.В. Тихоходная паровая турбина класса 1200 МВт с применением ступени баумана / В.В. Недавний, А.С. Ласкин // Труды Академэнерго. – 2014. – № 1. – С. 54-61.

128. Недавний, В.В. Возможности создания паровых турбин большой мощности с уменьшенными габаритными размерами / В.В. Недавний, А.С. Ласкин // Энергетик. – 2014. – № 8. – С. 48-51.
129. Zakrzewski, W. Modeling of Baumann's turbine stage operation. Part I: Flow / W. Zakrzewski, L. Nastalek, J. Badur, K. Jesionek, K. Stras, M. Maslyk // Archiwum Energetyki. – 2012. – № 42 (2). – pp. 175-183.
130. Jesionek, K. Modelling of the Baumann turbine stage operation. Part II: Free and kinetic vibrations / K. Jesionek, J. Kron, W. Zakrzewski, D. Sławinski, S. Kornet, P. Ziolkowski, J. Badur // Archiwum Energetyki. – 2013. – № 43 (1/2). – pp. 61-74.
131. Пат. 2296224 Российская Федерация, МПК F01D 5/06. Проточная часть паровой турбины / Зарянкин А.Е., Арианов С.В., Зарянкин В.А.; заявитель и патентообладатель ЗАО «ЭНТЭК» – № 20061228777/06; заявл. 28.06.2006; опубл. 27.03.2007. Бюл. № 9. – 9 с.
132. Пат. 2372491 Российская Федерация, МПК F01D 1/04, F01D 5/02, F01D 9/02. Двухъярусный цилиндр низкого давления конденсационной паровой турбины / Зарянкин А.Е., Арианов С.В., Зарянкин В.А.; заявитель и патентообладатель ЗАО «ЭНТЭК» – № 20061228777/06; заявл. 30.10.2007; опубл. 10.05.2009. Бюл. № 13. – 7 с.
133. Пат. 2378516 Российская Федерация, МПК F01D 1/04, F01D 5/12. Двухъярусная ступень двухъярусного цилиндра низкого давления паровой турбины / Зарянкин А.Е., Арианов С.В.; заявитель и патентообладатель ЗАО «ЭНТЭК» – № 2008111360/06; заявл. 26.03.2008; опубл. 10.01.2010. Бюл. № 1. – 10 с.
134. Рогалев, А.Н. Разработка и исследование высокотемпературных паротурбинных технологий производства электроэнергии: дисс. канд. техн. наук: 05.14.01 / Рогалев Андрей Николаевич. – М., 2012. – 223 с.
135. Гаранин, И.В. Высокотемпературные технологии производства электроэнергии и способы их практической реализации: дисс. канд. техн. наук: 05.14.01 / Гаранин Иван Владимирович. – М., 2016. – 200 с.
136. Зарянкин, А.Е. Новый двухъярусный цилиндр низкого давления для сверхмощных паровых турбин / А.Е. Зарянкин, В.А. Зарянкин, Е.А. Шебанова, С.В. Арианов // Тяжелое машиностроение. – 2008. – № 7. – С.2-5.
137. Зарянкин, А.Е. Перспективы применения двухъярусных ЦНД в энергоблоках паровых турбин / А.Е. Зарянкин, С.В. Арианов, В.А. Зарянкин, А.В. Павлов // Теплоэнергетика. – 2009. – № 1. – С.45-51.
138. Разработка научных основ проектирования электростанций с высокотемпературными паровыми турбинами: сборник статей. – М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009. – 299 с.

139. Клименко, А.В. Высокотемпературная газопаротурбинная установка на базе комбинированного топлива / А.В. Клименко, О.О. Мильман, Б.А. Шифрин // Теплоэнергетика. – 2015. – № 11. – С. 43-52.
140. Мильман, О.О. Система отвода тепла и параметры термодинамических циклов высокотемпературных турбин при сжигании природного газа с кислородом в среде водяного пара / О.О. Мильман, А.В. Птахин, Б.А. Шифрин // Труды 6-ой Российской национальной конференции по теплообмену. – М.: Издательский дом МЭИ, 2014. – С. 466-468.
141. Малышенко, С.П. Некоторый термодинамические и технико-экономические аспекты применения водорода как энергоносителя в электроэнергетике / С.П. Малышенко, О.В. Назарова, Ю.А. Сарумов // Атомно-водородная энергетика и технология. – 1986. – № 7. – С. 105-126.
142. Шпильрайн, Э.Э. Применение водорода в энергетике и в энергетических комплексах / Э.Э. Шпильрайн, Ю.А. Сарумов, О.С. Попель // Атомно-водородная энергетика и технология. – 1982. – № 4. – С. 5-22.
143. Аминов, Р.З. Оценка эффективности водородных циклов на базе внепиковой электроэнергии АЭС / Р.З. Аминов, А.Н. Байрамов, О.В. Шацкова // Теплоэнергетика. – 2009. – № 11. – С. 41-45.
144. Байрамов, А.Н. Эффективность интеграции АЭС с водородным энергетическим комплексом: дисс. канд. техн. наук: 05.14.01 / Байрамов Артем Николаевич. – Саратов, 2010. – 142 с.
145. Бирюкова, Т.М. Возможность использования водорода для производства пиковой электроэнергии / Т.М. Бирюкова, Л.В. Иглова, В.С. Шульгина, А.Р. Монастырская, Л.К. Хохлова // Теплоэнергетика. – 1978. – № 9. – С. 64-67.
146. Введение в водородную энергетику / Э.Э. Шпильрайн, С.П. Малышенко, Г.Г. Кулушов; под ред. В.А. Легасова – М.: Издательство Энергоатомиздат, 1984. – 264 с.
147. Bannister, R.L. Development of Hydrogen-Fueled Combustion Turbine Cycle for Power Generation / R.L. Bannister, R. A. Newby, W. C. Yang // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. – 1998. – № 120 (2). - pp. 276-283.
148. Miller, A. Remarks on hydrogen-fuelled combustion turbine cycle / A. Miller, J. Milewski, S. Kiryk // Proceedings of the 2-nd International Scientific Symposium COMPOWER 2000. – Gdansk, Poland, 2000.
149. Miller, A. The conception of hydrogen fuelled gas turbine / A. Miller, J. Lewandowki, K. Badyda, S. Kiryk, J. Milewski // Proceedings of the 4-th International Conference of Modern Devices in Power Plant Industry. – Warsaw, Poland, 2001.

150. Hama, J. Hydrogen fuelled gas turbine – the thermodynamic analysis of the cycle / J. Hama, N. Iki, A. Miller, J. Lewandowski, K. Badyda, S. Kiryk, J. Milewski // Scientific papers of Warsaw University of Technology. Mechanics. – Warsaw, Poland, 2001.
151. Miller, A. New efficient hydrogen-fuelled combustion turbine cycle – a study of configuration and performance / A. Miller, J. Hama, N. Iki, J. Lewandowski, K. Badyda, S. Kiryk, J. Milewski // Proceedings of the 14-th World Hydrogen Energy Conference. – Montreal, Canada, 2002.
152. Miller, A. Hydrogen-fuelled combustion turbine cycle – a realization possibility of HP part / A. Miller, J. Lewandowski, K. Badyda, S. Kiryk, J. Milewski // Turbomachinery. – 2002. – № 22. – pp. 415-422.
153. Milewski, J. Fuel cells – possibilities of application in the power industry / J. Milewski, A. Miller // Proceedings of the 18-th Thermodynamic Congress. – Muszyna, Poland, 2002.
154. Miller, A. Hydrogen combustion turbine cycles / A. Miller, J. Lewandowski, K. Badyda, S. Kiryk, J. Milewski // Archives of Thermodynamics. – 2003. – № 24 (3). – pp. 17-30.
155. Miller, A. Off-design analysis of the Graz cycle performance / A. Miller, J. Lewandowski J., K. Badyda, S. Kiryk, J. Milewski, J. Hama, N. Iki // Proceedings of International Gas Turbine Congress. – Tokyo, Japan, 2003.
156. Аминов, Р.З. Эффективность энергокомплексов на базе АЭС при комбинировании с дополнительными источниками энергии с учетом факторов риска / Р.З. Аминов, В.А. Хрусталеv, А.В. Портянкин // Теплоэнергетика. – 2015. – № 2. – С. 55-62.
157. Аминов, Р.З. Сравнительная оценка эффективности АЭС с использованием сателлитной турбин / Р.З. Аминов, А.Н. Егоров, В.Е. Юрин // Вестник Саратовского государственного технического университета. – 2012. – № 1 (68). – С. 141-145.
158. Аминов, Р.З. Оценка термодинамической эффективности водородных циклов на влажно-паровых АЭС / Р.З. Аминов, А.Н. Егоров // Теплоэнергетика. – 2013. – № 4. – С. 27-33.
159. Аминов, Р.З. Системная эффективность водородных циклов на основе внепиковой электроэнергии АЭС / Р.З. Аминов, А.Н. Байрамов // Известия Российской академии наук. Энергетика. – 2011. – № 4. – С. 52-61.
160. Аминов, Р.З. Комбинирование водородных энергетических циклов с атомными электростанциями / Р.З. Аминов, А.Н. Байрамов. – М. Наука, 2016. – 254 с.
161. Федоров, В.А. Высокоэффективные технологии производства электроэнергии с использованием органического и водородного топлива / В.А. Федоров, О.О. Мильман, Б.А. Шифрин. – М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. – 116 с.
162. Шифрин, Б.А. Расчетно-экспериментальное исследование и термодинамический анализ высокотемпературных паротурбинных установок с комплексным использованием органиче-

ского и водородного топлива: дисс. канд. техн. наук: 05.04.12 / Шифрин Борис Аронович. – Калуга, 2006. – 150 с.

163. Пат. 2311540 Российская Федерация, МПК F01D 15/10. Высокотемпературная паровая турбина / Шифрин Б.А., Мильман О.О., Федоров В.А., Токарь Р.А.; заявители и патентообладатели Шифрин Б.А., Мильман О.О., Федоров В.А., Токарь Р.А. – № 2006102804/06; заявл. 31.01.2006; опубл. 27.11.2007, Бюл. № 33. – 5 с.

164. Пат. 2376481 Российская Федерация, МПК F01K 13/00. Электрогенерирующий комплекс с комбинированным топливом / Фаворский О.Н., Леонтьев А.И., Пялов В.Н., Федоров В.А., Мильман О.О., Замуков В.В., Бельченков С.В.; заявитель и патентообладатель ОАО СПМБМ «Малахит». – № 2008101717/06; заявл. 16.01.2008; опубл. 20.12.2009, Бюл. № 35. – 6 с.

165. Пат. 64699 Российская Федерация, МПК F01K 13/00. Электрогенерирующее устройство с высокотемпературной паровой турбиной / Фаворский О.Н., Леонтьев А.И., Федоров В.А., Мильман О.О.; заявители и патентообладатели Фаворский О.Н., Леонтьев А.И., Федоров В.А., Мильман О.О. – № 2007110037/22; заявл. 19.03.2007; опубл. 10.07.2007, Бюл. № 19. – 7 с.

166. Пат. 82774 Российская Федерация, МПК F01K 13/00. Электростанция с угольно-водородным топливом / Федоров В.А., Мильман О.О., Федоров Д.В.; заявители и патентообладатели Федоров В.А., Мильман О.О., Федоров Д.В. – № 2008144313/22; заявл. 11.11.2008; опубл. 10.05.2009, Бюл. № 13. – 8 с.

167. Пат. 54631 Российская Федерация, МПК F01K 13/00. Электрогенерирующий комплекс с комбинированным топливом / Федоров В.А., Мильман О.О.; заявители и патентообладатели: Федоров В.А., Мильман О.О. – № 2005117807/22; заявл. 08.06.2005; опубл. 10.07.2006, Бюл. № 19. – 9 с.

168. Пат. 2335642 Российская Федерация, МПК F01K 13/00. Электрогенерирующее устройство с высокотемпературной паровой турбиной / Фаворский О.Н., Леонтьев А.И., Федоров В.А., Мильман О.О.; заявители и патентообладатели: Фаворский О.Н., Леонтьев А.И., Федоров В.А., Мильман О.О. – № 2007106296/06; заявл. 19.02.2007; опубл. 10.10.2008, Бюл. № 28. – 9 с.

169. Пат. 166269 Российская Федерация, МПК F02C 7/12, F01D 5/08. Высокотемпературная паротурбинная установка с охлаждаемой турбиной / Мильман О.О., Шифрин Б.А.; заявитель и патентообладатель ЗАО НПВП «Турбокон». – № 2016106227/06; заявл. 24.02.2016; опубл. 20.11.2016, Бюл. № 32. – 3 с.

170. Пат. 156582 Российская Федерация, МПК F01K 19/04. Высокотемпературная паротурбинная установка / Мильман О.О., Шифрин Б.А.; заявитель и патентообладатель ЗАО НПВП «Турбокон». – № 2015119614/06; заявл. 26.05.2015; опубл. 10.11.2015, Бюл. № 31. – 3 с.

171. Прибатурин, Н.А. Горение смеси метан-кислород в среде перегретого водяного пара атмосферного давления / Н.А. Прибаутин, О.О. Мильман, А.Р. Богомолов, С.С. Азиханов // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. – 2015. – № 12. – С. 39-44.
172. Бабелин, И.Н. Разработка и исследование водородно-кислородного парогенератора мощностью 10 МВт (Т) / И.Н. Бебелин, А.Г. Волков, А.Н. Грязнов, С.П. Малышенко // Теплоэнергетика. – 1997. – № 8. – С. 48-52.
173. Основы современной энергетики: Учебник для вузов в 2 т. / Под общ. ред. Е.М. Амелистова. Т. 1. Современная теплоэнергетика / Под. ред. А.Д. Трухня. – М., 2008. – 472 с.
174. Ильичев, В.А. Экспериментальные исследования рабочих процессов модельной водородной высокотемпературной паротурбинной энергоустановки / В.А. Ильичев, В.И. Пригожин, А.Р. Савич, И.Г. Дроздов, А.А. Пригожин // Вестник Воронежского государственного технического университета. – 2010. – № 6 (8). – С.11-16.
175. Гурьянов, А.И. Теплофизика водородно-кислородных камер сгорания высокотемпературных турбин комбинированных ПГУ / А.И. Гурьянов, Г.Ш. Пиралишвили, И.М. Верещагин // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. – 2011. – № 3 (27). – С. 137-144.
176. Малышенко, С.П., Водородные парогенераторы для перспективной энергетики / С.П. Малышенко // Энергия: экономика, техника, экология. – 2010. – № 2. – С.2-7.
177. Повышение эффективности эксплуатации паротурбинных установок ТЭС и АЭС. Совершенствование паровых турбин / Под ред. Л.А. Хоменка. – СПб.: Издательство ПЭИпк, 2001 – 340 с.
178. Сафонов, Л.П. Внедрение систем принудительного охлаждения элементов турбин мощностью 200-800 МВт / Л.П. Сафонов, В.С. Шаргородский, А.Н. Коваленко, Л.А. Хоменок, С.Ш. Розенбер, В.Л. Шилин, А.П. Огурцов, Н.Н. Гудков, В.Н. Митин // Тяжелое машиностроение. – 1996. – № 1. – С. 27-34.
179. Хоменок, Л.А. Продление ресурса паровых турбин с помощью систем охлаждения термонапряженных участков ЦВД и ЦСД / Л.А. Хоменок, В.В. Божко, И.С. Леонова, И.В. Зайцев, Д.В. Прохоров // Теплоэнергетика. – 2012. – № 3. – С. 21-25.
180. Кантюков, Р.Р. Повышение надежности эксплуатации турбинного оборудования за счет использования системы охлаждения высокотемпературных шпилек корпусов цилиндров / Р.Р. Кантюков, М.С. Тахавиев, Р.В. Лебедев, С.В. Шенкаренко, А.Е. Усачев, Р.К. Авзалов // Транспорт и хранение нефтепродуктов и углеводородного сырья. – 2015. – № 3. – С. 25-29.

181. Зайцев, И.В. Расчетное обоснование эффективности систем охлаждения двухпоточного ротора среднего давления мощных паровых турбин / И.В. Зайцев, Т.А. Игнатьева, В.М. Ляпунов, Л.А. Хоменок // Надежность и безопасность энергетики. – 2012. – № 3 (18). – С. 18-24.
182. Самойлов, О.А. К вопросу выбора технологии парового охлаждения высокотемпературных участков роторов теплофикационных паровых турбин Т-250-240 / О.А. Самойлов, Ю.А. Сахнин, В.Н. Голошумова, Ю.М. Бродов // Вестник ЮУрГУ. Серия Энергетика. – 2016. – № 16 (1). – С. 5-12.
183. Аркадьев, Б.А. Особенности охлаждения паровых турбин на примере турбины СКР-100 на суперкритические параметры пара / Б.А. Аркадьев // Теплоэнергетика. – 2015. – № 10. – С. 42-48.
184. Назаров, В.В. Расчет теплового состояния охлаждаемых паром высокотемпературных элементов проточной части: анализ различных подходов / В.В. Назаров, Н.Н. Кортиков, М.В. Миронова // Теплоэнергетика. – 2011. – № 9. – С. 24-29.
185. Huo, W. Effects of coolant flow rates on cooling performance of the intermediate pressure stages for an ultra-supercritical steam turbine / W. Huo, J. Li, X. Yan // Applied Thermal Engineering. – 2014. – № 62 (2). – pp. 723-731.
186. Галицейский, Б.М. Тепловая защита лопаток турбин / Б.М. Галицейский, В.Д. Совершенный, В.Ф. Формалев, М.С. Черный; под редакцией Б.М. Галицейского. – М.: Издательство во МАИ, 1996. – 356 с.
187. Копелев, С.З. Конструкция и расчет систем охлаждения ГТД / С.З. Копелев, А.Ф. Слитенко; под ред. А.Ф. Слитенко. – Харьков: Издательство «Основа» при Харьковском университете, 1994. – 240 с.
188. Костеж, В.К. Нестационарное тепловое состояние диска турбины высокого давления двигателя Д-18Т. Техническая справка № 10317 / В.К. Костеж, С.В. Харьковский // ЦИАМ. – 1985.
189. Харьковский, С.В. Квазитрехмерная модель теплового состояния пера лопатки / С.В. Харьковский // Тезисы докладов XII научно-технической конференции молодых ученых и специалистов ЦИАМ // Труды ЦИАМ. – 1988. – № 1235. – ч.3.
190. Кривоносова, В.В. Разработка эффективной системы охлаждения энергетической газотурбинной установки среднего класса мощности с применением современных расчетно-экспериментальных методов: дисс. канд. техн. наук: 05.04.12 / Кривоносова Виктория Владимировна. – СПб., 2013. – 160 с.
191. Соколов, Н.П. Гидравлические сопротивления в каналах прямоугольного сечения со скрещивающимся оребрением / Н.П. Соколов, В.Г. Полищук, К.Д. Андреев // Научно-

технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. – 2013. – № 171. – С. 85-94.

192. Соколов, Н.П. Теплообмен в каналах прямоугольного сечения со скрещивающимся оребрением / Н.П. Соколов, В.Г. Полищук, К.Д. Андреев // Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. – 2013. – № 3 (178). – С. 17-27.

193. Харьковский, С.В. Разработка и внедрение методов численного моделирования теплового состояния охлаждаемых турбин: дисс. канд. техн. наук: 01.04.14 / Харьковский Сергей Валентинович. – М., 2001. – 250 с.

194. Каплун, А.Б. ANSYS в руках инженера: практическое руководство / А.Б. Каплун, Е.М. Морозов, М.А. Олферьева. – 2-е изд., испр. – М.: УРСС, 2004. – 269 с.

195. Ртищев, В.В. Охлаждаемые лопатки турбины энергетической газотурбинной установки среднего класса мощности ГТЭ-65 / В.В. Ртищев, В.В. Кривоносова, Ю.М. Сундуков, В.Е. Михайлов, М.С. Золотогоров // Электрические станции. – 2009. – № 10. – С. 2-7.

196. Хоменок, Л.А. Экспериментально- расчетные исследования охлаждаемых лопаток ГТЭ-65 / Л.А. Хоменок, М.С. Золотогоров, А.Г. Николаев, И.Н. Егоров, А.С. Лебедев, В.В. Кривоносова, Ю.М. Сундуков // Теплоэнергетика. – 2008. – № 1. – С. 42-46.

197. Тепловые и гидравлические характеристики охлаждаемых лопаток газовых турбин / С.З. Копелев, М.Н. Галкин, А.А. Харин, И.В. Шевченко. – М.: Машиностроение, 1993. – 176 с.

198. Ding, K. Test of jet engine turbine blades by thermography / K. Ding // Optical engineering. – 1985. – № 24 (6). – pp. 1055-1059.

199. Карпухин, В.И. Измерение температуры с помощью облученного алмаза / В.И. Карпухин, В.А. Николаенко. – М.: Атомиздат, 1971. – 71 с.

200. Николаенко, В.А. Разработка и опыт использования измерителя максимальной температуры кристаллического / В.А. Николаенко. – М: ИАЭ, 1979. – 36 с.

201. Шевченко, И.В. Методика и оборудование для тепловизионного контроля тепловых характеристик охлаждаемых лопаток турбин / И.В. Шевченко, Н.В. Логвиненко // Авиационная промышленность. – 2006. – № 2. – С. 53-57.

202. Шевченко, М.И. Проектирование охлаждаемых деталей ГТД с опережающей верификацией теплогидравлических моделей на примере охлаждаемых лопаток газовой турбины: дисс. канд. техн. наук: 05.07.10 / Шевченко Михаил Игоревич. – М., 2017. – 193 с.

203. Louvis, E. Selective laser melting of aluminium components / E. Louvis, P. Fox, C. J. Sutcliffe // Journal of Materials Processing Technology. – 2011. – № 211 (2). – pp. 275-284.

204. Зленко, М.А. Аддитивные технологии в машиностроении / М.А. Зленко, М.В. Нагайцев, В.М. Довбыш. – М.: ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», 2015. – 220 с.

205. Sedlov A., Bauer, A., Mozharov, A., Gritsch, M., Kostege, V. Faster design of gas turbine parts using rapid prototype models for verification of coolant flow characteristics / Proceedings of Turbine Technical Conference and Exposition, San Antonio, TX, USA, 2013.
206. Campanelli, S.L. Capabilities and performances of the selective laser melting process [Электронный ресурс] / S.L. Campanelli, N. Contuzzi, A. Angelastro, A.D. Ludovico // New Trends in Technologies: Devices, Computer, Communication and Industrial Systems; ed. M.J. Er. – Sciyo, 2010. – pp. 233-252.
207. Nuclear power reactors in the world. – Vienna: International Atomic Energy Agency, 2017. – p. 79.
208. Зорин, В.М. Атомные электростанции: учебное пособие / В.М. Зорин. – М.: Издательский дом МЭИ, 2012. – 669 с.
209. Габараев, Б.А. Атомная энергетика XXI века: учебное пособие / Б.А. Габараев, Ю.Б. Смирнов, Ю.С. Черепнин – М.: Издательский дом МЭИ, 2013. – 250 с.
210. Стерман, Л.С. Тепловые и атомные электрические станции: учебник / Л.С. Стерман, В.М. Лавыгин, С.Г. Тишин – М.: Издательский дом МЭИ, 2008. – 463 с.
211. Lillington, J. The future of nuclear power / J. Lillington. – Oxford: Elsevier Ltd, 2004. – 414 p.
212. Перспективные ядерные топливные циклы и реакторы нового поколения: учебное пособие / В.И. Бойко, Д.Г. Демянюк, Ф.П. Кошелев, В.Н. Мещеряков, И.В. Шаманин, В.В. Шидловский. – Томск: Издательство Томского политехнического университета, 2009. – 517 с.
213. Теплоэнергетика и теплотехника: справочник в 4 кн. / Под общ. ред. А. В. Клименко, В. М. Зорин. Кн. 3. Тепловые и атомные электростанции. – М.: Издательский дом МЭИ, 2007. – 648 с.
214. Кириллов, П.Л. Водоохлаждаемые реакторы на воде сверхкритических параметров (предложения по программе и путям развития работ) / П.Л. Кириллов // Сборник трудов отраслевого научно-технического семинара «Реакторы на сверхкритических параметрах воды». – Обнинск: ФЭИ, 2007. – С. 4-15.
215. Драгунов, Ю.Г. Водоохлаждаемые реакторы со сверхкритическими параметрами (ВВЭР-СКД) – перспективные реакторы 4-го поколения / Ю.Г. Драгунов, С.Б. Рыжов, М.П. Никитенко, И.Н. Васильченко, А.О. Плющ, В.М. Махин, В.М. Поплавский, П.Л. Кириллов, Ю.Д. Баранаев, А.П. Глебов, Ю.М. Семченков, Г.Л. Лунин, А.С. Духовенский, П.Н. Алексеев // Труды 5-ой Международной научно-технической конференции «Обеспечение безопасности АЭС с ВВЭР». – Подольск: Гидропрогресс, 2007. – Т. 1. – С. 30-38.
216. Баранаев, Ю.Д. Реакторы, охлаждаемые водой сверхкритического давления при двухходовой схеме движения теплоносителя / Ю.Д. Баранаев, А.П. Глебов, А.В. Клушин, В.Я. Коз-

лов, В.М. Махин, С.Н. Кобелев, С.В. Семиглазов, В.В. Вьялицин // Сборник трудов отраслевого научно-технического семинара «Реакторы на сверхкритических параметрах воды». – Обнинск: ФЭИ, 2007. – С. 28-39.

217. Викулов, В.К. Водографитовый энергетический реактор со сверхкритическим давлением теплоносителя (ВГЭРС) / В.К. Викулов, В.Е. Грымко, И.И. Гроздов, А.А. Петров, А.Ф. Финякин // Сборник трудов отраслевого научно-технического семинара «Реакторы на сверхкритических параметрах воды». – Обнинск: ФЭИ, 2007. – С. 40-47.

218. Семченков, Ю.М. Проблемы и перспективы легководных реакторов нового поколения со сверхкритическим давлением / Ю.М. Семченков, А.С. Духовенский, П.Н. Алексеев, А.А. Прошкин, В.Н. Мухачев, В.Н. Седов, А.В. Чибиняев // Теплоэнергетика. – 2008. – № 5. – С. 6-11.

219. Юрьев, Ю.С. Применение залива активной зоны сплавом Pb-Bi в случае аварии АЭС с потерей теплоносителя сверхкритических параметров / Ю.С. Юрьев, С.И. Морозова, В.М. Абдулкадыров, И.А. Чусов // Сборник трудов отраслевого научно-технического семинара «Реакторы на сверхкритических параметрах воды». – Обнинск: ФЭИ, 2007. – С. 85-88.

220. Абдулкадыров, В.М. Расчет пароперегревателя в прямоточной схеме АЭС с реактором сверхкритического давления / В.М. Абдулкадыров, Г.П. Богословская // Сборник трудов отраслевого научно-технического семинара «Реакторы на сверхкритических параметрах воды». – Обнинск: ФЭИ, 2007. – С. 161-172.

221. Oka, Y. Super light water reactors and super fast reactors. Supercritical-pressure light water cooled reactors / Y. Oka, S. Koshizuka, Y. Ishiwatari, A. Yamaji. – New York, USA: Springer Science, 2010. – 651 p.

222. Махин, В.М. Концептуальные предложения по водоохлаждаемому реактору со сверхкритическими параметрами (обзор зарубежных и российских разработок SCWR) / В.М. Махин, А.Н. Чуркин // Вопросы атомной науки и техники. Серия: Физика ядерных реакторов. – 2017. – № 1. – С. 48-65.

223. Абдулкадыров, В.М. Термодинамические циклы АЭС, работающих на сверхкритических параметрах воды / В.М. Абдулкадыров, Г.П. Богословская, В.А. Грабежная // Известия высших учебных заведений. Ядерная энергетика. – 2012. – № 4. – С. 85-91.

224. Фонарев, Б.И. Возможные пути создания одноконтурного энергоблока АЭС с легководным теплоносителем сверхкритического давления и активной зоной на основе микротопливных элементов / Б.И. Фонарев, Е.И. Гришанин, Л.Н. Фальковский, В.И. Мелькин, Ю.В. Филимонов, Г.А. Филиппов // Вопросы атомной науки и техники. Серия: Обеспечение безопасности АЭС. – 2011. – № 30. – С. 146-158.

225. Нестеров, Ю.В. Тепловая схема и оборудование II контура энергоблока АЭС с реакторной установкой БРЕСТ-ОД-300 для докритических параметров пара / Ю.В. Нестеров, А.С. Лисянский, Е.И. Макарова, Л.Я., Бальва, П.Ю. Приходько // Теплоэнергетика. – 2011. – № 6. – С. 32-36.

226. Ошканов, Н.Н. Жидкометаллический реактор БН-600 – основные особенности и опыт эксплуатации / Н.Н. Ошканов, П.П. Говоров // Известия высших учебных заведений. Ядерная энергетика. – 2009. – № 2. – С. 7-20.

227. Петров, А.А. Использование опыта Белоярской аэс в области ядерного перегрева при создании ядерных реакторов нового поколения с повышенными и сверхкритическими параметрами теплоносителя / А.А. Петров, А.А. Роменков, О.А. Ярмоленко / Известия высших учебных заведений. Ядерная энергетика. – 2009. – № 2. – С. 21-29.

228. Походяев, С.Б. Ядерный парогазовый цикл – путь экономии углеводородных энерго-ресурсов / С.Б. Походяев, Ю.И. Аношкин, Ю.С. Походяева // Газотурбинные технологии. – 2008. – № 9. – С. 14-17.

229. Кряжев, А.В. Эффективность парогазовых энергоблоков АЭС с регенеративным подогревом питательной воды / А.В. Кряжев // Сборник научных трудов всероссийской научно-технической конференции «Теплотехнические основы энергетических технологий». – Томск: Издательство Томского политехнического университета, 2010. – С. 150-154.

230. Щелкин, С.Е. Повышение энергоэффективности АЭС / С.Е. Щелкин, О.Л. Ташлыков, А.М. Дубинин / Известия высших учебных заведений. Ядерная энергетика. – 2015. – № 4. – С.15-25.

231. Кряжев, А.В. Использование парогазовой технологии на АЭС / А.В. Кряжев, А.М. Антонова // Известия высших учебных заведений. Ядерная энергетика. – 2010. – № 1. – С. 56-61.

232. Наумов, А.С. Комбинирование АЭС и ГТУ – один из путей повышения эффективности АЭС в энергосистемах / А.С. Наумов, В.А. Хрусталева // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. – 2012. – № 5-6. – С. 85-94.

233. Касилов, В.Ф. Перспективы использования парогазовых технологий в энергоблоках атомных электростанций / В.Ф. Касилов, А.В. Низовой // Научные исследования: от теории к практике. – 2015. – № 4 (5). – С. 34-38.

234. Хрусталева, В.А. Вопросы комбинирования схем ГТУ и АЭС и их эффективность / В.А. Хрусталева, А.С. Наумов // Вестник Саратовского государственного технического университета. – 2011. – № 1 (54). – С. 142-149.

235. Калафати, Д.Д. Термодинамические циклы атомных электростанций / Д.Д. Калафати. М., Л.: Госэнергоиздат, 1963. – 280 с.

236. Дронов, П.В. Методика оценки машин и оборудования / П.В. Дронов. – М.: МФПА, 2005 – 58 с.
237. Щепотьев, А.В. Оценка стоимости предприятия (бизнеса): учебное пособие / А.В. Щепотьев, А.А. Вязьмов, Т.Е. Карпова. – Тула: Тульский институт экономики и информатики, 2013. – 124 с.
238. Оценка стоимости предприятий: учебно-методический комплекс / Г.Н. Ронова, П.Ю. Королев, А.Н. Осоргин, М.Р. Хаджиев, Д.И. Тишин. – М.: Издательский центр ЕАОН, 2008. – 157 с.
239. Лисин, Е.М. Анализ подходов к прогнозированию технико-экономических характеристик нового энергетического оборудования / Е.М. Лисин, А.Н. Рогалев, И.И. Комаров // Материалы 12-ой Международной научно-практической конференции «Инновационная экономика и промышленная политика региона». – СПб: Издательство СПбПУ, 2014. – С. 244-261.
240. Теоретические и экспериментальные исследования по созданию высокотемпературных паротурбинных установок для гибридных энергоблоков. Выбор направления исследований. Экспериментальные исследования поставленных перед НИР задач. Обобщение и оценка результатов исследований: Отчет о НИР (заключител.) / ФГБОУ ВПО «НИУ «МЭИ»; рук. Курдюкова Г.Н.; исполн.: Шувалова Д.Г. [и др.]. – М., 2013. – 227 с.
241. Рогалев, Н.Д. К вопросу о реализации высокотемпературных паротурбинных электрических станций / Н.Д. Рогалев, А.Н. Рогалев, Е.Н. Олейникова // Материалы 7-ой Международной конференции молодых ученых «Электротехника. Электротехнология. Энергетика». – Новосибирск: Издательство НГТУ, 2015. – С. 383-387.
242. Rogalev, N. High-temperature technologies of electric energy production on steam-turbine power plants / N. Rogalev, A. Rogalev, E. Oleynikova // Applied Mechanics and Materials. – 2015. – № 792. – pp. 364-369.
243. Седлов, А.С. Высокотемпературные технологии производства электроэнергии на паротурбинных установках угольных электростанций / А.С. Седлов, Н.Д. Рогалев, И.И. Комаров, И.В. Гаранин, А.Н. Рогалев // Новое в российской электроэнергетике. – 2016. – № 9. – С. 6-22.
244. Исследование технологических и экономических аспектов использования водорода в качестве топливного ресурса на энергетических установках угольных ТЭС большой мощности, работающих на гибридном принципе: использовании угля и водорода: Отчет о НИР (промежуточн.) / ФГБОУ ВПО «НИУ «МЭИ»; рук. Рогалев Н.Д.; исполн.: Лыкова О.А. [и др.]. – М., 2013. – 140 с.
245. Создание научно-технического задела для разработки угольных энергоблоков с ультрасверхкритическими параметрами пара. Выбор направления исследований: Отчет о НИР

(промежуточн.) / ФГБОУ ВПО «НИУ «МЭИ»; рук. Рогалев Н.Д.; исполн.: Рогалев А.Н. [и др.]. – М., 2014. – 311 с.

246. Wilcock, R.C. The effect of turbine blade cooling on the cycle efficiency of gas turbine power cycles / R.C. Wilcock, J.B. Young, J.H. Horlock // *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. – 2005. – № 127 (1). – pp. 109-120.

247. Young, J.B. Modelling the air-cooled gas turbine: Part 1 – General thermodynamics / J. B. Young, R. C. Wilcock // *Journal of Turbomachinery*. – 2002. – № 124 (2). – pp. 207-213.

248. Young, J.B. Modelling the air-cooled gas turbine: Part 2 – Coolant flows and losses / J.B. Young, R.C. Wilcock // *Journal of Turbomachinery*. – 2002. – № 124 (2). – pp. 214-221.

249. Рогалев, А.Н. Способы повышения конкурентоспособности высокотемпературных энергетических комплексов / А.Н. Рогалев // *Новое в российской электроэнергетике*. – 2018. – № 2. – С. 6-21.

250. Теоретические и экспериментальные исследования по созданию высокотемпературных паротурбинных установок для гибридных энергоблоков. Выбор направления исследований. Теоретические и экспериментальные исследования поставленных перед НИР задач: Отчет о НИР (промежуточн.) / ФГБОУ ВПО «НИУ «МЭИ»; рук. Курдюкова Г.Н.; исполн.: Шувалова Д.Г. [и др.]. – М., 2013. – 462 с.

251. Зарянкин, А.Е. Возможные пути перехода к высокотемпературным паротурбинным установкам / А.Е. Зарянкин, А.Н. Рогалев, Г.В. Сойко // *Естественные и технические науки*. – 2013. – № 5 (67). – С. 228-233.

252. Расчет и конструктивная схема камеры сгорания водородного топлива и система смещения продуктов сгорания (пара) с влажным паром после цилиндра высокого давления: Отчет о НИР (промежуточн.) / ФГБОУ ВПО «НИУ «МЭИ»; рук. Рогалев Н.Д.; исполн.: Лыкова О.А. [и др.]. – М., 2013. – 115 с.

253. Zaryankin, A.E. Turbine of nuclear power plant with outer steam superheater / A.E. Zaryankin, N.A. Zroichikov, S.V. Arianov, A.N. Rogalev // *Proceedings of the 6-th Conference on Power System Engineering, Thermodynamics and Fluid Flow*. – Pilsen, Czech Republic, 2007.

254. Zaryankin, A. Turbine of nuclear power plant with outer steam superheater / A. Zaryankin, S. Arianov, N. Rogalev, A. Rogalev // *Proceedings of the 8-th International Symposium on Compressor and Turbine Flow Systems – Theory and Applications Areas*. – Lodz, Poland, 2008.

255. Zaryankin, A.E. Super powerful steam turbine for hybrid nuclear power plants / A.E. Zaryankin, V.A. Zaryankin, S.V. Arianov, P.M. Kraushkin, A.N. Rogalev // *Proceedings of the 8-th European Conference on Turbomachinery: Fluid Dynamics and Thermodynamics*. – Graz, Austria, 2009.

256. Zaryankin, A. Hybrid electric power installations with high temperature steam turbines and hydrogen steam superheating / A. Zaryankin, A. Sedlov, S. Arianov, A. Rogalev // *Archiwum Energetyki*. – 2010. – № 40. – pp. 207-221.

257. Зарянкин, А.Е. Гибридные АЭС с внешним по отношению к реактору перегревом пара / А.Е. Зарянкин, А.Н. Рогалев // *Материалы Международной научно-технической конференции «Состояние и перспективы развития электротехнологии»*. – Иваново, 2011. – С. 79-82.

258. Зарянкин, А.Е. Турбоустановка АЭС с внешним пароперегревателем / А.Е. Зарянкин, Н.Д. Рогалев, М.Г. Лысков, А.Н. Рогалев // *Вестник Московского энергетического института*. – 2011. – № 4. – С. 12-18.

259. Zaryankin, A. Nuclear power plants with super-powerful high-temperature steam turbine / A. Zaryankin, N. Rogalev, G. Kurdiukova, A. Rogalev, E. Lisin, W. Strielkowski // *Contemporary Engineering Sciences*. – 2014. – № 7 (10). – pp. 457-468.

260. Zaryankin, A. Thermodynamical aspects of the passage to hybrid nuclear power plants/ A. Zaryankin, A. Rogalev, I. Komarov // *WIT Transactions on Ecology and the Environment*. – 2014. – № 190. – pp. 273-283.

261. Зарянкин, А.Е. Высокотемпературные технологии производства электроэнергии на АЭС с реакторными установками ВВЭР-1000 / А.Е. Зарянкин, М.Г. Лысков, А.Н. Рогалев // *Материалы 18-ой Международной научной школы «Проблемы газодинамики и теплообмена в энергетических технологиях»*. – М.: Издательство МЭИ, 2011. – С. 179-181.

262. Zaryankin, A.E. Prospect and technical possibility of the passage to hybrid nuclear power plants with outer steam superheater / A.E. Zaryankin, N.D. Rogalev, A.E. Rogalev, S.V. Arianov // *Proceedings of the 10-th International Symposium on Compressor and Turbine Flow Systems –Theory and Applications Areas*. – Lodz, Poland, 2011.

263. Zaryankin, A. Super powerful steam superheaters and turbines for hybrid nuclear power plants / A. Zaryankin, M. Lyskov, S. Arianov, A. Rogalev // *Journal of Power Technology*. – 2011. – № 91 (4). – pp. 191-197.

264. Соколов, В.П. Особенности создания автоматизированных систем технологической подготовки производства предприятий наукоемких отраслей / В.П. Соколов, И.А. Милуков, И.В. Завалишин, А.Н. Рогалев // *Наука и технологии в промышленности*. – 2015. – № 3. – С. 77-83.

265. Milukov, I.A. Efficiency improvement of technological preparation of power equipment manufacturing / I.A. Milukov, A.N. Rogalev, V.P. Sokolov, I.V. Shevchenko // *Journal of Physics: Conference Series*. – 2017. – № 891. – 012282.

266. Соколов, В.П. АСТПП – ключевой фактор внедрения инновационных технологий в наукоемком авиастроении XXI века // В.П. Соколов, И.А. Милуков, И.В. Завалишин, Ю.С.

Елисеев / Международная энциклопедия CALS. Авиационно-космическое машиностроение // Под ред. А.Г. Братухина. – М.: ОАО «НИЦ АСК», 2015. – С. 332-344.

267. Милуков, И.А. Инновационные технологии проектирования в авиастроении / И.А. Милуков, А.Н. Рогалев, В.П. Соколов // Авиационная промышленность. – 2017. – № 4. – С. 17-23.

268. Rogalev, N. Steam boilers' advanced constructive solutions for the ultra-supercritical power plants / N. Rogalev, V. Prokhorov, A. Rogalev, I. Komarov, V. Kindra // International Journal of Applied Engineering Research. – 2016. – № 11(18). – pp. 9297-9306.

269. Рогалев, Н.Д. Перспективные конструктивные решения паровых котлов для энергоблоков с ультрасверхкритическими параметрами пара / Н.Д. Рогалев, В.Б. Прохоров, А.Н. Рогалев, И.И. Комаров, А.А. Кочерова, Д.М. Ростова // Труды международной научно-практической конференции «Уголь-ЭКО-2016». – М.: Издательский дом МЭИ, 2016. – С. 111-120.

270. Разработка облика котельного агрегата для энергоблока с ультрасверхкритическими параметрами. Проведение теоретических исследований. Реконструкция экспериментальной установки для изучения процессов коррозии при ультрасверхкритических параметрах: Отчет о НИР (промежуточн.) / ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ»; рук. Рогалев Н.Д.; исполн.: Рогалев А.Н. [и др.]. – М., 2015. – 292 с.

271. Пат. 2625887 Российская Федерация, МПК F23C 5/32. Топка парогенератора / Рогалев А.Н., Комаров И.И., Гаранин И.В., Вегера А.Н., Ростова Д.М.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ» – № 2016136096; заявл. 07.09.2016; опубл. 19.07.2017, Бюл. № 20. – 9 с.

272. Сидельковский, Л.Н. Котельные установки промышленных предприятий: учебник / Л.Н. Сидельковский, В.Н. Юренев. – 3-е изд., перераб. – М: Энергоатомиздат, 1988. – 526 с.

273. Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод) / Под ред. Н.В. Кузнецова. – М: Энергия, 1973. – 296 с.

274. Варнатц, Ю. Горение: физические и химические аспекты, моделирование, эксперименты, образование загрязняющих веществ / Ю. Варнатц, У. Маас, Р. Диббл; пер. с англ.; под ред. П.А. Власова – М: Физмалит, 2003. – 351 с.

275. Zaryankin, A. Two-tier low pressure cylinders for condensing steam turbines / A. Zaryankin, V.Zaryankin, A. Rogalev, A. Chukin // Proceedings of the 11-th Conference on Power System Engineering, Thermodynamics and Fluid Flow. – Srni, Czech Republic, 2012.

276. Zaryankin, A. Methods of low-pressure cylinders throughput improvement for construction of ultra-high capacity generation units / A. Zaryankin, A. Rogalev, I. Garanin, S. Osipov // WIT Transactions on Ecology and the Environment. – 2015. – № 195. – pp. 149-160.

277. Zaryankin, A. Multi-tier steam turbines. Prospects and particularities. Part 1: Overview of two-tier low-pressure turbines / A. Zaryankin, A. Rogalev, N. Rogalev, I. Garanin, S. Osipov // Contemporary Engineering Sciences. – 2015. – № 8 (21-24). – pp. 1021-1037.

278. Zaryankin, A. Multi-tier steam turbines. Prospects and particularities. Part 2: Two-tier stages for new two-tier low-pressure cylinders with elevated capacity / A. Zaryankin, A. Rogalev, I. Garanin, A. Munitsin, G. Kurdiukova, N. Bychkov // Contemporary Engineering Sciences. – 2015. – № 8 (21-24). – pp. 1039-1056.

279. Седлов, А.С. Перспективы применения двухъярусных проточных частей в цилиндрах низкого давления мощных паровых турбин / А.С. Седлов, А.Е. Зарянкин, А.Н. Рогалев, Е.Ю. Григорьев, И.В. Гаранин, С.К. Осипов // Вестник Ивановского государственного энергетического университета. – 2016. – № 2. – С. 14-20.

280. Седлов, А.С. Технические решения создания новых двухъярусных ступеней для цилиндров низкого давления с повышенной пропускной способностью / А.С. Седлов, А.Е. Зарянкин, А.Н. Рогалев, Е.Ю. Григорьев, И.В. Гаранин, С.К. Осипов // Вестник Ивановского государственного энергетического университета. – 2016. – № 3. – С. 27-34.

281. Zaryankin, A. Double-level low-pressure cylinders – the realistic way to increase the maximum power of the tandem steam turbines / A. Zaryankin, A. Rogalev, I. Garanin, S. Osipov // Proceedings of the 15-th Conference on Power System Engineering, Thermodynamics and Fluid Flow. – Pilsen, Czech Republic, 2016.

282. Zaryankin, A.E. New two-tier low pressure turbine for heavy duty steam turbines Problems of Thermal Physics and Power Engineering / A.E. Zaryankin, A.N. Rogalev, S.K. Osipov, N.M. Bychkov // Journal of Physics: Conference Series. – 2017. – № 891. – 012257.

283. Пат. 139602 Российская Федерация, МПК F01D 5/00. Двухъярусная рабочая лопатка для паровых турбин / Зарянкин А.Е., Зарянкин В.А., Арианов С.В., Рогалев А.Н., Чукин А.Н.; заявитель и патентообладатель ООО «ТурбоЗАР» – № 2013112496/06; заявл 20.03.2013; опубл. 20.04.2014, Бюл. №11. – 2 с.

284. Пат. 2630817 Российская Федерация, МПК F01D 9/04, F01D 5/14. Двухъярусная ступень двухъярусного цилиндра низкого давления / Зарянкин А.Е., Зарянкин В.А., Рогалев А.Н., Гаранин И.В., Осипов С.К.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ» – № 2016145454; заявл 21.11.2016; опубл. 13.09.2017, Бюл. №26. – 9 с.

285. Пат. 2605876 Российская Федерация, МПК F01D 9/04. Диафрагма паровой турбины / Зарянкин А.Е., Рогалев А.Н., Гаранин И.В., Осипов С.К., Зарянкин В.А.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ» – № 2015132459/06; заявл 04.08.2015; опубл. 27.12.2016, Бюл. № 36. – 6 с.

286. Zaryankin, A.E. Method to flow parameters non-uniformity reduction in the after-extraction stages of two-tier low-pressure turbine / A.E. Zaryankin, A.N. Rogalev, S.K. Osipov, V.P. Khudyakova, I.I. Komarov // International Journal of Applied Engineering Research. – 2016. – № 11 (20). – pp. 10299-10306.

287. Пат. 2630951 Российская Федерация, МПК F01D 25/30, F01D 25/24. Послеотборная ступень паровой турбины / Зарянкин А.Е., Рогалев А.Н., Гаранин И.В., Осипов С.К.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ» – № 2016144198; заявл 10.11.2016; опубл. 14.09.2017, Бюл. № 26. – 9 с.

288. Прочностные расчеты новой высокотемпературной турбины. Обоснование ее конструктивной схемы и продольный разрез с обычными и новыми ЦНД: Отчет о НИР (промежуточн.) / ФГБОУ ВПО «НИУ «МЭИ»; рук. Рогалев Н.Д.; исполн.: Лыкова О.А. [и др.]. – М., 2013. – 102 с.

289. Разработка и исследование нового цилиндра низкого давления (ЦНД) повышенной пропускной способности для мощных конденсационных паровых турбин. Выбор направления исследований: Отчет о НИР (промежуточн.) / ФГБОУ ВПО «НИУ «МЭИ»; рук. Зарянкин А.Е.; исполн.; Рогалев А.Н. [и др.]. – М., 2014. – 207 с.

290. Разработка и исследование нового цилиндра низкого давления (ЦНД) повышенной пропускной способности для мощных конденсационных паровых турбин. Теоретические исследования поставленных перед ПНИ задач: Отчет о НИР (промежуточн.) / ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ»; рук. Зарянкин А.Е.; исполн.; Рогалев А.Н. [и др.]. – М., 2015. – 246 с.

291. Разработка и исследование нового цилиндра низкого давления (ЦНД) повышенной пропускной способности для мощных конденсационных паровых турбин. Подготовка к экспериментальным исследованиям: Отчет о НИР (промежуточн.) / ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ»; рук. Зарянкин А.Е.; исполн.; Рогалев А.Н. [и др.]. – М., 2015. – 183 с.

292. Разработка и исследование нового цилиндра низкого давления (ЦНД) повышенной пропускной способности для мощных конденсационных паровых турбин. Экспериментальные исследования поставленных перед ПНИ задач: Отчет о НИР (промежуточн.) / ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ»; рук. Зарянкин А.Е.; исполн.; Рогалев А.Н. [и др.]. – М., 2016. – 277 с.

293. Разработка и исследование нового цилиндра низкого давления (ЦНД) повышенной пропускной способности для мощных конденсационных паровых турбин. Обобщение и оценка результатов исследований: Отчет о НИР (заключительн.) / ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ»; рук. Зарянкин А.Е.; исполн.; Рогалев А.Н. [и др.]. – М., 2016. – 144 с.

294. Zaryankin, A. Newer methods of vibration damping in wide angle diffusers of gas turbines / A. Zaryankin, A. Rogalev, E. Grigoriev // Proceedings of the 12-th Conference on Power System Engineering, Thermodynamics and Fluid Flow. – Pilsen, Czech Republic, 2013.

295. Zaryankin, A. Line summary of approaches for improving vibrational reliability of thermo-mechanical equipment and its interconnecting pipelines at thermal / A. Zaryankin, N. Rogalev, A. Rogalev, A. Kocherova, W. Strielkowski // *Contemporary Engineering Sciences*. – 2014. – № 7 (33-36). – pp. 1793-1806.
296. Zaryankin, A. Aerodynamic filters as means for reducing non-uniformity of velocity fields and stabilizing working fluid flow in channels / A. Zaryankin, A. Rogalev, A. Kocherova, I. Garanin // *Proceedings of the 14-th Conference on Power System Engineering, Thermodynamics and Fluid Flow*. – Pilsen, Czech Republic, 2015.
297. Rogalev, A. Development of new flow stabilizers for increasing of reliability and efficiency of power equipment / A. Rogalev, A. Kocherova, I. Komarov, I. Garain, G. Kurdiukova // *WIT Transactions on Ecology and the Environment*. – 2015. – № 195. – pp. 475-484.
298. Rogalev, A. Application of new flow stabilizers to reduce the flow non-uniformity / A. Rogalev, A. Kocherova, V. Kindra, I. Komarov, S. Osipov // *Contemporary Engineering Sciences*. – 2015. – № 8 (29-32). – pp. 1485-1494.
299. Разработка и создание широкодиапазонного ряда трубопроводных всерезимных стабилизаторов течения на основе модельной отработки опытно-промышленных образцов. Выбор объектов исследования, разработка экспериментальных стендов и методик проведения исследований: Отчет о НИР (промежуточн.) / ФГБОУ ВПО «НИУ «МЭИ»; рук. Рогалев А.Н.; исполн.: Ахмеджанова О.П. [и др.]. – М., 2014. – 164 с.
300. Подготовка к проведению экспериментальных исследований стабилизаторов течения и устройств защиты от динамических нагрузок: Отчет о НИР (промежуточн.) / ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ»; рук. Рогалев А.Н.; исполн.: Ахмеджанова О.П. [и др.]. – М., 2015. – 168 с.
301. Экспериментальное исследование экспериментальных образцов стабилизаторов течения и устройств защиты от динамических нагрузок: Отчет о НИР (заключительн.) / ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ»; рук. Рогалев А.Н.; исполн.: Ахмеджанова О.П. [и др.]. – М., 2016. – 104 с.
302. Зарянкин, А.Е. Исследование и аэродинамическое совершенствование выхлопного патрубка цилиндра низкого давления паровой турбины / А.Е. Зарянкин, Е.Ю. Григорьев, А.Н. Рогалев, И.В. Гаранин // *Вестник Ивановского государственного энергетического университета*. – 2017. – № 2. – С. 18-26.
303. Zaryankin, A. Reduction methods of secondary flow losses in stator blades: numerical and experimental study *Fluid Dynamics and Thermodynamics* / A. Zaryankin, A. Rogalev, V. Kindra, V. Khudyakova, N. Bychkov // *Proceedings of the 12-th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics*. – Stockholm, Sweden, 2017.

304. Проведение экспериментальных исследований элементов нового оборудования энергоблока: Отчет о НИР (промежуточн.) / ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ»; рук. Рогалев Н.Д.; исполн.: Рогалев А.Н. [и др.]. – М., 2016. – 305 с.
305. Рогалев, А.Н. Применение аддитивных лазерных технологий при проектировании охлаждаемых лопаток газовых турбин / А.Н. Рогалев, М.И. Шевченко // Вестник Ивановского государственного энергетического университета. – 2016. – № 3. – С. 34-39.
306. Шевченко, И.В. Применение аддитивных лазерных технологий для натурального моделирования при проектировании охлаждаемых лопаток газовых турбин / И.В. Шевченко, А.Н. Рогалев, М.И. Шевченко // Авиационная промышленность. – 2017. – № 2. – С. 30-36.
307. Шевченко, М.И. Применение аддитивных лазерных технологий для повышения качества проектирования охлаждаемых лопаток газовых турбин / М.И. Шевченко, З.Г. Макарова // Тезисы докладов 8-го Международного аэрокосмического конгресса. – М: МГУ, 2015. – С. 391-392
308. Определение коэффициента теплопроводности твердого тела методом имитационного моделирования: методические указания / В.В. Бухмиров, Т.Е. Созинова, Г.Н. Щербакова, А.В. Пекунова. – Иваново: ИГЭУ, 2003. – 16 с.
309. Leontiev, A.I. Efficiency of surface heat transfer intensifiers for laminar and turbulent flows in heat exchanger channels / A.I. Leontiev, I.A. Popov, Yu. F. Gortyshov, V.V. Olympiev, S.I. Kaskov // Proceedings of the International Mechanical Engineering Congress and Exposition. – Chicago, USA, 2006.
310. Гортышов, Ю.Ф. Сравнительный анализ эффективности интенсификаторов теплоотдачи / Ю.Ф. Гортышов, В.В. Олимпиев, И.А. Попов, О.В. Алексеева // Труды 3-ей Российской национальной конференции по теплообмену. – М.: Издательство МЭИ, 2002. – Т. 6. – С. 75-78.
311. Завалишин, И.В. Особенности технологической подготовки производства деталей турбины газотурбинного двигателя [Электронный ресурс] / И.В. Завалишин, А.Г. Финогеев // Электронный журнал «Труды МАИ». – Выпуск № 56. – С. 1-11. – Режим доступа: <http://www.mai.ru/science/trudy/published.php?ID=30157>
312. Крымов, В.В. Производство лопаток газотурбинных двигателей / В.В. Крымов, Ю.С. Елисеев, К.И. Зудин; под ред. В.В. Крымова. – М.: Машиностроение-Полет, 2002. – 375 с.
313. Ящура, А.И. Система технического обслуживания и ремонта энергетического оборудования: справочник / А.И. Ящура. – М.: ЭНАС, 2012. – 502 с.
314. Долицкий, Н.И. Техничко-экономические показатели производства стационарных паровых турбин / Н.И. Долицкий. – М., Л.: Машиностроение, 1964. – 304 с.
315. Шкленник, Я.И. Литье по выплавляемым моделям / Под общ. ред. Я. И. Шкленника, В. А. Озерова. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1984. – 407 с.

316. Новак, А.В. Итоги работы ТЭК России в 2013 году. Задачи на среднесрочную перспективу [Электронный ресурс]: Презентация / А.В. Новак. – Москва, 2014. – 41 с. – Режим доступа: <http://minenergo.gov.ru/node/3378>.

317. Комаров, И.И. Влияние начальных параметров пара на финансово-экономические показатели высокотемпературных паротурбинных энергоблоков / И.И. Комаров, Н.Д. Рогалев, А.Н. Рогалев, О.В. Злышко, И.В. Львов // Новое в российской электроэнергетике. – 2016. – № 9. – С. 23-40.

318. Разработка прогнозных моделей стоимости нового энергетического оборудования на повышенные параметры: Отчет о НИР (заключительн.) / ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ»; рук. Рогалев А.Н.; исполн.: Лисин Е.М. [и др.]. – М., 2015. – 122 с.

319. Создание научно-технического задела для разработки угольных энергоблоков с ультрасверхкритическими параметрами пара. Обобщение результатов ПНИ. Проведение дополнительных экспериментальных исследований, обобщение полученных научно-технических результатов: Отчет о НИР (заключительн.) / ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ»; рук. Рогалев Н.Д.; исполн.: Рогалев А.Н. [и др.]. – М., 2016. – 407 с.

320. Экономика энергетики: учебник / под ред. Н.Д. Рогалева. – М.: Издательский дом МЭИ, 2011. – 318 с.