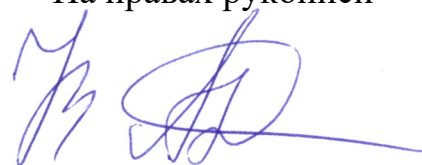


Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«Московский авиационный институт
(национальный исследовательский университет)»

На правах рукописи



Алпатов Иван Владимирович

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ РАСЧЕТА РЕГУЛИРУЕМОГО
РАЗДЕЛИТЕЛЬНОГО УПЛОТНЕНИЯ МЕЖДУ ТУРБИНОЙ И КРИОГЕННЫМ
НАСОСОМ ЖИДКОСТНОГО РАКЕТНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Специальность 2.5.15. – Тепловые, электроракетные двигатели и энергоустановки
летательных аппаратов

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
доктор технических наук, доцент
Иванов Андрей Владимирович

Москва – 2026

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
ГЛАВА 1 Разделительное уплотнение. Функционирование и конструктивные схемы	15
1.1 Методы расчета расхода и моделирования уплотнительных узлов	24
1.1.1 Аналитические методики расчета уплотнений	24
1.1.2 Трехмерное сопряженное моделирование уплотнений.....	25
1.1.3 Одномерные и системные модели агрегатов ЖРД	27
1.1.4 Моделирование нестационарных режимов работы уплотнения: захолаживание и раскрытие	29
1.1.5 Комплексные методики расчета уплотнений	33
1.2 Влияние утечки через уплотнение на энергетические характеристики и напряженно-деформированное состояние турбины	36
1.3 Регулируемые уплотнения и принципы регулирующего воздействия.....	37
1.3.1 Прямое регулирование	38
1.3.2 Непрямое регулирование	44
1.3.3 Быстродействие и предельные усилия регулирования.....	46
1.4 Выводы по главе и постановка задач исследования.....	49
ГЛАВА 2 МЕТОДИКА СОВМЕСТНОГО ГАЗОДИНАМИЧЕСКОГО И ТЕРМОПРОЧНОСТНОГО АНАЛИЗА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ И НДС РК ТНА ЖРД И ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА ВЕЛИЧИНЫ УТЕЧКИ КРИОГЕННОГО ОКИСЛИТЕЛЯ ЧЕРЕЗ РАЗДЕЛИТЕЛЬНОЕ УПЛОТНЕНИЕ .	51
2.1 Сопряженный газодинамический и тепловой расчета рабочего колеса турбины.....	52
2.1.1 Определяющие уравнения в жидкостных доменах	52
2.1.2 Расчетная область и постановка задачи	57
2.1.3 Математическое моделирование сопряженного газодинамического и теплого расчета	63
2.2 Методика расчета напряженно-деформированного состояния рабочего колеса турбины.....	68
2.2.1 Постановка задачи и стратегия передачи нагрузок	68
2.2.2 Определяющие уравнения прочностного анализа	69
2.2.3 Граничные условия и действующие нагрузки.....	70
2.2.4 Математическое моделирование НДС РК турбины	72
2.3 Методика расчета и выбор утечки окислителя через разделительное уплотнение.....	77

2.3.1	Постановка задачи выбора величины утечки	77
2.3.2	Ограничения задачи определения утечки	78
2.3.3	Анализ результатов параметрического расчета и выбор величины утечки	81
2.4	Выводы по главе	83
ГЛАВА 3 РАЗРАБОТКА И ВАЛИДАЦИЯ КОМПЛЕКСНОЙ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ РАЗДЕЛИТЕЛЬНОГО УПЛОТНЕНИЯ В ОДНОМЕРНОЙ ПОСТАНОВКЕ		85
3.1	Разработка математической модели разделительного уплотнения	87
3.1.1	Определяющие уравнения одномерного моделирования разделительного уплотнения.....	91
3.2	Математическое моделирование процесса предстартового захолаживания компонентов ТНА	96
3.3	Валидация математической модели. Моделирование выхода на номинальный режим.....	101
3.4	Выводы по главе	106
ГЛАВА 4 МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РЕГУЛИРУЕМОГО РАЗДЕЛИТЕЛЬНОГО УПЛОТНЕНИЯ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩЕГО ПОДДЕРЖАНИЕ ЗАДАННОЙ ВЕЛИЧИНЫ УТЕЧКИ		107
4.1	Параметрическое исследование регулируемого разделительного уплотнения.....	108
4.1.1	Заданная утечка на номинальном режиме	111
4.1.2	Заданная утечка на разных перепадах давления	115
4.2	Моделирование повторного включения двигателя в полете	119
4.3	Выводы по главе	128
ГЛАВА 5 МЕТОДИКА РАСЧЕТА РЕГУЛИРУЕМОГО РАЗДЕЛИТЕЛЬНОГО УПЛОТНЕНИЯ		129
5.1	Выводы по главе	136
ЗАКЛЮЧЕНИЕ		137
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....		141

ВВЕДЕНИЕ

Современный этап развития ракетного двигателестроения характеризуется переходом от одноразовых средств выведения с жидкостными ракетными двигателями (ЖРД) однократного использования с одним включением в полете к многоразовым космическим системам с возвращаемыми ступенями с двигателями многократного использования с широким диапазоном регулирования, способным выполнять несколько включений в полете с заданными промежутками между ними. Это предъявляет повышенные требования к ресурсу, надежности и стабильности энергетических характеристик турбонасосного агрегата (ТНА) на протяжении всего жизненного цикла двигателя. В ТНА ЖРД для исключения или минимизации утечки из насоса в турбину между ними располагают разделительное уплотнение (РУ). В мощных ЖРД, выполненных по схеме с дожиганием, между насосом, как правило криогенным, и высокотемпературной турбиной ТНА часто располагается стояночное уплотнение (СУ), при невращающемся роторе оно работает как торцовое уплотнение постоянного трения, препятствуя утечке криогенного компонента в полость турбины, обеспечивающее герметичность узла при предстартовом захолаживании и между включениями. После достижения ротором определенной частоты вращения, уплотнение раскрывается за счет перепада давления на нем и переходит в бесконтактное состояние, при этом утечка через него определяется величиной рабочего зазора и перепадом давления. Величина утечки криогенного окислителя в полость турбины определяется типом, характеристиками и конструктивными особенностями бесконтактного уплотнения, являющегося составной частью СУ.

Отрицательное влияние утечки криогенного компонента через разделительное уплотнение ухудшает работу турбины определяется тремя механизмами воздействия. Первый – теплопрочностной: криогенный компонент, попадая на диск рабочего колеса, создает резко неоднородное температурное поле с высоким осевым градиентом, которое совместно с нагружением от центробежных сил и перепада давления формирует несимметричное напряженно-

деформированное состояние диска и его осевое выгибание, известное как «зонтичный эффект». Второй – энергетический, показывающий, что подмешивание окислителя к окислительному генераторному газу в проточной части снижает полную температуру рабочего тела и меняет его состав, сокращая располагаемую работу ступени, а с ней мощность и коэффициент полезного действия турбины. Таким образом, сокращается запас мощности ТНА и ограничивается возможность повышения давления в камере сгорания. Третий – снижение коэффициента полезного действия насоса из-за утечки рабочего тела в турбину. В диссертационной работе подробно рассмотрены первый и второй виды воздействия, так как анализ влияния утечек на эффективность насоса рассмотрена достаточно полно и не требует дополнительного исследования, связанного с работоспособностью РУ.

Особенностью мощных ЖРД является существование длительных переходных режимов: предстартового захлаживания, выхода на режим, останова и повторного запуска, на которых параметры рабочего колеса турбины (РКТ) и РУ существенно отличаются. Наличие таких режимов требует не только определения значения утечек на стационарных режимах работы, но и активного управления их величиной на всех режимах работы двигателя, что обуславливает необходимость разработки регулируемого разделительного уплотнения и соответствующих ему математических моделей. Вместе с тем, в современной литературе совместное численное исследование газодинамического и термопрочностного влияния величины утечки через РУ на характеристики РКТ ТНА, дополненное комплексной математической моделью самого уплотнения с учетом гидромеханических, тепловых и переходных процессов и обоснованием его регулируемой схемы, практически отсутствует.

В связи с изложенным **актуальность темы настоящей работы** определяется: в научном плане – необходимостью развития методики совместного газодинамического и теплопрочностного анализа рабочего колеса турбины ТНА ЖРД с учетом изменения состава и термодинамических свойств рабочего тела вследствие подмешивания утечки криогенного компонента через разделительное

уплотнение, развития одномерных математических моделей РУ ТНА с описанием связанных гидромеханических и тепловых процессов на номинальных и переходных режимах, постановки и обоснования необходимости регулирования величины утечки на различных режимах работы многоразового двигателя; в практическом отношении – разработкой методики выбора величины утечки криогенного компонента через РУ турбины ТНА из условий энергетической эффективности и напряженно-деформированного состояния (НДС) рабочего колеса (РК), стояночного и регулируемого разделительного уплотнений, обеспечивающих прогнозирование рабочих параметров, динамики и теплового состояния узла, и практической реализацией полученных результатов при проектировании ТНА перспективных мощных ЖРД, включая многоразовые двигатели. При выполнении диссертационного исследования расчеты проводились для уплотнения между кислородным насосом и высокотемпературной турбиной, работающей на окислительном генераторном газе, мощного кислородно-керосинового ЖРД разработки АО «НПО Энергомаш».

Степень разработанности темы. Значительный вклад в решение проблем проектирования, расчета и моделирования РУ ТНА ЖРД и их прямых концептуальных аналогов внесли отечественные и зарубежные ученые. Среди отечественных ученых значительный вклад в развитие тематики стояночных и разделительных уплотнений турбонасосных агрегатов жидкостных ракетных двигателей внесли авторы:

Методическую основу расчёта уплотнительных узлов составляют работы отечественной школы: С. В. Фалалеева, А.И. Белоусова и Д. Е. Чегодаева по проектированию торцовых бесконтактных уплотнений двигателей летательных аппаратов, А. И. Голубева и Л. А. Кондакова по систематизации уплотнительной техники, В. А. Мельника по справочному изложению рабочего процесса торцовых уплотнений, Г. В. Макарова по расчёту динамики щелевых уплотнений, А. С. Демуры по торцовым гидродинамическим уплотнениям авиационных двигателей и А. С. Виноградова по связи герметичности уплотнений с параметрами внутренних систем двигателя. Энергетические и прочностные аспекты работы

турбины ТНА ЖРД при наличии утечки через уплотнение развиты специалистами АО «НПО Энергомаш» под руководством В. К. Чванова.

А. В. Иванов, заложивший методические основы проектирования уплотнений проточной части ТНА ЖРД с учетом температурных и силовых деформаций элементов и особенностей их изготовления. Им обобщены подходы к проектированию уплотнений в монографии и учебном пособии, а также разработана конструкция уплотнений с полуподвижными кольцами для насосов ТНА и предложена защищённая патентом РФ схема ТНА с разделительной полостью и уплотнениями вала, отделяющими полость турбины от полости насоса.

Коллектив под руководством Ю. И. Каналина (АО «НПО Энергомаш» им. академика В. П. Глушко), выполнивший численное моделирование работы стояночного уплотнения (СУ) насоса окислителя двигателя РД-191 по результатам огневых испытаний 30 двигателей: определены диапазоны параметров ТНА, при которых осевой зазор в стояночном уплотнении отличен от нуля; установлены режимы раскрытия и закрытия уплотнения; результаты сопоставлены с данными огневых испытаний и подтвердили применимость расчетной методики для анализа при отказах штатных датчиков давления.

Среди иностранных ученых наибольший вклад в развитие тематики разделительных и стояночных уплотнений турбонасосных агрегатов жидкостных ракетных двигателей внесли два коллектива авторов. Коллектив под руководством Бёрчема (R. E. Burcham), NASA / Rocketdyne, США, заложивший в 1970–1980-х годах фундаментальные основы проектирования стояночных и пусковых уплотнений криогенных ТНА: систематизация конструктивных решений и критериев выбора уплотнений ТНА ЖРД эпохи Apollo и Space Shuttle (NASA SP-8121), а также экспериментальная оценка самонастраивающихся торцевых уплотнений и сегментных гелиевых уплотнений; разработка и испытания самоподдерживающихся плавающих кольцевых уплотнений с многократными пусками.

Коллектив под руководством Хазиса (F. B. A. Hasis), Liquid Propulsion Systems Centre, ISRO, Индия, развивший в 2021–2023 годах современное

направление гидравлически активируемых СУ уплотнений для маршевого ТНА кислородно-керосинового двигателя, выполненного по схеме с дожиганием окислительного генераторного газа: разработка и экспериментальная отработка узла в составе ТНА, обзор динамических уплотнительных систем.

Несмотря на многочисленные исследования, вопросы совместного газодинамического и упругопластического анализа рабочего колеса турбины ТНА ЖРД при варьировании величины утечки криогенного окислителя через РУ или СУ в открытой литературе широко не рассматривались. Недостаточно изучены вопросы постановки и решения задачи оптимизации расхода через уплотнение с одновременным учетом конструктивно-эксплуатационных, энергетических и прочностных ограничений. Также не в полной мере рассмотрены вопросы одномерного моделирования РУ ТНА как связанной гидромеханической и тепловой системы на режимах предстартового захлаживания и выхода двигателя на номинальный режим, а также вопросы обоснования конструктивной схемы и силовых параметров регулируемого стояночного уплотнения многофазового ЖРД.

Объектом исследования является разделительное уплотнение, расположенное между насосом окислителя и турбиной ТНА мощного кислородно-керосинового жидкостного ракетного двигателя, выполненного по схеме с дожиганием окислительного генераторного газа, совместно с рабочим колесом турбины.

Предметом исследования является методика совместного расчета и анализа РКТ и РУ, выбор утечки через РУ, одномерная математическая модель РУ и математическая модель регулируемого РУ.

Целью исследования является разработка методики расчета регулируемого РУ криогенного насоса турбонасосного агрегата, направленной на повышение энергетической эффективности и уменьшения напряженно деформированного состояния турбины насоса окислителя на всех режимах работы.

Для достижения поставленной цели сформулированы следующие **задачи**:

1. Анализ энергетических параметров и напряженно-деформированного состояния рабочего колеса турбины насоса окислителя ТНА ЖРД при различных значениях утечки криогенного кислорода через стояночное уплотнение;
2. Постановка и решение задачи выбора величины утечки криогенного компонента через разделительное уплотнение по совокупности конструктивно-эксплуатационных, энергетических и прочностных ограничений;
3. Разработка комплексной математической модели разделительного уплотнения турбонасосного агрегата и её валидация по опубликованным результатам обработки данных огневых испытаний.;
4. Разработка математической модели регулируемого разделительного уплотнения и определение силовых параметров системы регулирования, обеспечивающих поддержание заданной величины утечки криогенного окислителя;
5. Разработка методики расчета регулируемого разделительного уплотнения, комплексно описывающей его рабочие параметры, тепловое состояние и динамику работы.

Научная новизна диссертационного исследования заключается в следующем:

1. Разработана трехуровневая методика математического моделирования рабочего колеса турбины и разделительного уплотнения ТНА ЖРД, в которой, в отличие от известных методик величина утечки является не исходным данным, а варьируемым параметром, а её влияние на энергетические характеристики турбины и на напряженно-деформированное состояние рабочего колеса определяется в единой расчётной схеме;
2. Получены количественные зависимости коэффициента полезного действия, мощности, осредненных по объему и максимальных эквивалентных напряжений и осевого смещения диска рабочего колеса турбины от относительной величины утечки криогенного компонента в диапазоне от 0 до 100 % номинального значения, также установлен двухстадийный характер изменения напряженно-деформированного состояния рабочего колеса;

3. Разработана комплексная математическая модель разделительного уплотнения турбонасосного агрегата в одномерной постановке методом связанных графов, в которой, механическая подсистема подвижного элемента замкнута обратной связью по расходу, а расчетная схема охватывает предстартовое захлаживание и раскрытие уплотнения как единый процесс;

4. Для разделительного уплотнения ТНА ЖРД в качестве поддерживаемой величины принят расход через узел, а не осевой зазор, как во всех известных системах регулирования уплотнений турбомашин. На этой основе определены силовые требования к исполнительному органу в диапазоне относительной утечки 10–100% и диапазоне перепадов давления от 0,5 до 8,5 МПа.

Теоретическая новизна результатов исследования.

Разработана методика совместного газодинамического и упругопластического анализа РКТ ТНА ЖРД при варьировании величины утечки криогенного окислителя через РУ, позволяющая в единой расчетной схеме определять энергетические характеристики ступени и параметры напряженно-деформированного состояния рабочего колеса с учетом изменения состава и термодинамических свойств рабочего тела. Применение методики, для исследуемой конструкции, обеспечивает определение прироста коэффициента полезного действия турбины до 4,64% и прироста мощности до 14,93% при переходе к безрасходной схеме стояночного уплотнения, а также снижение полной деформации рабочего колеса на 7,8%.

Разработана комплексная одномерная математическая модель разделительного уплотнения ТНА методом связанных графов, описывающая гидромеханические и тепловые процессы на режимах предстартового захлаживания, выхода двигателя на номинальный режим и работы на номинальном режиме. Модель валидирована по данным огневых испытаний и обеспечивает прогнозирование утечки, силы на ползуне и осевого зазора уплотнения.

Разработана математическая модель регулируемого разделительного уплотнения, обеспечивающего поддержание заданной величины утечки на

различных режимах работы многоразового ЖРД. Определены силовые требования к исполнительному органу системы регулирования для различных перепадов давления.

Практическая значимость результатов исследования.

Разработанная методика позволяет на этапе проектирования турбонасосного агрегата назначать величину утечки через разделительное уплотнение по совместному критерию, включающему коэффициент полезного действия и мощность турбины, напряженно-деформированное состояние и температуру рабочего колеса, и получать количественную оценку достигаемого выигрыша. Для рассмотренной конструкции переход к безрасходной схеме уплотнения обеспечивает прирост коэффициента полезного действия турбины до 4,64%, прирост мощности до 14,93% и снижение осевого смещения диска на 7,80%; технически реализуемый диапазон относительной утечки 10–20% обеспечивает 12,11–13,60% прироста мощности из максимально возможных 14,93%.

Валидированная одномерная математическая модель разделительного уплотнения обеспечивает прогнозирование утечки, силы на ползуне, осевого зазора и температур элементов конструкции на режимах предстартового захлаживания, выхода двигателя на номинальный режим и работы на номинальном режиме при времени счета, на несколько порядков меньшем, чем при трехмерном сопряженном моделировании. Это делает модель пригодной для анализа влияния отклонений конструктивных и режимных параметров от номинальных значений на работоспособность уплотнения и для восстановления состояния узла при отказах штатных датчиков давления.

Полученные силовые характеристики системы регулирования – максимальная регулирующая сила 16,7 кН при относительной утечке 10% и максимальном перепаде давления и рабочий диапазон 9,3–11,3 кН на номинальном перепаде являются исходными данными для выбора типа и параметров исполнительного органа регулируемого разделительного уплотнения перспективных, в том числе многоразовых, жидкостных ракетных двигателей.

Методология и методы исследования. В настоящей работе применены теоретические и расчетные методы исследования с привлечением опубликованных экспериментальных данных. Решение поставленных задач основывается на известных теоретических положениях газовой динамики турбомашин, теории теплообмена и сопряженного теплообмена, механики деформируемого твердого тела, теории пластичности, теории гидромеханических систем и метода связанных графов, а также на численных методах вычислительной газовой динамики и методе конечных элементов. При проведении численных исследований применялись стационарные осредненные по Рейнольдсу уравнения Навье–Стокса с замыканием турбулентности моделью SST k- ω , кубическое уравнение состояния Пенга–Робинсона для описания свойств кислорода, модель Frozen Rotor для описания взаимодействия соплового аппарата и рабочего колеса, упругопластическая постановка с моделью Bilinear Isotropic Hardening для расчета напряженно-деформированного состояния. Для разработки одномерных моделей применялся метод связанных графов, обеспечивающий единое описание гидравлической, механической и тепловой подсистем. Реализация расчетных моделей выполнена в программных комплексах ANSYS CFX, ANSYS Static Structural и Simcenter Amesim. Экспериментальные данные, привлеченные для параметризации и валидации расчетных моделей, получены из открытых публикаций.

Достоверность результатов исследования. Достоверность и обоснованность теоретических выводов подтверждается использованием апробированных физико-математических моделей и сертифицированных программных комплексов. Сеточная независимость результатов сопряженного газодинамического и теплового расчета подтверждена контролем коэффициента полезного действия и мощности турбины при последовательном измельчении конечно-элементной модели. Достоверность одномерной математической модели разделительного уплотнения подтверждена сопоставлением расчетных значений утечки, силы на ползуне и осевого зазора с результатами обработки данных огневых испытаний двигателей АО «НПО Энергомаш», опубликованных в открытой печати.

Основные положения, выносимые на защиту:

1. Трехуровневая методика математического моделирования РКТ ТНА ЖРД, обеспечивающая совместное определение энергетических параметров и напряженно-деформированного состояния РКТ при варьируемой величине утечки криогенного окислителя через РУ.

2. Результаты параметрического исследования влияния утечки на коэффициент полезного действия, мощность, осредненные по объему и максимальные эквивалентные напряжения и деформация рабочего колеса турбины;

3. Комплексная математическая модель РУ ТНА в одномерной постановке, реализованная методом связанных графов, и результаты ее валидации по данным огневых испытаний двигателей, подтверждающие согласование расчетных и экспериментальных значений утечки;

4. Математическая модель регулируемого разделительного уплотнения, обеспечивающего поддержание заданной величины утечки, и сводные характеристики необходимой регулирующей силы и осевого зазора в диапазоне относительной утечки 10–100% для различных перепадов давления.

Публикации по теме диссертации. По теме диссертации опубликовано 10 работ, из них в рецензируемых научных изданиях и изданиях, приравненных к ним, опубликовано 4 работы.

Апробация результатов исследования. Основные положения и результаты диссертационной работы доложены и обсуждены на следующих международных и всероссийских научно-технических конференциях: «L академические чтения по космонавтике» (г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, январь 2026 г); «Молодежь. Техника. Космос» на секции «Современные технологии в авиа- и ракетостроении» (г. Санкт-Петербург, БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, апрель 2026 г).

Личный вклад соискателя. Все основные научные результаты, выносимые на защиту, получены автором лично. Соискателем выполнена разработка трехуровневой методики математического моделирования рабочего колеса турбины ТНА ЖРД, параметрическое исследование влияния величины утечки криогенного окислителя на его энергетические характеристики и напряженно-

деформированное состояние, а также, решение задачи выбора утечки через РУ, разработка и валидация комплексной одномерной математической модели РУ и математической модели регулируемого РУ, обработка и обобщение результатов, формулирование выводов и подготовка публикаций по теме диссертации.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения и списка использованных источников. Общий объем работы составляет 154 страниц, включая 78 рисунков и 7 таблиц. Список использованных источников содержит 118 наименований.

ГЛАВА 1 Разделительное уплотнение. Функционирование и конструктивные схемы

Объектом исследования является уплотнительный узел, расположенный между насосом окислителя и турбиной турбонасосного агрегата на примере мощного кислородно-керосинового жидкостного ракетного двигателя, выполненного по схеме с дожиганием окислительного генераторного газа. Уплотнение выполняет две функции: при не вращающемся роторе и работе до достижения заданной величины окружной скорости в зоне трения оно работает как торцовое уплотнение постоянного трения, препятствуя утечке криогенного компонента в полость турбины при заправке, нахождении ракеты-носителя на стартовой позиции, а для двигателя с несколькими включениями в полете и между пусками. После достижения ротором определенной частоты вращения торцовый стык раскрывается и уплотнение начинает работать как бесконтактное, утечка через которое определяется величиной рабочего зазора и перепадом давления.

В общем случае уплотнение между насосом и турбиной называется разделительным уплотнением (РУ), описанное выше раскрывающееся стояночное уплотнение (СУ) является частным случаем РУ.

Систематизация конструктивных схем уплотнений вала ТНА по местам применения и выполняемым функциям приведена в монографии Берчем [12] и в отечественном справочнике под редакцией А. И. Голубева и Л. А. Кондакова [105], где закреплена и русскоязычная терминология: приведенные англоязычные термины устойчиво передаются как «стояночное» и «разделительное» уплотнение соответственно.

В части рассмотренных далее работ РУ называется СУ, в англоязычной литературе для таких конструкций употребляется термин *lift-off seal*, поскольку в них рассматривается преимущественно его функция при неработающем двигателе. В обзоре для единообразия используется термин «разделительное уплотнение», охватывающий обе функции: герметизацию вала при неработающем двигателе и утечку компонента на рабочем режиме после раскрытия торцевой пары под

действием перепада давления при достижении определенной частоты вращения. В отдельных случаях для конкретизации функционала рассматриваемого уплотнения будет использоваться более точное название: стояночное или расходное уплотнение.

Перевод РУ из закрытого положения в раскрытое и обратно, как правило, осуществляется давлением рабочей среды. Для удержания в закрытом положении во вторичной полости поддерживается небольшое постоянное противодействие, также возможно создание противоусилия с помощью пружин. Раскрытие обеспечивается перепадом давления, возникающим по мере выхода насоса на номинальный режим.

Функционально стояночные уплотнения объединяют в себе торцовое механическое уплотнение, обеспечивающее статическую герметизацию, и одно из бесконтактных уплотнений, например лабиринтное уплотнение, работающее после раскрытия торцового стыка. Хасис с соавторами [34, 32] описали разработанное в LPSC ISRO гидравлически активируемое уплотнение для ТНА кислородно-керосиновой схемы с дожиганием: уплотнение имеет отрицательный коэффициент балансировки и оснащено гидравлическим механизмом подъема; в нерабочем режиме оно гарантирует герметичность и предотвращает попадание жидкого кислорода в камеру сгорания, на рабочем режиме открывается под действием гидравлических сил, обеспечивая бесконтактную работу. Авторы построили математическую модель и подтвердили ее экспериментально на динамическом стенде с жидким азотом.

Существенным является результат экспериментальной отработки этой конструкции в работе [32]. Раскрытие уплотнения подтверждено на номинальном режиме, однако при дросселировании до 60 % от номинальной тяги перемещения подвижного элемента оказалось недостаточно для полного раскрытия, и уплотнение осталось в промежуточном положении. Таким образом, экспериментом установлено, что пассивное РУ обеспечивает гарантированную бесконтактную работу лишь в окрестности расчетного режима и при отходе от него торцовая пара остается частично сомкнутой, режим работы пары трения становится

неопределенным, а величина утечки перестает соответствовать расчетной. Типовая динамика функционирования разделительного уплотнения – Рисунок 1.

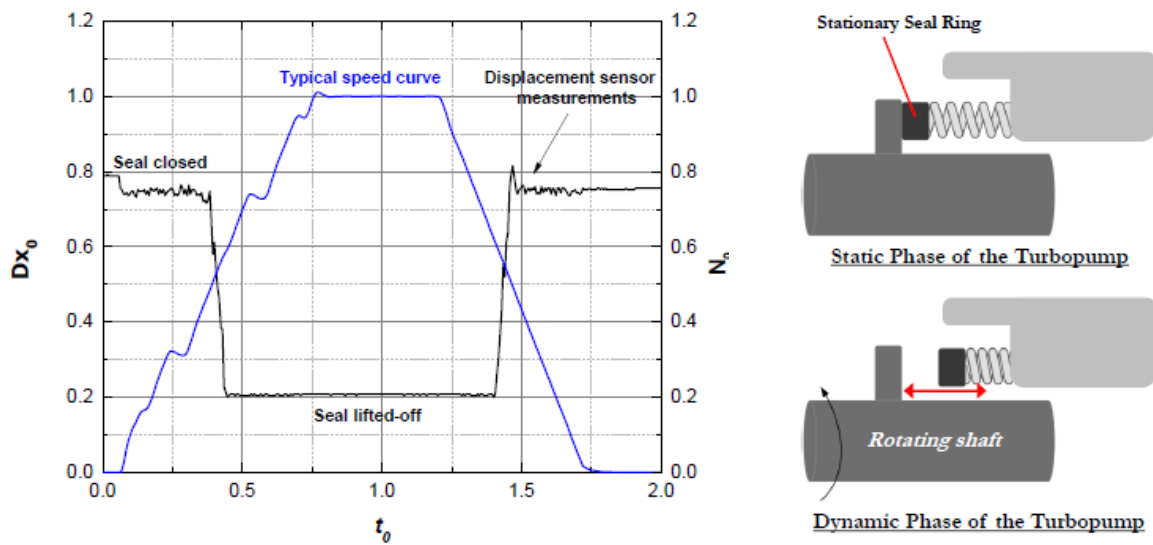


Рисунок 1 – Типовая динамика функционирования разделительного уплотнения [32]

Хасис с соавторами [35] в обзоре динамических уплотнительных систем кислородно-керосинового ТНА рассмотрели типы уплотнений по местам установки в агрегате и отметили, что большие температурные градиенты делают систему уплотнений особенно сложной при проектировании именно многоразовых двигателей. Поскольку уплотнение может одновременно граничить с криогенным компонентом со стороны насоса и с высокотемпературным генераторным газом со стороны турбины, зазоры в паре трения определяются не только монтажными размерами, но и температурными деформациями деталей, а те, в свою очередь, зависят от величины расхода через уплотнение. Для двигателя однократного применения достаточно обеспечить приемлемое сочетание этих величин на расчетном режиме, тогда, как для многоразового двигателя цикл нагружения повторяется многократно и к требованию герметичности добавляется требование сохранения характеристик узла на протяжении заданного числа включений.

Бакман [10] предложил схему гидростатического разделительного уплотнения кислородного ТНА, в котором обеспечивается герметизация при неработающем двигателе, а на рабочем режиме уплотнение раскрывается под действием перепада давления, обеспечивая утечку, определяемую геометрией

зазора. В исследовании [63] экспериментально подтверждена работоспособность концепции для водородного ТНА.

В работе [62] описано торцовое гидростатическое уплотнение с камерами гидростатической разгрузки, Рисунок 2, в котором раскрытие уплотнения на рабочих режимах происходит за счет поступающего в гидростатические камеры рабочего тела, тогда как при неработающем двигателе уплотнение остается закрытым.

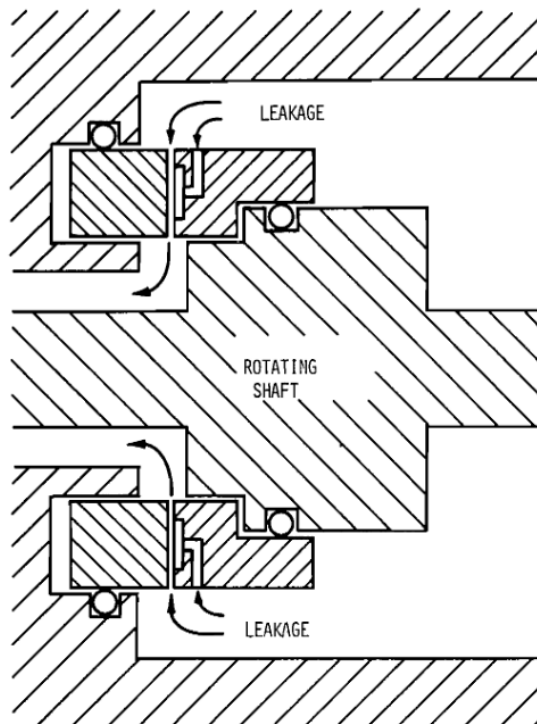


Рисунок 2 – Торцовое гидростатическое уплотнение с камерами гидростатической разгрузки [62]

В патенте [110] описано торцовое импульсное уплотнение, Рисунок 3, у которого до вращения вала уплотнительные поверхности находятся в плотном контакте и обеспечивают герметичность во время стоянки агрегата, а при вращении раскрываются за счет подачи среды в тангенциальные каналы и импульсные камеры. Решение заявлено как применимое в турбонасосных агрегатах ЖРД, работающих на криогенных компонентах топлива.

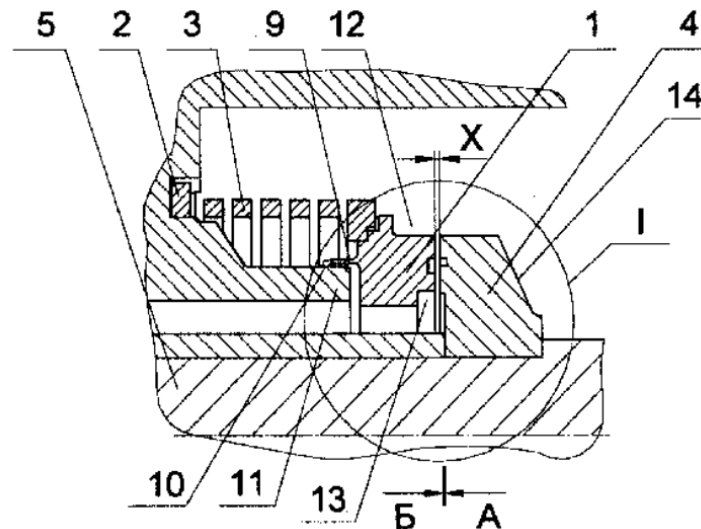


Рисунок 3 – Торцовое импульсное уплотнение [110]

В патенте [57] статическое открывающееся торцовое уплотнение и плавающее кольцевое уплотнение объединены в одну деталь – Рисунок 4. До запуска торцовое уплотнение прижато сильфонной пружиной, при запуске давление компонента отводит уплотнительную поверхность от вращающегося кольца, а на режиме герметизацию обеспечивает плавающее кольцо.

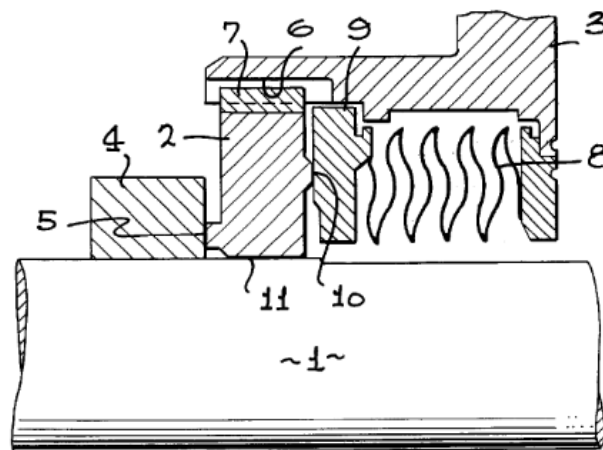


Рисунок 4 – Торцовое уплотнение [57]

Оба решения [110, 57] подтверждают техническую состоятельность комбинированной схемы, однако в них реализован не прямой принцип регулирования: раскрытие обеспечивается самой уплотняемой средой, величина утечки на режиме не задается и не поддерживается, расчетная методика выбора параметров не приводится.

Конструкция торцового разделительного уплотнения, расположенного между полостями криогенного окислителя и горячего газогенераторного газа, Рисунок 5, принцип его действия и требования к характеристикам изложены А. Т. Гребенюком, Ю. И. Каналиным и Н. П. Полетаевым [97]. Уплотнение представляет собой торцовую пару, в которой пирографитовое кольцо контактирует по сферической поверхности с ползуном, Рисунок 6, имеющим возможность осевого перемещения относительно неподвижного корпуса; ползун находится в динамическом равновесии под действием суммы сил от пружин, перепада давления на нем и силы трения между манжетой и ползуном. Так же сформулированы два требования к конструкции: открытие и закрытие осевого зазора должны происходить при возможно меньшем числе оборотов вала в целях уменьшения износа пары трения, а величина расхода утечки жидкого кислорода в полость газа должна быть минимизирована. Осевая сила на ползуне входит в общий баланс осевых сил ротора, прогноз которого для турбины ТНА ЖРД большой тяги рассмотрен Ю. И. Каналиным и И. А. Чернышевой [104].

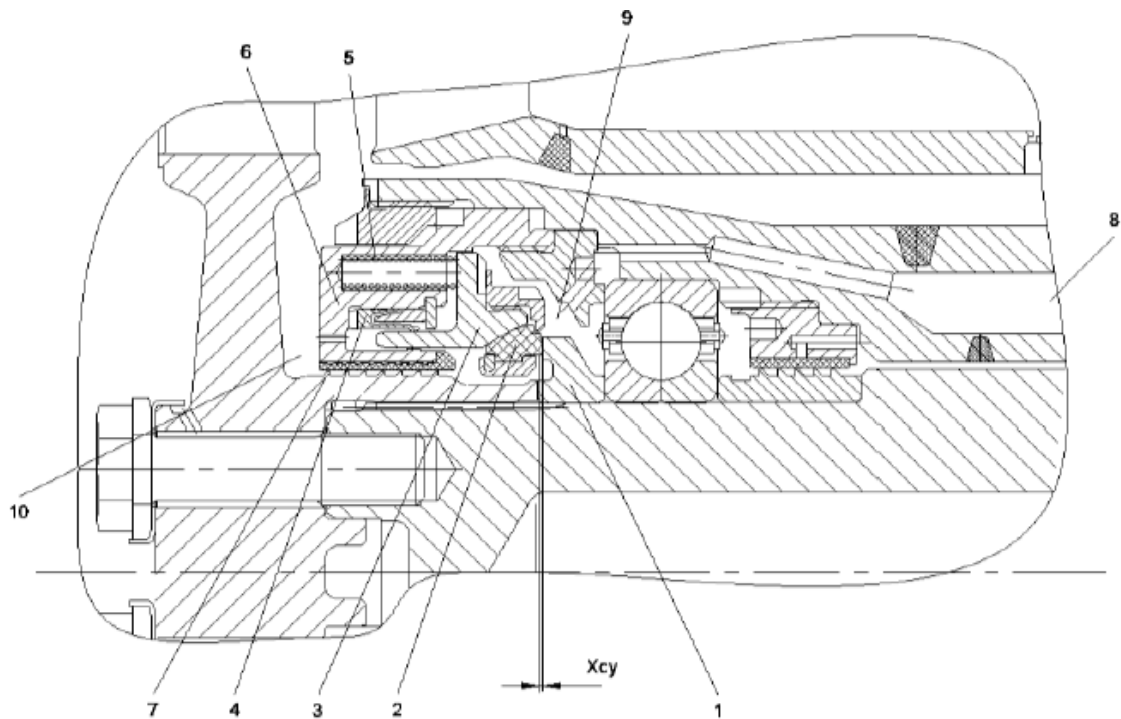


Рисунок 5 – Торцовое уплотнение в составе ТНА [97].

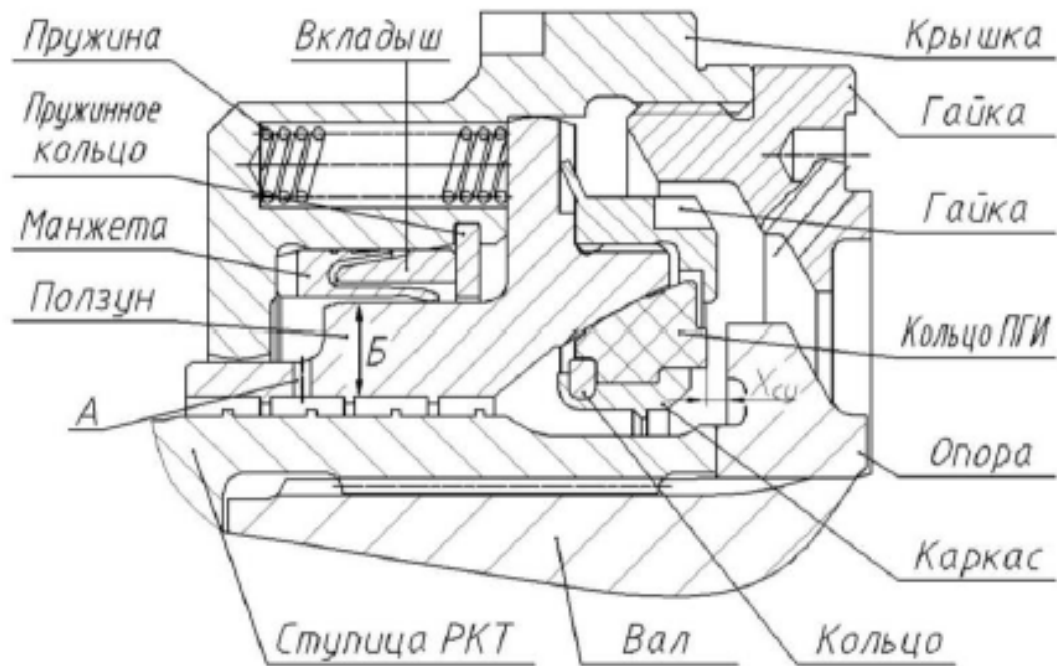
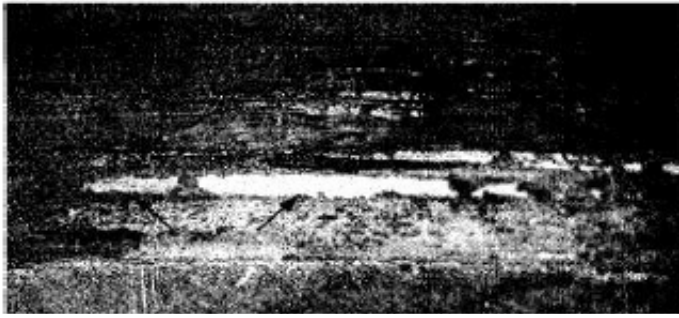
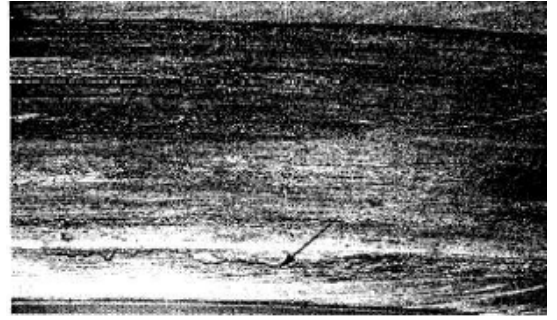


Рисунок 6 – Разделительное уплотнение [104].

А. Т. Гребенюк, Н. П. Полетаев, Е. Н. Ромасенко и Д. А. Сазонов [99] установили, что гарантированное удержание ползуна в полностью открытом положении обеспечивается при уровне тяги не менее 58 % от номинала. При большей степени дросселирования ползун занимает промежуточное положение, а на режимах глубокого дросселирования осевой зазор уменьшается до величины, при которой под действием вибраций возможно взаимное соударение уплотнительных поверхностей пирографитового кольца и опоры с появлением дефектов, влияющих на работоспособность узла, Рисунок 7. В той же работе предложено пассивное решение этой задачи: увеличение площади, на которую действует перепад давления, с 12,16 до 29,81 см², что по результатам расчета увеличивает осевой зазор на режиме 27 % от номинальной тяги с 0,3 до 2,53 мм; работоспособность экспериментального варианта подтверждена автономными испытаниями на жидком азоте.



а)



б)

Рисунок 7 – Дефекты на уплотнительной поверхности в виде: а) вырывов материала с оплавленной поверхностью и б) выдавливания материала за пределы зоны контакта [99]

Предложенное в [99] решение сдвигает границу неполного открытия в область более глубокого дросселирования, однако оставляет характеристику уплотнения жестко связанной с режимом работы двигателя. Критерием при таком проектировании служит недопущение контакта уплотнительных поверхностей, а не величина утечки. Задать и поддерживать заданный расход через уплотнение такая конструкция не позволяет. Этим разграничиваются пассивное совершенствование конструкции и регулирование, рассматриваемое в настоящей работе.

Численное моделирование работы разделительного уплотнения насоса окислителя по результатам контрольно-технологических испытаний тридцати двигателей выполнено Ю. И. Каналиным, Н. П. Полетаевым, С. А. Скибиным и И. А. Чернышевой [103]. Определены диапазоны параметров ТНА, при которых осевой зазор отличен от нуля, установлены режимы раскрытия и закрытия уплотнения, результаты сопоставлены с данными огневых испытаний и показана применимость расчетной методики для анализа состояния уплотнения при отказах штатных датчиков давления.

Методические основы проектирования уплотнений проточной части ТНА ЖРД представлены А. В. Ивановым [101]. Конструкция ТНА с разделительной полостью и уплотнениями вала, отделяющими полость турбины от полости насоса, защищена патентом Дмитренко, Иванова и Рачука [111]. Решение с импеллером, в

описании которого используется термин «разделительное уплотнение», приведено в патенте Азовского, Заложных, Иванова, Кравченко [112].

Методологией проектирования и расчета торцовых бесконтактных уплотнений двигателей летательных аппаратов занимались в Куйбышевском авиационном институте, ныне Самарский университет. Основные положения обобщены в учебном пособии С. В. Фалалеева и Д. Е. Чегодаева [116] и в докторской диссертации С. В. Фалалеева [115], где развиты методы расчета с учетом деформаций колец пары трения. Отдельного внимания заслуживает линия работ по конструктивному регулированию зазора: авторские свидетельства на торцовое гидростатическое уплотнение с регулируемым зазором [89,90].

Методики расчета и проектирования торцовых гидродинамических уплотнений авиационных двигателей развиты А. С. Демурой [100]. Подход, связывающий герметичность уплотнения с параметрами внутренней воздушной и масляной систем двигателя, предложен А. С. Виноградовым с соавторами [94].

Рассмотренные конструкции разделительных уплотнений обеспечивают герметичность при не вращающемся роторе и раскрытие торцового зазора при выходе на режим и увеличении частоты вращения ротора. При этом существуют общие ограничения для данных конструкций. Величина утечки на рабочем режиме не задается, а является следствием принятой геометрии и текущего перепада давления, вследствие чего она не может быть согласована с требованиями к характеристикам турбины. Раскрытие гарантировано лишь в окрестности расчетного режима: при дросселировании подвижный элемент занимает промежуточное положение, а на режимах глубокого дросселирования возможно соударение уплотнительных поверхностей [32, 99]. В рассмотренных методиках расчет ограничен поверочным по установившимся режимам и не охватывает переходные процессы. Таким образом, остается нерешенной задача назначения и поддержания заданной величины утечки во всем эксплуатационном диапазоне режимов, что и определяет содержание настоящей работы.

1.1 Методы расчета расхода и моделирования уплотнительных узлов

1.1.1 Аналитические методики расчета уплотнений

Исторически расчет торцовых уплотнений выполнялся аналитическими методиками, основанными на интегральных соотношениях для силового баланса и на одномерном описании течения в уплотнительной щели. Теория уплотнительных устройств, включая методы расчета утечек на основе контактно-гидродинамической теории смазки, вопросы трения применительно к уплотнительным устройствам, методы определения долговечности и расчет динамики щелевых и других гидродинамических уплотнений, изложена Г.В. Макаровым [108].

Обобщение отечественных и зарубежных материалов по расчету, конструированию и испытанию торцовых уплотнений вращающихся валов с подробным рассмотрением рабочего процесса выполнено А.И. Голубевым [96]. Систематическое руководство по механическим торцовым уплотнениям, включая расчет несущей способности и теплового состояния пары трения, представлено Э. Майером [107].

Наиболее полное отечественное справочное изложение приведено В.А. Мельником [109]: рассмотрены механизм работы торцовых уплотнений и процессы в уплотняющей щели, гипотезы уплотняющей и несущей способности и известные методы их расчета, расчет температурного поля и температурных деформаций колец. Также в этом справочнике выделены в самостоятельные группы уплотнения для низкотемпературных (криогенных) сред и стояночные торцовые уплотнения.

Величина утечки в рассматриваемом узле определяется не только зазором в разделительном уплотнении, но и гидравлическим сопротивлением бесконтактного уплотнения, например, лабиринтного уплотнения, установленного за ним, поэтому классические методы расчета лабиринтов образуют необходимую часть методической базы. Первое решение задачи с введением коэффициента

переноса кинетической энергии между гребнями предложено в исследовании [22]. Гидромеханический подход к задаче утечки развит в работе [73]. Корреляции коэффициента расхода, принятые в практике проектирования систем вторичного воздуха, обобщены в [86].

Коэффициенты гидравлических сопротивлений элементов вспомогательного тракта, включающего подводящие каналы, дроссели и полости, определяются по справочным зависимостям [102] с последующей корректировкой по результатам автономных испытаний, как это выполнено в [97].

Аналитические методики дают замкнутые соотношения для оценки несущей способности, утечки и момента трения при осредненных по щели параметрах и остаются основным инструментом предварительного проектирования. Их ограничения применительно к рассматриваемой задаче состоят в том, что течение в зазоре предполагается однофазным и изотермическим либо описывается осредненно, деформации колец учитываются в виде поправок, а связь уплотнения с гидравлическим трактом агрегата и с характеристиками турбины не рассматривается. Изложенные далее численные методы развивались как средство снятия этих ограничений.

1.1.2 Трехмерное сопряженное моделирование уплотнений

Сопряженные постановки, объединяющие расчет течения, теплообмена и напряженно-деформированного состояния, Рисунок 8, применительно к турбинам ЖРД развиты специалистами АО «НПО Энергомаш» под руководством главного конструктора В.К. Чванова [117, 118] и приняты за методическую основу главы 2 настоящей работы.

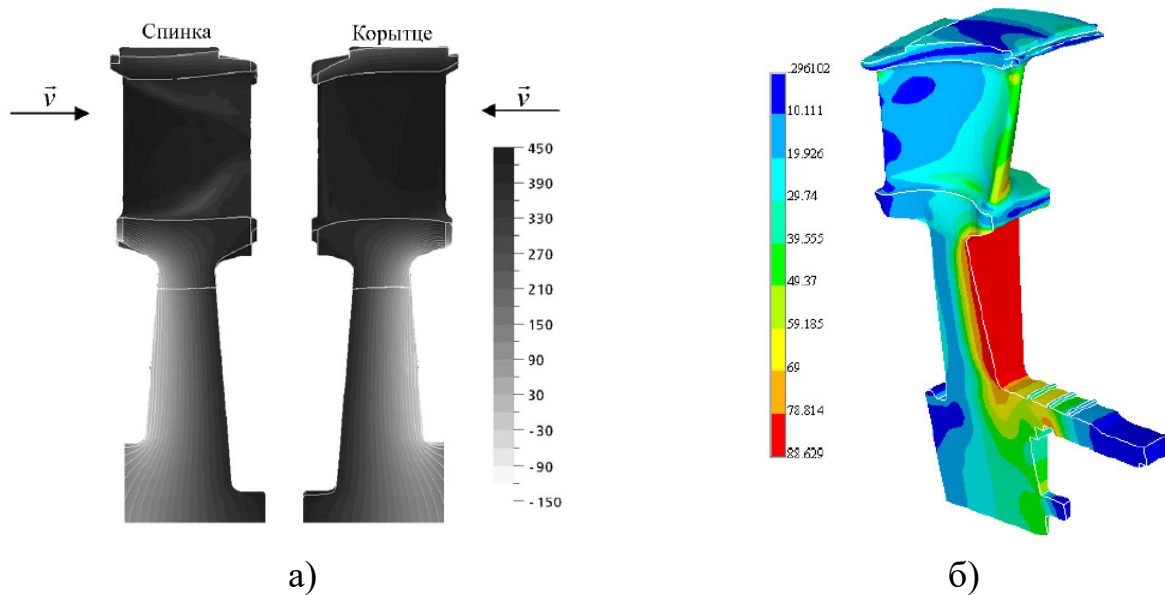


Рисунок 8 – Сопряженный расчет турбины ТНА на рабочем режиме. а) Температура рабочего колеса; б) Эквивалентные напряжения со стороны уплотнения [117]

В области газотурбинных двигателей выполнена работа [70], в которой модель полного тракта вторичного воздуха с учетом закрутки и теплообмена связана двунаправленно с трехмерной прочностной моделью, причем связь осуществляется по зазорам лабиринтных уплотнений и тепловому взаимодействию между твердым телом и рабочим телом. Данная работа показывает принципиальную реализуемость связки одномерной гидравлической и трехмерной прочностной моделей, однако решает иную задачу: величина зазора в ней является результатом теплового и силового нагружения, а не назначаемым параметром, критерий выбора расхода отсутствует, среда однофазна, постановка упругая.

Связанный расчет методом конечных элементов и методом конечных объемов применительно к нестационарному тепловому состоянию диска турбины ГТД с учетом течения в дисковой полости выполнен представлен в работе [39]. Стоит отметить, что связанные постановки такого типа решают задачу определения теплового и напряженного состояния при заданных расходах. Расход при этом является исходным данным, а не искомой величиной, обратная связь от напряженного состояния к расходу не замыкается, и вопрос о том, какое значение расхода следует назначить, не ставится. Для рассматриваемой задачи требуется

обратная постановка: величина утечки варьируется, а ее влияние на энергетические характеристики и НДС РКТ определяется совместно.

1.1.3 Одномерные и системные модели агрегатов ЖРД

Одномерные модели вторичных трактов ТНА получили широкое развитие в практике проектирования, Рисунок 9 и Рисунок 10. В работах [66, 72] описали применение конечно-объемной сетевой формулировки законов сохранения массы, импульса и энергии с уравнением состояния реального газа к трактам между покрывающим диском и корпусом, тыльной стороной колеса, лабиринтным уплотнением и подшипником, включая расчет осевой нагрузки по полученным давлениям и моделирование пусковых и остановочных переходных режимов.

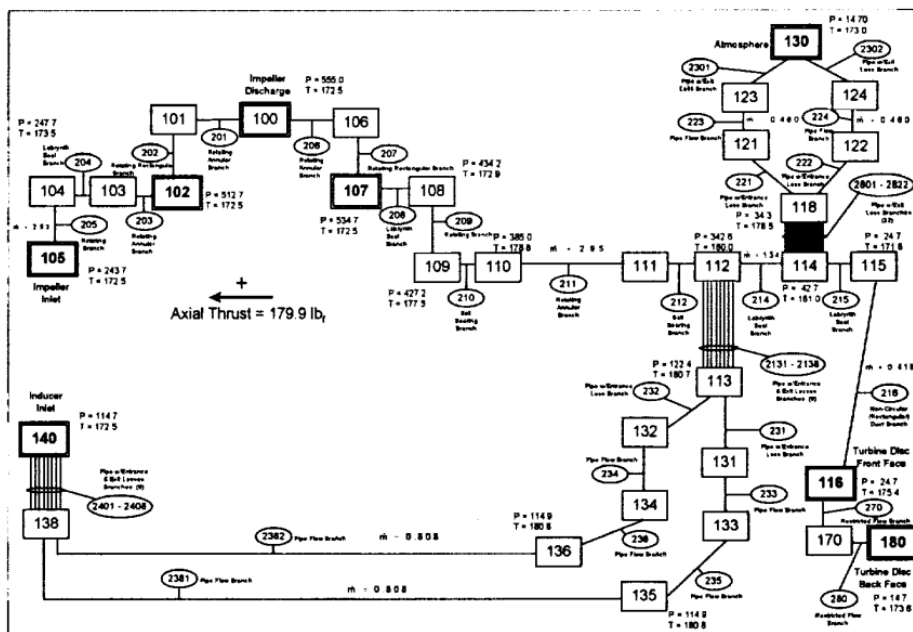


Рисунок 9 – Одномерная модель вторичного тракта ТНА в SIMPLEX [66]

В работе [28] реализована системная модель ТНА в среде объектно-ориентированного моделирования EcosimPro, Рисунок 11, и дополнена модулем оценки долговечности лопаток.

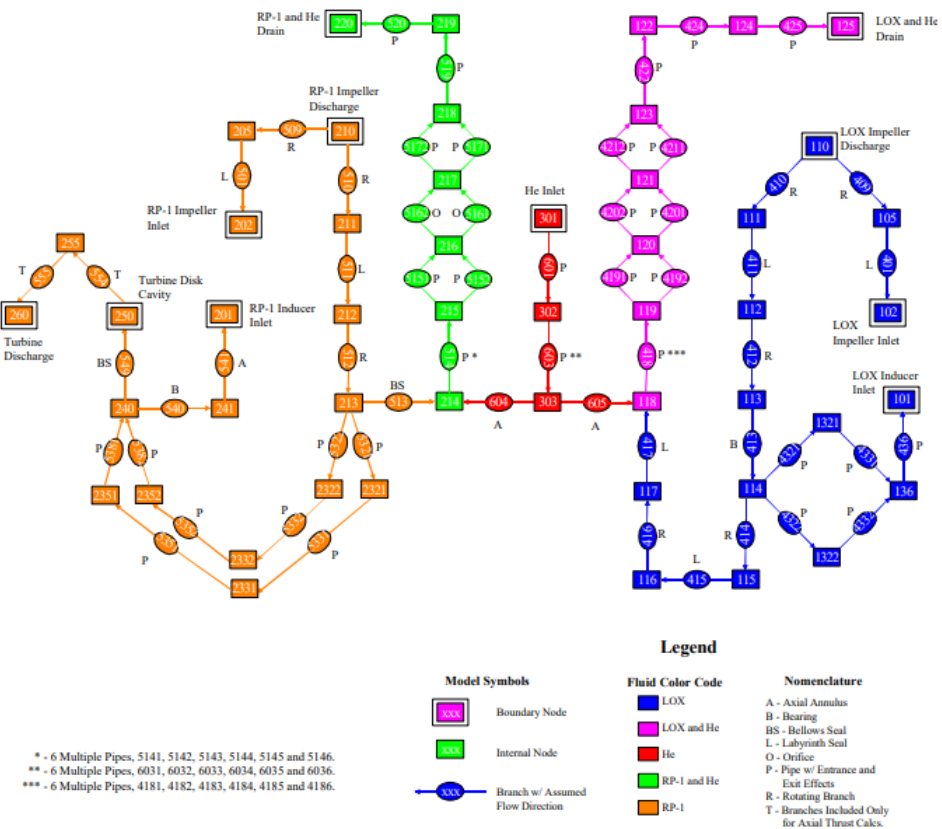


Рисунок 10 – Одномерная модель тракта ТНА в GFSSP [72]

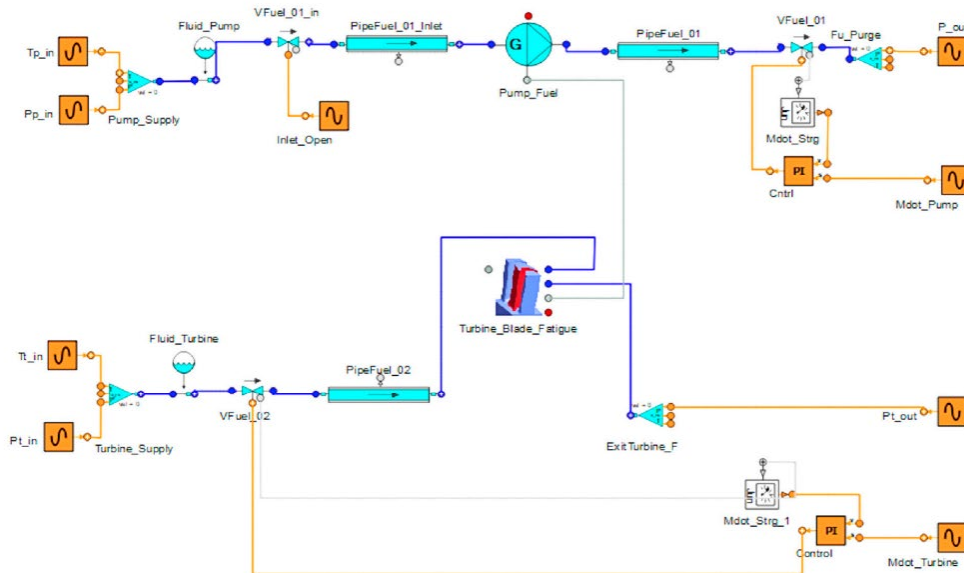


Рисунок 11 – Системная модель ТНА в EcosimPro [28]

Методологической основой одномерного моделирования в настоящей работе принят метод связанных графов, представляющий перенос энергии между элементами системы парой сопряженных переменных, произведение которых

равно передаваемой мощности. Постановка метода и правила построения моделей изложены в работе [41], а также Ворониным в учебном пособии [95].

Общим для рассмотренных одномерных и системных моделей является то, что расход через уплотнение определяется фиксированной геометрией зазора. Подвижный элемент уплотнения либо не моделируется, либо представляется постоянным зазором, механическая подсистема с обратной связью по расходу отсутствует. Вследствие этого такие модели позволяют рассчитать распределение параметров по тракту при известном положении подвижного элемента, но не позволяют ни определить момент и длительность раскрытия, ни поставить задачу поддержания заданной величины утечки. Нерешенным остается включение в одномерную модель уравнения движения подвижного элемента с силовым балансом и обратной связью по расходу, что выполнено в главе 3 настоящей работы.

1.1.4 Моделирование нестационарных режимов работы уплотнения: захолаживание и раскрытие

Предстартовое захолаживание определяет начальное состояние узла перед запуском: температуры деталей, монтажные зазоры и фазовое состояние рабочего тела в полостях. Физика процесса исследована применительно к захолаживанию криогенных магистралей. В исследовании [29] по результатам сопоставления опытов на жидком азоте и жидком водороде описали последовательность режимов от пленочного кипения через переходное к пузырьковому и введено представление о фронте смачивания, продвигающемся вдоль стенки, Рисунок 12.

В работе того же коллектива [30] оценена применимость существующих корреляций коэффициента теплоотдачи и критического теплового потока к криогенному кипению при захолаживании трубопроводов. Экспериментальные данные, полученные непосредственно на жидком кислороде, приведены в работе [31], где определены время захолаживания, расход компонента и скорость продвижения фронта смачивания.

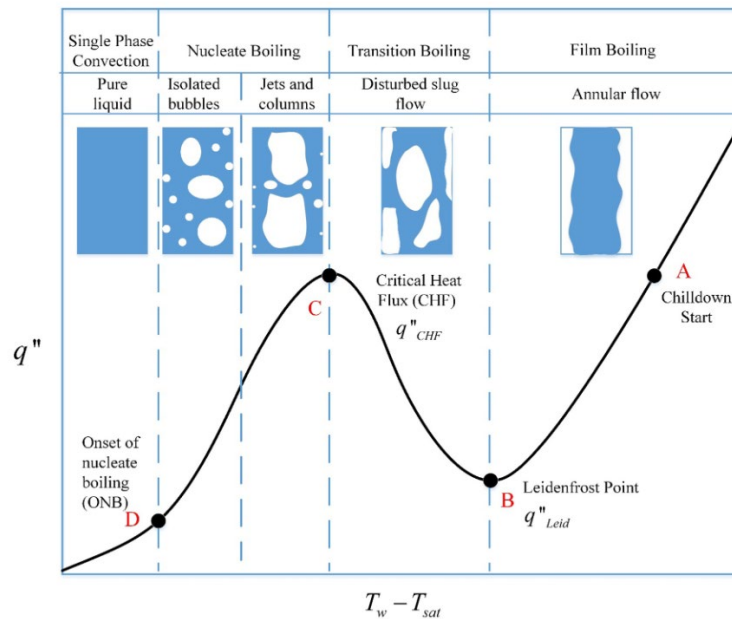


Рисунок 12 – Типичная кривая кипения при захлаживании воды [29]

Для разделительного уплотнения переходный процесс от работы как стояночное уплотнение к работе как расходное уплотнение, а именно раскрытие и последующий выход на рабочий режим представляет собой наиболее ответственный этап работы. Уплотнение, не раскрывшееся при выходе агрегата на режим, работает в контакте при полной окружной скорости, что ведет к интенсивному тепловыделению в паре трения и ее разрушению. Уплотнение, не закрывшееся при останове, не обеспечивает герметичности на стоянке. В патентной формулировке [57] это выражено прямо: торцовое уплотнение выводится из контакта с вращающимся кольцом при запуске и возвращается в контакт при останове, поскольку сохранение контакта на рабочем режиме привело бы к быстрому износу.

В патенте [40] указано, что контакт неподвижных элементов уплотнения с вращающимся валом вызывает избыточный износ и тепловыделение, способные отрицательно повлиять на характеристики и безопасность агрегата, а протечка компонента из насоса способна вступить в энергичную реакцию с рабочим телом турбины.

Возможность отказа по этому механизму подтверждена документально. Хасис с соавторами [33] описали явление динамического закрытия и отказа разделительного уплотнения, спроектированного для турбонасосного агрегата

жидкостного ракетного двигателя. Совместно с результатом [32] о недостаточном раскрытии уплотнения на дросселированном режиме это образует прямое обоснование необходимости расчетного анализа динамики раскрытия, а не только статического силового баланса.

Количественные характеристики переходного процесса для разделительного уплотнения кислородного насоса получены А. Т. Гребенюком, Ю. И. Каналиным, Н. П. Полетаевым, А. А. Фроловым и И. А. Чернышевой [98] по результатам огневых испытаний двигателей, разработанных АО «НПО Энергомаш». Определены моменты и длительности открытия и закрытия отключающей торцевой пары: открытие начинается приблизительно через 0,8 с после появления показаний датчиков оборотов и длится 0,06–0,16 с при частоте вращения 0,44–0,52 от номинальной, закрытие на спаде параметров длится 0,1–0,26 с. Суммарная длительность работы торцевой пары в контакте с вращением составляет около 0,8 с на запуске и около 2,5 с на останове, и именно на этих участках происходит нагрев и износ контактирующих поверхностей. Расчетная оценка моментов открытия и закрытия выполнена в квазистатической постановке через баланс сил на ползуне, а сопоставление со статистикой испытаний показало малое влияние сил трения.

Работа [98] относится к концевому уплотнению со стороны входа насоса, конструктивно отличающемуся от рассматриваемого разделительного уплотнения наличием импеллеров и плунжерной передачи усилия на ползун. Приведенные значения переносятся на рассматриваемый узел лишь как порядок величин и как метод анализа, однако они показывают, что длительность переходного процесса составляет доли секунды, а длительность работы пары трения в контакте с вращением измеряется секундами.

Физика перехода от контактного к бесконтактному режиму описана в исследовании [53]: при низком перепаде давления уплотнение находится в контакте с вращающимся кольцом и его утечка мала, а по мере роста частоты вращения и перепада давления уплотнительные поверхности автоматически расходятся, и уплотнение переходит в бесконтактный режим. Экспериментальные данные по этому переходу для криогенного высокоскоростного уплотнения

приведены в экспериментальном исследовании [84]: измерены температуры уплотнительных поверхностей, утечка и сила трения на этапах разгона, установившегося режима и выбега, причем на этапе разгона локальная температура поверхности превышает температуру парообразования рабочего тела и в щели возникает двухфазное течение. В работе также представлены последствия износа контактирующих поверхностей – Рисунок 13.



Рисунок 13 – Износ контактирующих торцовых поверхностей [84]

В [47] выполнен нестационарный динамический анализ смены режима смазки на пусковом участке работы бесконтактного уплотнения кислородного турбонасосного агрегата с экспериментальной проверкой результатов.

В [46] нестационарная динамическая модель применена к исследованию отклика уплотнения на возмущение давления на входе, с анализом форм контактного взаимодействия и потери устойчивости при перегрузке по возмущению.

Приведенные работы описывают переходный процесс при заданных извне законах изменения частоты вращения и давлений, принимают начальное состояние узла однородным и не учитывают предшествующее захлаживание. Переход рассматривается изолированно от гидравлического тракта, в составе которого уплотнение работает, между тем именно параметры тракта определяют скорость

нарастания перепада давления и, следовательно, факт и момент раскрытия. Экспериментальные данные по временам раскрытия и закрытия получены для конструкции с плунжерной передачей усилия и на другом узле, поэтому переносятся лишь как порядок величин. Нерешенной остается задача расчета раскрытия как результата совместного решения для узла и тракта при начальном состоянии, определенном расчетом захлаживания.

1.1.5 Комплексные методики расчета уплотнений

Задача расчета уплотнения является многосоставной: расход через зазор определяется ее геометрией, геометрия – тепловым и силовым состоянием деталей, а тепловое состояние – в том числе и самим расходом. Вследствие этого сложилось самостоятельное направление комплексных, то есть многофизических методик расчета уплотнений.

Наиболее полным является термо-упруго-гидродинамический подход, в котором совместно решаются обобщенное уравнение Рейнольдса, уравнение энергии, уравнения теплопроводности и термоупругой деформации уплотнительных колец. Трехмерная постановка задачи вместе с экспериментальной проверкой выполнена в исследовании [9], упрощенный инженерный вариант той же постановки предложен в работе [7]. Развитие на термогидродинамические уплотнения с прорезями, где периодические термоупругие деформации вращающегося кольца формируют дополнительную несущую способность, приведено в [8]. Установлено, что при исключении из расчета деформации уплотнительных поверхностей результаты содержат значительную погрешность.

Тот же подход доведен до проектного применения для уплотнений главных циркуляционных насосов в работе [24]. Для торцовых уплотнений с гидростатической разгрузкой связанная тепло-гидро-механическая модель построена и верифицирована экспериментально в работах [38,45].

В [42] реализована двумерная осесимметричная постановка, в которой уравнения для давления и температуры в зазоре решаются методом конечных разностей, а термическая деформация колец – методом конечных элементов, с экспериментальной проверкой на нескольких частотах вращения. Более полная постановка приведена в [80]: нестационарные уравнения Рейнольдса и энергии, нестационарная теплопроводность и термдеформация колец, уравнения динамики упруго установленного кольца, уравнение зазора и модель контакта шероховатостей решаются совместно.

Для криогенных турбонасосных агрегатов связанная мультифизичная модель бесконтактного торцового уплотнения построена в работе [76], где, контакт шероховатостей и движение подвижного элемента с тремя степенями свободы рассматриваются совместно применительно к пусковому режиму, а результаты верифицированы экспериментально. Трехмерная кинематическая модель расчетной модели уплотнения, принятая в исследовании – Рисунок 14.

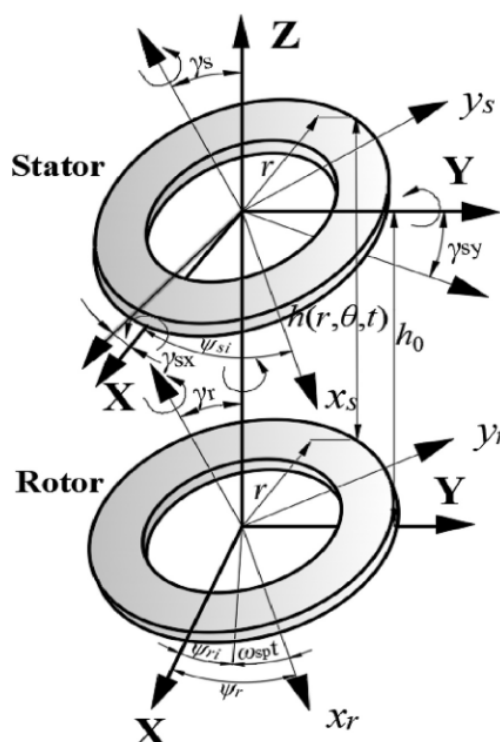


Рисунок 14 – Трехмерная кинематическая модель расчетной модели уплотнения [76]

Общим для перечисленных методик является масштаб и постановка рассматриваемой системы. Объектом расчета служит уплотнительная щель и

примыкающие к ней кольца, а внешние условия, то есть давления, температуры и частота вращения, задаются как граничные. Ни агрегат, в состав которого входит уплотнение, ни турбина, характеристики которой определяются расходом через уплотнение, в расчетную схему не входят; не входят в нее и предшествующие запуску нестационарные операции. Величина утечки в таких методиках является результатом расчета, а не назначаемым параметром, и критерий ее выбора не формулируется.

Наиболее близкой к настоящей работе по объекту исследования и по составу расчетной схемы является методика, представленная А. Т. Гребенюком, Ю. И. Каналиным и Н. П. Полетаевым [97]. В ней построена расчетная гидравлическая схема вспомогательного тракта насоса окислителя с коэффициентами потерь на участках, а температуры и давления кислорода по трактам разделительного уплотнения, радиально-упорного подшипника и автомата разгрузки осевых сил определяются решением системы уравнений совместно с уравнениями осевых сил на валу и на ползуне. Коэффициенты гидравлических потерь рассчитаны по справочным зависимостям и скорректированы по результатам автономных испытаний на жидком азоте. Целью расчета является определение осевого зазора, перепада давления и расхода кислорода через уплотнение в зависимости от режима работы двигателя, а результаты сопоставлены с параметрами огневых испытаний.

Таким образом, комплексные методики расчета уплотнений развиты на двух различных масштабах, на масштабе уплотнительной щели и на масштабе агрегата, однако методика, связывающая величину утечки с характеристиками потребителя этой утечки, то есть турбины, и с напряженно-деформированным состоянием ее рабочего колеса, охватывающая при этом динамику раскрытия узла от предстартового захлаживания до выхода на номинальный режим и доводящая результат до количественных требований к регулируемому воздействию, в рассмотренной литературе отсутствует.

1.2 Влияние утечки через уплотнение на энергетические характеристики и напряженно-деформированное состояние турбины

Рассмотренные в разделе 1.2 методы применяются далее к анализу того, каким образом величина утечки через уплотнение влияет на работу турбинной ступени. Ниже рассматриваются два независимых механизма этого влияния: энергетический, определяющий КПД и мощность ступени, и термopрочностной, определяющий напряженно-деформированное состояние рабочего колеса.

Общая теория потерь в турбомашинах изложена в [21], где потеря определяется через рост энтропии, а утечки выделены в самостоятельную группу источников потерь наряду с потерями в пограничных слоях, потерями смещения, скачками уплотнения и теплообменом при конечной разности температур.

Применительно к турбинам ТНА ЖРД влияние конструкции уплотнений на эффективность и ресурс, а именно к двусторонним радиальным лабиринтным уплотнениям гребешкового типа, рассмотрено П. С. Левочкиным с соавторами [106]. Многодисциплинарный подход к исследованию одноступенчатой околосвуковой турбины ЖРД, объединяющий газодинамический и прочностной анализ, развит в работах [117, 118].

Поступление криогенного окислителя в полость перед рабочим колесом создает осевой градиент температуры по толщине диска. Таким образом, обод и задняя поверхность нагреваются генераторным газом, передняя поверхность охлаждается кислородом со стороны уплотнения. Возникающая температурная неоднородность приводит к осевому выгибу диска, известному как зонтичный эффект, и к перераспределению напряжений с концентрацией в галтельном переходе от диска к валу. Методические основы учета температурных деформаций применительно к уплотнению турбины ТНА ЖРД изложены в [101], где показано, что температурное поле определяет зазор в уплотнении, а зазор, в свою очередь, определяет расход, замыкая обратную связь между тепловым и гидравлическим состоянием узла.

Уровень напряжений при таком нагружении требует упругопластической постановки, поскольку локальные эквивалентные напряжения в галтели могут превосходить предел текучести материала. Механические и усталостные характеристики сплава Inconel 718, применяемого для дисков турбин, при комнатной и повышенных температурах приведены в исследовании [23], при криогенных температурах в [54, 48], поведение при термомеханическом нагружении в [20]. Совокупность этих данных определяет как параметры модели упрочнения, так и критерии оценки малоциклового долговечности.

Приведенные работы устанавливают, что утечка является самостоятельным источником потерь в турбинной ступени, а осевой градиент температуры по диску вызывает его выгиб и перераспределение напряжений. Однако количественная связь между величиной утечки и энергетическими характеристиками ступени для разделительного уплотнения ТНА ЖРД не устанавливалась, а совместное рассмотрение этой величины с НДС РК в упругопластической постановке не рассматривается. Нерешенной остается задача выбора величины утечки по совместному критерию, включающему характеристики турбины и прочность ее рабочего колеса.

1.3 Регулируемые уплотнения и принципы регулирующего воздействия

Регулируемым разделительным уплотнением называется уплотнительный узел, в котором величина зазора или контактного давления изменяется в зависимости от режима работы. Регулирование может быть пассивным, то есть осуществляемым под действием рабочей среды без управляющего сигнала, либо активным, по сигналу управляющей системы через исполнительный орган. Пассивно регулируемые разделительные уплотнения наиболее распространены в современных ТНА, активно управляемые получили развитие с конца 1990-х годов в связи с требованиями к многократности используемых двигателей.

Все регулируемые уплотнения по способу воздействия на уплотнительный элемент разделяются на две категории. При прямом принципе регулирования

управляющее усилие прикладывается непосредственно к уплотнительному элементу через исполнительный орган или через упругую деформацию элемента под давлением рабочей среды. При непрямом принципе регулирования управляющий сигнал или внешнее воздействие изменяет вспомогательный параметр – давление в управляющей камере, перепад на дросселе, магнитное поле, тепловое расширение, – который, в свою очередь, изменяет зазор или контактное давление в основном уплотнении.

В работе [17] систематизировали классификацию пассивных, полуактивных и активных уплотнений турбомашин и показали, что пассивные уплотнения проектируются на наихудший случай, что увеличивает установочные зазоры и утечки, тогда как активные уплотнения реализуют замкнутый контур управления зазором по обратной связи от датчика. В работе [36] была продолжена эта классификация. Обе работы образуют методическую основу введения активного управления уплотнениями турбомашин.

Активно регулируемое уплотнение является мехатронным объектом так как его поведение определяется совместной работой механической части, подвижным элементом с упругими и демпфирующими связями, и гидравлического тракта, измерительного канала и исполнительного органа. Для таких объектов применяется единое энергетическое описание, в котором подсистемы различной физической природы связываются парами сопряженных переменных «усилие – поток» [41, 95]. Такое описание позволяет рассматривать уплотнение и систему его регулирования в одной расчетной схеме.

1.3.1 Прямое регулирование

Прямой механизм воздействия предполагает наличие активного исполнительного органа, непосредственно связанного с уплотнительным элементом, либо использование самой уплотняемой среды как источника усилия, действующего непосредственно на упругую деформируемую часть уплотнения.

Салант с соавторами [65] представили электронно-управляемое механическое уплотнение, Рисунок 15, для аэрокосмических применений: пьезоэлектрические приводы, датчик утечки и контроллер обратной связи поддерживают минимально допустимый зазор. В стационарных стендовых испытаниях система автоматически удерживает утечку на заданном уровне при изменениях давления, температуры и скорости вращения.

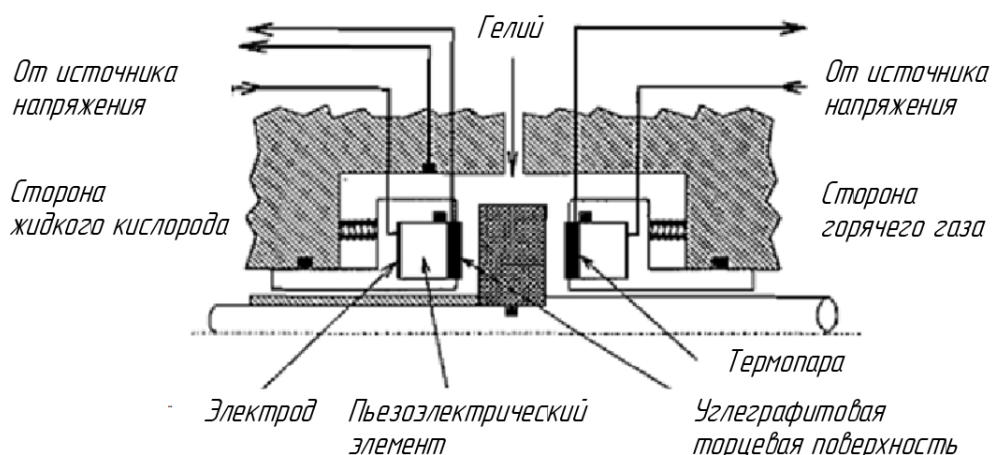


Рисунок 15 – Пьезоэлектрически регулируемое СУ [65]

Вульф и Салант [74] выполнили переходные испытания, подтвердившие работоспособность системы при пусках, остановках и при переключении между режимами. Это первая реализация активной системы управления зазором торцового уплотнения в авиационно-космическом исполнении.

Стайнец, Хендрикс и Мансон [67] обосновали роль новых уплотнительных технологий в достижении целей по перспективным газотурбинным двигателям и сформулировали обобщенные требования к быстродействию и точности позиционирования уплотнительных сегментов. Латтайм и Стайнец [43] выполнили обзор систем управления радиальным зазором и обосновали необходимость перехода от тепловых методов управления, обладающих низким быстродействием, к системам с механическим приводом и обратной связью по измеренному зазору. Латтайм и Стайнец [44] описали стенд для испытаний концепций активного управления зазором, рассчитанный на температуру в камере до 1089 К и перепад давления на сегментах до 0,83 МПа при точности позиционирования гидравлических приводов не хуже 0,13 мм.

Тейлор, Латтайм и Освальд [69] представили результаты испытаний установки при имитируемых рабочих условиях турбины с гидравлическим приводом и емкостными датчиками зазора. При температуре 889 К и перепаде давления 0,83 МПа достигнуто отслеживание заданного профиля зазора с максимальной ошибкой 0,03 мм. Испытательный стенд системы активного управления радиальными зазорами – Рисунок 16.

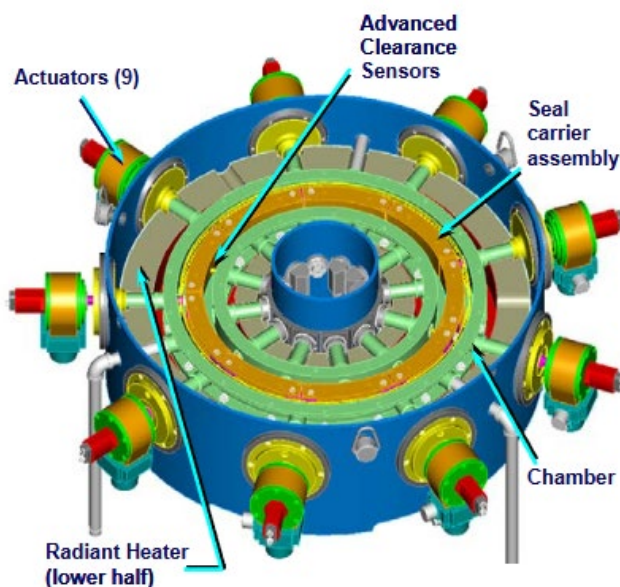


Рисунок 16 – Испытательный стенд системы активного управления радиальными зазорами (АСС) [69]

Стайнец и Латтайм [68] представили оценку концепции на первом поколении своей системы. Совокупность работ [43, 44, 67, 68, 69], выполненных в NASA Glenn Research Center, образует последовательную программу разработки активных уплотнительных технологий, методология которой применима к разделительным уплотнениям ТНА.

В работе [88] продемонстрировали возможность активного управления зазором торцового механического уплотнения с использованием встроенных пьезоэлектрических или электромагнитных приводов. Прямое измерение и регулирование толщины смазочной пленки позволяет минимизировать утечку и износ в реальном времени, а компактность конструкции делает ее применимой к ТНА. Схема испытательного стенда бесконтактного механического (торцового) уплотнения – Рисунок 17.

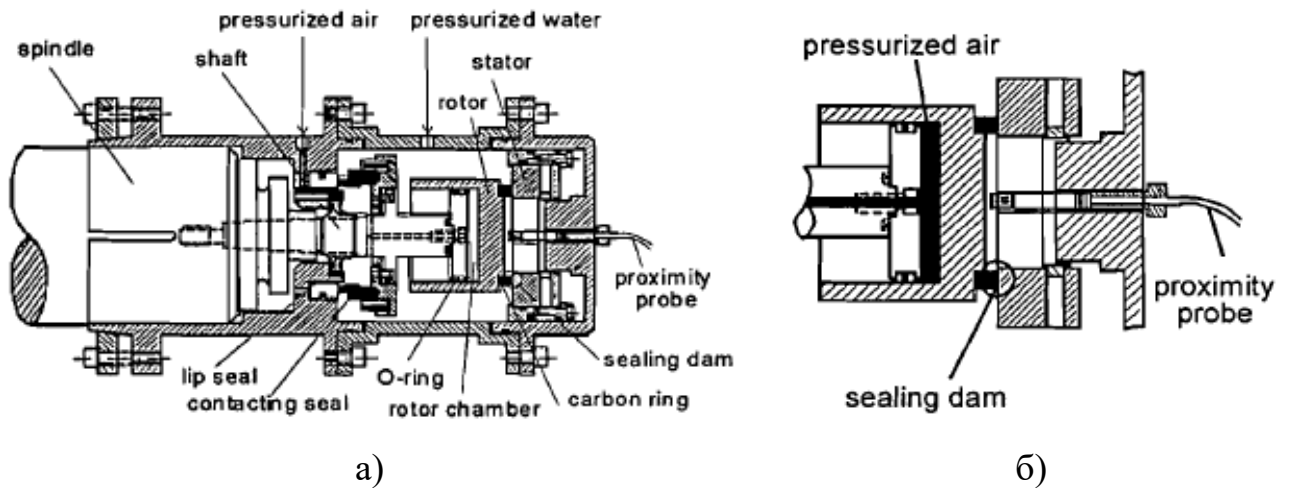


Рисунок 17 – Схема испытательного стенда бесконтактного механического (торцового) уплотнения FMR: а) Продольный разрез с деталями стенда; б) Увеличенный фрагмент узла уплотнения [88]

В работах коллектива авторов [77, 78, 79] представлена система автоматического управления зазором газового торцового уплотнения с обратной связью по утечке, давлению и зазору. Показано, что прямое регулирование зазора расширяет рабочий диапазон уплотнения и предотвращает недопустимые режимы трения.

Авторы работы [18] предложили каскадную систему управления бесконтактным торцовым уплотнением, Рисунок 18, с упруго установленным ротором. Пьезоэлектрический или пневматический исполнительный орган непосредственно регулирует зазор, датчики вихревых токов измеряют толщину пленки, а при обнаружении контакта внешний контур корректирует заданное значение. Green [26] описал систему мониторинга динамического поведения торцовых уплотнений в реальном времени.

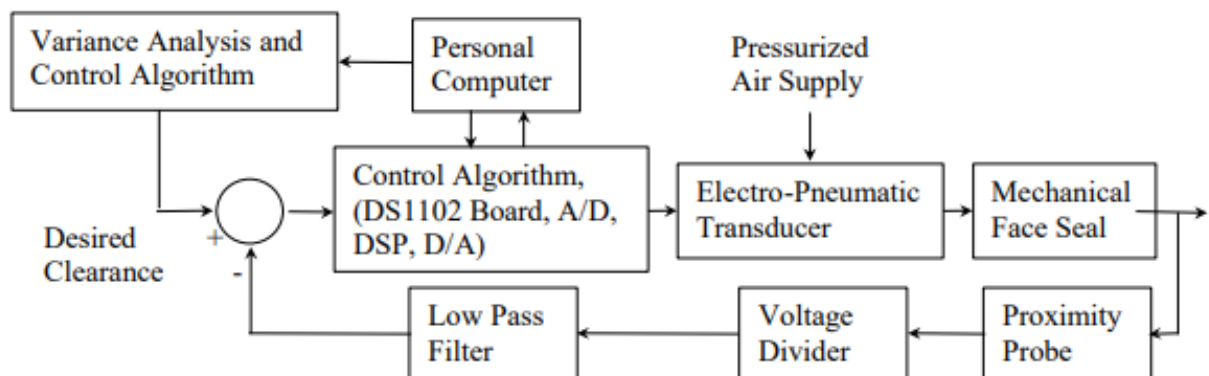


Рисунок 18 – Блок-схема системы регулирования и контроля зазора уплотнения [18]

В патентах [55, 59] предложил конструкцию уплотнения с пьезоэлектрическим приводом на основе титаната бария, в которой гофрированная пьезоэлектрическая подложка обеспечивает перемещение сегментов; допустимая температура ограничена свойствами керамики. Блок-схема системы регулирования и контроля зазора уплотнения – Рисунок 19.

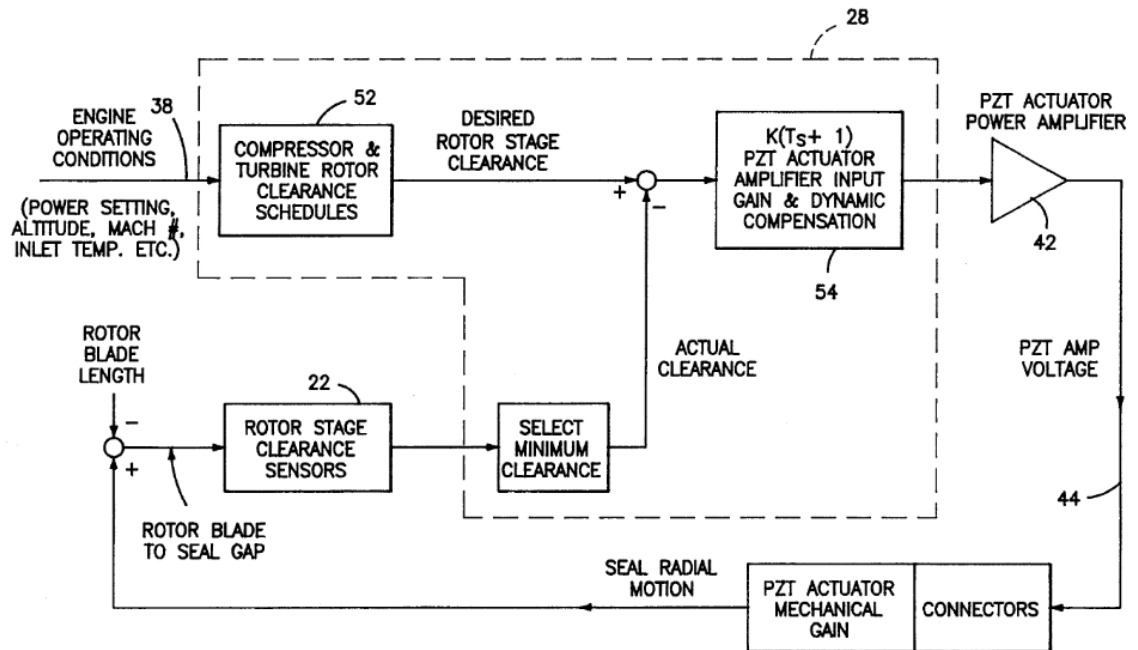


Рисунок 19 – Блок-схема системы регулирования и контроля зазора уплотнения [55]

Хасис с соавторами [32, 34] описали гидравлически активируемое разделительное уплотнение для маршевого ТНА кислородно-керосинового двигателя замкнутой схемы. В стояночном режиме сила пружины и давления удерживает уплотнение в контакте с ротором, на рабочем режиме гидравлический привод размыкает контакт. Несмотря на то что управление осуществляется через гидравлическое давление, воздействие на уплотнительный элемент является прямым: усилие приходит непосредственно на подвижное кольцо. Это одна из немногих современных публикаций, в которой разделительное уплотнение рассматривается как самостоятельный элемент с отдельным механизмом перевода в рабочее положение.

Особый класс прямого, но пассивного регулирования образуют конструкции, в которых давление рабочей жидкости непосредственно деформирует упругий элемент уплотнения. В работах [14, 83] для гидроцилиндров с переменным зазором

использовали поршень с упругой кромкой: повышение давления автоматически уменьшает радиальный зазор, обеспечивая адаптацию без внешнего сигнала.

В работе [76] предложена конструкция комбинированного механического уплотнения для многоразовых ТНА, в которой сверхпроводящая магнитная левитация сочетается с гидродинамическими силами и непосредственно воздействует на подвижный элемент. На этапе пуска поверхности уплотнения разделяются магнитной силой до возникновения гидродинамической смазки, что исключает ударные контакты. Авторы построили мультифизическую модель, включающую магнитное поле, давление в зазоре, контакт шероховатостей и динамику с тремя степенями свободы. Конструкция перспективна для криогенных ТНА, где низкие температуры обеспечивают сверхпроводимость без дополнительного оборудования, что отмечено и в обзоре по подшипникам многоразовых ТНА [75].

Задача активного управления зазором развивается и в отечественной практике применительно к газотурбинным двигателям. Обзор систем активного управления радиальными зазорами турбин, применяемых в авиационном двигателестроении, с оценкой направлений и перспектив развития выполнен Н. А. Самойленко [113]. Управление радиальными зазорами в компрессоре и турбине по циклу работы двигателя рассматривается как одна из штатных функций внутренней воздушной системы, для которой разработаны методики расчета и проектирования [114].

Перенос этих решений на разделительное уплотнение ТНА ЖРД ограничен из-за преобладающих в газотурбинных системах тепловых методов управления зазором, которые неприменимы по быстродействию. Характерное время выхода ТНА на режим составляет единицы секунд, тогда как постоянные времени теплового управления измеряются десятками секунд. Регулируемой величиной во всех рассмотренных системах является зазор, а критерий регулирования задается условиями работы пары трения или КПД ступени, но не требованиями потребителя утечки. Также, ни одна из рассмотренных систем не рассчитана на криогенную среду с возможным фазовым переходом рабочего тела. Таким образом,

применительно к разделительным уплотнениям ТНА ЖРД задача активного регулирования остается нерешенной, и настоящая работа посвящена ее постановке и решению.

1.3.2 Непрямое регулирование

В уплотнениях непрямого воздействия управляющий сигнал или внешнее воздействие изменяет вспомогательный параметр, который, в свою очередь, изменяет зазор или контактное давление в основном уплотнении.

В работе [4] предложен принцип саморегуляции потока в гидростатических опорах: жидкость от одного насоса поступает к двум противоположным карманам через гидравлические сопротивления, автоматически выравнивающиеся при изменении нагрузки за счет топологии цепей. Тот же принцип применен им к гидростатическим винтовым передачам [5].

В исследовании [1] проанализировано гидростатическое уплотнение вала, в котором источником давления для гидростатической разгрузки служит сама уплотняемая среда, подаваемая через дроссели в гидростатическую камеру. Размер дроссельных отверстий задает связь между текущим зазором и давлением в камере, а тем самым жесткость уплотнения, то есть приращение восстанавливающей силы на единицу изменения зазора. Подбором диаметра дросселей рабочий зазор и жесткость назначаются на этапе проектирования и в дальнейшем не изменяются, то есть регулирование остается пассивным. Пример пассивного непрямого регулирования стояночного режима дан в [62].

В работе [27] введено понятие коэффициента баланса механического торцового уплотнения, показав, что изменением геометрии уплотнительных поверхностей можно непрямо регулировать контактное давление через гидравлическую разгрузку. Авторы исследования [15] заложили базовую теорию поведения гидростатических и гидродинамических бесконтактных торцовых уплотнений. Авторы работы [50] построили математическую модель уплотнений с управляемым зазором, в которой цилиндрическая втулка вокруг вала находится

под управляющим давлением, а его изменение определяет деформацию втулки и зазор.

Вулф с соавторами [58] запатентовали конструкцию лабиринтного уплотнения паровой турбины с активным управлением давлением в полости привода: пассивное удержание сегментов пружинами при низкой нагрузке дополнено активным гидравлическим контуром, что позволяет задавать положение сегментов независимо от естественных сил. В патенте [56] представлена комбинированная конструкция с щеточным рядом и лабиринтными гребешками, установленными последовательно, в которой уменьшение установочного зазора достигается за счет способности щеточного ряда прогибаться при задеваниях ротора.

Авторы работы [6] разработали методологию проектирования воздушно-смазываемого уплотнения с самонапорной балансирующей камерой, давление в которой зависит от зазора и автоматически изменяет деформацию уплотнительной губы. В работе [25] предложено пневматическое управление жесткостью воздушного подшипника-уплотнения через мембранный клапан.

В работе [64] представлена концепция активного уплотнения для паровых турбин, отводимого от ротора на переходных режимах за счет байпасного механизма, изменяющего перепад давления на уплотнении: подача давления в байпас уменьшает перепад, и кольцо отходит от ротора, а при выходе на стационарный режим уплотнение закрывается. Концепция отвода уплотнения от ротора на пуске и останове непосредственно переносится на ТНА ЖРД и является методологическим прообразом разделительных уплотнений с внешней системой управления.

Магнитожидкостные уплотнения управляются через магнитное поле с применением постоянных магнитов и электромагнитов [87]. Авторы работы [19] предложили гибридное уплотнение для микроприводов на основе поверхностного натяжения, в котором управляющее давление изменяет кривизну мениска и герметизирующую способность.

В исследовании [2] представлено систематизация подходов к проектированию и испытаниям статических уплотнений для промышленных турбин. В работе [16] показано, что применение прирабатываемых материалов уплотнительной поверхности обеспечивает минимальный зазор без повреждения лопаток при касании. Этот опыт методически близок к проектированию разделительных уплотнений ТНА в части работы при касаниях ротора во время пуска и останова.

Рассмотренные решения непрямого регулирования разработаны преимущественно для паровых и газовых турбин и гидроцилиндров и прямой перенос их на ТНА ЖРД ограничен или невозможен. Пневматические и воздушно-смазываемые схемы неприменимы вследствие отсутствия рабочего газа требуемой чистоты и вследствие криогенных температур. Магнитожидкостные уплотнения неприменимы из-за деградации рабочей жидкости при температуре жидкого кислорода.

Практический интерес для рассматриваемой задачи представляют две линии. Первая – концепция раскрытия уплотнения за счет перепада давления на нем, отвечающая условиям пуска и останова ТНА. Вторая – гидростатические схемы, в которых источником усилия служит сама уплотняемая среда. Настоящая работа развивает первую линию, где к перепаду давления на подвижном элементе добавляется внешняя регулирующая сила, приложенная непосредственно к нему, вследствие чего положение элемента определяется совместным действием этих двух факторов, а поддерживаемой величиной служит расход через узел, а не зазор.

1.3.3 Быстродействие и предельные усилия регулирования

Для выбора схемы воздействия определяющими являются два параметра: характерное время отклика регулятора и предельное усилие, которое регулирующая система способна развить на уплотнительном элементе. Ниже приводится сопоставление классов исполнительных органов по порядку величины этих параметров.

Пьезоэлектрические приводы обеспечивают наибольшее быстродействие. По каталожным данным [61] время нарастания номинального перемещения многослойных пьезостеков составляет десятки микросекунд, рабочий ход – десятки микрометров, а усилие блокировки для стека диаметром 16 мм составляет 7,5 кН, то есть порядок развиваемого усилия – единицы килоньютонов на один стек. Конструкции с шарнирно-рычажным усилителем хода увеличивают перемещение до нескольких миллиметров, но снижают развиваемое усилие пропорционально коэффициенту усиления. Существенным ограничением для рассматриваемого применения является указанное в [61] уменьшение рабочего хода при криогенных температурах.

Электромагнитные приводы занимают промежуточное положение: быстродействие ниже, чем у пьезоэлектрических, но развиваемое усилие выше. Они применяются в активных системах управления зазором торцовых уплотнений [88, 18].

Гидравлические приводы обеспечивают наибольшее усилие при умеренном быстродействии, что и определило их выбор в системах активного управления зазором NASA [44, 69] и в разделительном уплотнении [32, 34]. Развиваемое усилие определяется давлением подачи и площадью поршня и для узлов рассматриваемого класса измеряется десятками килоньютонов. Опыт разработки и экспериментальной отработки самодействующих уплотнений криогенных ТНА, рассчитанных на многократные пуски, обобщен Берчем [11].

Прямое регулирование через упругую деформацию, рассмотренное в работах [14, 83, 85] не требует внешнего источника энергии: время отклика определяется собственной частотой упругого элемента, а предельное усилие пропорционально площади воздействия и давлению среды и настраивается жесткостью упругого элемента.

Магнитный подвес [76] обеспечивает разделение поверхностей до возникновения гидродинамической смазки, что снимает ограничение по усилию страгивания на пуске; развиваемое усилие существенно меньше, чем у гидравлических приводов.

Общая закономерность прямого регулирования состоит в том, что при равной массе исполнительного органа меньшему времени отклика соответствует меньшее развиваемое усилие. В не прямых схемах быстроедействие и предельное усилие определяются не собственно регулятором, а параметрами среды и гидравлической или пневматической цепи, через которую передается воздействие. Предельное усилие при этом фактически не ограничено регулятором и равно произведению давления уплотняемой среды на регулируемую площадь, однако скорость его нарастания ограничена гидравлическими постоянными времени цепи и не может быть произвольно уменьшена.

Для рассматриваемого узла определяющим является требование по усилию, а не по быстроедействию, поскольку характерные времена изменения режима ТНА при выходе на номинал существенно превышают постоянные времени гидравлической цепи.

Таблица 1 – Сводная таблица принципов регулирования

Критерий	Прямое регулирование	Непрямое регулирование
Источник энергии	Внешний (пьезо-, электромагнитный, гидро-/пневмопривод) или прямое давление среды на упругий элемент	Сама уплотняемая среда или вспомогательное давление через дроссель/камеру/магнитное поле
Точность	Высокая	Ограниченная, статическая ошибка зависит от пружин/гидросопротивлений
Время отклика	Наибольшее у пьезоэлектрических, наименьшее у гидравлических приводов	Определяется постоянными времени гидравлической или пневматической цепи и превышает быстроедействие прямых схем
Надежность	Ограничена ресурсом электроники и пьезоэлементов	Высокая, нет активных компонентов
Применимость к ТНА	Многоразовые двигатели, глубокое дросселирование, прецизионные ТНА	Одноразовые ТНА, дублирующие/аварийные контуры, простые саморегулируемые уплотнения

1.4 Выводы по главе и постановка задач исследования

Выполненный анализ состояния вопроса позволяет сформулировать следующее.

Комбинированное разделительное уплотнение является установившимся конструктивным решением для ТНА криогенных двигателей, закрепленным как в исследовательской практике [10, 32, 34, 35, 62, 63], так и в патентной [57, 110]. Уже в ранних работах [10, 63] утечка через такое уплотнение рассматривается как проектная величина, однако количественный критерий выбора этой величины не предложен ни в одной из рассмотренных работ.

Отечественная методика расчета характеристик разделительного уплотнения кислородного насоса [97] определяет осевой зазор, перепад давления и расход через уплотнение по режимам работы двигателя, а численное моделирование [103] описывает поведение штатного узла по результатам огневых испытаний.

Одномерные модели вторичных трактов ТНА развиты [62, 67] и доведены до уровня системных моделей агрегата [28]. Во всех случаях расход через уплотнение определяется фиксированной геометрией зазора, механическая подсистема подвижного элемента с обратной связью по расходу не рассматривается, вследствие чего задача поддержания заданной величины утечки не ставится.

Активное управление зазором торцовых уплотнений реализовано и экспериментально подтверждено [18, 26, 65, 74, 77, 78, 79, 88], а отечественный приоритет на конструктивное регулирование зазора восходит к [89, 90]. Во всех известных решениях регулируемой величиной является зазор, а критерий регулирования задается условиями работы пары трения.

Изложенное определяет нерешенную задачу: отсутствует методика, которая связывала бы величину утечки через разделительное уплотнение с энергетическими характеристиками и напряженно-деформированным состоянием рабочего колеса турбины, обеспечивала бы выбор значения этой величины и доводила бы результат до количественных требований к исполнительному органу, поддерживающему заданную утечку на различных режимах работы двигателя.

Целью настоящей работы является разработка методики расчета регулируемого разделительного уплотнения между турбиной и криогенным насосом турбонасосного агрегата жидкостного ракетного двигателя, обеспечивающей поддержание заданной величины утечки криогенного окислителя. Для достижения поставленной цели решаются следующие **задачи**.

Первая задача состоит в разработке трехуровневой методики математического моделирования рабочего колеса турбины, обеспечивающей совместное определение энергетических параметров и напряженно-деформированного состояния при варьируемой величине утечки, и в определении значения этой величины.

Вторая задача состоит в разработке комплексной математической модели разделительного уплотнения в одномерной постановке методом связанных графов, охватывающей предстартовое захлаживание, раскрытие уплотнения и выход на номинальный режим, а также в ее валидации по данным огневых испытаний.

Третья задача состоит в разработке математической модели регулируемого разделительного уплотнения, обеспечивающего поддержание заданной величины утечки, и в определении требуемой регулирующей силы и осевого зазора в рабочем диапазоне относительной утечки при различных перепадах давления.

Четвертая задача состоит в создании методики расчета регулируемого разделительного уплотнения, пригодной для применения на этапе проектирования, построенной на обобщении полученных результатов.

ГЛАВА 2 МЕТОДИКА СОВМЕСТНОГО ГАЗОДИНАМИЧЕСКОГО И ТЕРМОПРОЧНОСТНОГО АНАЛИЗА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ И НДС РКТ ТНА ЖРД И ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА ВЕЛИЧИНЫ УТЕЧКИ КРИОГЕННОГО ОКИСЛИТЕЛЯ ЧЕРЕЗ РАЗДЕЛИТЕЛЬНОЕ УПЛОТНЕНИЕ

Настоящая глава посвящена описанию методики и результатам трехмерного математического моделирования процессов в рабочем колесе турбины турбонасосного агрегата ЖРД при различных значениях утечки криогенного окислителя через разделительное уплотнение. Объектом исследования является рабочее колесо турбины ТНА, Рисунок 20, одновременно подверженное воздействию горячего газогенераторного газа со стороны соплового аппарата и воздействию криогенного окислителя, поступающего в полость за рабочим колесом через РУ со стороны насоса окислителя. Указанное сочетание нагрузок создает сложное трехмерное тепловое поле в диске турбины и определяет уровень термомеханических напряжений.

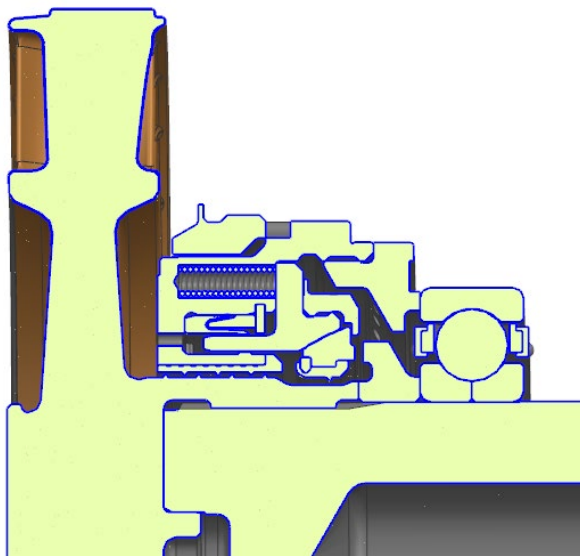


Рисунок 20 – Геометрия РКТ и РУ

Постановка задачи разделена на три взаимосвязанных уровня расчета, образующих последовательную методическую цепочку. На первом уровне выполняется сопряженный газодинамический и тепловой расчет РКТ с учетом взаимодействия горячего газогенераторного газа и проникающего со стороны РУ

криогенного окислителя. На втором уровне на основании полученного поля параметров потока определяются энергетические характеристики рабочего колеса – коэффициент полезного действия и мощность. На третьем уровне результаты сопряженного расчета передаются в модуль конечно-элементного структурного анализа для определения напряженно-деформированного состояния РКТ при действии газодинамических, центробежных и термических нагрузок.

Изложенные в настоящей главе постановка задачи, расчетная модель и результаты опубликованы в работе [92].

2.1 Сопряженный газодинамический и тепловой расчета рабочего колеса турбины

2.1.1 Определяющие уравнения в жидкостных доменах

В жидкостных доменах решается система осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье – Стокса для сжимаемого течения во вращающейся (для ротора) либо неподвижной (для статора) системе отсчета [37, 71]. Уравнение неразрывности имеет вид:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u) = 0 \quad (1)$$

где ρ – плотность рабочего тела, кг/м³; u – вектор осредненной скорости, м/с; t – время, с.

Уравнение сохранения количества движения с учетом центробежной и кориолисовой сил во вращающейся системе отсчета записывается в форме:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u \otimes u) = -\nabla p + \nabla \cdot \tau_{eff} - \rho[2\Omega \times U + \Omega \times (\Omega \times r)] \quad (2)$$

где p – статическое давление, Па; τ_{eff} – эффективный тензор вязких напряжений с учетом турбулентной составляющей, Па; Ω – вектор угловой скорости вращения ротора, рад/с; r – радиус-вектор от оси вращения, м; слагаемое $2\Omega \times u$ представляет силу Кориолиса, слагаемое $\Omega \times (\Omega \times r)$ – центробежную силу.

Уравнение сохранения полной энергии с учетом диссипации и работы сил давления записывается в виде:

$$\frac{\partial(\rho h_{tot})}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U h_{tot}) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + \nabla \cdot (U \cdot \tau_{eff}) \quad (3)$$

где h_{tot} – полная удельная энтальпия, Дж/кг, $h_{tot} = h + U^2/2$; h – статическая удельная энтальпия, Дж/кг; λ – коэффициент теплопроводности рабочего тела, Вт/(м·К); T – температура, К.

Для замыкания системы уравнений Рейнольдса применяется двухпараметрическая модель турбулентности SST k- ω (Shear Stress Transport), рекомендованная как основная модель для расчета турбомашин [51]. Модель SST k- ω объединяет преимущества модели k- ω в пристеночной области, где она обеспечивает корректное описание вязкого подслоя без использования пристеночных функций, и модели k- ε в свободном потоке, где она имеет пониженную чувствительность к условиям на входе. Уравнения переноса кинетической энергии турбулентности k и удельной скорости ее диссипации ω имеют вид:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U k) = \nabla \cdot [(\mu + \sigma_k \cdot \mu_t) \nabla k] + P_k - \beta' \rho k \omega \quad (4)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \omega) = \nabla \cdot [(\mu + \sigma_\omega \cdot \mu_t) \nabla \omega] + \alpha \frac{\rho \omega}{k} P_k - \beta \rho \omega^2 + CD \quad (5)$$

где k – кинетическая энергия турбулентности, м²/с²; ω – удельная скорость диссипации, 1/с; μ – молекулярная динамическая вязкость, Па·с; $\mu_t = \rho k / \omega$ – турбулентная вязкость, Па·с; P_k – член генерации турбулентной энергии; CD – перекрестный диффузионный член; σ_k , σ_ω , α , β , β' – модельные константы, устанавливаемые функцией-смесителем в зависимости от расстояния до стенки.

Для корректного разрешения пограничного слоя на твердых стенках при активированном сопряженном интерфейсе сеточная модель строится с требованием безразмерного расстояния первого узла $y^+ \leq 2$, что согласуется с рекомендациями для задач сопряженного теплообмена.

В твердотельных доменах рабочего колеса решается уравнение теплопроводности Фурье:

$$\frac{\partial(\rho_s c_{p,s} T)}{\partial t} = \nabla \cdot (\lambda_s \nabla T) \quad (6)$$

где ρ_s – плотность материала твердого тела, кг/м³; $c_{p,s}$ – удельная теплоемкость материала, Дж/(кг·К); λ_s – коэффициент теплопроводности материала, Вт/(м·К). Теплофизические свойства материала диска задаются табличными температурно-зависимыми функциями.

Сопряженное граничное условие (7) определяет связь между температурными полями жидкостного и твердотельного доменов в общем виде, без явного указания на коэффициент теплоотдачи.

$$T_f|_{\Gamma} = T_s|_{\Gamma} ; -\lambda_f \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_f = -\lambda_s \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_s \quad (7)$$

где Γ – граница раздела «жидкость – твердое тело»; n – нормаль к поверхности, направленная внутрь твердотельного домена; индексы f и s относятся к жидкостной и твердотельной сторонам интерфейса соответственно.

В рамках реализации сопряженного СНТ-расчета в ANSYS CFX интенсивность теплообмена на стенке определяется непосредственно из решения уравнений Навье – Стокса и уравнения энергии (3) в пристеночной зоне жидкостного домена, где поле температуры и его градиент рассчитываются с применением модели турбулентности SST $k-\omega$ при низкорейнольдсовом разрешении пограничного слоя $y^+ \leq 2$. При такой постановке коэффициент теплоотдачи не задается явно, а является результатом расчета; локальная плотность теплового потока на стенке определяется законом Фурье в жидкости непосредственно в пристеночном узле сетки. Указанный подход обеспечивает наиболее физически корректное описание теплообмена и применяется как основной метод в настоящем исследовании.

Для описания термодинамического поведения криогенного окислителя, а также горячего газогенераторного газа, содержащего значительную долю окислителя, применяется уравнение состояния реального газа Пенга – Робинсона [60]:

$$p = \frac{RT}{v-b} - \frac{a(T)}{v(v+b)+b(v-b)} \quad (8)$$

где R – универсальная газовая постоянная, Дж/(моль·К); v – молярный объем, м³/моль; $a(T)$ и b – параметры, определяемые через критические параметры вещества. Применение уравнения Пенга – Робинсона обеспечивает корректное описание термодинамических свойств рабочих тел, включая околокритическую область, в которой существенно меняются плотность и теплоемкость.

Термодинамические свойства рабочих тел в каждой точке расчетной области пересчитываются относительно характерной температуре либо задаются таблично по эталонным базам данных [13, 49, 52, 81, 82]. Состав горячего газогенераторного газа формируется на основе результатов термодинамического расчета газогенератора и задается в виде набора массовых долей компонентов.

Расчет КПД ступени в рассматриваемой задаче осложнен непостоянством состава рабочего тела в проточной части рабочего колеса. К генераторному газу, поступающему из СА, в полости перед колесом добавляется криогенный окислитель, прошедший через уплотнение. В принятой постановке генераторный газ рассматривается как поток высокотемпературного газообразного кислорода, поэтому подмешивание не изменяет химического состава смеси, но изменяет ее температуру и, вслед за ней, термодинамические и газодинамические свойства. Порядок пересчета этих свойств по массовым долям компонентов приведен ниже.

Массовая доля утечки, поступающей в РКТ через РУ, определяется из баланса массовых расходов:

$$\xi_{\text{утечки}} = \frac{G_{\text{утечки}}}{G_{\text{ГГ}} + G_{\text{утечки}}}; \quad (9)$$

где $G_{\text{ГГ}}$ – массовый расход генераторного газа через СА, кг/с; $G_{\text{утечки}}$ – массовый расход утечки окислителя через РУ, кг/с.

Эффективный показатель адиабаты рабочего тела с подмешанным криогенным окислителем рассчитывается исходя из массовых долей и теплоемкостей компонентов. Средняя удельная теплоемкость при постоянном давлении определяется как:

$$c_{p,см} = (1 - \xi_{утечки}) \cdot c_{p,ГГ} + \xi_{утечки} \cdot c_{p,утечки}; \quad (10)$$

Аналогично определяется удельная теплоемкость при постоянном объеме:

$$c_{v,см} = (1 - \xi_{утечки}) \cdot c_{v,ГГ} + \xi_{утечки} \cdot c_{v,утечки}; \quad (11)$$

где $c_{p,ГГ}$, $c_{v,ГГ}$ – удельные теплоемкости генераторного газа; $c_{p,утечки}$, $c_{v,утечки}$ – удельные теплоемкости окислителя при соответствующей температуре и давлении.

Показатель адиабаты смешанного потока:

$$k_{см} = \frac{c_{p,см}}{c_{v,см}}; \quad (12)$$

Показатель адиабаты смеси заметно меняется с массовой долей утечки. Удержание его фиксированным во всем диапазоне рассматриваемых режимов вносит в изоэнтропическую работу расширения систематическую погрешность одного знака, поэтому пересчет показателя по текущему составу смеси включен в расчет как обязательная операция. Изоэнтропический коэффициент полезного действия рабочего колеса турбины с учетом утечки определяется выражением:

$$\eta_{ts} = \frac{1 - \frac{T_{ВЫХ}^*}{T_{ВХ}^*}}{1 - \left(\frac{p_{ВЫХ}}{p_{ВХ}^*}\right)^{\frac{k_{см}-1}{k_{см}}}} \quad (13)$$

где $T_{ВЫХ}^*$ и $T_{ВХ}^*$ – полные температуры на входе и выходе из РКТ, К; $p_{ВЫХ}$ – статическое давление на выходе из РКТ, Па; $p_{ВХ}^*$ – полное давление на входе в РКТ, Па.

Крутящий момент, создаваемый потоком рабочего тела на одной лопатке рабочего колеса, определяется интегрированием проекции силы, действующей на поверхности лопатки, на ось вращения. На этапе постобработки данная величина получается в виде поверхностного интеграла:

$$M_{кр.лоп} = \int_{S_{лоп}} [r \times (-Pn + \tau \cdot n)] \cdot e_z dS \quad (14)$$

где $S_{лоп}$ – поверхность одной лопатки; r – радиус-вектор точки поверхности относительно оси вращения; p – статическое давление на поверхности лопатки, Па;

τ – тензор вязких напряжений, Па; n – внешняя нормаль к поверхности; e_z – единичный вектор оси вращения.

Крутящий момент всего рабочего колеса получается умножением момента одной лопатки на полное число лопаток, поскольку расчетная область представляет один периодический сектор:

$$M_{\text{кр.РКТ}} = N_{\text{лоп}} \cdot M_{\text{кр.лоп}} \quad (15)$$

где $N_{\text{лоп}}$ – число лопаток рабочего колеса.

Мощность рабочего колеса определяется произведением крутящего момента на угловую скорость вращения:

$$N_{\text{РКТ}} = M_{\text{кр.РКТ}} \cdot \omega = M_{\text{кр.РКТ}} \cdot \frac{\pi \cdot n}{30} \quad (16)$$

где ω – угловая скорость вращения, рад/с; n – частота вращения ротора ТНА, об/мин.

С учетом формул (14)–(16) выражение для мощности рабочего колеса принимает окончательный вид:

$$N_{\text{РКТ}} = N_{\text{лоп}} \cdot M_{\text{кр.лоп}} \cdot \frac{\pi \cdot n}{30} \quad (17)$$

2.1.2 Расчетная область и постановка задачи

Расчетная область, Рисунок 21, представляет собой один периодический сектор рабочего колеса, ограниченный плоскостями циклической симметрии. Применение секторной постановки обосновано геометрической периодичностью конструкции рабочего колеса и позволяет сократить вычислительные затраты при сохранении физической корректности расчета установившегося режима. Расчетная область разделена на следующие домены:

- Расчетная область 1. Сопловой аппарат – неподвижный жидкостный домен, в котором моделируется разгон горячего газогенераторного газа и формирование потока на входе в рабочее колесо;

- Расчетная область 2. Проточная часть рабочего колеса и уплотнения – вращающийся жидкостный домен, включающий межлопаточный канал, в котором происходит преобразование энергии потока в механическую работу на валу;
- Расчетная область 3. твердотельный домен рабочего колеса – включает лопатку, диск и прилегающие элементы, в которых решается уравнение теплопроводности.

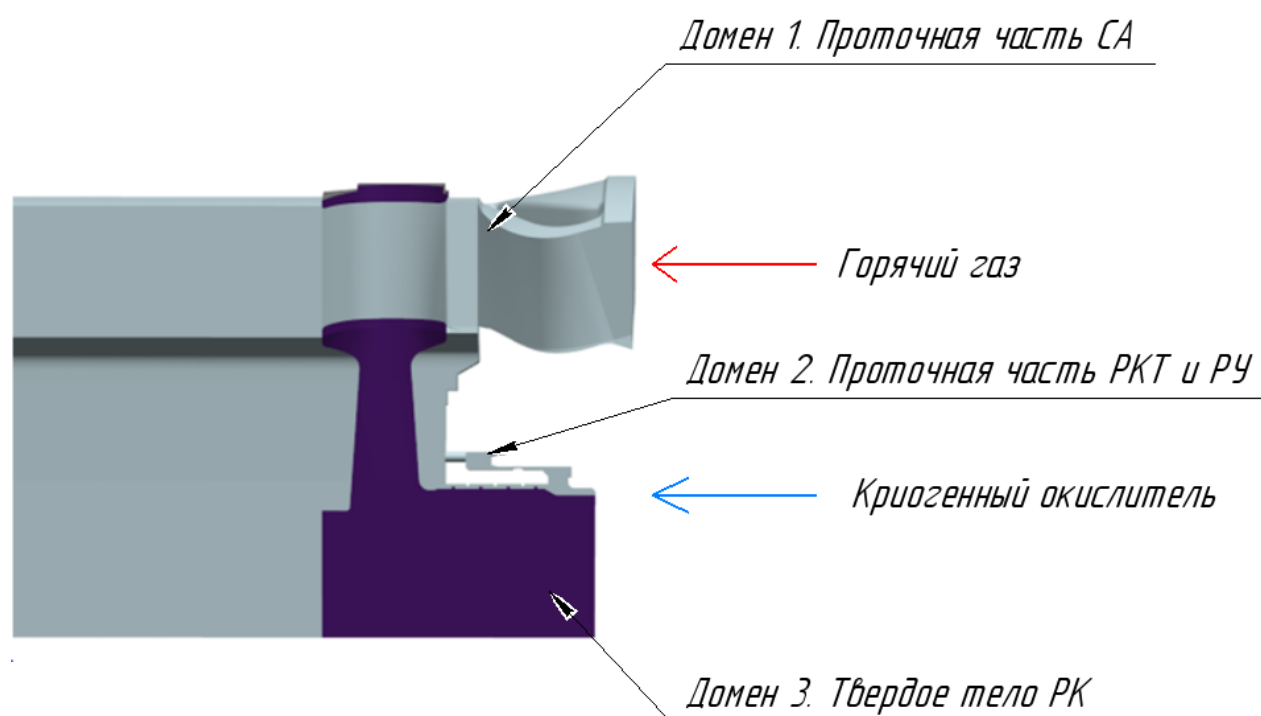


Рисунок 21 – Расчетная область для сопряженного теплообмена

На границах раздела «жидкостный домен – твердотельный домен» задаются сопряженные интерфейсы, обеспечивающие непрерывность температуры и теплового потока. Между вращающимся и неподвижными жидкостными доменами применяется интерфейс с фиксированным взаимным положением ротора и статора без осреднения параметров по окружности. Такой подход сохраняет физическую корректность расчета установившегося режима и согласуется с общепринятой практикой моделирования турбомашин [3]. Общий вид расчетной области – Рисунок 22.

Граничные условия сведены для выполнения сопряженного теплообмена представлены в таблице 2.

Таблица 2 – Граничные условия для сопряженного теплообмена

Граница	Расчетная область	Тип	Значение / источник
Вход в СА	1	Полное давление+ полная температура	Из режимных параметров ГГ $T = 895\text{K}$
Выход из РКТ	2	Массовый расход	Из параметров ТНА
Вход ЖК через РУ	2	Массовый расход + полная температура	Варьируемый, $T = 131\text{ K}$
Стенка ротора со стороны РУ	3	Температура	131 K
Боковые грани	Все	Циклическая периодичность	—
Стенки РКТ	2	Вращающаяся стенка	Частота вращения $n=25000\text{об/мин}$
Интерфейс СА→РКТ	1 и 2	Frozen Rotor	—
Интерфейс проточная часть РКТ ↔ твердое тело РКТ	2 и 3	Сохранение суммарного теплового потока	Непрерывность T и q

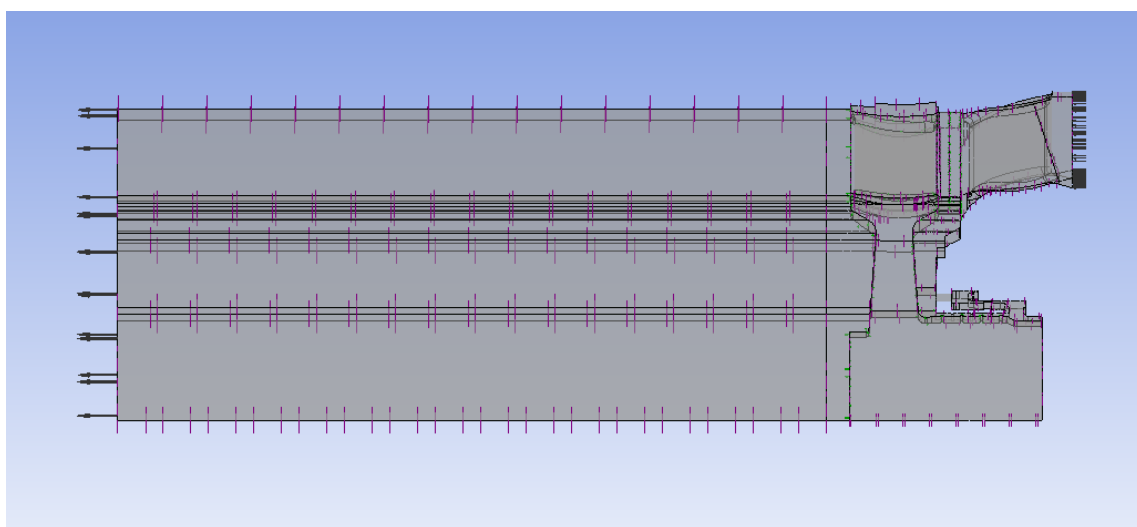


Рисунок 22 – Общий вид расчетной области

Исследование сеточной независимости результатов расчета сопряженного теплообмена выполнено для наиболее нагруженного режима $G/G_{\text{ном}} = 100\%$, Рисунок 23. Контролировались параметры КПД и мощности турбины, а также значения максимального y^+ на стенке диска и лопаток рабочего колеса. Сеточная независимость результатов достигнута для конечно-элементной модели (КЭМ) размером 19 млн элементов и пристеночным сгущением сетки с количеством слоев

– 35; коэффициент роста слоя – 1,2; размером первого слоя сгущения – 0,0001мм. Такая конфигурация пристеночного слоя в рамках данной задачи обеспечивает y^+ в диапазоне от 1 до 10, в соответствии с рекомендациями для RANS моделей турбулентности.

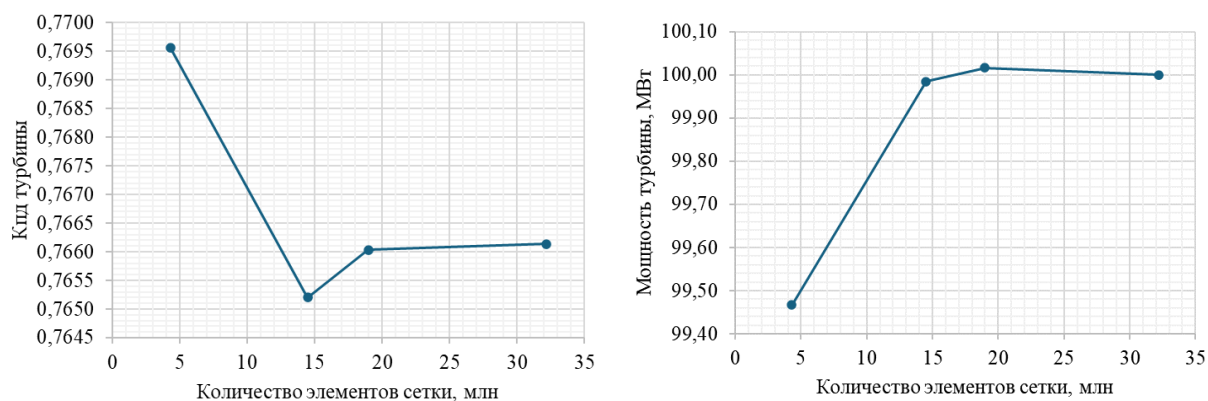


Рисунок 23 – Исследование сеточной независимости результатов расчетов сопряженного теплообмена

При разработке КЭМ особое внимание было уделено областям с высокими температурными градиентами, зазорам в лабиринтной части уплотнения, зоне смешения криогенного и горячего потоков, а также пристеночным областям лопатки и диска РКТ.

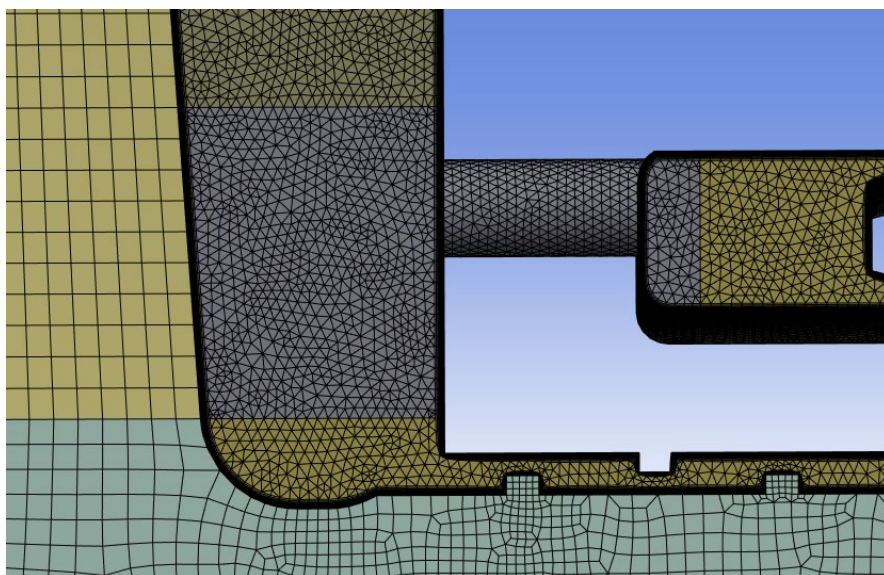


Рисунок 24 – КЭМ в зоне диска РКТ и выхода из уплотнения

Твердое тело диска РК, Рисунок 24, разбито гексагональной сеткой. Проточная часть уплотнения и зоны смешения утечки из уплотнения и основного

потока из СА, Рисунок 25, разбита тетраэдральной сеткой с меньшим размером элемента, для более точного описания течения. В связи со значительными градиентами температуры, плотности и скорости при контакте криогенного и горячего потоков.

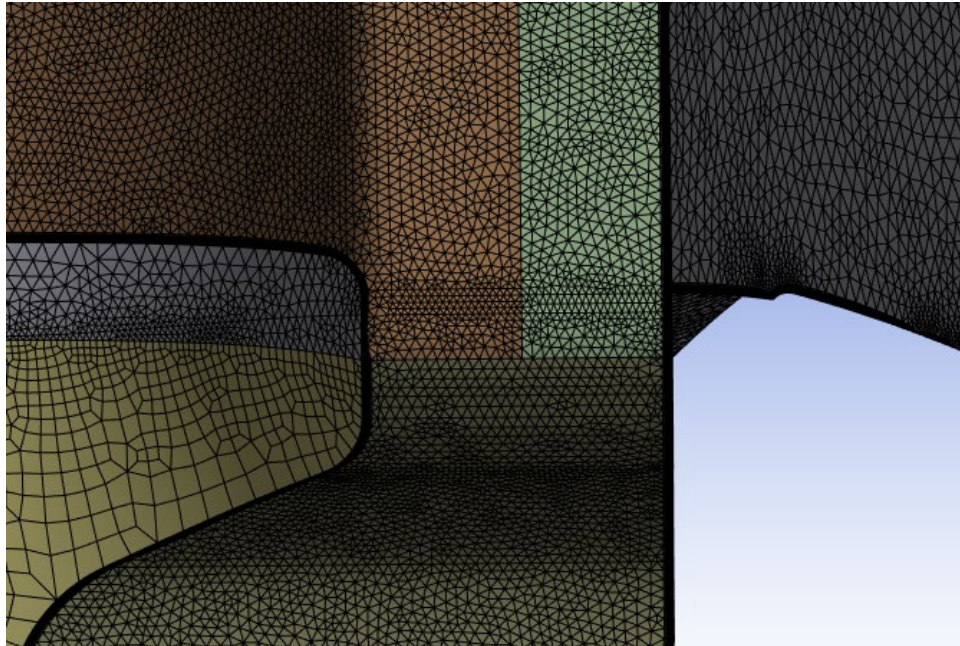


Рисунок 25 – КЭМ в зоне смешения утечки из уплотнения и основного потока из СА

Пристеночное сгущение КЭМ на лопатке РКТ – Рисунок 26.

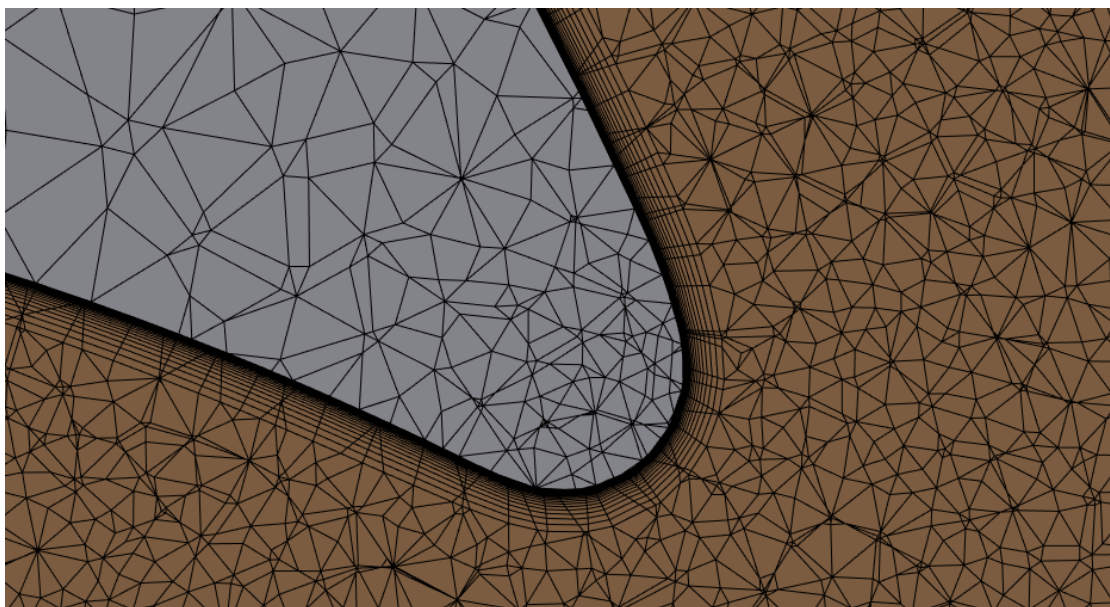


Рисунок 26 – Пристеночное сгущение КЭМ на лопатке РКТ

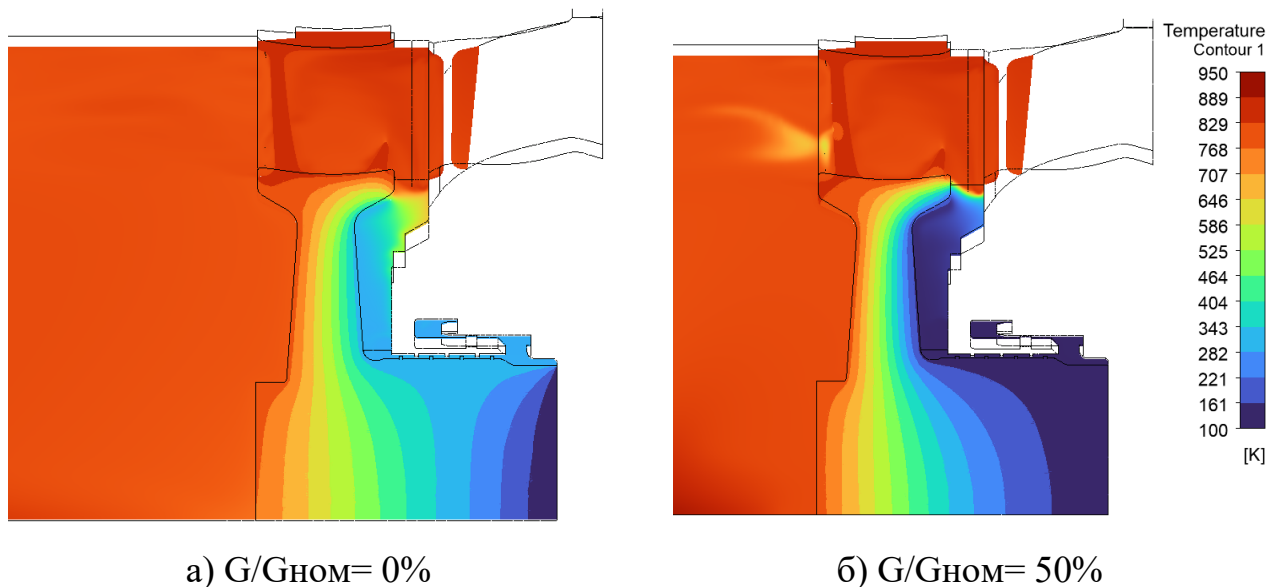
При построении расчетной модели приняты следующие допущения.

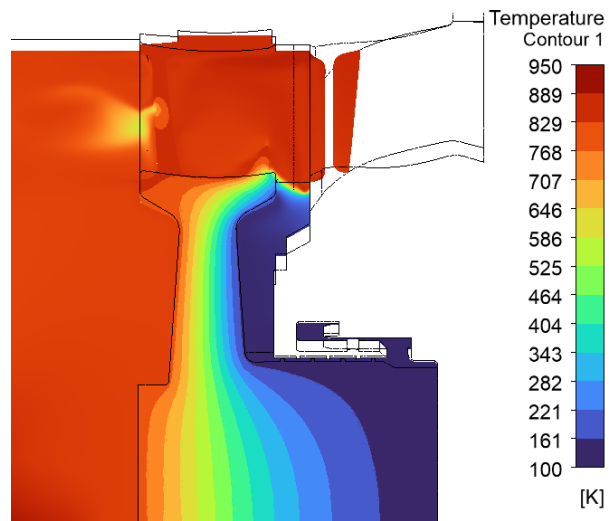
1. Течение рассматривается как стационарное. Используются осреднённые по Рейнольдсу уравнения Навье – Стокса с замыканием турбулентности моделью SST $k-\omega$;
2. Окислительный генераторный газ рассматривается как чистый кислород без примесей продуктов сгорания;
3. Термодинамические свойства кислорода описываются кубическим уравнением состояния Пенга – Робинсона;
4. Взаимодействие соплового аппарата и рабочего колеса описывается моделью Frozen Rotor, в которой относительное положение доменов зафиксировано;
5. Расчёт выполняется для сектора $1/31$ рабочего колеса турбины и $1/17$ соплового аппарата с условиями циклической симметрии;
6. Взаимодействие «жидкость – твёрдое тело» однонаправленное. Поля температуры и давления передаются из газодинамической модели в прочностную, обратное влияние деформаций на поле течения не учитывается.
7. На внешних границах твердотельной области, не контактирующих с рабочим телом, задано условие теплоизоляции. Теплообмен с окружающей средой не учитывается;
8. Материалом рабочего колеса принят сплав Inconel 718 вместо применяемого в конструкции сплава ЭП741НП. Замена обусловлена наличием в открытой печати аттестованных механических и усталостных характеристик Inconel 718 во всём диапазоне температур рассматриваемой задачи, включая криогенные. Методика расчёта от выбранного материала не зависит.

2.1.3 Математическое моделирование сопряженного газодинамического и теплового расчета

Поля распределения температуры в РКТ для трех случаев: при отсутствии утечки через РУ $G/G_{\text{ном}} = 0\%$, при половине номинальной утечки $G/G_{\text{ном}} = 50\%$ и при полной номинальной утечке $G/G_{\text{ном}} = 100\%$ – Рисунок 27.

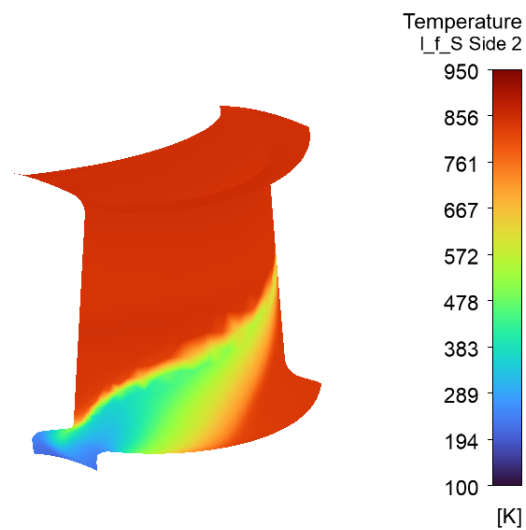
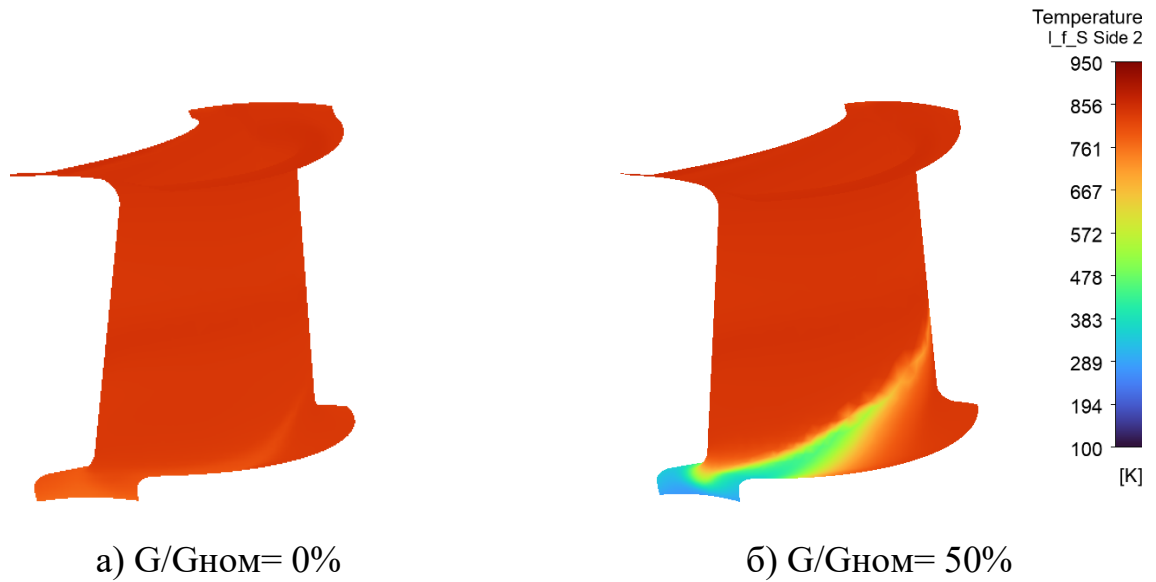
При отсутствии утечки (Рисунок 27а) нижняя часть диска отводит тепло только теплопроводностью через конструкцию; температурное поле рабочего колеса близко к однородному, изотермы располагаются плавно. При ненулевой величине утечки, например, номинальной или половине от нее (Рисунок 27 б,в) криогенный окислитель заполняет полость между диском и корпусом и омывает нагретую поверхность колеса, таким образом, формируется резко неоднородное поле с отчетливой границей между холодной областью со стороны РУ и горячей со стороны генераторного газа; в зоне контакта осевой градиент температуры превышает 500 К на протяжении нескольких миллиметров. Интенсивность растекания криогенного потока по спинке лопатки зависит от величины утечки (Рисунок 28) и проявляется в смещении изотерм в лопаточной зоне.





в) $G/G_{\text{ном}} = 100\%$

Рисунок 27 – Поле распределение температуры в РК турбины



в) $G/G_{\text{ном}} = 100\%$

Рисунок 28 – Зона растекания утечки из уплотнения по спинке лопатки турбины

С увеличением утечки через уплотнение изменяется картина течения в зоне перед лопатками и интенсивность и характер вихреобразования. По полю распределения полной температуры, Рисунок 29, видно, как изменяется зона смешения криогенного и горячего потоков, большая величина утечки сильнее смещает горячий поток от лопатки и криогенный поток поднимается выше по перу лопатки.

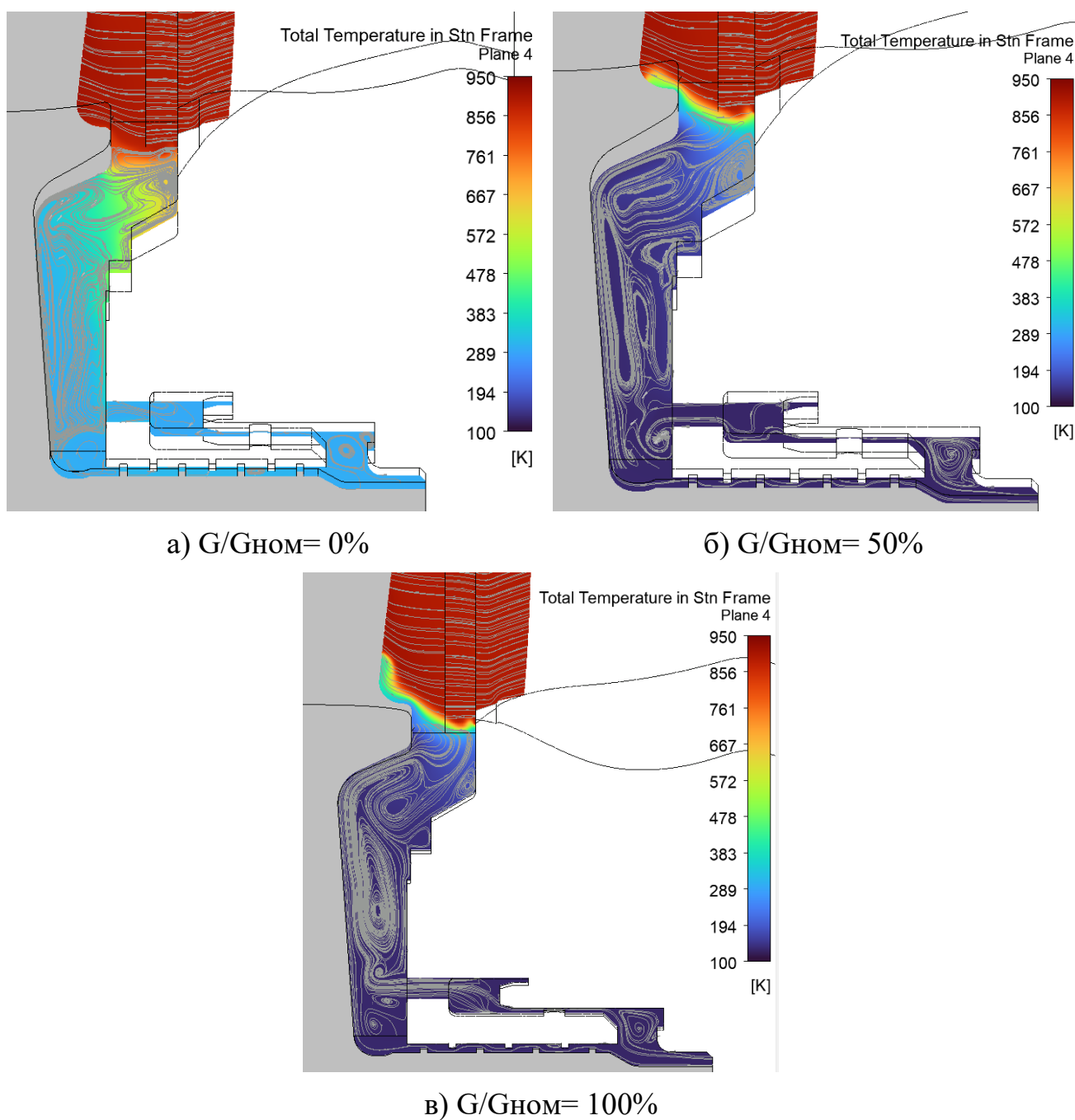
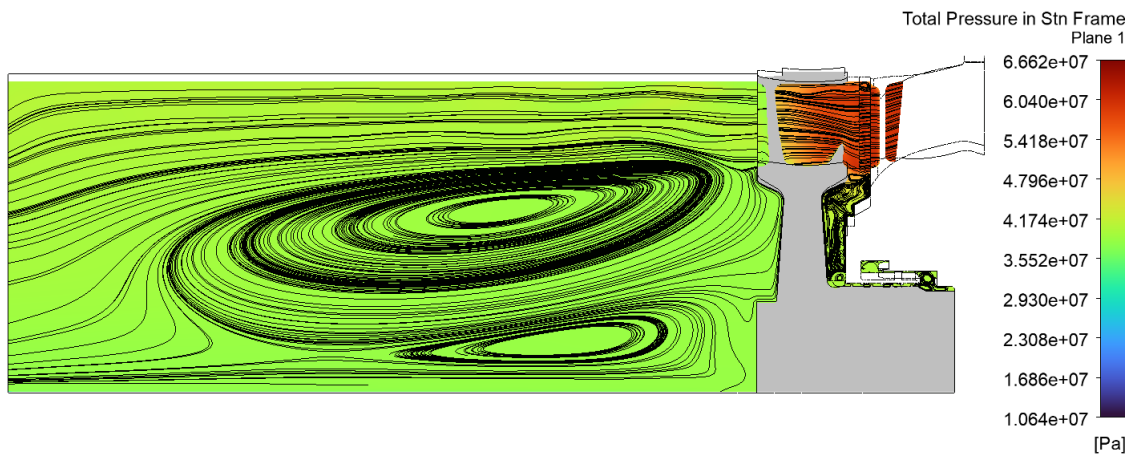
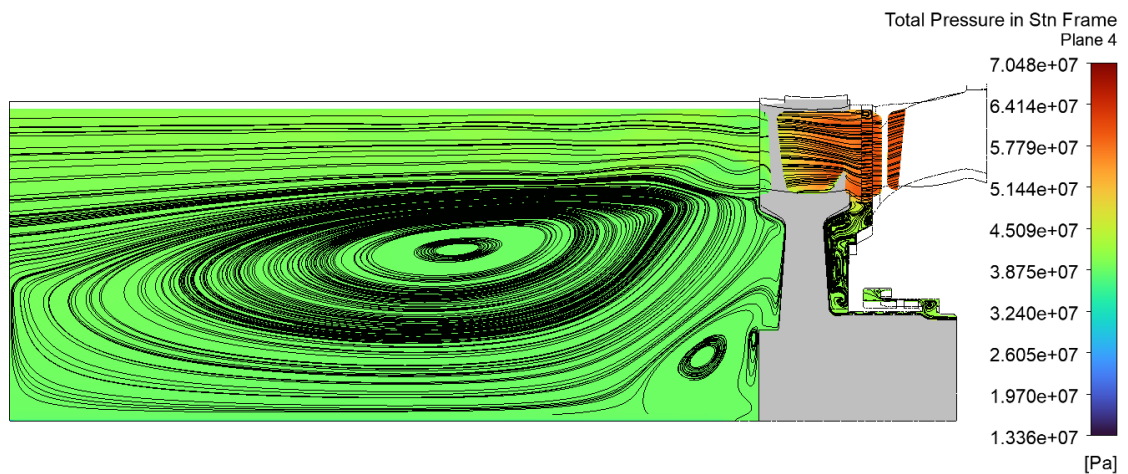


Рисунок 29 – Распределение полной температуры и вихрей в полости перед лопатками

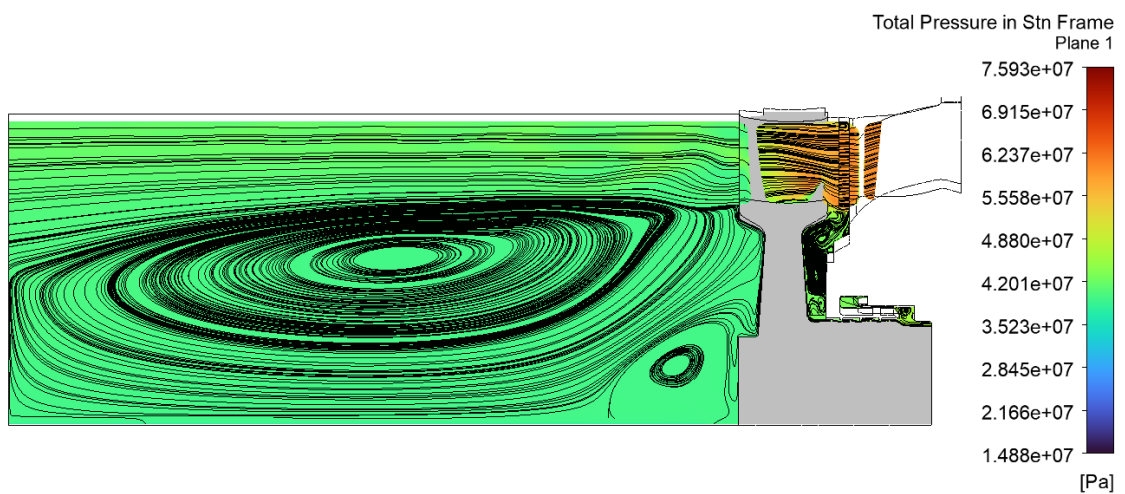
Распределение полного давления в расчетной области для разных величин утечки – Рисунок 30.



a) $G/G_{\text{ном}} = 0\%$



a) $G/G_{\text{ном}} = 50\%$



a) $G/G_{\text{ном}} = 100\%$

Рисунок 30 – Распределение полного давления в расчетной области

Зависимость КПД турбины от величины утечки, Рисунок 31, имеет нелинейную форму. По мере снижения утечки уменьшается интенсивность влияния подмешенного криогенного потока на газодинамические параметры горячего рабочего тела и увеличивается располагаемая работа ступени, а также на структуру течения в проточной части. Суммарная прирост КПД при переходе от $G/G_{\text{ном}} = 100\%$ к $G/G_{\text{ном}} = 0\%$ составляет 4,64%.

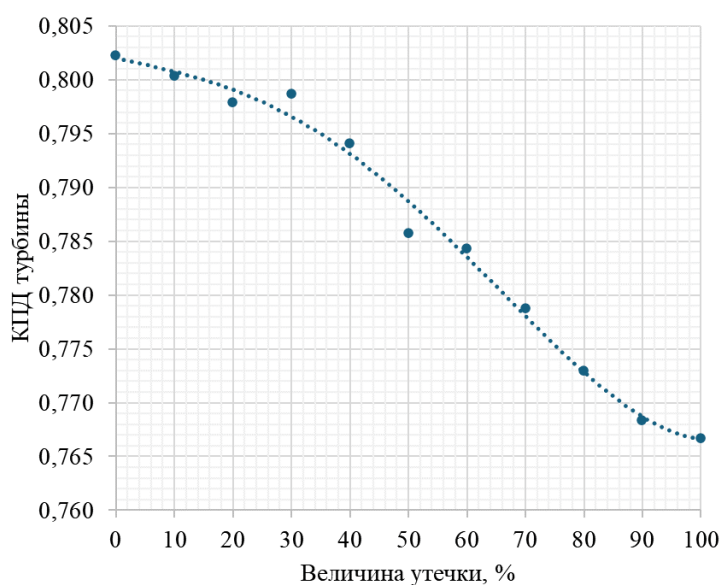


Рисунок 31 – Зависимость КПД турбины от величины утечки окислителя через РУ

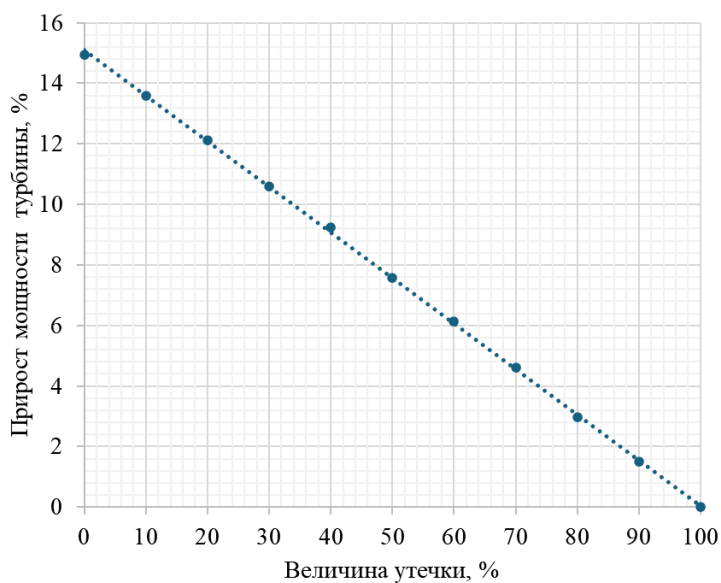


Рисунок 32 – Зависимость прироста мощности от величины утечки окислителя через РУ

Зависимость мощности турбины от величины утечки, Рисунок 32, близка к линейной. Это указывает на то, что мощность теряется преимущественно вследствие снижения энтальпии рабочего тела при подмешивании криогенного окислителя, а не вследствие перестройки газодинамической структуры потока, которая проявляет себя в нелинейности кривой коэффициента полезного действия. Достижимый при полном устранении утечки прирост мощности на 15 % существен для энергетического баланса ТНА и может быть обращен в резерв повышения параметров двигателя, прежде всего давления в камере.

2.2 Методика расчета напряженно-деформированного состояния рабочего колеса турбины

2.2.1 Постановка задачи и стратегия передачи нагрузок

Расчет напряженно-деформированного состояния (НДС) рабочего колеса турбины выполняется методом конечных элементов в модуле ANSYS Mechanical на основе результатов, полученных при сопряженном газодинамическом и тепловом анализе. Применяется стратегия однонаправленного взаимодействия «жидкость – твердое тело» (one-way Fluid-Structure Interaction), при которой данные передаются из газодинамической модели в структурную, но обратное влияние деформаций на поле течения не учитывается. Такой подход обоснован малостью упругих деформаций лопаток и диска по сравнению с характерными размерами проточной части и обеспечивает вычислительную эффективность при сохранении достаточной точности по инженерным критериям прочности.

Из сопряженного расчета в структурную модель передаются два типа распределенных нагрузок:

- трехмерное объемное распределение температуры $T(x, y, z)$ по твердотельному домену рабочего колеса, полученное решением уравнения теплопроводности с сопряженными граничными условиями; передача осуществляется в формате узловых значений температуры,

интерполируемых между сеткой газодинамической модели и сеткой структурной модели;

- распределение статического давления $p(x, y, z)$ на поверхностях лопаток и диска, контактирующих с жидкостными рабочими областями, сторона горячего газогенераторного газа и сторона утечки криогенного окислителя; передача осуществляется в виде поверхностных нагрузок на соответствующих гранях структурной модели.

2.2.2 Определяющие уравнения прочностного анализа

Упругопластический анализ с учетом температурных деформаций и центробежных сил описывается системой уравнений механики деформируемого твердого тела. Уравнение равновесия во вращающейся системе отсчета:

$$\nabla \cdot \sigma + \rho_s \cdot (\omega^2 \cdot r_{\perp}) = 0 \quad (18)$$

где σ – тензор напряжений Коши, Па; $r_{\perp}$ – радиус-вектор от оси вращения до рассматриваемой точки, лежащий в плоскости, перпендикулярной оси, м. Слагаемое $\rho_s \cdot (\omega^2 \cdot r_{\perp})$ представляет объемную центробежную нагрузку.

Соотношение деформаций и перемещений (геометрическое уравнение малых деформаций) имеет вид:

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (19)$$

где ε_{ij} – компоненты тензора малых деформаций; u_i – компоненты вектора перемещений, м.

Физическое уравнение связи напряжений и деформаций с учетом температурной деформации (обобщенный закон Гука) имеет вид:

$$\sigma_{ij} = C_{ijkl}(T) \cdot [\varepsilon_{kl} - \alpha_T(T) \cdot (T - T_{ref}) \cdot \delta_{kl}] \quad (20)$$

где $C_{ijkl}(T)$ – тензор упругих модулей материала (для изотропного материала определяется через модуль Юнга $E(T)$ и коэффициент Пуассона $\nu(T)$); $\alpha_T(T)$ – коэффициент линейного теплового расширения, $1/K$; T_{ref} – температура свободного состояния, соответствующая ненапряженному состоянию, К; δ_{kl} – символ

Кронекера. Температурная зависимость упругих модулей и коэффициента теплового расширения задается табличными функциями для материала диска.

Вычисление эквивалентных напряжений:

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \quad (21)$$

где $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ – главные нормальные напряжения; $\sigma_{\text{ЭКВ}}$ – эквивалентное напряжение по Мизесу, Па.

2.2.3 Граничные условия и действующие нагрузки

Граничные условия и нагрузки в структурном расчете:

- объемная температурная нагрузка $T(x, y, z)$, импортированная из сопряженного расчета раздела 2.1; формирует температурные деформации и термические напряжения через соотношение (20);
- поверхностное давление $P(x, y, z)$ на рабочих поверхностях лопаток и диска, импортированное из газодинамического расчета; формирует газодинамические нагрузки на лопатки;
- частота вращения ω , заданная в теле рабочего колеса; формирует центробежную объемную нагрузку через слагаемое уравнения (18);
- условия циклической симметрии на периодических границах сектора.

Таблица 3 – Граничные условия для расчета НДС рабочего колеса турбины.

Граница / нагрузка	Тип	Значение / источник
Объемное распределение температуры в рабочем колесе	Импортированное объемное распределение температуры	Объемное распределение $T(x,y,z)$ из сопряженного расчета
Давление на поверхностях лопатки и диска	Импортированное распределение давления	Поверхностное распределение $P(x,y,z)$ из сопряженного расчета
Вращение	Частота Вращения	Частота вращения 25 000 об/мин вокруг оси ротора
Боковые грани сектора 1/31	Циклическая симметрия	Циклическая симметрия, 31 сектор по количеству лопаток
Материал	Inconel 718	Температурно-зависимые $E(T)$, $\alpha(T)$

Свойства материала Inconel 718 определены по экспериментальным данным нескольких источников: при температурах 298 и 823К – по результатам малоцикловых испытаний, приведенных в работе [23]; модуль упругости, предел текучести и коэффициент теплового расширения при криогенных температурах – по данным работ [48, 54], которые приводят результаты испытаний Inconel 718 при температурах жидкого водорода и азота; данные при температурах 700-1200 К, включая влияние скорости деформирования и термомеханического нагружения, взяты из работы [20]; значения при промежуточных температурах получены линейной интерполяцией.

Общий вид КЭМ для прочностного расчета РКТ – Рисунок 33. С целью выполнения корректного расчета НДС РКТ выполнено сгущение сетки в местах с повышенным осевым температурным градиентом, на диске со стороны уплотнения – Рисунок 34, и в концентраторах напряжений – галтелях, Рисунок 35.

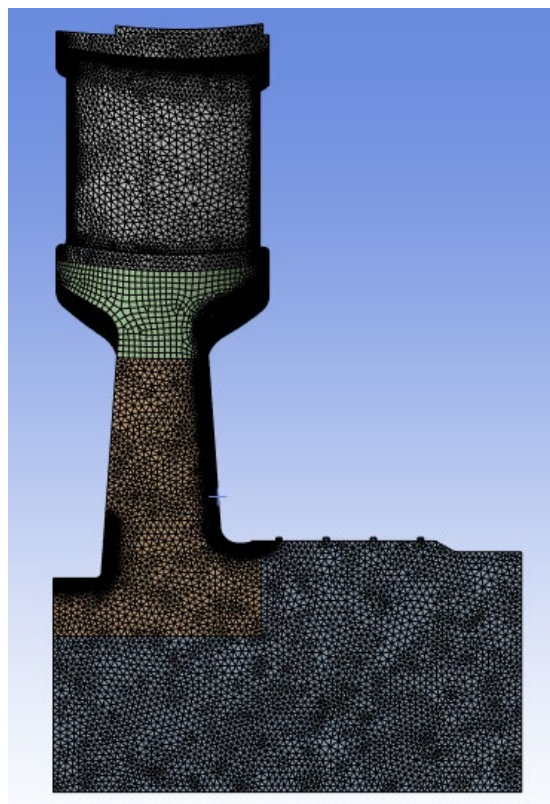


Рисунок 33 – КЭМ РК турбины для прочностного расчета

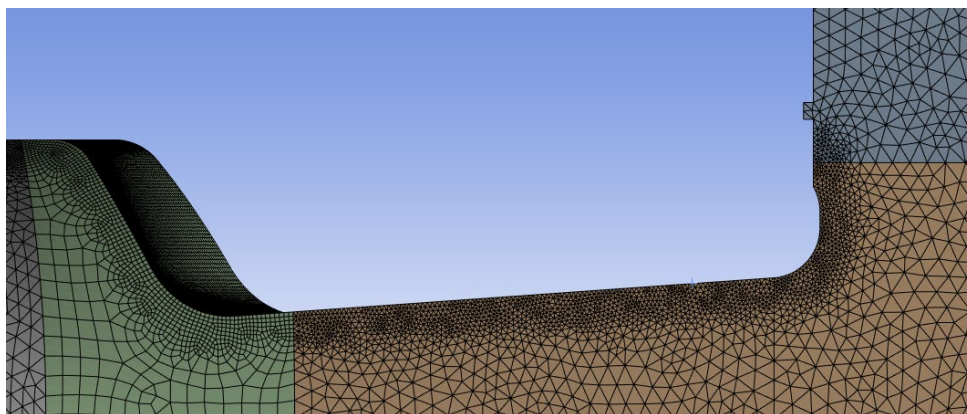


Рисунок 34 – Сгущение КЭМ на РК со стороны уплотнения

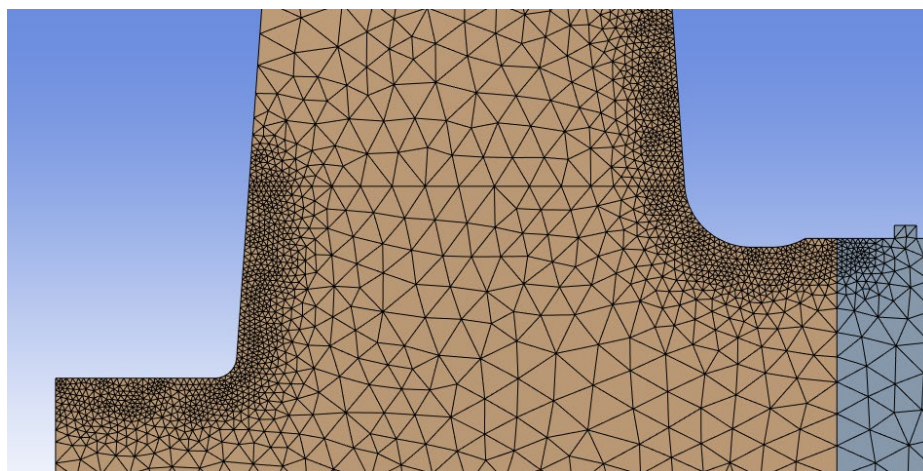


Рисунок 35 – Сгущение КЭМ на галтелях

2.2.4 Математическое моделирование НДС РК турбины

Зависимость максимальной деформации РКТ от величины утечки (Рисунок 36) демонстрирует монотонное уменьшение деформации на 7,8% при изменении $G/G_{\text{ном}}$ от 100% до 0%. Это связано с тем, что при уменьшении утечки в диске снижается осевой температурный перепад и, следовательно, величина охлажденного объема и изгибающий момент. Деформация РКТ при утечке $G/G_{\text{ном}} = 100\%$ – Рисунок 37.

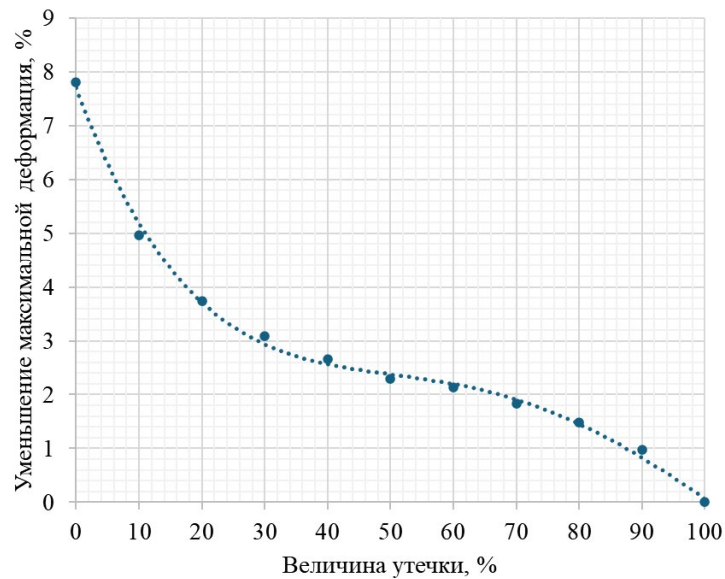


Рисунок 36 – Зависимость уменьшения максимальной деформации РКТ от величины утечки окислителя через РУ

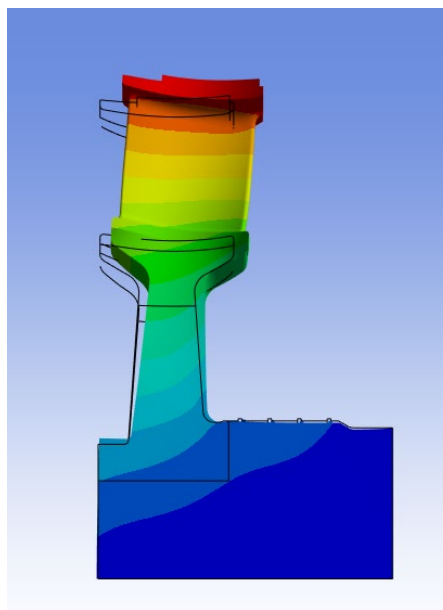


Рисунок 37 – Деформация РКТ при относительной утечке через РУ $G/G_{\text{ном}} = 100\%$. Масштаб деформаций увеличен

Распределение эквивалентной пластической деформации на режиме $G/G_{\text{ном}} = 100\%$ – Рисунок 38. Зоны пластичности локализованы в галтелях перехода вал–диск и диск–лопатка. Максимальное значение пластической деформации в диске составляет 0,517%, что является малыми пластическими деформациями.

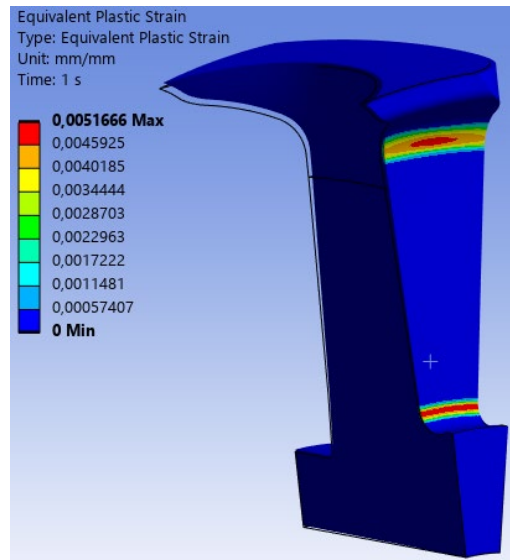


Рисунок 38 – Распределение эквивалентной пластической деформации при величине утечки окислителя через РУ $G/G_{\text{НОМ}} = 100\%$

Осредненное по объему напряжение $\sigma_{\text{уср_РКТ}}$, Рисунок 39, монотонно снижается со 717 МПа при $G/G_{\text{НОМ}} = 0\%$ до 637 МПа при $G/G_{\text{НОМ}} = 100\%$. По диапазону снижение распределено неравномерно: на участке $G/G_{\text{НОМ}}$ 0-20% оно составляет 8,8%, а на участке 20-100% падение составляет лишь 2,4%. Причиной такого снижения является релаксация напряжений через пластическую деформацию. Объем материала, перешедший в пластическое состояние, не удерживает упругую составляющую напряжения сверх предела текучести, и избыток нагрузки перераспределяется на смежные упруго работающие области с меньшим уровнем напряжений.

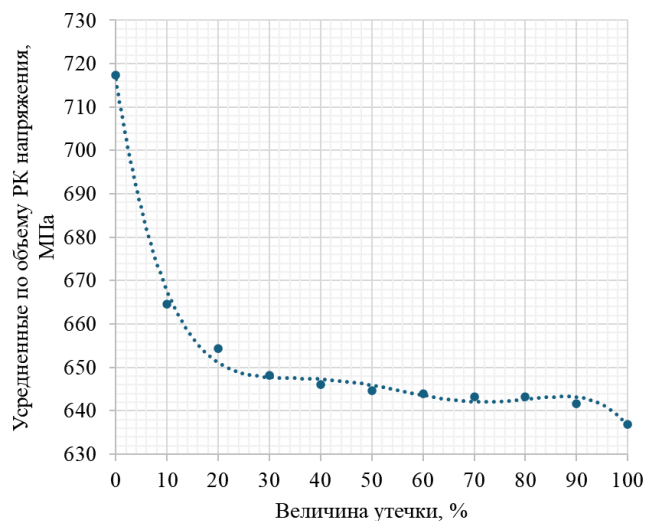


Рисунок 39 – Зависимость усредненных по объему РКТ напряжений от величины утечки окислителя через РУ

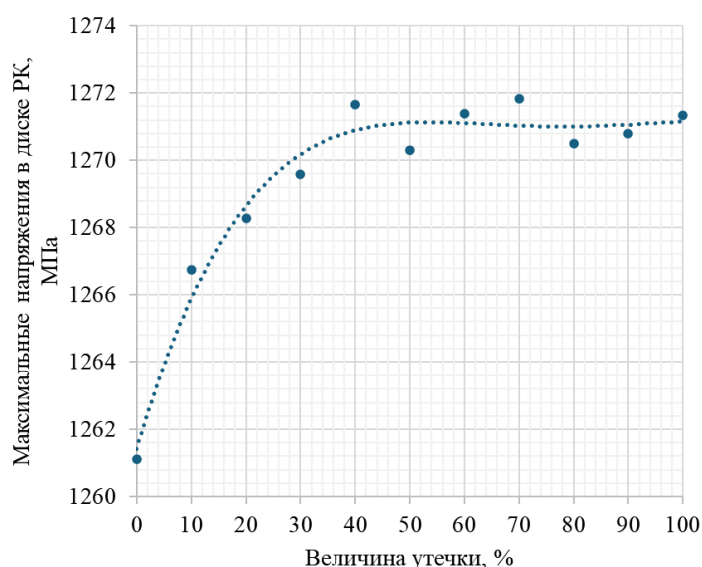


Рисунок 40 – Зависимость максимальных в диске турбины напряжений от величины утечки окислителя через РУ

Максимальное эквивалентное напряжение в галтели «вал-диск» увеличивается с 1261 МПа при $G/G_{\text{ном}} = 0\%$ до 1272 МПа при $G/G_{\text{ном}} = 40\%$, далее выходит на постоянный уровень: на участке 40–100 % все значения укладываются в интервал 1270–1272 МПа, что не превышает погрешности расчета, Рисунок 40. Выход на постоянный уровень означает, что критическая точка целиком перешла в установившийся режим пластического течения, и дальнейший рост утечки меняет уже не интенсивность местного напряжения, а объем охлажденной и, следовательно, пластически деформированной зоны. Поле распределения эквивалентных напряжений в диске РКТ – Рисунок 41.

Утечка через РУ воздействует на НДС диска через два механизма. Через глубину проникновения криогенного фронта в тело диска, задающая объем охлажденной зоны и, через него, интегральный термический изгибающий момент. А также через интенсивность местного осевого градиента температуры, которой определяется уровень локальных термических напряжений.

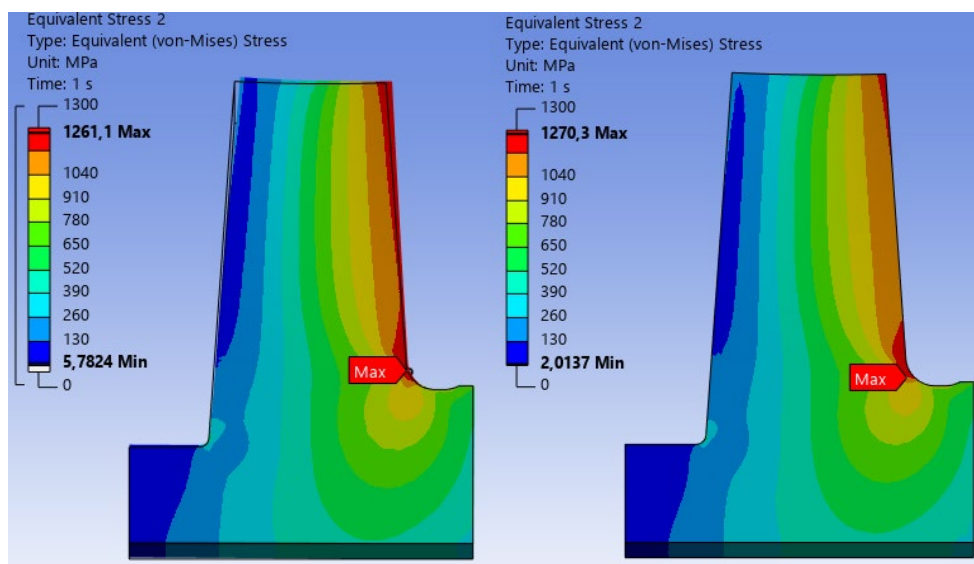
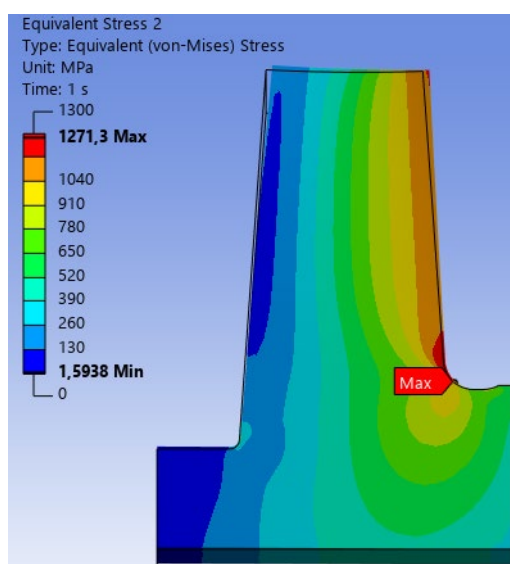
а) $G/G_{\text{HOM}} = 0\%$;б) $G/G_{\text{HOM}} = 50\%$ в) $G/G_{\text{HOM}} = 100\%$

Рисунок 41 – Поле распределения эквивалентных напряжений в диске РКТ

Соотношение вкладов этих механизмов меняется с ростом утечки В диапазоне $G/G_{\text{HOM}} = 0-20\%$ Соотношение вкладов этих механизмов меняется с ростом утечки В диапазоне $G/G_{\text{HOM}} = 0-20\%$ определяющим оказывается второй: у галтели формируется компактная зона пластичности, максимальные напряжения быстро выходят на уровень предела текучести, осредненные по объему напряжения интенсивно снижаются за счет релаксации, а полная деформация колеса нарастает линейно. В диапазоне $G/G_{\text{HOM}} = 20-100\%$ ведущим становится первый механизм, зона пластичности распространяется вглубь диска при почти неизменных максимальных напряжениях. Снижение осредненных напряжений замедляется,

поскольку вовлекаемые в пластическую работу объемы продолжают обеспечивать релаксацию, тогда как прирост термического момента снижается. Деформация при этом продолжает увеличиваться за счет выгибания диска.

2.3 Методика расчета и выбор утечки окислителя через разделительное уплотнение

2.3.1 Постановка задачи выбора величины утечки

Результаты сопряженного газодинамического и теплового расчета и расчета напряженно-деформированного состояния дают однозначное указание на физическую картину: уменьшение расхода утечки криогенного окислителя через разделительное уплотнение приводит к улучшению всех основных энергетических и прочностных показателей рабочего колеса турбины. С ростом массовой доли утечки $\xi_{\text{утечки}}$ снижается коэффициент полезного действия турбины η_{ts} , уменьшается ее мощность N , увеличивается осевое смещение диска – зонтичный эффект, и формируется зона пластической деформации в галтели «вал – диск», в которой эквивалентные напряжения по Мизесу выходят на уровень предела текучести материала. Поэтому идеальным с точки зрения эффективности и ресурса турбины является режим с нулевой утечкой $G_{py} = 0$, реализуемый в безрасходной схеме разделительного уплотнения.

При проектировании разделительного уплотнения величина утечки назначается минимально возможной при условии гарантированной бесконтактной работы торцевой пары. Однако не всегда возможно использовать безрасходное уплотнение в реальной конструкции. В схеме, в которой стояночное уплотнение объединено с установленным за ним бесконтактным лабиринтным уплотнением, минимальный расход $G_{py, \min}$ определяется условием сохранения бесконтактности при изменениях давления рабочего тела и осевых смещениях ротора и не может быть уменьшен ниже этого значения без риска соударения уплотнительных поверхностей и последующего износа или перекоса уплотнительного элемента.

В настоящей работе предлагается рассматривать величину утечки не как следствие принятой геометрии, а как назначаемый параметр, и определять ее как минимально допустимое значение $G_{ру}^{опт}$ при котором одновременно выполняются условие бесконтактной работы уплотнительного узла и ограничения по энергетическим характеристикам турбины и напряженно-деформированному состоянию рабочего колеса.

В качестве варьируемого параметра принят относительный расход утечки

$$G_{отн} = G_{ру}/G_{ном}, \quad G_{отн} \in [0; 1], \quad (22)$$

где $G_{ном}$ – расход утечки через лабиринтное уплотнение разделительного узла на номинальном режиме работы ТНА.

Все характеристики рабочего колеса – КПД турбины $\eta_{ts}(G_{отн})$, мощность $N(G_{отн})$, максимальное осевое смещение диска $w(G_{отн})$, осредненное по объему эквивалентное напряжение $\sigma_{уср}(G_{отн})$, максимальное эквивалентное напряжение в диске $\sigma_{макс,диск}(G_{отн})$ и максимальная температура диска $T_{макс,диск}(G_{отн})$ – рассматриваются как функции одного параметра $G_{отн}$, заданные численно по результатам параметрического исследования.

2.3.2 Ограничения задачи определения утечки

Ограничения разделены на три группы: конструктивно-эксплуатационные ограничения на расход через уплотнение, ограничения на энергетические характеристики турбины и ограничения на напряженно-деформированное состояние рабочего колеса.

Конструктивно-эксплуатационные ограничения по расходу. Нижняя граница диапазона варьирования $G_{ру}$ определяется минимально допустимым расходом утечки, обеспечивающим работоспособность уплотнительного узла:

$$G_{ру} \geq G_{ру,min}, \quad (23)$$

где $G_{ру,min}$ – минимально допустимая величина утечки, определяемая по совокупности требований к работоспособности уплотнительного узла на

номинальном и конкретизируемая на этапе конструкторского проектирования уплотнения.

Верхняя граница соответствует максимально возможному расходу при существующей конструкции лабиринтного уплотнения:

$$G_{\text{py}} \leq G_{\text{ном}}, \quad (24)$$

то есть варьируемый параметр $G_{\text{отн}} = G_{\text{py}}/G_{\text{ном}}$ ограничен сверху единицей по физическому смыслу задачи.

Ограничения по энергетическим характеристикам турбины. В соответствии с результатами подраздела 2.1, увеличение утечки приводит к снижению КПД и мощности турбины вследствие подмешивания криогенного окислителя к горячему газогенераторному газу и связанного с этим уменьшения располагаемой работы ступени. Для сохранения энергетического баланса ТНА на номинальном режиме относительные потери КПД и мощности по сравнению с безрасходным режимом $G_{\text{py}} = 0$ ограничены сверху:

$$\Delta\eta_{ts}(G_{\text{py}}) = \eta_{ts}(0) - \eta_{ts}(G_{\text{py}}) \leq \Delta\eta_{ts,\text{доп}}, \quad (25)$$

$$\Delta\bar{N}(G_{\text{py}}) = \frac{N(0) - N(G_{\text{py}})}{N(0)} \leq \Delta\bar{N}_{\text{доп}}, \quad (26)$$

где $\Delta\eta_{ts,\text{доп}}$ и $\Delta\bar{N}_{\text{доп}}$ – допустимые потери КПД и относительные потери мощности соответственно, устанавливаемые требованиями к энергетическому балансу ТНА в составе двигательной установки.

Ограничения по напряженно-деформированному состоянию рабочего колеса. Анализ результатов расчета НДС, подраздел 2.2, показал, что управление расходом утечки оказывает влияние на два независимых физических механизма формирования напряжений и деформаций: глубину проникновения криогенного фронта в тело диска, определяющую масштаб охлажденной зоны и величину термического изгибающего момента, и интенсивность локального осевого

температурного градиента, определяющего локальные термические напряжения. Каждому из этих механизмов соответствует свое ограничение.

Ограничение по локальной прочности диска формулируется через коэффициент запаса прочности по пределу текучести в критической зоне (галтель перехода «вал – диск»):

$$n_{\sigma}(G_{\text{ру}}) = \frac{\sigma_{0,2}(T)}{\sigma_{\text{макс,диск}}(G_{\text{ру}})} \geq n_{\sigma,\text{треб}}, \quad (27)$$

где $\sigma_{0,2}(T)$ – температурно-зависимый предел текучести материала диска, Па; $n_{\sigma,\text{треб}}$ – требуемое значение коэффициента запаса прочности, регламентированное нормативной документацией на проектирование рабочих колес турбин ТНА ЖРД. Особенностью данного ограничения, выявленной в подразделе 2.2, является выход $\sigma_{\text{макс,диск}}(G_{\text{отн}})$ на плато на уровне предела текучести при $G_{\text{отн}} \geq 0,4$, что соответствует переходу материала в установившийся режим пластического деформирования и формальному обращению ограничения (28) в равенство при $n_{\sigma,\text{треб}} = 1$.

Ограничение по максимальной деформации диска определяется требованиями к сохранению радиальных и осевых зазоров уплотнительных и подшипниковых узлов:

$$w(G_{\text{ру}}) \leq w_{\text{доп}}, \quad (28)$$

где $w(G_{\text{ру}})$ – максимальное осевое смещение диска при заданном расходе утечки, м; $w_{\text{доп}}$ – предельно допустимое значение осевого смещения, определяемое из условия сохранения зазоров и работоспособности сопряженных уплотнительных узлов, м.

Ограничение по максимальной температуре диска предотвращает достижение предельно допустимой температуры материала по условиям длительной прочности и жаропрочности:

$$T_{\text{макс,диск}}(G_{\text{ру}}) \leq T_{\text{доп}}, \quad (29)$$

где $T_{\text{доп}}$ – предельно допустимая температура материала диска, К.

С учетом того, что увеличение утечки приводит к локальному охлаждению нижней части диска, дополнительно может быть введено ограничение по минимальной температуре материала, обусловленное требованиями по хладостойкости и сохранению пластических свойств никелевых сплавов при криогенных температурах, однако в рассмотренной конструкции это ограничение не является активным и в дальнейшем анализе не учитывается.

Полная система ограничений имеет вид:

$$\begin{cases} G_{\text{PY}}^{\text{opt}} = \operatorname{argmin} G_{\text{PY}}, \\ G_{\text{PY},\min} \leq G_{\text{PY}} \leq G_{\text{НОМ}}, \\ \Delta\eta_{ts}(G_{\text{PY}}) \leq \Delta\eta_{ts,\text{доп}}, \\ \Delta\bar{N}(G_{\text{PY}}) \leq \Delta\bar{N}_{\text{доп}}, \\ n_{\sigma}(G_{\text{PY}}) \geq n_{\sigma,\text{треб}}, \\ w(G_{\text{PY}}) \leq w_{\text{доп}}, \\ T_{\text{макс,диск}}(G_{\text{PY}}) \leq T_{\text{доп}}. \end{cases} \quad (30)$$

2.3.3 Анализ результатов параметрического расчета и выбор величины утечки

Численные значения характеристик рабочего колеса, полученные в подразделах 2.1 и 2.2 при варьировании относительного расхода утечки $G_{\text{отн}}$ от 0 до 1, сведены в – Таблица 4. Анализ зависимостей $\eta_{ts}(G_{\text{отн}})$, $N(G_{\text{отн}})$, $w(G_{\text{отн}})$, $\sigma_{\text{уср}}(G_{\text{отн}})$ и $\sigma_{\text{макс,диск}}(G_{\text{отн}})$ позволяет выделить два качественно различных диапазона.

Таблица 4 – Параметры РКТ при различной величине утечки окислителя через РУ

$G_{\text{отн}},\%$	КПД	Прирост КПД, %	Прирост мощности, %	Уменьшение деформации, %	$\sigma_{\text{уср_РКТ}},$ МПа	$\sigma_{\text{макс_диск}},$ МПа
0	0,802	4,639	14,929	7,80	717,33	1261,10
10	0,800	4,388	13,601	4,96	664,56	1266,73
20	0,798	4,068	12,111	3,73	654,37	1268,28
30	0,799	4,165	10,607	3,09	648,21	1269,59
40	0,794	3,567	9,234	2,65	646,08	1271,65
50	0,786	2,485	7,583	2,30	644,57	1270,31

60	0,784	2,290	6,146	2,13	643,88	1271,38
70	0,779	1,572	4,616	1,83	643,29	1271,84
80	0,773	0,813	2,966	1,48	643,27	1270,49
90	0,768	0,210	1,508	0,97	641,64	1270,80
100	0,767	–	–	–	636,97	1271,34

В диапазоне $G_{\text{отн}} \in [0; 0,2]$ зависимости КПД и осевого смещения диска от расхода утечки имеют наибольшую крутизну: при увеличении $G_{\text{отн}}$ от 0 до 0,2 КПД турбины уменьшается на 0,57% абсолютных (с 0,802 до 0,798 при потере прироста КПД с 4,64% до 4,07%), относительные потери мощности составляют 12,11%, при этом относительное снижение деформации, реализуемое при отказе от безрасходной схемы в пользу варианта с $G_{\text{отн}} = 0,2$, составляет лишь 3,73% из 7,80%, достигаемых при $G_{\text{отн}} = 0$. Осредненные по объему напряжения $\sigma_{\text{уср}}$ в этом диапазоне снижаются на 8,8% за счет релаксации напряжений через пластическую деформацию. Локальный максимум $\sigma_{\text{макс,диск}}$ возрастает от 1261 МПа при $G_{\text{отн}} = 0$ до 1268 МПа при $G_{\text{отн}} = 0,2$, оставаясь ниже уровня предела текучести.

В диапазоне $G_{\text{отн}} \in [0,2; 1,0]$ характер зависимостей изменяется. КПД продолжает уменьшаться, потери мощности нарастают практически линейно до 14,93% при $G_{\text{отн}} = 1$, осевое смещение диска увеличивается до уровня, соответствующего полному развитию зонтичного эффекта. Локальный максимум напряжений в галтели «вал – диск» выходит на плато $\sigma_{\text{макс,диск}} \approx 1271$ МПа, что соответствует переходу критической точки в установившийся режим пластического деформирования. Дальнейшее увеличение утечки изменяет не интенсивность локального напряжения, а объем пластически деформированной зоны.

Таким образом, диапазон $G_{\text{отн}} \in [0; 0,2]$ является наиболее эффективным с точки зрения сохранения энергетических и прочностных характеристик турбины. Минимум целевой функции (23) при выполнении конструктивно-эксплуатационных ограничений (24) достигается на левой границе допустимого диапазона:

$$G_{\text{PY}}^{\text{opt}} = G_{\text{PY},\text{min}}. \quad (31)$$

При невозможности реализации безрасходной схемы уплотнения ($G_{\text{PY},\text{min}} = 0$), оптимальное значение определяется минимально допустимым расходом, соответствующим конструктивным особенностям конкретного уплотнительного узла. В рассматриваемой конструкции с лабиринтным уплотнением оптимальное значение утечки лежит в диапазоне $G_{\text{отн}}^{\text{opt}} \in [0,1; 0,2]$, при котором достигается 81 – 91% возможного прироста мощности (от 12,11% до 13,60% из максимально возможных 14,93%) и 47–64% возможного снижения максимального осевого смещения диска от 3,73% до 4,96% из максимально возможных 7,80% при сохранении локального максимума напряжений ниже предела текучести материала и при соответствии всем остальным ограничениям задачи (31).

2.4 Выводы по главе

Разработана трехуровневая методика математического моделирования РКТ ТНА ЖРД при различных значениях утечки криогенного компонента через РУ, объединяющая в единой расчетной схеме сопряженный газодинамический и теплопрочностной расчет, определение энергетических характеристик ступени и расчет напряженно-деформированного состояния в упругопластической постановке. В отличие от известных сопряженных постановок величина утечки является варьируемым параметром, а не исходным данным. Тем самым решена задача 1.

Получены количественные зависимости коэффициента полезного действия, мощности, осредненных по объему и максимальных эквивалентных напряжений и осевого смещения диска от относительной величины утечки в диапазоне от 0 до 100% номинального значения. Установлено, что переход к безрасходной схеме уплотнения обеспечивает прирост коэффициента полезного действия до 4,64%, прирост мощности до 14,93% и снижение осевого смещения диска на 7,80%.

Установлен двухстадийный характер изменения напряженно-деформированного состояния, так, на участке относительной утечки 0–40%

преобладает рост локальных эквивалентных напряжений в галтели перехода «вал – диск» с выходом материала на установившийся режим пластического течения, а на участке 40–100% расширение пластической зоны вглубь тела диска при практически постоянном уровне максимальных напряжений.

Сформулирована и решена задача выбора величины утечки, в которой целевой функцией принят минимум расхода, а ограничения объединяют конструктивно-эксплуатационные требования к уплотнению, энергетические характеристики турбины, параметры НДС и температуру материала рабочего колеса. Установлено, что при технической невозможности реализации безрасходной схемы оптимальное значение относительной утечки для рассмотренной конструкции лежит в диапазоне 10–20 %, при котором достигается 12,11–13,60 % прироста мощности из максимально возможных 14,93 %. Тем самым решена задача 2.

ГЛАВА 3 РАЗРАБОТКА И ВАЛИДАЦИЯ КОМПЛЕКСНОЙ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ РАЗДЕЛИТЕЛЬНОГО УПЛОТНЕНИЯ В ОДНОМЕРНОЙ ПОСТАНОВКЕ

Разделительное уплотнение представляет собой сложный узел, в котором конструктивно совмещены гидравлические каналы переменной геометрии, подвижный элемент (ползун) с упруго-демпфирующими связями и набор соприкасающихся твердых тел, осуществляющих теплообмен с криогенным рабочим телом. Прямое трехмерное моделирование такого узла методом сопряженного теплообмена, аналогичное примененному при анализе турбины, является вычислительно затратным и не оправдано в задачах, в которых интерес представляют интегральные параметры узла – массовая утечка через уплотнение, результирующая сила на ползуне, его положение и температуры элементов конструкции – а не локальные поля скорости, давления и температуры внутри каналов. Изменение этих интегральных параметров во времени определяется балансом сил, расходов и тепловых потоков в системе сосредоточенных объемов, для описания которого достаточно одномерной постановки.

Одномерная постановка получается из трехмерной системы уравнений сохранения путем осреднения по поперечному сечению каналов и сосредоточения теплоемкости каждой детали в эквивалентной тепловой массе. Геометрия гидравлических каналов входит в модель через площадь проходного сечения, эквивалентный гидравлический диаметр и длину; гидравлические потери учитываются через коэффициент сопротивления, теплообмен – через коэффициент теплоотдачи, рассчитываемый по соответствующим режиму течения корреляциям. Такое представление допустимо при выполнении условий, характерных для рассматриваемого узла: малое отношение поперечного размера канала к длине, отсутствие выраженных трехмерных вихревых структур, определяющих интегральный расход, и достаточно высокая теплопроводность металлических деталей, обеспечивающая малую разность температур внутри каждой выделенной тепловой массы по сравнению с разностью температур между массами.

В результате одномерной постановки расчет нестационарных процессов захлаживания и выхода двигателя на режим, охватывающих интервалы времени порядка сотен секунд, выполняется с пошаговым интегрированием за время, на несколько порядков меньшее, чем при трехмерном моделировании, что и определяет выбор данного подхода для построения комплексной модели уплотнения.

Математическая модель построена методом связанных графов, являющимся унифицированным формализмом описания технических систем различной физической природы. В частности, данный метод был применен в диссертационной работе Боровикова [93] для определения оптимального облика гибридной силовой установки в системе летательного аппарата. В основе метода лежит представление переноса энергии между элементами системы парой сопряженных переменных – усилием и потоком, произведение которых равно мощности, передаваемой по связи. Для гидравлической подсистемы такой парой являются давление и объемный расход, для механической – сила и скорость, для тепловой – температура и тепловой поток. Каждая связь между узлами модели двунаправлена и одновременно переносит обе сопряженные переменные, что автоматически обеспечивает выполнение законов сохранения массы, импульса и энергии на границах между узлами без явного составления балансовых уравнений на каждом шаге.

Применительно к рассматриваемой задаче метод связанных графов позволяет в единой структуре объединить гидравлическую, механическую и тепловую подсистемы уплотнения. Узлы модели соответствуют физическим элементам конструкции и рабочего тела: гидравлическим объемам в каналах и полостях, сосредоточенным массам подвижных деталей, упругодемпфирующим элементам, тепловым массам твердых тел. Связи между узлами соответствуют физическим механизмам взаимодействия: течению рабочего тела через канал, передаче силы через поверхность контакта, конвективному теплообмену со стенкой, теплопроводности между соприкасающимися деталями. Такая структура обеспечивает прозрачное соответствие между расчетной схемой и реальной

геометрией узла, упрощает верификацию модели и позволяет независимо изменять параметры отдельных элементов без переформулирования системы уравнений в целом.

Математическая модель реализована в программной среде Simcenter Amesim, предоставляющей библиотеку типовых элементов гидравлической, механической и тепловой природы и решатель системы дифференциально-алгебраических уравнений, формируемой автоматически по структуре графа модели.

3.1 Разработка математической модели разделительного уплотнения

Математическая модель разделительного уплотнения насоса окислителя (Рисунок 42) представляет собой систему, включающую гидравлическую, механическую и тепловую подсистемы.

Совместная гидромеханическая система описывает течение рабочего тела – жидкого кислорода через каналы уплотнения, а также динамику ползуна. В этой подсистеме рассчитываются гидромеханические силы, действующие на ползун с двух сторон, и определяется его перемещение под действием результирующей силы с учетом упругих и инерционных характеристик, сопротивления пружины.

Параметризация гидромеханической части модели осуществлялась по следующим характеристикам:

- тип рабочего тела – жидкий кислород;
- граничные условия по давлению и температуре на входе и выходе каналов;
- геометрические параметры гидравлических каналов – длина, эквивалентный диаметр, профиль;
- геометрические характеристики рабочих полостей;
- масса подвижного элемента (ползуна);
- кинематические ограничения, определяющие допустимый диапазон перемещения ползуна до 2 мм;
- жесткость и предварительный натяг пружины.

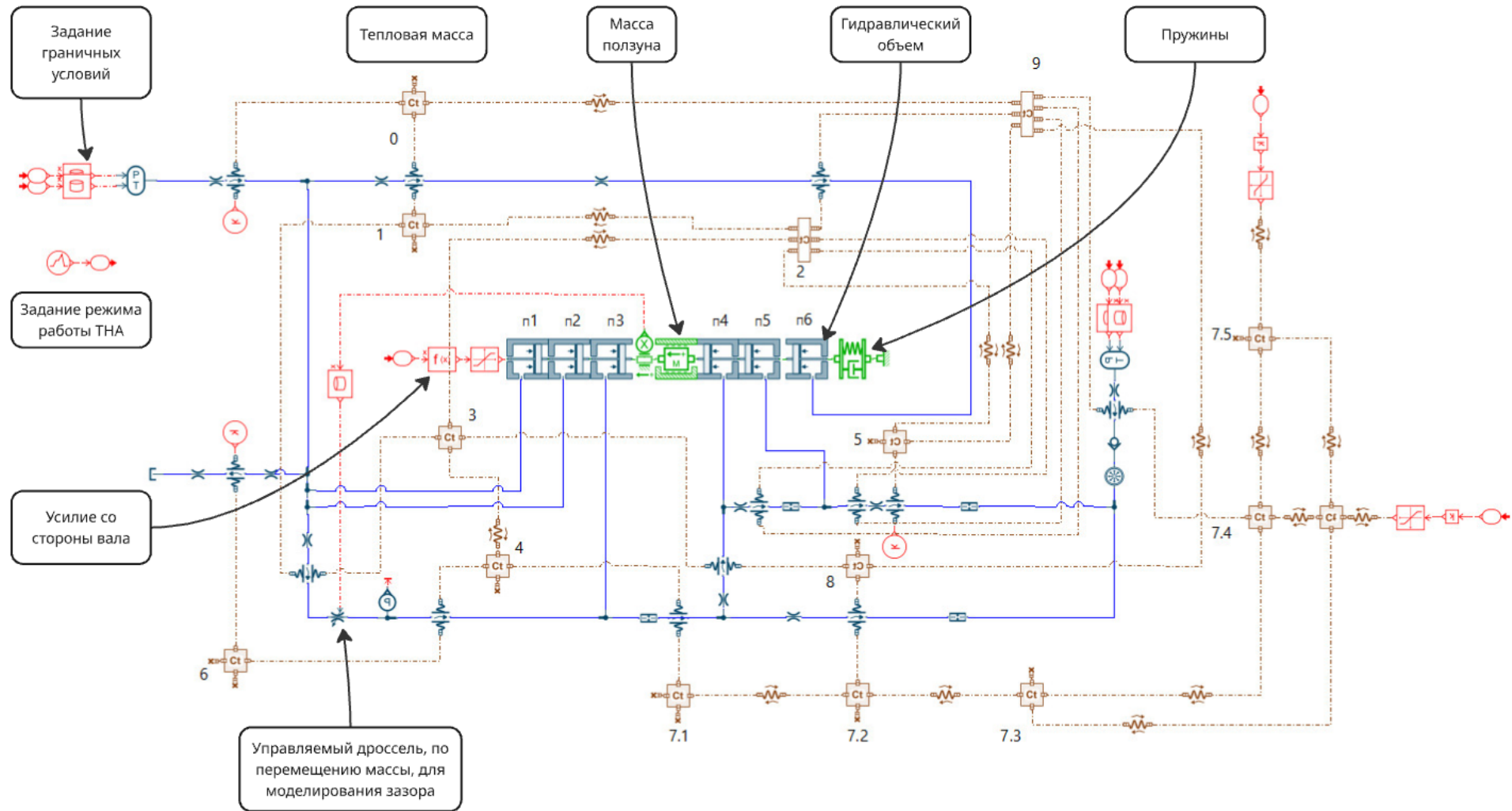


Рисунок 42 – Структурная схема математической модели разделительного уплотнения

Разделение поверхности ползуна на несколько участков (Рисунок 43) в соответствии с границами примыкающих каналов и полостей уплотнения каждому участку соответствует отдельный гидравлический объем со своей площадью, давление в котором рассчитывается независимо. Такое разделение необходимо потому, что результирующая осевая сила на ползуне представляет собой алгебраическую сумму «открывающей» и «закрывающей» составляющих, каждая из которых значительно превышает их разность. При осреднении давления по всей поверхности погрешность определения составляющих переносится непосредственно на результирующую силу, вследствие чего расчет положения ползуна и, соответственно, величины осевого зазора будет некорректен.

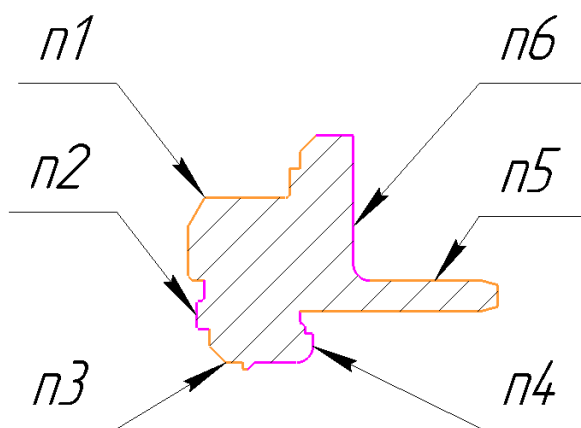


Рисунок 43 – Соответствие разбиения поверхности ползуна гидравлическим объемам в математической модели

Тепловая подсистема обеспечивает расчет теплообменных процессов между рабочим телом и элементами конструкции уплотнения. В ней учитывается конвективный теплообмен между жидким кислородом, протекающим по каналам, и прилегающими твердыми телами, а также теплопередача между соприкасающимися деталями. Каждая деталь представлена сосредоточенной тепловой массой, что позволяет учесть ее термическую инерцию и накопление тепловой энергии. Соответствие тепловых масс с деталями уплотнения приведено – Рисунок 44.

Тепловая система модели определялась следующими параметрами:

- теплофизическими свойствами материалов твердых тел – теплопроводность, удельная теплоемкость;
- объемами или массами тепловых масс, сопоставленных конкретным деталям конструкции;
- начальными температурными условиями, заданные на основе предварительного математического моделирования процесса захлаживания уплотнения.
- коэффициентами теплоотдачи: как между рабочим телом и стенками каналов, так и между контактными поверхностями твердых тел.

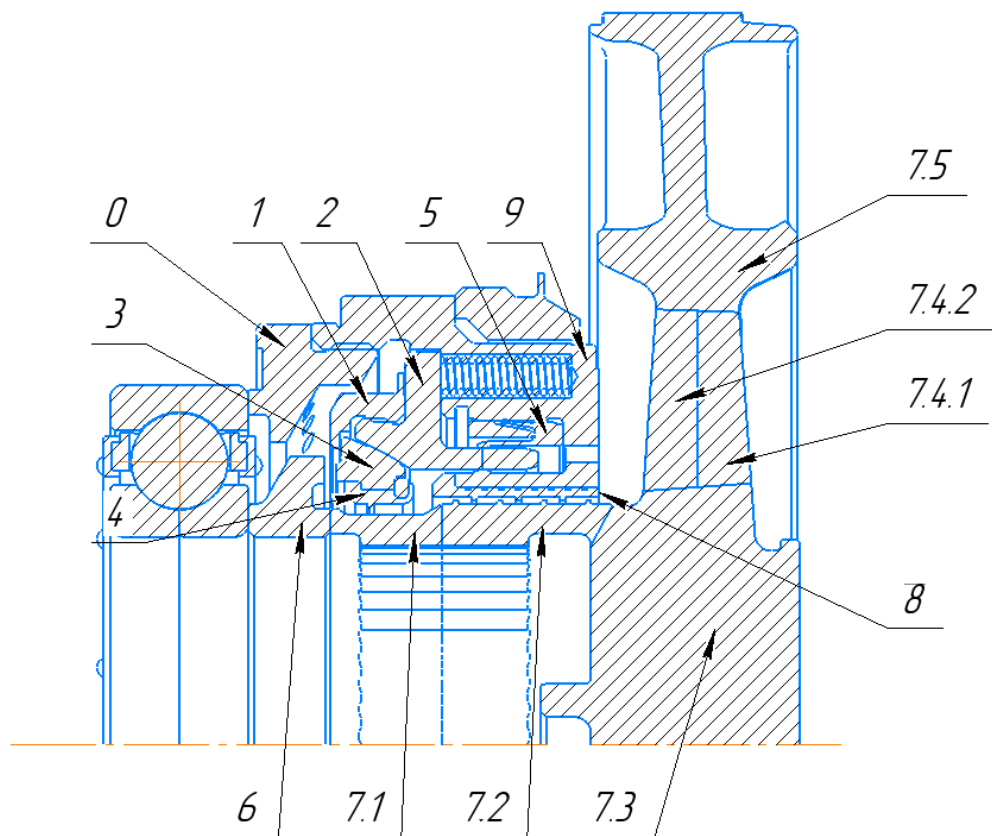


Рисунок 44 – Соответствие деталей уплотнения тепловым массам в математической модели

3.1.1 Определяющие уравнения одномерного моделирования разделительного уплотнения

Массовый расход рабочего тела через каналы определяется следующим выражением:

$$G = \mu \cdot S \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p \cdot \rho_{вх}}{k_{dp}}}; \quad (32)$$

где μ – коэффициент расхода канала, учитывающий сжатие струи и вязкие потери; S – площадь проходного сечения, мм²; Ψ – функция расхода; Δp – перепад давления рабочего тела на канале, Па; $\rho_{вх}$ – плотность рабочего тела на входе в канал, кг/м³; k_{dp} – коэффициент усиления потерь давления, который может использоваться для изменения масштаба потерь давления.

Для расчета теплового потока на стенке используются коэффициенты теплообмена, рассчитанные для текущего состояния рабочего тела.

$$dh = h \cdot S_{cm} \cdot (T_{pm} - T_{cm}); \quad (33)$$

где h – коэффициент теплообмена, Вт/(м²·К); S_{cm} – площадь поверхности теплообмена, мм²; T_F – Температура рабочего тела, К; T_F – Температура поверхности теплообмена, К.

Коэффициент теплообмена для различных состояний рабочего тела:

Однофазное ламинарное:

$$h_{Лам} = Nu_{Лам} \cdot \frac{\lambda}{D_h} \quad (34)$$

где, D_h – гидравлический диаметр

Однофазное турбулентное:

$$h_{\text{Турб}} = \frac{\left(\frac{\xi}{8}\right) \cdot [\text{Re} - 1000] \cdot \text{Pr} \cdot \frac{\lambda}{D_h}}{1 + 12.7 \sqrt{\frac{\xi}{8}} \cdot \left[\frac{2}{\text{Pr}^3} - 1\right]} \quad (35)$$

$$\xi = 8 \cdot \left[\left(\frac{8}{\text{Re}}\right)^{12} + \left[\frac{2,457 \cdot \ln \left(\frac{1}{\left[\frac{7}{\text{Re}}\right]^{0,9} + 0,27rr} \right)}{\left[\frac{37530}{\text{Re}} \right]^{16}} + \right]^{-\frac{3}{2}} \right]^{\frac{1}{12}} \quad (36)$$

где, ξ – коэффициент трения x , рассчитанный по уравнению Черчилля; rr – относительная шероховатость

Двухфазное. Конденсация

$$h_{\text{ДФ}} = h_{\text{Ж}} \left[(1-x)^{0,8} + \left(3,8 \cdot \frac{x^{0,78} (1-x)^{0,04}}{P_{\text{вых}}^{0,38}} \right) \right] \quad (37)$$

$$h_{\text{Ж}} = 0,023 \cdot \text{Re}_{\text{Ж}}^{0,8} \cdot \text{Pr}_{\text{Ж}}^{0,4} \cdot \frac{\lambda_{\text{Ж}}}{D_h} \quad (38)$$

где, $h_{\text{Ж}}$ – Коэффициент теплообмена при условии, что течет только жидкость

Двухфазное. Кипение

$$h_K = \sqrt[3]{h_{KK}^3 + h_{ПЗК}^3} \quad (39)$$

Двухфазное. Конвективное кипение

$$h_{KK} = h_{\text{Ж}} \cdot F_{\text{ДФ}} \quad (40)$$

Двухфазное. Пузырьковое кипение

$$h_{ПЗК} = h_{ПЗК0} \cdot F_{ПЗК} \quad (41)$$

Тепловой поток в случае теплопроводности между твердыми телами (тепловыми массами) вычисляется через температуры двух контактирующих тел, площади контакта через который происходит теплообмен и коэффициента теплопроводности между этими телами:

$$dh = \lambda \cdot S \cdot (T_2 - T_1); \quad (42)$$

где λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м²·К); S – площадь теплопередачи, м²; T_2 – температура тела 2; T_1 – температура тела 1.

Для решения задачи теплопередачи между узлами уплотнения и теплообмена между рабочим телом в каналах проточной части и твердыми телами в математическую модель уплотнения вводились тепловые массы, представляющие собой сосредоточенный объем материала принимающий тепловой поток от внешних источников и возвращающий температуру. Каждый блок тепловой массы представляет собой отдельную деталь уплотнения. Принцип обмена параметров между подсистемами – Рисунок 45.

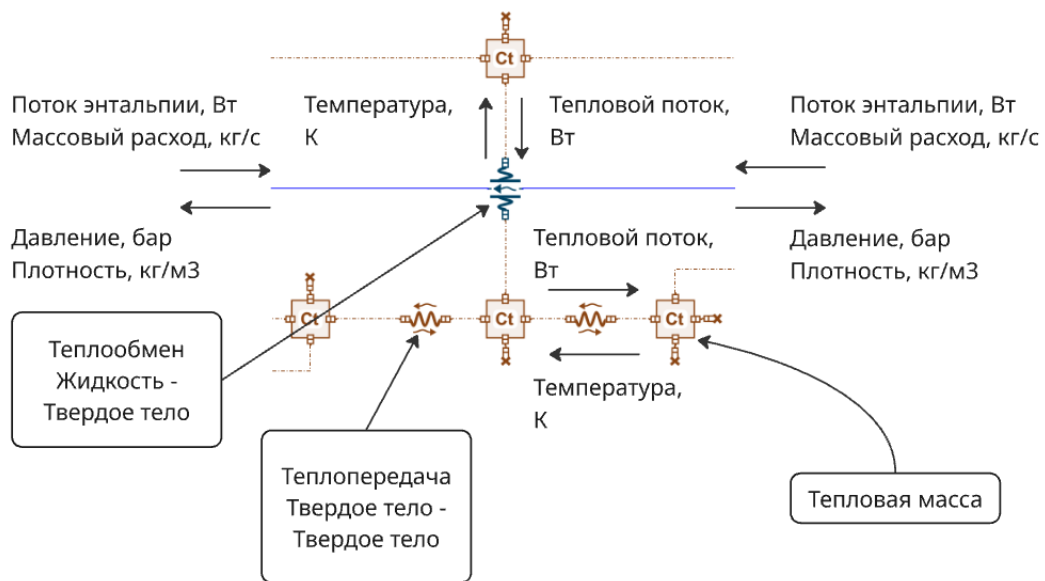


Рисунок 45 – Обмен параметров между подсистемами математической модели

Изменение температуры определяется согласно выражению энергетического баланса:

$$\frac{dT}{dt} = \frac{\sum_{i=1}^4 dh_i}{M \cdot C_p}; \quad (43)$$

где dh_i – тепловой поток через i -й порт тепловой массы, Вт; M – масса, кг; C_p – удельная теплоемкость, Дж/К/кг.

Сила, возникающая от давления, действующего на поверхность стенки ползуна, вычисляется, как сила действующая на эквивалентную по площади окружность, и представлена следующим образом:

$$F = F_{\text{вн}} + (P_{\text{п}} - P_{\text{атм}}) \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_{\text{п}}^2 - D_{\text{шт}}^2); \quad (44)$$

Где $F_{\text{вн}}$ – внешняя возмущающая сила, Н; p_l – давление в поршне, Па; p_0 – атмосферное давление, Па; d_p – диаметр поршня, мм; d_r – диаметр штока, мм.

Узел физической массы представляет одномерное движение точечной массы в следствие воздействия внешних сил, приложенных к соответствующим сторонам массы. Также учитывается заданное значение массы и силы трения. Внешние воздействующие силы рассчитываются в узле полости поршня и подаются в соответствующие порты узла.

Трение в математической модели узла может быть определено следующим образом:

- Коэффициентом вязкого трения, Н/(м/с);
- Силой трения покоя, Н
- Силой трения скольжения, Н

В случае отсутствия трения результирующая сила будет иметь следующий вид:

$$F_{\text{рез}} = F_2 - F_1 + 9,81 \cdot M \cdot \sin(\theta); \quad (45)$$

И в случае наличия силы трения

$$F_{\text{рез}} = F_2 - F_1 - F_{\text{тр}} + 9,81 \cdot M \cdot \sin(\theta); \quad (46)$$

Где F_2 – Внешняя возмущающая сила с левой стороны от блока массы, Н; F_1 – Внешняя возмущающая сила с правой стороны от блока массы, Н; M – Масса, кг; θ – Угол наклона вектора движения, град; $F_{\text{тр}}$ – суммарная сила трения, Н.

Ускорение массы:

$$a = \frac{1}{M} (F_{внеш} - F_{пр} - \mu \cdot v); \quad (47)$$

Где μ – Коэффициент вязкого трения, Н/(м/с); v – Скорость массы, м/с.

Скорость вычисляется как производная от перемещения массы в результате воздействия внешних сил.

Узел пружин, необходимый для противодействия раскрытию уплотнения на малых режимах, и предназначенный для вычисления силы от сжатия или удлинения пружины, может быть определен двумя способами:

- заданием жесткости пружины, Н/мм;
- заданием геометрии пружины.

В случае задание геометрических параметров пружины, жесткость вычисляется, как:

$$k = \frac{Gd^4}{8D^3n_a}; \quad (48)$$

Где G – Модуль сдвига материала, Н/м²; d – диаметр проволоки, мм; D – Диаметр пружины, мм; n_a – количество витков.

Результирующая сила:

$$F_{res} = F + F_d; \quad (49)$$

Сила, создаваемая пружиной:

$$F = k \cdot \Delta x; \quad (50)$$

Сила, создаваемая демпфером:

$$F_d = k_d \cdot (v_1 + v_2); \quad (51)$$

Где k_d – коэффициент демпфирования, Н/(м/с); v_1 – Скорость со стороны порта 1; v_2 – Скорость со стороны порта 2.

Смещение пружины:

$$\Delta x = offset + x_1 + x_2; \quad (52)$$

Положение пружины в начальном момент времени зависит от преднатяга и жесткости пружины и выражается:

$$offset = \frac{F_0}{k}; \quad (53)$$

Где F_0 –Преднатяг пружины, Н.

3.2 Математическое моделирование процесса предстартового захолаживания компонентов ТНА

Предстартовое захолаживание представляет собой технологическую операцию, при которой компоненты ТНА приводятся к температурам, близким к температуре криогенного окислителя. Эта операция представляет собой целенаправленное предварительное охлаждение компонентов ТНА перед первоначальной подачей криогенных компонентов и направлена на защиту компонентов от теплового удара, предотвращение избыточного парообразования и кавитации, а также на установление стабильной управляемой утечкой и температур до запуска двигателя.

В случае отсутствия предстартового захолаживания, в момент подачи криогенного окислителя в неохлажденные магистрали и при попадании на компоненты, с температурой окружающей среды, будет происходить его вскипание, что может привести к отказу турбонасосов и неустойчивости горения, а кавитация на входе в шнеко-центробежный насос окислителя вызывает эрозию материала рабочего колеса, провоцирует нестабильности течения и резко снижает напорные характеристики насоса. Помимо устранения двухфазности на входе в насос, захолаживание решает задачу снижения термических градиентов и сопровождающего их теплового удара на стенках компонентов, в зонах сопряжения деталей с различными коэффициентами линейного расширения, в подшипниковых узлах и уплотнениях, чтобы исключить недопустимое изменение монтажных зазоров и нарушение герметичности до выхода двигателя на режим.

Таким образом, для достижения корректного термодинамического баланса системы, перед моделированием запуска двигателя выполнено математическое моделирование захолаживания компонентов. Температура элементов конструкции,

полученная по результатам моделирования захлаживания, будет использоваться, как начальные условия для расчета работы уплотнения на запуске.

Граничными условиями для моделирования процесса захлаживания являются следующие параметры:

- Температура тепловых масс в начальный момент моделирования равняется температуре окружающей среды – 293К;
- Давление рабочего тела на входе 0,98 МПа, температура – 90К;
- В процессе захлаживания уплотнение закрыто, утечка через уплотнение 0,003 кг/с.

При формулировке граничных условий для расчета захлаживания принимается, что на всем интервале моделирования уплотнение находится в закрытом положении и пропускает массовую утечку 0,003 кг/с. Принятая величина соответствует остаточной микроутечке через закрытое уплотнение, обусловленной конечной шероховатостью контактирующих поверхностей пары трения и микрозазорами в зоне контакта ползуна с ответной частью.

По результатам моделирования получено изменение температуры компонентов с течением времени – Рисунок 46. Температура элементов конструкции, полученная по результатам моделирования отображена на структурной схеме уплотнения – Рисунок 47.

Время захлаживания всех элементов конструкции уплотнения составляет примерно 350-400 с. Дольше всего захлаживается тепловая масса №3, соответствующая пирографитовому кольцу. В целом процесс захлаживания идет сравнительно быстро из-за малых масс элементов конструкции.

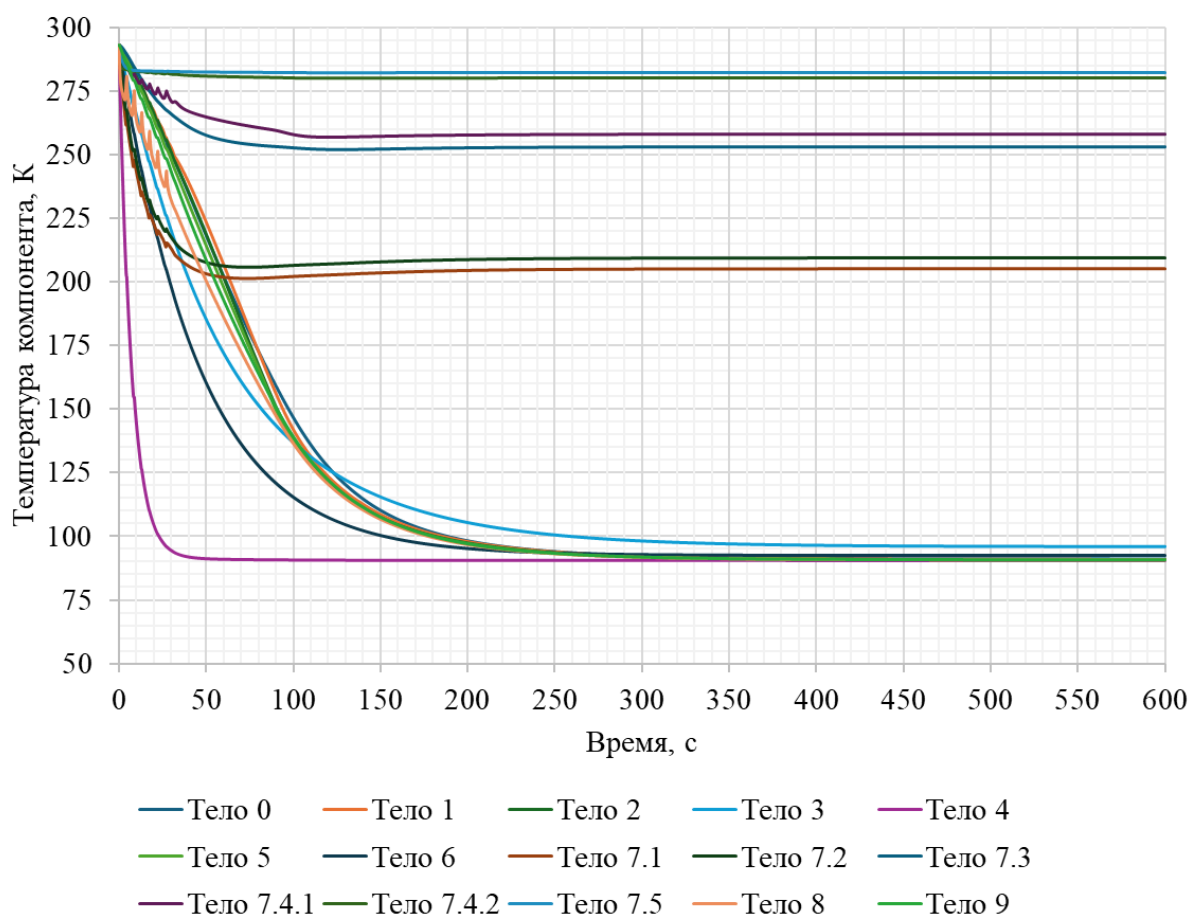


Рисунок 46 – Температура компонентов в процессе захлаживания

Компоненты РУ можно разделить на два типа, расположенные до РУ, с непосредственным контактом с криогенным окислителем – холодные, №№ 0-6 и 8-9, и после него, без непосредственного контакта, №№ 7.1- 7.5. Температуры приведены, Таблица 5, на момент $t = 400$ с от начала захлаживания, когда последний из компонентов выходит на установившееся значение. Из приведенных данных видно, что компоненты, расположенные до РУ и контактирующие с криогенным кислородом, выходят на температуры 91–92 К, близкие к температуре ЖК. Пирографитовое кольцо уплотнения, тепловая масса №3, устанавливается на температуре 96 К за 400 с, что и определяет общее время захлаживания узла; повышенная температура и большее время выхода объясняются низкой теплопроводностью пирографита.

Таблица 5 – Температуры компонентов по результатам моделирования захлаживания, принятые в качестве начальных условий для моделирования выхода ТНА на режим

№ тепловой массы	Расположение	Конечная температура, К	Время выхода на установившееся значение, с
0	До РУ	91	350
1	До РУ	91	350
2	До РУ	91	350
3	До РУ	96	400
4	До РУ	91	50
5	До РУ	91	350
6	До РУ	92	300
7.1	После РУ	205	275
7.2	После РУ	209	275
7.3	После РУ	253	275
7.4.1	После РУ	258	275
7.4.2	После РУ	280	100
7.5	После РУ	282	10
8	До РУ	91	350
9	До РУ	91	350

Детали со стороны турбины сохраняют температуры в диапазоне 205–282 К, причем наблюдается монотонный рост температуры по мере удаления от плоскости уплотнения, 205 К у ближайшей массы и 282 К у наиболее удаленной, что отражает уменьшение теплового потока через металл и подтверждает герметизирующую функцию РУ на этапе предстартовой подготовки. Сформированное неоднородное температурное поле передается в качестве начального условия в расчет нестационарной работы уплотнения на этапе выхода двигателя на режим.

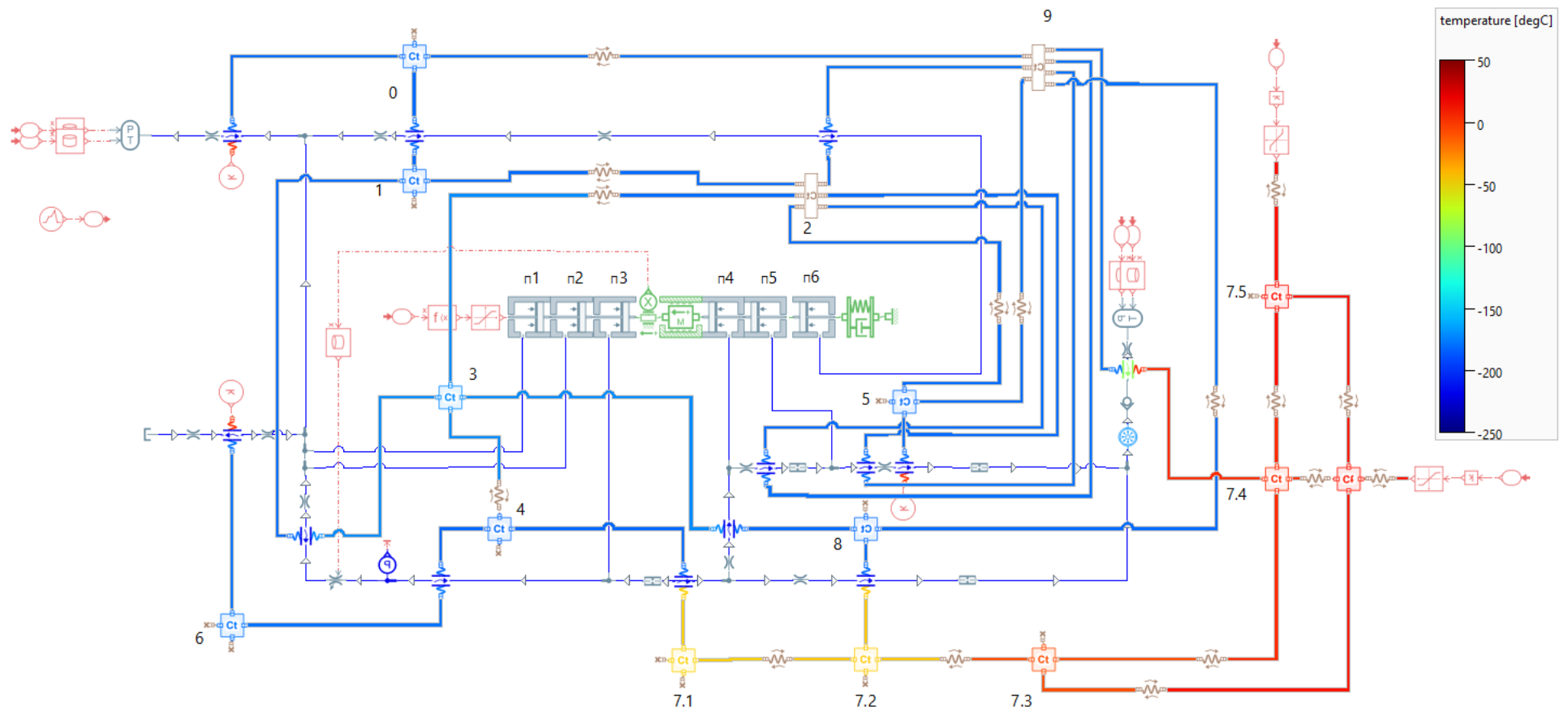


Рисунок 47 – Температура элементов конструкции после захолаживания РУ

3.3 Валидация математической модели. Моделирование выхода на номинальный режим

Для выполнения моделирования выхода ТНА на номинальный режим работы в качестве одного из определяющих граничных условий задавался перепад давления на уплотнении. Принятая зависимость перепада давления от времени повторяет характер и численные значения перепада, полученного по результатам обработки данных огневых испытаний 30 двигателей РД191 [103], что обеспечивает корректное воспроизведение в модели реальной циклограммы нагружения уплотнения на участке выхода на режим. Использование экспериментально полученной кривой перепада давления в качестве входного воздействия позволяет все остальные расчетные параметры, а именно утечку через уплотнение, результирующую силу на ползуне и осевой зазор, выступать использовать как валидируемые параметры, которые могут быть напрямую сопоставлены с соответствующими экспериментальными данными. Сопоставление расчетной и экспериментальной зависимостей перепада давления – Рисунок 48; результаты математического моделирования показаны пунктирной черной линией, осредненные по 30 пускам экспериментальные данные – сплошной черной линией.

Сходимость перепада давления на всем интервале выхода на режим подтверждает корректное воспроизведение моделью входного воздействия и обеспечивает физическую сопоставимость дальнейших результатов расчета с экспериментом.

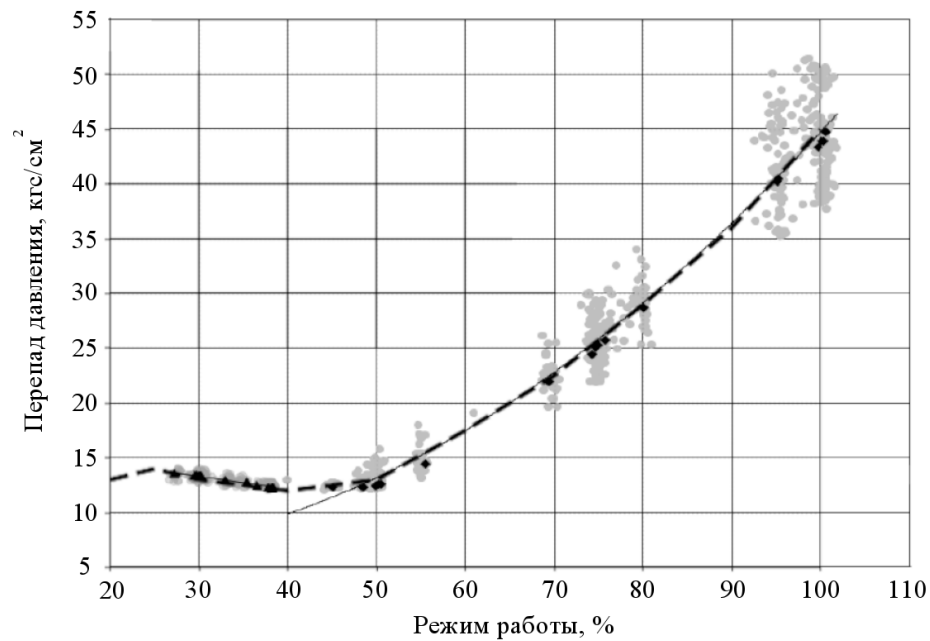


Рисунок 48 – Экспериментальные и расчетные данные перепада давления на РУ от режима работы ТНА

Результаты моделирования работы РУ в процессе выхода на режим работы 100%, а именно, утечка через РУ – Рисунок 49, результирующая сила на ползуне – Рисунок 50.

Расчетные значения утечки и результирующей силы на ползуне в значительной степени совпадают с экспериментальными данными как по абсолютным значениям, так и по форме переходных характеристик. Достигнутое соответствие охватывает не только установившийся участок работы на номинальном режиме, но и собственно переходный процесс выхода на режим, включая участок интенсивного изменения параметров. Это подтверждает, что разработанная модель корректно описывает связанную динамику гидравлической и механической подсистем уплотнения.

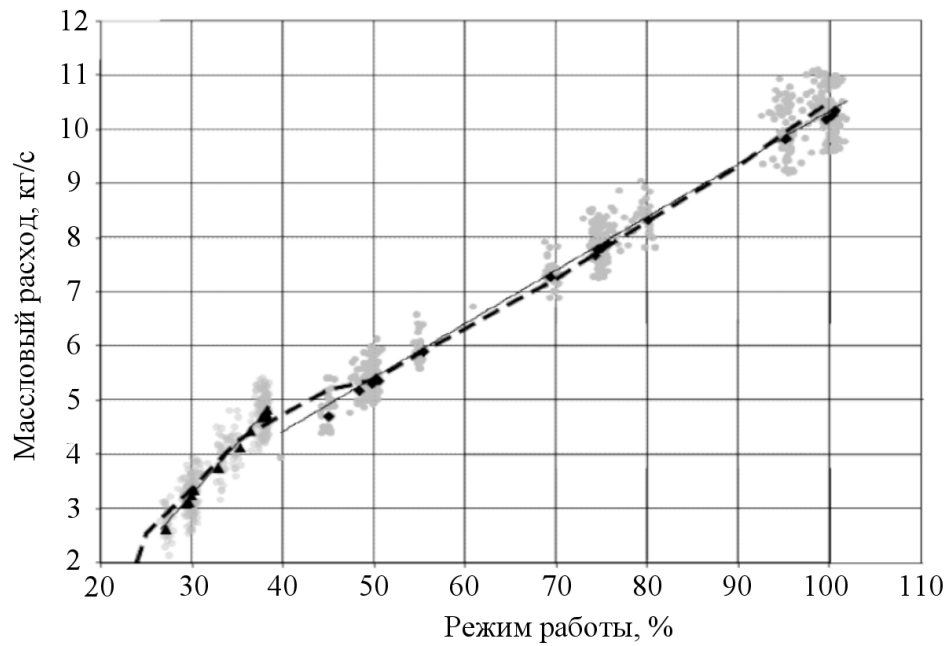


Рисунок 49 – Сопоставление значений расчетной и экспериментальной утечки через РУ от режима работы ТНА

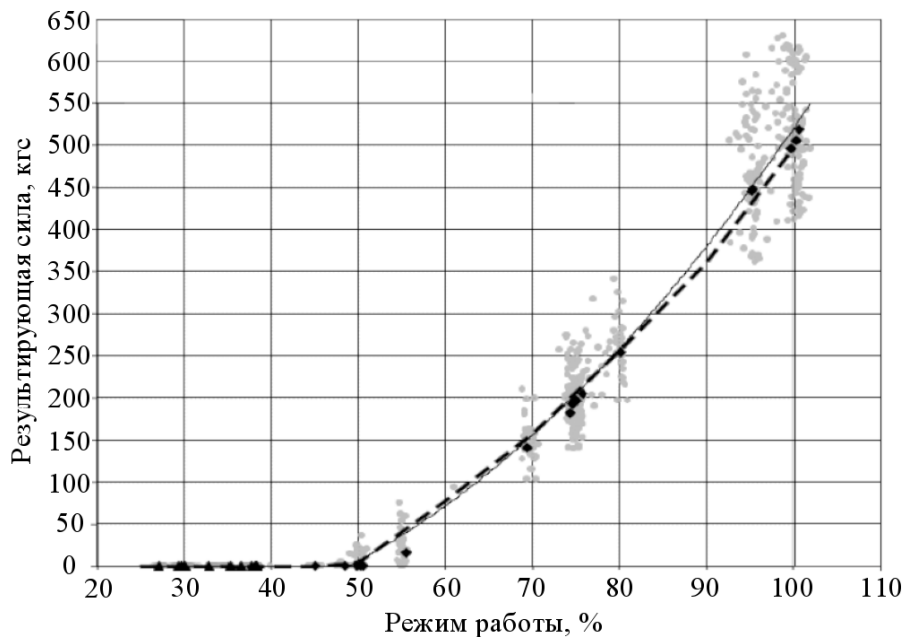


Рисунок 50 – Сопоставление расчетного и экспериментального значения результирующей силы на ползун в РУ от режима работы ТНА

Особый интерес представляет поведение уплотнения при переходе через низкие режимы работы двигателя от 20% до 40% номинальной тяги при перепаде давления аналогичному режиму 50%, массовый расход на этих режимах через РУ имеет меньшую величину. Разница в расходах при практически одинаковых перепадах давления объясняется тем, что на низких режимах баланс осевых сил еще не установился из-за чего вал имеет некоторое осевое перемещение,

приводящее к уменьшению осевого зазора, что непосредственно ограничивает площадь проходного сечения уплотнения и, следовательно, ограничивает массовый расход через него, несмотря на сохраняющийся перепад давления. По мере увеличения режима работы двигателя и возрастания частоты вращения ротора гидродинамические силы выходят на расчетные значения, баланс осевых сил постепенно устанавливается, осевое перемещение вала уменьшается, и осевой зазор в РУ восстанавливается до проектного значения. Соответственно увеличивается и массовый расход через уплотнение, выходя на расчетный уровень, определяемый перепадом давления и установившейся геометрией.

Расчетная зависимость величины осевого зазора в РУ от режима работы двигателя – Рисунок 51. Видно, что на низких режимах работы зазор имеет уменьшенное значение, монотонно возрастающее по мере выхода на номинальный режим, до значения, соответствующего проектной геометрии при установившемся балансе осевых сил.

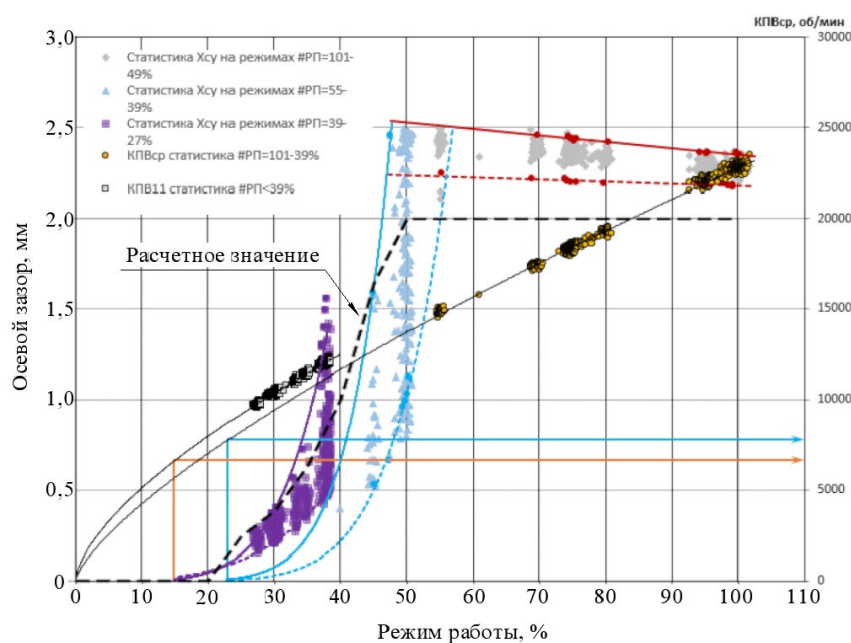


Рисунок 51 – Сопоставление расчетного и экспериментальных значений осевого зазора в РУ от режима работы ТНА

Температура элементов конструкции в конце моделирования запуска – Рисунок 52.

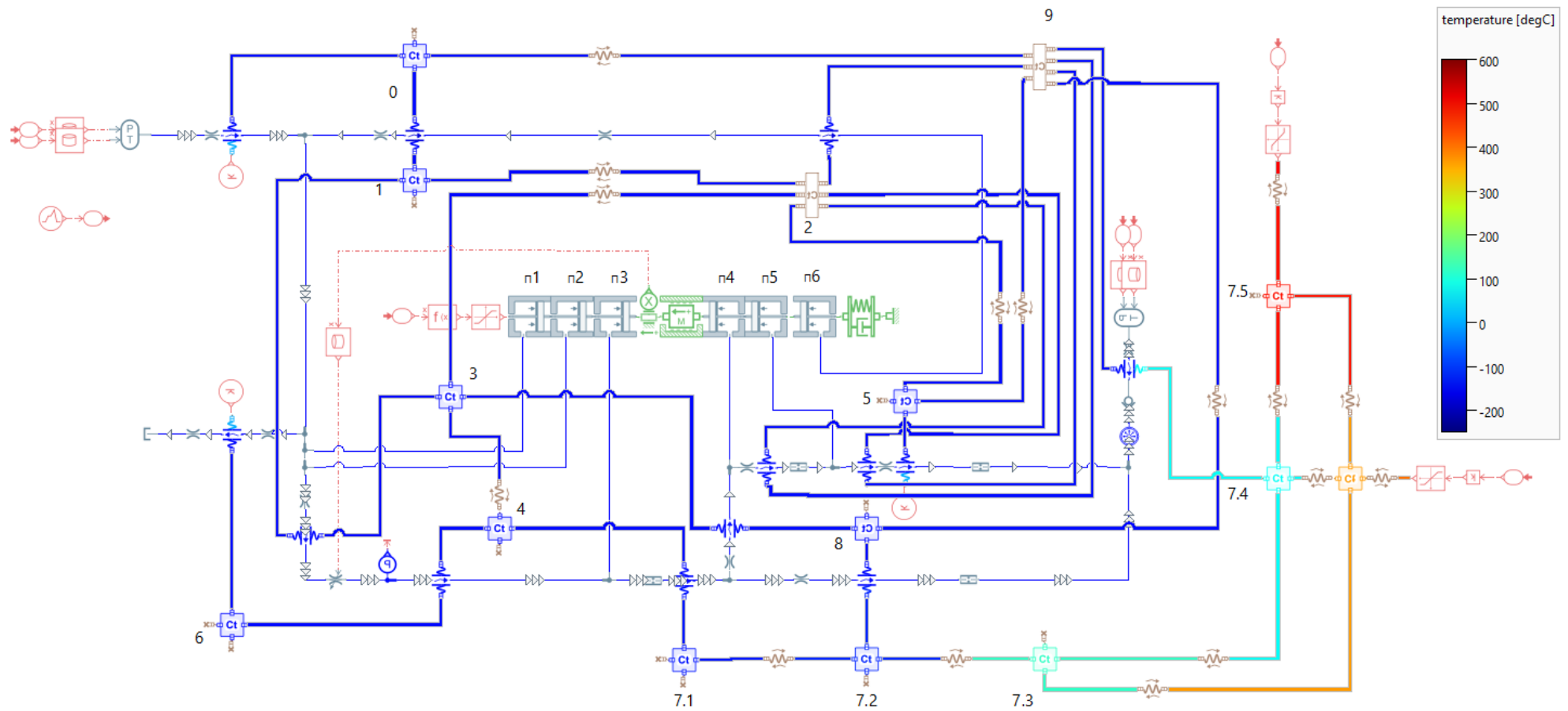


Рисунок 52 – Температура элементов конструкции в конце моделирования работы

3.4 Выводы по главе

Разработана комплексная математическая модель РУ в одномерной постановке и реализованная методом связанных графов, в рамках которой гидравлическая, механическая и тепловая подсистемы уплотнения описываются в единой структуре с выполнением законов сохранения на связях между узлами. Принятая постановка обеспечивает уменьшить время расчета, на несколько порядков, по сравнению с трехмерным сопряженным моделированием, при сохранении точности определения интегральных параметров узла – утечки, силы на ползуне, осевого зазора и температур элементов конструкции.

Выполнено моделирование процесса предстартового захолаживания компонентов уплотнения. Установлено, что выход всех компонентов на установившиеся температуры достигается за 350-400 с от начала захолаживания криогенным компонентом. Полученное распределение температур по тепловым массам принято в качестве начального условия для последующего расчета работы уплотнения на этапе выхода двигателя на режим.

Выполнена валидация модели по данным огневых испытаний 30 двигателей РД191 [103]. Сопоставление расчетных и экспериментальных значений утечки через уплотнение, результирующей силы на ползуне и осевого зазора показало, что совпадение результатов высокое. На пониженных режимах работы, 20–40%, расчет корректно воспроизводит уменьшение расхода через РУ при сохраняющемся перепаде давления, обусловленное неуставившимся балансом осевых сил ротора и связанным с ним уменьшением осевого зазора в уплотнении, что подтверждает физическую согласованность модели.

Разработанная модель обеспечивает прогнозирование рабочих параметров, динамики и теплового состояния уплотнения на различных режимах эксплуатации ТНА и может быть использована при проектировании уплотнительных узлов перспективных ЖРД. Тем самым решена задача 3.

ГЛАВА 4 МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РЕГУЛИРУЕМОГО РАЗДЕЛИТЕЛЬНОГО УПЛОТНЕНИЯ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩЕГО ПОДДЕРЖАНИЕ ЗАДАННОЙ ВЕЛИЧИНЫ УТЕЧКИ

В главе 2 на основании сопряженного газодинамического и упругопластического расчета установлено, что величина утечки криогенного окислителя через уплотнение является параметром, непосредственно определяющим энергетические характеристики и напряженно-деформированное состояние РКТ. Показано, что оптимальным режимом является отсутствие утечки, реализуемое в безрасходной схеме уплотнения, а при технической невозможности ее применения – режим с минимально допустимой по конструктивным условиям величиной утечки, соответствующий для рассматриваемой конструкции диапазону $G_{\text{отн}} = 10\text{--}20\%$. Из этого следует, что задача поддержания утечки на заданном уровне, лежащем внутри указанного диапазона, является отдельной задачей, решение которой не может быть обеспечено только лишь лабиринтным уплотнением. Решением является бесконтактное уплотнение с управляемым подвижным элементом – ползуном, осевое положение которого определяет величину рабочего зазора, а следовательно, и массовый расход через уплотнение.

Для формулировки требований к системе регулирования рассматривается силовой баланс на ползуне вдоль оси. В рассматриваемой регулируемой конструкции упругий элемент из исходной конструкции отсутствует – его функцию, заключающуюся в задании положения ползуна при произвольном режиме, выполняет сама система регулирования. Соответственно, осевое равновесие ползуна обеспечивается двумя группами сил:

- $F_{\text{гидр}}$ – равнодействующая сил давления рабочего тела на торцевых поверхностях ползуна, формируемая распределением давлений в полостях уплотнения и соответствующими площадями; представляет собой алгебраическую сумму «открывающей» и «закрывающей» составляющих;

- $F_{рег}$ – регулирующая сила, восполняющая разность гидравлических сил и обеспечивающая удержание ползуна в положении, отвечающем заданной утечке $G_{зад}$.

Под регулированием прямого принципа действия в дальнейшем понимается схема с внешним источником энергии, в рассматриваемом случае с условным электроприводом исполнительного органа.

Для оценки регулируемого разделительного уплотнения принимается единая программа режима, состоящая из двух исследований. В исследованиях величина утечки изменяется с шагом в 10% в диапазоне $G_{отн} = 10 - 100\%$, аналогично главе 2. Оценивается необходимая сила от системы регулирования для поддержания заданной величины утечки и величина осевого зазора с целью контроля отсутствия касания стационарной и вращающейся частей.

Исследование А – Заданная утечка на номинальном режиме. Перепад давления на уплотнении принимается равным значению $\Delta p_{ном}$ на номинальном режиме, приведенному ранее в главе 3 и равняется 4,5 МПа. Цель – получение установившейся величины требуемой регулирующей силы $F_{рег}$ и подтверждение того, что система регулирования удерживает ползун в положении, обеспечивающем заданную утечку.

Исследование Б – Заданная утечка на различных перепадах давления. Выполняется серия квазистационарных расчетов при значениях Δp в диапазоне от стартового уровня до номинального. Цель – получение характеристики требуемой регулирующей силы $F_{рег} = f(\Delta p)$, показывающей, какую силу должна развивать каждая из рассматриваемых схем на каждом режиме.

Математическая модель регулируемого уплотнения и результаты параметрического исследования опубликованы в работе [91].

4.1 Параметрическое исследование регулируемого разделительного уплотнения

Регулирование прямого принципа действия предполагает формирование регулирующей силы за счет внешнего источника энергии, не связанного с рабочим

телом уплотнения. В рассматриваемой математической модели в качестве исполнительного элемента принят условный электроклапан, объединяющий в себе функции датчика и привода. Фактическая величина утечки через уплотнение, сравнивается с заданной, рассогласование преобразуется управляющим контуром в перемещение клапана, формирующее силовое воздействие на ползун и изменяющее величину осевого зазора, определяющего проходное сечение канала, а значит и максимальный величину утечки через него. Общий вид структурной схемы математической модели регулируемого уплотнения прямого действия – Рисунок 53.

Конструктивная реализация электроклапана, тип привода, его динамические характеристики, особенности подвода и отвода управляющей среды, в рамках настоящей модели не детализируется. Электроклапан рассматривается как обобщенный исполнительный орган, обеспечивающий формирование требуемой регулирующей силы независимо от текущего перепада давления на уплотнении. Такой уровень абстрагирования достаточен для целей моделирования, поскольку основной задачей является оценка работоспособности самого принципа регулирования и определение требований к динамическим характеристикам исполнительного органа, а не проектирование конкретной его конструкции.

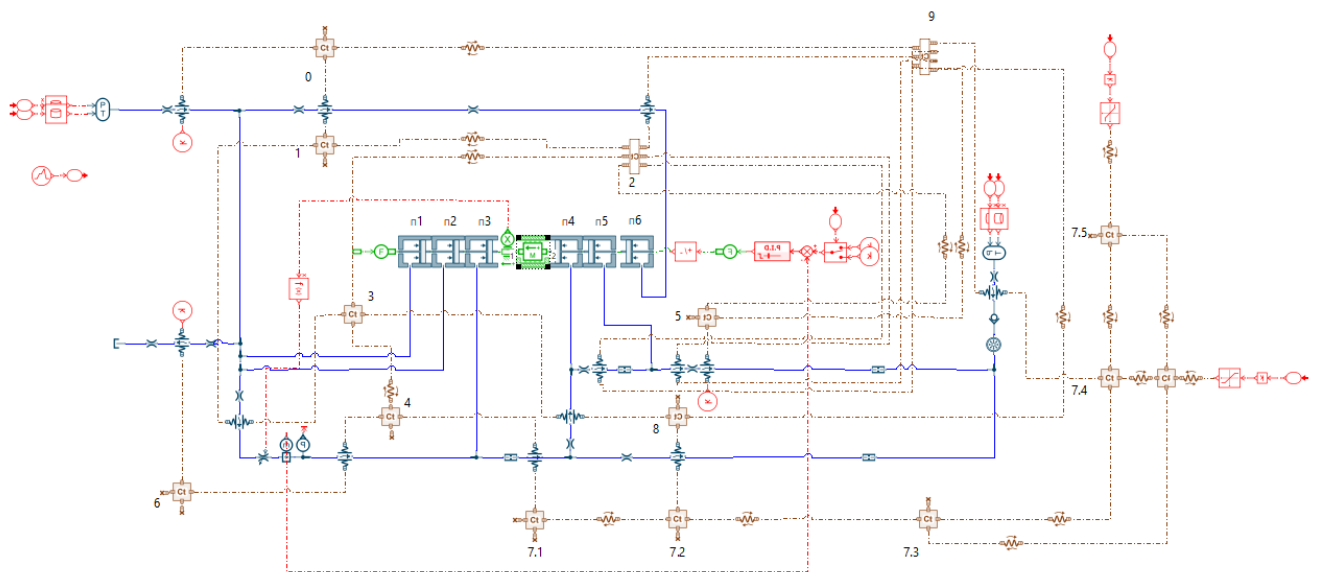


Рисунок 53 – Общий вид структурной схемы математической модели регулируемого уплотнения

Режим работы ТНА, заданный в математической модели – Рисунок 54. Программа режима принята в виде линейного нарастания относительного режима от нулевого до номинального значения за время 1с с последующим его поддержанием на номинальном уровне до конца расчетного интервала, составляющего 5 с. Такой характер изменения режима обеспечивает плавный рост перепада давления на уплотнении, что необходимо для корректного формирования начальных условий работы системы регулирования. Длительность участка установившегося режима, равная 4 с, выбрана достаточной для затухания переходных процессов в системе и выхода всех параметров уплотнения на стационарные значения. Перепад давления от режима работы ТНА, Рисунок 55, необходим для моделирования динамики работы уплотнения.

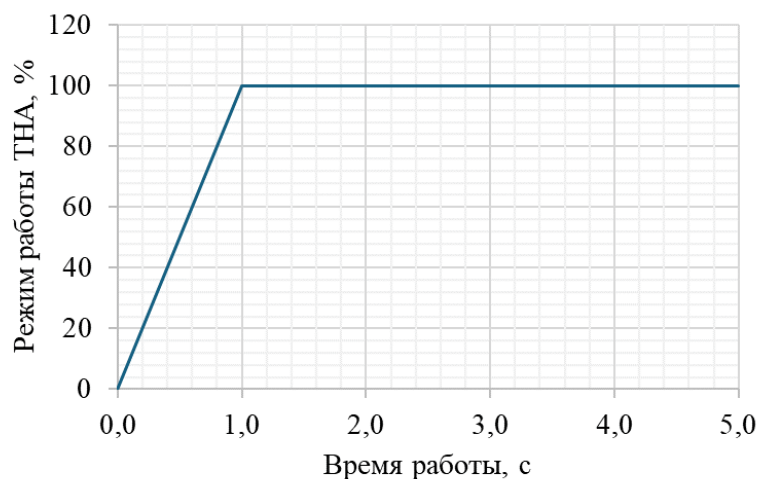


Рисунок 54 – Заданный режим работы ТНА

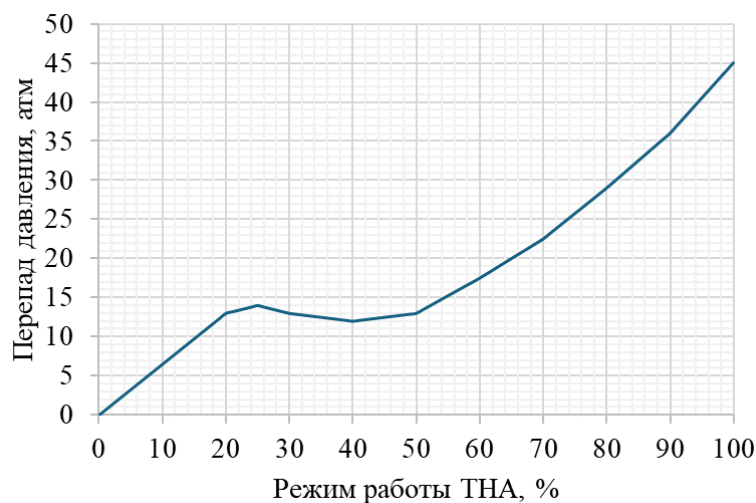


Рисунок 55 – Перепад давления в зависимости от режима работы ТНА

4.1.1 Заданная утечка на номинальном режиме

Рассматривается работа регулируемого уплотнения в режиме поддержания заданной утечки на номинальном режиме ТНА для определения установившиеся значения регулирующей силы и осевого зазора, обеспечивающие удержание утечки на заданном уровне. Расчет выполнен для ряда значений заданной утечки в диапазоне $G_{отн} = 10\text{-}100\%$ с шагом 10%.

Нелинейность величины утечки, Рисунок 56, и силы регулирования, Рисунок 57, на интервале 0-1с связана с изменением перепада давления.

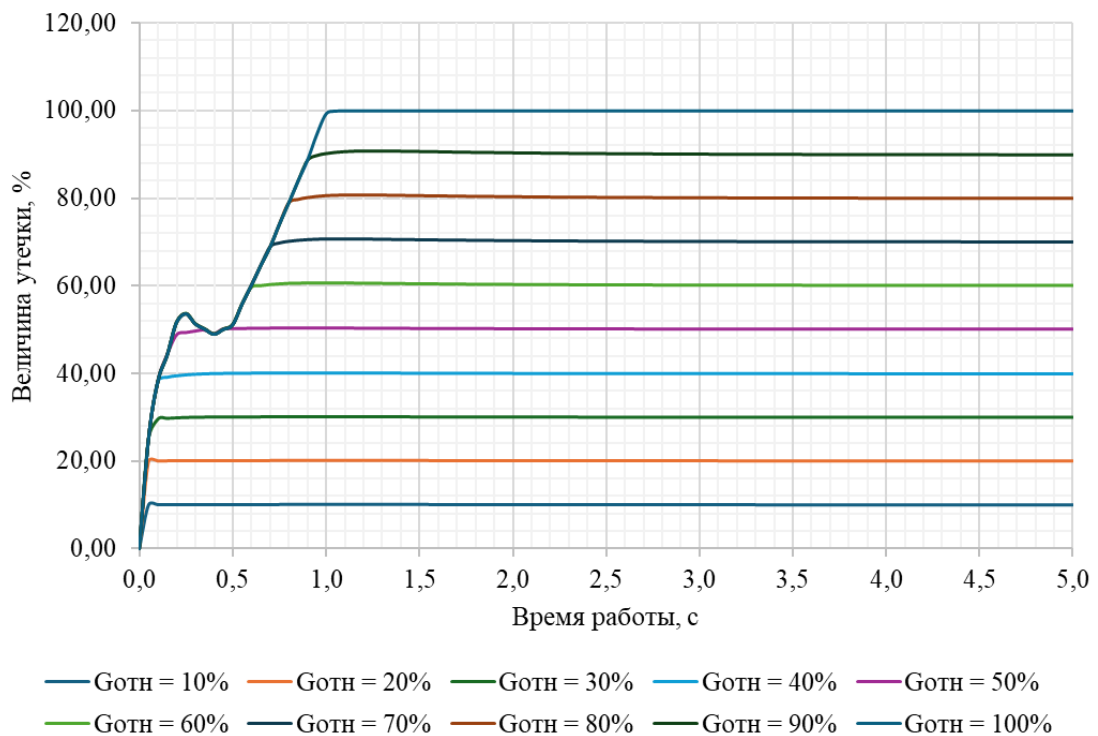


Рисунок 56 – Величина утечки в процессе работы ТНА

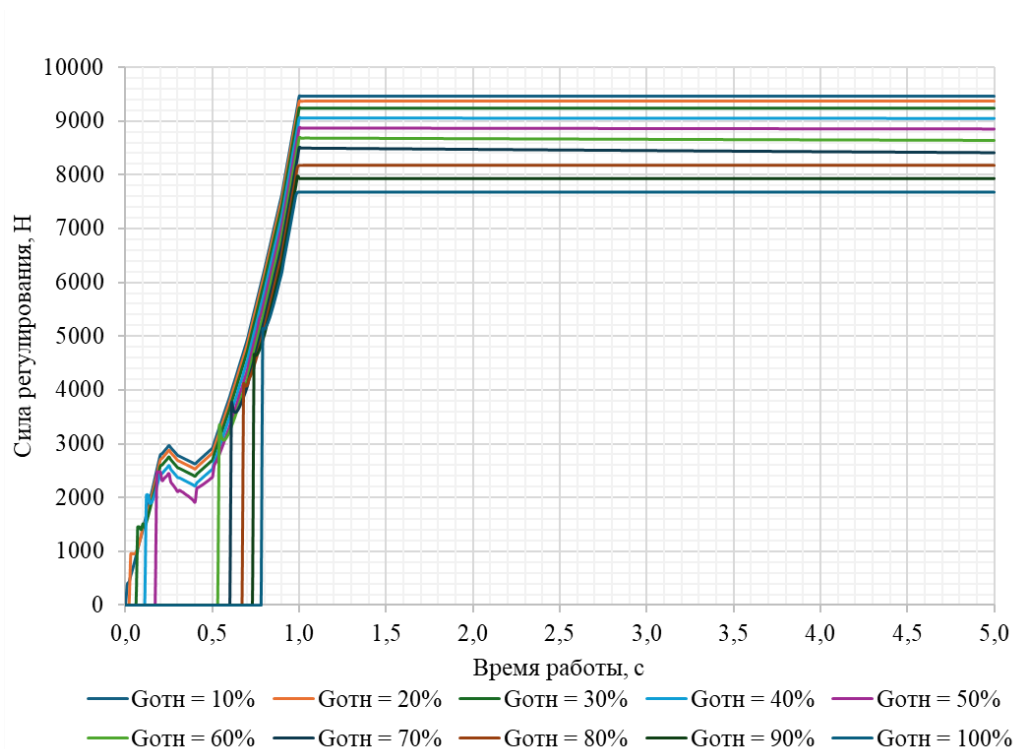


Рисунок 57 – Величина силы регулирования в процессе работы ТНА

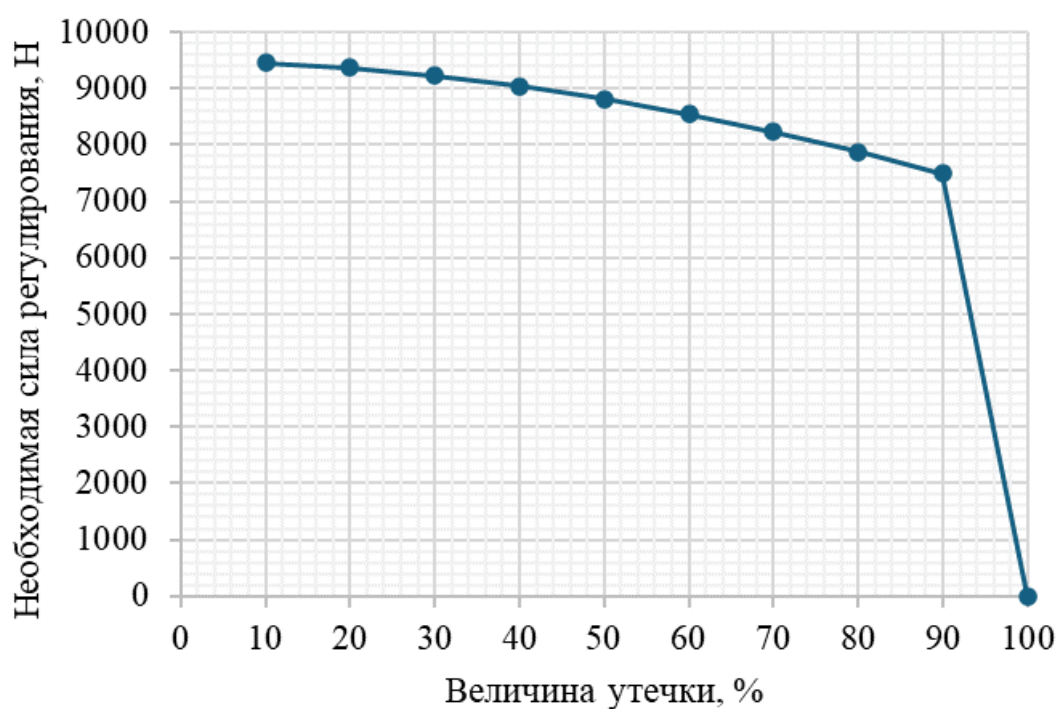


Рисунок 58 – Необходимая сила регулирования в зависимости от величины заданной утечки

Требуемая регулирующая сила убывает по мере увеличения заданной утечки, Рисунок 58, от 9459 Н при $G_{отн} = 10\%$ до 7494 Н при $G_{отн} = 90\%$. Причина в том, что

большей утечке отвечает больший осевой зазор, Рисунок 59, при котором ползун располагается ближе к упору. В этом положении гидравлические силы на его торцевых поверхностях в значительной мере уравнивают друг друга, и доля, подлежащая компенсации со стороны системы регулирования, сокращается. При $G_{\text{отн}} = 100\%$ требуемая сила обращается в ноль. Ползун раскрывается гидравлическими силами полностью и садится на упор, обеспечивая предельную для данного перепада давления утечку без участия регулятора.

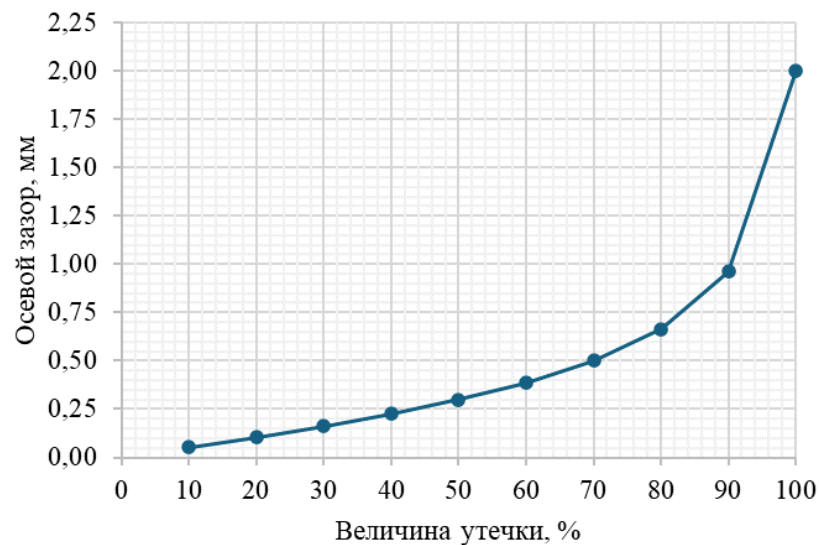


Рисунок 59 – Величина осевого зазора в зависимости от величины заданной утечки

Зависимость необходимой регулирующей силы для поддержания осевого зазора, соответствующего заданной утечке – Рисунок 60.

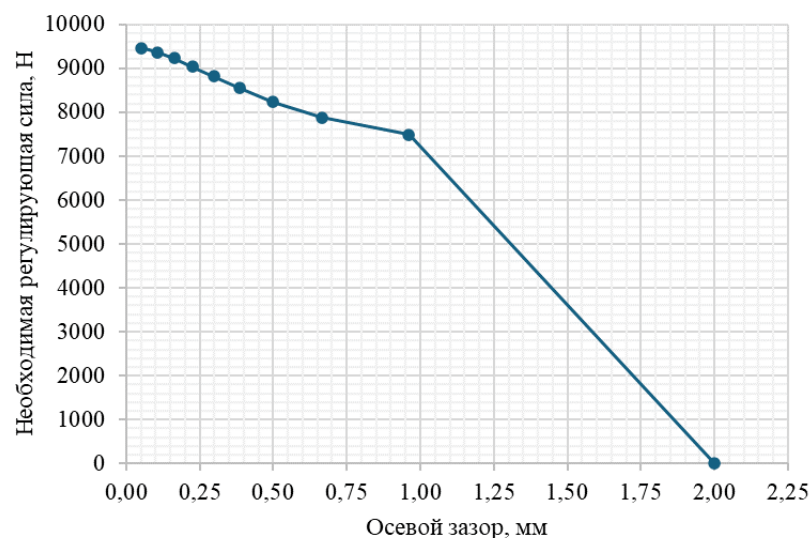


Рисунок 60 – Необходимая сила регулирования для поддержания осевого зазора

Изменение осевого зазора во времени для различных значений заданной утечки – Рисунок 61. Характерной особенностью переходного процесса является нахождение ползуна на упоре в начальный период работы ТНА для значений $G_{отн} = 30–90\%$. Это объясняется тем, что на каждом текущем перепаде давления $\Delta p(t)$ существует минимально достижимая утечка, соответствующая положению ползуна на упоре и пропорциональная $\sqrt{\Delta p}$. До тех пор, пока заданная утечка превышает эту минимально достижимую величину, система регулирования физически не способна уменьшить утечку, и ползун остается прижатым к упору при нулевой регулирующей силе. По мере выхода ТНА на режим и нарастания перепада минимально достижимая утечка увеличивается; в момент, когда она превышает заданное значение утечки, ползун сходит с упора, и система регулирования начинает удерживать утечку на заданном уровне. Чем выше заданная утечка, тем позже происходит сход ползуна с упора, таким образом, для $G_{отн} = 30\%$ это происходит при $\Delta p \approx 0,4$ МПа, для $G_{отн} = 90\%$ – практически в момент выхода на номинал. Для $G_{отн} = 100\%$ ползун остается на упоре в течение всего расчетного интервала, что соответствует штатной работе уплотнения в режиме максимальной утечки.

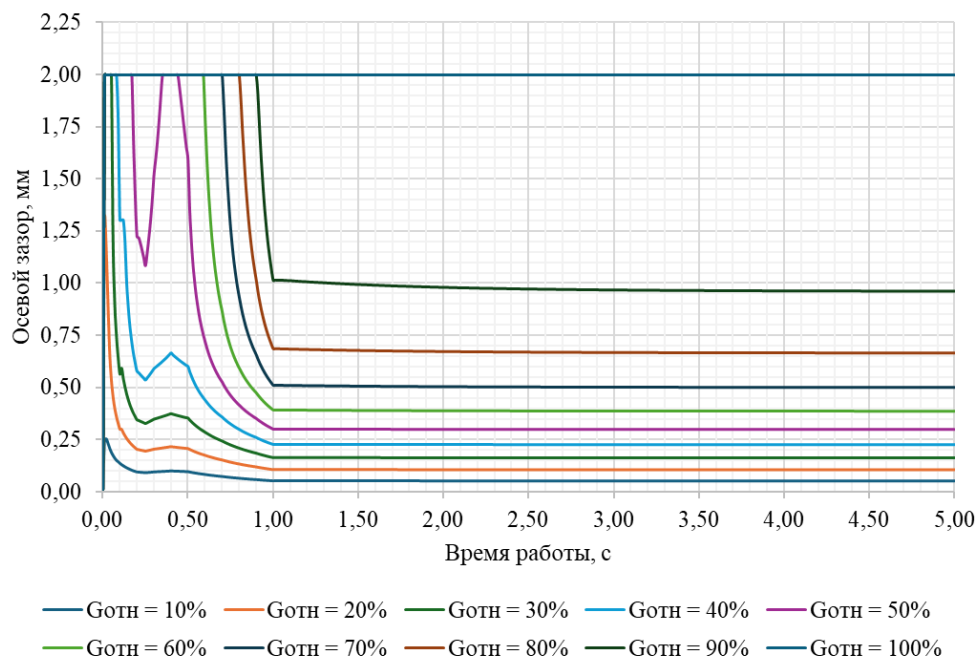


Рисунок 61 – Величина осевого зазора в процессе работы ТНА

Таблица 6 – Требуемая регулирующая сила и осевой зазор при различных значениях заданной утечки на номинальном режиме $\Delta p_{\text{ном}} = 4,5$ МПа.

Величина утечки, %	Необходимая сила регулирования, Н	Величина осевого зазора, мм
10	9459,17	0,051
20	9365,97	0,105
30	9225,19	0,162
40	9039,74	0,225
50	8811,47	0,298
60	8541,67	0,386
70	8231,61	0,500
80	7882,16	0,665
90	7494,10	0,962
100	0,00	2,000

4.1.2 Заданная утечка на разных перепадах давления

Зависимость необходимой регулирующей силы от перепада давления, Рисунок 62, при поддержании заданной утечки $G_{\text{отн}} = 10\%$. Зависимость носит строго линейный характер, таким образом, регулирующая сила возрастает с 2210 Н при $\Delta p = 0,5$ МПа до 16700 Н при $\Delta p = 8,5$ МПа.

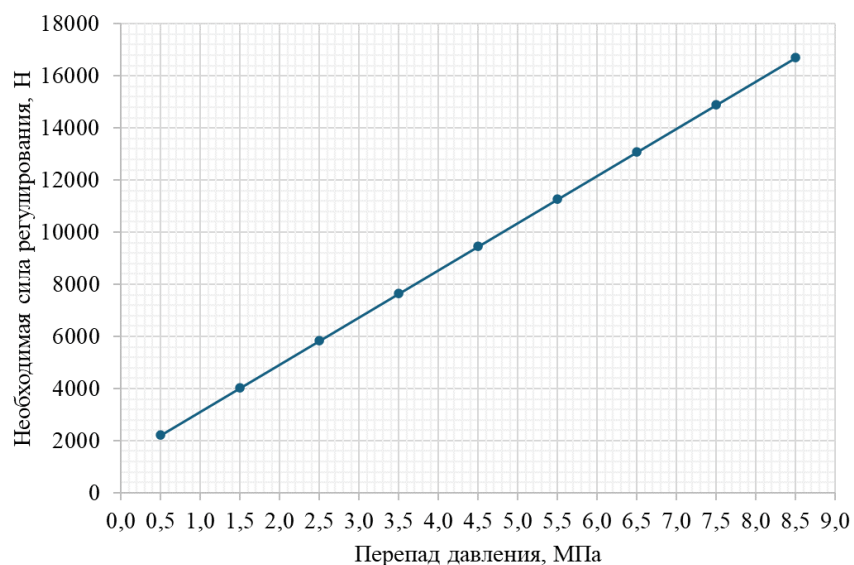


Рисунок 62 – Необходимая сила регулирования для поддержания утечки $G_{\text{отн}} = 10\%$ для различного перепада давления

Зависимость осевого зазора от перепада давления при той же заданной утечке – Рисунок 63. Зазор монотонно уменьшается с 0,166 мм до 0,038 мм при росте Δp от 0,5 до 8,5 МПа. Малые значения зазора на высоких перепадах давления, предъявляют жесткие требования к точности позиционирования ползуна и к жесткости конструкции уплотнения.

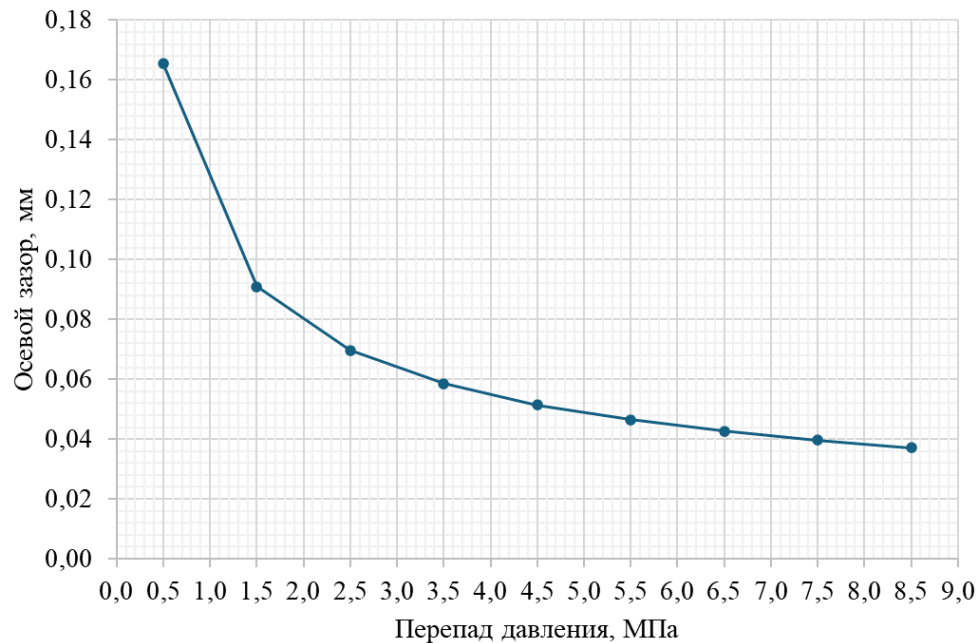


Рисунок 63 – Осевой зазор при утечке $G_{\text{отн}} = 10\%$ для различного перепада давления

Таблица 7 – Требуемая регулирующая сила и осевой зазор при утечке 10% для различных значений перепадах давления

Перепад давления, МПа	Необходимая сила регулирования, Н	Величина осевого зазора, мм
0,5	2217,67	0,166
1,5	4028,04	0,091
2,5	5838,41	0,070
3,5	7648,82	0,059
4,5	9459,17	0,051
5,5	11269,52	0,046
6,5	13079,87	0,043
7,5	14890,22	0,040
8,5	16700,57	0,037

Из графика осевого зазора, Рисунок 64, видно, что при перепадах давления 5,5 МПа и выше система регулирования работает во всем диапазоне заданных утечек. Ползун не встает на упор ни при одном из значений $G_{отн}$ от 10 до 100%, а зазор плавно увеличивается с ростом заданной утечки. При снижении перепада давления картина меняется, так при $\Delta p = 4,5$ МПа ползун подходит к упору только на максимальной утечке $G_{отн} = 100\%$, при $\Delta p = 3,5$ МПа – уже при $G_{отн} \approx 87\%$, при $\Delta p = 2,5$ МПа – при $G_{отн} \approx 73\%$. На стартовых перепадах давления $\Delta p = 0,5–1,5$ МПа ползун выходит на упор при относительно небольших заданных утечках – соответственно при $G_{отн} \approx 30\%$ и 55% . Это означает, что на низких перепадах давления физически невозможно задать произвольно малую утечку. Минимально достижимая утечка ограничена снизу значением, которое пропускается полностью открытым уплотнением, и это значение тем меньше, чем меньше Δp .

График регулирующей силы, Рисунок 65, согласуется с графиком зазора: на каждой кривой сила обращается в ноль в точности в том значении $G_{отн}$, где зазор достигает упора. На перепадах давления $\Delta p \geq 4,5$ МПа сила монотонно убывает с ростом заданной утечки на 20–25% независимо от Δp – это говорит о том, что для системы регулирования основной нагрузкой является сам факт удержания ползуна против гидравлической силы, а выбор конкретного значения утечки внутри рабочего диапазона на силовые требования влияет слабо.

Полученная сводная характеристика определяет требования к исполнительному органу системы регулирования: максимальное силовое воздействие 16,7 кН достигается при сочетании минимальной заданной утечки $G_{отн} = 10\%$ и максимального перепада давления $\Delta p = 8,5$ МПа. Для штатного рабочего диапазона удержания $G_{зад} = 10–20\%$ на номинальном перепаде давления $\Delta p = 4,5$ МПа требуемая сила составляет 9,3–11,3 кН.

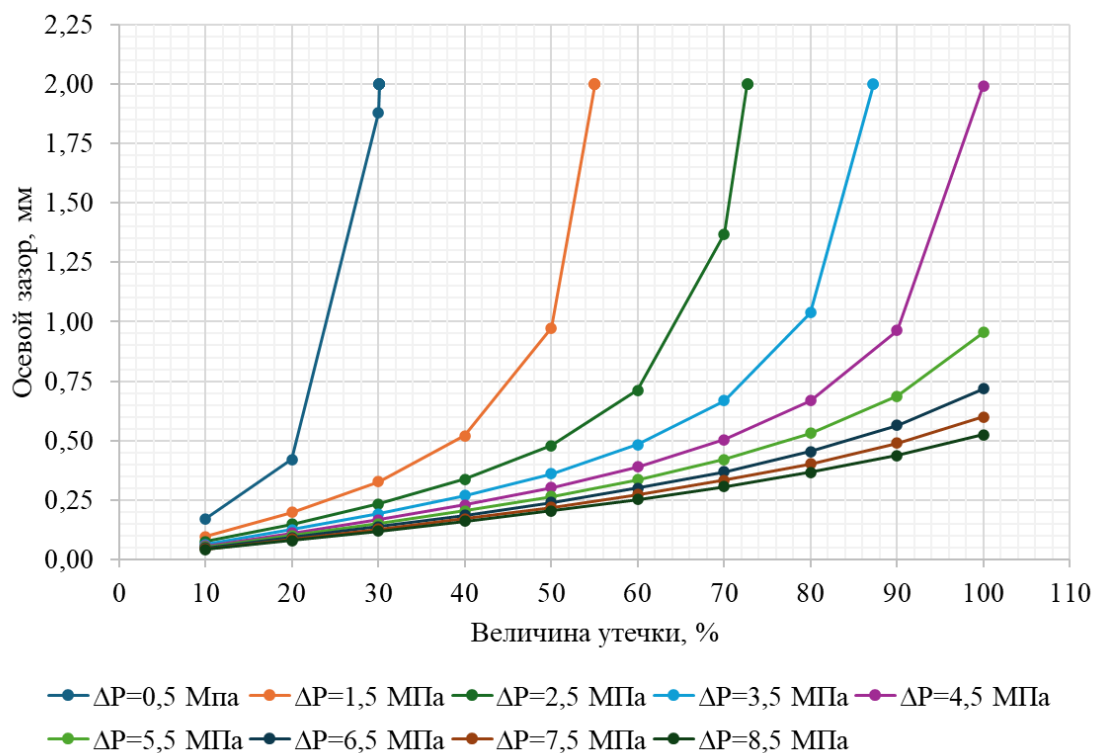


Рисунок 64 – Осевой зазор в зависимости от величины утечки и перепада давления

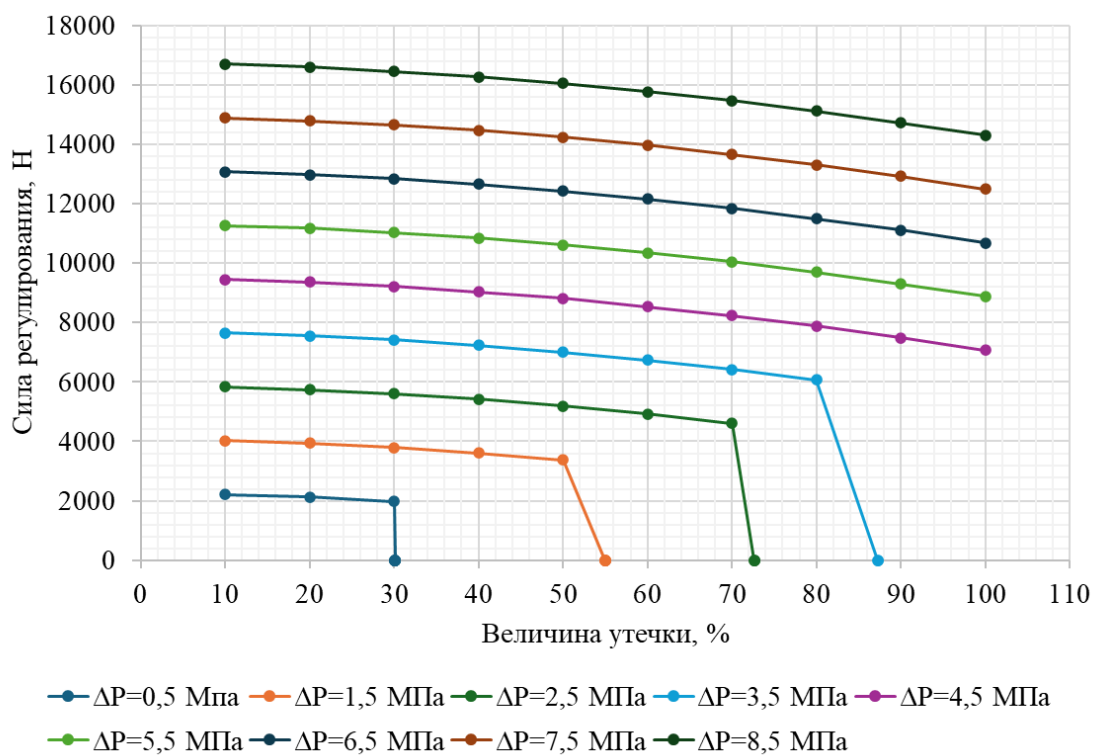


Рисунок 65 – Сила регулирования в зависимости от величины утечки и перепада давления

4.2 Моделирование повторного включения двигателя в полете

Одной из функций разделительного уплотнения является герметизация полости насоса окислителя в интервалах между включениями двигателя. Для двигателя однократного включения такой интервал ограничен предстартовой подготовкой, и начальное состояние узла перед пуском определяется предстартовым захолаживанием. Для двигателя с многократным включением в полете добавляется интервал между выключением и повторным включением, начальное состояние узла перед которым формируется предшествующей работой на режиме и последующим перераспределением тепла в конструкции. Работоспособность узла в цикле повторного включения определяется двумя условиями, относящимися к разным этапам цикла: к моменту выключения и к моменту повторного включения.

Первым условием работоспособности является закрытие уплотнения при выключении. Если уплотнение не закрывается, утечка в полость турбины продолжается всю паузу при отсутствии подвода горячего газа, лопатки и диск охлаждаются до температур, близких к температуре криогенного компонента, и последующая подача генераторного газа создает на лопатке значительный перепад температур с высоким риском термоудара и разрушения лопаток. Симметричным требованием является раскрытие уплотнения при выходе на режим. Нераскрытие уплотнения при полной окружной скорости ведет к работе пары трения в контакте и ее разрушению.

Второе условие связано с величиной утечки при повторном включении. Криогенный окислитель подается на стенку, температура которой к моменту включения определяется длительностью паузы. Так, после выключения температурное поле РКТ выравнивается, и стенка прогревается выше рабочего значения, а при дальнейшем увеличении паузы снижается по мере остывания диска. При контакте окислителя с горячей стенкой сначала образуется сплошная паровая пленка, отделяющая жидкость от металла и резко ухудшающая теплоотдачу. По мере остывания стенки пленка разрушается, жидкость начинает

смачивать поверхность, и в этот момент коэффициент теплоотдачи кратковременно возрастает на порядки. Возникновение скачка определяется величиной утечки, так при малом расходе стенка не захлаживается до температуры смачивания и сохраняется пленочный режим с низкой теплоотдачей. Величина скачка определяется длительностью паузы и убывает с ее ростом. Таким образом, длительность паузы и величина утечки определяют максимальное значение коэффициента теплоотдачи на стенке рабочего колеса совместно, что и требует их совместного выбора.

В паузе подача генераторного газа прекращается вместе с утечкой окислителя. Сначала температурное поле РКТ выравнивается поскольку от лопаток тепло отдается в тело диска, а зона интенсивного теплообмена, охлаждавшаяся утечкой, прогревается до установление теплового баланса. Соответственно температура стенки к моменту повторного включения сначала возрастает относительно значения при работе на режиме, а при дальнейшем увеличении паузы снижается.

Длительность паузы и величина утечки входят в задачу как параметры разного характера. Длительность паузы задается программой полета и рассматривается как варьируемый параметр, для которого требуется определить допустимый диапазон. Величина утечки является управляемым параметром, поддержание которого обеспечивается регулируемым уплотнением, и подлежит выбору по результатам расчета.

Таким образом, выполняется определение теплового состояния РКТ и состояния рабочего тела в цикле «работа – выключение – пауза – повторное включение» для различных сочетаний длительности паузы и величины утечки.

Для решения поставленной задачи выполняется модификация тепловой подсистемы математической модели уплотнения – Рисунок 66. Для этого увеличивается количество элементов тепловых масс описывающих РКТ. Тепловые массы, выделенные синим цветом, соответствуют поверхности диска – Рисунок 67.

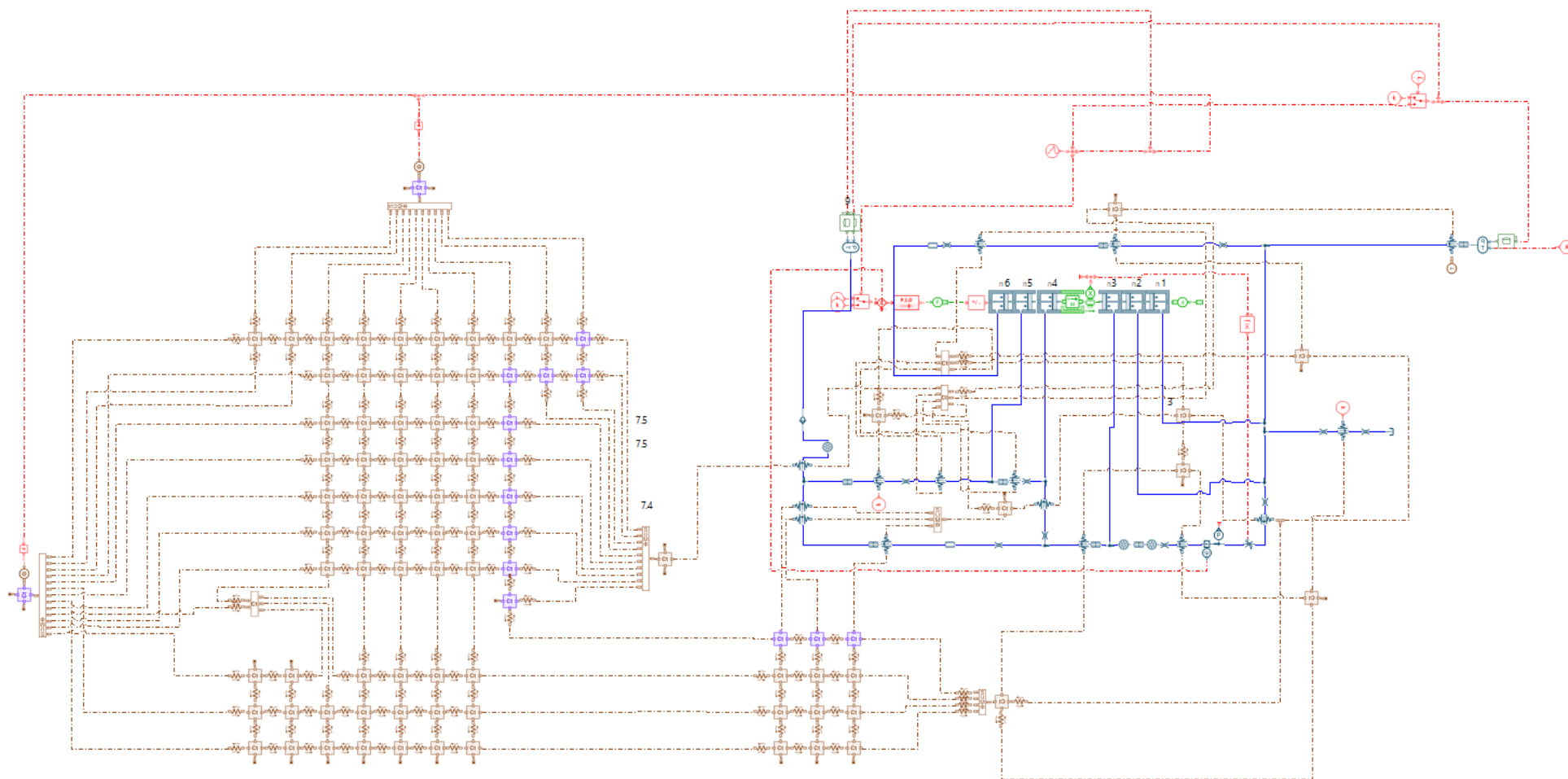


Рисунок 66 – Математическая модель РУ с развитой тепловой подсистемой

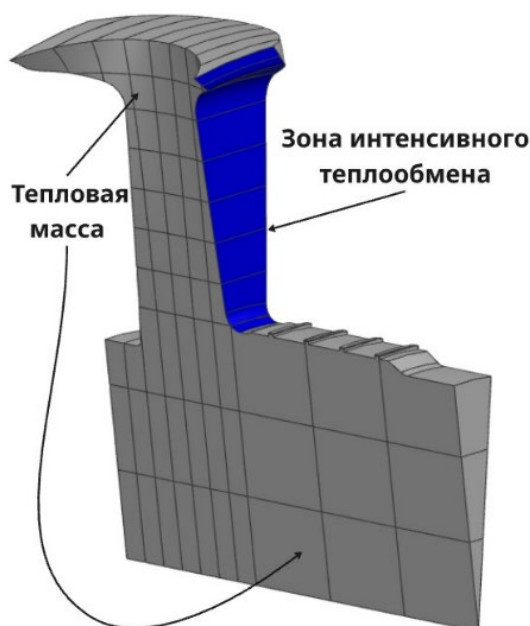


Рисунок 67 – Разбиение РКТ на тепловые массы

Детальное рассмотрение теплового состояния узла выполнено для длительности паузы 25с. Этот случай является наиболее критическим, так как температура РКТ к моменту повторного включения наибольшая из всех рассмотренных длительностей паузы, поскольку РКТ еще не успело остыть. Соответственно на этом режиме реализуются наибольший перегрев поверхности теплообмена относительно температуры насыщения и наибольшая величина скачка коэффициента теплоотдачи, что подтверждается приведенными далее результатами параметрического расчета.

Тепловое состояние уплотнения для паузы 25с для крайних значений утечки приведено на рисунках 68-71. При утечке 10% температурное поле за паузу изменяется слабо, так как на режиме поверхность интенсивного теплообмена охлаждалась незначительно и перепад температур внутри РКТ невелик. При утечке 100% поверхность диска на режиме охлаждается значительным потоком криогенного компонента, и после его прекращения прогревается за счет теплопроводности от лопатки и тела диска, что и определяет выравнивание температурного поля колеса к концу паузы.

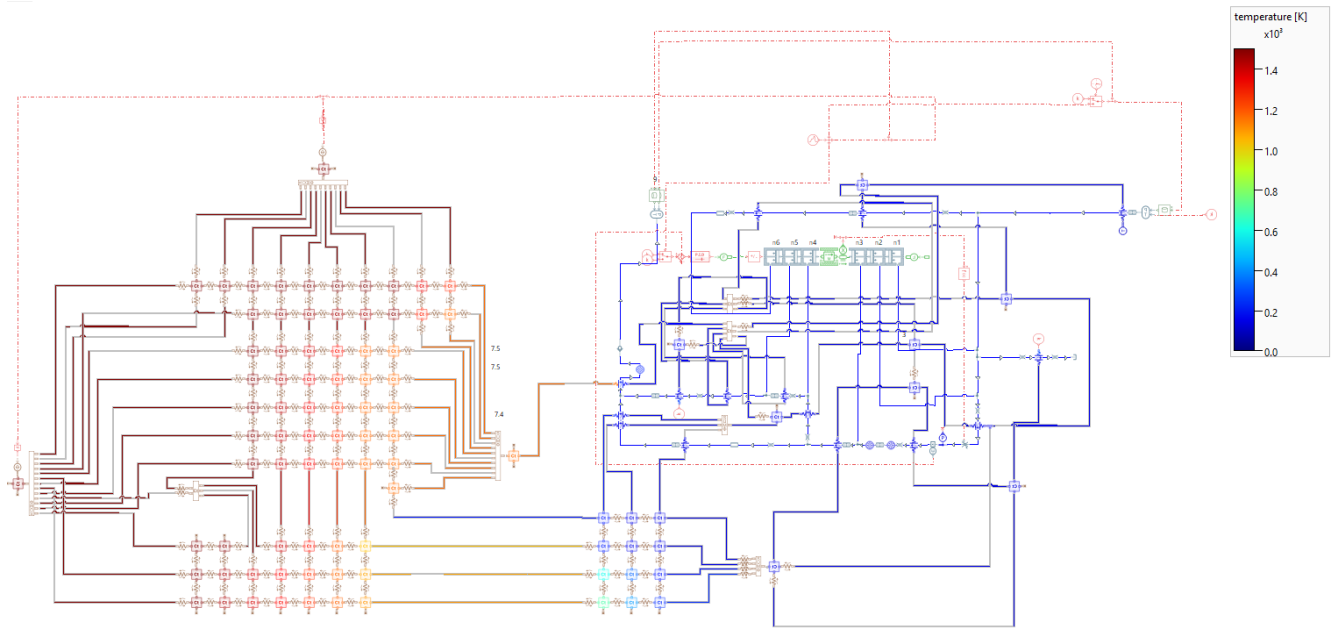


Рисунок 68 – Температура элементов конструкции в конце паузы 25с.
Относительная утечка 10%

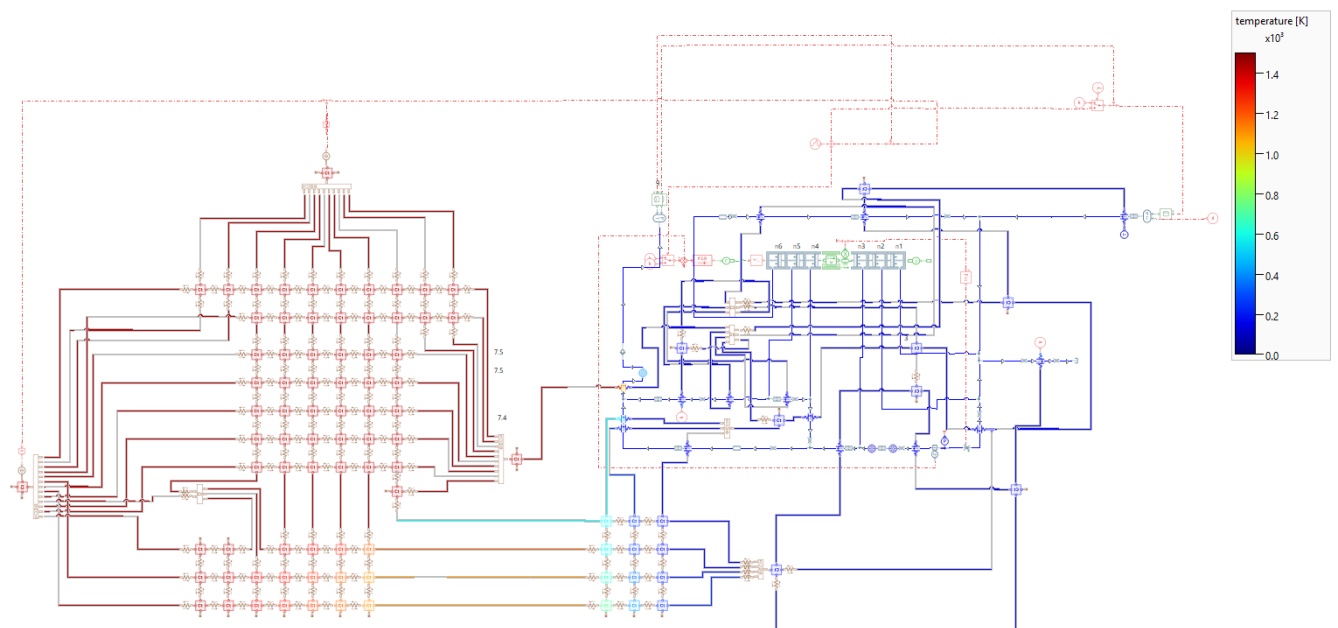


Рисунок 69 – Температура элементов конструкции в конце работы. Относительная утечка 10%

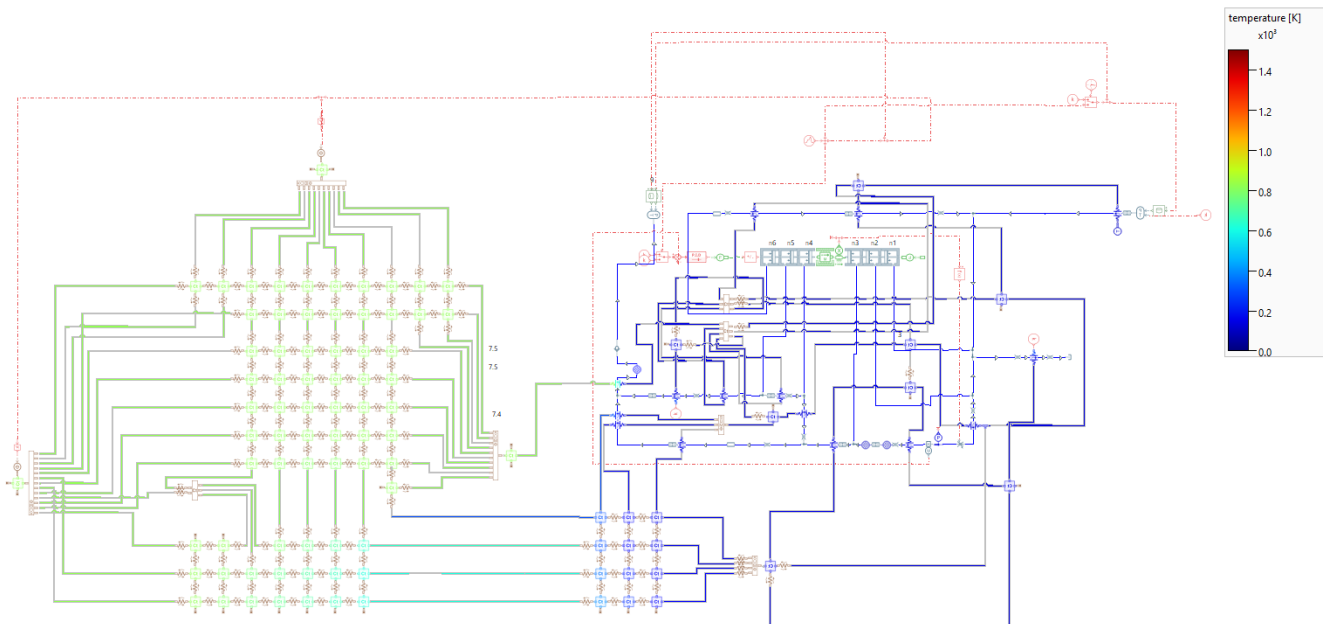


Рисунок 70 – Температура элементов конструкции в конце паузы 25с.
Относительная утечка 100%

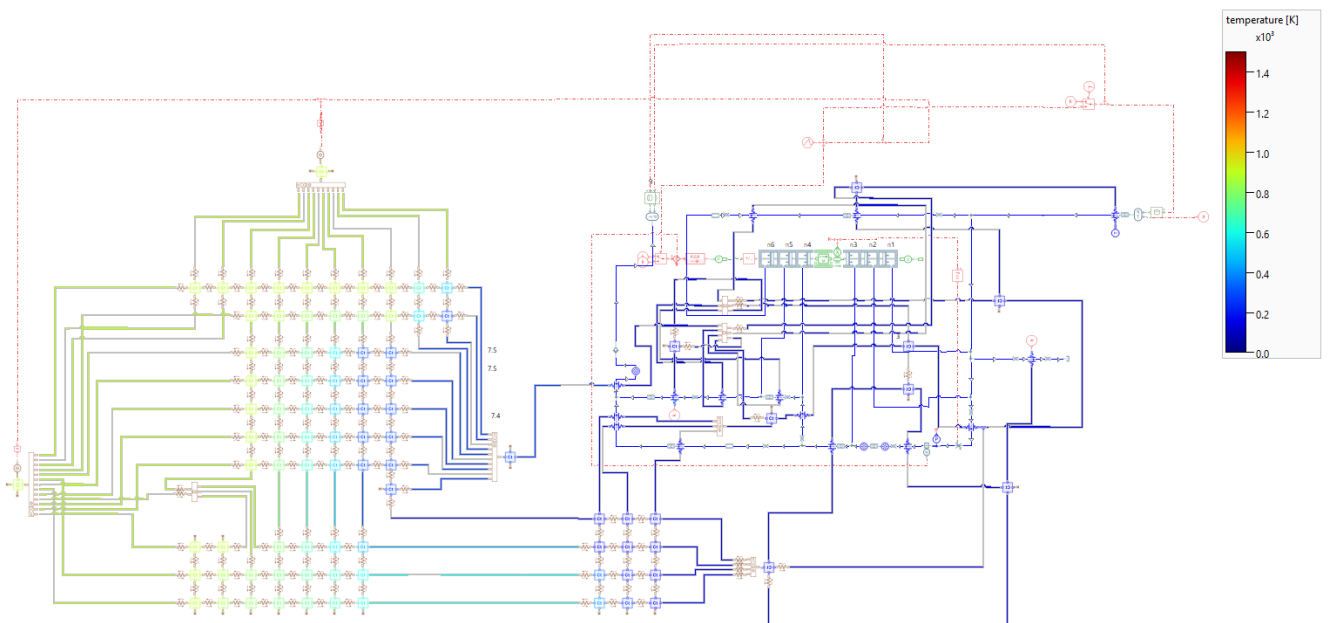


Рисунок 71 – Температура элементов конструкции в конце работы. Относительная утечка 100%

Изменение температуры поверхности теплообмена на диске в течение всего цикла – Рисунок 72, тот же процесс в увеличенном масштабе времени – Рисунок 73. После выключения на 500-й секунде подвод горячего генераторного газа и утечка прекращаются, температурное поле РКТ выравнивается. Существенно, что температура поверхности в паузе оказывается выше значения, достигнутого на номинальном режиме, причем тем существеннее, чем больше была утечка на

режиме. Подвод тепла извне при этом отсутствует, поскольку принято, что система теплоизолированная, и рост температуры обеспечивается исключительно теплопроводностью от более нагретых элементов колеса, в первую очередь от лопатки турбины.

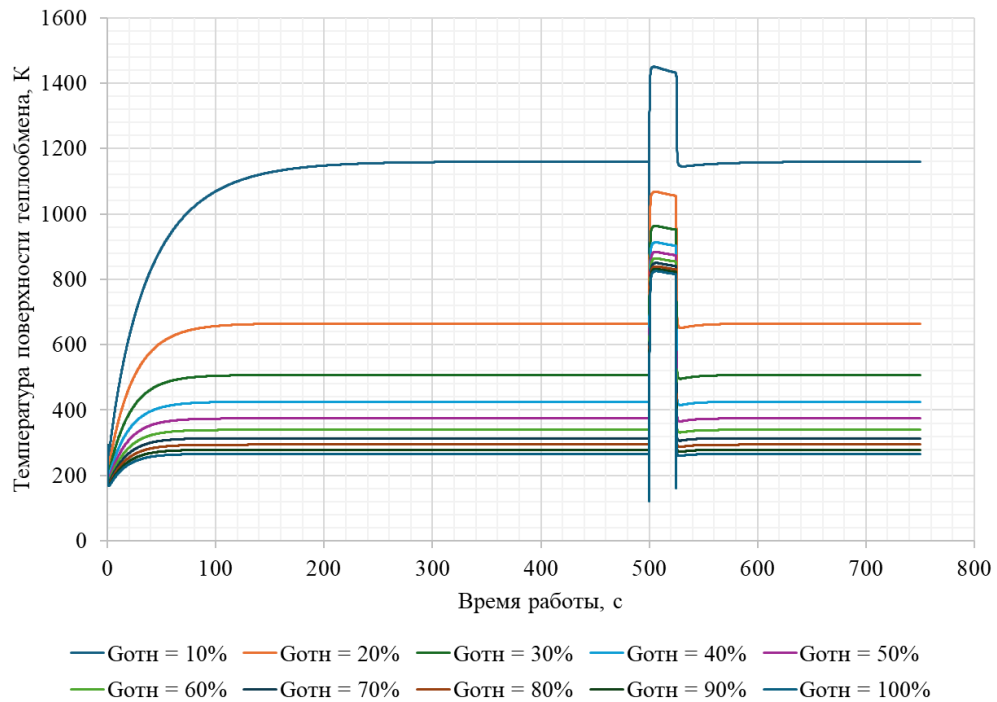


Рисунок 72 – Температура поверхности теплообмена на диске

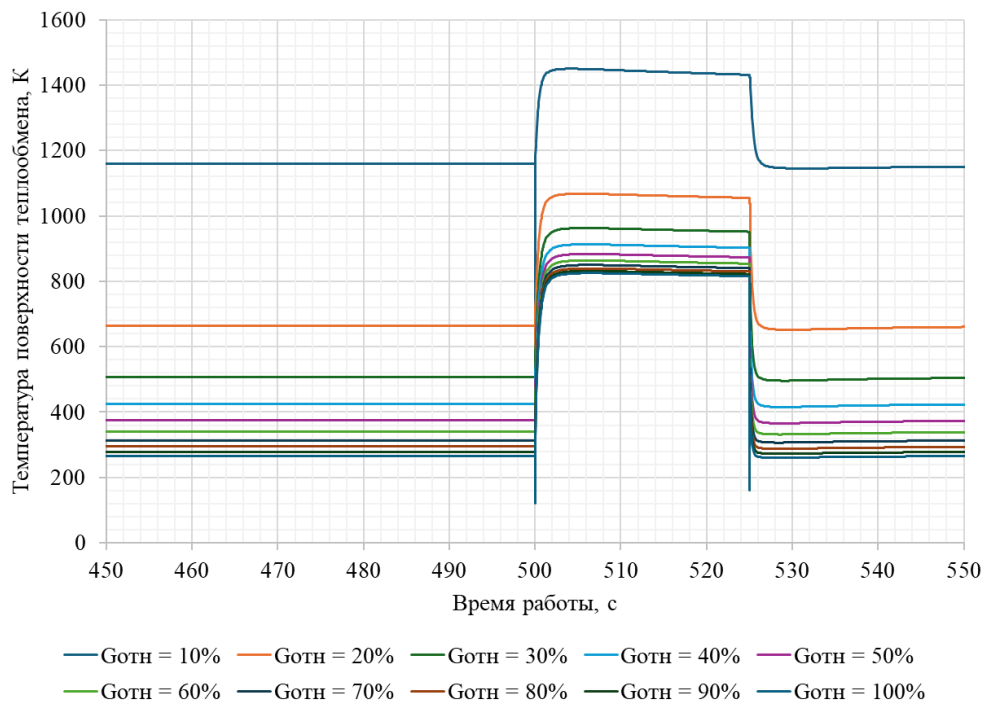


Рисунок 73 – Температура поверхности теплообмена на диске в увеличенном масштабе времени

При повторном включении на 525-й секунде подача криогенного компонента вызывает захлаживание поверхности, глубина которого возрастает с увеличением утечки. При утечке 10% температура падает плавно, при больших значениях утечки наблюдается более скачкообразное изменение с последующим восстановлением до установившегося уровня.

Отношение максимального значения коэффициента теплоотдачи на поверхности теплообмена в зависимости от величины утечки и длительности паузы к установившемуся – Рисунок 74. Величина утечки определяет порог возникновения скачка. Таким образом при $G_{\text{отн}} = 20\%$ при $t_{\text{паузы}} = 25\text{с}$, 30% при 50 и 75с, 40% при 100с, 50% при 150с, 80% при 200с, 100% при 250с. При $t_{\text{паузы}} = 300$ и 500с скачок не возникает ни при одном из рассмотренных значений утечки. Длительность паузы определяет величину скачка, так после превышения порога отношение максимального коэффициента теплоотдачи к установившемуся слабо зависит от утечки и составляет около 120 при паузе 25с, 85 при 50с, 65 при 75с, 50 при 100с, 35 при 150с и 22 при 200с.

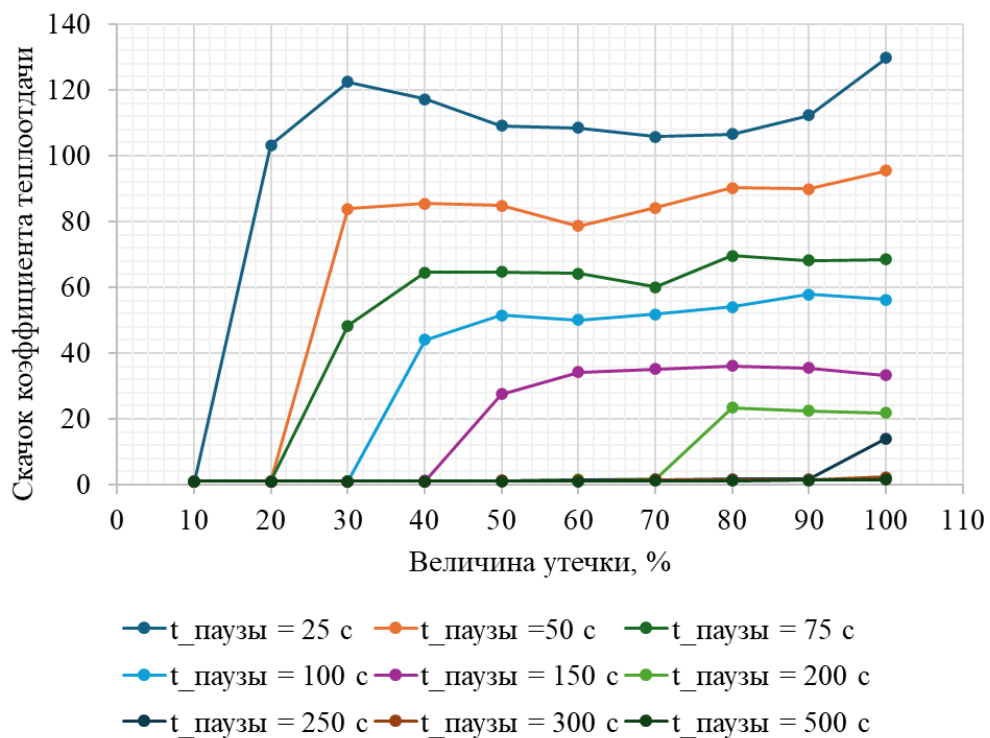


Рисунок 74 – Скачок коэффициента теплообмена относительно установившегося значения

Полученная картина объясняется механизмом разрушения паровой пленки, так называемым коллапсом Лейденфроста. При температуре поверхности выше точки Лейденфроста жидкость отделена от металла сплошной паровой прослойкой, и теплоотдача определяется теплопроводностью пара, то есть остается низкой. При снижении температуры поверхности ниже этой точки пленка теряет устойчивость, жидкость смачивает металл, и теплоотдача скачкообразно возрастает.

Возникновение скачка требует достаточного расхода утечки поскольку при малом расходе поверхность не захлаживается до температуры Лейденфроста, пленка сохраняется, и теплоотдача остается на уровне пленочного режима. С увеличением длительности паузы температура поверхности к моменту включения снижается, располагаемый перегрев относительно температуры насыщения уменьшается, что смещает порог в сторону больших утечек и снижает величину скачка вплоть до полного исчезновения явления при паузе большей чем 300 с.

4.3 Выводы по главе

Разработана математическая модель регулируемого разделительного уплотнения, обеспечивающего поддержание заданной величины утечки. В отличие от известных систем регулирования уплотнений турбомашин, в которых регулируемой величиной является зазор, поддерживаемой величиной принят расход через узел.

Получена сводная характеристика системы регулирования в плоскости «заданная утечка – перепад давления». Установлено, что максимальное силовое воздействие 16,7 кН требуется при сочетании минимальной заданной утечки $G_{отн} = 10\%$ и максимального перепада давления; для штатного рабочего диапазона $G_{отн} = 10\text{--}20\%$ на номинальном перепаде давления требуемая регулирующая сила составляет 9,3–11,3 кН. Установлено также, что регулирующая сила слабо зависит от выбора конкретного значения утечки внутри рабочего диапазона: основной нагрузкой для системы регулирования является удержание ползуна против гидравлической силы. Тем самым решена задача 4.

Модель развита на случай повторного включения двигателя в полете путем расширения тепловой подсистемы дополнительными тепловыми массами, описывающими лопатку, тело диска и поверхность теплообмена РКТ. Расчет цикла «работа – выключение – пауза – повторное включение» выполнен при варьировании длительности паузы в диапазоне $t_{паузы} = 25\text{--}500$ с и относительной величины утечки $G_{отн} = 10\text{--}100\%$.

Установлено, что наибольшая температура поверхности к моменту повторного включения реализуется при минимальной из рассмотренных длительностей паузы, что определяет этот режим как наиболее критический. Полученные зависимости позволяют по заданной программой полета длительности паузы назначить величину утечки, обеспечивающую работу ниже порога возникновения скачка, что реализуемо средствами разработанной системы регулирования.

ГЛАВА 5 МЕТОДИКА РАСЧЕТА РЕГУЛИРУЕМОГО РАЗДЕЛИТЕЛЬНОГО УПЛОТНЕНИЯ

Разработанная методика расчета регулируемого разделительного уплотнения построена в виде последовательности трех взаимосвязанных этапов, объединенных единой логикой исследования: от анализа влияния величины утечки на характеристики турбины – через построение и валидацию математической модели уплотнения исходной конструкции – к разработке модели регулируемого уплотнения и определению требований к системе регулирования. Общая структура методики – Рисунок 75.

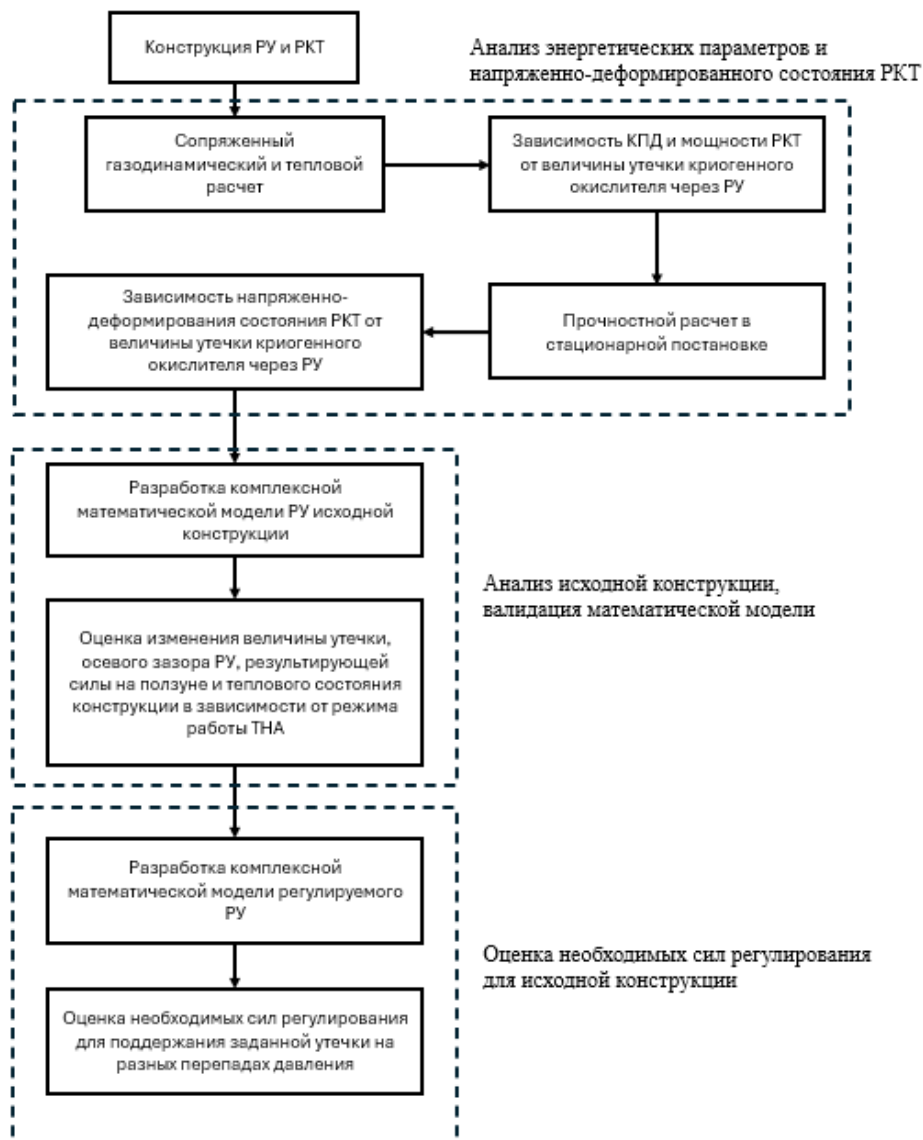


Рисунок 75 – Структура методики расчета регулируемого разделительного уплотнения

Существующие проектные методики уплотнительных узлов ТНА строятся на раздельном рассмотрении задач герметизации и прочности узла. Методы проектирования торцовых бесконтактных уплотнений двигателей летательных аппаратов, дают расчет гидродинамики зазора и деформаций уплотнительных поверхностей и позволяют определить условия сохранения бесконтактности. Методики расчета торцовых гидродинамических уплотнений и подходы к проектированию уплотнений в составе систем агрегата дополняют их анализом силового баланса подвижного элемента и внешних связей узла.

При этом ни одна из перечисленных методик не устанавливает количественной связи между величиной утечки через уплотнение и энергетическими и прочностными характеристиками турбины. Вследствие этого величина утечки выступает в них результатом расчета уплотнительного узла, а не назначаемым параметром. Предлагаемая методика отличается тем, что величина утечки принимается управляемым параметром, значение которого назначается по критерию, сформулированному на уровне ступени турбины, а требования к системе регулирования выводятся из условия удержания этого значения на всех режимах работы агрегата.

Таким образом, на первом этапе методики, Рисунок 76, устанавливается количественная связь между величиной утечки криогенного окислителя через РУ и эксплуатационными характеристиками турбины. Исходными данными этапа являются конструкция РУ и рабочего колеса турбины. На основе исходной геометрии выполняется сопряженный газодинамический и тепловой расчет при варьировании массового расхода утечки в диапазоне от нуля до значения, соответствующего полностью открытому уплотнению.

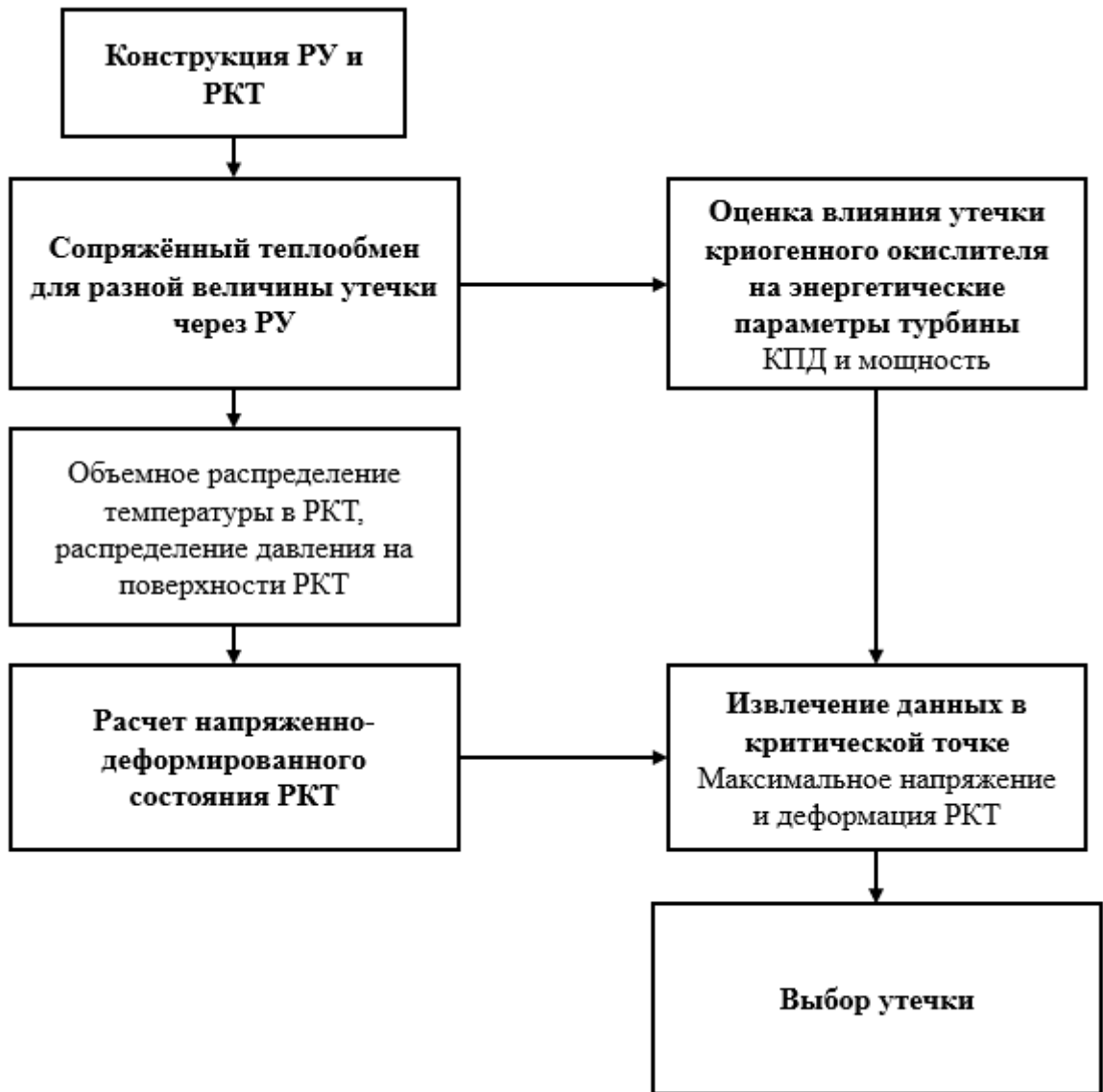


Рисунок 76 – Схема выполнения первого этапа методики расчета РУ

По результатам расчета производится оценка интегральных энергетических параметров ступени турбины, а именно коэффициента полезного действия и мощности, в зависимости от величины утечки. Полученное объемное распределение температуры в рабочем колесе $T(x, y, z)$ и поверхностное распределение давления $P(x, y, z)$, передаются для упруго-пластического расчета напряженно-деформированного состояния. Из результатов расчета НДС в критической точке конструкции, галтели перехода вал–диск, извлекаются максимальные эквивалентные напряжения и деформация. Совокупность полученных зависимостей энергетических и прочностных параметров от величины утечки позволяет выбрать оптимальное значение, обеспечивающее компромисс

между изменением энергетических характеристик турбины и допустимым уровнем деформаций и напряжений.

Совокупность полученных зависимостей энергетических и прочностных параметров от величины утечки позволяет выбрать оптимальное значение, обеспечивающее компромисс между изменением энергетических характеристик турбины и допустимым уровнем деформаций и напряжений.

На втором этапе методики, Рисунок 77, разрабатывается и валидируется комплексная математическая модель разделительного уплотнения исходной конструкции. На основе геометрии разделительного уплотнения и рабочего колеса турбины формируются три подсистемы математической модели, описывающие взаимосвязанные физические процессы в уплотнении.

Тепловая подсистема описывает теплообмен между рабочим телом и твердыми элементами конструкции, что определяет температурное состояние системы. Гидравлическая подсистема описывает течение криогенного окислителя в каналах и полостях уплотнения, включая работу элементов лабиринтного уплотнения. Механическая подсистема описывает динамику подвижного элемента, ползуна, под действием результирующих гидравлических сил и определяет величину осевого зазора.

Три подсистемы объединяются в комплексную математическую модель, обеспечивающую совместное решение уравнений всех трех процессов в полной программе режима работы ТНА. Полученная модель проходит валидацию по экспериментальным данным, доступным для исходной конструкции уплотнения. Результатом этапа является валидированная комплексная математическая модель, которая используется в качестве опорного расчетного аппарата на третьем этапе методики при разработке модели регулируемого уплотнения.

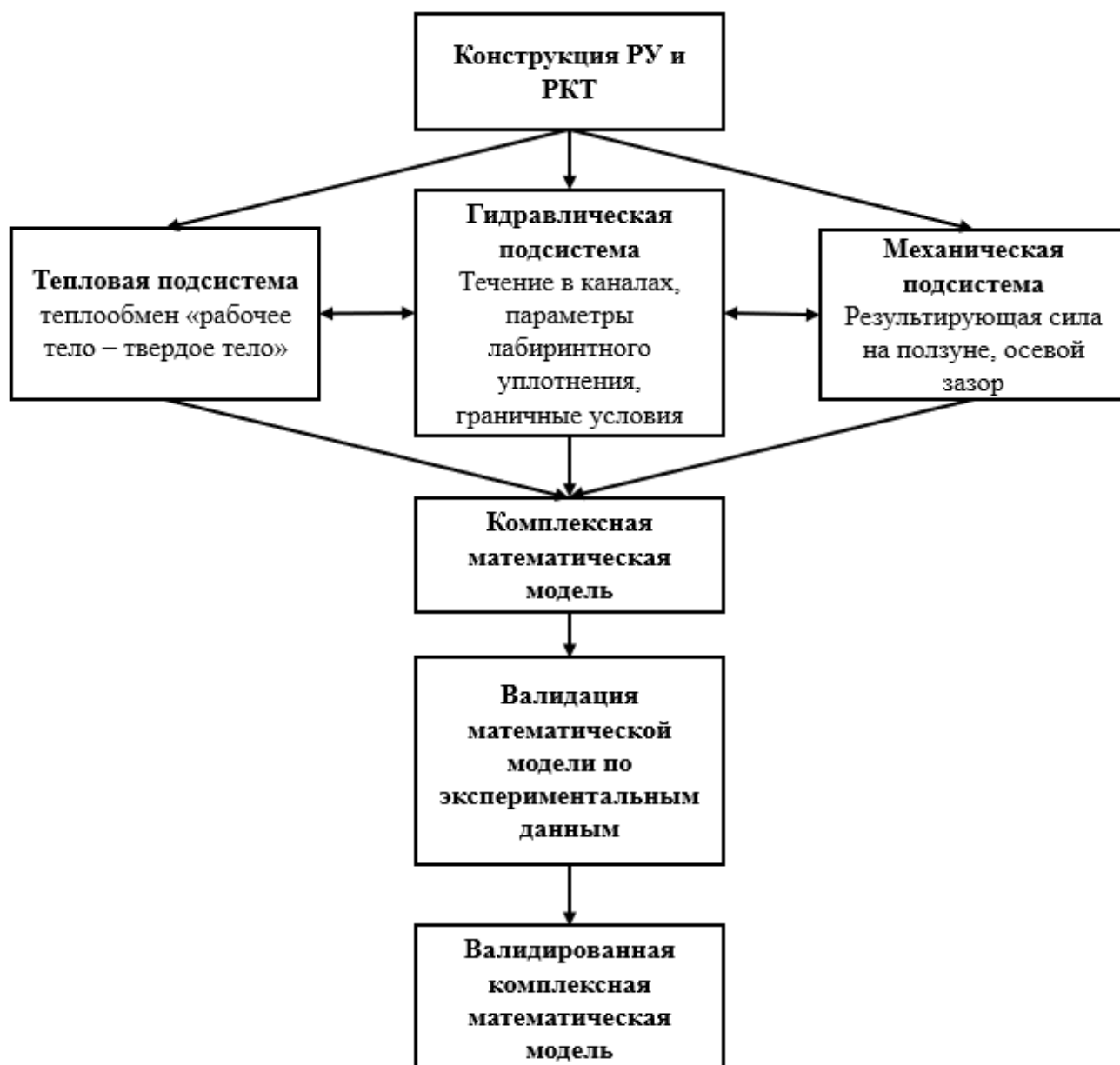


Рисунок 77 – Схема выполнения второго этапа методики расчета РУ

На третьем этапе методики, Рисунок 78, разрабатывается математическая модель регулируемого разделительного уплотнения и определяются требования к системе регулирования. Исходными данными этапа является валидированная комплексная математическая модель исходной конструкции, полученная на втором этапе.



Рисунок 78 – Схема выполнения третьего этапа методики расчета РУ

На ее основе разрабатывается система регулирования, обеспечивающая поддержание заданной величины утечки через уплотнение. Введение системы регулирования в исходную математическую модель приводит к формированию комплексной математической модели регулируемого разделительного уплотнения, в которой к гидравлической, механической и тепловой подсистемам добавляется подсистема регулирования с обратной связью по величине утечки.

Полученная модель является основой для параметрического исследования регулируемого уплотнения, выполняемого по двум независимым направлениям. По первому направлению производится варьирование заданной величины утечки на номинальном режиме работы ТНА, что позволяет получить характеристику системы регулирования в диапазоне рабочих значений утечки при фиксированном номинальном перепаде давления. По второму направлению производится варьирование заданной величины утечки совместно с перепадом давления на уплотнении, что позволяет построить сводную характеристику системы регулирования в плоскости рабочих параметров и определить границу ее применимости. Результатом этапа являются количественные характеристики – требуемая регулирующая сила и величина осевого зазора, обеспечивающие поддержание заданной утечки при произвольном сочетании рабочих параметров.

Таким образом, методика предназначена для использования на этапе проектирования турбонасосного агрегата, когда конструкция рабочего колеса турбины и разделительного уплотнения определена в первом приближении, а величина утечки еще не назначена. При этом каждый из трех этапов может давать самодостаточный результат.

Первый этап позволяет назначать величину утечки через разделительное уплотнение по совместному критерию, объединяющему коэффициент полезного действия и мощность турбины, напряженно-деформированное состояние и температуру рабочего колеса, и получать количественную оценку достигаемого выигрыша.

Второй этап дает валидированную одномерную математическую модель, обеспечивающую прогнозирование утечки, силы на ползуне, осевого зазора и температур элементов конструкции на режимах предстартового захлаживания, выхода двигателя на номинальный режим и работы на номинальном режиме. При этом время расчета на несколько порядков меньше, чем при трехмерном сопряженном моделировании, что делает модель пригодной для параметрических исследований, в частности для анализа влияния отклонений конструктивных и

режимных параметров от номинальных значений на работоспособность уплотнения.

Третий этап дает силовые характеристики системы регулирования, являющиеся исходными данными для выбора типа и параметров исполнительного органа. Полученные значения позволяют перейти к проработке конструкции исполнительного органа регулируемого разделительного уплотнения перспективных, в том числе многоразовых, жидкостных ракетных двигателей.

5.1 Выводы по главе

В главе приведена разработанная методика расчета регулируемого разделительного уплотнения, последовательно объединяющая анализ влияния величины утечки криогенного окислителя на характеристики турбины, построение и валидацию математической модели уплотнения исходной конструкции и разработку математической модели регулируемого уплотнения. Методика построена в виде трех взаимосвязанных этапов, на каждом из которых результаты предыдущего этапа служат исходными данными для последующего: на первом этапе определяется целевое значение удерживаемой утечки, на втором формируется и валидируется расчетный аппарат, описывающий работу уплотнения, на основе третьего устанавливаются требования к системе регулирования.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В диссертационной работе решена задача разработки методики расчета регулируемого разделительного уплотнения между турбиной и криогенным насосом турбонасосного агрегата жидкостного ракетного двигателя, обеспечивающей поддержание заданной величины утечки криогенного компонента. Поставленная цель достигнута и решены все сформулированные во введении задачи.

1. Выполнен анализ энергетических параметров и напряженно-деформированного состояния рабочего колеса турбины насоса окислителя ТНА ЖРД при различных значениях утечки криогенного окислителя через разделительное уплотнение.

2. Поставлена и решена задача выбора величины утечки криогенного окислителя через разделительное уплотнение по совокупности конструктивно-эксплуатационных, энергетических и прочностных ограничений.

3. Разработана и валидирована комплексная математическая модель разделительного уплотнения турбонасосного агрегата в одномерной постановке.

4. Разработана математическая модель регулируемого разделительного уплотнения и определены силовые параметры системы регулирования, обеспечивающие поддержание заданной величины утечки.

5. Разработана методика расчета регулируемого разделительного уплотнения, комплексно описывающей его рабочие параметры, тепловое состояние и динамику работы.

Проведенные исследования позволили получить следующие новые результаты:

1. Разработана трехуровневая методика математического моделирования рабочего колеса турбины ТНА ЖРД, объединяющая в единой расчетной схеме сопряженный газодинамический и тепловой расчет с применением осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье–Стокса, модели турбулентности SST $k-\omega$,

уравнения состояния Пенга–Робинсона и сопряженных граничных условий на интерфейсах «жидкость–твердое тело», расчет напряженно-деформированного состояния в упругопластической постановке с импортом объемного распределения температуры и поверхностного давления и учетом центробежной нагрузки, а также постановку и решение задачи выбора величины утечки криогенного окислителя с учетом конструктивных, прочностных и энергетических ограничений.

2. Получены количественные зависимости коэффициента полезного действия, мощности, осредненных по объему и максимальных эквивалентных напряжений, а также осевого смещения диска рабочего колеса турбины от относительной величины утечки криогенного окислителя в диапазоне от 0 до 100% номинального значения. Установлено, что для исследуемой конструкции переход к безрасходной схеме уплотнения обеспечивает прирост коэффициента полезного действия турбины до 4,64%, прирост мощности до 14,93% и снижение осевого смещения диска рабочего колеса на 7,80%.

3. Установлен двухстадийный характер изменения напряженно-деформированного состояния рабочего колеса от относительной величины утечки: на участке относительной утечки 0–40% преобладает рост локальных эквивалентных напряжений в галтели перехода «вал–диск» с быстрым выходом материала на установившийся режим пластического течения; на участке 40–100% – расширение пластической зоны вглубь тела диска при практически постоянных максимальных напряжениях, определяемых пределом текучести материала.

4. Сформулирована и решена однокритериальная задача оптимизации расхода утечки криогенного окислителя через уплотнение, в которой целевой функцией принят минимум расхода, а ограничения объединяют конструктивно-эксплуатационные требования к уплотнительному узлу, энергетические характеристики турбины и параметры напряженно-деформированного состояния и температуры материала рабочего колеса. Установлено, что оптимальным является режим отсутствия утечки, реализуемый в безрасходной схеме уплотнения; при технической невозможности ее применения оптимальное

значение определяется минимально допустимым расходом, соответствующим конструктивным особенностям конкретного уплотнительного узла. Для рассмотренной конструкции с лабиринтным уплотнением оптимальное значение относительной утечки лежит в диапазоне 10–20%, при котором достигается 12,11–13,60% прироста мощности из максимально возможных 14,93% и 47–64% возможного снижения осевого смещения диска.

5. Разработана комплексная математическая модель РУ ТНА в одномерной постановке, реализованная методом связанных графов, в которой гидромеханическая и тепловая подсистемы описываются в единой структуре с выполнением законов сохранения на связях между узлами. Принятая постановка обеспечивает уменьшение времени расчета на несколько порядков по сравнению с трехмерным сопряженным моделированием при сохранении точности определения интегральных параметров узла – массовой утечки, силы на ползуне, осевого зазора и температур элементов конструкции.

6. Выполнено моделирование процесса предстартового захлаживания компонентов разделительного уплотнения. Установлено, что выход всех компонентов конструкции на установившиеся температуры достигается за 350–400 с от начала захлаживания криогенным окислителем. Полученное распределение температур по тепловым массам принято в качестве начального условия для последующего расчета работы уплотнения на этапе выхода двигателя на режим.

7. Выполнена валидация комплексной математической модели разделительного уплотнения по данным огневых испытаний 30 двигателей РД-191. Сопоставление расчетных и экспериментальных значений утечки через уплотнение, результирующей силы на ползуне и осевого зазора показало высокое совпадение результатов как на номинальном режиме, так и на пониженных режимах работы 20–40%, на которых модель корректно воспроизводит уменьшение расхода через уплотнение, обусловленное неустановившимся балансом осевых сил ротора, что подтверждает физическую согласованность модели.

8. Разработана математическая модель регулируемого разделительного уплотнения, обеспечивающего поддержание заданной величины утечки. Получена сводная характеристика требуемой регулирующей силы и осевого зазора в диапазоне относительной утечки 10–100% и перепадов давления от стартового до номинального. Установлено, что максимальное силовое воздействие 16,7 кН достигается при сочетании минимальной заданной утечки 10% и максимального перепада давления 8,5 МПа. Для штатного рабочего диапазона удержания заданной утечки 10–20% на номинальном перепаде давления 4.5 МПа требуемая регулирующая сила составляет 9,3–11,3 кН.

9. Разработана методика расчета регулируемого разделительного уплотнения, последовательно объединяющая в виде трех взаимосвязанных этапов анализ влияния величины утечки криогенного окислителя на характеристики турбины, построение и валидацию математической модели уплотнения исходной конструкции и разработку математической модели регулируемого уплотнения с определением требований к системе регулирования. На каждом этапе результаты предыдущего этапа служат исходными данными для последующего: на первом этапе определяется целевое значение удерживаемой утечки, на втором формируется и валидируется математическая модель, описывающая работу уплотнения, на третьем устанавливаются требования к системе регулирования.

10. Разработанные методика, математические модели разделительного и регулируемого разделительного уплотнений могут быть использованы при проектировании уплотнительных узлов перспективных мощных жидкостных ракетных двигателей, включая многоразовые, а также при анализе влияния отклонений конструктивных и режимных параметров от номинальных значений на работоспособность уплотнения.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Adams M.L., Colsher R.J. An Analysis of Self-Energized Hydrostatic Shaft Seals // Journal of Lubrication Technology. 1969. Vol. 91, No. 4. P. 658–667. DOI: 10.1115/1.3555023
2. Aksit M.F., Chupp R.E., Dinc O.S., Demiroghu M. Advanced Seals for Industrial Turbine Applications: Design Approach and Static Seal Development // Journal of Propulsion and Power. 2002. Vol. 18, No. 6. P. 1254–1259. DOI: 10.2514/2.6066
3. ANSYS Fluent / CFX / Mechanical User Guide. Release 2024 R2 / ANSYS, Inc. – Canonsburg, PA : ANSYS, Inc., 2024. – URL: <https://www.ansys.com/> (дата обращения: 20.04.2026).
4. Bassani R. Self-regulated hydrostatic pads // Wear. 1980. Vol. 61, No. 1. P. 49–68. DOI: 10.1016/0043-1648(80)90111-8
5. Bassani R. The self-regulated hydrostatic screw and nut // Tribology International. 1979. Vol. 12, No. 4. P. 185–190. DOI: 10.1016/0301-679X(79)90183-X
6. Belforte G., Mazza L., Visconte C. Design methodology for an air-lubricated seal // Tribology International. 2014. Vol. 75. P. 104–110. DOI: 10.1016/j.triboint.2014.03.017
7. Brunetière N., Apostolescu A. A Simple Approach to the Thermoelastohydrodynamic Behavior of Mechanical Face Seals // Tribology Transactions. 2009. Vol. 52, No. 2. P. 243–255.
8. Brunetière N., Tournier B. Numerical Modeling of Thermohydrodynamic Mechanical Face Seals // Tribology Transactions. 2010. Vol. 53, No. 3. P. 414–425. DOI: 10.1080/10402000903350612
9. Brunetière N., Tournier B., Frêne J. TEHD Lubrication of Mechanical Face Seals in Stable Tracking Mode. Part 1: Numerical Model and Experiments // Journal of Tribology. 2003. Vol. 125, No. 3. P. 608–616. DOI: 10.1115/1.1510885
10. Buckmann P.S. Hydrostatic lift-off seal for interpropellant turbopump oxidizer: NASA Tech Brief 76-10009. Sacramento: Aerojet Liquid Rocket Co., 1976. URL: <https://ntrs.nasa.gov/citations/19760000079>

11. Burcham R.E. High-speed cryogenic self-acting, shaft seals for liquid rocket turbopumps. NASA Contractor Report NASA-CR-168194. Washington, DC: NASA, 1983. URL: <https://ntrs.nasa.gov/citations/19830023799>
12. Burcham, R. E. Liquid Rocket Engine Turbopump Rotating-Shaft Seals : NASA Space Vehicle Design Criteria (Chemical Propulsion), NASA SP-8121 / R. E. Burcham ; ed. by R. B. Keller, Jr. – Cleveland, OH : NASA Lewis Research Center, 1978. – URL: <https://ntrs.nasa.gov/citations/19780022641>
13. Carles P. A brief review of the thermophysical properties of supercritical fluids / P. Carles // The Journal of Supercritical Fluids. – 2010. – Vol. 53, No. 1-3. – P. 2–11. – DOI: 10.1016/j.supflu.2010.02.017.
14. Chen K., Deng J., Zhan C., Zheng F. Research on Key Technology of Hydraulic Servo Cylinder with Adaptive Variable Clearance // 2015 Chinese Automation Congress (CAC). 2015. P. 1731–1736. DOI: 10.1109/CAC.2015.7382818
15. Cheng H.S., Chow C.Y., Wilcock D.F. Behavior of Hydrostatic and Hydrodynamic Noncontacting Face Seals // Journal of Lubrication Technology. 1968. Vol. 90, No. 2. P. 510–519. DOI: 10.1115/1.3601587
16. Chupp R.E., Ghasripoor F., Moore G.D. et al. Applying Abradable Seals to Industrial Gas Turbines // Proc. 38th AIAA Joint Propulsion Conference. Indianapolis, 2002. Paper AIAA 2002-3795. DOI: 10.2514/6.2002-3795
17. Chupp R.E., Hendricks R.C., Lattime S.B., Steinetz B.M. Sealing in Turbomachinery: NASA/TM-2006-214341. Cleveland: NASA Glenn Research Center, 2006. 74 p. URL: <https://ntrs.nasa.gov/citations/20070005016>
18. Dayan J., Zou M., Green I. Contact elimination in mechanical face seals using active control // IEEE Transactions on Control Systems Technology. 2002. Vol. 10, No. 3. P. 344–354. DOI: 10.1109/87.998019
19. De Volder M.F.L., Reynaerts D. A hybrid surface tension seal for pneumatic and hydraulic microactuators // Microsystem Technologies. 2008. Vol. 15, No. 5. P. 739–744. DOI: 10.1007/s00542-008-0756-3

20. Deng J. et al. Isothermal and thermomechanical fatigue behavior of Inconel 718 superalloy. *Materials Science and Engineering A*, 2018, 743, 813–822. DOI: 10.1016/j.msea.2018.11.052
21. Denton J.D. The 1993 IGTI Scholar Lecture: Loss Mechanisms in Turbomachines // *Journal of Turbomachinery*. 1993. Vol. 115, No. 4. P. 621–656. DOI: 10.1115/1.2929299
22. Egli A. The Leakage of Steam Through Labyrinth Seals // *Transactions of the ASME*. 1935. Vol. 57. P. 115–122.
23. Fournier D., Pineau A. Low cycle fatigue behavior of Inconel 718 at 298 K and 823 K. *Metallurgical Transactions A*, 1977, 8, 1095–1105. DOI: 10.1007/BF02667395
24. Galenne E., Pierre-Danos I. Thermo-Elasto-Hydro-Dynamic Modeling of Hydrostatic Seals in Reactor Coolant Pumps // *Tribology Transactions*. 2007. Vol. 50, No. 4. P. 466–476.
25. Ghodsiyeh D., Colombo F., Raparelli T., Trivella A., Viktorov V. Diaphragm valve-controlled air thrust bearing // *Tribology International*. 2017. Vol. 109. P. 328–335. DOI: 10.1016/j.triboint.2016.12.036
26. Green I. Real-time monitoring and control of mechanical face-seal dynamic behaviour // *Sealing Technology*. 2001. Vol. 2001, No. 96. P. 6–11. DOI: 10.1016/S1350-4789(01)80112-4
27. Gu Y.-Q. Critical Balance Ratio of Mechanical Seals // *Tribology Transactions*. 1996. Vol. 39, No. 2. P. 495–497. DOI: 10.1080/10402009608983558
28. Gulczyński M.T., Hahn R.H.S., Deeken J.C., Waxenegger-Wilfing G., Oschwald M. Turbopump Parametric Modelling and Reliability Assessment for Reusable Rocket Engine Applications // *Aerospace*. 2024. Vol. 11, No. 10. Art. 808. DOI: 10.3390/aerospace11100808
29. Hartwig J. и др. Comparison of Cryogenic Flow Boiling in Liquid Nitrogen and Liquid Hydrogen Chillover Experiments // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2015. Vol. 88. P. 662–673.

30. Hartwig J., Darr S., Asencio A. Assessment of Existing Two Phase Heat Transfer Coefficient and Critical Heat Flux Correlations for Cryogenic Flow Boiling in Pipe Quenching Experiments // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2016. Vol. 93. P. 441–463.
31. Hartwig J., Meyerhofer P., Stiegemeier B., Morehead R. Liquid Methane and Liquid Oxygen Horizontal Chillover Experiments of a 2.54 and 11.43 cm Transfer Line // Applied Thermal Engineering. 2022. Vol. 205. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S1359431122000096>
32. Hasis F.B.A., Abilash P.M., Arun Kumar S., George P.P., Jayan N., Nageswaran G. Experimental Study of Lift-off Dynamic Seal for LOX–Kerosene Engine // Proc. 26th National and 4th Int. ISHMT-ASTFE Heat and Mass Transfer Conference, IIT Madras, India, 2021. P. 1331–1335. DOI: 10.1615/IHMTC-2021.2010
33. Hasis F.B.A., Abilash P.M., Arun Kumar S., Thakre M.K., George P.P., Unnikrishnan Nair P. Phenomenon of Dynamic Closure and Failure of Lift-Off Seal Designed for a Liquid Rocket Engine Turbopump // International Conference on Advances in Aerospace and Energy Systems (IAES). LPSC, ISRO, 2024.
34. Hasis F.B.A., Abilash P.M., Jacob B., George P.P., Jayan N., Nageswara Rao G. Design and Experimental Evaluation of Hydraulic Lift-off Seal for LOX–Kerosene Staged Combustion Cycle Engine Turbopump // Proc. 7th Thermal and Fluids Engineering Conference (TFEC). ASTFE, 2022. P. 243–252. DOI: 10.1615/TFEC2022.cbf.040745
35. Hasis F.B.A., Antony A., Philip B. et al. Overview of Dynamic Sealing Systems for a LOX-Kerosene Turbopump in Liquid Rocket Engines // Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, 2023. P. 443–456. DOI: 10.1007/978-981-19-6970-6_43
36. Hendricks R.C., Chupp R.E., Lattime S.B., Steinetz B.M. Turbomachine Interface Sealing // Proc. Int. Conf. Materials, Coatings and Thin Films (ICMCTF 2005). San Diego, 2005. Paper 608.

37. Hirsch C. Numerical Computation of Internal and External Flows. Vol. 1–2 / C. Hirsch. – 2nd ed. – Oxford : Butterworth-Heinemann, 2007. – 680 p. – ISBN 978-0-7506-6594-0.
38. Huang W., Liao C., Liu X. и др. Thermal Fluid-Solid Interaction Model and Experimental Validation for Hydrostatic Mechanical Face Seals // Chinese Journal of Mechanical Engineering. 2014. Vol. 27, No. 5. P. 949–957.
39. Javiya U., Chew J.W., Hills N.J., Scanlon T. Coupled FE–CFD Thermal Analysis for a Cooled Turbine Disk // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science. 2015. DOI:[10.1177/0954406215572430](https://doi.org/10.1177/0954406215572430)
40. John E. Keba Pat. 7,249,768 USA. Shaft seal assembly and method. URL: <https://patents.google.com/patent/US7249768>
41. Karnopp D.C., Margolis D.L., Rosenberg R.C. System Dynamics: "Modeling, Simulation, and Control of Mechatronic Systems. 5th ed. Hoboken, NJ : John Wiley & Sons, 2012. ISBN 978-0-470-88908-4.
42. Kou G. и др. Multifield Coupling Model and Performance Analysis of a Hydrostatic Mechanical Seal // Energies. 2020. T. 13. № 19. С. 5159. <https://doi.org/10.3390/en13195159>
43. Lattime S., Steinetz B. Turbine engine clearance control systems: current practices and future directions //38th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit. – 2002. – C. 3790.
44. Lattime S.B., Steinetz B.M., Robbie M.G. Test Rig for Evaluating Active Turbine Blade Tip Clearance Control Concepts // Journal of Propulsion and Power. 2005. Vol. 21, No. 3. P. 552–563. DOI: 10.2514/1.7341
45. Liu W., Liu Y., Zhai J. и др. Three-Dimensional Flow-Heat Coupling Model of a Wavy-Tilt-Dam Mechanical Seal // Tribology Transactions. 2013. Vol. 56, No. 6. P. 1146–1155. DOI: 10.1080/10402004.2013.812758
46. Lushuai Xu, Jiu Hui Wu, Xiaoyang Yuan, Muming Hao, Fuyu Liu, Yangyang Liu, Xiaolong Xie, Influence of inlet pressure disturbance on transient performance of liquid oxygen lubricated mechanical seal and rub-impact phenomenon

caused by excitation overload, Tribology International, Volume 178, Part A, 2023, 108058, ISSN 0301-679X, <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2022.108058>.

47. Lushuai Xu, Yangyang Liu, Jiu Hui Wu, Xiaoyang Yuan, Muming Hao, Yunlei Wang, Fuyu Liu, Zhentao Li, Transient Dynamic Analysis and Experimental Verification on Lubrication Regime Transition During Startup Period of Non-Contacting Mechanical Seal in Liquid Oxygen Turbopump // Tribology International. 2022. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0301679X22005035>

48. Malin C.O., Schmidt E.H. Tensile and fatigue properties of Inconel 718 at cryogenic temperatures. NASA TN D-5010, 1969. URL: <https://ntrs.nasa.gov/citations/19690000068>

49. McCarty R. D. A modified Benedict-Webb-Rubin equation of state for methane using recent experimental data / R. D. McCarty // Cryogenics. – 1974. – Vol. 14, No. 5. – P. 276–280. – DOI: 10.1016/0011-2275(74)90228-8.

50. McIlraith A.H., Fitzgerald M.P. Analysis of Controlled Clearance Seals // Metrologia. 1992. Vol. 29, No. 4. P. 285–297. DOI: 10.1088/0026-1394/29/4/003

51. Menter, F. R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications / F. R. Menter // AIAA Journal. – 1994. – Vol. 32, No. 8. – P. 1598–1605. – DOI: 10.2514/3.12149.

52. NIST Standard Reference Database 23: REFPROP, Version 10.0 / E. W. Lemmon, I. H. Bell, M. L. Huber, M. O. McLinden. – Gaithersburg : National Institute of Standards and Technology, 2018. – DOI: 10.18434/T4JS3C.

53. Nosaka M. Cryogenic Tribology in High-Speed Bearings and Shaft Seals of Rocket Turbopumps. IntechOpen, 2013. URL: <https://www.intechopen.com/chapters/44854>

54. Ono Y. и др. High-Cycle Fatigue Properties at Cryogenic Temperatures in INCONEL 718 Nickel-based Superalloy // MATERIALS TRANSACTIONS. 2004. T. 45. № 2. С. 342-345. DOI:10.2320/matertrans.45.342

55. Pat. 5,545,007 USA. Engine blade clearance control system with piezoelectric actuator / D.B. Brauer. Aug. 13, 1996. URL: <https://patents.google.com/patent/US5545007>

56. Pat. 5,749,584 USA. Combined brush seal and labyrinth seal segment for rotary machines / R. Dinter, C.E. Wolfe, B.S. Bagepalli, W.K. Dalton. May 12, 1998. URL: <https://patents.google.com/patent/US5749584>
57. Pat. 6,311,983 USA. Combination static lift-off face contact seal and floating ring shaft seal. – URL: <https://patents.google.com/patent/US631198311>.
58. Pat. 7,549,834 B2 USA. Actuation pressure control for adjustable seals in turbomachinery / C.E. Wolfe, B.S. Bagepalli, O.S. Dinc et al.; assignee General Electric Company. June 23, 2009. URL: <https://patents.google.com/patent/US7549834B2>
59. Pat. WO 1996/017156 A1. Turbine blade tip clearance control system with piezoelectric actuator / D.B. Brauer. June 6, 1996. URL: <https://patents.google.com/patent/WO1996017156A1>
60. Peng D.Y., Robinson D.B. A New Two-Constant Equation of State. Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals, 1976, 15(1), 59–64. DOI: 10.1021/i160057a011
61. PICMA Stack Multilayer Piezo Actuators : каталог изготовителя / PI Ceramic GmbH. – URL: <https://www.piceramic.com/en/products/piezoceramic-actuators/linear-actuators> (дата обращения: 19.08.2026).
62. Pothier N.E., Rod B.H. Development Testing of a Pocket-Type, Hydrostatic Rotary End Face Seal in High-Pressure Water // ASLE Transactions. 1980. Vol. 23, No. 1. P. 77–85. DOI: 10.1080/05698198008982949
63. Ritter J.A., Heath W.W., Scheer D.D. Design and Experimental Evaluation of a Turbopump Lift-Off Seal : Final Report : NASA CR-72796 (ALRC-2100-5). Sacramento : Aerojet Liquid Rocket Co., 1971. URL: <https://ntrs.nasa.gov/citations/19710016259>
64. Roy B. et al. Active Retractable Seals for High-efficiency Steam Turbines // 46th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit. AIAA, 2010. AIAA 2010-6829. DOI: 10.2514/6.2010-6829
65. Salant R.F., Wolff P., Navon S. Electronically Controlled Mechanical Seal for Aerospace Applications – Part I: Design, Analysis, and Steady State Tests // Tribology Transactions. 1994. Vol. 37, No. 1. P. 189–195. DOI: 10.1080/10402009408983283

66. Schallhorn P., Majumdar A., Van Hooser K., Marsh M. Flow Simulation in Rocket Engine Turbopump Secondary Flow Passages // 34th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit. Cleveland, OH, 1998. AIAA-98-3684. DOI:[10.2514/6.1998-3684](https://doi.org/10.2514/6.1998-3684)
67. Steinetz B.M., Hendricks R.C., Munson J. Advanced Seal Technology Role in Meeting Next Generation Turbine Engine Goals: NASA/TM-1998-206961. Cleveland: NASA Lewis Research Center, 1998. URL: <https://ntrs.nasa.gov/citations/20000020798>
68. Steinetz B.M., Lattime S.B. Evaluation of an Active Clearance Control System Concept: NASA/TM-2008-215226. Cleveland: NASA Glenn Research Center, 2008. URL: <https://ntrs.nasa.gov/citations/20080002270>
69. Taylor S.C., Steinetz B.M., Oswald J.J. Further Characterization of an Active Clearance Control Concept: NASA/TM-2008-215215. Cleveland: NASA Glenn Research Center, 2008. URL: <https://ntrs.nasa.gov/citations/20080012570>
70. Tondello G., Boruszewski W., Mengele F., Assato M., Shimizu S., Ziegler S. Coupled Simulation of the Secondary Air Flow, Heat Transfer, and Structural Deflection of a Gas Turbine Engine // Proc. ASME Turbo Expo 2012. Vol. 4. Copenhagen, 2012. P. 2295–2303. Paper GT2012-69924. DOI: 10.1115/GT2012-69924
71. Toro E. F. Riemann Solvers and Numerical Methods for Fluid Dynamics: A Practical Introduction / E. F. Toro. – 3rd ed. – Berlin : Springer-Verlag, 2009. – 724 p. – DOI: 10.1007/b79761.
72. Van Hooser K., Bailey J., Majumdar A. Numerical Prediction of Transient Axial Thrust and Internal Flows in a Rocket Engine Turbopump // 35th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit. Los Angeles, CA, 1999. AIAA-99-2189. DOI:[10.2514/6.1999-2189](https://doi.org/10.2514/6.1999-2189)
73. Vermes G. A Fluid Mechanics Approach to the Labyrinth Seal Leakage Problem // Journal of Engineering for Power. 1961. Vol. 83, No. 2. P. 161–169.
74. Wolff P.J., Salant R.F. Electronically Controlled Mechanical Seal for Aerospace Applications – Part II: Transient Tests // Tribology Transactions. 1995. Vol. 38, No. 1. P. 51–56. DOI: 10.1080/10402009508983379

75. Xu J., Li C., Miao X., Zhang C., Yuan X. An Overview of Bearing Candidates for the Next Generation of Reusable Liquid Rocket Turbopumps // *Chinese Journal of Mechanical Engineering*. 2020. Vol. 33. Art. 26. DOI: 10.1186/s10033-020-00442-6

76. Xu L., Wu J.H., Wang Y., Jia Q., Yan G., Yuan X. A novel compound mechanical seal of reusable rocket turbopump with superconducting magnetic force improving lubrication and stability // *Tribology International*. 2021. Vol. 159. Art. 106989. DOI: 10.1016/j.triboint.2021.106989

77. Yelma S.S., Miller B.A., Landers R.G. Automatic Feedback Control of Mechanical Gas Face Seals via Clearance Control // *Tribology Transactions*. 2004. Vol. 47, No. 4. P. 500–507. DOI: 10.1080/05698190490494822

78. Yelma S.S., Miller B.A., Landers R.G. Clearance Regulation of Mechanical Gas Face Seals: Part I – Modeling // *Tribology Transactions*. 2006. Vol. 49, No. 3. P. 361–372. DOI: 10.1080/05698190600678713

79. Yelma S.S., Miller B.A., Landers R.G. Clearance Regulation of Mechanical Gas Face Seals: Part II – Analysis and Control // *Tribology Transactions*. 2006. Vol. 49, No. 3. P. 373–386. DOI: 10.1080/05698190600678721

80. Yongfan Li, Muming Hao, Noël Brunetière, Qiang Li, Jiasheng Wang, et al.. Transient thermo-elasto-hydrodynamic study of herringbone-grooved mechanical face seal during start-up stage. *International Journal of Thermal Sciences*, In press, 220, pp.110355. DOI : 10.1016/j.ijthermalsci.2025.110355

81. Younglove B. A. Thermophysical properties of fluids. I. Argon, ethylene, parahydrogen, nitrogen, nitrogen trifluoride, and oxygen / B. A. Younglove // *Journal of Physical and Chemical Reference Data*. – 1982. – Vol. 11, Suppl. 1. – 353 p. – DOI: 10.1063/1.555731.

82. Younglove B. A. Thermophysical properties of fluids. II. Methane, ethane, propane, isobutene, and normal butane / B. A. Younglove, J. F. Ely // *Journal of Physical and Chemical Reference Data*. – 1987. – Vol. 16, No. 4. – P. 577–798. – DOI: 10.1063/1.555785.

83. Zhan C., Zeng L., Guo Y., Fu L., Zhang L., Hu Q. Study on automatic compensation variable clearance sealing hydraulic cylinder // 2019 IEEE 8th Int. Conf. on Fluid Power and Mechatronics (FPM). 2019. P. 220–225. DOI: 10.1109/FPM45753.2019.9035720
84. Zhang G. и др. An Experimental Test on a Cryogenic High-Speed Hydrodynamic Non-Contact Mechanical Seal // Tribology Letters. 2017. Т. 65. № 3. DOI: 10.1007/s11249-017-0865-1
85. Zhang G., Zhang Z., Sun X., Jiang N. Study on the water-lubricated high-speed non-contact mechanical face seal supported by a disc spring // Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering. 2018. Vol. 40. Art. 344. DOI: 10.1007/s40430-018-1270-x
86. Zimmermann H., Wolff K.H. Air System Correlations, Part 1: Labyrinth Seals // Proc. ASME 1998 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition. Vol. 4. Stockholm, 1998. Paper 98-GT-206, V004T09A048.
87. Zou Jibin, Zou Jiming, Hu Jianhui. Design and pressure control of high-pressure differential magnetic fluid seals // IEEE Transactions on Magnetics. 2003. Vol. 39, No. 5. P. 2651–2653. DOI: 10.1109/TMAG.2003.815543
88. Zou M., Green I. Clearance Control of a Mechanical Face Seal // Tribology Transactions. 1999. Vol. 42, No. 3. P. 535–540. DOI: 10.1080/10402009908982252
89. Авторское свидетельство № 1281797 А1 СССР, МПК F16J 15/34. Торцовое гидростатическое уплотнение с регулируемым зазором : № 3895445 : заявл. 13.05.1985 : опубл. 07.01.1987 / А. И. Белоусов, С. В. Фалалеев, В. А. Зрелов, В. Б. Балякин ; заявитель КУЙБЫШЕВСКИЙ АВИАЦИОННЫЙ ИНСТИТУТ ИМ.АКАД.С.П.КОРОЛЕВА. – EDN JDLOYU.
90. Авторское свидетельство № 1536118 А1 СССР, МПК F16J 15/34. Торцовое гидростатическое уплотнение с регулируемым зазором : № 4240346 : заявл. 05.05.1987 : опубл. 15.01.1990 / С. В. Фалалеев, О. Н. Бытранов ; заявитель КУЙБЫШЕВСКИЙ АВИАЦИОННЫЙ ИНСТИТУТ ИМ.АКАД.С.П.КОРОЛЕВА. – EDN AROTNP.

91. Алпатов И. В. Иванов А. В. Разработка одномерной математической модели регулируемого стояночного уплотнения турбонасосного агрегата жидкостного ракетного двигателя с активным управлением утечкой // *Авиационные двигатели*. – 2026. – № 2(31). – С. 13-22.
92. Алпатов И. В. Оценка влияния утечки через разделительное уплотнение на энергетические характеристики и напряженно-деформированное состояние турбины ТНА / И. В. Алпатов, А. В. Иванов // *Насосы. Турбины. Системы*. – 2026. – № 2(59). – С. 49-61. – EDN ACDESJ.
93. Боровиков, Д. А. Методика определения оптимального облика гибридных силовых установок с воздушным винтом в системе летательного аппарата : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Боровиков Дмитрий Александрович, 2022. – 113 с. – EDN BVHPPGN.
94. Виноградов, А. С. Особенности проектирования уплотнений в составе систем авиационных двигателей / А. С. Виноградов, А. Ю. Тисарев, Р. Р. Бадиков // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2012. – № 10.
95. Воронин, А. В. Моделирование мехатронных систем : учебное пособие / Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2008.
96. Голубев А.И. Торцовые уплотнения вращающихся валов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1974. – 212 с.
97. Гребенюк А.Т., Каналин Ю.И., Полетаев Н.П. Расчетно-методическое обеспечение проектирования стояночного уплотнения кислородного насоса ЖРД // *Труды НПО Энергомаш имени академика В.П. Глушко*. – М., 2014. – № 31. – С. 131–145.
98. Гребенюк А.Т., Каналин Ю.И., Полетаев Н.П., Фролов А.А., Чернышева И.А. Режимы работы концевое уплотнения кислородного насоса ЖРД // *Труды НПО Энергомаш имени академика В.П. Глушко*. – М., 2020. – С. 14–34.
99. Гребенюк А.Т., Полетаев Н.П., Ромасенко Е.Н., Сазонов Д.А. Разработка и исследование нового варианта стояночного уплотнения насоса окислителя двигателя РД191 // *Труды НПО Энергомаш имени академика В.П. Глушко*. – М., 2015. – С. 100–117.

100. Демура, А. С. Разработка методик расчета и проектирования торцовых гидродинамических уплотнений авиационных двигателей : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.07.05 / Демура Александр Сергеевич. – Самара : СГАУ им. С. П. Королева, 2010.
101. Иванов, А. В. Влияние температурных деформаций на зазор в уплотнении турбины турбонасосного агрегата жидкостного ракетного двигателя / А. В. Иванов // Авиационные двигатели. – 2021. – № 4(13). – С. 31-38. – DOI 10.54349/26586061_2021_4_31. – EDN DWMICQ.
102. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – М.: Машиностроение, 1975. – 960 с.
103. Каналин Ю.И., Полетаев Н.П., Скибин С.А., Чернышева И.А.. Численное моделирование работы стояночного уплотнения насоса окислителя двигателя РД191 // Труды НПО Энергомаш имени академика В.П. Глушко. – 2018. – № 35. – С. 106-120.
104. Каналин Ю.И., Чернышева И.А. Прогноз величины осевой силы турбины ТНА ЖРД большой тяги // Труды НПО Энергомаш имени академика В.П. Глушко. – М., 2014. – № 31. – С. 90–109.
105. Кондаков Л. А. Уплотнения и уплотнительная техника : справочник / Л. А. Кондаков, А. И. Голубев, В. Б. Овандер [и др.] ; под общ. ред. А. И. Голубева, Л. А. Кондакова. – М. : Машиностроение, 1994. – 448 с.
106. Левочкин П. С. Повышение эффективности и ресурса турбин турбонасосных агрегатов жидкостных ракетных двигателей при применении двусторонних радиальных лабиринтных уплотнений гребешкового типа / П. С. Левочкин, В. К. Чванов, В. С. Васильев, С. Ф. Тимушев // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. – 2018. – Т. 17, № 4. – С. 81-92. – DOI 10.18287/2541-7533-2018-17-4-81-92. – EDN YQOARF.
107. Майер Э. Торцовые уплотнения: пер. с нем. – М.: Машиностроение, 1978. – 288 с.
108. Макаров Г.В. Уплотнительные устройства. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение (Ленингр. отд-ние), 1973. – 232 с.

109. Мельник В.А. Торцовые уплотнения валов: справочник. – М.: Машиностроение, 2008. – 320 с. – (Библиотека конструктора). – ISBN 978-5-217-03383-6.

110. Пат. 2187727 С2 Российская Федерация. Торцовое импульсное уплотнение. – URL: <https://patents.google.com/patent/RU2187727C2/ru>

111. Пат. 2525775 Российская Федерация. Турбонасосный агрегат ЖРД / А. И. Дмитренко, А. В. Иванов, В. С. Рачук. – URL: <http://www.findpatent.ru/patent/252/2525775.html>

112. Пат. 2572468 С2 Российская Федерация. Уплотнение вала турбонасосного агрегата (варианты) / А.А. Азовский, И.С. Заложных, А.В. Иванов, А.Г. Кравченко. – URL: <https://patents.google.com/patent/RU2572468C2/ru>

113. Самойленко, Н. А. Обзор систем активного управления радиальными зазорами турбин, применяемых в авиационном двигателестроении. Направления и перспективы развития / Н. А. Самойленко, Д. Д. Попова, Д. А. Попов // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокосмическая техника. – 2021. – № 65. – С. 45-56. – DOI 10.15593/2224-9982/2021.65.05. – EDN DRJTJT.

114. Тисарев, А. Ю. Управление радиальными зазорами в турбине авиационного двигателя / А. Ю. Тисарев // Вестник РГАТА имени П. А. Соловьева. – 2013. – № 2(25). – С. 83-88. – EDN RTVSAJ.

115. Фалалеев, С. В. Совершенствование методов и средств проектирования торцовых бесконтактных уплотнений тепловых двигателей и энергетических установок : дис. ... д-ра техн. наук : 05.07.05 / Фалалеев Сергей Викторович. – Самара.

116. Фалалеев, С. В. Торцовые бесконтактные уплотнения двигателей летательных аппаратов : учебное пособие / С. В. Фалалеев, Д. Е. Чегодаев. – М. : Изд-во МАИ, 1998. – 276 с.

117. Чванов В. К. Многодисциплинарное исследование одноступенчатой околосвуковой газовой турбины ЖРД (часть 1) / В. К. Чванов, Е. В. Логачева, Е. Н.

Попов [и др.] // Труды НПО Энергомаш имени академика В. П. Глушко. – 2007. – № 25. – С. 62–98. – EDN KPZHOD.

118. Чванов В. К. Многодисциплинарное исследование одноступенчатой околосвуковой турбины ЖРД (часть 2) / В. К. Чванов, А. С. Киселев, Е. Н. Попов [и др.] // Труды НПО Энергомаш имени академика В. П. Глушко. – 2006. – № 24. – С. 4–82. – EDN KWONJB.