

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«МОСКОВСКИЙ АВИАЦИОННЫЙ ИНСТИТУТ
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)»



На правах рукописи

Попов Вячеслав Юрьевич

**ОБОСНОВАНИЕ ПРОЧНОСТНОГО РЕСУРСА КОСМИЧЕСКИХ
ТЕПЛОВЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК**

Специальность 2.5.15.

«Тепловые, электроракетные двигатели и энергоустановки летательных
аппаратов»

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание учёной степени кандидата технических наук

Научный руководитель:

доктор технических наук, профессор

Демидов Анатолий Семенович

Москва – 2023

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	7
ГЛАВА 1. АКТУАЛЬНОСТЬ РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ОБОСНОВАНИЯ ПРОЧНОСТИ И НАДЕЖНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ КОСМИЧЕСКОЙ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ. ОБЪЕКТ ИССЛЕДОВАНИЯ. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ.	10
1.1 Современное состояние вопроса	10
1.2 Проблемы и подходы к обоснованию ресурса.....	12
1.2.1 Проблемы, обусловленные конструктивными решениями.....	12
1.2.2 Проблемы, обусловленные механическими нагрузками.....	13
1.2.3 Проблемы, обусловленные температурными нагрузками.....	14
1.2.4 Проблемы, обусловленные поведением материала	15
1.2.5 Влияние случайных факторов и обоснование надежности	16
1.2.6 Проблемы, обусловленные подходом. Обоснование ресурса.....	21
1.3 Объект исследования	24
1.3.1 Схема деления	24
1.4 Выводы и постановка задачи исследования.....	26
ГЛАВА 2. АНАЛИЗ НДС И ПРОЧНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ КОСМИЧЕСКОЙ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ НА ПРИМЕРЕ ТЕРМОЭМИССИОННОЙ ТЭУ	27
2.1 Исследование прочности теплообменного аппарата ТЭУ	27
2.1.1 Исходные данные и допускаемые напряжения	27
2.1.2 Расчетная модель	29
2.1.3 Исследование статической прочности.....	33
2.1.4 Анализ длительной статической прочности	41
2.1.5 Оценка влияния высокотемпературной ползучести	47
2.2 Исследование прочности проставки между ТА и ЗТ	48
2.2.1 Описание конструкции и механические свойства материала	48
2.2.2 Расчетная схема и результаты	50
2.3 Исследование прочности рамы агрегатного отсека БТ	54

2.3.1	Конструкция, режимы нагружения, исходные данные к расчету	54
2.4	Исследование прочности шпангоута СР	60
2.6	Расчетно-теоретические исследования динамики и прочности СР при действии линейных ускорений	71
2.6.1	Расчет СР на режиме выведения от действия линейных ускорений. Исходные данные.....	71
2.6.2	Исследование НДС СР на режиме выведения от действия линейных ускорений.....	75
2.7	Исследование НДС трубопровода ЖМК.....	76
ГЛАВА 3. РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ		
ЭЛЕМЕНТОВ КОСМИЧЕСКОЙ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ		
УСТАНОВКИ		
		88
3.1	Валидация конечно-элементных расчетов теплообменного аппарата с трубным пакетом на основе эксперимента	88
3.2	Расчетно-экспериментальное исследования динамики и прочности кинематической цепи ОР ТЭУ.....	92
3.2.1	Исследование динамики «сброса» ОР и НДС распределительного механизма	92
3.2.2	Расчет на прочность стопорного упора для экспериментальной установки сброса.....	100
3.3	Расчетно-экспериментальное исследование функционирования механизма сброса РС при деформировании канала.....	105
3.3.1	Расчетное исследование условий работы и заклинивания	105
3.3.2	Расчетно-экспериментальное исследование заклинивания РС.....	108
3.4	Расчетно-экспериментальное исследование прочности КБ	112
3.4.1	Конструкция и проблемы КБ КТЭУ	112
3.4.2	Экспериментальное исследование прочности сильфонов КБ	113
3.4.3	Расчетное исследование НДС корпуса КБ.....	115

ГЛАВА 4. ИССЛЕДОВАНИЕ НАДЕЖНОСТИ КОСМИЧЕСКОЙ ТЕПЛОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ В ОБОСНОВАНИЕ РЕСУРСА	118
4.1 Оценка прочностной надежности ТЭУ	118
4.2 Исследование надежности ТЭУ на режиме выведения	122
4.2.1 Проставка между ТА и тепловой защитой.....	123
4.2.2 Силовая рама агрегатного отсека	123
4.2.3 Шпангоут системы развертывания	124
4.2.4 Шпангоут стыковочный	125
4.2.5 Система развертывания	126
4.2.6 Оценка надежности ТЭУ на режиме выведения	126
4.3 Исследование надежности ТЭУ на рабочем режиме	127
4.3.1 Теплообменный аппарат	128
4.3.2 Компенсационный бак.....	132
4.3.3 Комплект трубопроводов жидкометаллического контура	132
4.3.4 Оценка надежности ТЭУ на рабочем режиме	134
4.4 Исследование надежности ТЭУ на режиме глушения.....	135
4.4.1 Кинематическая цепь органов регулирования.....	135
4.4.2 Канал регулирующего стержня	136
4.4.3 Оценка надежности ТЭУ на режиме глушения.....	137
4.5 Итоговый показатель механической надежности ТЭУ.....	137
4.6 Имитационная модель	138
4.6.1 Введение	138
4.6.2 Схема модели	138
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	140
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	141
ПРИЛОЖЕНИЕ 1	147
ПРИЛОЖЕНИЕ 2	148
ПРИЛОЖЕНИЕ 3	151

Основные условные обозначения и сокращения

БСИТ – балластное сопротивление излучающего типа

БЭТ – блок энергетический тепловой

БТ – блок тепловой

ВКК – верхняя коммутационная камера

ГУ – граничные условия

ЖМК – жидкометаллический контур

ЗТ – защита тепловая

КА – космический аппарат

КБ – компенсационный бак

КМКУ – композиционный материал клеевой углепластик

КТЖМК – комплект трубопроводов жидкометаллического контура

КТЭУ – космическая тепловая энергетическая установка

КЭ – конечный элемент

МКЭ – метод конечных элементов

НДС – напряженно-деформированное состояние

НКК – нижняя коммутационная камера

ОР – орган регулирования

ПК – программный комплекс

РН – ракета-носитель

РС – регулирующий стержень

СР – система развертывания

ТН – теплоноситель

ТЗ – техническое задание

ТА – теплообменный аппарат

ТО – теплообменник

ТИ – тепловой источник

ТЭУ – тепловая энергетическая установка

ТЭМ – транспортно-энергетический модуль

УСЗК – устройство стыковки заправленных контуров

ХИ – холодильник-излучатель

ШСУ – шарнирно-сильфонный узел

ШУ – шарнирное устройство

T – температура, °C

$[\sigma]^T$ – допускаемые напряжения при температуре T, МПа

$[\sigma]_1$ – допускаемые напряжения при растяжении, МПа

$[\sigma]_2$ – допускаемые напряжения при изгибе, МПа

σ_{sm}^T – предел кратковременной длительной прочности при температуре T, МПа

R_{mt}^T – предел длительной прочности при температуре T, МПа

$R_m^T (\sigma_m^T)$ – предел прочности при температуре T, МПа

$R_{p0,2}^T (\sigma_{p0,2}^T)$ – предел текучести при температуре T, МПа

$(\sigma)_{RK}$ – приведенные напряжения, МПа

K'_t – коэффициент приведения напряжений $(\sigma)_{RK}$ к мембранным

$(\sigma)_m, \sigma_m$ – мембранные напряжения, МПа

σ_{max} – максимальные напряжения, МПа

σ^T – действующие напряжения при температуре T, МПа

σ_{aF} – амплитуда условных упругих напряжений, МПа

τ_g^T – предел прочности по касательным напряжениям при температуре T, МПа

$[\tau]^T$ – допускаемые касательные напряжения при температуре T, МПа

τ – касательные напряжения, МПа

n_{mt} – коэффициент запаса по пределу длительной прочности

M_{C0} – момент в начале «сброса» ОР, кгс·см

M_{C1} – момент в конце «сброса» ОР, кгс·см

ρ – плотность, кг/м³

m – масса, кг

E^T – модуль упругости при температуре T, МПа

G – модуль сдвига, МПа (кгс/см²)

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность работы

Использование источников энергии, в том числе энергоустановок с теплообменными аппаратами, является наиболее перспективным для использования при длительных космических полетах, для энергоснабжения обитаемых станций и баз в т.ч. на Луне и Марсе, а также для питания космических аппаратов, которые потребляют большие мощности длительное время и при этом не должны зависеть от положения космического аппарата относительно солнца и снижения мощности в результате изменения положения на орбите или деградации источника питания, как это происходит с солнечными батареями.

Рассматриваемые в настоящей работе ТЭУ имеют преимущества по отношению к источникам энергии другого типа, главными из которых являются относительно малая масса и компактность при большой удельной мощности. На современном этапе развития исследований космоса создание ТЭУ повышенной мощности – от 50 до 200 кВт, с длительными ресурсами функционирования, порядка 5-10 лет и более, а также ТЭУ мегаваттного класса (более 500 кВт) является важной задачей. Разрабатывавшиеся космические тепловые энергетические установки «Бук» и «Топаз» обеспечивали электрические мощности 3 и 5 кВт и ресурс не более года. Последний запуск на орбиту подобной установки был произведен в 1987 году.

Цель работы

Заключается в расчетно-теоретическом обосновании длительного ресурса эксплуатации КТЭУ нового поколения с термоэмиссионным типом преобразования тепловой энергии в электрическую, с точки зрения прочности и механической надежности с учетом опыта эксплуатации установок 1-го поколения и новых решений в этой области.

Научная новизна

Научная новизна работы состоит в следующем:

1. Проведена комплексная оценка напряженно-деформированного состояния и надежности в обоснование ресурса ключевых элементов КТЭУ с термоэмиссионным типом преобразования энергии.
2. Разработана методика расчетно-теоретического обоснования ресурса КТЭУ нового поколения на основе определения надежности в условиях недостаточности исходных данных.
3. Предложен ряд технических решений, повышающих надежность установки, основанных на результатах проведенных исследований.
4. Проведены эксперименты для ряда элементов ТЭУ для обоснования их надежности.
5. Разработана имитационная модель ТЭУ.

Практическая ценность

Разработанная методика обоснования ресурса КТЭУ использована в АО «Красная Звезда» при проектировании КТЭУ нового поколения (акт о внедрении в приложении 1), она может быть использована для проектирования КТЭУ последующих поколений.

Достоверность и обоснованность

Достоверность и обоснованность полученных в работе результатов определяется:

1. Использованием теоретически обоснованных методик исследования НДС и расчетов.
2. Привлечением опыта создания КТЭУ 1-го поколения.
3. Использованием верифицированных и аттестованных программных средств для проведения численных экспериментов.
4. Экспериментальной проверкой полученных результатов расчета НДС.

Апробация работы

Основные положения работы, результаты теоретических и расчетных исследований докладывались и обсуждались на:

1. 7-й российской конференции «Методы и программное обеспечение расчетов на прочность» (Геленджик 2012 г.);
2. 8-й российской конференции «Методы и программное обеспечение расчетов на прочность» (Геленджик 2014 г.);
3. 24-й всероссийской конференции «Численные методы решения задач теории упругости и пластичности» (Омск 2015 г.);
4. 18-й международной конференции «Авиация и космонавтика - 2019» (Москва 2019 г.);
5. заседаниях научно-технического совета АО «Красная Звезда».

Публикации

Материалы, отражающие содержание диссертационной работы и полученные в ходе ее выполнения, представлены в 9 публикациях, в том числе в 2 статьях в реферируемых ВАК РФ журналах и 1 статье в журнале, индексируемом SCOPUS.

ГЛАВА 1. АКТУАЛЬНОСТЬ РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ОБОСНОВАНИЯ ПРОЧНОСТИ И НАДЕЖНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ КОСМИЧЕСКОЙ ТЕПЛОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ. ОБЪЕКТ ИССЛЕДОВАНИЯ. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ.

1.1 Современное состояние вопроса

На сегодняшний день тепловая энергетика в космосе переживает период застоя. За всю историю полетов в космос было запущено 49 космических аппаратов с тепловыми энергетическими установками, 36 из них было запущено СССР в период до 1987 года [1, 2]. С 1972 по 1997 г. в СССР и РФ было создано и доведено до «необходимой кондиции» более 40 ТЭУ четырех модификаций с термоэлектрическими и термоэмиссионными преобразователями [1]. Однако в период с начала 2000-х и до наших дней в России было разработано всего порядка 5 космических ТЭУ, а число запущенных на орбиту составляет 0 единиц. В США за этот же период, не считая аппаратов с радиоизотопными генераторами, лишь одна установка – Kilopower – добралась до стендовых испытаний в 2018 году, но так и не была запущена.

Среди не технических причин застоя первое место занимает то, что на сегодняшний день нет обоснованной целесообразности создавать подобную установку, несмотря на то что известен ряд перспективных направлений, где невозможно использование никаких иных источников энергии, кроме лучистых. Не последнее место занимает и политическая обстановка в мире относительно нахождения источников излучения в космическом пространстве и опасений их возможного падения на землю, как произошло в 1978 году с советским спутником «Космос-954». Необходимо отметить, что у США также были аварии при попытке запуска на орбиту спутников с ТЭУ на борту. В 1964 году аварией закончился запуск спутника с энергоустановкой SNAP-9A.

Среди технических причин на первое место выходит проблема, связанная с ресурсом. Космические ТЭУ 1-го поколения проектировались с учетом относительно небольших мощностей и ресурса. Для примера ТЭУ «Бук» имела электрическую мощность 3 кВт, ТЭУ «Топаз» - 6-8 кВт (рисунок 1.1.1), «Енисей» - 5,5 кВт и ресурс всех этих установок составлял от нескольких месяцев до 1 года [3]. При таких требованиях многие факторы, влияющие на ресурс конструкций, можно было просто не учитывать. Однако на сегодняшний день требования по мощности установок нового поколения выросли до значений от нескольких десятков киловатт, до нескольких сотен киловатт (ТЭУ разработки АО «Красная Звезда»). Рассматриваются даже проекты по созданию установок мегаваттного класса (рисунок 1.1.2) [5 - 7]. При этом требования по ресурсу также растут и достигают сроков порядка 7-15 лет [8, 9].

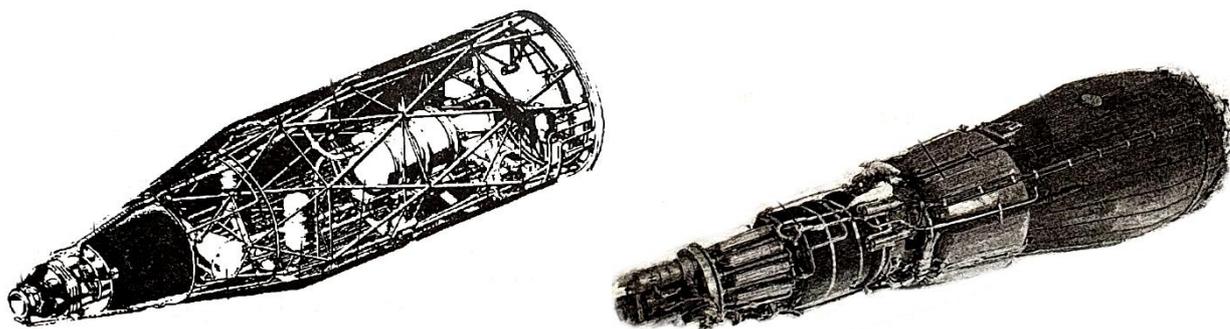


Рисунок 1.1.1 – ТЭУ «БУК» и ТЭУ «ТОПАЗ»

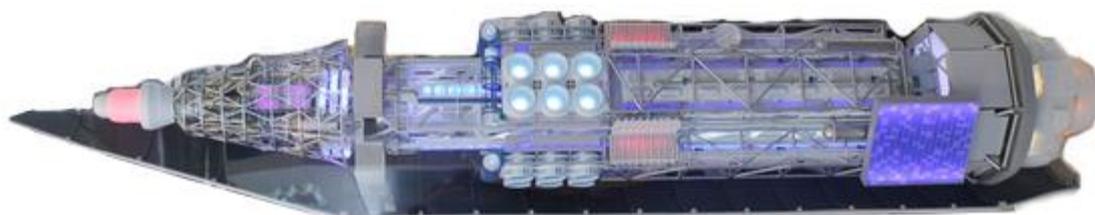


Рисунок 1.1.2 – ТЭУ мегаваттного класса в составе ТЭМ

В связи с повышением требований к установкам и, при этом, с сохранением имеющихся ограничений по габаритам и массе, связанным с РН, проектирование ТЭУ нового поколения становится еще более сложной инженерной задачей, требующей дополнительных научных изысканий в

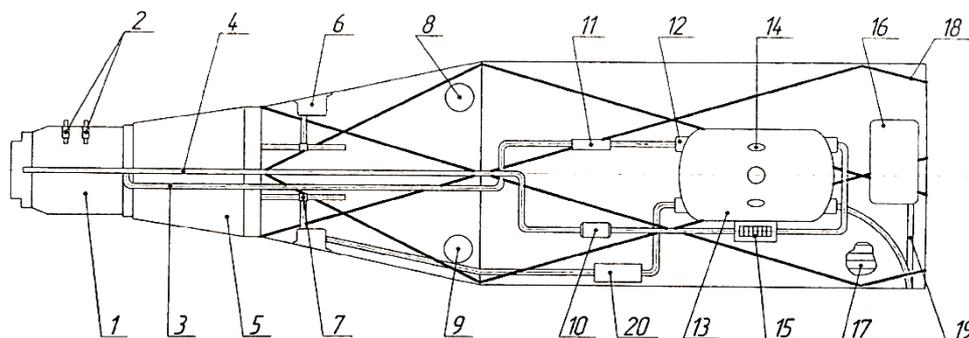
области конструкционных материалов и подходов к обоснованию надежности конструкции при столь длительном ресурсе эксплуатации.

Несмотря на все сложности, лидирующие космические державы не останавливают разработки подобных установок, рассматривая различные варианты их применения от источников питания космических аппаратов и станций при длительных космических перелетах до питания стационарных баз на Луне и Марсе.

1.2 Проблемы и подходы к обоснованию ресурса

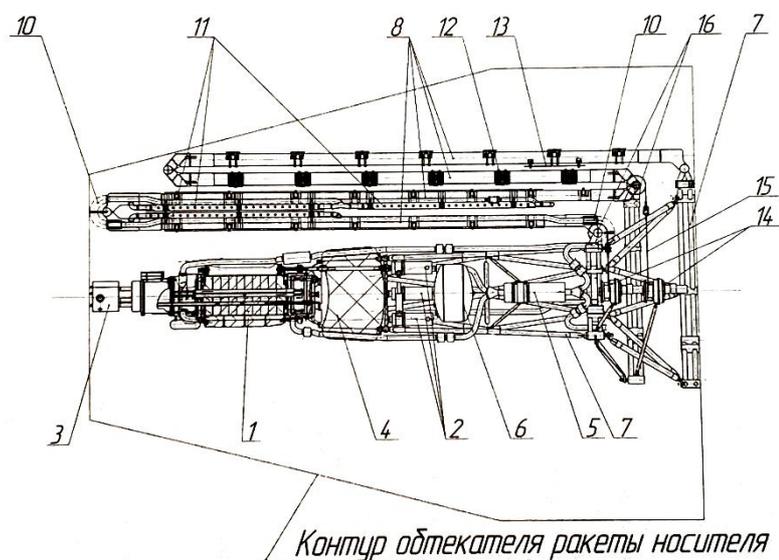
1.2.1 Проблемы, обусловленные конструктивными решениями

В отличие от установок первого поколения, не имеющих движущихся элементов в холодильнике-излучателе (рисунок 1.2.1), длины которых составляли не более 2 метров, установки нового поколения имеют складную конструкцию [3] (рисунок 1.2.2) со множеством шарнирных узлов и длины порядка 20 метров в разложенном состоянии (рисунок 1.2.3), что неизбежно приводит к проблемам, связанным с колебаниями и прочностью ветвей системы разворачивания и их элементов.



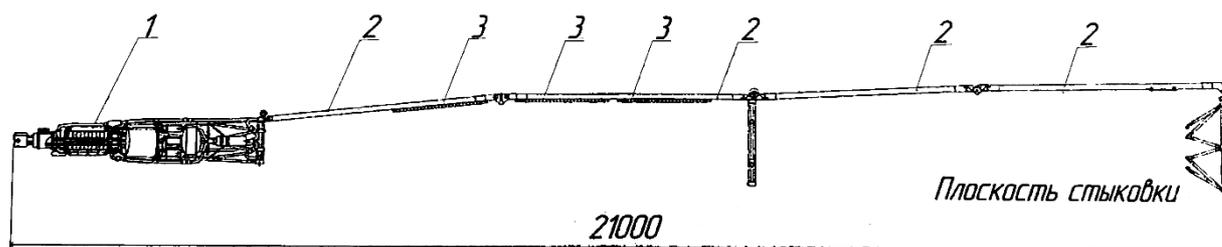
1 — ТА; 2 — датчики нейтронных потоков; 3 — выходной трубопровод реактора; 4 — входной трубопровод реактора; 5 — узел защиты; 6 — привод управляющих стержней; 7 — шестерня и рейка; 8, 9 — компенсационные баки; 10 — горячая ловушка; 11 — стартовый нагреватель; 12 — сильфонный узел; 13 — термоэлектрогенератор; 14 — токовыводы; 15 — электромагнитный насос; 16 — пусковой блок; 17 — холодильник-излучатель (ХИ); 18 — рама ХИ; 19 — выходной коллектор ХИ; 20 — балластное сопротивление

Рисунок 1.2.1 – Конструктивная схема ТЭУ 1-го поколения – «БУК»



1 – ТА; 2 – ОР; 3 – ЦС; 4 – РЗ; 5 – ЭМН; 6 – КБ; 7 – рама; 8,9 – ветви СР;
 10 – ШСУ; 11 – ХИ; 12 – хомуты ; 13 – панели ; 14 – привод СР; 15 – шпангоут СР;
 16 – шарниры СР

Рисунок 1.2.2 – Конструктивно-компоновочная схема ТЭУ нового поколения
 в стартовом положении



1 – ТА; 2 – силовые элементы (балки); 3 – панели холодильника-излучателя

Рисунок 1.2.3 – Конструктивно-компоновочная схема ТЭУ нового поколения
 в орбитальном положении

1.2.2 Проблемы, обусловленные механическими нагрузками

КТЭУ подвергаются огромному количеству различных механических нагрузок на ряде сменяющихся режимов. Так, помимо линейных перегрузок и вибраций, действующих на конструкцию на режиме выведения, на конструкцию постоянно действуют нагрузки от внутреннего давления, которое меняется в зависимости от конкретного этапа режима работы.

Наибольшую опасность для целостности рамы и системы раздвижения представляют нагрузки на режиме выведения, способные деформировать раму или ветви СР. Для корпуса ТА, напротив, определяющим прочностью будет внутреннее давление, несмотря на то что само по себе оно вызывает небольшие напряжения, вкуче с температурными нагрузками они могут создать ряд сложностей при проектировании установки, связанные в том числе с необходимостью оценки высокотемпературной ползучести.

1.2.3 Проблемы, обусловленные температурными нагрузками

При проектировании термоэмиссионных ТЭУ большой мощности одной из ключевых задач будет решение проблемы обоснования прочности при возникновении больших напряжений в силовом корпусе ТА, возникающих в результате действия температурных нагрузок, т.к. именно они вносят основной вклад в напряженное состояние корпуса.

В конструкции ТА имеется трубный пакет, температурное действие на который вызывает неравномерный нагрев трубок в радиальном направлении от центра к краям, в связи с чем происходит неодинаковое температурное расширение, приводящее к деформированию трубных досок и трубок крайнего ряда.

Также, в связи с большой протяженностью системы трубопроводов холодильника-излучателя, напряжения, возникающие в его элементах, вызванные температурным расширением, будут весьма существенными, что потребует отдельной конструктивной проработки.

Дополнительно, температурные нагрузки со значениями температур близкими к температурам ползучести конструкционного материала, неизбежно приведут к необходимости обоснования длительной статической прочности. Колебания температур для ряда элементов, таких как сильфоны КБ, приведут к необходимости обоснования их циклической прочности.

1.2.4 Проблемы, обусловленные поведением материала

При длительном нахождении материала под воздействием температурного нагружения его предел длительной статической прочности снижается [10 - 12] и возникает необходимость обоснования длительной прочности рассчитываемых элементов с учетом этого снижения. Это можно сделать двумя основными способами – проектировать конструкцию таким образом, чтобы максимальные действующие в ее элементах напряжения не превышали предел длительной статической прочности за время требуемого ресурса, что приведет к увеличению толщин элементов и, как следствие - массы, либо учитывать релаксацию напряжений (в тех элементах - где это возможно) и сопоставлять их значения с пределом длительной прочности на протяжении ресурса - рисунок 1.2.4.

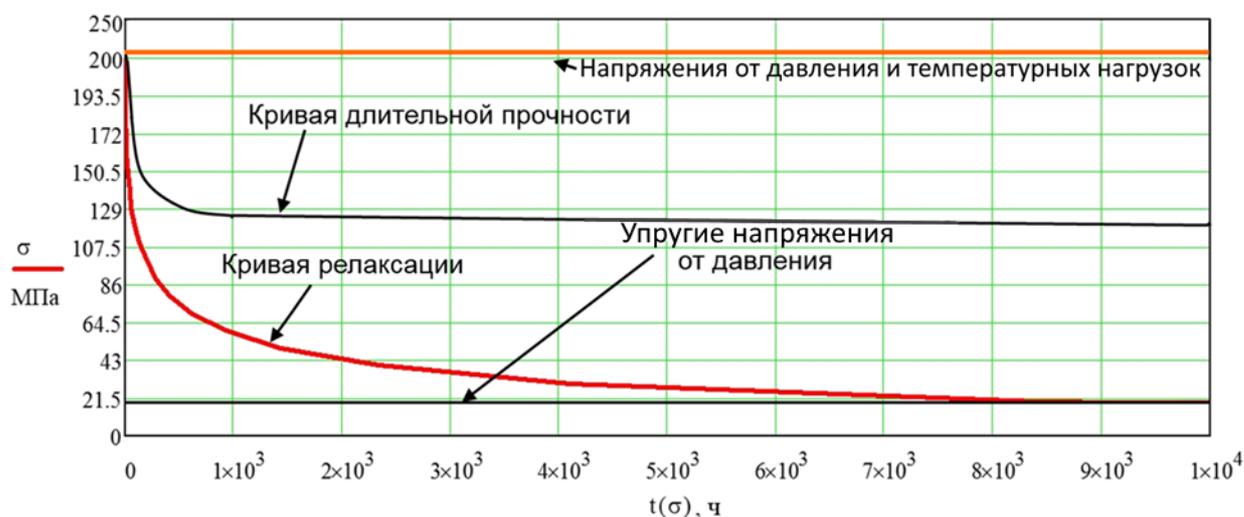


Рисунок 1.2.4 – Действующие напряжения и предел длительной статической прочности

Для расчета процесса релаксации в диссертации используется уравнение установившейся ползучести в форме, предложенной С.А.Шестериковым и М.А.Юмашевой [13]:

$$\dot{\varepsilon} = A^T \left(\frac{\sigma}{\sigma_{em}^T - \sigma} \right)^{n^T}, \quad (1.2.1)$$

где σ_{em}^T – предел кратковременной длительной прочности по [13];

A^T и n^T – температурно-зависимые константы, получаемые путем обработки результатов испытаний стали на ползучесть, в [13];

σ – расчетные напряжения в исследуемом элементе, МПа.

На основе соотношения (1.2.1), получено уравнение релаксации:

$$t(\sigma) = -\frac{1}{A^T E^T} \int_{\sigma_0}^{\sigma} \left(\frac{\sigma_{em}^T - \sigma}{\sigma} \right)^{n^T} d\sigma, \quad (1.2.2)$$

где E^T – модуль упругости стали при соответствующей температуре;

σ_0 – начальные напряжения, с которых происходит релаксация.

Уравнение (1.2.2) для нормальных напряжений используется для построения кривой релаксации.

Подставив все необходимые константы в уравнение (1.2.2), можно получить решение для любых интересующих нас напряжений.

Формально этих данных достаточно для удовлетворения критериям длительной статической прочности, однако, в общем случае, величина действующих напряжений с учетом релаксации является случайной величиной, так же, как и величина значений предела длительной прочности, что потребует оценки физической надежности с применением вероятностных методов.

1.2.5 Влияние случайных факторов и обоснование надежности

Дополнительные сложности возникают при попытке учесть влияние случайных факторов, определяющих разброс значений нагрузок и свойств материалов на протяжении ресурса, т.к. в общем случае эти величины являются случайными со своими характеристиками - математическим ожиданием и среднеквадратическим отклонением. На практике соотношение кривых между собой может иметь вид, представленный на рисунке 1.2.5, где у каждой кривой есть область разброса возможных значений и, в случае пересечения этих областей, возможно наступление события отказа с определенной вероятностью.

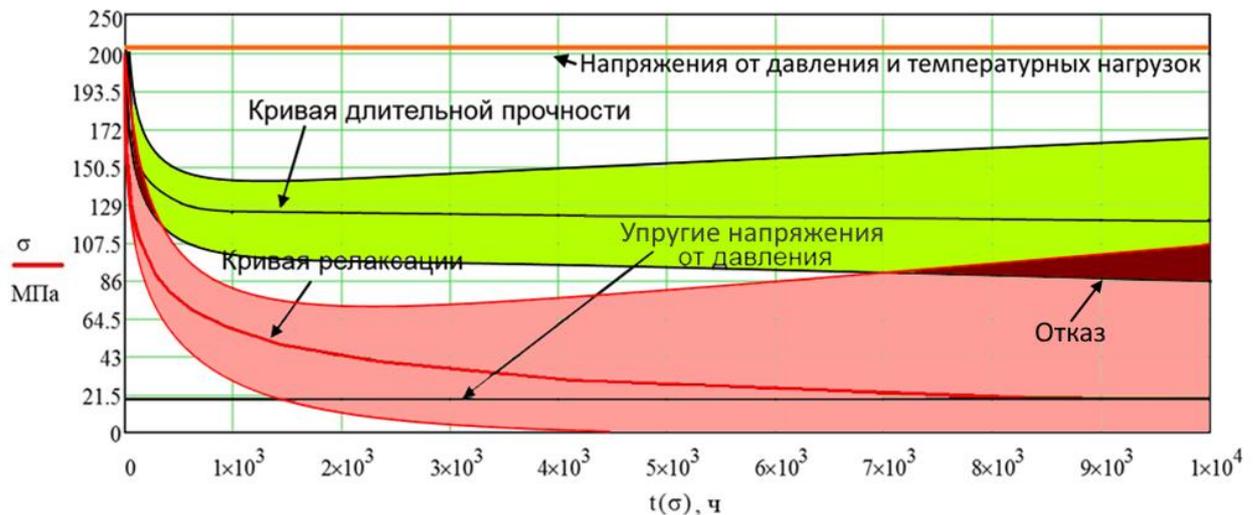


Рисунок 1.2.5 – Соотношение кривых с учетом разброса значений

В общем случае надежность определяется через вероятность безотказной работы P , которая определяется интегрированием функции плотности вероятности $p(\Psi)$ разности случайных величин R – предельных значений оцениваемого параметра (напряжений условного отказа в случае прочностной надежности), с математическим ожиданием $\langle R \rangle$ и F – расчетных значений этого параметра (расчетных напряжений в случае прочностной надежности), с математическим ожиданием $\langle F \rangle$: $p(\Psi) = p(R - F)$ (рисунок 1.2.6), в интервале, определяющем безотказную работу, на котором значения $R \geq F$ т.е. от 0 до $+\infty$.

$$P = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_\Psi} \int_0^{+\infty} \exp\left[-\frac{(\Psi - \langle\Psi\rangle)^2}{2\sigma_\Psi^2}\right] d\Psi \quad (1.2.3)$$

где Ψ – переменная интегрирования;

σ_Ψ – среднеквадратическое отклонение случайной величины Ψ , по правилу суммирования случайных величин квадрат которой σ_Ψ^2 равен сумме дисперсий $D_R = \sigma_R^2$ и $D_F = \sigma_F^2$: $\sigma_\Psi^2 = \sigma_R^2 + \sigma_F^2$, откуда $\sigma_\Psi = \sqrt{\sigma_R^2 + \sigma_F^2} = \sqrt{(\nu_R \cdot \langle R \rangle)^2 + (\nu_F \cdot \langle F \rangle)^2}$, где ν_R и ν_F – неизвестные и подлежащие определению коэффициенты вариации случайных величин R и F ;

$\langle \Psi \rangle$ – математическое ожидание случайной величины Ψ , в данном случае имеет смысл разности математических ожиданий $\langle \Psi \rangle = \langle R \rangle - \langle F \rangle$.

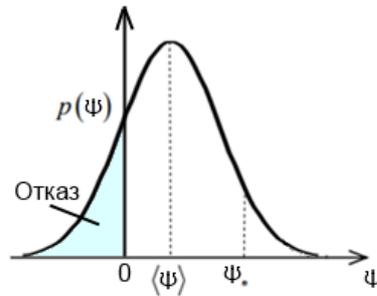
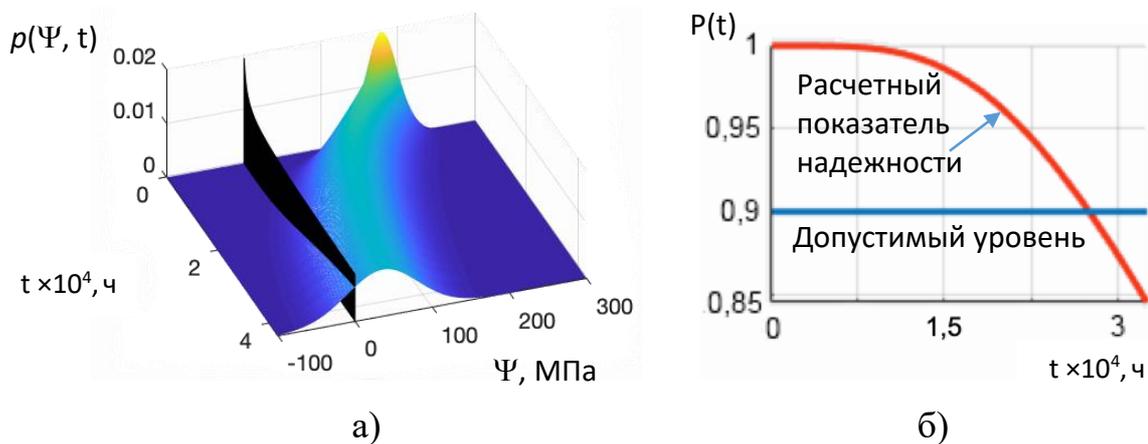


Рисунок 1.2.6 – Пример плотности вероятности $p(\Psi)$

Для учета изменения характеристик надежности с течением времени используем кривую релаксации в качестве функции, описывающей изменение действующих напряжений $\langle F \rangle(t)$, а кривую длительной прочности - в качестве функции, описывающей изменение напряжений условного отказа $\langle R \rangle(t)$ и получим $\langle \Psi \rangle(t) = \langle R \rangle(t) - \langle F \rangle(t)$.

Поскольку математическое ожидание $\langle \Psi \rangle(t)$ теперь зависит от времени, то временную зависимость также теперь имеет и $p(\Psi, t)$ и можно построить трехмерную функцию плотности вероятности по времени с учетом изменения во времени всех ее параметров (рисунок 1.2.7-а) [14, 15].

Далее можно построить функцию изменения вероятности безотказной работы с течением времени (рисунок 1.2.7-б).



а) - Пример функций зависимости плотности вероятности от времени, б) - Пример функций зависимости показателя надежности от времени

Рисунок 1.2.7 – Плотность вероятности и показатель надежности

Определение коэффициентов ν_R и ν_F является ключевой проблемой при вероятностной оценке надежности, т.к. их значения не являются

справочными и не существует общих методик по их определению для случаев, когда отсутствуют статистические данные, из которых можно было бы определить дисперсии значений D_R , D_F и среднеквадратические отклонения σ_R и σ_F .

Самый верный способ определить величину ν_R , характеризующую отклонение значения напряжений от математического ожидания - это провести испытания образцов из стали, которую предполагается использовать, и извлечь данные о разбросе значений, а затем определить коэффициент вариации свойств материала на их основе, однако он часто недоступен.

Тогда в величину ν_R , в качестве слагаемого, можно включить коэффициент вариации для сварных соединений, согласно [16]: $\nu_{св} = 0,05$, что характеризует отклонения, связанные с особенностями изменения свойств материала в области сварки.

Дополнительно, в качестве слагаемого, характеризующего отклонения свойств материала, в ν_R можно добавить $\nu_{мат}$ из ГОСТ 25.504 «Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости.», который предлагает значение коэффициента вариации свойств материала $\nu_{мат} = 0,1$.

Итоговый коэффициент вариации для допускаемых напряжений будет определяться как сумма этих слагаемых:

$$\nu_R = 0,1 + 0,05 = 0,15. \quad (1.2.4)$$

Далее необходимо определить коэффициент вариации ν_F для напряжений, полученных в результате действия нагрузки, который определяет возможное отклонение значения нагрузки от принимаемой в расчете. Данный коэффициент невозможно найти в литературе и главным вопросом становится – как определить и обосновать его значение?

Учитывая, что напряжения определяются в результате расчетов, то логично будет использовать в качестве коэффициента вариации погрешность методов, которыми эти расчеты производились. Для «ручного счета» можно учитывать погрешность, связанную с отсечением знаков после запятой. Для

численных методов, таких как МКЭ, можно провести ряд тестовых расчетов на простых задачах и сравнить с точным аналитическим решением. Как правило, при грамотной подготовке модели, погрешность МКЭ не превышает 5%, что подтверждается верификационными отчетами программного средства – как в [46], где для статических расчетов погрешность составляет 5% (т.е. можно использовать коэффициент вариации $\nu_F = 0,05$, или тот, что приведен в верификационном отчете конкретной программы для решаемого класса задач), однако погрешность расчета для сложной модели может увеличиваться ввиду других факторов математического характера (таких как увеличение напряжений во «входящих острых углах» и др.), что потребует применения методов апостериорной оценки погрешности КЭ-расчета и использования данных, полученных на их основе.

Также, при расчете методом конечных элементов, можно использовать следующий способ, основанный на методе мат. статистики [17]. Выбирается элемент конструкции, надежность которого является предметом исследования. С использованием метода подмоделирования этот элемент «вырезается», после чего задача решается заново многократно, со сгущением сетки при каждом новом расчете, вплоть до получения асимптотической сходимости результатов. После чего можно вычислить выборочное среднее значение, которое принимается за математическое ожидание

$$\langle F \rangle = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \sigma_i \quad (1.2.5)$$

и выборочную (несмещенную) дисперсию как

$$D_F = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (\sigma_i - \langle F \rangle)^2, \quad (1.2.6)$$

и получить $\sigma_F^2 = D_F$. Откуда:

$$\nu_F = \sqrt{\sigma_F^2 / \langle F \rangle^2}. \quad (1.2.7)$$

Соответственно, чем больше результатов, тем выше точность и меньше ν_F , что в данной постановке задачи не требуется. Напротив, для получения более консервативного результата, необходимо получить минимальное и

максимальные значения расчетных напряжений для исследуемой модели, чтобы определить погрешность расчета «относительно самого себя» для дальнейшего вычисления необходимых для оценки надежности значений $\langle F \rangle$ и ν_F .

Также, в качестве коэффициента нагрузки ν_F для конструкций, которые в последующем будут подвергаться механическим испытаниям, можно принять округленную в большую сторону суммарную погрешность *по всем метрологическим характеристикам* оборудования, на котором будут реализовываться режимы нагружения. Такая информация обычно содержится в свидетельстве о поверке [47] и это значение может составлять порядка 3,5% (т.е. можно использовать коэффициент вариации 0,035). При невозможности получить данные для ν_F иным путем такой подход является вполне обоснованным и допустимым.

В общем случае коэффициенты ν_R и ν_F также могут зависеть от времени, однако обосновать функцию их изменения будет довольно проблематично, не имея большого количества статистических данных по свойствам материала.

1.2.6 Проблемы, обусловленные подходом. Обоснование ресурса

При проектировании установок 1-го поколения, в силу различных обстоятельств, подход существенно отличался от современного. Его преимуществом было то, что практически все элементы, а затем и узлы конструкции после предварительных аналитических расчетов подвергались многократным испытаниям, благодаря чему можно было определить фактическую прочность и фактическую надежность на серии испытаний. Единственным недостатком являлась его стоимость – такой подход был весьма экономически и трудозатратен. Однако, ввиду слабого развития вычислительных средств такой подход был единственно возможным. Упрощенная схема подхода представлена на рисунке 1.2.8.

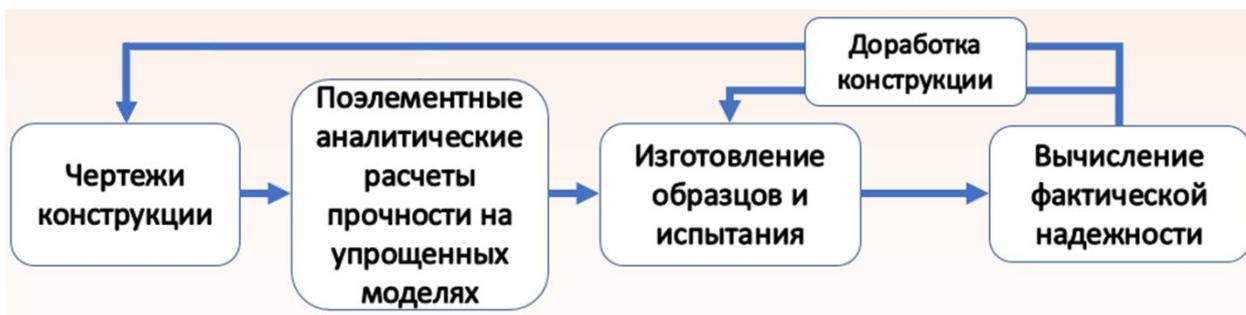


Рисунок 1.2.8 – Подход к проектированию установок 1-го поколения (классический)

На современном этапе развития вычислительных средств подход изменился и сместился от физических испытаний в сторону расчетных – так называемых «численных экспериментов». Однако недостатком такого подхода является то, что фактическую прочность хоть и удастся проверить на этапе испытаний, но это удастся сделать далеко не для всех элементов будущей конструкции и тем более не на серии длительных и дорогостоящих испытаний, особенно на этапе эскизного проекта. Результатом становится невозможность определить фактическую надежность, из-за чего процесс оценки надежности, посредством которого и происходит обоснование ресурса, становится исключительно вычислительным, что создает ряд сложностей, связанных с поиском необходимых данных, определяющих потенциальный разброс значений свойств исследуемой конструкции. Упрощенная схема подхода представлена на рисунке 1.2.9.

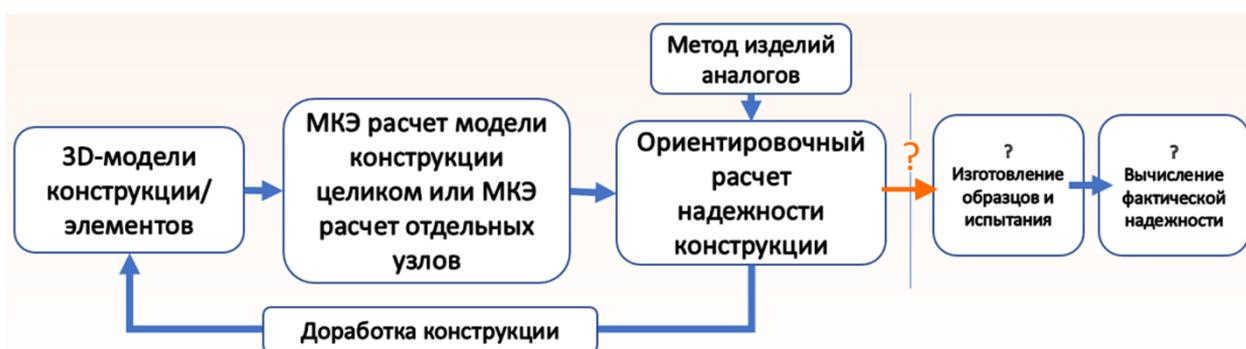


Рисунок 1.2.9 – Подход к проектированию установок нового поколения (современный)

Схема подхода, используемого в данной диссертации, приведена на рисунке 1.2.10.

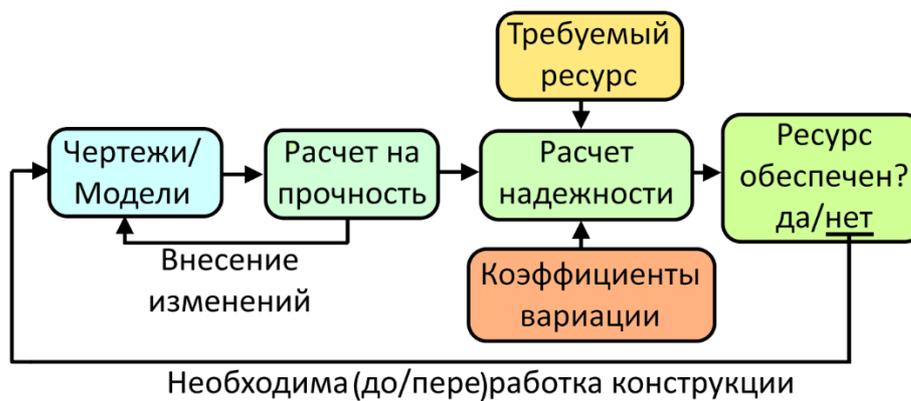


Рисунок 1.2.10 – Упрощенная схема обоснования механического ресурса с точки зрения прочности

1.3 Объект исследования

Объектом исследования в данной работе является тепловая энергетическая установка нового поколения, разработанная АО «Красная Звезда» в период 2016 – 2020 гг. Электрическая мощность установки составляет несколько десятков киловатт.

В качестве одного из требуемых параметров, согласно ТЗ, является сравнительно длительный ресурс в несколько лет.

1.3.1 Схема деления

Качественно представление о том, что из себя представляет ТЭУ дает схема деления.

Общий вид схемы деления представлен на рисунке 1.3.1. Однако для обоснования ресурса с точки зрения прочности и механической надежности основную роль будут играть силовые элементы конструкции, несущие механические и температурные нагрузки (рисунок 1.3.1 – блоки выделены жирным), а именно:

- теплообменный аппарат;
- канал регулирующего стержня;
- элементы кинематической цепи органов регулирования;
- проставка между теплообменным аппаратом и тепловой защитой;
- рама агрегатного отсека;
- шпангоут системы разворачивания;
- шпангоут стыковочный;
- система разворачивания;
- комплект трубопроводов жидкометаллического контура;
- компенсационный бак.

Сокращенная схема деления, составленная из вышеописанных элементов приведена на рисунке 1.3.2.

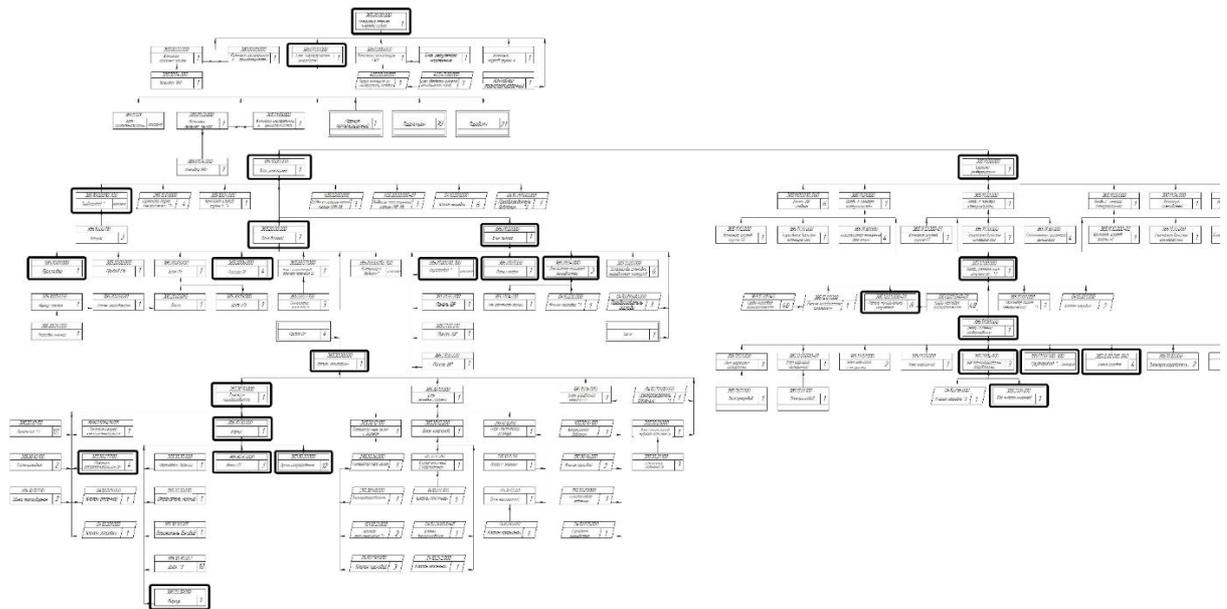


Рисунок 1.3.1 – Общий вид схемы деления ТЭУ нового поколения (черными прямоугольниками выделены элементы – важные с точки зрения прочности и механической надежности)

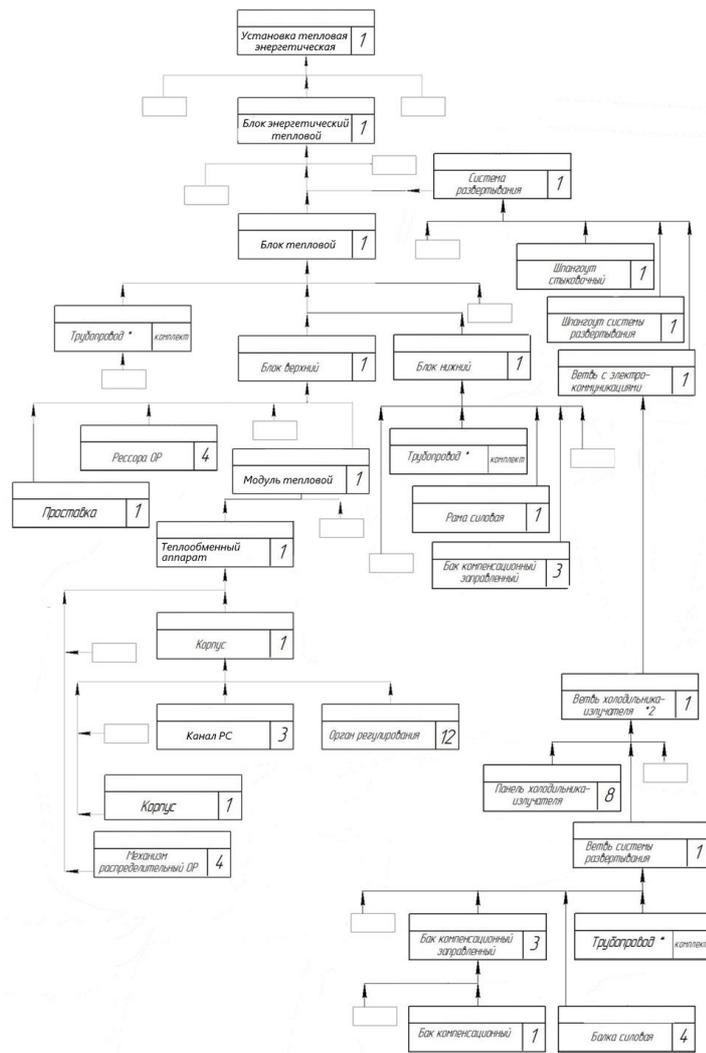


Рисунок 1.3.2 – Сокращенная схема деления

1.4 Выводы и постановка задачи исследования

Результаты анализа проблем проектирования космических ТЭУ нового поколения показывают, что ключевой проблемой при обосновании механического ресурса является обоснование прочности конструктивных элементов подобных установок в условиях воздействия механических нагрузок в совокупности с температурами, близкими к температурам ползучести конструкционного материала на протяжении длительного времени в условиях недостаточности и неполноты исходных данных и невозможности провести длительные дорогостоящие эксперименты по их получению.

Одним из способов обоснования механического ресурса является комплексное исследование прочности элементов конструкции с использованием современных методов проектирования и расчетов, а также методов теории надежности для учета влияния случайных факторов.

В диссертации рассматривается актуальная задача обоснования достижения механического ресурса не менее нескольких лет для КТЭУ нового поколения, а также задача создания имитационной модели, использующей разработанную методику, позволяющей оценивать прочность и надежность ТЭУ в течение заданного ресурса, учитывающую возможные изменения свойств геометрической и физической модели элементов конструкции.

ГЛАВА 2. АНАЛИЗ НДС И ПРОЧНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ КОСМИЧЕСКОЙ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ НА ПРИМЕРЕ ТЕРМОЭМИССИОННОЙ ТЭУ

2.1 Исследование прочности теплообменного аппарата ТЭУ

Ключевым элементом ТЭУ является теплообменный аппарат. В первую очередь корпус ТА должен удовлетворять условиям статической и длительной статической прочности, в противном случае конструкцию ТА необходимо изменить.

Получаемые результаты расчетов на прочность также являются исходными данными для вероятностного исследования надежности.

2.1.1 Исходные данные и допускаемые напряжения

На первом этапе расчета механические характеристики материалов приняты в соответствии с нормами [10].

Коэффициент безопасности для расчетов на прочность принят $n = 1,5$.

При расчете на статическую прочность номинальные допускаемые напряжения определяются по формуле:

$$[\sigma] = R_m^T/n \quad (2.1.1)$$

где R_m^T - минимальное гарантированное значение предела прочности, МПа.

При расчете на длительную статическую прочность номинальные допускаемые напряжения определяются по формуле:

$$[\sigma] = R_{mi}^T/n \quad (2.1.2)$$

где R_{mi}^T - минимальное гарантированное значение предела длительной статической прочности, МПа.

Условия прочности выполняются, если возникающие в конструкции напряжения не превышают допускаемые.

Механические характеристики применяемых материалов и величины допускаемых напряжений приведены в таблице 2.1, где E - модуль упругости

для задач в линейной постановке, а E_2 в таблице 2.1.2 – модуль упругости второй части диаграммы деформирования для задач с учетом нелинейных свойств поведения материала.

Таблица 2.1.1 – Механические характеристики и допускаемые напряжения для стали 08X16H11M3

Размерность в МПа					
Температура, °С	$\alpha, 10^{-6} / ^\circ\text{C}$	R_m^T	$R_{p0.2}^T$	$E, 10^5$	$[\sigma] = R_m^T / n$
350	17,6	392	147	1,75	261
400	17,8	392	137	1,73	261
450	18,0	392	137	1,69	261
500	18,2	373	128	1,68	248
550	18,4	363	118	1,65	242
600	18,5	343	118	1,63	228

Для проведения нелинейных расчетов использовались билинейные диаграммы деформирования (рисунок 2.1.1), построенные по трем точкам с координатами, указанными в таблице 2.1.2.

Таблица 2.1.2 – Данные для построения билинейной диаграммы деформирования 08X16H11M3

T, °C	$E_1, 10^5$ МПа	Величина	Точка 1	Точка 2	Точка 3	$E_2, 10^3$ МПа
350	1,75	ϵ	0	0,00084	0,32	1,225
		σ , МПа	0	147	392	
400	1,73	ϵ	0	0,00079	0,32	1,225
		σ , МПа	0	137	392	
450	1,69	ϵ	0	0,00081	0,32	1,225
		σ , МПа	0	137	392	
500	1,68	ϵ	0	0,00076	0,3	1,243
		σ , МПа	0	128	373	
550	1,65	ϵ	0	0,00071	0,3	1,210
		σ , МПа	0	118	363	
600	1,63	ϵ	0	0,00072	0,3	1,143
		σ , МПа	0	118	343	

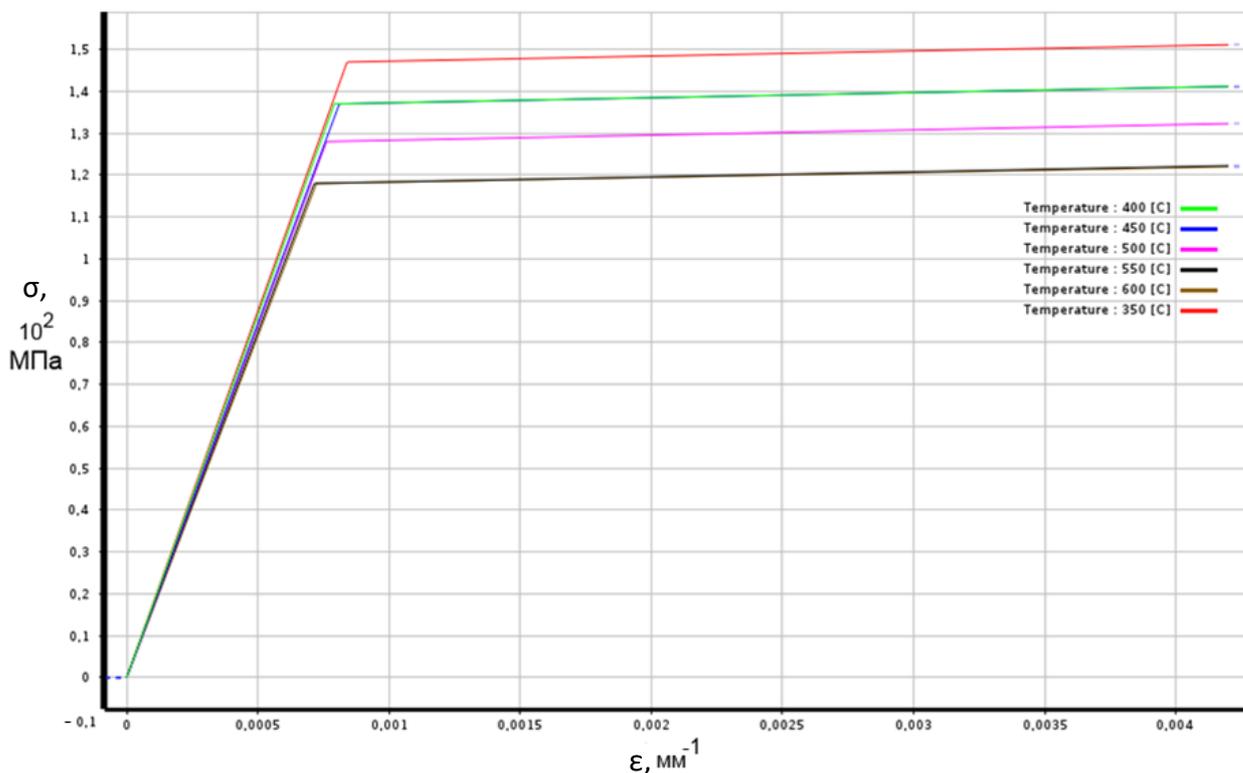


Рисунок 2.1.1 – Диаграммы деформирования, используемые при расчетах

2.1.2 Расчетная модель

На рисунке 2.1.2 приведена конструктивно-компоновочная схема ТА ТЭУ, на основе которой разрабатывалась силовая конструктивная схема.

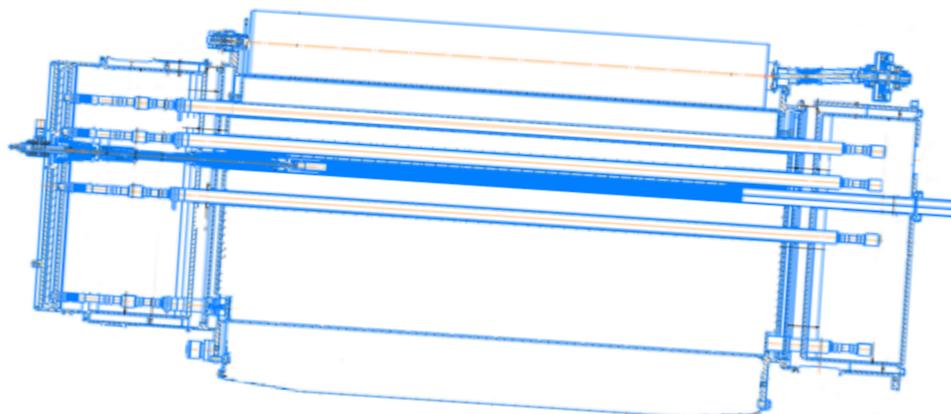


Рисунок 2.1.2 – Конструктивно-компоновочная схема ТА ТЭУ

На рисунке 2.1.3 приведена силовая конструктивная схема, на основе которой была разработана расчетная схема для программного комплекса «Fidesys» [31, 46].

Схема получена путем удаления с чертежа конструктивно-компоновочной схемы ТА ТЭУ всех элементов, которые не участвуют в расчете на прочность.

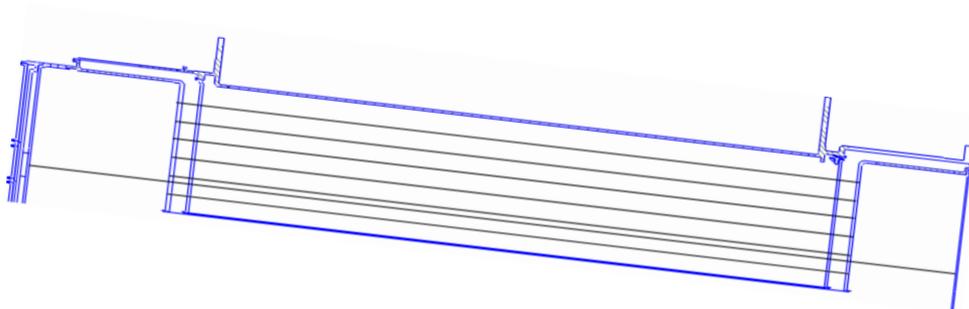


Рисунок 2.1.3 – Силовая конструктивная схема ТА для построения модели

Построение оболочечной модели происходит путем замены всех элементов схемы на рисунке 2.1.3 на их средние линии (рисунок 2.1.4) и последующей «протяжки» схемы, приведенной на рисунке 2.1.4, вокруг оси симметрии на угол 90° , после чего осуществлялась протяжка центральной трубки на оставшиеся 270° и далее, полученная модель центральной трубки копировалась на координаты расположения всех трубок трубной доски. Затем модель «сшивалась» в областях контактов отдельных элементов.

Исходная прочностная схема ТА приведена на рисунке 2.1.4.

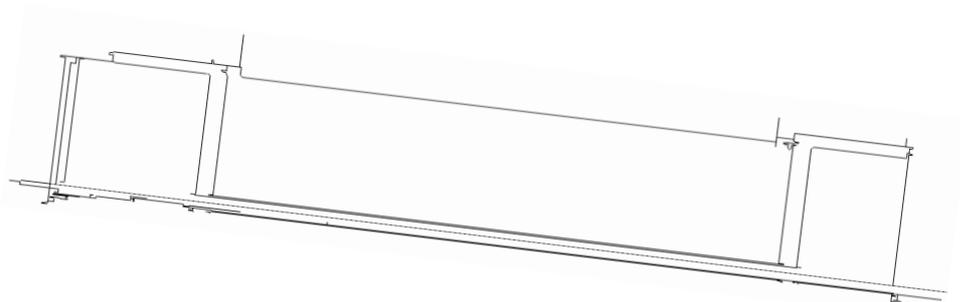


Рисунок 2.1.4 – Прочностная схема ТА

На рисунках 2.1.5 - 2.1.7 приведена оболочечная прочностная 3D-модель ТА. Толщины всех элементов выбирались согласно чертежу.

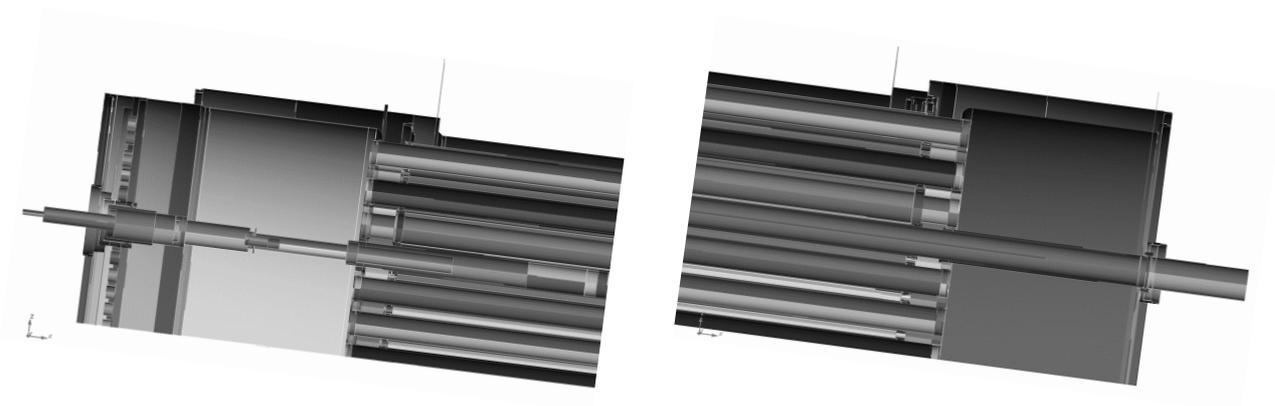


Рисунок 2.1.5 – Оболочечная 3D-модель ТА (ВКК и НКК). Вид сбоку

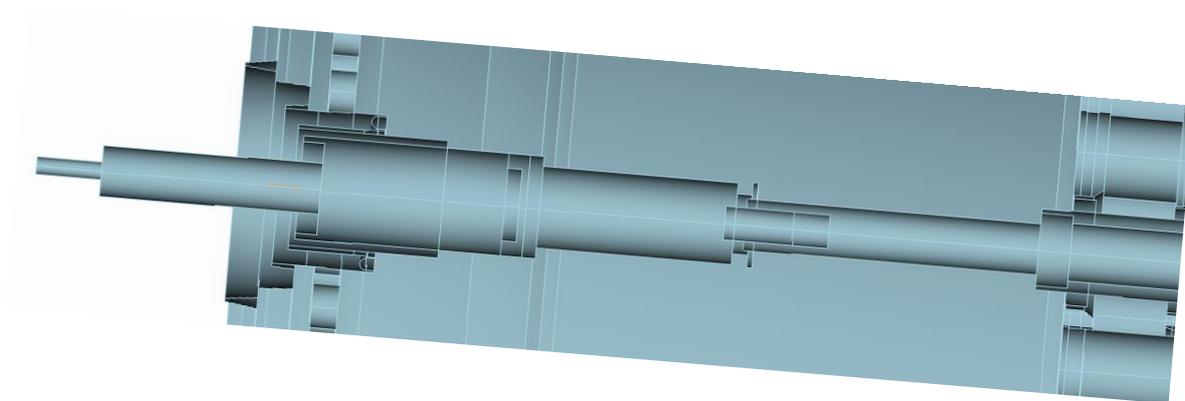


Рисунок 2.1.6 – Оболочечная 3D-модель ТА. Канал регулирующего стержня

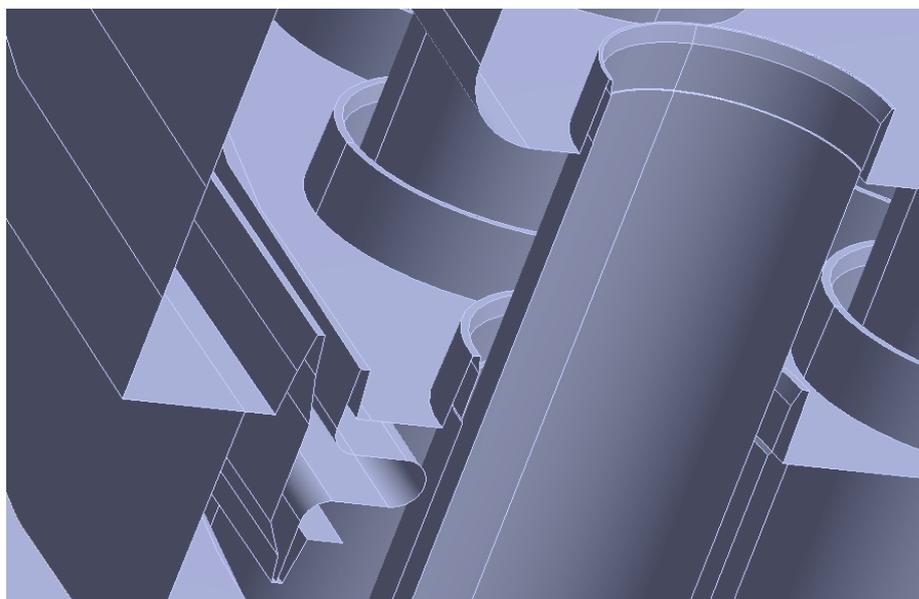


Рисунок 2.1.7 – Оболочечная 3D-модель ТА. Область стыковки трубок с трубными досками

На рисунках 2.1.8 - 2.1.9 приведена оболочечная конечно-элементная модель корпуса ТА, построенная на основе приведенной выше геометрической модели путем ручного применения метода «кусочная карта» в ПК «Fidesys» с варьированием размеров 3-узловых и 4-узловых конечных элементов.

Преимущественно использовались элементы со стороной 0,002 м с незначительными отступлениями от указанных размеров на протяженных участках цилиндрических оболочек, крышках коммутационных камер и фланцах.

Полученная КЭ-модель состоит из 464 000 оболочечных элементов (411 000 узлов).

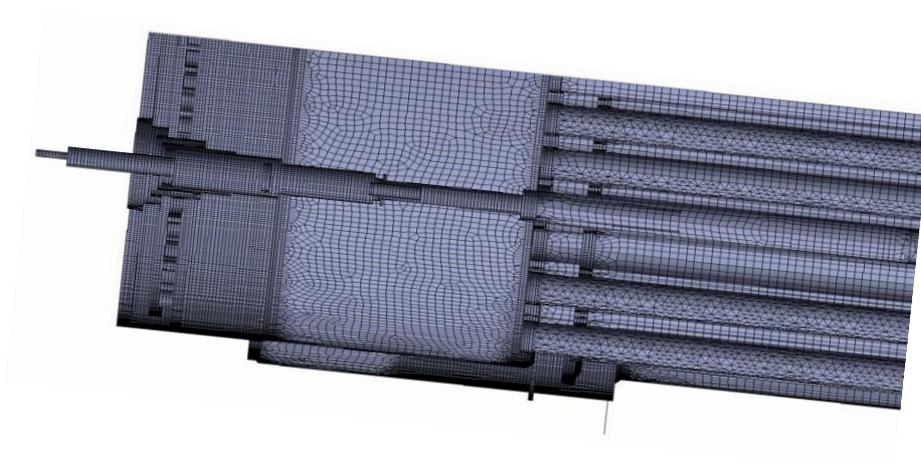


Рисунок 2.1.8 – Оболочечная КЭ-модель ТА (ВКК). Вид сбоку

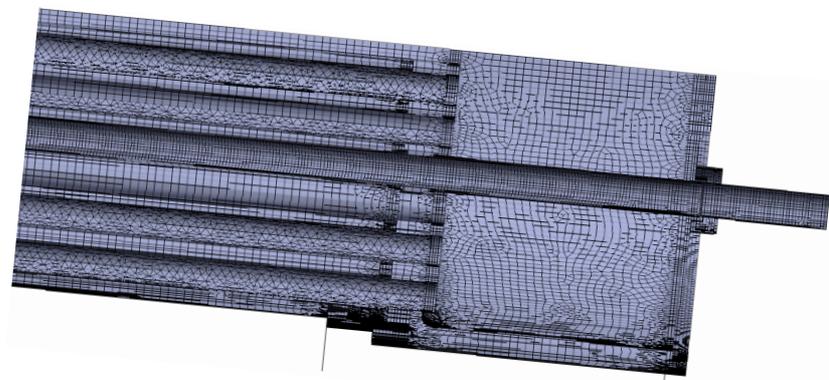


Рисунок 2.1.9 – Оболочечная КЭ-модель ТА (НКК). Вид сбоку

2.1.3 Исследование статической прочности

В расчете рассматриваются три условных режима работы установки – пуск, начало рабочего режима и конец рабочего режима – каждый из которых характеризуется своим тепловым состоянием и разностью давлений [18 - 20].

Основываясь на тепловом расчете, для определения исходных данных выбирается определенная секунда режима пуска, которая в аналогичных установках, разработанных ранее, обладала наибольшим температурным перепадом.

2.1.3.1 Пусковой режим. Расчетные нагрузки

На рисунках 2.1.10 – 2.1.11 приведена расчетная схема с указанием давлений, действующих в полостях и температур, действующих на элементы конструкции режима пуска.

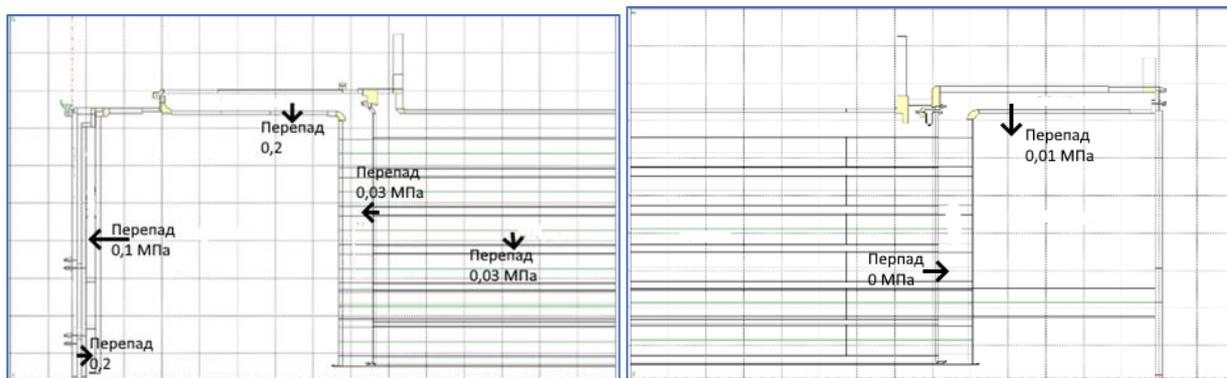


Рисунок 2.1.10 – ВКК и НКК. Давление в полостях

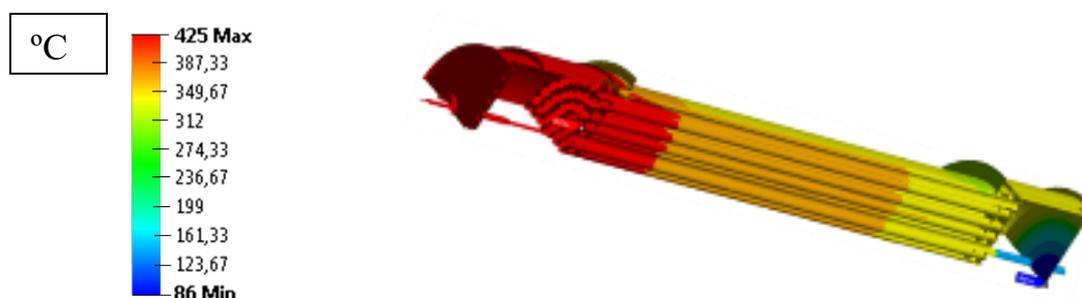


Рисунок 2.1.11 – Распределение температурного поля в ТА (результаты расчета модели программным комплексом «Fidesys» с приложенным градиентом температур).

2.1.3.2 Пусковой режим. Результаты расчета ПК «Fidesys»

Результаты билинейного расчета уточненной модели [21], полученные в ПК «Fidesys», приведены на рисунке 2.1.12.

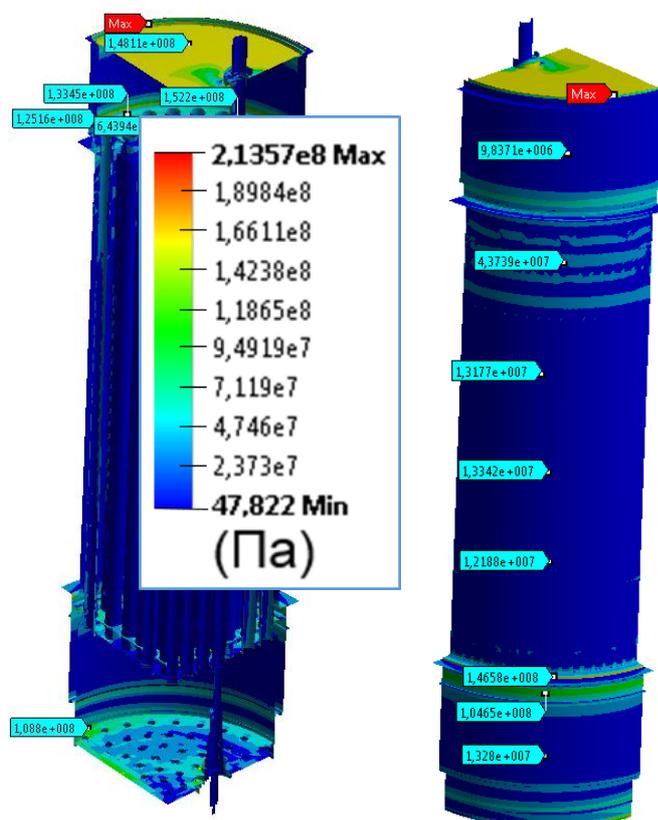


Рисунок 2.1.12 – Результаты расчета. Вид общий

Из результатов расчета с использованием билинейной модели материала видно, что все элементы конструкции удовлетворяют условиям статической прочности. Максимальные напряжения возникают в сварном шве крышки НКК и составляют 213 МПа, что ниже допусковых напряжений $[\sigma]^{350} = 261$ МПа. Однако для увеличения показателя прочностной надежности необходимо снизить температурный градиент на крышке НКК, уточнив характеристики режима пуска.

2.1.3.3 Начало рабочего режима. Расчетные нагрузки

На рисунках 2.1.13 - 2.1.14 приведена расчетная схема с указанием давлений, действующих в полостях и температур, действующих на элементы конструкции в начале рабочего режима.

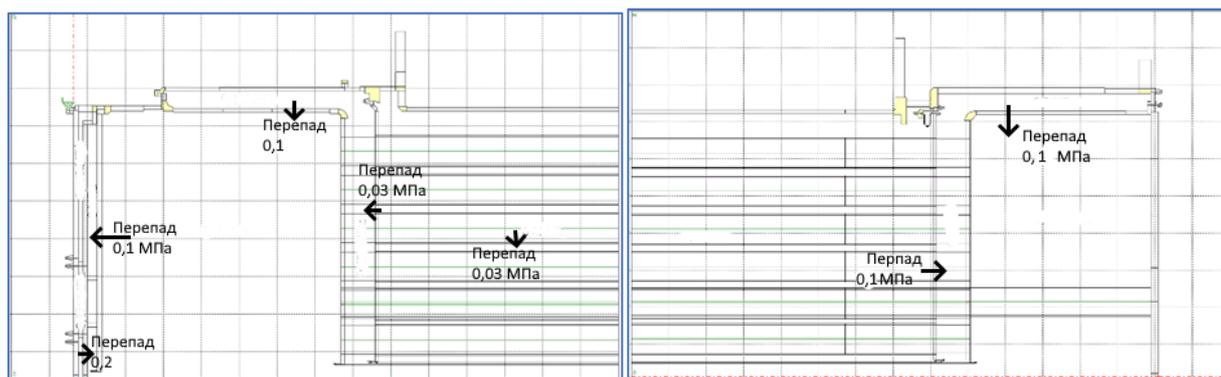


Рисунок 2.1.13 – ВКК и НКК. Значения давлений в полостях

Распределение температурного поля в ПК «Fidesys» представлено на рисунке 2.1.14.

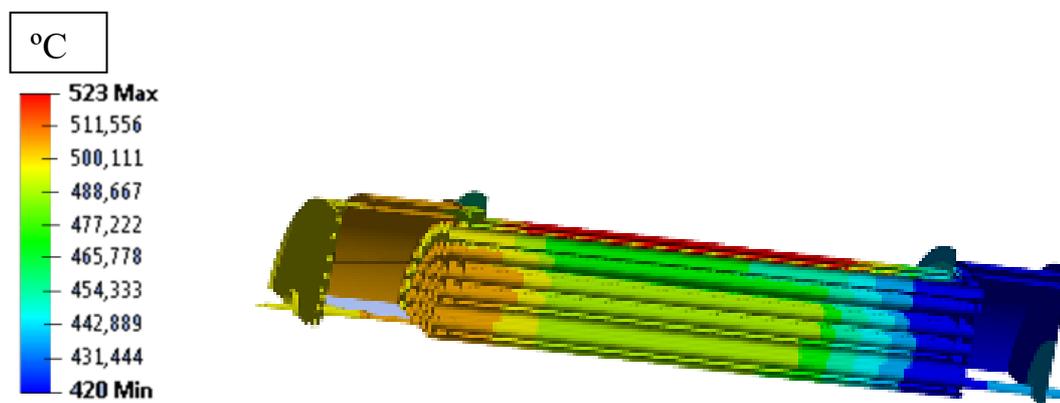


Рисунок 2.1.14 – Модель в ПК «Fidesys» с приложенным градиентом температур

2.1.3.4 Начало рабочего режима. Результаты расчета ПК «Fidesys»

Результаты билинейного расчета [21], полученные в ПК «Fidesys», приведены на рисунке 2.1.15.

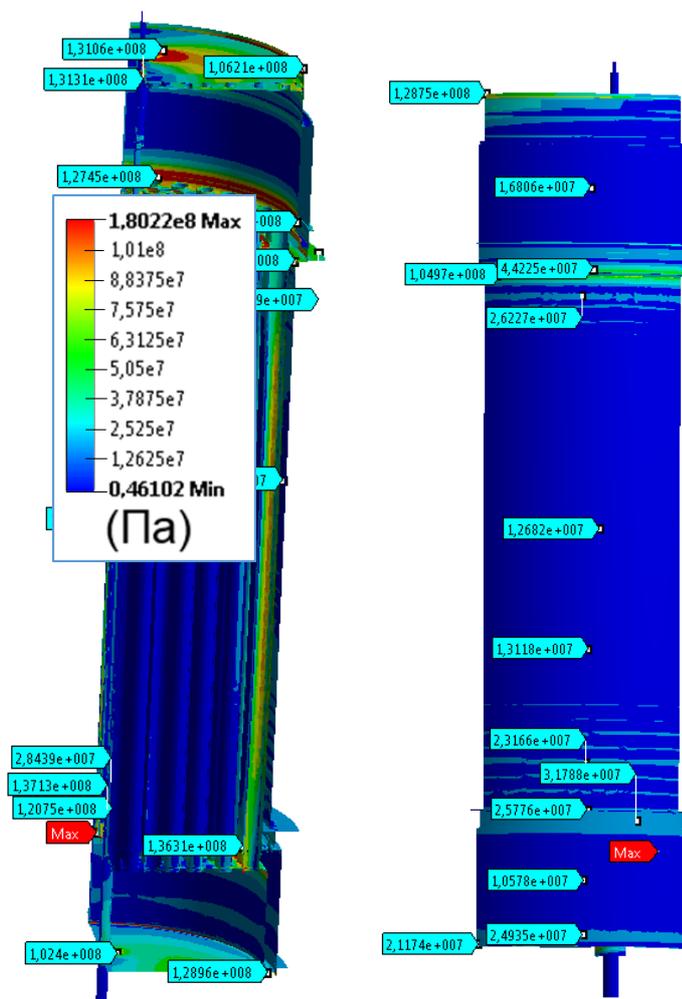


Рисунок 2.1.15 – Результаты расчета. Вид общий

Из результатов билинейного расчета видно, что элементами с максимальными напряжениями являются крышки ВКК и НКК в области крепления канала РС (130 МПа), внутренний «стакан» ВКК в области стыковки с трубной доской (120 МПа), сварные швы внешнего ряда трубок трубных досок (180 МПа), а также зоны трубных досок вокруг внешнего ряда трубок (до 180 МПа).

Все элементы конструкции удовлетворяют условиям статической прочности, т.к. напряжения не превышают допустимый уровень $[\sigma]^{500} = 248$ МПа и $[\sigma]^{450} = 261$ МПа.

2.1.3.5 Исследование прочности и жесткости крышек ВКК

Для исследования напряженно-деформированного состояния в крышках ВКК и примыкающих к ним элементах и, главным образом, зоны стыковки крышек и канала РС была построена упрощенная объемная модель конструкции в программном комплексе «Fidesys» (рисунок 2.1.16 - 2.1.17).

Соединение трубного пакета с трубными досками смоделировано упрощенно – без учета сложной формы сварных соединений. Трубная доска нижней коммутационной камеры на стыке с линзовым компенсатором температурных перемещений (подробно показано на рисунке 2.1.7), а также сам компенсатор не моделировались, т.к. при расчете проверялась прочность других элементов корпуса, на которые указанные элементы не оказывают влияния.

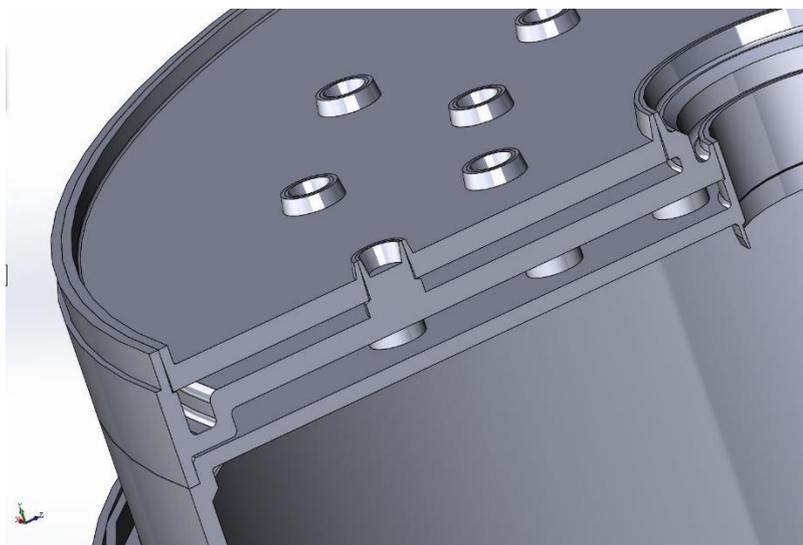


Рисунок 2.1.16 – Геометрическая модель

По результатам исследований автором работы для увеличения жесткости и снижения напряжений крышек ВКК предложено добавить жесткие точечные связи между ними (рисунок 2.1.31).

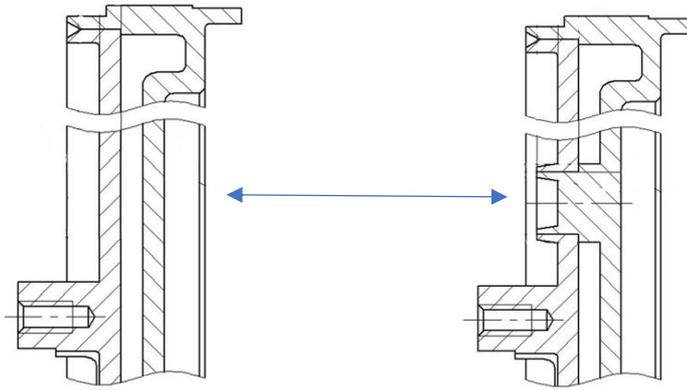


Рисунок 2.1.17 – Изменения в конструкции крышек коммутационных ВКК

Из рисунка 2.1.18 видно, где локализируются зоны с максимальными напряжениями. Данное решение позволяет существенно снизить напряжения в основном теле крышек ВКК и прилегающих к ним элементов и, главным образом, в области стыковки с каналом РС, а также «увести» зоны возникновения напряжений с высокими значениями в малые локальные участки. Общий уровень напряжений крышек ВКК снизится со 180 до 50 МПа.

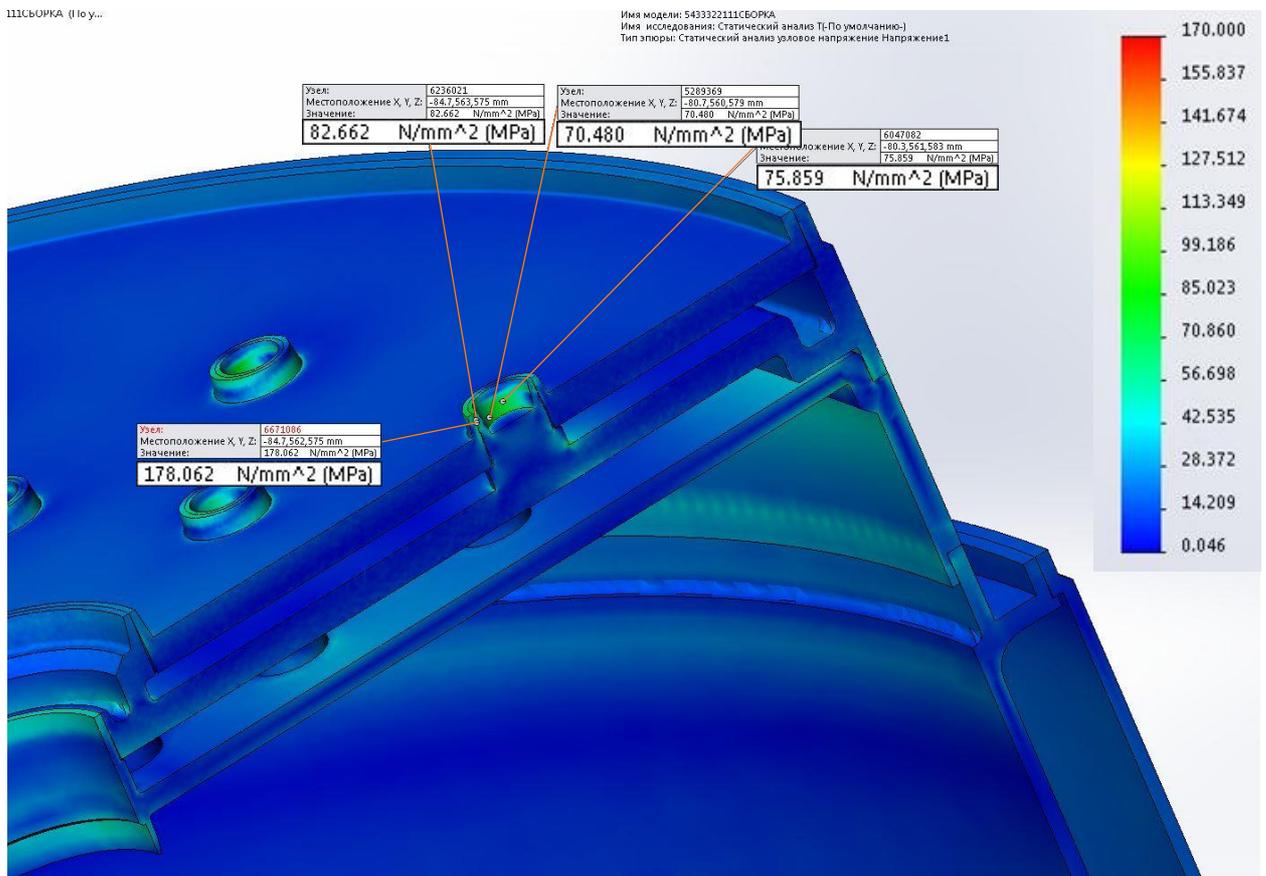


Рисунок 2.1.18 – Результаты расчета. Система крышек ВКК

2.1.3.6 Конец рабочего режима. Расчетные нагрузки

Исходя из консервативных соображений примем, что тепловое состояние, характерное концу рабочего режима, наступает мгновенно. Релаксация напряжений, которая происходит, если длительное время сохраняется тепловое состояние, характерное началу рабочего режима, не учитывается.

На рисунках 2.1.19 - 2.1.20 приведена расчетная схема с указанием давлений, действующих в полостях и температур, действующих на элементы конструкции в конце рабочего режима.

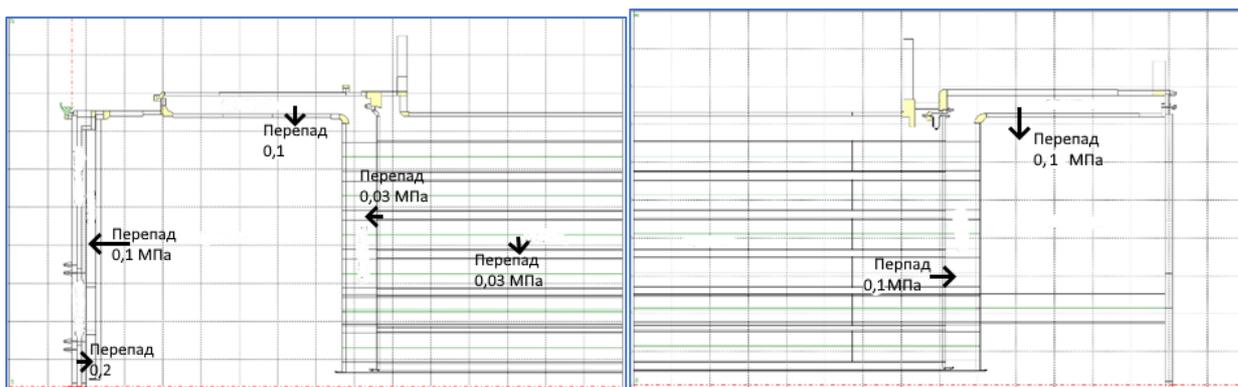


Рисунок 2.1.19 – ВКК и НКК. Значения давлений в полостях

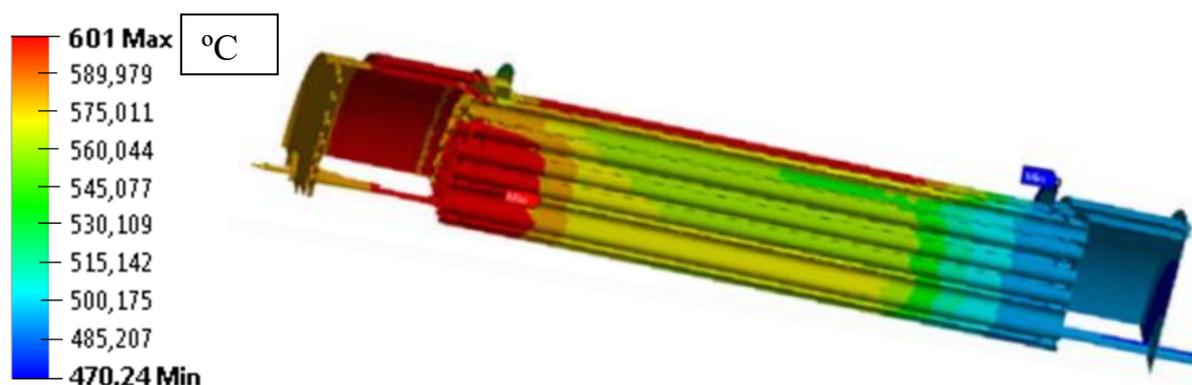


Рисунок 2.1.20 – Модель в ПК «Fidesys» с приложенным градиентом температур

2.1.3.7 Конец рабочего режима. Результаты расчета ПК «Fidesys»

Результаты билинейного расчета [21], полученные в ПК «Fidesys» приведены на рисунке 2.1.21.

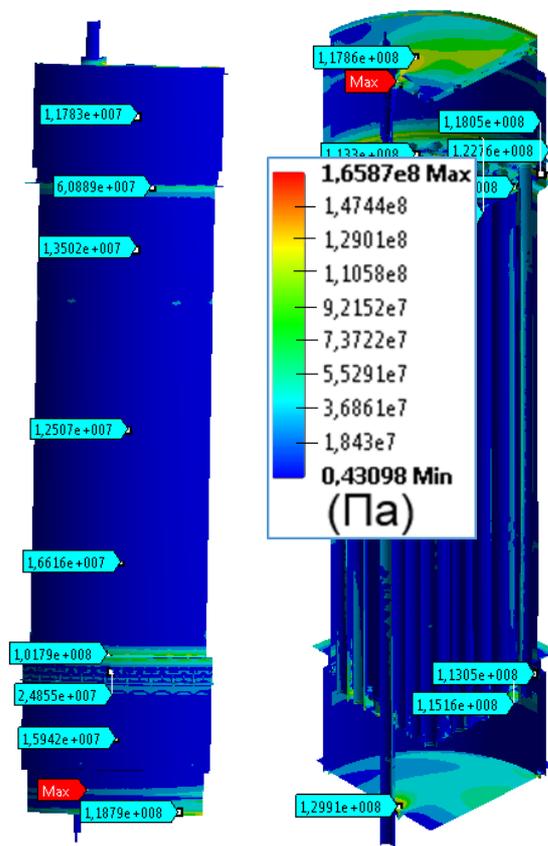


Рисунок 2.1.21 – Результаты расчета. Вид общий

Из результатов билинейного расчета видно, что все элементы конструкции удовлетворяют условиям статической прочности. Максимальные напряжения возникают в области стыковки элементов канала РС с крышкой ВКК и составляют 165 МПа, что ниже допустимых напряжений $[\sigma]^{600} = 228$ МПа.

2.1.4 Анализ длительной статической прочности

Для оценки удовлетворения прочности конструкции критерию длительной статической прочности необходимо определить напряжения, которые будут действовать в конструкции через сравнительно большой промежуток времени.

Учитывая, что элементы конструкции нагреты до температур выше 450 °С, в отдельных элементах конструкции будет иметь место явление релаксации напряжений.

Явление релаксации будет проявляться только в тех элементах конструкции, температурная деформация которых будет оставаться неизменной на протяжении длительного времени. Это относится ко всем элементам, получившим изгибные деформации в результате температурного расширения конструкции.

Учитывая тот факт, что напряжения в конструкции возникают в результате комбинации деформаций от нагружения давлением и деформаций температурного расширения, надо учитывать, что минимальное значение напряжений до которого может произойти релаксация – значение напряжений, возникающих в результате деформации от нагружения давлением.

Для определения напряжений в конце ресурса необходимо оценить влияние релаксации на наиболее напряженные элементы конструкции.

2.1.4.1 Оценка релаксации напряжений рабочего режима

Из консервативных соображений в качестве исследуемого режима принимается конец рабочего режима, т.к. для него характерны максимальные температуры до 600 °С, как следствие, с наименьшими значениями пределов длительной прочности согласно [22].

В таблице 2.1.1 указаны элементы, напряжения в которых являются наибольшими в своих температурных зонах.

В таблице 2.1.2 приведены механические характеристики и допускаемые напряжения согласно [22]. Серым выделены ячейки со значениями, которые были вычислены из функций линейной аппроксимации значений между данными в соседних ячейках. Значения пределов кратковременной длительной прочности $\sigma_{\text{вм}}^{600} = 273 \text{ МПа}$ и $\sigma_{\text{вм}}^{550} = 316 \text{ МПа}$ были выбраны из [22]; $\sigma_{\text{вм}}^{575} = (\sigma_{\text{вм}}^{600} + \sigma_{\text{вм}}^{550})/2 = 294,5 \text{ МПа}$.

Таблица 2.1.1 – Элементы с наибольшими напряжениями

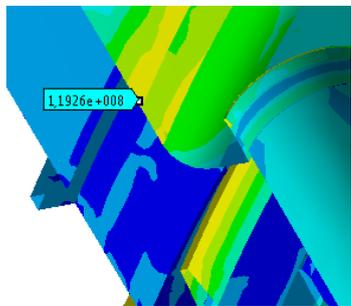
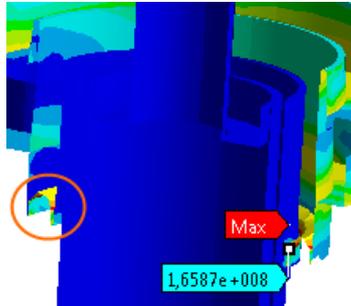
Элемент	Описание	T, °C	Суммарные расчетные напряжения, МПа	Напряжения от действия давления, МПа
	Цилиндрическая обечайка внутреннего «стакана» верхней коммутационной камеры	595	119,26	21,4
	Компенсатор канала регулирующего стержня	575	165,87	54,9
	Сварные швы трубок нижней коммутационной камеры	496	139,69	29,7

Таблица 2.1.2 – Мех. характеристики и допускаемые напряжения из [10]

Температура, °С	$E_I \cdot 10^5$, МПа	R_{mt}^T / n_{mt} , МПа			
		$\sigma_{sm}/1,5$	1000 ч	10000 ч	100000 ч
550	1,65	210	191	166	125
575	1,64	196	170	140	97
600	1,63	182	149	114	68

Для расчета процесса релаксации использовано уравнение установившейся ползучести в форме, предложенной С.А.Шестериковым из [22]:

$$\dot{\epsilon}_{пол} = A^T \left(\frac{\sigma}{\sigma_{sm}^T - \sigma} \right)^{n^T} \quad (2.1.1)$$

На основе соотношения (4.1) в [22] получено уравнение релаксации:

$$t(\sigma) = -\frac{1}{A^T E_1^T} \int_{\sigma_0}^{\sigma} \left(\frac{\sigma_{sm}^T - \sigma}{\sigma} \right)^{n^T} d\sigma \quad (2.1.2)$$

Температуры наиболее напряженных элементов конструкции составляют от 500 °С до 600 °С.

В качестве коэффициентов A^T и n^T будут использоваться коэффициенты $A^{600} = 2,0725 \times 10^{-6}$, $n^{600} = 2,238$ для 600 °С и $A^{550} = 2,746 \times 10^{-7}$, $n^{550} = 2,432$ для 550 °С соответственно, из [22] и [13], полученные в результате обработки результатов испытаний на ползучесть стали 08Х16М11НЗ.

Для температуры 575 °С проводится расчет с коэффициентами A^{550} , n^{550} , т.к. они определяют более низкую скорость релаксации, чем при A^{600} , n^{600} .

Т.к. среди элементов в таблице 2.1.1 присутствует элемент с температурой близкой к 500 °С, для которой в [23] отсутствуют коэффициенты A^{500} и n^{500} , однако имеются коэффициенты A^{650} и n^{650} для 650 °С, определим значения A^{500} и n^{500} , экстраполировав кривые, построенные по точкам [A^{650} A^{600} A^{550}] и [n^{650} n^{600} n^{550}] с учетом «характера их поведения».

На рисунках 2.1.22, 2.1.23 приведены кривые, построенные по точкам с имеющимися и искомыми значениями коэффициентов.

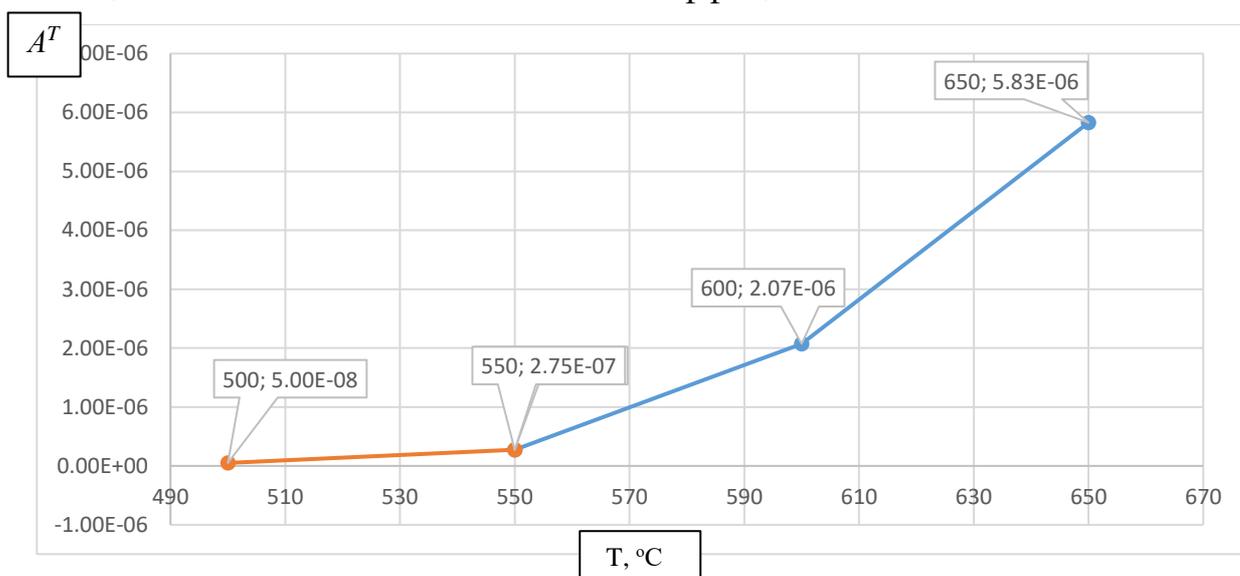


Рисунок 2.1.22 – Кривая коэффициентов A^T

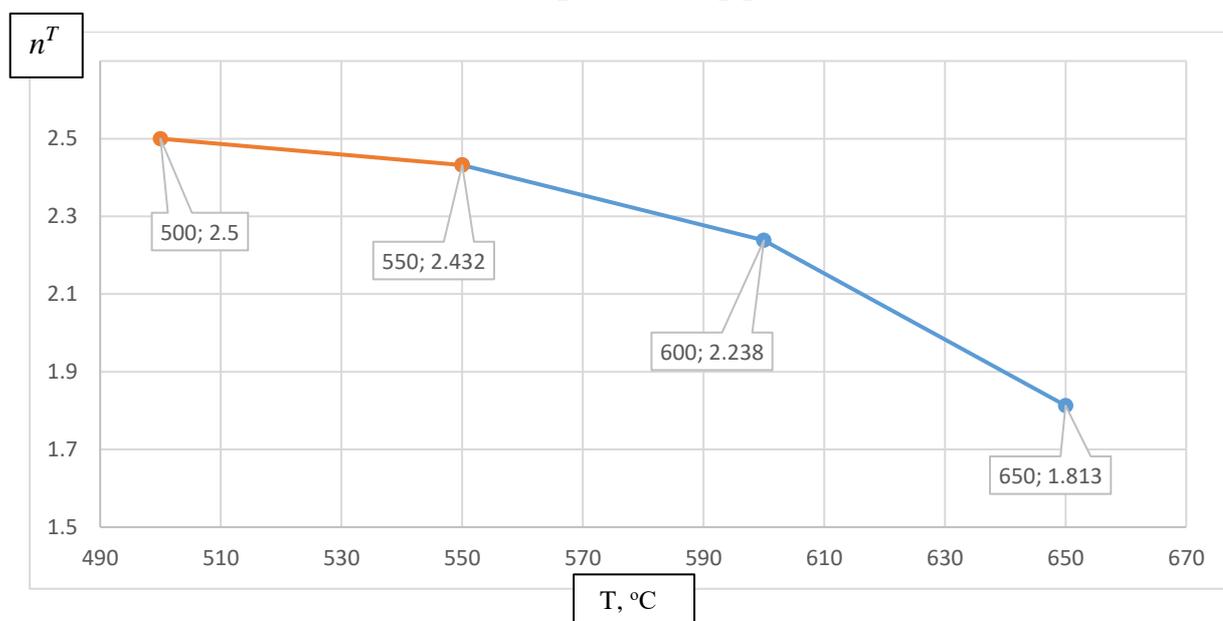


Рисунок 2.1.23 – Кривая коэффициентов n^T

В таблице 2.1.3 приведены имеющиеся (по [22]) и искомые коэффициенты A^T и n^T .

Таблица 2.1.3 – Коэффициенты для расчета релаксации

T, °C	650	600	550	500
A^T	$5,83 \times 10^{-6}$	$2,0725 \times 10^{-6}$	$2,746 \times 10^{-7}$	$5,00 \times 10^{-8}$
n^T	1,813	2,238	2,432	2,500

Подставив все определенные ранее константы в уравнение (2.1.2) получим решение для напряжений в наиболее напряженных элементах конструкции из таблицы 2.1.2.

На рисунках 2.1.24 - 2.1.25 приведены кусочно-линейные функции, построенные по значениям в точках, соответствующих 10 ч (σ_{em}), 1000 ч, 10000 ч, 40000 ч для кривых релаксации и длительной прочности.

Кусочно-линейная функция релаксации для цилиндрической обечайки внутреннего «стакана» ВКК построена по следующему соотношению:

$$t(\sigma) = -\frac{1}{2,0725 \times 10^{-6} \cdot 1,63 \times 10^5} \int_{119,26}^{\sigma} \left(\frac{273 - \sigma}{\sigma} \right)^{2,238} d\sigma$$

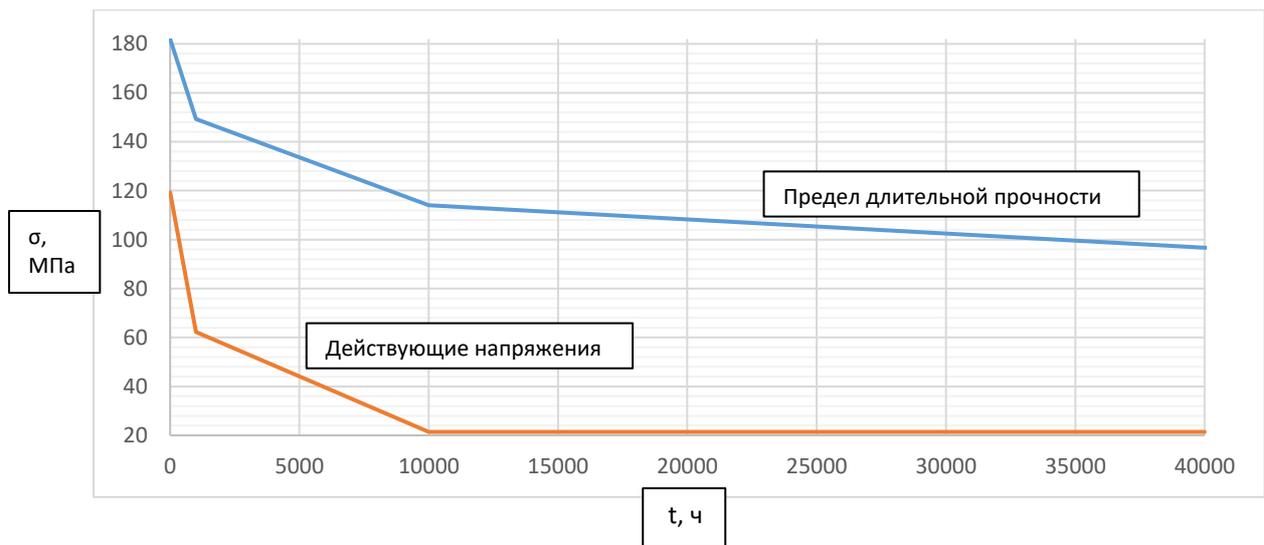


Рисунок 2.1.24 – Кусочно-линейные функции релаксации от начальных напряжений $\sigma = 119,26$ МПа и длительной прочности для цилиндрической обечайки внутреннего «стакана» ВКК при расчетной температуре $T = 600$ °С

Кусочно-линейная функция релаксации для компенсатора канала РС построена по следующему соотношению:

$$t(\sigma) = -\frac{1}{2,746 \times 10^{-7} \cdot 1,64 \times 10^5} \int_{165,87}^{\sigma} \left(\frac{316 - \sigma}{\sigma} \right)^{2,432} d\sigma$$

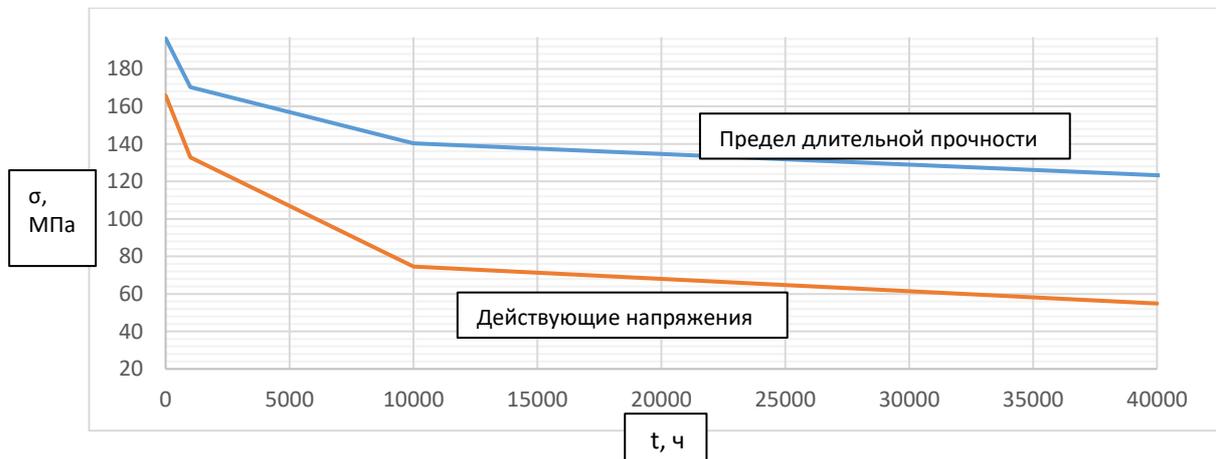


Рисунок 2.1.25 – Кусочно-линейные функции релаксации от начальных напряжений $\sigma = 165,87$ МПа и длительной прочности для компенсатора канала РС при расчетной температуре $T = 550$ °С

Из консервативных соображений кривая релаксации для 500 °С сопоставляется с кривой длительной прочности для 550 °С, а при вычислении значений кривой релаксации для σ_{em}^{500} принято следующее допущение:

$$\sigma_{em}^{500} = \sigma_{em}^{550} = 316 \text{ МПа.}$$

Кусочно-линейная функция релаксации для сварных швов трубок НКК построена по следующему соотношению:

$$t(\sigma) = -\frac{1}{5 \times 10^{-8} \cdot 1,68 \times 10^5} \int_{139,69}^{\sigma} \left(\frac{316 - \sigma}{\sigma} \right)^{2,5} d\sigma$$

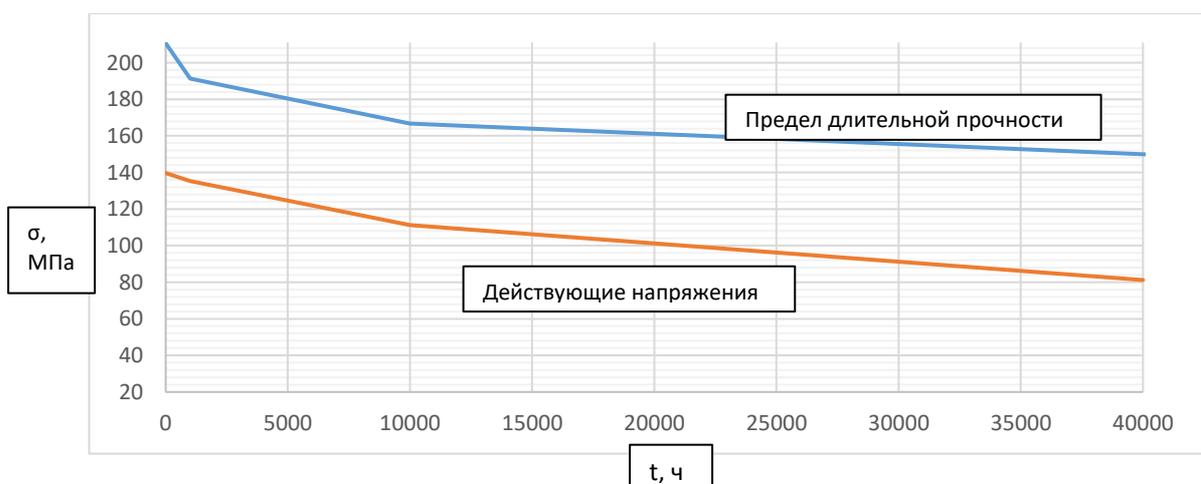


Рисунок 2.1.26 – Кусочно-линейные функции релаксации от начальных напряжений $\sigma = 139,69$ МПа и длительной прочности для компенсатора канала РС при расчетной температуре $T = 500$ °С

2.1.5 Оценка влияния высокотемпературной ползучести

Для оценки влияния высокотемпературной ползучести на НДС ТА необходимо учесть изменение геометрии конструкции. Для этого задача была упрощена, и было принято, что вся конструкция ТА равномерно разогрета до температуры 600 °С.

При расчете необходимо определить напряжения σ , которые будут подставлены в уравнения релаксации. В качестве этих напряжений примем максимальное значение, которое возникает на самом длинном цилиндрическом участке корпуса ТА в начале рабочего режима, так как его удлинение даст наибольший вклад (рисунок 2.1.27).

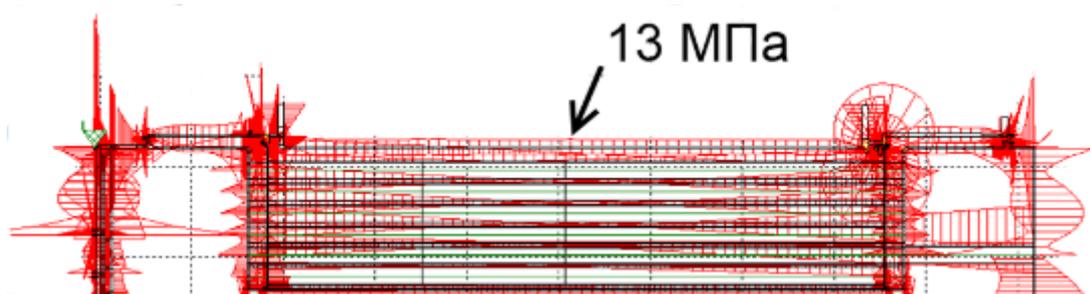


Рисунок 2.1.27 – Напряжения в конструкции

Для оценки ползучести использовалось соотношение (2.1.1) с коэффициентами из таблицы 2.1.3. В качестве времени было выбрано произвольно большое значение – 60 тыс. часов – отвечающее представлению о длительном ресурсе.

В результате расчета получено, что удлинение в результате ползучести составит:

$$\Delta l = 0,22 \text{ мм.}$$

Для оценки значимости полученной величины сравним ее с деформациями, которые возникают от действия приложенных нагрузок.

В результате действия внутреннего давления и температурных нагрузок расчетная длина ТА увеличивается на 12,4 мм, а диаметр увеличится на 4,6 мм

Расчетное осевое удлинение корпуса ТА в результате высокотемпературной ползучести за выбранный период составляет 0,22 мм, что менее 2 % от осевого удлинения, которое ТА получит в результате статического нагружения в момент выхода на рабочий режим.

На основании полученных результатов можно считать, что влияние высокотемпературной ползучести незначительно и нет необходимости учитывать ее влияние на ресурс.

2.2 Исследование прочности проставки между ТА и ЗТ

2.2.1 Описание конструкции и механические свойства материала

Проставка располагается между ТА и ЗТ (рисунок 2.2.1) и представляет из себя усеченную коническую обечайку толщиной 4 мм с фланцами по краям и продолговатыми технологическими вырезами (рисунок 2.2.2).

Материал проставки: сталь 12Х18Н10Т.

Наиболее нагруженным режимом работы для проставки является режим выведения ТЭУ на рабочую орбиту с соответствующими перегрузками.

Из консервативных соображений в качестве рабочей температуры на режиме выведения конструкции принимается 150 °С.

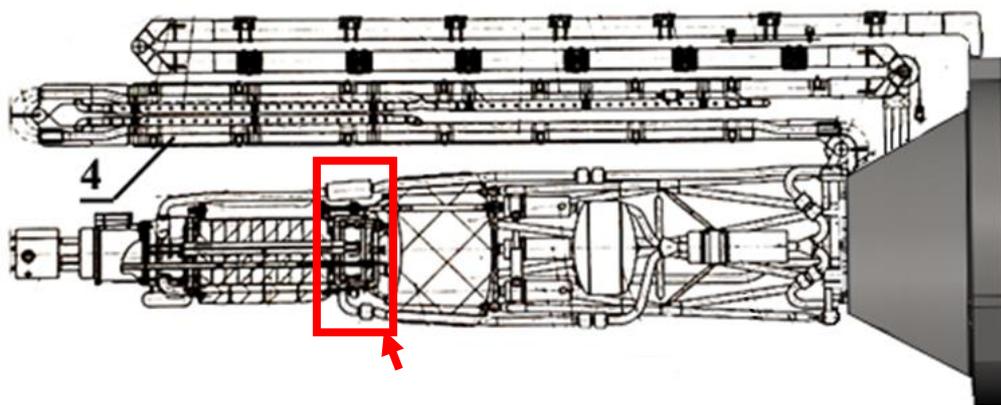


Рисунок 2.2.1 – Расположение проставки

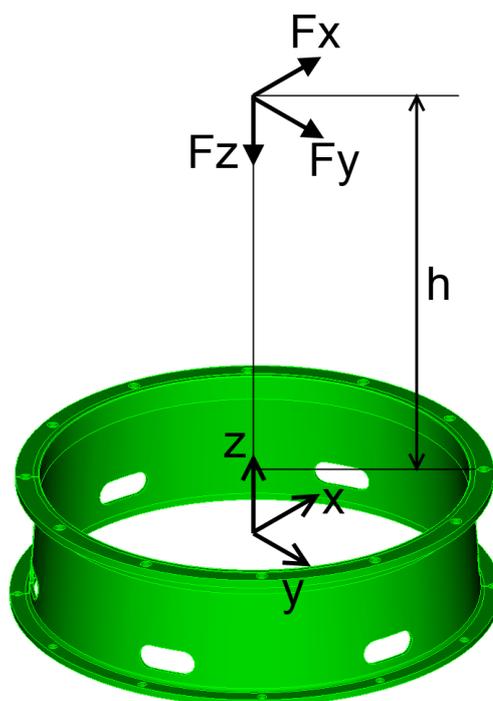


Рисунок 2.2.2 – Модель проставки и схема нагружения

На проставку действует осевая сила $F_z = 126000$ Н и поперечные силы $F_x = F_y = 38729,6$ Н, приходящие от массы элементов конструкции, расположенных над ней, с центром масс на высоте $h = 792$ мм от плоскости стыковки с проставкой, и находящихся под действием линейных перегрузок с учетом коэффициента безопасности по нагрузке.

Условия прочности выполняются, если возникающие в проставке напряжения не превышают допустимые.

В качестве допустимых напряжений на режиме выведения на орбиту принимаются напряжения $[\sigma] = R_m^T / 1,5$.

Механические характеристики применяемых материалов и величины допустимых напряжений взяты по [10] и приведены в таблице 3.1, где R_m^T – предел прочности, $R_{p0.2}^T$ – предел текучести, а E – модуль упругости.

Таблица 3.1 – Механические характеристики и допустимые напряжения для применяемых материалов

Материал	t, °C	R_m^T , МПа	$R_{p0.2}^T$, МПа	$[\sigma]$, МПа	$E \cdot 10^5$, МПа
12X18H10T	150	421	172	280	1,95

2.2.2 Расчетная схема и результаты

На рисунке 2.2.3 представлена расчетная схема, а также схема нагружения и закрепления проставки. Проставка закрепляется по плоскости нижнего фланца от осевых смещений вдоль Z, а от поперечных смещений вдоль X и Y закреплены плоскости отверстий под болты нижнего фланца.

Для удобства расчета, взамен сил F_x и F_y , вводится их равнодействующая сила $F_{xy} = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} = \sqrt{38729,6^2 + 38729,6^2} = 54771,9$ Н по направлению оси X.

Момент от силы F_{xy} на плече h вычислялся программой автоматически.

На рисунке 2.2.4 приведена конечно-элементная модель проставки, состоящая из 848 362 тетраэдров 2 порядка, а также оценка метрики качества элементов по форме. Видно, что форма элементов в зоне локализации максимальных напряжений находится в диапазоне от 0.9 до 1 (где 1 – это равносторонний тетраэдр), что позволяет относиться к результату с доверием. Выбор тетраэдров обусловлен качеством исходной CAD-модели, не позволяющей набором простых операций упрощения добиться возможности построения качественной сетки, состоящей из гексаэдров.

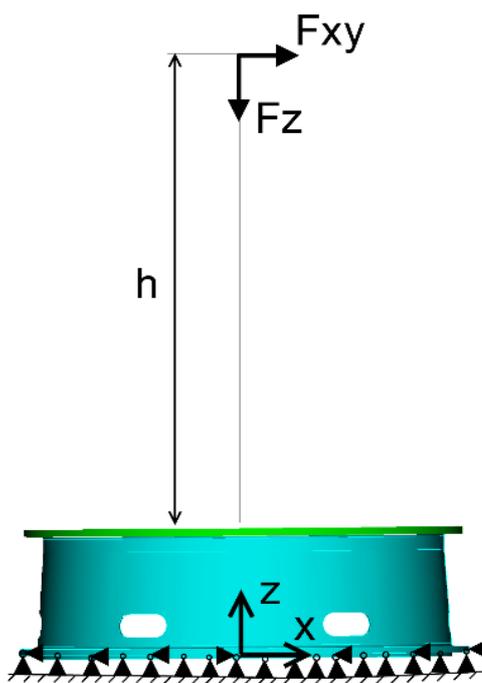


Рисунок 2.2.3 – Расчетная схема

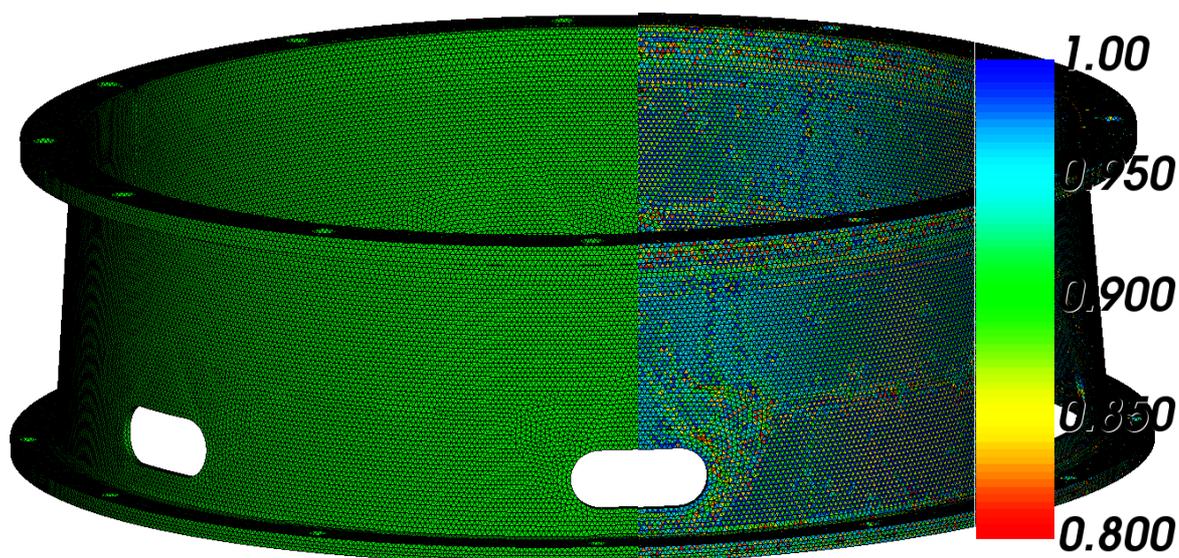


Рисунок 2.2.4 – Конечно-элементная модель проставки (слева) и оценка метрик качества элементов по форме (справа)

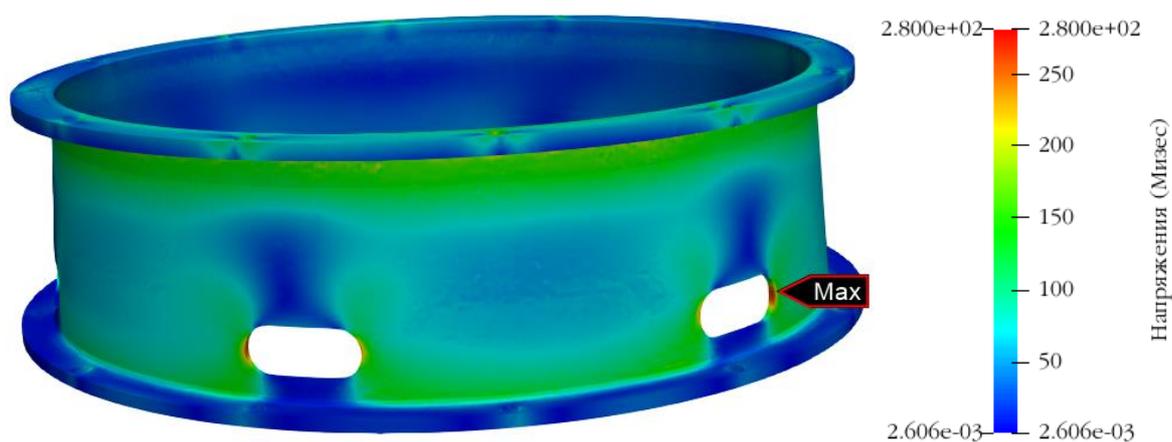


Рисунок 2.2.5 – Эквивалентные напряжения по Мизесу

Максимальные напряжения возникают в местах скруглений технологических отверстий и составляют $\sigma = 280 \text{ МПа} < [\sigma] = 280 \text{ МПа}$.

Прочность проставки на режиме выведения обеспечена.

Несмотря на существование локальных зон с напряжениями, превышающими предел текучести, основной объем тела проставки находится под действием меньших напряжений. На рисунке 2.2.6 приведено изображение с убранными из отображения участками, напряжения в которых более 170 МПа. На рисунке 2.2.7 приведено изображение с убранными из отображения участками, напряжения в которых более 100 МПа.

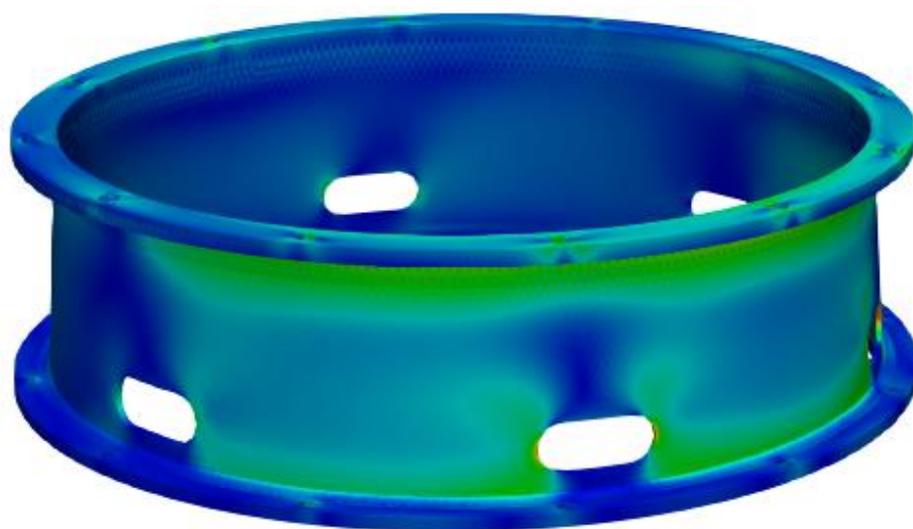


Рисунок 2.2.6 – Зоны с напряжениями менее 170 МПа

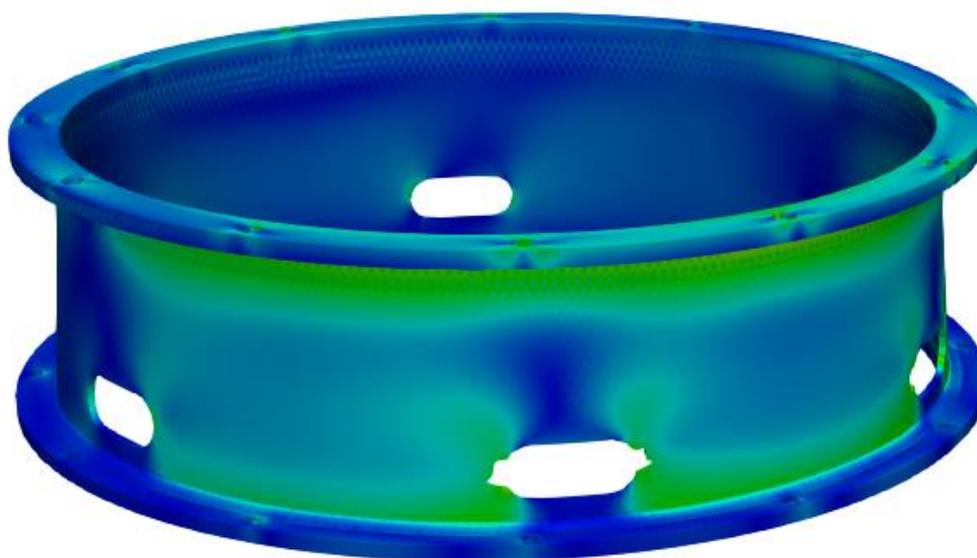


Рисунок 2.2.7 – Зоны с напряжениями менее 100 МПа

Как видно из рисунка 2.2.6 и 2.2.7 основной объем тела проставки находится под напряжением менее 170 МПа и не подвержен пластическому деформированию.

Дополнительно для проставки были проведены расчеты топологической оптимизации, позволяющие оценить потенциал возможности удаления малонагруженного материала. Согласно предварительным оценкам возможно удалить до 35% материала. Однако данные результаты требуют проведения дополнительных вариантных расчетов с варьированием

направления нагрузок для определения возможной верхней границы значений, а также условий однозначного удовлетворения критериев прочности оптимизированной конструкции, не зависимо от возможных направлений действия нагрузок.

Внешний облик возможного варианта топологически оптимизированной модели проставки представлен на рисунке 2.2.8.

Процесс топологической оптимизации является задачей, имеющей много решений, в зависимости от параметров алгоритма (вплоть до вариантов с мелкосетчатой структурой), в связи с чем из набора вариантов был выбран вариант, который возможно реализовать при производстве с использованием наименьшего числа наиболее простых технологических операций.

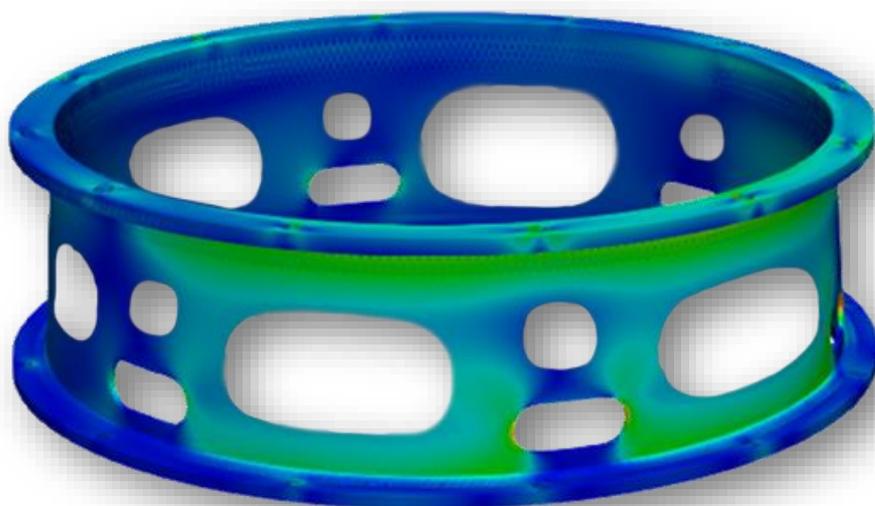


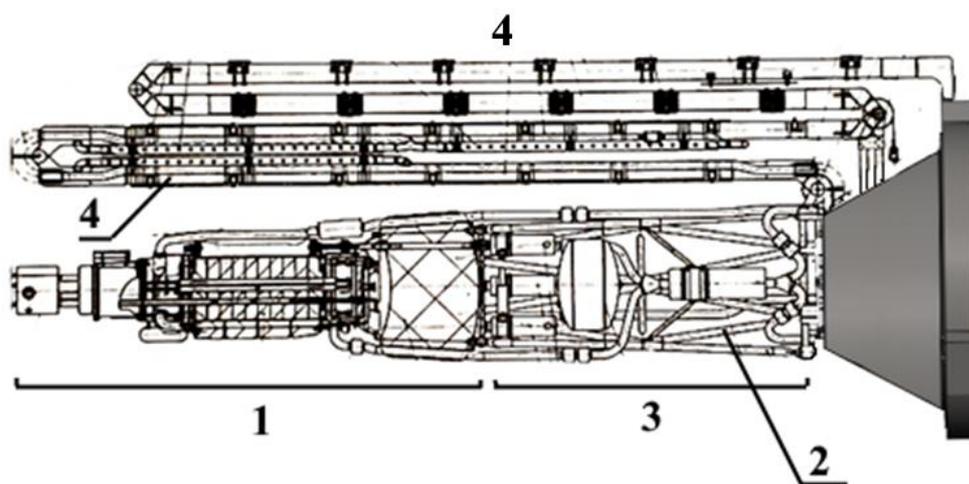
Рисунок 2.2.8 – Возможный вариант внешнего облика топологически оптимизированной модели проставки

2.3 Исследование прочности рамы агрегатного отсека БТ

2.3.1 Конструкция, режимы нагружения, исходные данные к расчету

Воспроизведен расчет на прочность силовой рамы БТ на наиболее нагруженном режиме – режиме выведения на орбиту (в стартовом положении) на основе данных из [25] в программном комплексе «Fidesys» (изначальные расчеты проводились в комплексе CAN [48]).

Конструктивная схема БЭТ, и его состав показана на рисунке 2.3.1.



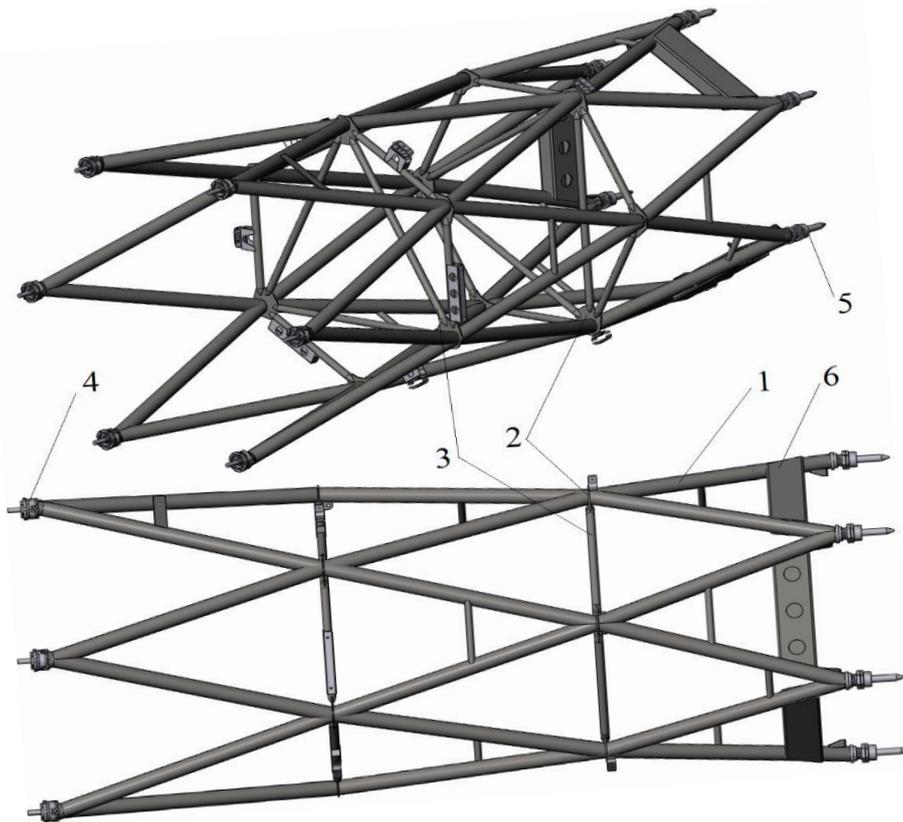
1 – блок верхний; 2 – рама силовая; 3 – блок нижний; 4 – СР

Рисунок 2.3.1 – Схема рассматриваемой части БТ

Силовая рама, рисунок 2.3.2, представляет собой сварную конструкцию из труб (стержней) круглого сечения 1, пластин соединительных 2 прямоугольного сечения, шпангоутов 3, опор верхних 4 и нижних 5, а также кронштейнов 6 навесных элементов.

Применяемый материал – титан марки ВТ6.

На режиме выведения значения линейных перегрузок заданы согласно документации. На режиме орбитального полета (в рабочем положении) перегрузки значительно меньше, чем на режиме выведения, следовательно, при расчете силовой рамы принимаются перегрузки на режиме выведения.



1 – труба; 2 – пластина соединительная; 3 – шпангоут; 4 – опора верхняя;
5 – опора нижняя; 6 – кронштейн

Рисунок 2.3.2 – Схема конструктивная рамы силовой

В таблице 2.3.1 приведены размеры сечений элементов конструкции рамы.

Таблица 2.3.1 – Размеры сечений элементов конструкции рамы

Материал стержней и шпангоутов	BT6
Сечение стержней, труба $D \times \delta$, мм	40x2
Сечение шпангоутов, труба $D \times \delta$, мм	20x2
Материал соединительных пластин, верхних и нижних опор	BT6
Диаметр нижних опор, мм	40

Номинальное допускаемое напряжение для элементов конструкции из титана $[\sigma]_1$ определяется по формуле из [10]:

$$[\sigma]_1 = R_m^T / n, \quad (2.3.1)$$

где R_m^T – минимальное значение предела прочности, МПа,

n – коэффициент запаса прочности.

Коэффициент запаса прочности равен:

$$n = 1,5.$$

Условия прочности выполняются, если возникающие в конструкции напряжения не превышают допускаемые.

Механические характеристики применяемого материала, при расчетной температуре $T = 20$ °С и величины допускаемых напряжений согласно [26] приведены в таблице 2.3.2.

Таблица 2.3.2 – Механические характеристики и допускаемые напряжения

Материал	ВТ6
Плотность, кг/м ³	4450
Модуль упругости в направлении армирования $E \cdot 10^5$, МПа	1,177
Предел прочности R_m^T , МПа	930
Предел текучести $R_{p0,2}^T$, МПа	883
Коэффициент запаса прочности	1,5
Допускаемое напряжение, МПа	620

2.3.2 Исследование прочности силовой рамы на этапе выведения

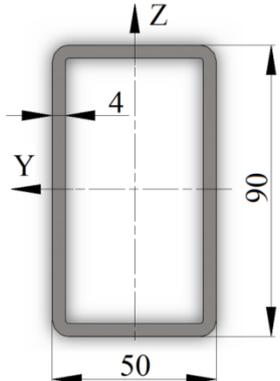
Для режима выведения значения линейных перегрузок и коэффициентов безопасности по нагрузке приняты согласно режимам.

Расчет воспроизведены на основе [25] в программном комплексе «Fidesys». Первоначальные расчеты выполнялись в ПК «CAN».

Расчетная схема силовой рамы и расположение осей координат приведены на рисунке 2.3.3. Элементы конструкции моделировались трехмерными балочными КЭ. Модель состоит из 1376 балочных элементов 2 порядка, 1110 из которых являются элементами рамы с внутренними поясами, трехмерная отрисовка которых приведена на рисунке 2.3.3 справа. КЭ-модель

имеет сгущение сетки в зоне стыковки рамы со шпангоутом для увеличения точности результатов в зоне локализации максимальных напряжений. Геометрические характеристики поперечного сечения балочных элементов рамы, вычисленные по формулам [27], представлены в таблице 2.3.3.

Таблица 2.3.3 – Геометрические характеристики сечений балочных элементов

Номер сечения в модели	Площадь поперечного сечения	Момент инерции		Момент инерции кручения	Номера линий в модели с соответствующим сечением	Поперечное сечение
	S , мм ²	J_y , М ⁴	J_z , М ⁴	J_k , М ⁴		
2	239	$432 \cdot 10^{-10}$	$432 \cdot 10^{-10}$	$864 \cdot 10^{-10}$	7 – 68	труба, 40x2 (стержни рамы)
9, 10	113	$46,4 \cdot 10^{-10}$	$46,4 \cdot 10^{-10}$	$92,7 \cdot 10^{-10}$	88 – 99, 100 – 105	труба, 20x2 (шпангоуты рамы)
7	1120	12960×10^{-10}	$5333,3 \times 10^{-10}$	$56,3 \cdot 10^{-10}$	461 – 469	кронштейн нижний, 90x50x4 

В результате расчета определено НДС конструкции. На рисунке 2.3.4 приведено распределение напряжений в силовой раме и соединительных пластинах.

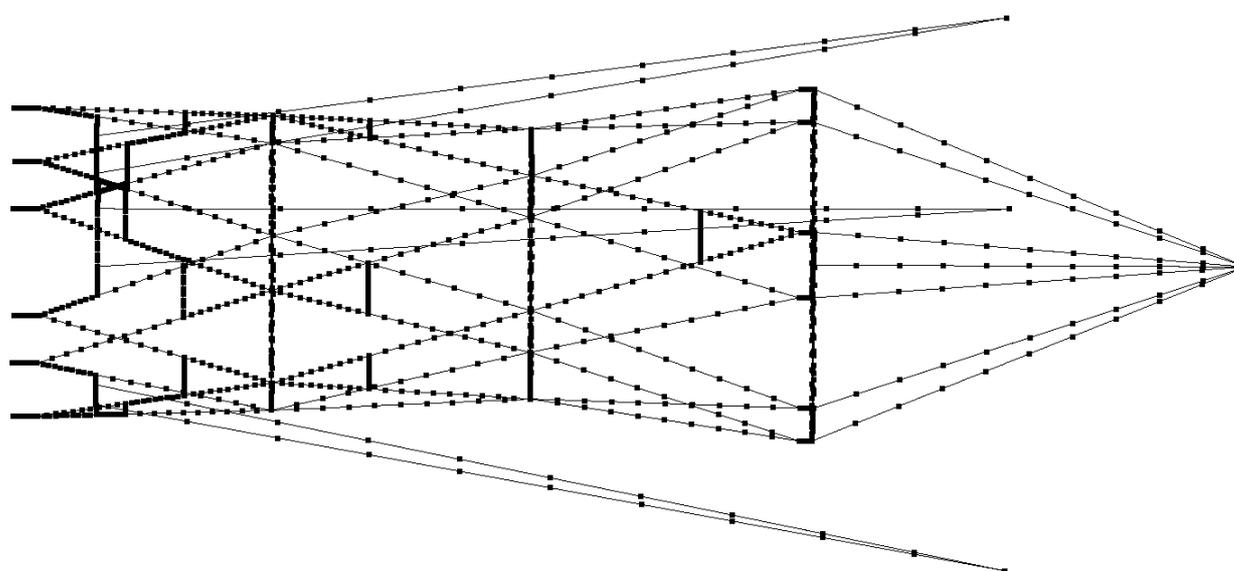
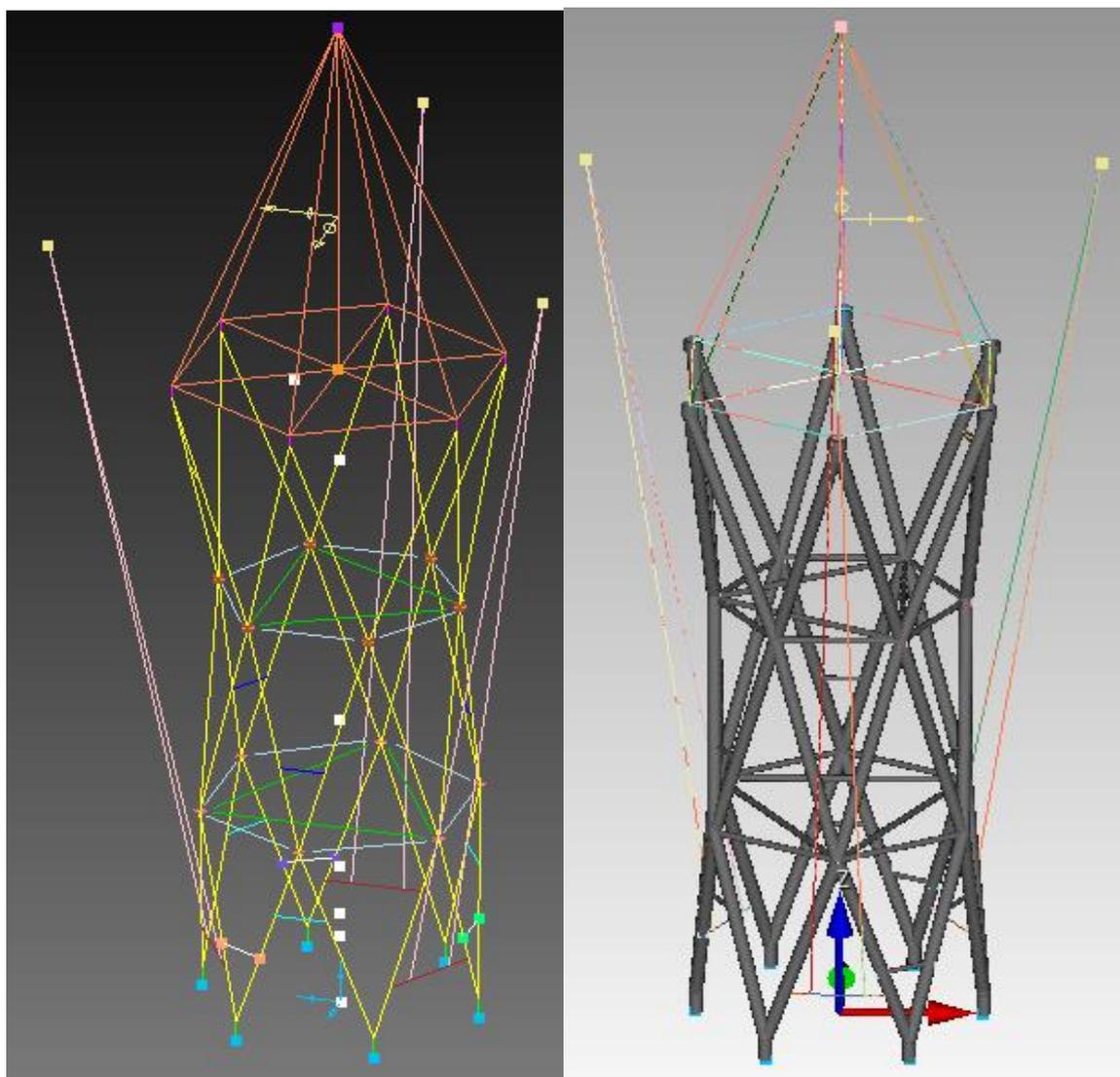


Рисунок 2.3.3 – Балочная модель в линиях (слева), модель с отрисованными сечениями балок для типового сечения «круг со смещенным отверстием» (справа) и модель с отрисовкой узлов (снизу)

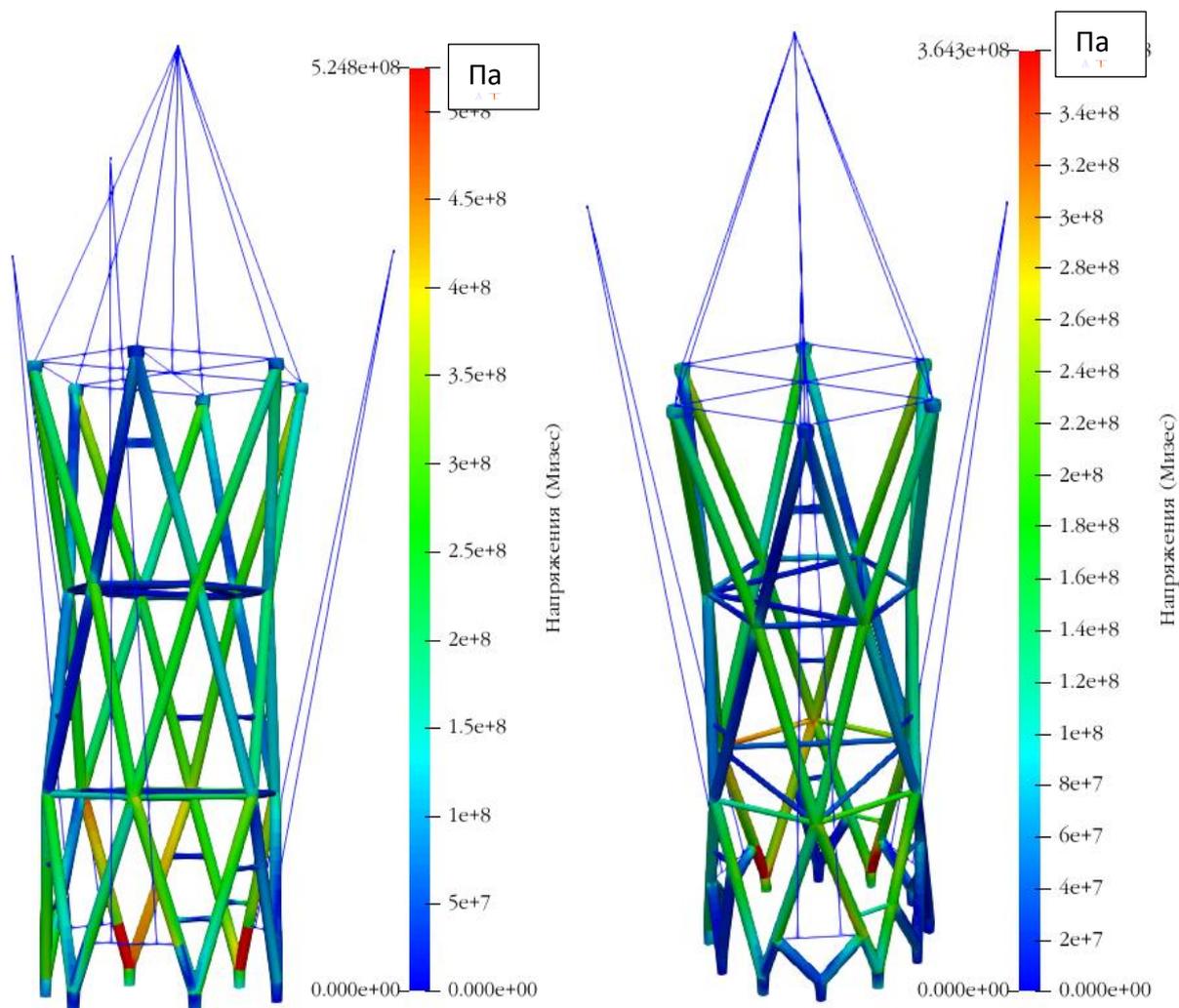


Рисунок 2.3.4 – Распределение напряжений (слева – рама в исходном исполнении, справа – с дополнительными связями)

Максимальные напряжения в стержнях рамы равны $\sigma_{\max} = 524,8$ МПа.

$\sigma_{\max} = 524,8$ МПа $<$ $[\sigma]_1 = 620,0$ МПа, следовательно, прочность силовой рамы обеспечивается.

Несмотря на обеспечение условий прочности, для обеспечения прочностной надежности $R_{РАМЫ} = 1$ необходимо увеличить число связей рамы со шпангоутом СР в два раза (что положительно скажется и на прочностной надежности шпангоута, т.к. произойдет перераспределение напряжений между имеющимися и дополнительными связями), а также увеличить толщину стенок труб с 2 до 3 мм.

2.4 Исследование прочности шпангоута СР

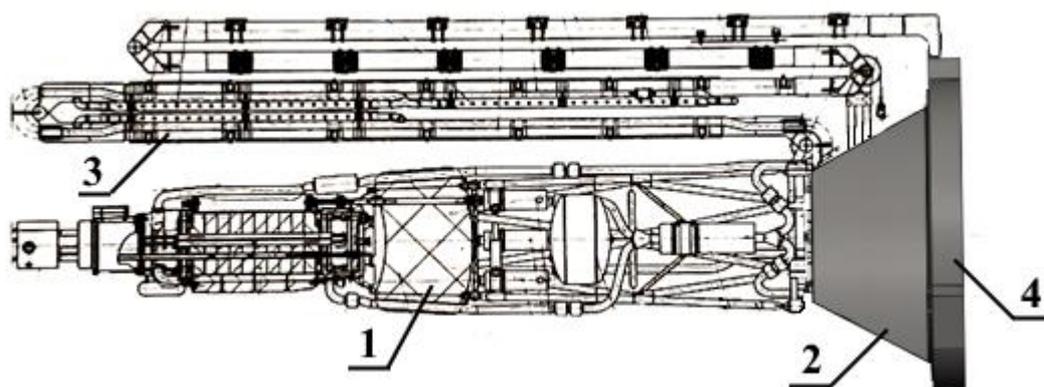
2.4.1 Описание конструкции и механические свойства материала

Конструкция БЭТ ТЭУ в стартовом положении представлена на рисунке 2.4.1. Шпангоут СР - 2 (далее по тексту шпангоут) входит в состав СР - 3 и расположен между БТ - 1 и шпангоутом стыковочным - 4.

При этом на шпангоуте в стартовом положении закреплены шарнирно-сильфонные узлы, соединяющие вторые и третьи балки СР.

На режиме выведения ТЭУ на рабочую орбиту, конструкция шпангоута должна выдерживать приходящие на нее нагрузки от БЭТ, с учетом соответствующих перегрузок.

Из консервативных соображений в качестве рабочей температуры на режиме выведения конструкции принимается 150 °С.

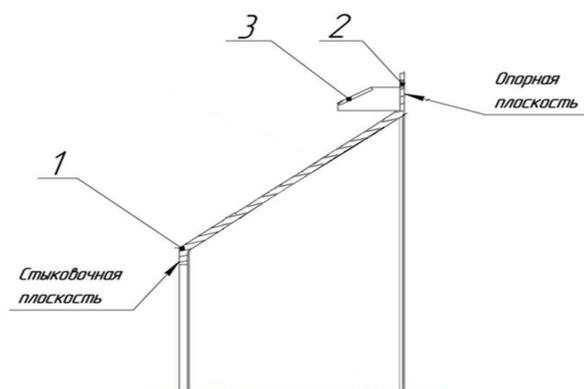


1 – БТ; 2 – шпангоут СР; 3 – СР; 4 – шпангоут стыковочный

Рисунок 2.4.1 – БЭТ в стартовом положении

На рисунках 2.4.2, 2.4.3 и 2.4.4 представлена итоговая версия конструкции шпангоута СР и его габариты, взятые на основе [28]. Конструктивно шпангоут представляет собой два опорных кольца – позиции 1 и 3 рисунка 2.4.2, которые соединены сетчатой конической оболочкой – позиция 2 рисунка 2.4.2. Шпангоут имеет стыковочную и опорную плоскости.

На шпангоуте смонтированы три кронштейна – 3, расположенные под углом 120° для крепления ветвей СР.



1, 2 – опорное кольцо; 3 – кронштейн

Рисунок 2.4.2 – Габаритные размеры шпангоута СР

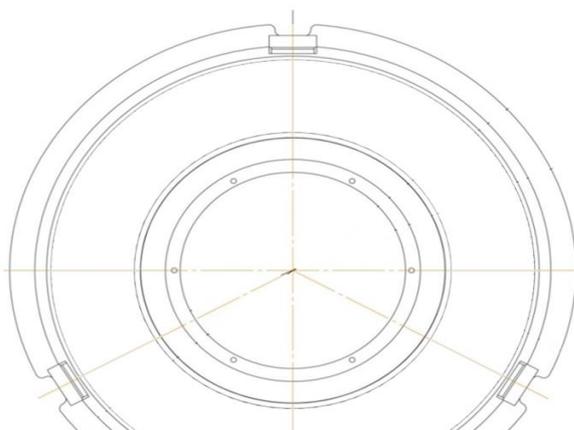


Рисунок 2.4.3 – Габаритные размеры шпангоута СР. Вид в плане



Рисунок 2.4.4 – Поверхностная 3D-модель шпангоут СР

В качестве конструкционного материала для шпангоута рассматриваются КМКУ, марки ВКУ-30 [29] и титановый сплав ВТ-6. Выбор материала обусловлен оптимальными массовыми и прочностными характеристиками.

Механические характеристики материалов шпангоута и величины допускаемых напряжений приведены в таблице 2.4.1, где ρ – плотность материала, σ_{m1} – предел прочности (направление вдоль основы), σ_{m2} – предел прочности (направление поперек основы), E_1 – модуль упругости материала (направление вдоль основы), E_2 – модуль упругости материала (направление поперек основы). В предварительных расчетах для ВКУ-30 использовался усредненный модуль упругости $E = 116$ ГПа для удобства сравнения с ВТ-6.

Таблица 2.4.1 - Механические характеристики материалов

Материал	Плотность, ρ , кг/м ³	Предел прочности, σ_{m1} , МПа	Предел прочности, σ_{m2} , МПа	Модуль упругости, E_1 , ГПа	Модуль упругости E_2 , ГПа	$[\sigma]$, МПа
ВКУ-30	1557	1780	53	127	105	1186
ВТ-6 (150 °С)	4450	860		117,7		573

2.4.2 Результаты расчета шпангоута СР

На шпангоут действуют статические нагрузки, возникающие от действия перегрузок на установленную на него рамную конструкцию.

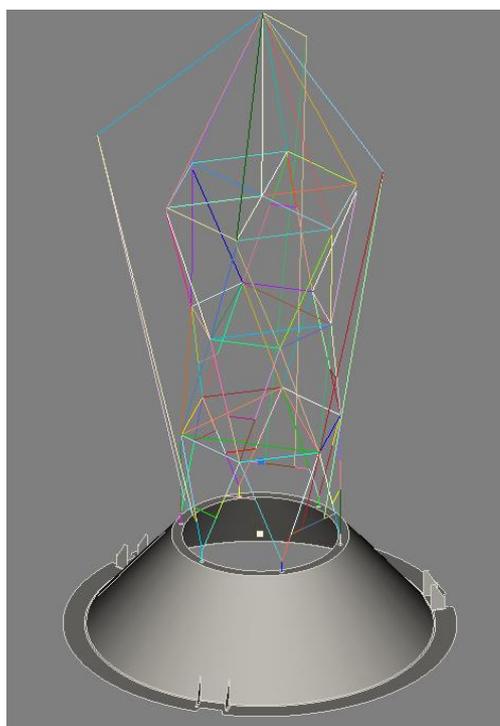


Рисунок 2.4.5 – Расчетная схема

На рисунке 2.4.6 приведена конечно-элементная модель шпангоута, состоящая из 200 тысяч четырехугольных оболочечных элементов 2 порядка.

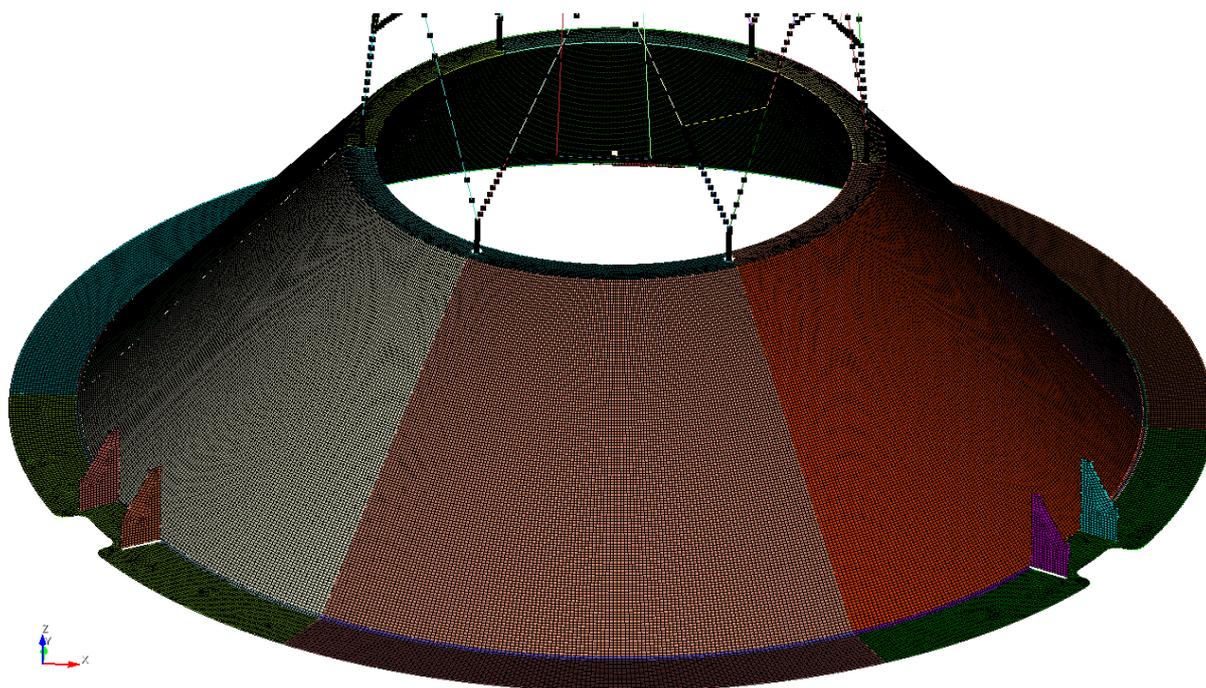


Рисунок 2.4.6 – КЭ-модель шпангоута

Максимальные напряжения возникают в верхней части шпангоута возле плоскости стыковки с рамой. Статическая прочность удовлетворяется при толщине шпангоута из ВКУ-30 более 16 мм и толщине шпангоута из ВТ-6 более 23 мм. Однако для обеспечения требований прочностной надежности необходимо, чтобы толщина шпангоута из ВКУ-30 была 20 мм ($\sigma_{max} = 869$ МПа), а толщина шпангоута из ВТ-6 – 26 мм ($\sigma_{max} = 447$ МПа).

Напряженное состояние вокруг зон болтовых отверстий кольца стыковки (где балочная модель силовой рама агрегатного отсека стыкуется с оболочечной моделью шпангоута) не оценивается, т.к. в этой области присутствуют концентраторы напряжений, связанные с особенностями выбранного способа стыковки балок и оболочек КЭ-модели - через жесткие связи по расстоянию, добавляющие дополнительную жесткость соединению. Такой вариант позволяет тратить меньше времени при моделировании такого соединения, однако требует учет возникающих эффектов и подходит только в случаях, когда допустимо использовать эффект (принцип) Сен-Венана.

Предварительные оценки прочности для ВКУ-30 производятся с использованием напряжений по Мизесу, т.к. ВКУ-30 после спекания имеет структуру, близкую к однородной вдоль волокон.

На рисунках 2.4.7 и 2.4.8 представлены результаты расчетов.

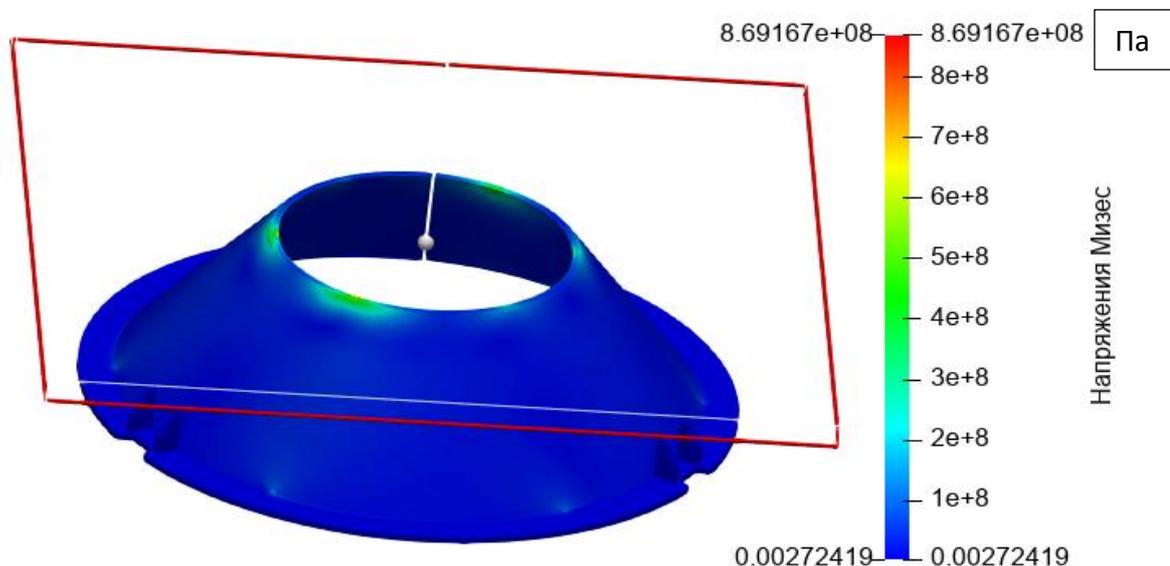


Рисунок 2.4.7 – Напряженно-деформированное состояние шпангоута из ВКУ-30 толщиной 20 мм

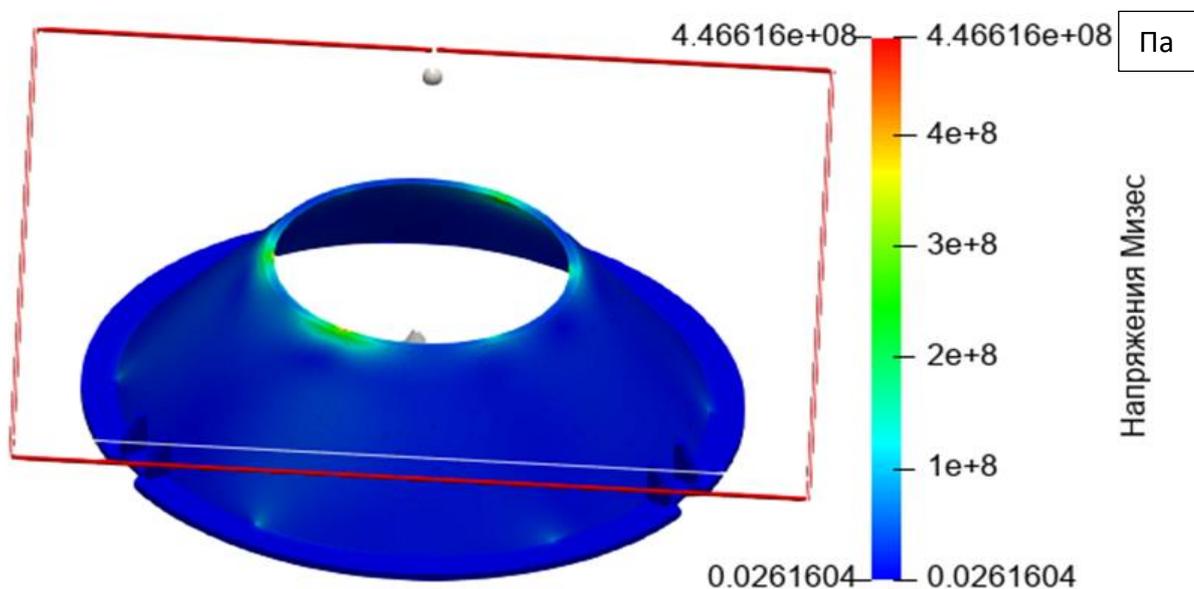


Рисунок 2.4.8– Напряженно-деформированное состояние шпангоута из ВТ-6 толщиной 25 мм

Согласно результатам расчетов шпангоут из ВКУ-30 имеет существенно меньшую массу (около 3.5 раз) по сравнению со шпангоутом из

ВТ-6 при удовлетворении требований прочности и надежности, однако требуется дополнительное экспериментальное исследование шпангоута из ВКУ-30 ввиду неполной предсказуемости поведения конструкции из композитного материала при сложном напряженном состоянии.

По результатам дополнительных расчетов топологической оптимизации шпангоута из ВТ-6 (в случае если по каким-то причинам изготовление шпангоута из ВКУ-30 невозможно), также проведенных в ПК Fidesys, была определена дополнительная возможность снизить массу конструкции до ~50% за счет удаления малонагруженного материала.

Внешний облик возможного варианта топологически оптимизированной модели шпангоута представлен на рисунке 2.4.9.

Процесс топологической оптимизации является задачей, имеющей много решений, в зависимости от параметров алгоритма (вплоть до вариантов с мелкосетчатой структурой), в связи с чем из всех вариантов был выбран вариант, который возможно реализовать при производстве с использованием наименьшего числа наиболее простых технологических процедур.

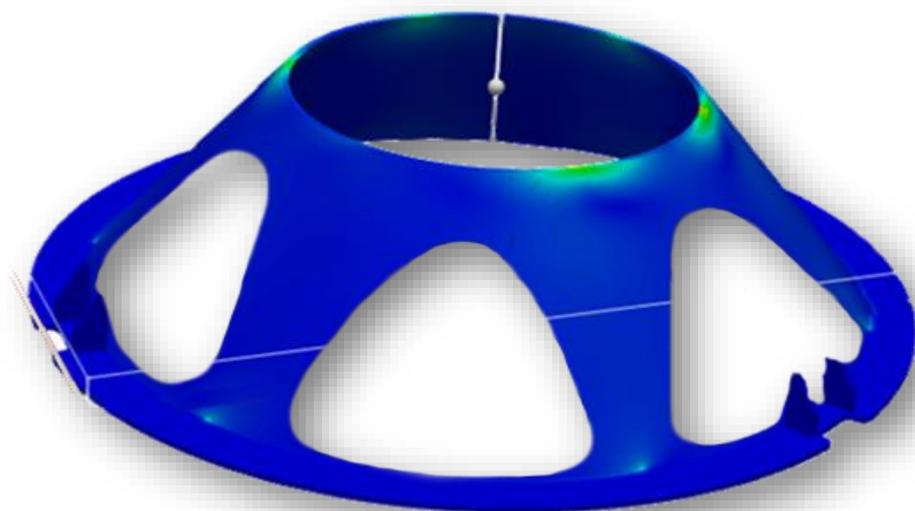


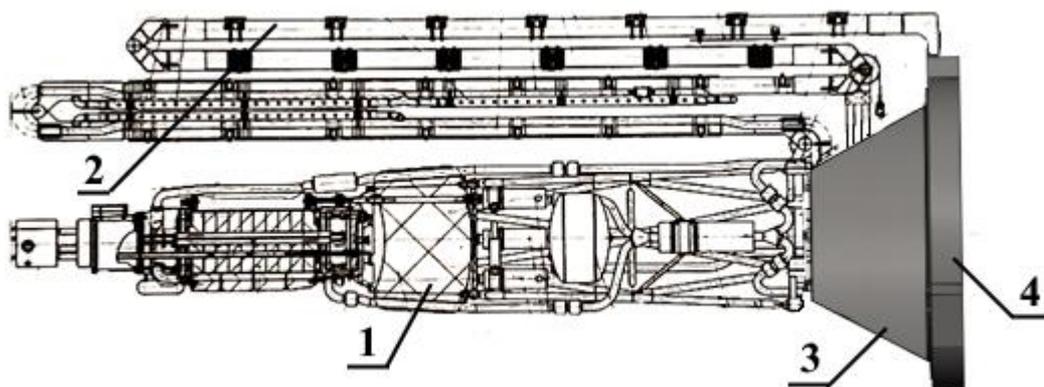
Рисунок 2.4.9 – Облик топологически оптимизированного шпангоута из ВТ-6

2.5 Исследование прочности шпангоута стыковочного

2.5.1 Конструкция и материал шпангоута стыковочного

Шпангоут стыковочный 4 (рисунок 2.5.1) входит в состав системы развертывания БЭТ и расположен между шпангоутом СР 3 и модулем служебных систем.

На шпангоуте закреплены проушины, соединяющие четвертую балку СР 2 и шпангоут 4. Шпангоут с проушинами должен выдерживать приходящие на него нагрузки от БТ и СР на режиме выведения установки на рабочую орбиту и при орбитальном полете, с учетом перегрузок.



1 – БТ; 2 – четвертая балка СР; 3 – шпангоут СР;

4 – шпангоут стыковочный

Рисунок 2.5.1 – Взаимное расположение БТ, СР и шпангоута стыковочного в стартовом положении

На рисунке 2.5.2 представлена конструкция шпангоута стыковочного. Конструктивно шпангоут представляет собой кольцо П-образного сечения.

В конструкции шпангоута стыковочного предусмотрено три узла крепления для установки проушин (рисунок 2.5.2, 2.5.3). Проушины предназначены для шарнирного закрепления четвертых силовых балок СР. Общий вид шпангоута стыковочного представлен на рисунке 2.5.4.

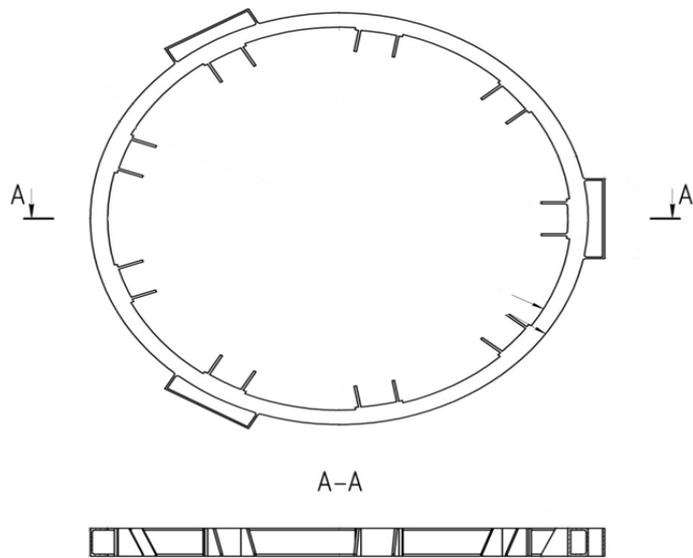


Рисунок 2.5.2 – Шпангоут стыковочный

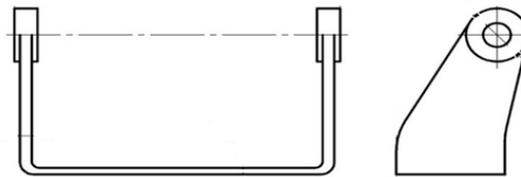


Рисунок 2.5.3 – Проушина

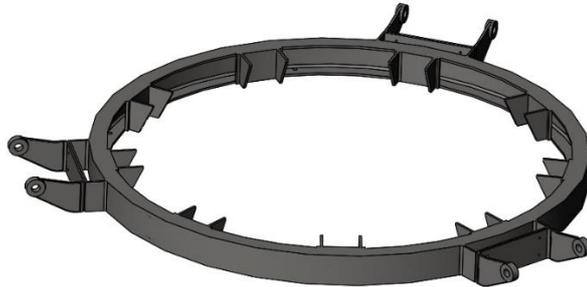


Рисунок 2.5.4 – Шпангоут стыковочный. Вид общий

В качестве материала шпангоута и проушин выбран титановый сплав ВТ-6. Механические характеристики материала и величины допускаемых напряжений приведены в таблице 2.5.1.

Таблица 2.5.1 - Механические характеристики [26]

Материал	Плотность, ρ , кг/м ³	Предел прочности, σ_m , МПа	Предел текучести, $\sigma_{0,2}$, МПа	Модуль упругости, Е, ГПа
ВТ-6	4450	860	735	117,7

2.5.2 Результаты расчета шпангоута стыковочного с проушинами

На шпангоут действуют статические нагрузки: боковая сила F_{yz1} , приложенная в центре масс БТ, расположенном на расстоянии h_1 от плоскости стыковки, и продольная сила F_{x1} , приложенная к плоскости стыковки. Расчетная схема показана на рисунке 2.5.5.



Рисунок 2.5.5 – Схема шпангоута расчетная

Силы F_{x1} и F_{yz1} , действующие на шпангоут, с учетом перегрузок и коэффициента безопасности равны:

$$F_{x1} = 326561 \text{ Н}$$

$$F_{yz1} = 108854 \text{ Н}$$

Момент силы F_{yz1} при $h_1 = 3,4$ м (рисунок 2.5.5), составляет:

$$M_l = h_1 \cdot F_{yz1} \tag{2.5.1}$$

$$M_l = 3,4 \cdot 108854 = 370103 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

НДС для шпангоута, полученное в программном комплексе Fidesys, представлено на рисунке 2.5.6.

Максимальные напряжения возникают в месте присоединения к шпангоуту внутренних ребер в верхней части. Напряжения составляют $\sigma_{max} = 254,7$ МПа.

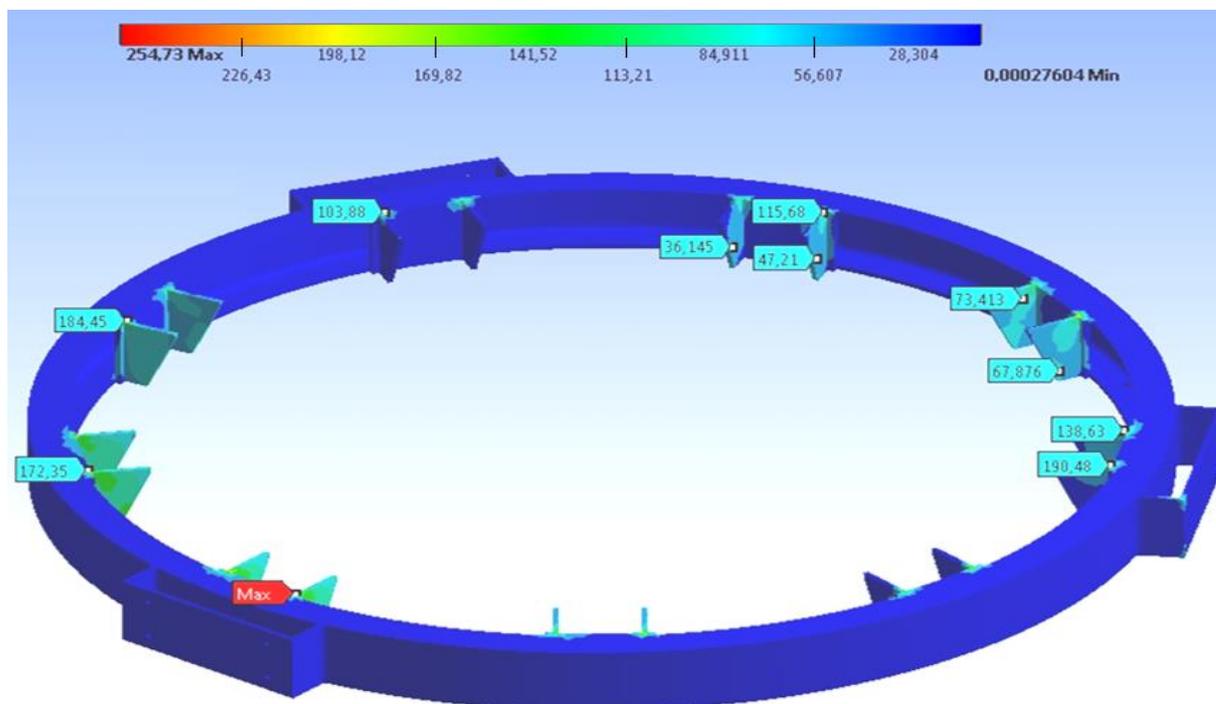


Рисунок 2.5.6 – НДС шпангоута

На проушину, в стартовом положении, действуют статические нагрузки: боковая сила F_{yz2} , приложенная в центре масс четвертой ветви СР, расположенной на расстоянии h_2 от вала, и продольная сила F_{x2} , приложенная к валу. Расчетная схема показана на рисунке 2.5.7.

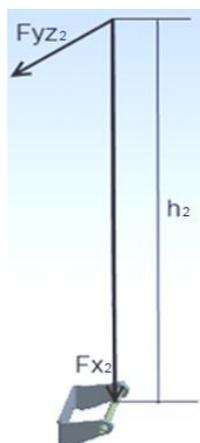


Рисунок 2.5.7 – Расчетная схема проушины (стартовое положение)

Силы F_{x2} и F_{yz2} , действующие на проушину, с учетом перегрузок и коэффициента безопасности равны:

$$F_{x2} = 13239 \text{ Н}$$

$$F_{yz2} = 6241 \text{ Н}$$

Момент силы F_{yz2} при $h_2 = 4,2$ м (рисунок 6.7), составляет:

$$M_2 = h_2 \cdot F_{yz2} \quad (6.2)$$

$$M_2 = 4,2 \cdot 6241 = 26212 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

НДС проушины приведено на рисунке 2.5.8. Участок с максимальными напряжениями расположен в отверстии проушины в месте крепления оси балки СР ($\sigma_{max} = 303,2$ МПа). Основной объем проушины имеет напряжения со значениями менее 200 МПа.

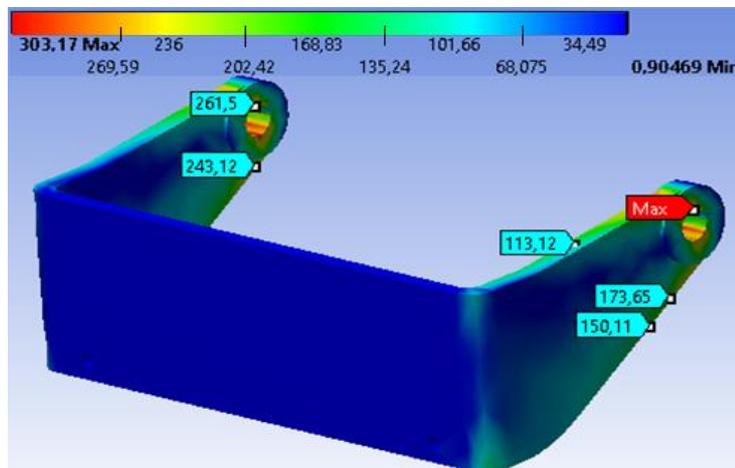


Рисунок 2.5.8 – НДС проушины

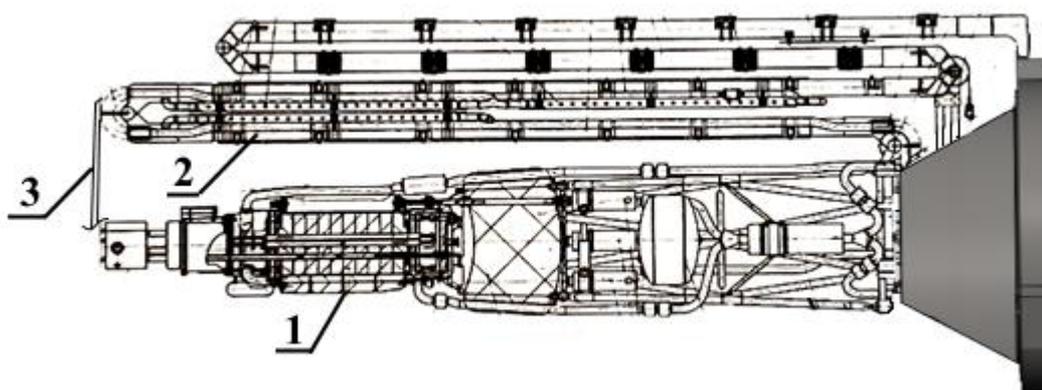
2.6 Расчетно-теоретические исследования динамики и прочности СР при действии линейных ускорений

2.6.1 Расчет СР на режиме выведения от действия линейных ускорений. Исходные данные

На основе [30] были воспроизведены модели и получены прочностные и динамические характеристики СР и определена эффективность различных конструктивных решений по введению дополнительных связей между ветвями СР для снижения величин перемещения ветвей от действия линейных ускорений.

На этапе выведения ТЭУ на рабочую орбиту, балки с панелями ХИ сложены по трем продольным плоскостям вокруг БТ и соединены между собой шарнирами (рисунок 2.6.1). Нумерация балок (от первой до четвертой) идет от БТ наружу.

СР должна выдерживать линейные ускорения на режиме выведения.



1 – БТ; 2 – балки с панелями ХИ; 3 – связи

Рисунок 2.6.1 – Стартовое положение БЭТ

Расчет выполнен МКЭ в программном комплексе «Fidesys» [31]. Балки и шпангоуты СР моделировались трехмерными балочными элементами, панели ХИ – оболочечными элементами. Поскольку СР жестко закреплена на

шпангоуте, влияние массы БТ на СР не учитывалось. В целях увеличения жесткости в систему добавлены следующие элементы:

- треугольные опоры в основании 4-х балок,
- связь между концами балок,
- опоры между 1-й балкой и ЗТ БТ.

При расчете для каждой балки подбирался «приведенный» материал, с модулем упругости $E = 1,8 \cdot 10^{11}$ Па, и плотностью, рассчитанной как отношение общей массы моделируемой балки к ее объему.

Длины балок в расчетной модели могут незначительно отличаться от длины по чертежу из-за учета размеров ШУ и ШСУ.

Объем балки определяется как

$$V = \pi \cdot (R^2 - r^2) \cdot L_i, \quad (2.6.1)$$

где R – внешний радиус балки,

r – внутренний радиус балки,

L_i – длина i -й балки СР, м. Схема определения размеров балок показана на рисунке 7.2.

Приведенная плотность балки определяется как

$$\rho = m/V, \quad (2.6.2)$$

где m – общая масса балки, кг.

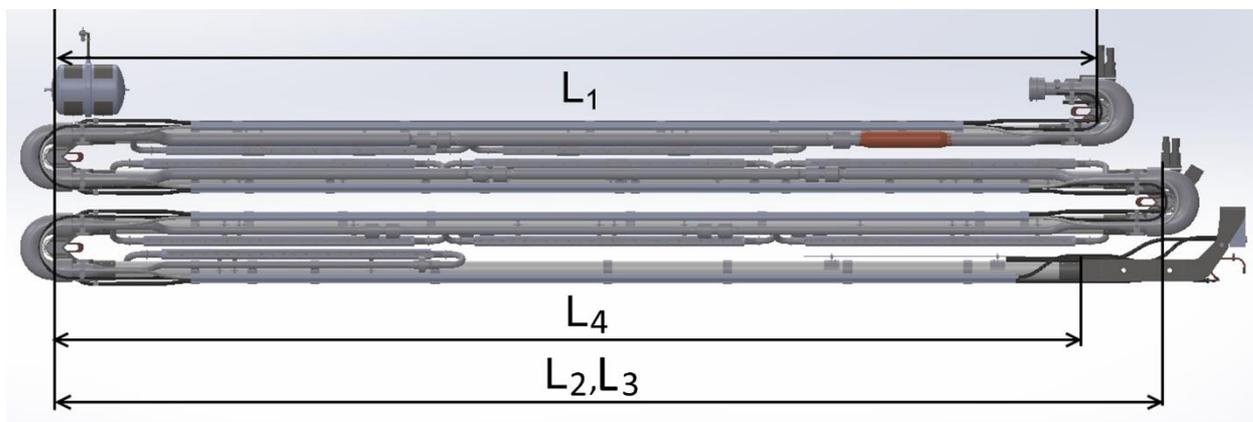


Рисунок 2.6.2. – Схема определения размеров балок

Массы КБ, ШУ, ШСУ, панелей ХИ и БСИТ для расчета приведенной плотности не учитывались, т.к. они моделировались в виде сосредоточенных масс.

Панели ХИ и БСИТ моделировались отдельно.

Панели ХИ моделировались оболочечными элементами с приведенной толщиной $\delta = 9$ мм и приведенной плотностью $\rho = 0,950 \cdot 10^3$ кг/м³.

Для элементов, моделирующих ШУ и ШСУ, а также треугольных опор в основании балок, в качестве материала принят титан. Масса элементов, моделирующих связи между балками, не учитывалась.

Все материалы, используемые в расчете, приведены в таблице 2.6.5.

Принято, что стыковка балок с модулем служебных систем и БТ осуществлена жестко. Расчет был выполнен от действия ускорений, соответствующих режиму выведения.

Таблица 2.6.5 – Характеристики «приведенных» материалов (кроме ШУ и ШСУ), используемые в расчете СР

Конструктивный элемент	Материал	Модуль упругости E, ГПа	Плотность ρ , кг/м ³ · 10 ³
1-я балка	«приведенный»	180	17,594
2-я балка	«приведенный»	180	17,232
3-я балка	«приведенный»	180	15,675
4-я балка	«приведенный»	180	4,675
ШУ и ШСУ	Титан	112	4,5000
Панели ХИ	«приведенный»	112	0,9500
Связи	«приведенный»	205	0,0001

Конечно-элементная модель СР на режиме вывода показана на рисунках 2.6.3 и 2.6.4, она включает 2304 оболочечных элемента 2 порядка и 702 балочных элемента 2 порядка.

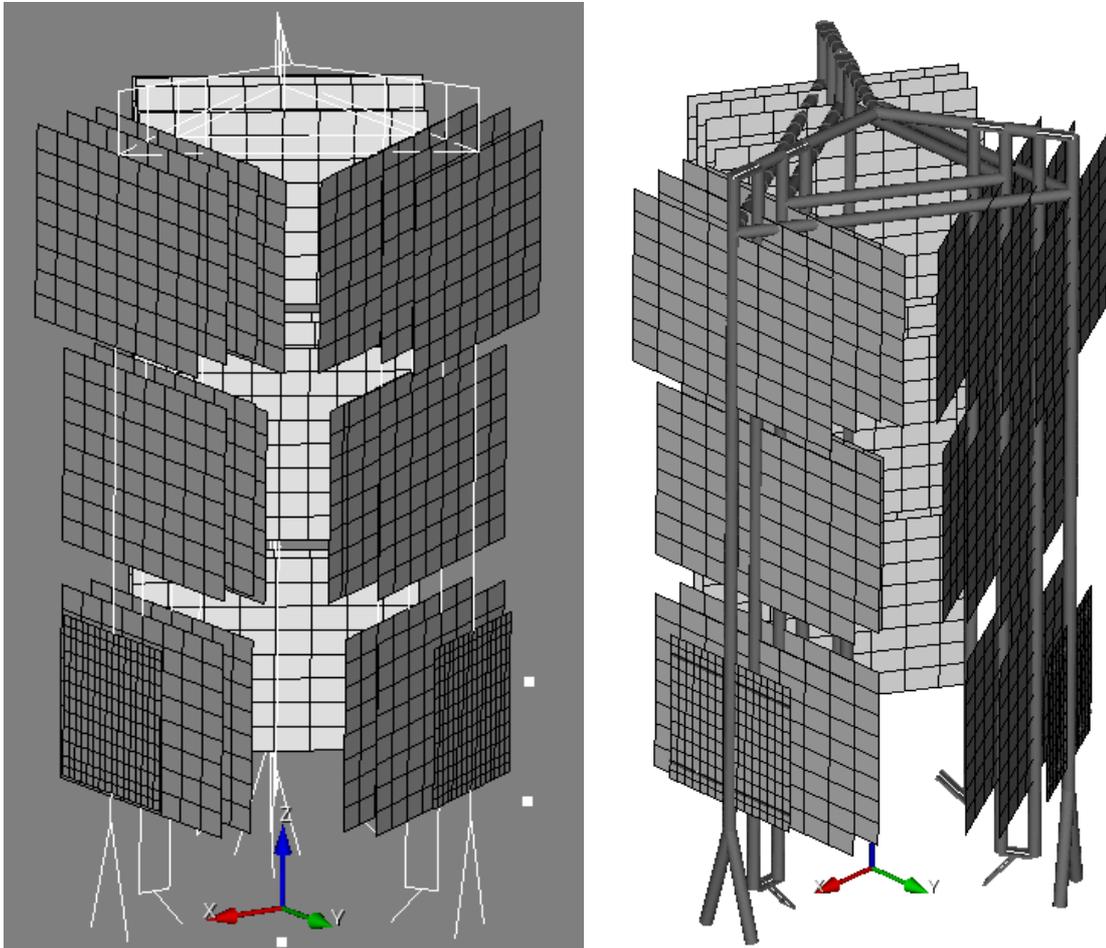


Рисунок 2.6.3 – Конечно-элементная модель СР на режиме вывода без отрисовки сечений балок (слева) и с отрисовкой сечений (справа)

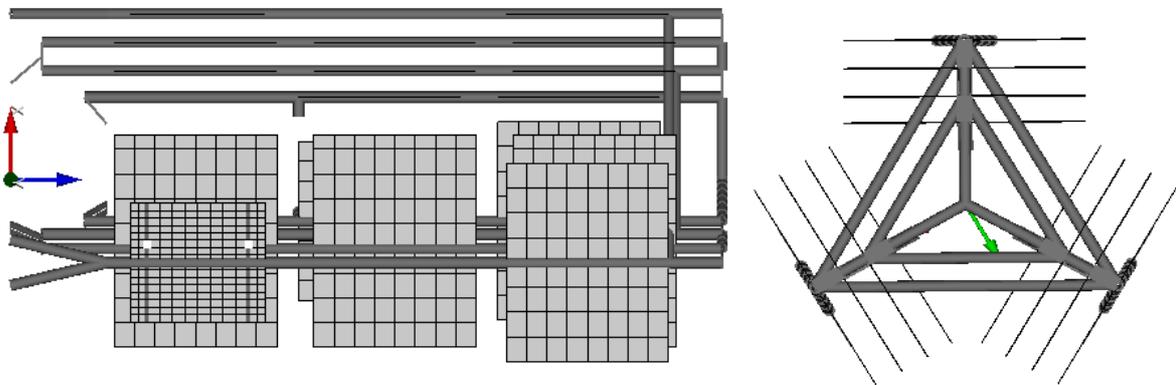


Рисунок 2.6.4 – Конечно-элементная модель СР на режиме вывода, вид сбоку (слева) и вид сверху (справа). Отрисовка сечений включена

2.6.2 Исследование НДС СР на режиме выведения от действия линейных ускорений

Деформированное состояние конструкции показано на рисунках 2.6.5, напряженное состояние на рисунке 2.6.6.

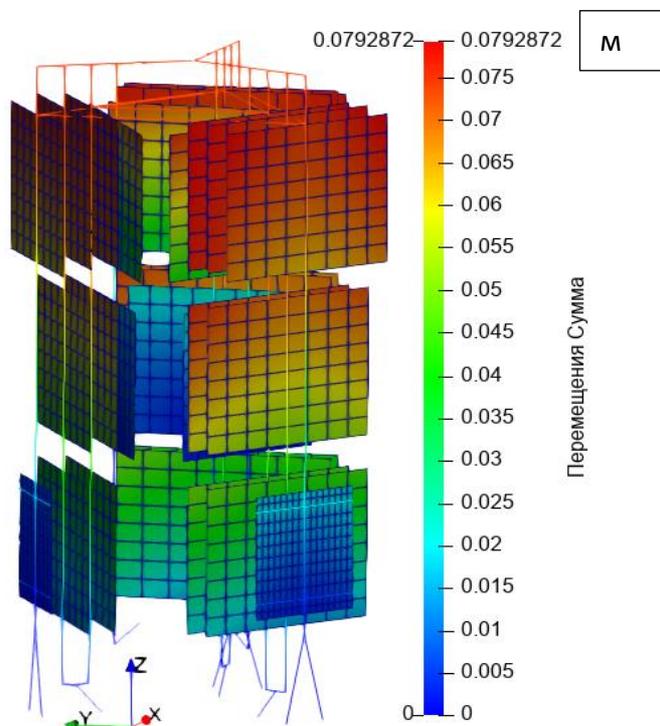


Рисунок 2.6.5 – Деформированное состояние СР на режиме выведения

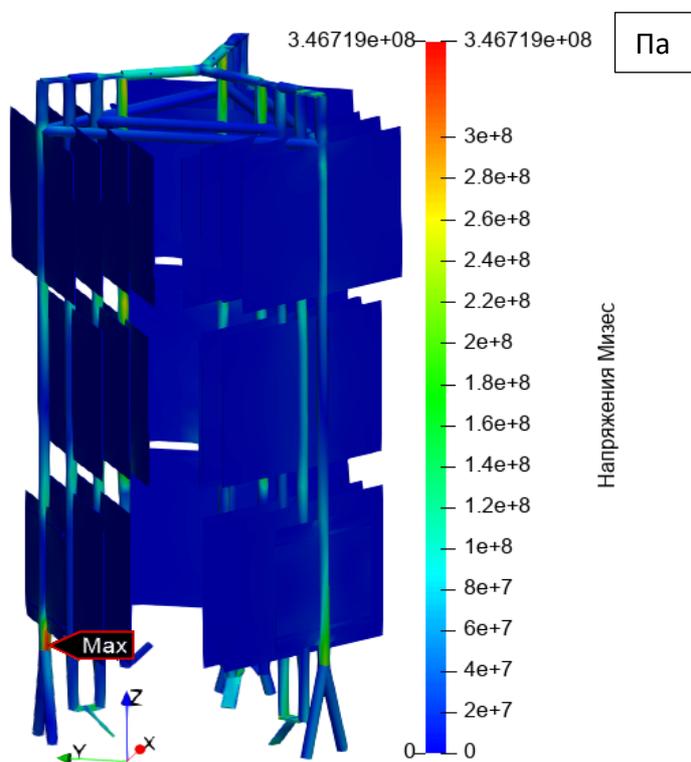


Рисунок 2.6.6 – Напряженное состояние СР на режиме выведения

В результате расчета определено, что смыкания балок СР и панелей ХИ между собой на режиме выведения не происходит и расчетные напряжения в балках СР не превышают допускаемые.

Расчет на совместное действие линейных ускорений и случайной вибрации на данном этапе не проводился ввиду отсутствия данных по спектральной плотности мощности.

2.7 Исследование НДС трубопровода ЖМК

2.7.1 Описание конструкции комплектов трубопроводов ЖМК и расчетные режимы

В настоящем разделе приведены результаты расчета НДС трубопроводов ЖМК от действия внутреннего давления и температуры.

Расчет проведен для:

- комплекта трубопроводов системы развертывания,
- комплекта трубопроводов блока нижнего,
- комплекта трубопроводов БТ.

Трубопровод СР состоит из секций, соединенных ШСУ. Секция представляет собой два параллельных трубопровода: трубопровод, подводящий ТН к коллектору ХИ – «горячий» и трубопровод, отводящий ТН – «холодный».

Для компенсации температурных расширений трубопроводов СР в их конструкцию включены сильфонные компенсаторы. ШСУ предназначены для перевода БЭТ в орбитальное положение и имеют жесткость $c = 38$ кгс/мм, что позволяет им так же выступать в роли компенсаторов температурных деформаций.

Комплект трубопроводов нижнего блока включает в себя не соединенные между собой отводящий – «горячий» и входящий – «холодный» трубопроводы. «Горячая» группа состоит из трех трубопроводов, расположенных параллельно и симметрично относительно продольной оси БЭТ. «Холодная» группа состоит из трех трубопроводов, объединяющихся на

входе в электромагнитный насос и разветвляющихся на выходе. В конструкции как горячего, так и холодного трубопровода присутствуют компенсаторы температурных перемещений.

Конструктивная схема прокладки трубопроводов СР показана на рисунке 2.7.1, трубопроводов нижнего блока – на рисунке 2.7.2

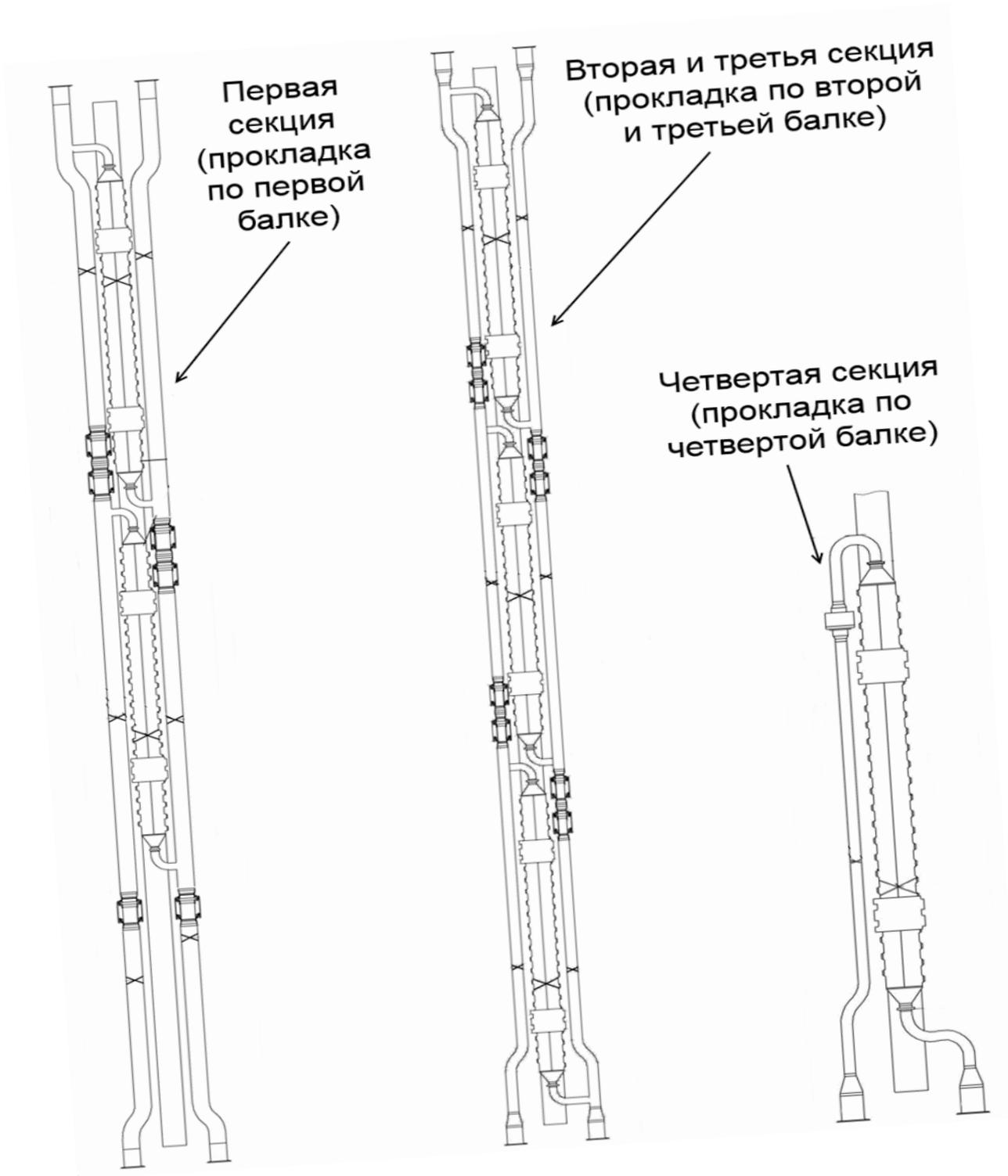
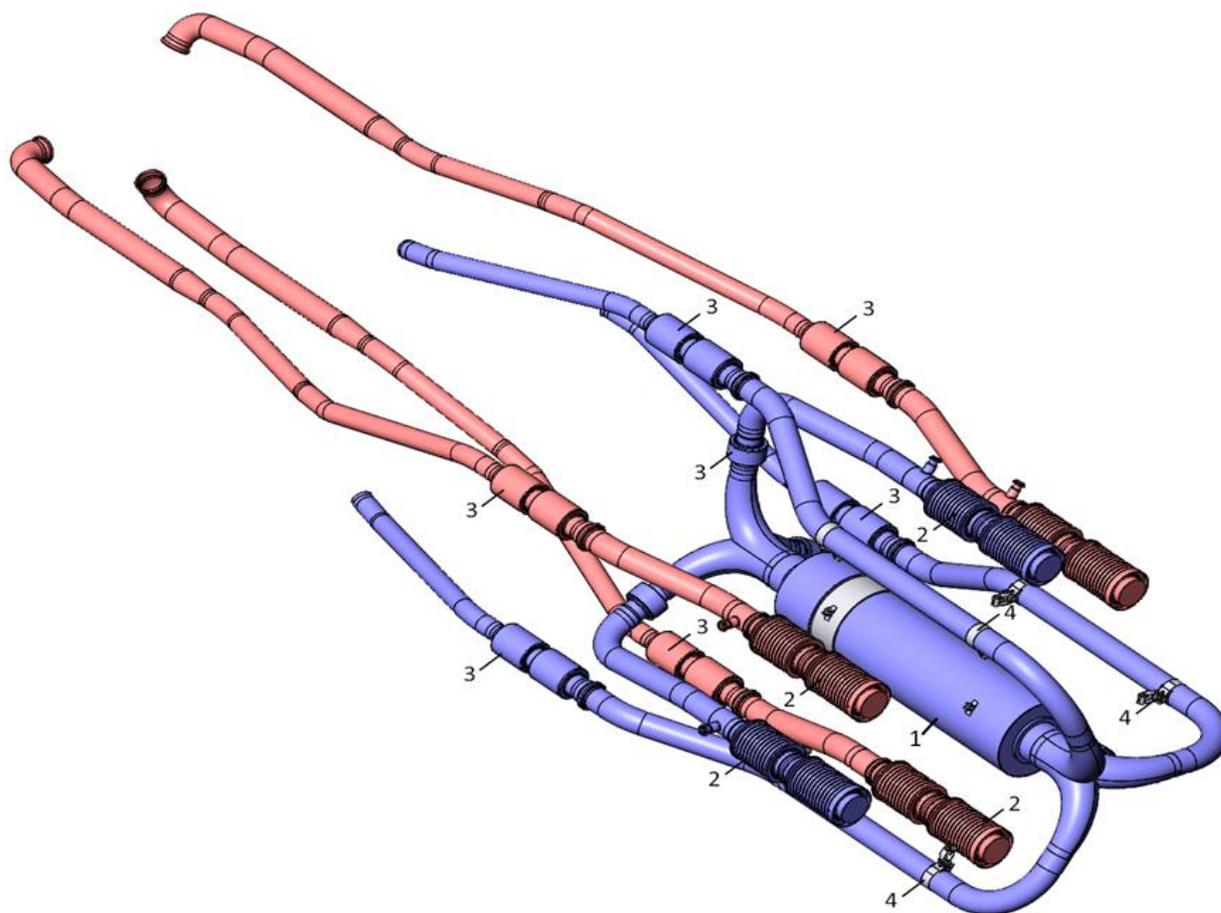


Рисунок 2.7.1 – Конструктивная схема прокладки трубопроводов СР



1 – ЭМН; 2 – УСЗК; 3 – компенсатор; 4 – хомут

Рисунок 2.7.2 – Конструктивная схема прокладки трубопроводов нижнего блока

Исследование НДС трубопроводов ЖМК проводилось для двух температурных режимов работы – на начало и на конец ресурса. Характеристики режимов представлены в таблице 2.7.1.

Таблица 2.7.1 – Характеристики расчетных режимов

Элемент конструкции	Температура, °С	
	Начало ресурса	Конец ресурса
«Горячий» трубопровод	533	600
«Холодный» трубопровод	448	497
Коллекторы ХИ	490	549

За расчетное давление теплоносителя в трубопроводах ЖМК принималось максимальное давление на всех режимах работы изделия $p = 1,5$ кгс/см².

2.7.2 Характеристики материалов и допускаемые напряжения

Трубопроводы выполнены из стали 08X18H10T.

Номинальные допускаемые напряжения для элементов оборудования и трубопроводов, нагруженных давлением, приняты согласно [10] и приведены в таблице 2.7.2.

Таблица 2.7.2 – Механические характеристики и номинальные допускаемые напряжения

	Температура, °С				
	400	450	500	550	600
$E \cdot 10^{-5}$, МПа	1,70	1,67	1,65	1,62	1,60
R_m^T , МПа	402	382	353	333	304
$R_{p0,2}^T$, МПа	167	157	147	147	137
R_{mt}^T , МПа	279	266	159	121	89
$[\sigma]$	111	105	98	81	59

При оценке статической прочности трубопроводов, работающих при высоких температурах, используется категория напряжений $(\sigma)_{RK}$ – размах приведенных напряжений, определяемый по суммам составляющих общих или местных мембранных, общих и местных изгибных, общих температурных напряжений.

Значения $(\sigma)_{RK}$ для диапазона расчетных температур приведены в таблице 2.7.3.

Таблица 2.7.3 – Значения $(\sigma)_{RK}$ в диапазоне расчетных температур

	Температура, °С				
	400	450	500	550	600
$(\sigma)_{RK}$, МПа	334	314	294	294	274

Для оценки длительной статической прочности трубопроводов, работающих при высоких температурах, используется та же, что и для статической прочности, категория напряжений. Приведенные напряжения по категории $(\sigma)_{RK}$ для случая длительной статической

прочности определяются с учетом максимальных мембранных напряжений в конструкции и должны удовлетворять следующим условиям

$$(\sigma)_{RK} \leq K'_t[\sigma], \quad (2.7.1)$$

где $[\sigma]$ – номинальные допускаемые напряжения, МПа,

K'_t – коэффициент приведения напряжений $(\sigma)_{RK}$ к мембранным, определяемый в зонах мембранных или местных мембранных напряжений по формуле из [10]:

$$K'_t = 1,75 - 0,25 \frac{(\sigma)_m}{[\sigma]}, \quad (2.7.2)$$

где $(\sigma)_m$ – максимальные мембранные напряжения (возникающие в конструкции в конце ресурса в компенсаторе «холодного» трубопровода нижнего блока, рисунок 2.7.3), $(\sigma)_m = 264,2$ МПа.

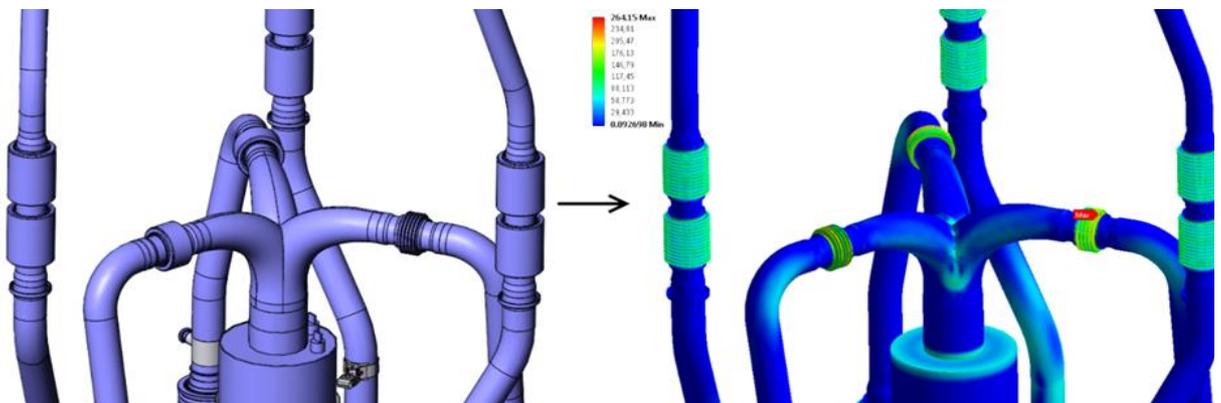


Рисунок 2.7.3 – Место локализации максимальных мембранных напряжений

Подставив максимальные напряжения в формулу 2.7.2, получим

$$K'_t = 1,75 - 0,25 \frac{264,2}{[98]} = 1,1.$$

Приведенные напряжения по категории $(\sigma)_{RK}$ для случая длительной статической прочности должны удовлетворять следующим условиям

$$(\sigma)_{RK} \leq K'_t[\sigma] = 1,1[98] = 108,1 \text{ МПа.}$$

2.7.3 Построение расчетной модели

Исследование НДС конструкции проводилось при помощи программного комплекса Fidesys. На основе геометрической 3D-модели была построена конечно-элементная сетка. Фрагмент сетки «холодного» трубопровода нижнего блока показан на рисунке 2.7.4. В связи с высокой плотностью сетки в зонах компенсаторов, в целях экономии вычислительных ресурсов при построении КЭ-модели использовались элементы 1 порядка.

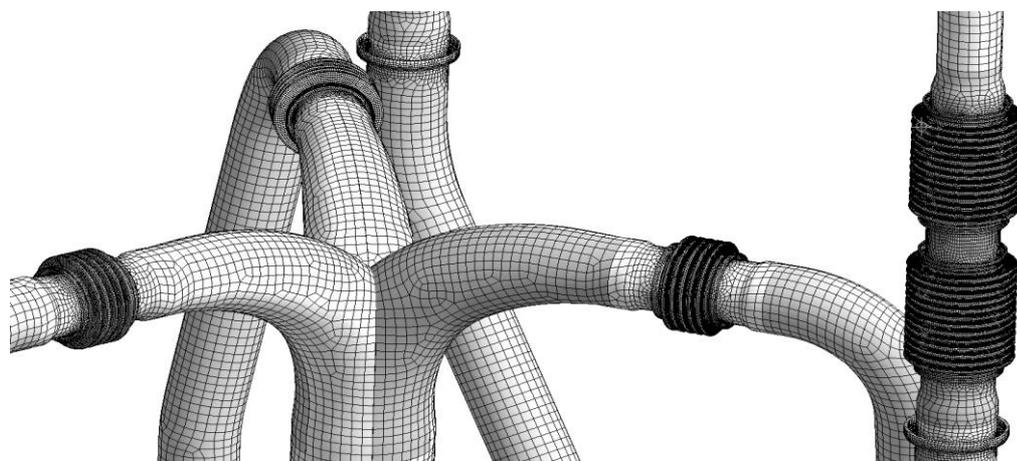


Рисунок 2.7.4 – Фрагмент конечно-элементной сетки «холодного» трубопровода

Конечно-элементная сетка построена на основе оболочечных 4-х узловых элементов. Минимальный размер элемента – 1,8 мм.

В качестве граничных условий были приложены температура, внутреннее давление и обнулены соответствующие степени свободы узлов в местах креплений трубопровода.

При определении НДС трубопроводов с использованием линейно-упругой модели материала были получены напряжения, на порядок превышающие допусковые. По этой причине в настоящей работе приведены результаты расчета НДС с использованием нелинейно-упругой модели материала. Билинейные кривые упрочнения для стали 08X18H10T в диапазоне расчетных температур показаны на рисунке 2.7.5.

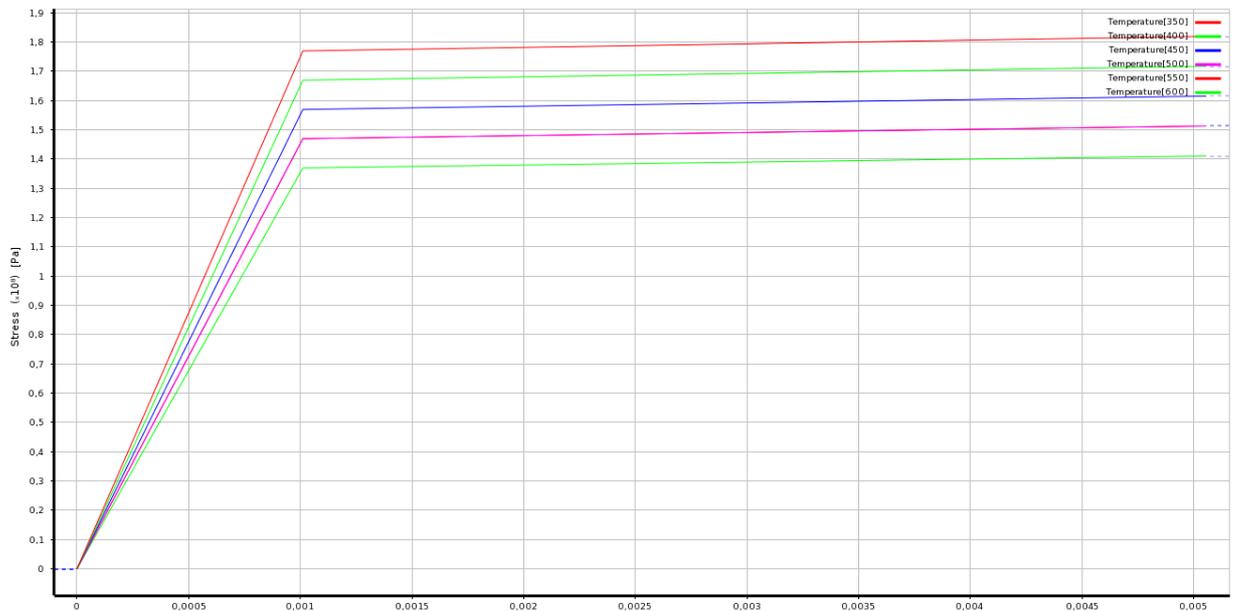


Рисунок 2.7.5 – Билинейные кривые упрочнения для стали 12X18H10T

2.7.3 Результаты расчета НДС. Начало ресурса

Цветовые схемы НДС представлены на рисунках 2.7.6 – 2.7.12.

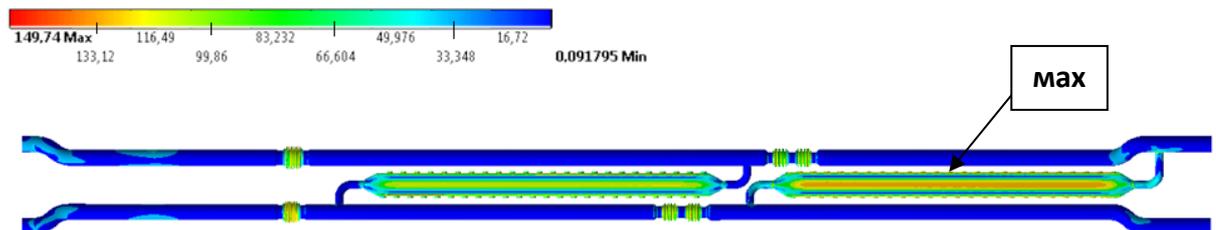


Рисунок 2.7.6 – Напряжения в первой секции (в МПа)

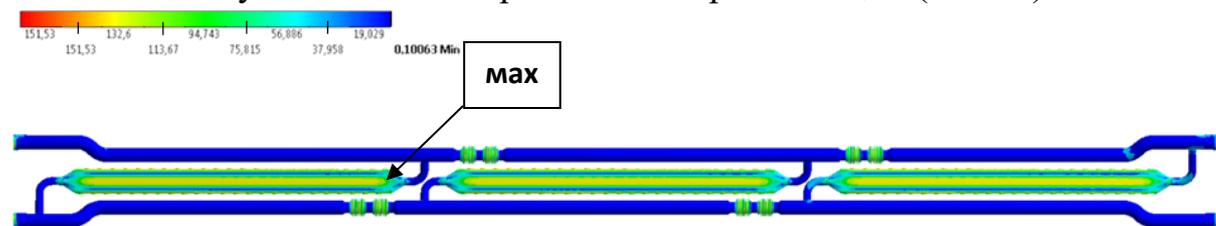


Рисунок 2.7.7 – Напряжения во второй секции (в МПа)

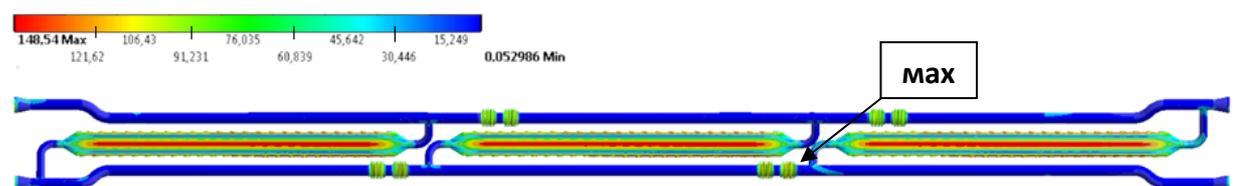


Рисунок 2.7.8 – Напряжения в третьей секции (в МПа)

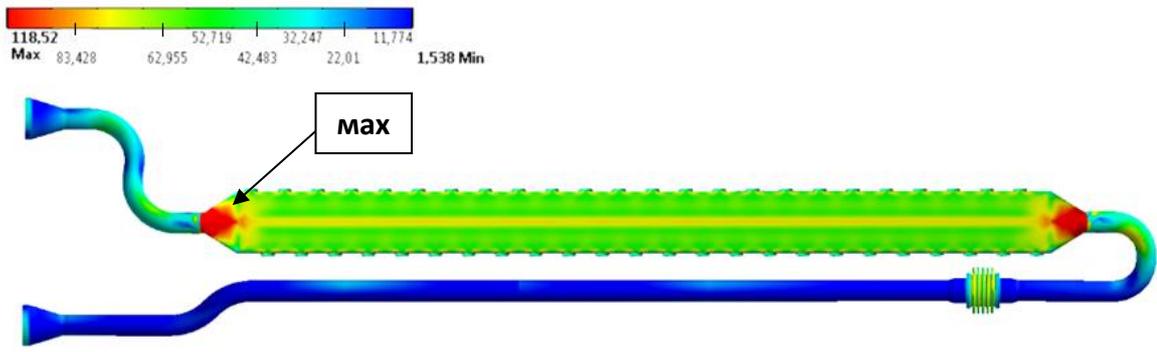


Рисунок 2.7.9 – Напряжения в четвертой секции (в МПа)

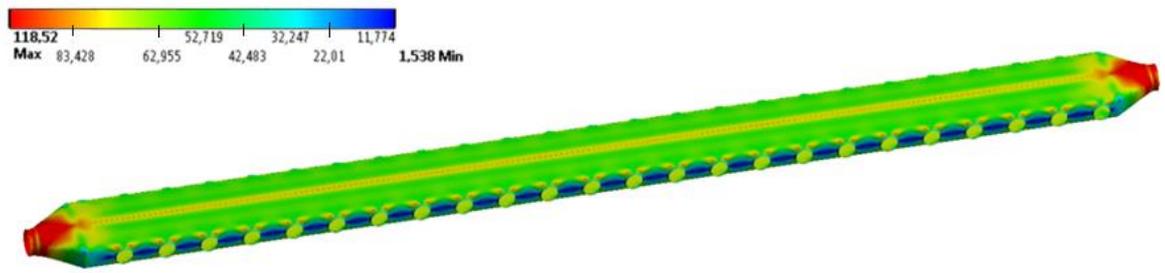


Рисунок 2.7.10 – Напряжения коллектора панели XI (в МПа)

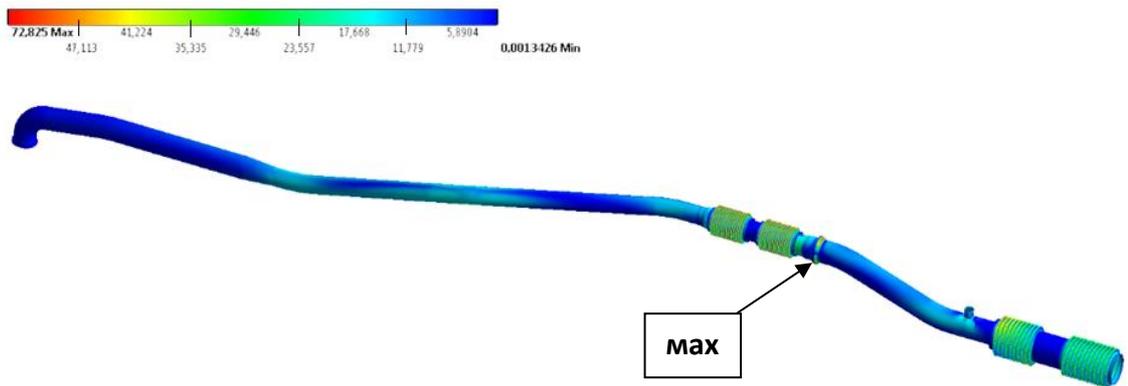


Рисунок 2.7.11 – Напряжения горячего трубопровода (в МПа)

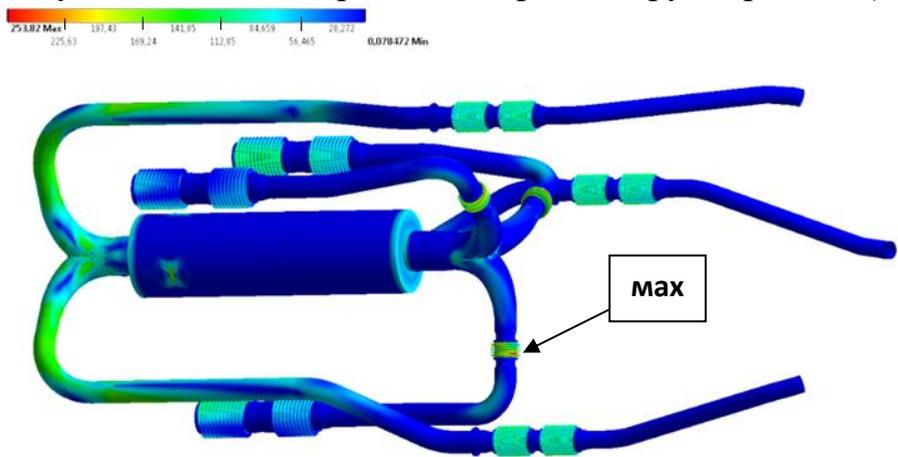


Рисунок 2.7.12 – Напряжения холодного трубопровода (в МПа)

2.7.4 Результаты расчета НДС. Конец ресурса.

Цветовые схемы НДС представлены на рисунках 2.7.13 – 2.7.19.

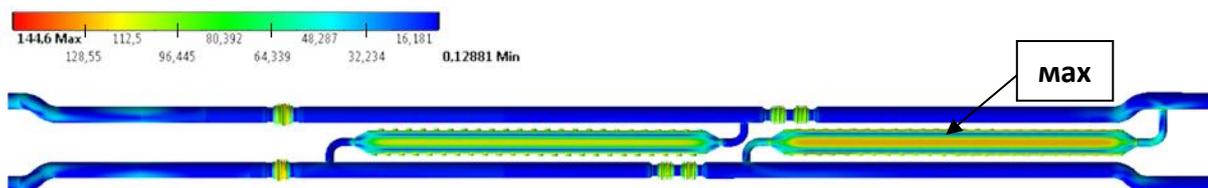


Рисунок 2.7.13 – Напряжения в первой секции (в МПа)

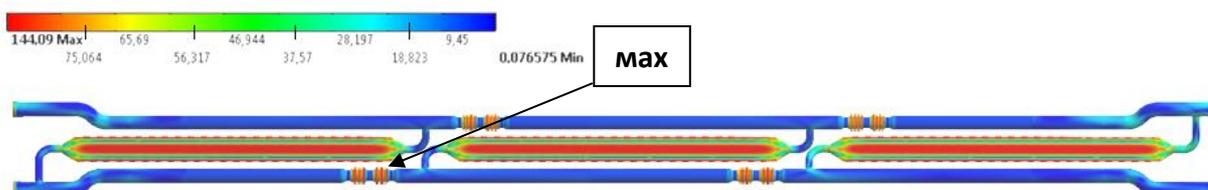


Рисунок 2.7.14 – Напряжения во второй секции (в МПа)

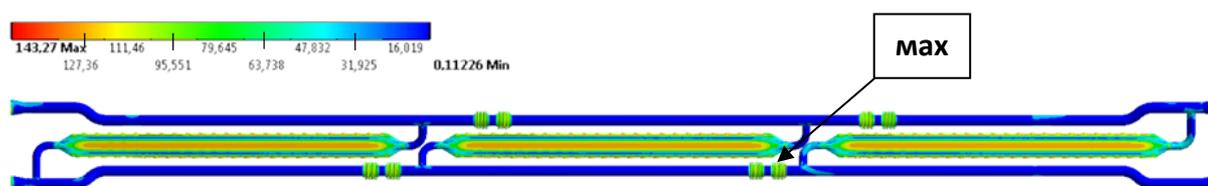


Рисунок 2.7.15 – Напряжения в третьей секции (в МПа)

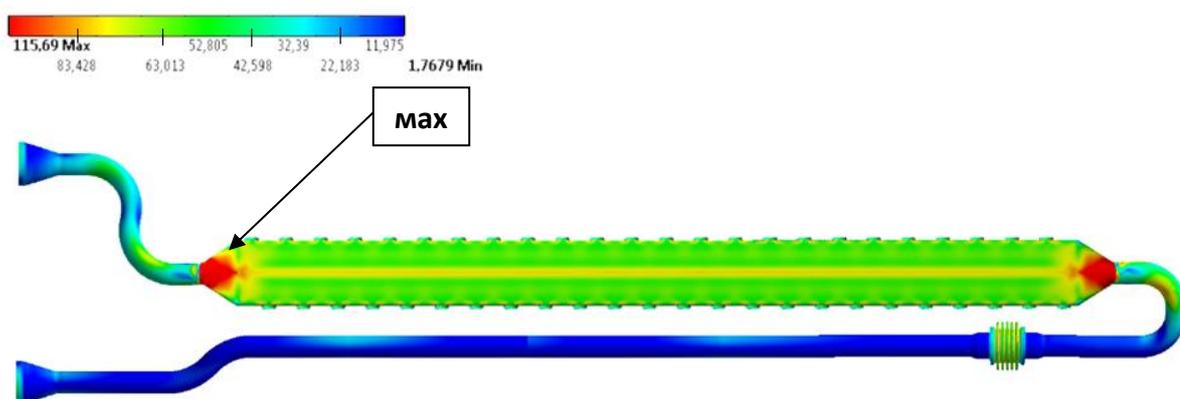


Рисунок 2.7.16 – Напряжения в четвертой секции (в МПа)

Самым нагруженным коллектором ХИ является коллектор панели ХИ, расположенный на четвертой балке, его НДС показано на рисунках 2.7.17

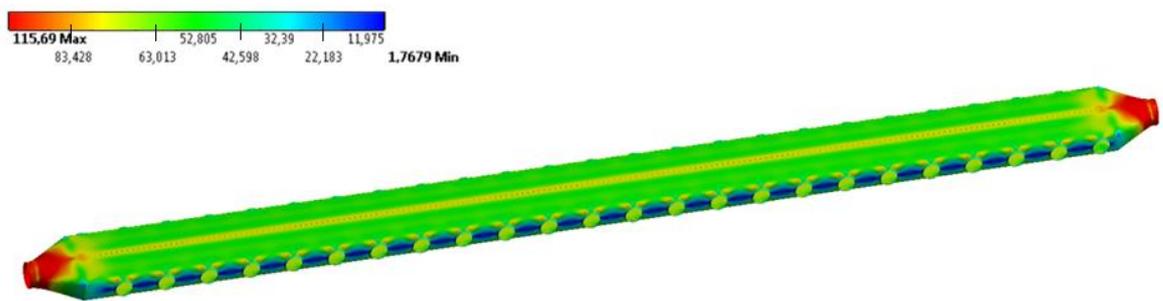


Рисунок 2.7.17 – Напряжения коллектора панели ХИ (в МПа)

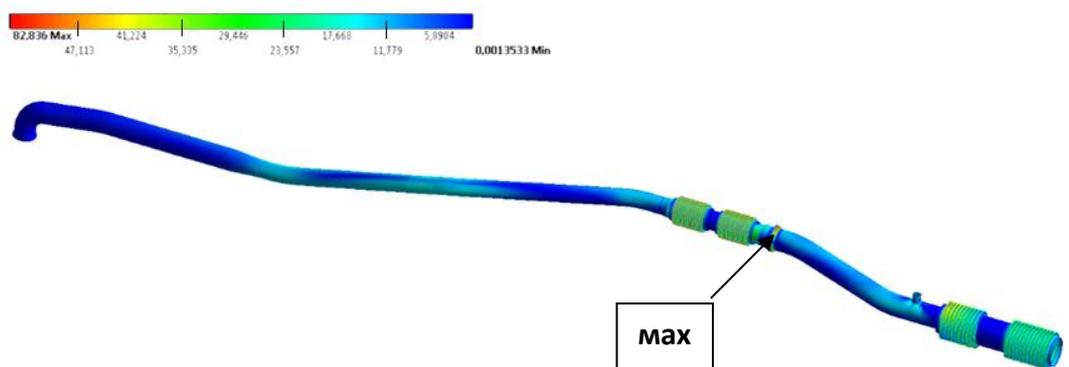


Рисунок 2.7.18 – Напряжения в горячем трубопроводе (в МПа)

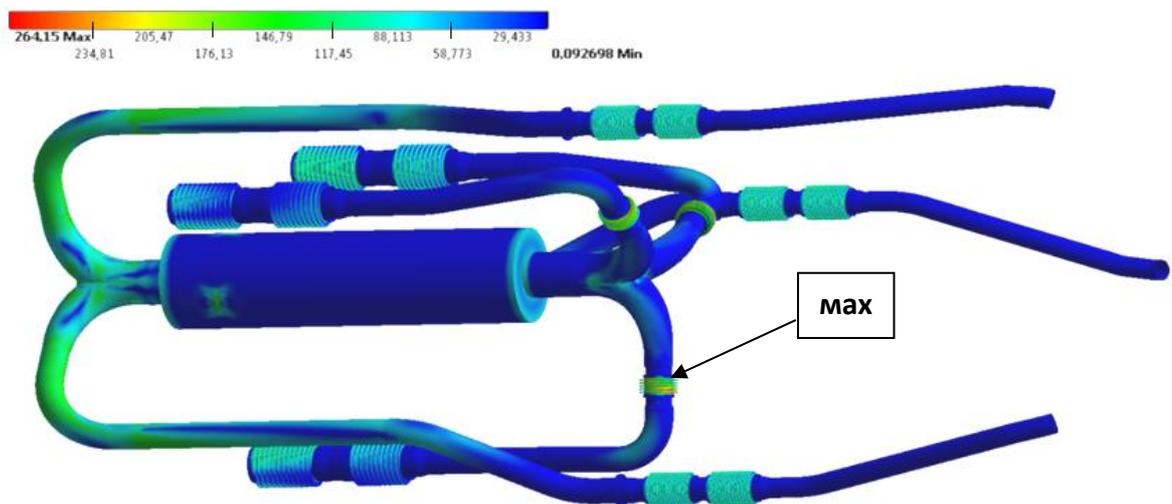


Рисунок 2.7.19 – Напряжения в холодном трубопроводе (в МПа)

2.7.5 Анализ результатов расчета трубопроводов на статическую прочность

В результате расчета на статическую прочность было определено, что максимальные напряжения не превышают допустимых, однако, при проверке удовлетворения критерия длительной статической прочности получено, что напряжения превышают допустимый уровень. В этом случае вывод о прочности делается после оценки релаксации напряжений.

Статическая прочность:

– начало ресурса – максимальные напряжения возникают в компенсаторе холодного трубопровода нижнего блока:

$$\sigma_{\max} = 253,8 \text{ МПа} < (\sigma)_{RK} = 314,0 \text{ МПа},$$

– конец ресурса – максимальные напряжения возникают в компенсаторе холодного трубопровода нижнего блока:

$$\sigma_{\max} = 264,2 \text{ МПа} < (\sigma)_{RK} = 294,0 \text{ МПа}.$$

Длительная статическая прочность:

– конец ресурса: $\sigma_{\max} = 264,2 \text{ МПа} > (\sigma)_{RK} = 108,1 \text{ МПа}$.

Максимальные напряжения, без учета эффекта релаксации, в конце ресурса превышают предел длительной статической прочности, поэтому проводится оценка релаксации напряжений.

2.7.6 Оценка релаксации напряжений

Для анализа процесса релаксации напряжений также использовано уравнение установившейся ползучести в форме, предложенной С.А.Шестериковым:

$$\dot{\varepsilon}_{\text{пол}} = A^T \left(\frac{\sigma}{\sigma_{\text{ст}}^T - \sigma} \right)^{n^T} \quad (2.7.3)$$

На основе уравнения (2.7.3) получено уравнение релаксации:

$$t(\sigma) = -\frac{1}{A^T E_1^T} \int_{\sigma_0}^{\sigma} \left(\frac{\sigma_{em}^T - \sigma}{\sigma} \right)^{n^T} d\sigma \quad (2.7.4)$$

Температура наиболее напряженного элемента конструкции составляет 600 °С.

В качестве значений коэффициентов A^T и n^T использованы значения коэффициентов для стали того же аустенитного класса 08X16H11M3 [22] – $A^{600} = 5 \cdot 10^{-8}$, $n^{600} = 2,5$.

Подставив коэффициенты в формулу 2.7.4, получим кривую релаксации напряжений в трубопроводе для начальных максимальных напряжений $\sigma_{\max} = 264,2$ МПа. Кривая релаксации представлена на рисунке 2.7.34.

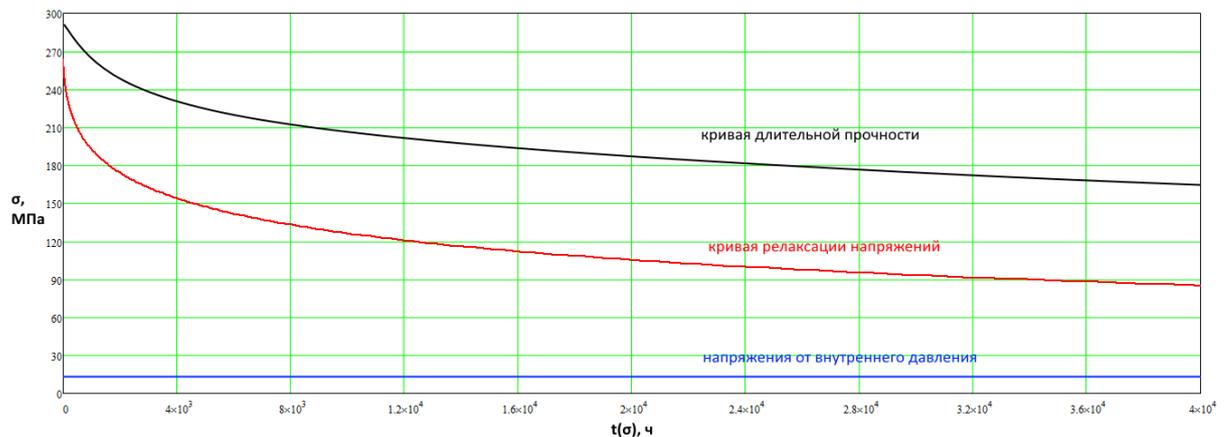


Рисунок 2.7.34 – Кривая релаксации напряжений

Кривая релаксации показывает, что на конец ресурса напряжения снижаются с 264,2 МПа до 85,3 МПа, что обеспечивает прочность конструкции

$$\sigma_{\max} = 85,3 \text{ МПа} < (\sigma)_{RK} = 108,1 \text{ МПа}.$$

Таким образом статическая и длительная статическая прочность комплектов трубопроводов изделия ТЭУ обеспечена.

ГЛАВА 3. РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ КОСМИЧЕСКОЙ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ

3.1 Валидация конечно-элементных расчетов теплообменного аппарата с трубным пакетом на основе эксперимента

В работе [54] проводился эксперимент по растяжению теплообменного аппарата с трубным пакетом в 37 трубок (рисунок 3.1.1) из стали X18H10T осевой силой 300 кг. В процессе эксперимента микронными индикаторами измерялись перемещения ряда точек вдоль радиуса нижней трубной доски.

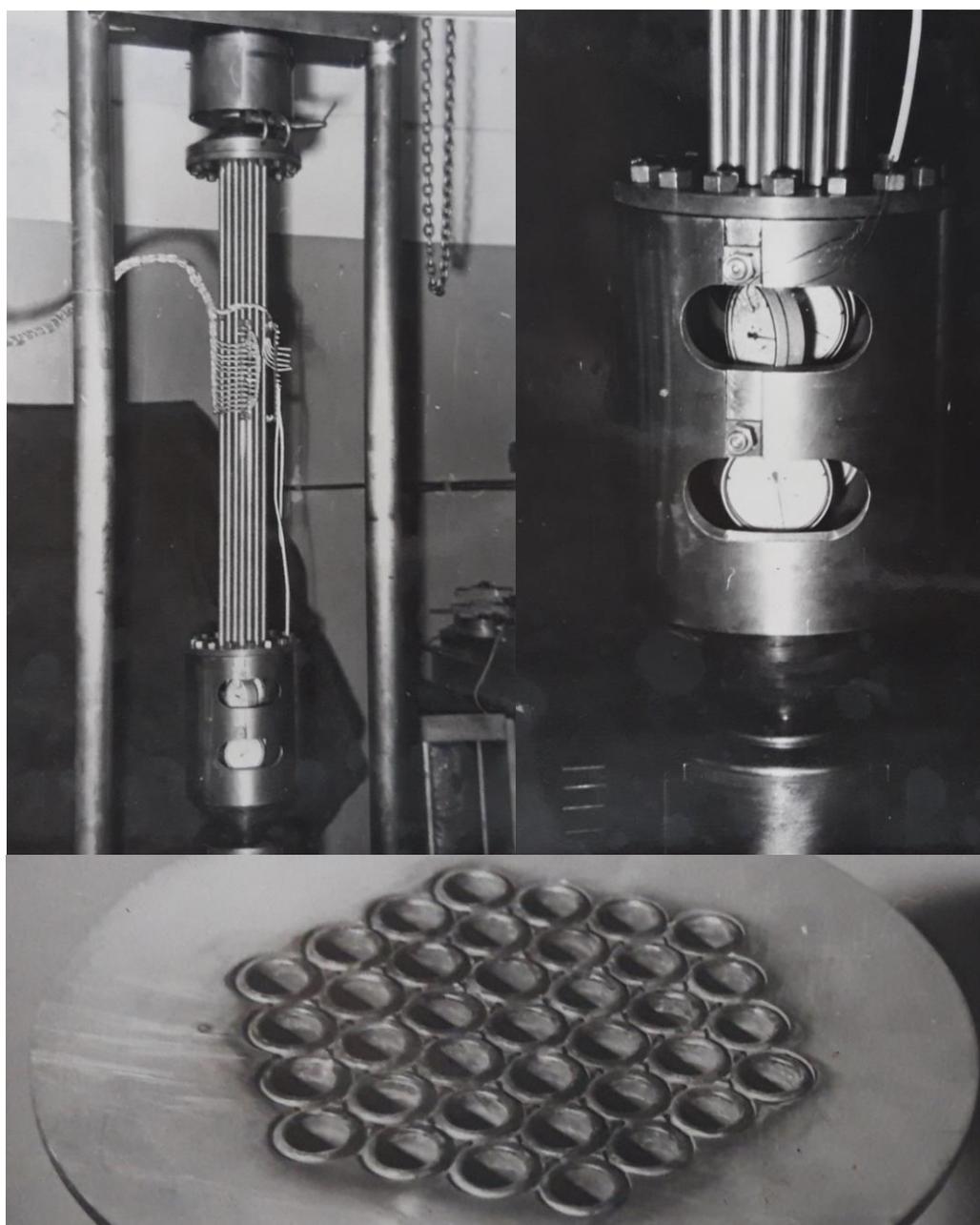


Рисунок 3.1.1 – Экспериментальная установка

Трубки соединены с трубными досками сваркой. Закрепления трубных досок имитировали заделку на расстоянии 70 мм от центра. Трубки имеют длину 900 мм. Трубная доска имеет толщину 3 мм, толщина трубок 1 мм, внешний диаметр 12 мм. Глубина канавки вокруг сварного шва составляет 1,5 мм.

Результаты данного эксперимента позволяют произвести валидацию оболочечной КЭ-модели (модель с данным типом КЭ использовалась для моделирования ТА).

На основе геометрических данных была построена геометрическая (рисунок 3.1.2) и оболочечная КЭ-модель (рисунок 3.1.3) теплообменного аппарата. Расчет проводился для $\frac{1}{4}$ части модели для учета симметрии. Характерный размер конечного элемента для трубной доски и прилегающих зон в зависимости от варианта расчета составляет 0,2 или 0,3 мм (рисунок 3.1.4). Размер конечного элемента по длине трубок составляет 10, 20 или 30 мм.

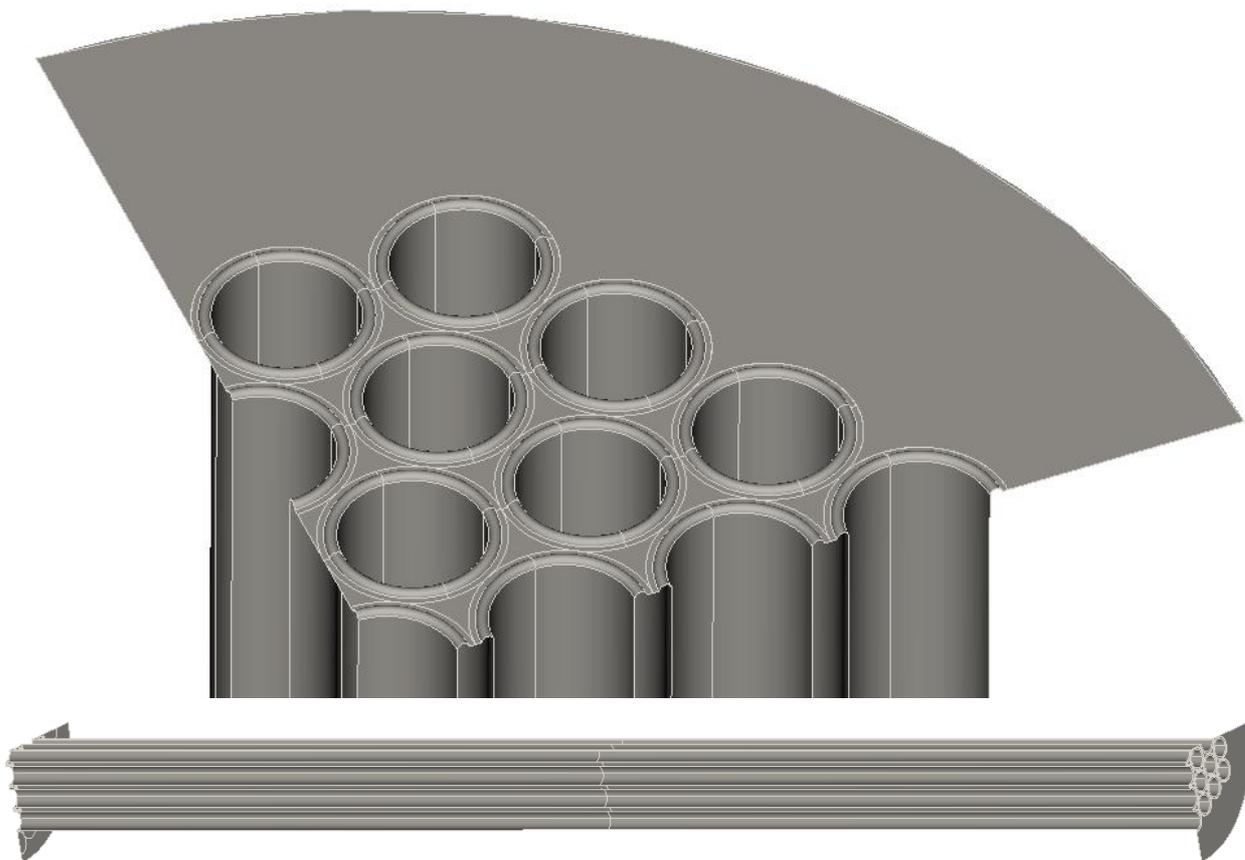


Рисунок 3.1.2 – Геометрическая модель

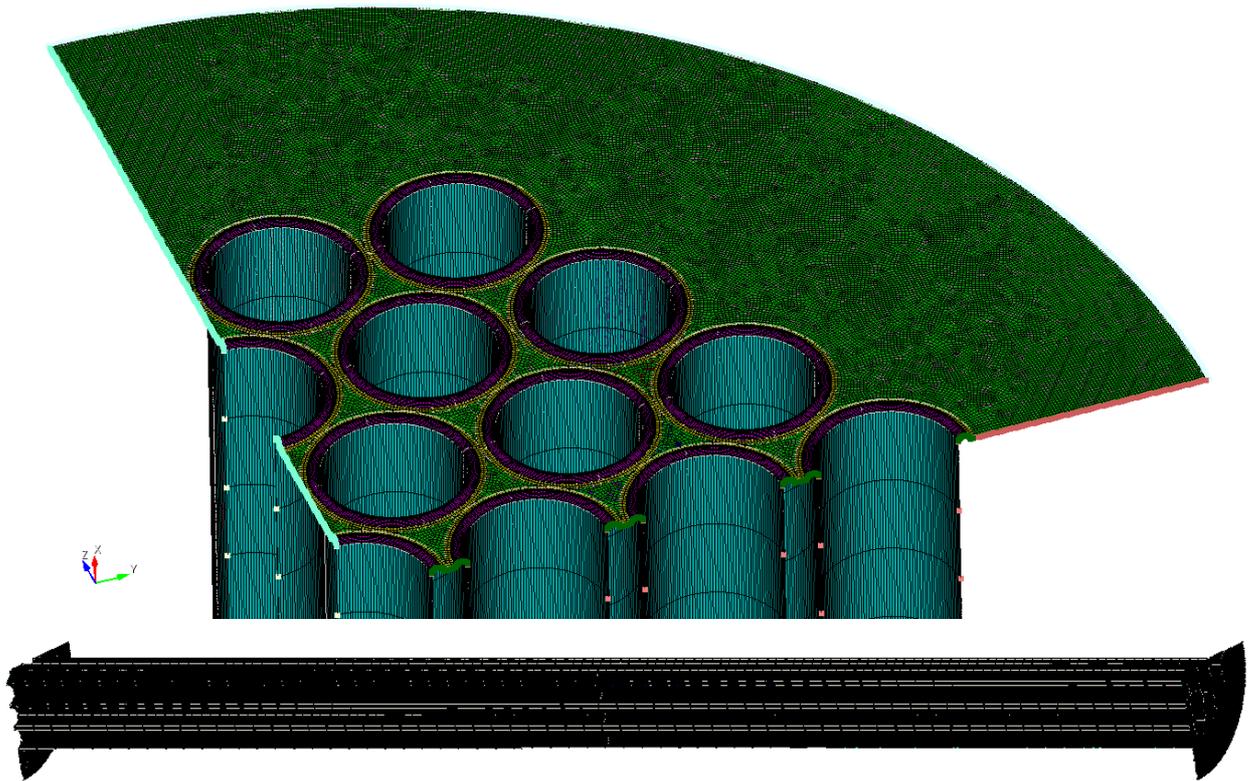


Рисунок 3.1.3 – Оболочечная КЭ-модель

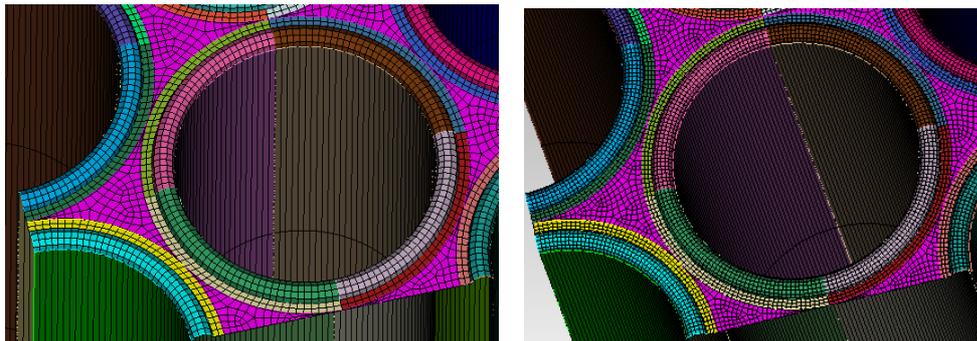


Рисунок 3.1.4 – КЭ трубной доски 0,3 мм (слева) и 0,2 мм (справа)

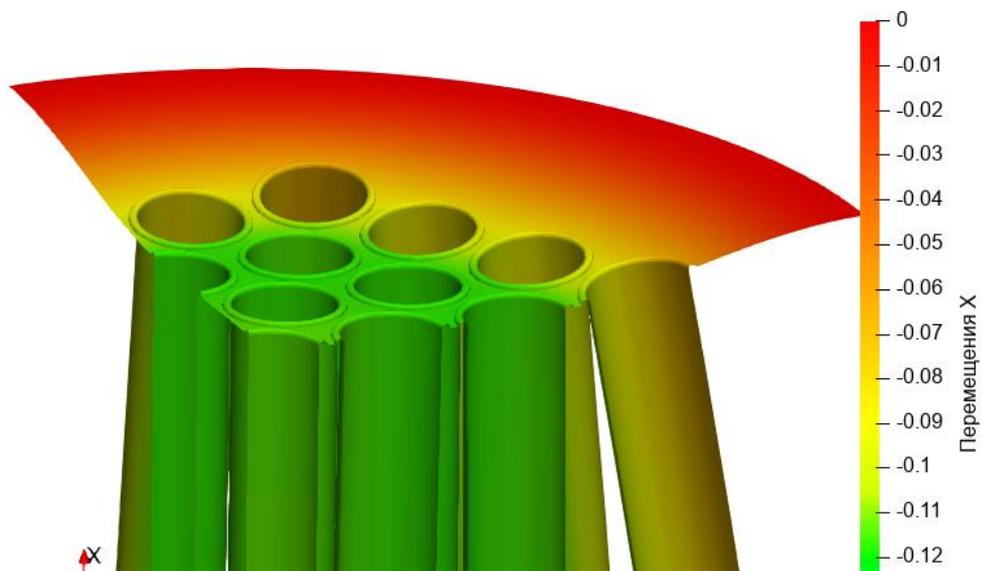


Рисунок 3.1.5 – Деформированное состояние в масштабе 1:50

Сопоставление экспериментальных данных из [54] и расчетных данных [56] на различных конечно-элементных сетках, полученных в работе (рисунок 3.1.6), демонстрируют, что результаты для оболочечной модели имеют хорошее качественное и количественное совпадение.

Разница в значениях возле краев трубной доски объясняется тем, что в эксперименте граничное условие не является в полной мере заделкой (в отличие от используемого в КЭ модели), а имеет некоторую большую, но конечную жесткость (для сравнения на рисунке 3.1.6 также приведен вариант шарнирного опирания).

Полученные результаты позволяют утверждать, что оболочечная модель с размером конечного элемента вдоль трубки менее одного диаметра трубки (таким как применяется в модели ГА) дает при расчете значения перемещений больше, чем в эксперименте и является заведомо консервативной. Густота сетки трубной доски в рассматриваемых в расчете пределах не оказывает влияния на результат.

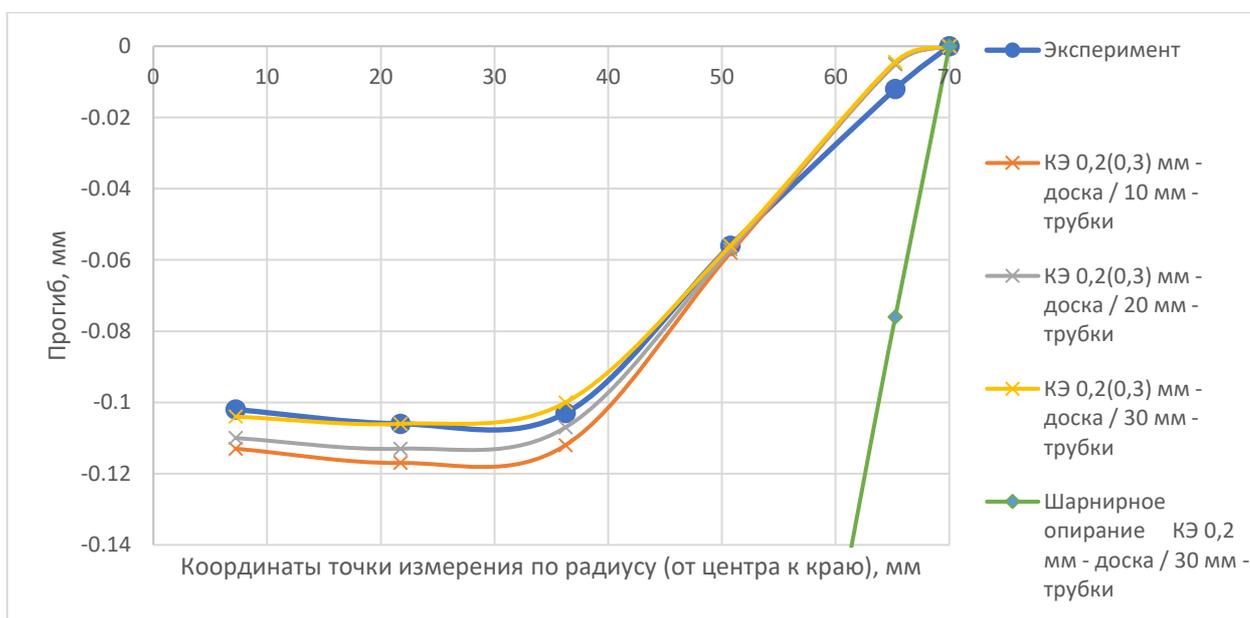


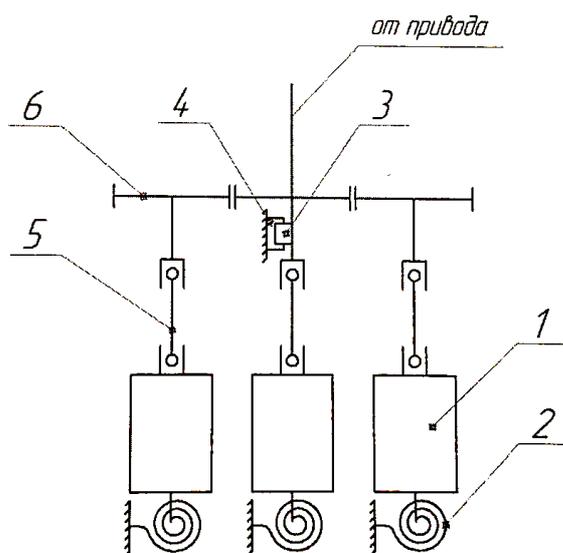
Рисунок 3.1.6 – Сравнение результатов эксперимента и расчета

Результаты проведенного исследования демонстрируют, что выбранный подход к конечно-элементному моделированию теплообменного аппарата с трубным пакетом является пригодным и позволяет получить результаты приемлемой точности.

3.2 Расчетно-экспериментальное исследования динамики и прочности кинематической цепи ОР ТЭУ

3.2.1 Исследование динамики «сброса» ОР и НДС распределительного механизма

Кинематическая схема ОР тепловой мощности ТЭУ – рисунок 3.2.1 аналогична схеме изделия предыдущего поколения, приведенной в [33]. Отличием кинематической схемы ОР ТЭУ являются увеличенные, по сравнению с изделием предыдущего поколения, цилиндры ОР с вращающейся внешней гильзой (рисунок 3.2.2). Момент инерции поворотной части одного цилиндра ОР ТЭУ составляет $J = 0,022 \text{ кг}\cdot\text{м}^2 = 0,225 \text{ кгс}\cdot\text{с}^2\cdot\text{см}$ против $0,006 \text{ кг}\cdot\text{м}^2 = 0,0061 \text{ кгс}\cdot\text{с}^2\cdot\text{см}$ – момента инерции цилиндра изделия предыдущего поколения. Выбор единиц измерения обусловлен удобством сопоставления с данными от установок первого поколения.



1 – ОР; 2 – пружина антилюфтовая; 3 – упор на валу; 4 – упор в корпусе муфты; 5 – кардан; 6 – механизм распределительный

Рисунок 3.1.1 – Кинематическая схема группы ОР

Для расчета динамики «сброса» ОР ТЭУ использовалась программа [34], модифицированная автором диссертации, на основе программы KASKAD7 [35], разработанная на языке программирования DELPHI для исследования динамики поворотных ОР, которая верифицирована на основе результатов

испытаний ОР изделия 295 [33]. В программе были заложены уравнения движения системы (3.2.1) - (3.2.19).

Уравнение движения, записанное в координатах угла поворота цилиндра φ и времени t запишется в виде (моменты сил трения в процессе сброса не учитываются):

$$J \ddot{\varphi} = M_{\varphi}, \quad (3.2.1)$$

где J – массовый момент инерции системы цилиндр – рессора;

$\ddot{\varphi} = \frac{d^2\varphi}{dt^2}$ – вторая производная угла поворота φ по времени t ;

M_{φ} – момент, развиваемый системой сброса;

$$M_{\varphi} = \left(M_{C0} - \frac{M_{C0} - M_{C1}}{\varphi_n} \varphi \right); \quad (3.2.2)$$

M_{C0} – крутящий момент от системы сброса в исходном положении;

M_{C1} – момент развиваемый системой сброса в конечном положении;

$\varphi_n = \pi$ – полный угол поворота цилиндра от начального положения до конечного.

С учетом соотношений (3.2.2) уравнение (3.2.1) запишется в виде:

$$J \ddot{\varphi} + \frac{M_{C0} - M_{C1}}{\pi} \varphi = M_{C0}. \quad (3.2.3)$$

Начальные условия:

При $t=0$ угол $\varphi=0$ и угловая скорость $\dot{\varphi}=0$.

Запишем уравнение (3.2.3) в виде:

$$\ddot{\varphi} + k^2 \varphi = A_{\varphi}, \quad (3.2.4)$$

где

$$k^2 = \frac{M_{C0} - M_{C1}}{J \cdot \pi}; \quad (3.2.5)$$

$$A_{\varphi} = \frac{M_{C0}}{J}. \quad (3.2.6)$$

Уравнение (3.2.4) может быть решено аналитически.

Общее решение однородного уравнения имеет вид:

$$\varphi_{oo} = A_1 \cos kt + B_1 \sin kt, \quad (3.2.7)$$

а частное решение однородного уравнения

$$\varphi_{\dot{t}} = \tilde{N}_1, \quad (3.2.8)$$

где A_1, B_1, C_1 – произвольные постоянные, определяемые из начальных условий.

Общее решение запишется в виде:

$$\varphi = A_1 \cos kt + B_1 \sin kt + C_1. \quad (3.2.9)$$

Из начальных условий: $t = 0$ и $\dot{\varphi} = 0$ следует, что

$$\dot{\varphi} = -A_1 k \sin kt + B_1 k \cos kt = 0, \quad (3.2.10)$$

произвольная постоянная $B_1 = 0$.

Из равенства (3.2.9) при $t = 0$ и $\varphi = 0$ получаем:

$$A_1 + C_1 = 0. \quad (3.2.11)$$

Подставляя (3.2.9) и вторую производную от φ в уравнение (3.2.4) (с учетом того, что $B_1 = 0$), получим уравнение:

$$-A_1 k^2 \cos kt + k^2(A_1 \cos kt + C_1) = A_\phi, \quad (3.2.12)$$

откуда

$$C_1 = \frac{A_\phi}{k^2}. \quad (3.2.13)$$

Из равенства (3.2.11) следует, что

$$A_1 = -C_1 = -\frac{A_\phi}{k^2}. \quad (3.2.14)$$

Общее решение (3.2.9) дифференциального уравнения (3.2.4) примет окончательный вид:

$$\phi = \frac{A_\phi}{k^2} (1 - \cos kt) = \frac{M_{c0}}{Jk^2} (1 - \cos kt). \quad (3.2.15)$$

Угловая скорость цилиндра

$$\dot{\phi} = \frac{M_{c0}}{Jk^2} \sin kt. \quad (3.2.16)$$

Скорость цилиндра в единицах об/мин определяется по соотношению

$$n = \frac{30\omega}{\pi}, \quad (3.2.17)$$

где $\omega = \dot{\phi}$.

Максимальный крутящий момент в этих элементах в момент посадки на упор определяется по формуле:

$$M = \frac{\pi n_{ц}}{30} \sqrt{\frac{J_{ц}}{\delta}}, \quad (3.2.18)$$

где $n_{ц}$ – скорость цилиндра в момент посадки на упор, об/мин;

$J_{ц}$ – массовый момент инерции цилиндра;

δ – податливость рессоры.

Массовый момент инерции рессоры составляет 1% от массового момента инерции цилиндра, поэтому в расчетах им можно пренебречь.

Касательные напряжения определялись по формуле:

$$\tau = \frac{M}{W_k}. \quad (3.2.19)$$

В связи с идентичностью кинематических схем ОР изделия нового и старого поколения, а также параметров ее элементов, за исключением моментов инерции цилиндров ОР, при задании исходных данных корректировались только значения моментов инерции цилиндров ОР согласно чертежной документации на ТЭУ.

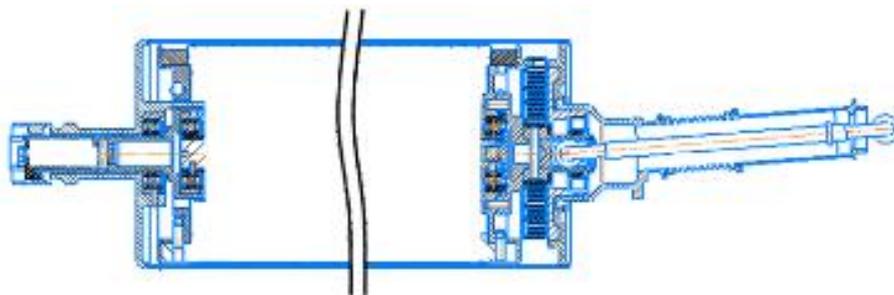


Рисунок 3.2.2 – Цилиндр ОР ТЭУ

При проведении экспериментов по «сбросу» ОР в механизм устанавливались четыре варианта пружин, имитирующих различные моменты пружин сброса приводов ОР. Значения моментов, развиваемых пружинами «сброса», приведены в таблице 3.2.1.

Фотография экспериментальной установки приведена на рисунке 3.2.3.

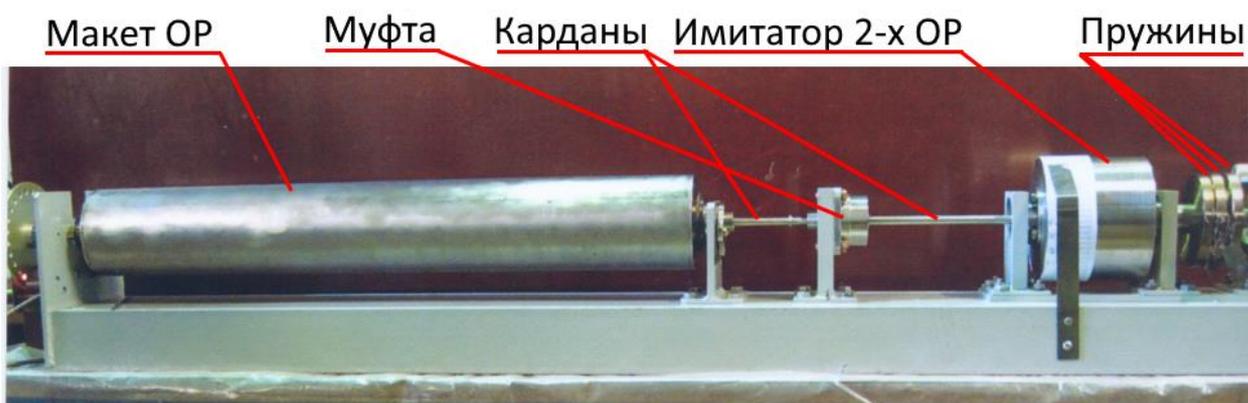


Рисунок 3.2.3 – Экспериментальная установка для исследования динамики «сброса» органов регулирования

Таблица 3.2.1 – Моменты пружин M_{C0} и M_{C1}

Вариант	Момент в положении 180° , M_{C0} , кгс·см	Момент в положении 0° , M_{C1} , кгс·см
Пружины в цилиндре	5,3	2,4
Вариант 1 – две добавочные пружины	10,1	3,0
Сумма моментов пружин	15,4	5,4
Вариант 2 – три добавочные пружины	14,7	4,6
Сумма моментов пружин	20,0	7,0
Вариант 3 – четыре добавочные пружины	19,7	6,2
Сумма моментов пружин	25,0	8,6
Вариант 4 – дополнительная закрутка четырех пружин на 120°	28,7	15,2
Сумма моментов пружин	34,0	17,6

На рисунке 3.2.4 представлены графики изменения углов поворота цилиндра при сбросе из положения 180° , 150° , 120° , 90° , 60° и 30° для варианта 1, когда $M_{C0} = 15,4$ кгс·см и $M_{C1} = 5,4$ кгс·см.

Значения времени сброса и скоростей цилиндра в момент «посадки» на упор представлены в таблице 3.2.2.

Нормативное время «сброса» ОР составляет 0,6 с.

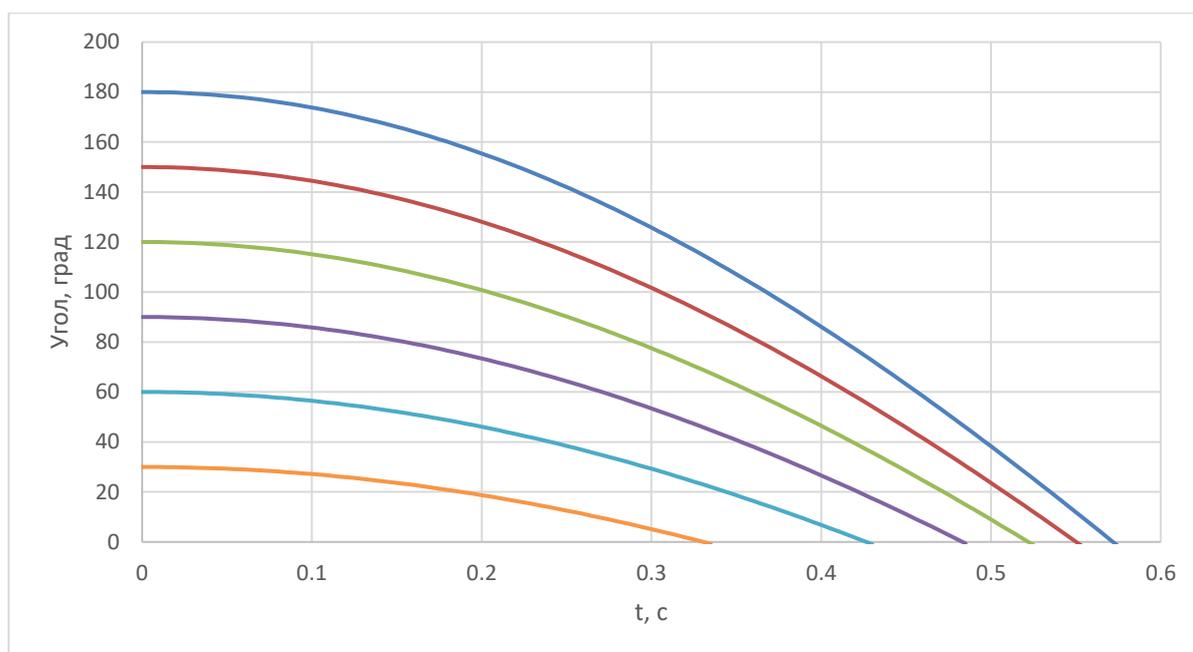


Рисунок 3.2.4 – Зависимость угла поворота цилиндра при «сбросе» с начальных положений 180°, 150°, 120°, 90°, 60°, 30° от времени для пружин с $M_{C0} = 15,4$ кгс·см и $M_{C1} = 5,4$ кгс·см

Таблица 3.2.2 – Время «сброса» и скорость цилиндра в момент «посадки» на упор

Сброс из положения, град	Вариант 1		Вариант 2		Вариант 3		Вариант 4	
	$M_{C0} = 15,4$ кгс·см $M_{C1} = 5,4$ кгс·см		$M_{C0} = 20$ кгс·см $M_{C1} = 7$ кгс·см		$M_{C0} = 25$ кгс·см $M_{C1} = 8,6$ кгс·см		$M_{C0} = 34$ кгс·см $M_{C1} = 17,6$ кгс·см	
	t, сек	n, об/мин	t, сек	n, об/мин	t, сек	n, об/мин	t, сек	n, об/мин
180	0,575	92,0	0,505	104,8	0,450	116,7	0,380	144,9
150	0,555	80,7	0,485	91,7	0,435	102,3	0,360	128,8
120	0,525	68,9	0,460	78,4	0,415	87,6	0,335	111,9
90	0,485	56,7	0,425	64,5	0,385	72,2	0,305	94,4
60	0,430	43,9	0,375	49,8	0,340	55,7	0,260	74,3
30	0,335	29,3	0,295	33,5	0,265	37,1	0,195	51,0

Из таблицы 3.2.2 видно, что все варианты применения пружин обеспечивают время сброса **не более 0,6 с.**

Карданы распределительного механизма ТЭУ изготавливаются из стали 10X11H23T3MP с модулем сдвига $G = 0,73 \cdot 10^6$ кгс/см² и имеют суммарную податливость $\delta = 541,2 \cdot 10^{-6}$ (кгс·см)⁻¹.

Учитывая эти данные, а также значение момента инерции цилиндра ОР ТЭУ $J = 0,225$ кгс·с²·см и значение момента инерции элементов распределительного механизма $J = 0,0331$ кгс·с²·см, можно определить угол закрутки вала кардана после «посадки» на упор по формуле 3.2.20 из [33].

$$\varphi = 6n\sqrt{J \cdot \delta} \quad (3.2.20)$$

где J – суммарный момент инерции системы «цилиндр ОР – распределительный механизм», $J = 0,2581$ кгс·с²·см,

δ – суммарная податливость системы карданов, $\delta = 541,2 \cdot 10^{-6}$ (кгс·см)⁻¹,

$$\varphi = 6n\sqrt{0,2581 \cdot 541,2 \cdot 10^{-6}} = 0,0709n.$$

Результаты расчета по этой формуле с учетом данных из таблицы 3.2.2 приведены в таблице 3.2.3.

Таблица 3.2.3 – Значения углов закрутки вала при «посадке» на упор

Сброс из положения, град	Вариант 1		Вариант 2		Вариант 3		Вариант 4	
	$M_{C0} = 15,4$ кгс·см		$M_{C0} = 20$ кгс·см		$M_{C0} = 25$ кгс·см		$M_{C0} = 34$ кгс·см	
	$M_{C1} = 5,4$ кгс·см		$M_{C1} = 7$ кгс·см		$M_{C1} = 8,6$ кгс·см		$M_{C1} = 17,6$ кгс·см	
	п, об/мин	φ, град	п, об/мин	φ, град	п, об/мин	φ, град	п, об/мин	φ, град
180	92,0	6,52	104,8	7,43	116,7	8,27	144,9	10,27
150	80,7	5,72	91,7	6,50	102,3	7,25	128,8	9,13
120	68,9	4,89	78,4	5,56	87,6	6,21	111,9	7,93
90	56,7	4,02	64,5	4,57	72,2	5,12	94,4	6,69
60	43,9	3,11	49,8	3,53	55,7	3,95	74,3	5,27
30	29,3	2,08	33,5	2,38	37,1	2,63	51,0	3,61

Далее по формуле (3.2.21) [33] зная $J_p = 0,01752$ см⁴ и $d_2 = 0,65$ см для самого тонкого участка кардана, определим значения касательных напряжений.

$$\tau = \varphi_{\text{град}} \frac{\pi}{180} \frac{d_2}{2 \cdot \delta \cdot J_p} \quad (3.2.21)$$

или $\tau = 598,2 \cdot \varphi_{\text{град}}$.

В таблице 3.2.4 приведены результаты расчета напряжений по формуле (3.2.21) для всех вариантов пружин.

Таблица 3.2.4 – Напряжения в кардане в момент «посадки» на упор

Сброс из положения, град	Вариант 1 M _{C0} = 15,4 кгс·см M _{C1} = 5,4 кгс·см		Вариант 2 M _{C0} = 20 кгс·см M _{C1} = 7 кгс·см		Вариант 3 M _{C0} = 25 кгс·см M _{C1} = 8,6 кгс·см		Вариант 4 M _{C0} = 34 кгс·см M _{C1} = 17,6 кгс·см	
	φ, град	τ, кгс/см ²	φ, град	τ, кгс/см ²	φ, град	τ, кгс/см ²	φ, град	τ, кгс/см ²
180	6,09	3900,26	6,94	4444,63	7,73	4947,11	9,60	6143,51
150	5,34	3421,7	6,08	3888,3	6,77	4336,95	8,53	5461,57
120	4,56	2925,2	5,19	3325,99	5,80	3714,82	7,41	4743,73
90	3,75	2404,76	4,27	2733,77	4,78	3062,78	6,25	4001,96
60	2,91	1860,4	3,30	2111,65	3,69	2362,89	4,92	3152,51
30	1,94	1244,26	2,22	1423,72	2,46	1573,27	3,38	2159,5

Величина предела текучести по касательным напряжениям для материала кардана (стали 10X11H23T3MP) составляет $\tau_{0,2} = 4800$ кгс/см². Из таблицы 3.2.4 видно, что предел текучести превышает только для 4 варианта пружин при РС rose из положения 180° и 150°. Но предел прочности по касательным напряжениям $\tau_B = 6600$ кгс/см² в этом случае не превышает. При реализации вариантов 1 – 3 кардан работает в упругой области и пластические деформации в сечении кардана при «посадке» на упор не возникают.

Таким образом, согласно результатам расчета динамики ОР, норматив по времени «сброса» не более 0,6 с при обеспечении прочности элементов кинематической цепи выполняется и возможен выбор любого из вариантов «сброса», удовлетворяющего описанным, а также, при необходимости, более жестким требованиям - до 0,4 с.

3.2.2 Расчет на прочность стопорного упора для экспериментальной установки сброса

В связи с невозможностью использования системы с демпфером в некоторых модификациях установки, актуальность приобретает задача исследования прочности упора при сбросе без использования демпфера. В данных модификациях стопорный упор механизма сброса должен выдержать удар об ответный упор, прежде чем система заклинивания зафиксирует его, устранив тем самым отскоки системы после соударения упоров. [34]

3.2.2.1 Модель

При построении объемной модели использовались параметры экспериментальной установки, приведенной на рисунке 3.2.5.

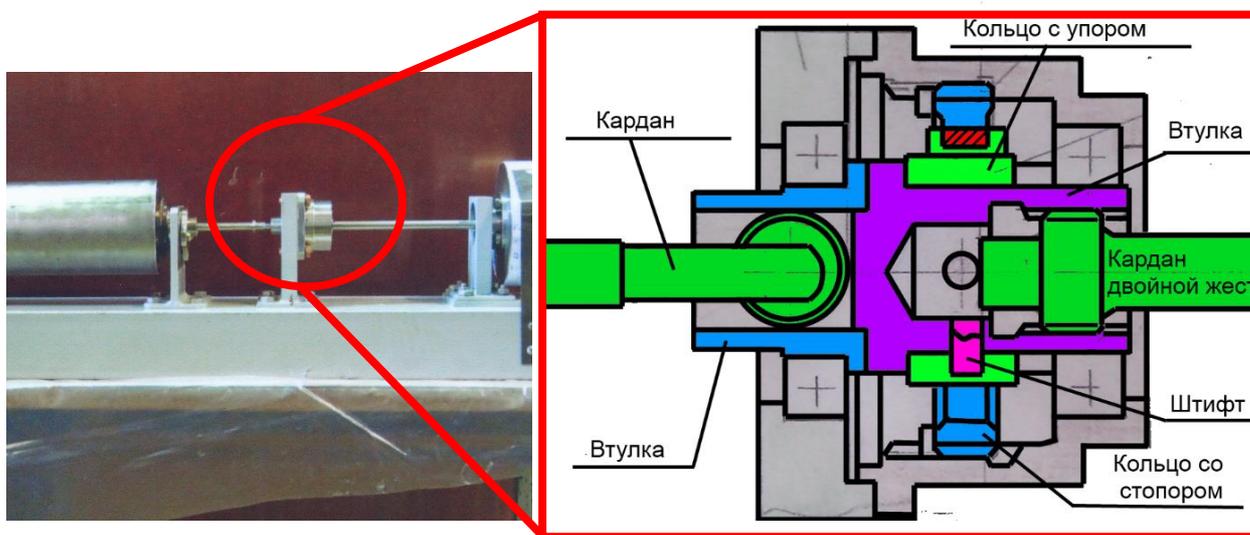


Рисунок 3.2.5 – Экспериментальная установка. Красным выделен исследуемый узел - муфта со стопорным упором

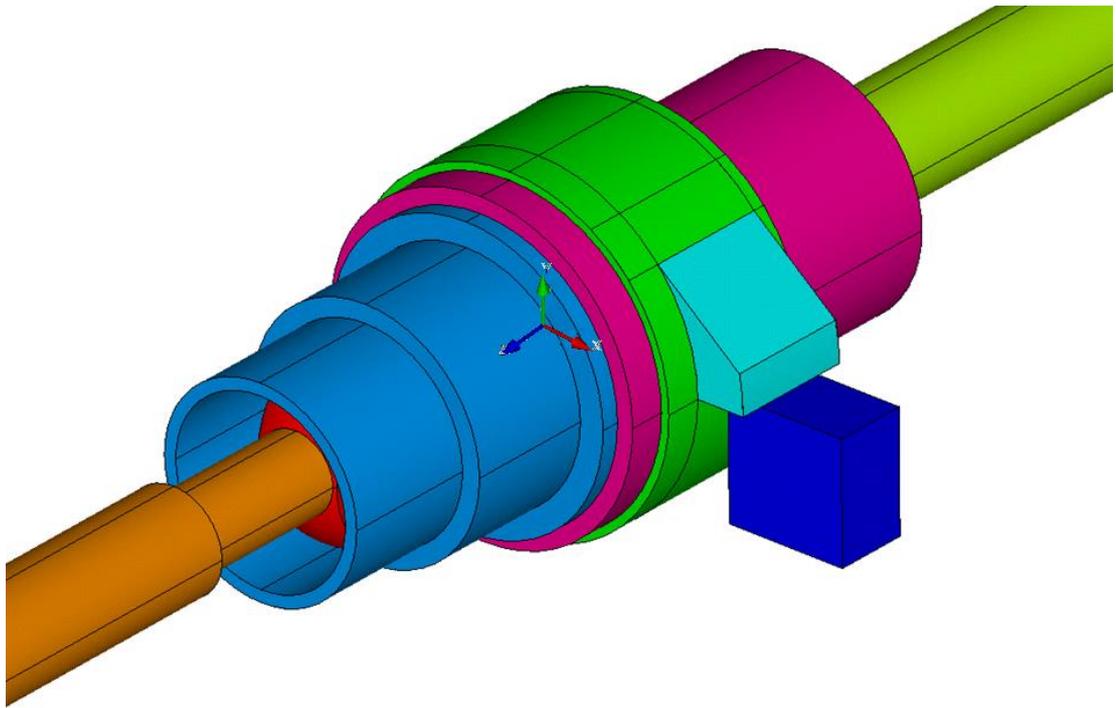


Рисунок 3.2.6 – Узел в сборе

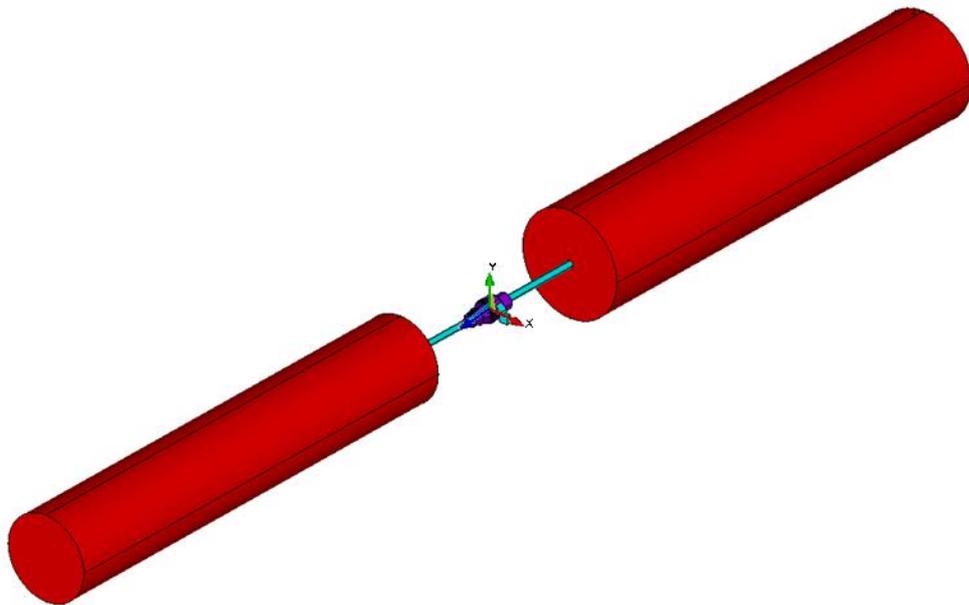


Рисунок 3.2.7 – Система в сборе

Качество сетки всех элементов конструкции, кроме упоров, не имеет большого значения, т.к. сетка на них требуется исключительно для передачи параметров и свойств материала, поэтому использовалась сетка с тетраэдральными элементами максимально допустимой грубости для каждого элемента конструкции.

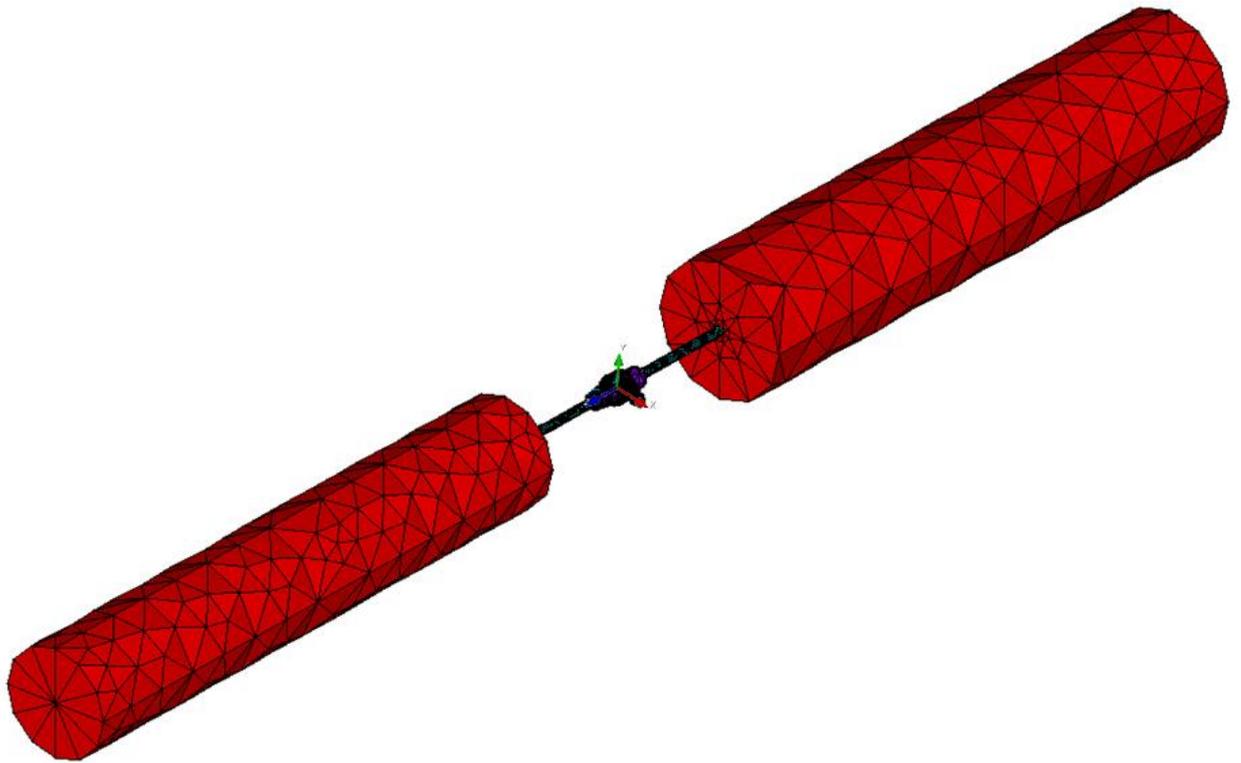


Рисунок 3.2.8 – Система в сборе, обложенная КЭ сеткой

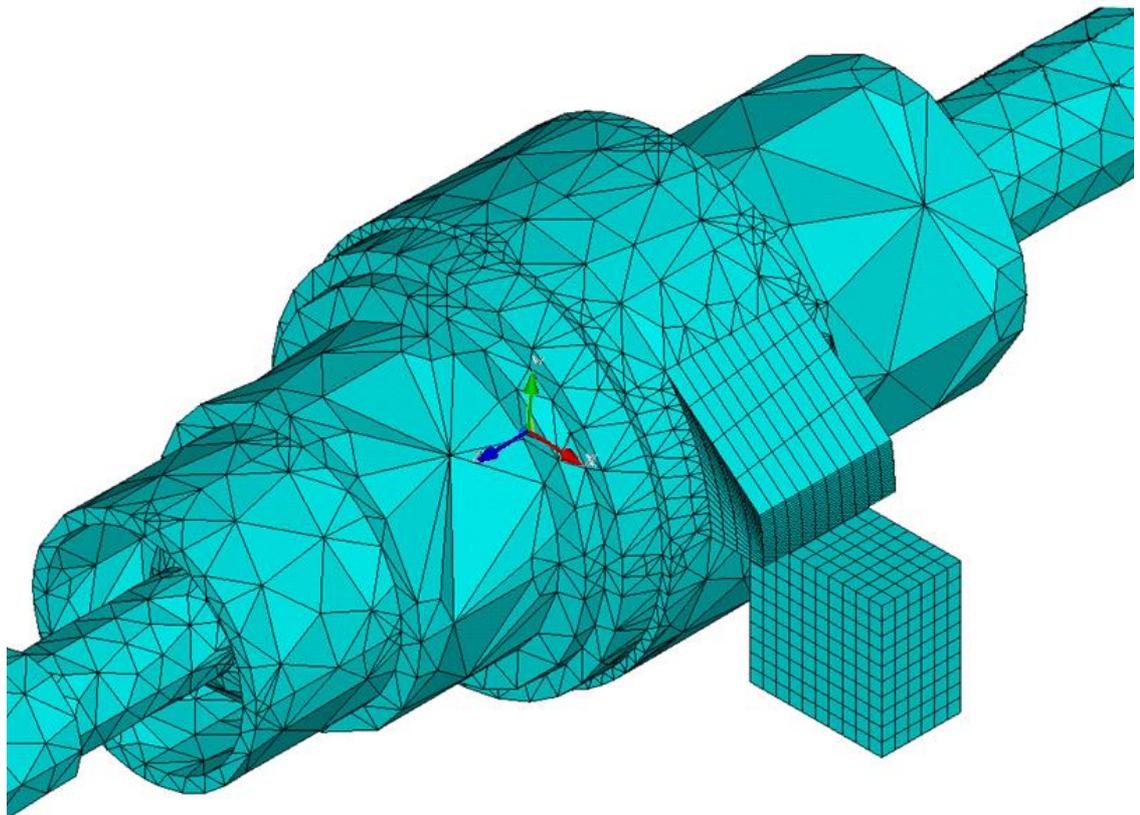


Рисунок 3.2.9 – Узел в сборе со сформированной КЭ сеткой

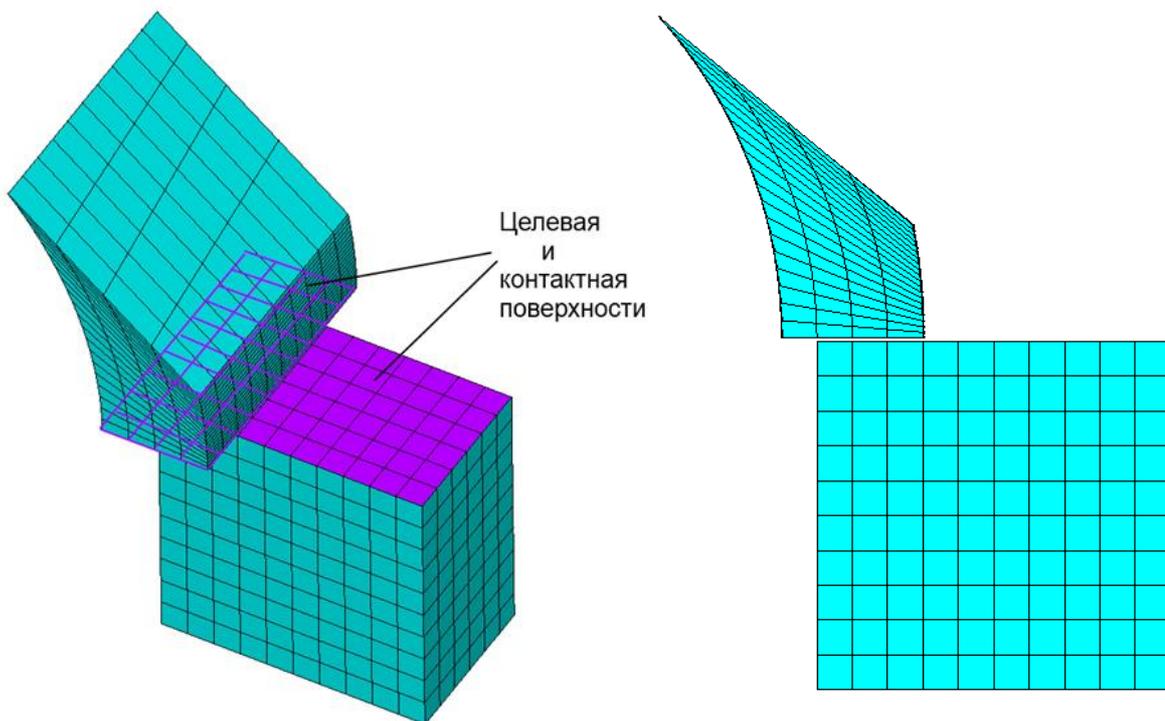


Рисунок 3.2.10 – Стопорный и ответный упоры со сформированной КЭ сеткой, с определенными целевой и контактной поверхностями

Время, определяющее длительность динамического контактного взаимодействия, подбиралось вручную.

3.2.2.2 Результаты определения НДС

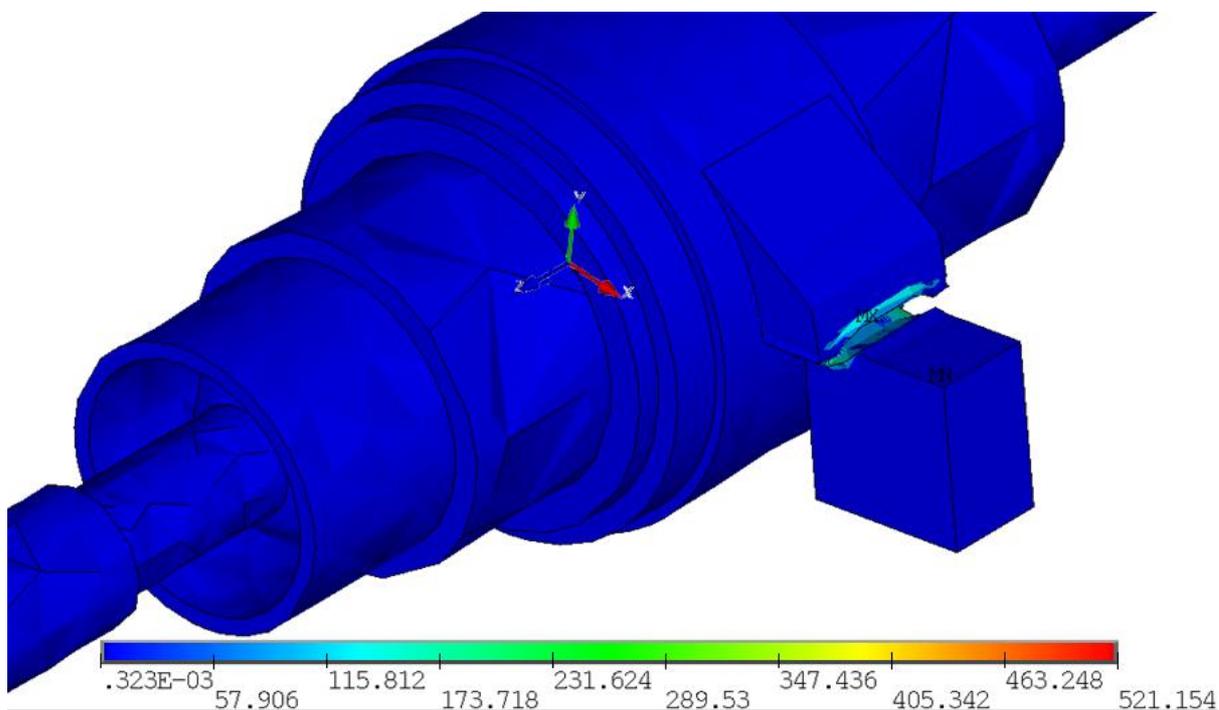


Рисунок 3.2.11 – Результаты расчета. Деформированное состояние приведено в увеличенном масштабе

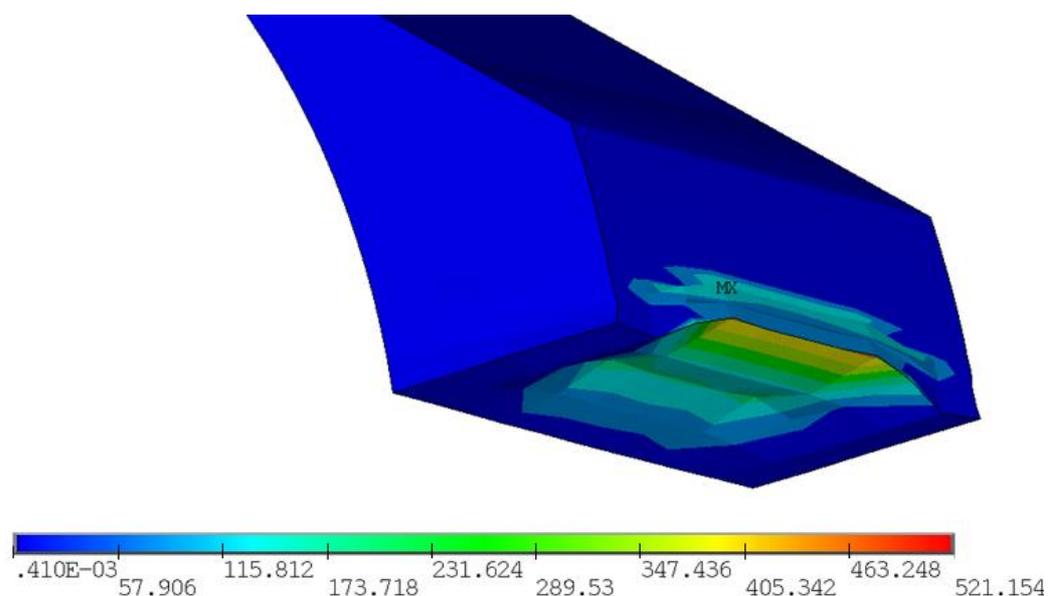


Рисунок 3.2.12 – Результаты расчета. Деформированное состояние стопорного упора приведено в увеличенном масштабе



Рисунок 3.2.13 – Ответная поверхность (красным выделена «риска», образовавшаяся после соударения с упором)

Из рисунков 3.2.12 – 3.2.13 видно, что максимальные напряжения, полученные при КЭ расчете, локализуются в области появления «рисок», зафиксированных в эксперименте. Также видно, что напряжения не распространяются на весь упор, а локализуются лишь в области контакта. Деформация упора весьма мала, что было подтверждено экспериментально (рисунок 3.2.13) и говорит о том, что прочность упора обеспечена даже при максимальной скорости соударения.

3.3 Расчетно-экспериментальное исследование функционирования механизма сброса РС при деформировании канала

3.3.1 Расчетное исследование условий работы и заклинивания

Схема канала РС приведена на рисунке 3.3.1.

На основе результатов, полученных для наиболее нагруженного этапа эксплуатации, а именно для конца рабочего режима получен профиль деформации канала внутри корпуса ТА для соответствующего участка в координатных осях расчетной модели.

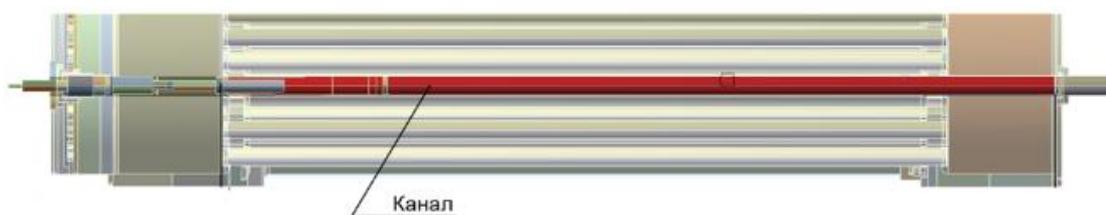


Рисунок 3.3.1 – Канал РС

На рисунках 3.3.2 и 3.3.3 показаны результаты расчета деформированного состояния канала РС под воздействием нагрузок конца рабочего режима в фактическом и увеличенном масштабе.

Согласно полученным результатам, происходит изгиб и не происходит сплющивания канала.

На рисунке 3.3.4 приведен график перемещений точек трех образующих на поверхности оболочки канала РС в поперечном направлении (по оси X модели) на разных участках по длине.

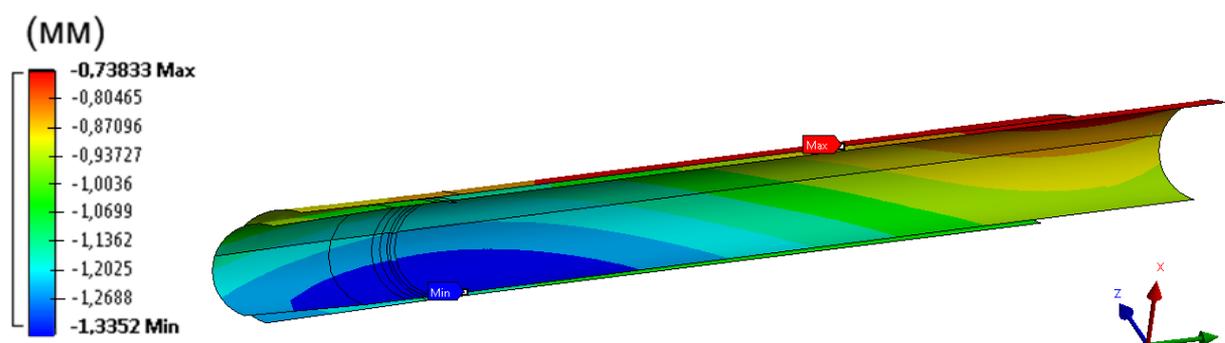


Рисунок 3.3.2 – Деформированное состояние канала (цветовая схема распределения поперечных деформаций - по оси X)

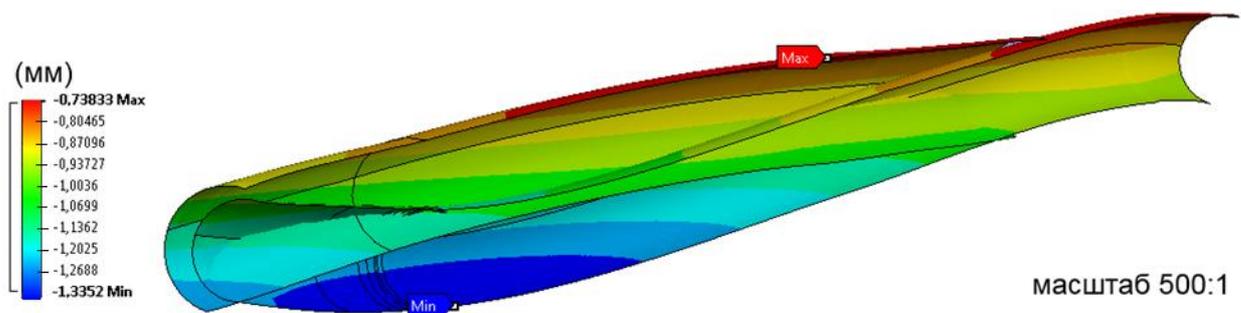


Рисунок 3.3.3 – Деформированное состояние канала в масштабе 500:1 (цветовая схема распределения поперечных перемещений - по оси X)

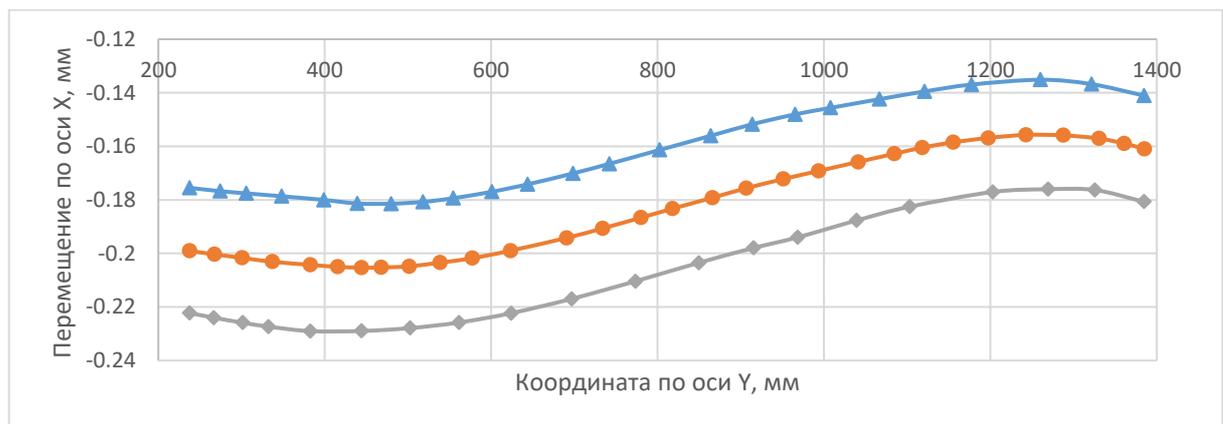


Рисунок 3.3.4 – Перемещения точек трех образующих на поверхности канала РС

Используя данные рисунка 3.3.4, были определены углы поворота сечений образующих, расположенных на поверхности канала относительно горизонтальной оси (рисунок 3.3.5) с использованием «центральной разностной схемы» [24].

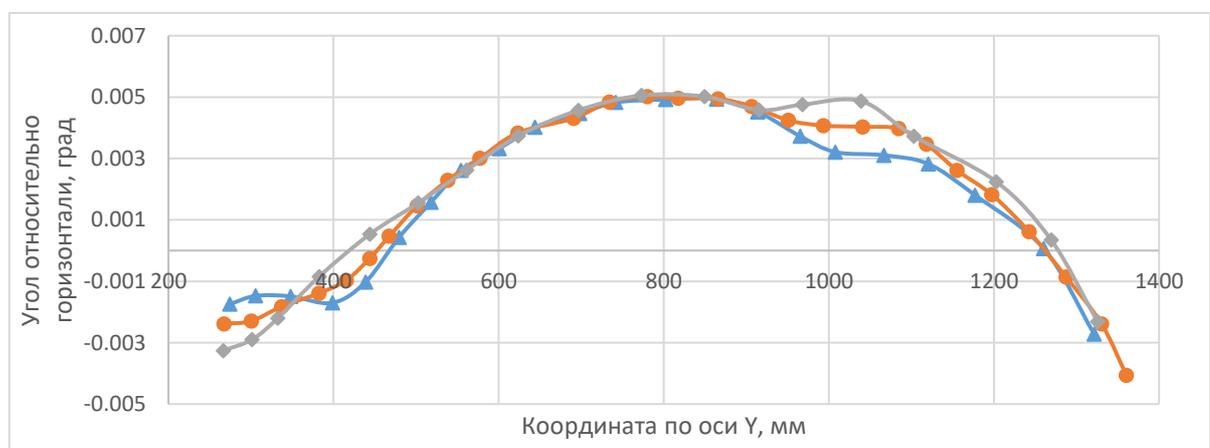


Рисунок 3.3.5 – Угол отклонения стенки канала от горизонтали

Учитывая то, что РС располагается в канале с зазором 0,117 – 0,75 мм между опорами РС и стенкой и может двигаться с пренебрежимо малым трением, в качестве критерия заклинивания можно принять такое искривление канала, при котором в системе перекроется зазор между стенкой канала и телом регулирующего стержня, без учета величины зазора между стенкой и механизмом. Такое искривление канала достигается при образовании дуги с радиусом кривизны $R = 15230$ мм.

Схема заклинивания механизма приведена на рисунке 3.3.6.

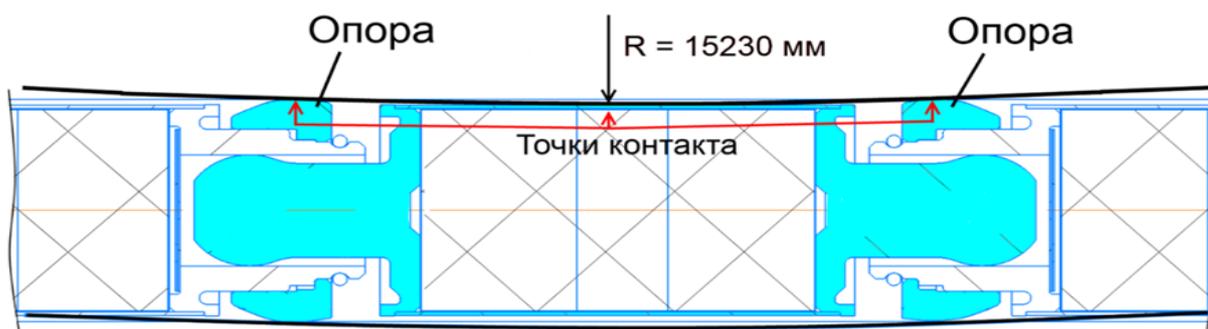


Рисунок 3.3.6 – Схема заклинивания механизма РС

Используя данные рисунка 3.3.5, была определена средняя кривизна дуги образующих канала (рисунок 3.3.7) путем вычисления отношения приращения угла к приращению горизонтальной координаты. Границы допустимой кривизны $K = \pm 6,56 \cdot 10^{-5} \text{ мм}^{-1}$ определены как обратная величина радиусу кривизны дуги $R = 15230$ мм, представленной на рисунке 3.3.6.

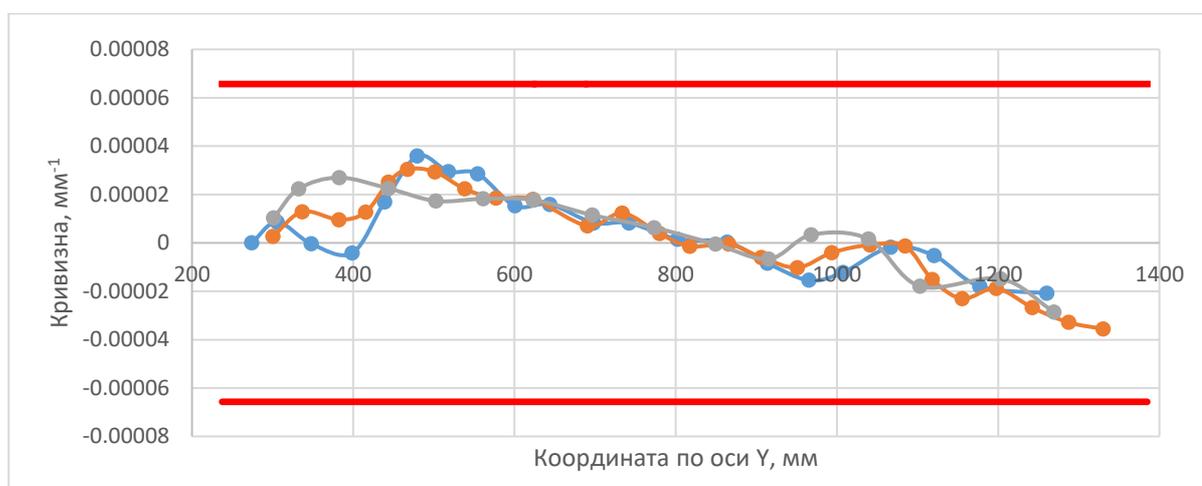


Рисунок 3.3.7 – Средняя кривизна дуги

Согласно полученным результатам, кривизна канала не переходит допустимые границы, что говорит об отсутствии заклинивания механизма РС в результате искривления канала под действием нагрузок конца рабочего режима.

3.3.2 Расчетное-экспериментальное исследование заклинивания РС

3.3.2.1 Расчетный анализ условий эксперимента

В рамках подготовки к эксперименту была создана упрощенная 3D-модель регулирующего стержня и имитатора канала (рисунки 3.3.8 – 3.3.10), на основе которых была получена расчетная КЭ-модель, при анализе которой было определено значение прогиба, приводящее к смыканию зазора между стенкой канала и РС – 7 мм.

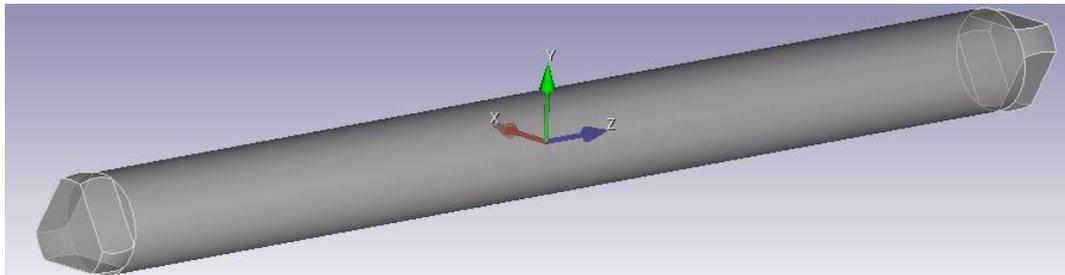


Рисунок 3.3.8 – 3D-модель регулирующего стержня

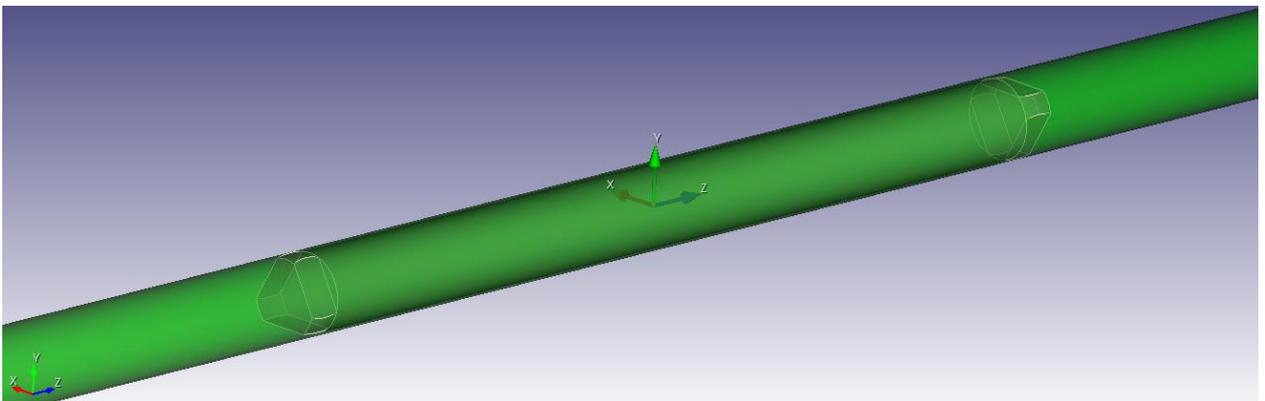


Рисунок 3.3.9 – 3D-модель регулирующего стержня внутри модели канала

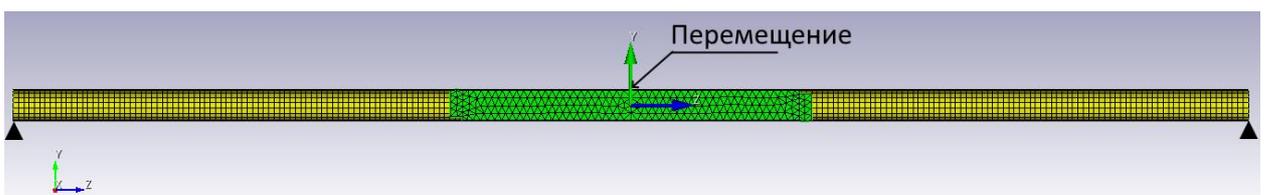


Рисунок 3.3.10 – КЭ-модель с обозначением ГУ и учетом симметрии

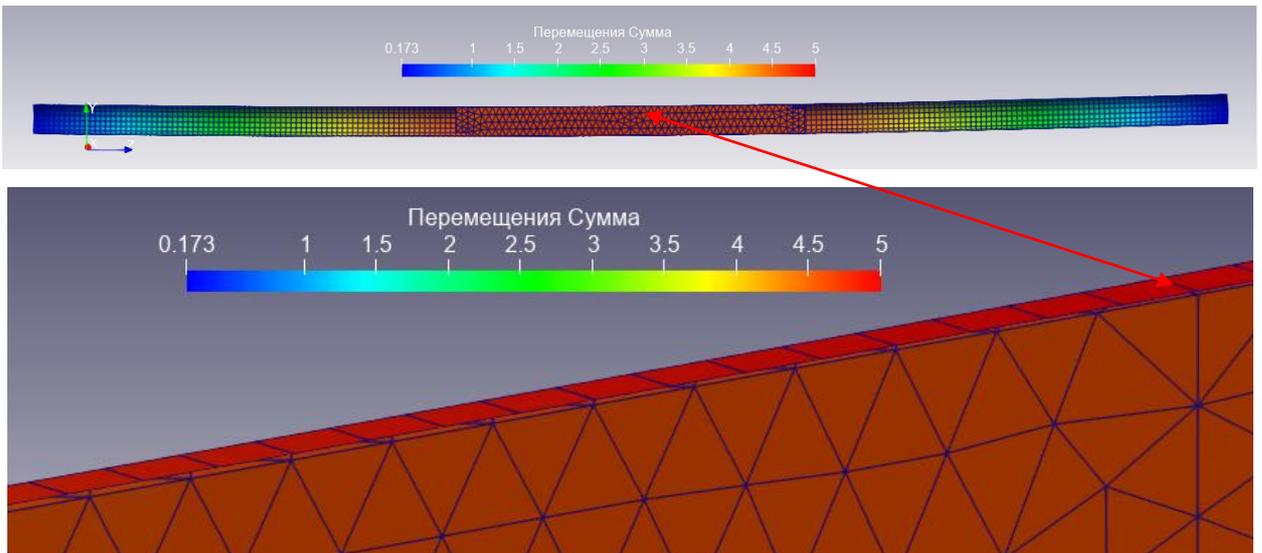


Рисунок 3.3.11 – Прогиб 5 мм. Зазор открыт

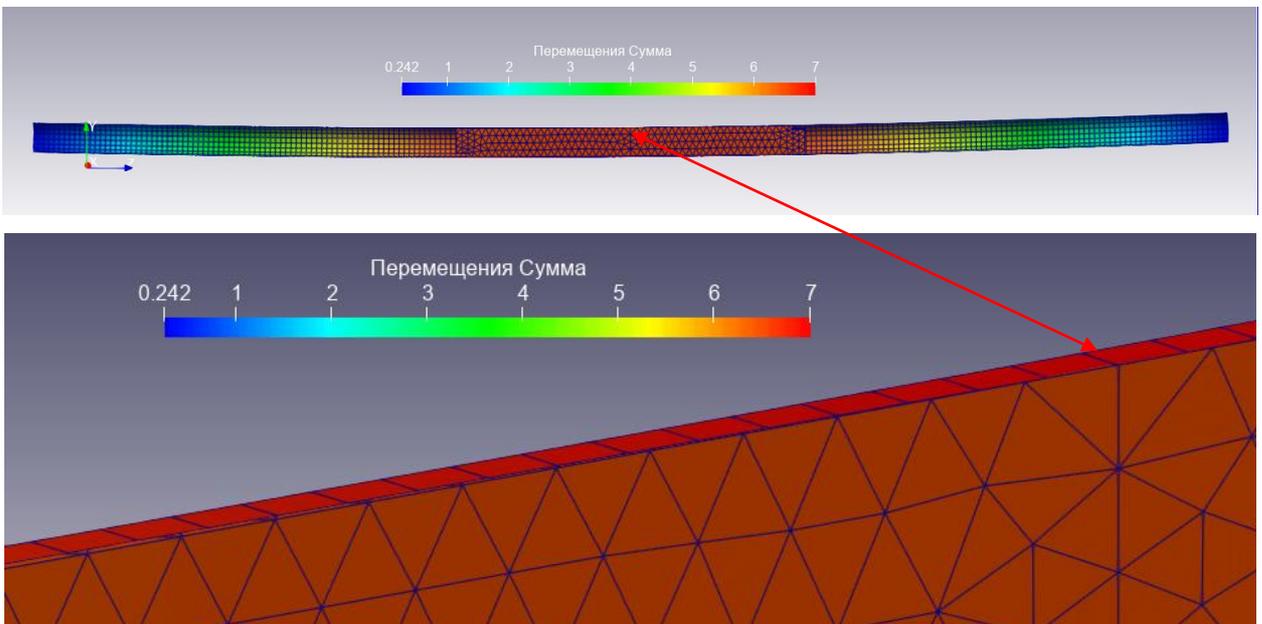


Рисунок 3.3.12 – Прогиб 7 мм. Зазор закрыт

3.3.2.2 Экспериментальное исследование условий заклинивания имитатора РС в канале

Для подтверждения предположения о том, что заклинивание РС в канале происходит при смыкании зазора между стенками канала и телом РС (рассмотренное в разделе 3.3.1) было проведено экспериментальное исследование.

Экспериментальная установка представляет из себя гладкую трубу из нержавеющей стали, установленную на шарнирных опорах, внутри которой располагается имитатор регулирующего стержня, изготовленный из PLA пластика методом FDM 3D-печати с учетом значимых геометрических особенностей. Коэффициент трения данной пары, согласно справочникам, лежит в диапазоне 0.2 - 0.25, что ниже типичного значения коэффициента трения для пары сталь-сталь, который по разным источникам ближе к 0.3. Компоненты экспериментальной установки приведены на рисунке 3.3.13.

На краях имитатора РС закреплены прочные капроновые тросы, позволяющие перемещать РС внутри канала.

Замер усилий, возникающих при протяжке РС внутри канала, осуществляется с помощью динамометрических весов с максимальным порогом измерений 1000 г., с ценой деления 20 г. Замер прогиба канала осуществляется при помощи часового индикатора перемещений с ценой деления 0,01 мм.

Прогиб задавался путем натяжения нейлоновых стяжек, два деления которых соответствовали увеличению прогиба канала на 1 мм. Иллюстрации прогибов в 5 и 7 мм представлены на рисунках 3.3.15 и 3.3.16.



Рисунок 3.3.13 – Компоненты экспериментальной установки



Рисунок 3.3.14 – Габаритный имитатор РС - слева. Имитатор РС, установленный в канале – справа (красным указан зазор между РС и каналом).

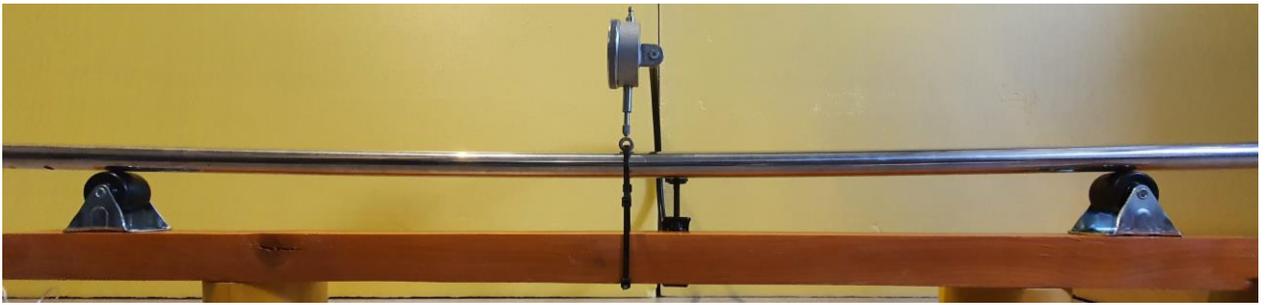


Рисунок 3.3.15 – Экспериментальная установка под нагрузкой. Прогиб 5 мм



Рисунок 3.3.16 – Экспериментальная установка под нагрузкой. Прогиб 7 мм

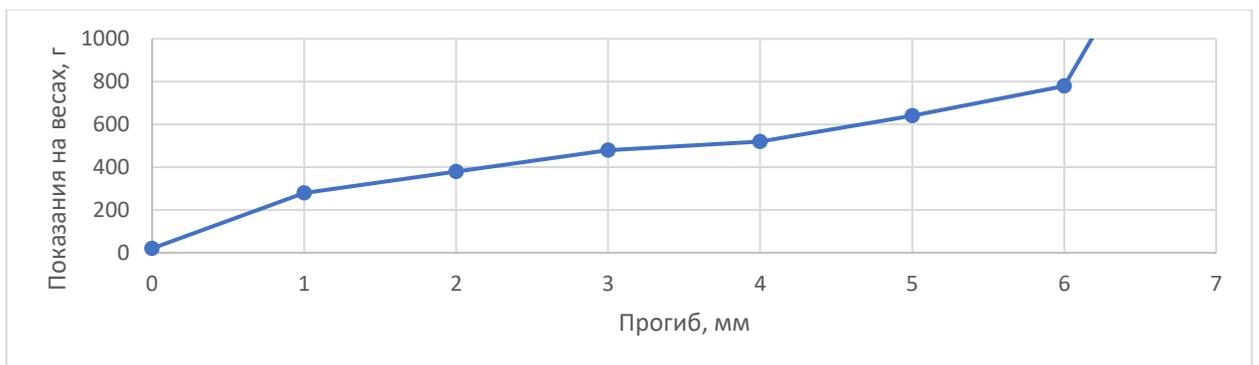


Рисунок 3.3.17 – Результаты эксперимента

Проведенные замеры усилия (рисунок 3.3.17), возникающего при протяжке тросом имитатора РС вдоль канала, демонстрируют рост величины при увеличении прогиба, что может быть связано с искривлением формы имитатора канала, в связи с чем увеличивается давление стенок на опорные зоны имитатора РС и соответствующий рост силы трения.

При достижении величины прогиба в 7 мм происходит резкий рост усилия, существенно выходящий за пределы измерительных возможностей динамометрических весов. В результате попыток протянуть имитатор РС внутри канала силовым путем трос был оборван и было констатировано заклинивание имитатора РС в канале, что подтвердило исходное предположение.

3.4 Расчетно-экспериментальное исследование прочности КБ

3.4.1 Конструкция и проблемы КБ КТЭУ

Компенсационные баки применяются в качестве устройств, компенсирующих температурное расширение теплоносителя в замкнутых гидравлических контурах через механизм деформирования упругих элементов в их составе (в частности - сифонов). Компенсационные баки КТЭУ конструктивно представляют из себя сосуд с подвижными перегородками, отделяющими полости с жидкометаллическим теплоносителем от газовых полостей. Подвижность перегородкам дают сифоны.

Конструкции корпусов компенсационных баков установок 1 и 2 поколения не имеют принципиальных отличий (рисунки 3.4.1 - 3.4.3), однако конструкция сифонов имеет существенное различие, связанное с технологией изготовления. Сифоны установок первого поколения [49] изготавливались методом штамповки, что приводило к проблемам с циклической прочностью. Указанная проблема устранялась в более поздних разработках за счет применения многослойных сифонов (в частности - 5-слойных), однако такие сифоны были технологически очень сложны в изготовлении. В установках второго поколения применяются высокотехнологические сварные сифоны, изготавливаемые с применением автоматической сварки, не имеющие указанных недостатков.



Рисунок 3.4.1 – Пример сифонов КБ установок 1 поколения

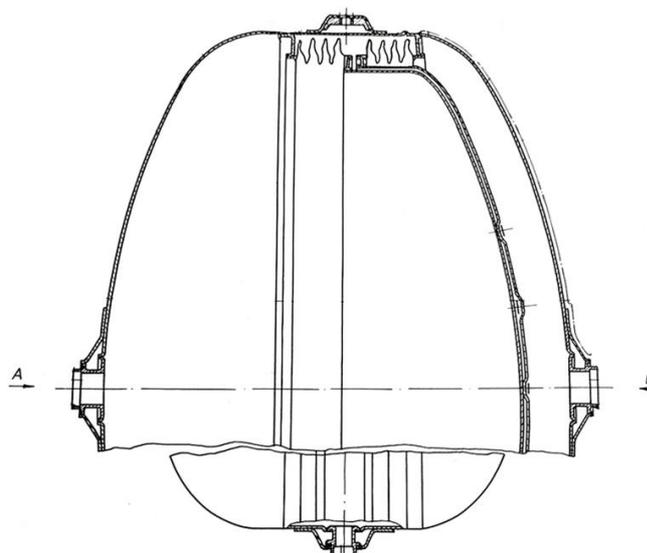


Рисунок 3.4.2 – Схема КБ КТЭУ первого поколения со штампованными сиффонами

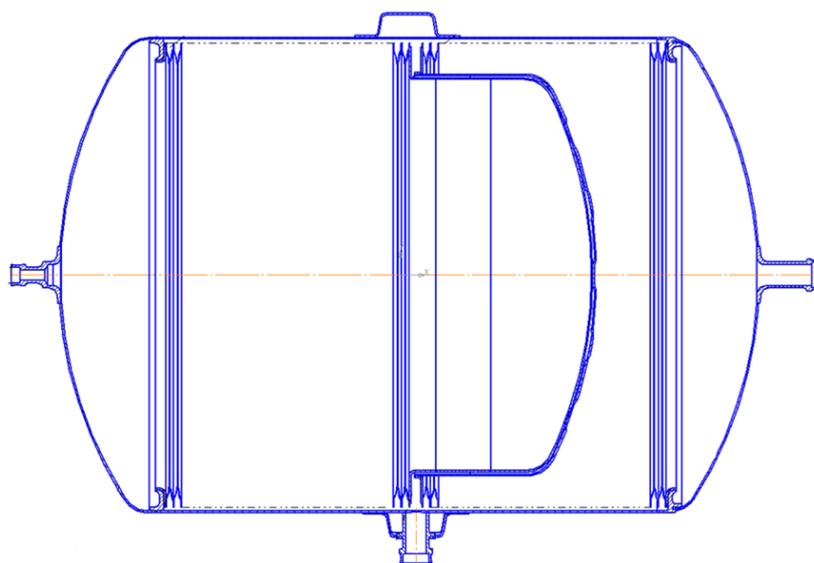


Рисунок 3.4.3 – Схема КБ КТЭУ нового поколения со сварными сиффонами

3.4.2 Экспериментальное исследование прочности сиффонов КБ

Поскольку сиффоны уравновешены давлениями в полостях, их статическая прочность обеспечена, что также подтверждено расчетами [32].

Прочность и надежность сиффонов определяется циклической прочностью. Для исследования циклической прочности был изготовлен макет компенсационного бака (бак изготавливался по чертежам АО «Красная Звезда» сторонней организацией) и испытательная установка (рисунки 3.4.5 и 3.4.6).

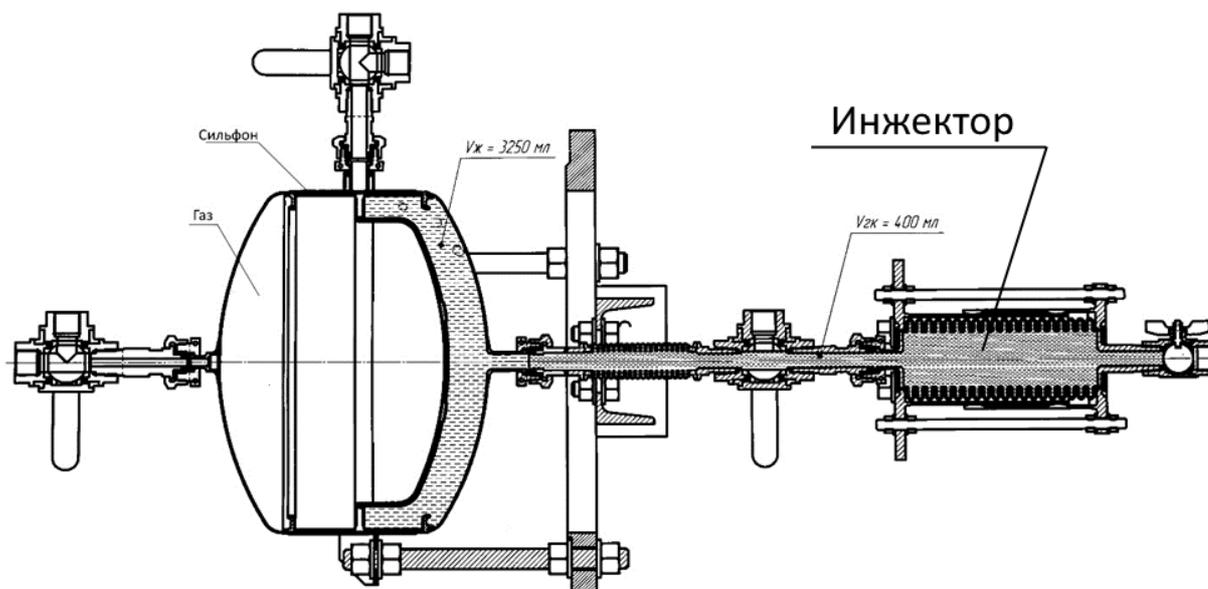


Рисунок 3.4.5 – Схема испытательной установки

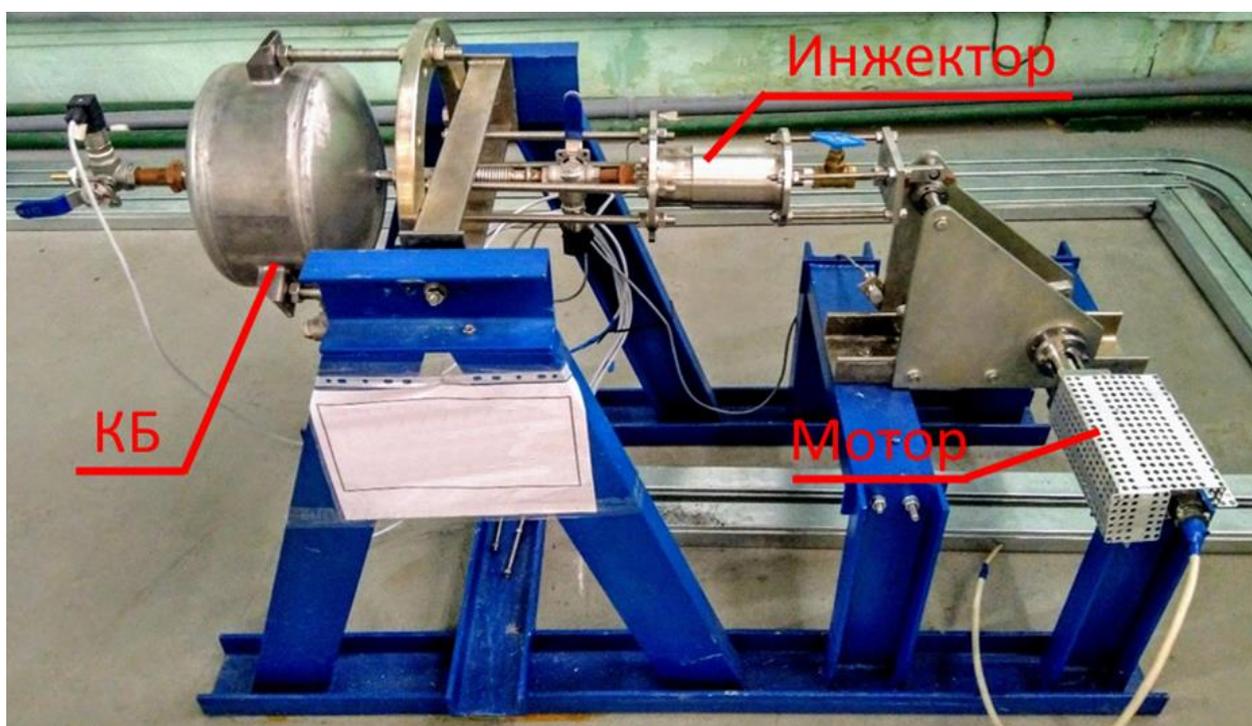


Рисунок 3.4.6 – Испытательная установка

В результате расчетов [32] было определено число циклов колебаний сифонов «день-ночь», приводящих к расширению теплоносителя, обусловленное положением установки относительно Солнца.

Для подтверждения циклической прочности и механической надежности эксперимент проводился в 2 этапа. Методика проведения эксперимента формировалась при активном участии автора диссертации согласно [52, 53].

На первом этапе проводилось испытание на 20 000 циклов колебаний [50], в процессе которого отслеживались параметры давлений в полостях для детектирования разгерметизации за счет падения давления, на котором было подтверждено, что разгерметизации при таком количестве циклов не происходит.

На втором этапе число циклов доводилось до 200 000 [51], также с отслеживанием давления в полостях. После чего бак разрезался и дополнительно проводилось исследование состояния сильфонов.

Полости бака заполнялись следующим образом – газовая полость заполнялась инертным газом – аргоном, жидкостная полость заполнялась спиртоводяным раствором.

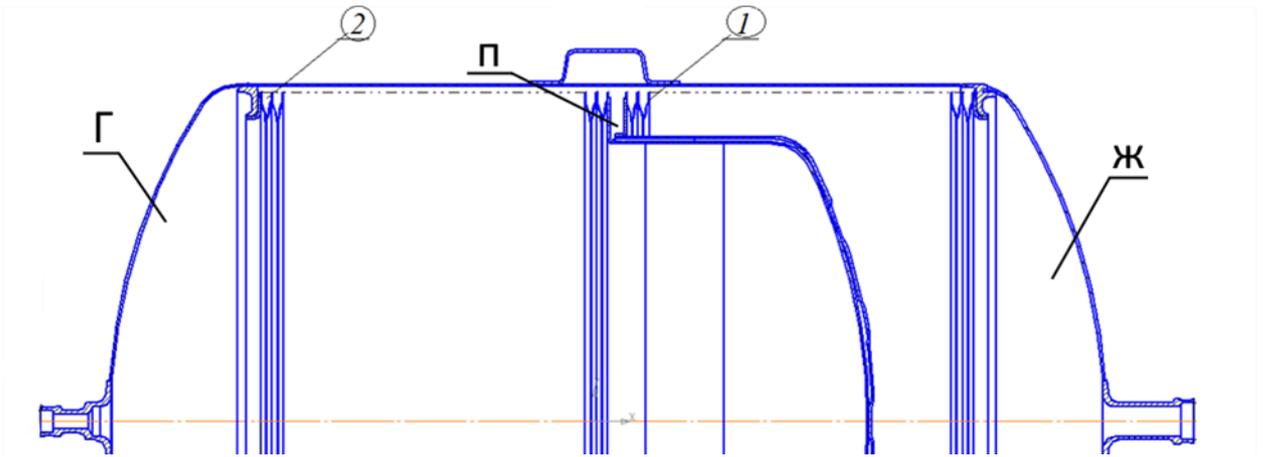
Колебания в системе создавались с помощью электромотора, который осуществлял периодическое надавливание на инжектор кулачковым механизмом, инжектор, в свою очередь, деформируясь, перемещал жидкость в систему и обратно.

Результаты испытаний показали, что при требуемом числе циклов в несколько десятков тысяч нарушения герметичности в результате потери прочности не наступает, что подтверждается расчетами из [32], а также говорит о механической надежности сварных сильфонов (при рассматриваемом ресурсе) с вероятностью безотказной работы $R_{с.кб} = 1$.

Для оценки прочности и надежность корпуса КБ проводились отдельные расчетные исследования.

3.4.3 Расчетное исследование НДС корпуса КБ

КБ сварной конструкции предназначен для компенсации увеличения объема ТН при его разогреве. Конструкция КБ представлена на рисунке 3.4.7. и соответствует сборочному чертежу. Рассматриваемая конструкция была получена в процессе исследования различных конструктивных исполнений и является оптимальной.



Г – газовая полость; Ж – жидкометаллическая полость; П – промежуточная полость; 1 – первый сиффон; 2 – второй сиффон

Рисунок 3.4.7 – Схема КБ

Материал элементов КБ – сталь 12Х18Н10Т. В таблице 3.4.1 приведены механические свойства [10]. Расчет воспроизведен в программном комплексе «Fidesys» (первоначальные оценки делались в SolidWorks Simulation) на основе [32] при действии внутреннего избыточного давления рабочего режима при температуре $T = 220$ °С на основе [32]. Расчетная модель бака с учетом симметрии представлена на рисунке 3.4.8.

Таблица 3.4.1 – Механические свойства стали 12Х18Н10Т

Температура, °С	R_m^T , МПа	E , 10^5 МПа	$[\sigma] = R_m^T/1,5$, МПа
220	409	1,88	272,6

В таблице даны обозначения:

- R_m^T – минимальное значение временного сопротивления, МПа,
- E – модуль упругости Юнга, МПа.

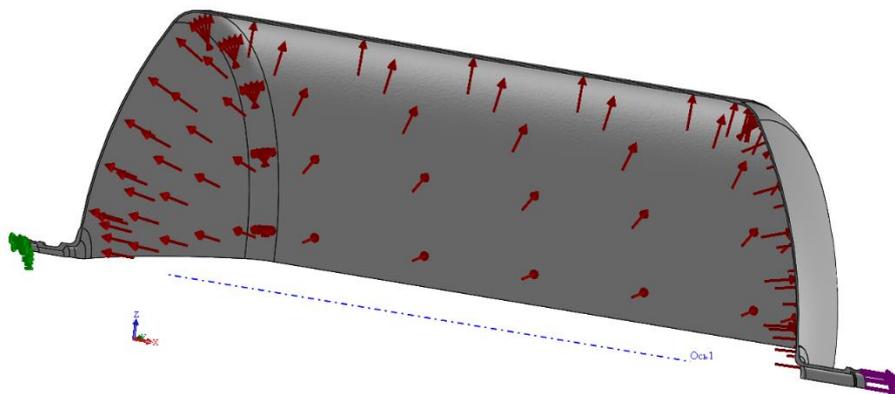


Рисунок 3.4.8 – Расчетная модель КБ

На рисунке 3.4.9 приведен фрагмент конечно-элементной сетки, состоящей из 82 000 оболочечных элементов 2 порядка.

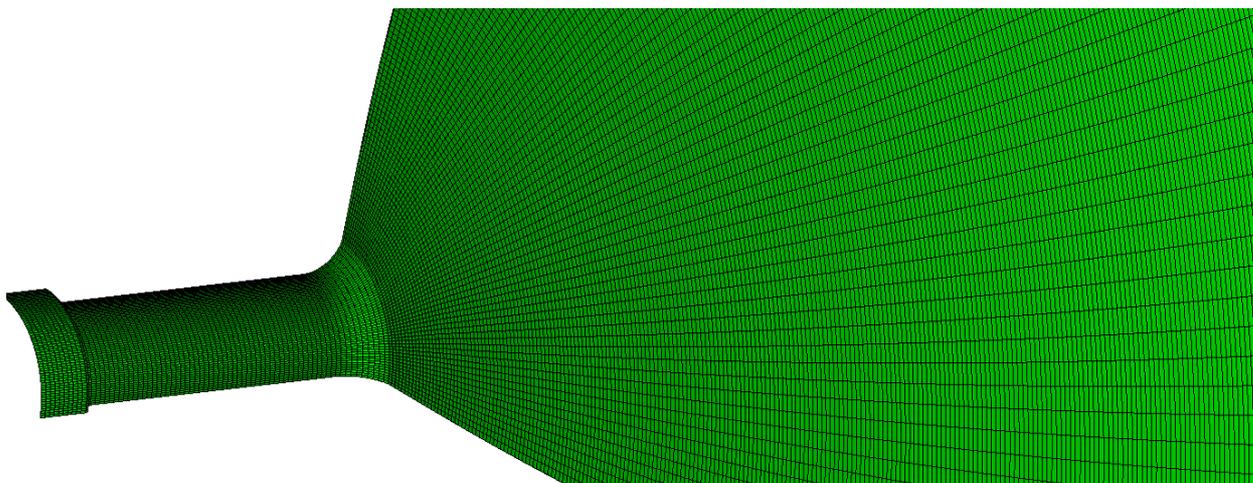


Рисунок 3.4.9 – Фрагмент конечно-элементной сетки

На рисунке 3.4.10 показано НДС КБ с включенной отрисовкой толщины оболочек в постпроцессоре.

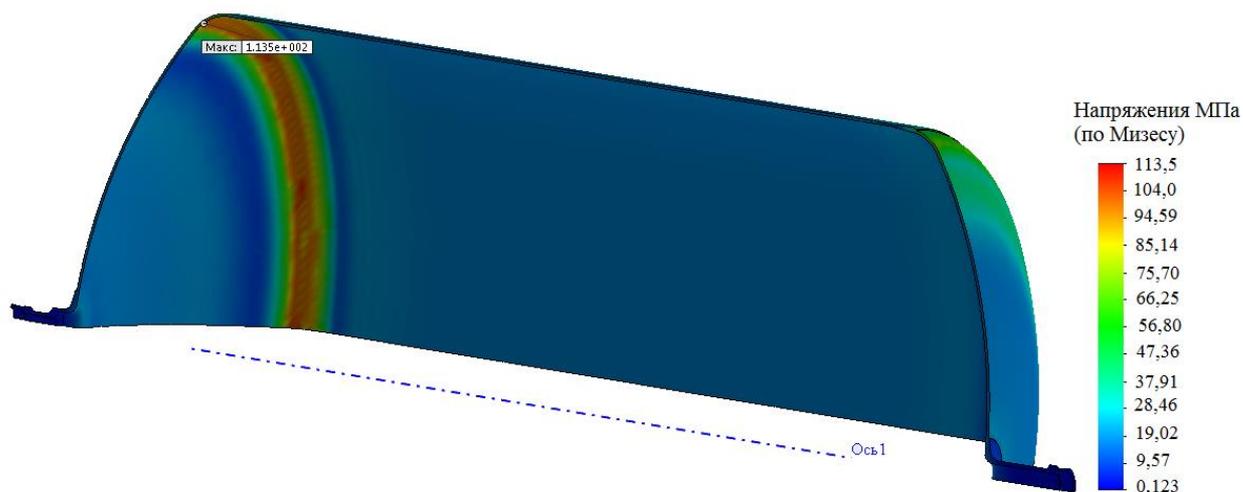


Рисунок 3.4.10 – НДС КБ

Из рисунка видно, что максимальные напряжения возникают в месте сопряжения цилиндрической обечайки и торосферического днища.

$$\sigma_{max} = 113,5 \text{ МПа} < [\sigma] = 272,6 \text{ МПа}.$$

Условие статической прочности для корпуса КБ выполняется. Полученные результаты расчетов на прочность являются исходными данными для расчетной оценки надежности.

ГЛАВА 4. ИССЛЕДОВАНИЕ НАДЕЖНОСТИ КОСМИЧЕСКОЙ ТЕПЛОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ В ОБОСНОВАНИЕ РЕСУРСА

4.1 Оценка прочностной надежности ТЭУ

Достижение назначенного ресурса определяется надежностью. Надежность ТЭУ в целом определяется надежностью отдельных ее элементов на протяжении всех режимов в течение ресурса. Область применения объекта исследования имеет специфику, следствием которой является невозможность резервирования его силовых узлов и элементов, что привело бы к увеличению массы, в связи с чем структурные схемы надежности как отдельных узлов, так и всей установки в целом, проходящей через ряд последовательных режимов, схематично будут представлять из себя цепочки из последовательно соединенных элементов, как показано на рисунке 4.1.1 с математической моделью надежности, представленной формулой 4.1.1 [36]. Также на рисунке 4.1.1 приведено дерево отказов, соответствующее схеме надежности [44]. Дерево отказов включает основные события, которые могут повлечь за собой полный выход из строя исследуемого объекта или элемента.

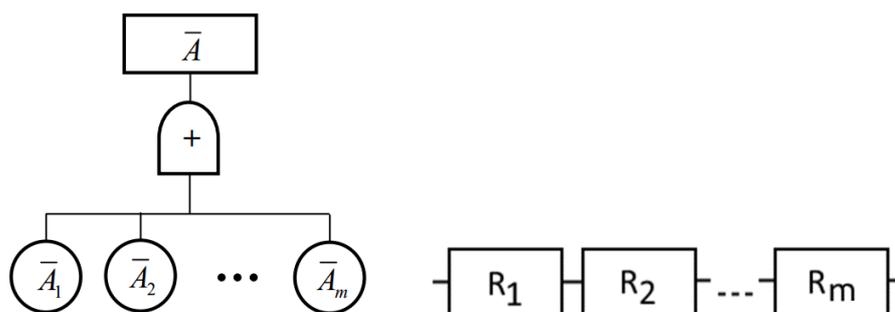


Рисунок 4.1.1 – Дерево отказов(слева) и схема надежности(справа)

$$R_{\text{группы_элементов}} = R_1 \cdot R_2 \cdot \dots \cdot R_m, \quad (4.1.1)$$

Где \bar{A} – условный отказ всей системы, подразумевающий недостижение требуемого ресурса;

$\bar{A}_1 - \bar{A}_m$ – исходные события – отказы элементов;

$R_1 - R_m$, – вероятности безотказной работы, определенные с учетом требуемого ресурса.

Согласно [36, 37] вероятность безотказной работы с точки зрения прочностной надежности для каждого элемента определяется следующим соотношением

$$R_i = \Phi \left(\frac{\sigma_{\text{ПРЕД}} - \sigma_{\text{ДЕЙСТВ}}}{\sqrt{\sigma_{\text{ОТКЛ.ПРЕД}}^2 + \sigma_{\text{ОТКЛ.ДЕЙСТВ}}^2}} \right) = \Phi \left(\frac{\sigma_{\text{ПРЕД}} - \sigma_{\text{ДЕЙСТВ}}}{\sqrt{(\nu_M \sigma_{\text{ПРЕД}})^2 + (\nu_N \sigma_{\text{ДЕЙСТВ}})^2}} \right), \quad (4.1.2)$$

где $\Phi(\gamma)$ - функция Лапласа [37],

$\sigma_{\text{ПРЕД}}$ - значение напряжений в конструкции, достижение которых считается отказом, МПа,

$\sigma_{\text{ДЕЙСТВ}}$ - рассчитанное значение напряжений, действующих в конструкции, МПа,

$\sigma_{\text{ОТКЛ.ПРЕД}}$ - среднеквадратическое отклонение значения допускаемых напряжений, МПа,

$\sigma_{\text{ОТКЛ.ДЕЙСТВ}}$ - среднеквадратическое отклонение значения расчетных напряжений, МПа,

ν_M - коэффициент вариации значения допускаемых напряжений,

ν_N - коэффициент вариации значения расчетных напряжений.

Согласно таблице из [37], если значение $\gamma > 3,9$, то показатель надежности рассматриваемого элемента $R = \Phi(\gamma) = 1$.

Необходимо отметить, что согласно математической теории надежности получить $R = 1$ в математическом смысле возможно только при $\gamma = \infty$, однако в механическом смысле для отдельной детали $R = 1$ означает, что при попытке изготовить деталь с требуемыми характеристиками прочности, фактически не удастся встретить ни одной детали, характеристики прочности которой будут отличаться от требуемых более чем на пять среднеквадратических отклонений ($5\sigma^2$) от значения характеристик, принятых в качестве математического ожидания.

Исходя из консервативных соображений в качестве коэффициента вариации ν_M для всех выбранных материалов принимается значение, предложенное в Главе 1:

$$v_M = 0,1 + 0,05 = 0,15,$$

что будет учитывать «разброс» свойств материала 15 %. В тех случаях, когда это возможно, в качестве мат. ожидания $\sigma_{\text{ПРЕД}}$ будут использоваться минимальные гарантированные значения из [10].

Для учета возможной вариации значения действующих напряжений в качестве коэффициента вариации, в случаях, когда определенный методами мат. статистики коэффициент меньше 0,035 (глава 1), будет использован:

$$v_H = 0,035.$$

Поскольку установка в процессе своего жизненного цикла должна пройти ряд последовательных этапов, то ее итоговой механической надежностью будет являться произведение механической надежности всех элементов на всех этапах.

Рассматривается три отдельных этапа жизненного цикла установки – режим выведения на орбиту, рабочий режим и режим глушения.

Структурная схема механической надежности представлена на рисунке 4.1.2.

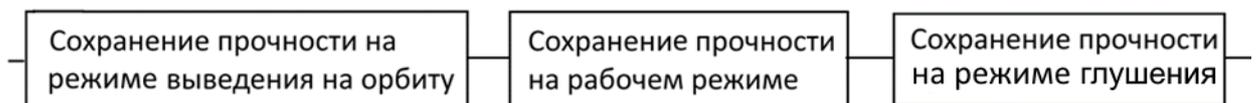


Рисунок 4.1.2 – Структурная схема прочностной надежности

Математическая модель надежности ТЭУ определяется формулой из [37]

$$R_{TЭУ} = R_{PB} \cdot R_{PP} \cdot R_{PG}, \quad (4.1.3)$$

где $R_{TЭУ}$ – вероятность безотказной работы ТЭУ;

R_{PB} – вероятность безотказной работы ТЭУ на режиме выведения на орбиту;

R_{PP} – вероятность безотказной работы ТЭУ на рабочем режиме;

R_{PG} – вероятность безотказной работы ТЭУ при глушении.

Надежность на каждом из рассматриваемых режимов будет определяться надежностью наиболее напряженных его элементов на самых нагруженных режимах работы [36, 37]. Детализированная схема отказа и схема прочностной надежности приведены на рисунке 4.1.3 и 4.1.4.

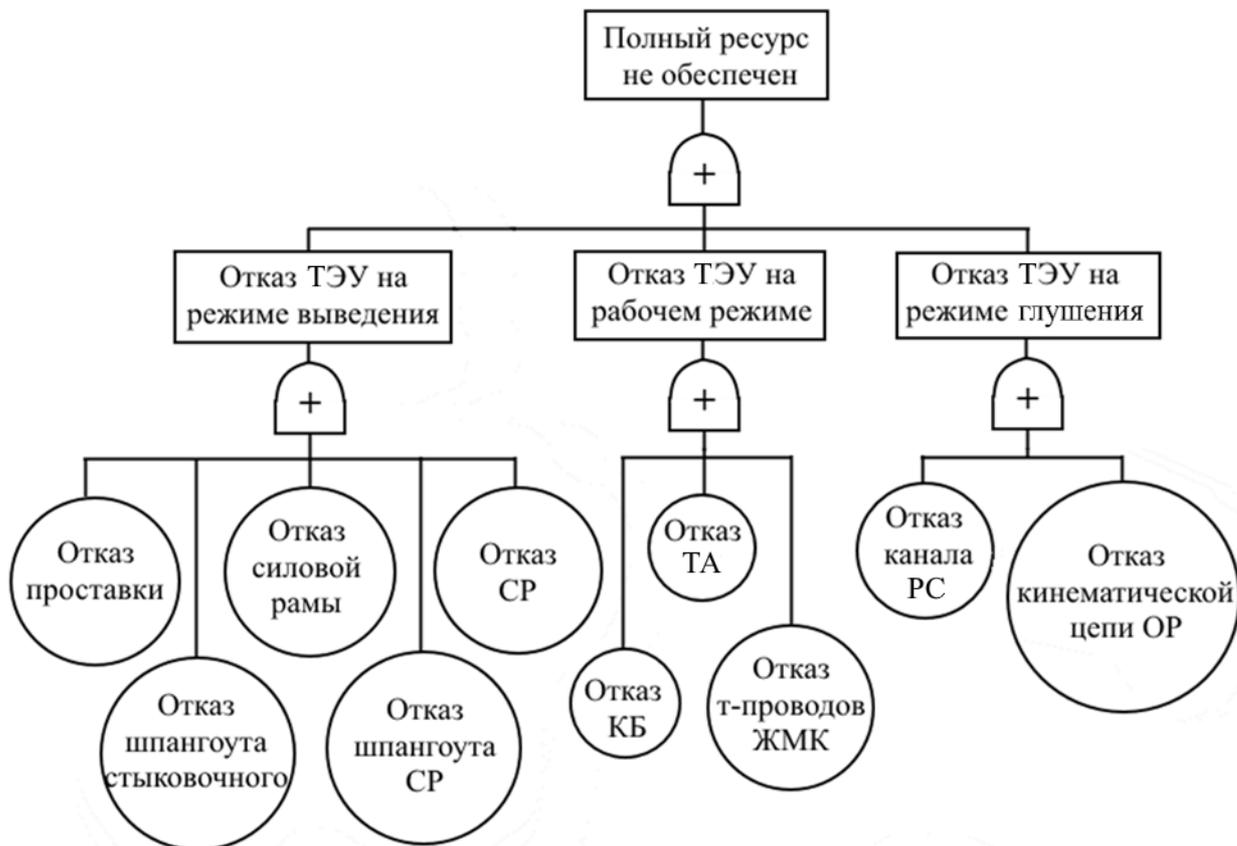


Рисунок 4.1.3 – Дерево отказов

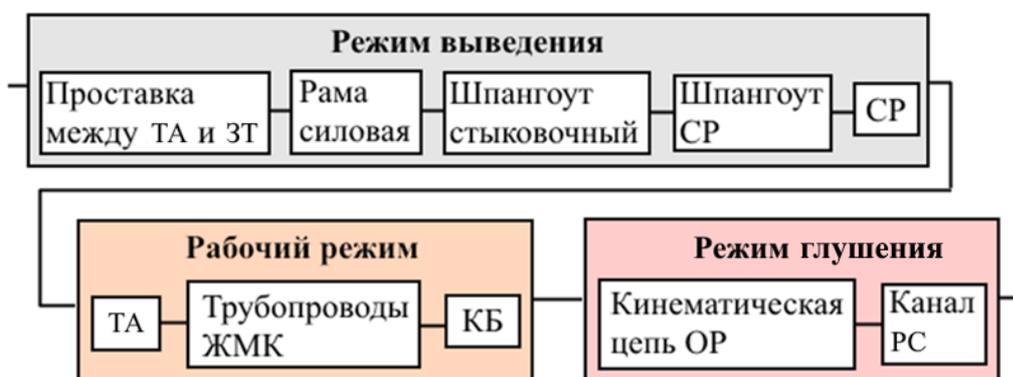


Рисунок 4.1.4 – Структурная схема прочностной надежности

Рассмотрение режимов производится по порядку, согласно схеме на рисунке 4.1.3. Для построения схем прочностной надежности для каждого из режимов предварительно строятся схемы отказов [36, 38, 44].

4.2 Исследование надежности ТЭУ на режиме выведения

Дерево отказов для режима выведения приведено на рисунке 4.2.1.

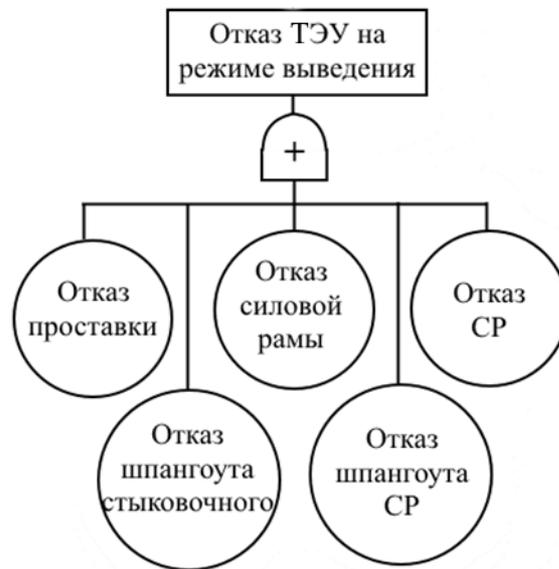


Рисунок 4.2.1 – Структурная схема отказов ТЭУ на режиме выведения



Рисунок 4.2.2 – Структурная схема надежности

Математическая модель надежности ТЭУ на режиме выведения определяется формулой из [37]

$$R_{PB} = R_{\text{ПРОСТАВКИ}} \cdot R_{\text{РАМЫ}} \cdot R_{\text{Ш.СР}} \cdot R_{\text{Ш.СТЫК}} \cdot R_{\text{СР}}, \quad (4.2.1)$$

где R_{PB} – вероятность безотказной работы ТЭУ на режиме выведения;
 $R_{\text{ПРОСТАВКИ}}$ – вероятность безотказной работы проставки между ТА и ЗТ;
 $R_{\text{РАМЫ}}$ – вероятность безотказной работы силовой рамы;
 $R_{\text{Ш.СР}}$ – вероятность безотказной работы шпангоута СР;
 $R_{\text{Ш.СТЫК}}$ – вероятность безотказной работы шпангоута стыковочного;
 $R_{\text{СР}}$ – вероятность безотказной работы системы развертывания.

4.2.1 Проставка между ТА и тепловой защитой

В качестве значения напряжений, определяющих предполагаемый отказ, примем значение минимального гарантированного значения предела прочности стали 12Х18Н10Т для температуры, при которой работает наиболее напряженный элемент (150 °С): $R_m^{150} = 421$ МПа [10].

Максимальные напряжения, действующие в наиболее напряженном месте конструкции на режиме выведения, $\sigma_{ДЕЙСТВ} = 280$ МПа, однако они локализируются в зоне размером несколько миллиметров, а основное тело проставки имеет напряжения ниже предела текучести $R_{p0.2} = 172$ МПа, поэтому в качестве действующих напряжений при расчете надежности принимается значение $\sigma_{ДЕЙСТВ} = 172$ МПа. Поскольку изменение параметров сетки не меняет картину напряженного состояния в основном теле, в качестве коэффициента вариации для действующих напряжений принимается 0,035 (Глава 1).

Вероятность безотказной работы с учетом принятых коэффициентов вариации будет следующая

$$R_{\text{ПРОСТАВКИ}} = \Phi \left(\frac{421 - 172}{\sqrt{(421 \cdot 0,15)^2 + (172 \cdot 0,035)^2}} \right) = \Phi(3,92).$$

Далее по таблице из [37] (приложение 2) для аргумента $\gamma = 3,92 > 3,9$ значение функции Лапласа $\Phi(\gamma)$ - вероятность безотказной работы:

$$R_{\text{ПРОСТАВКИ}} = 1.$$

4.2.2 Силовая рама агрегатного отсека

В качестве значения напряжений, определяющих предполагаемый отказ, примем значение предела прочности сплава ВТ-6 для температуры, при которой работает наиболее напряженный элемент (20 °С): $R_m^{20} = 930$ МПа [26].

Максимальные напряжения, действующие в наиболее напряженном месте конструкции на режиме выведения, $\sigma_{ДЕЙСТВ} = 524,8$ МПа. Поскольку изменение параметров сетки не меняет картину напряженного состояния

ввиду высокой точности, которую дают балочные КЭ, в качестве коэффициента вариации для действующих напряжений принимается 0,035 (Глава 1).

Вероятность безотказной работы с учетом принятых коэффициентов вариации будет следующая

$$R_{РАМЫ} = \Phi \left(\frac{930 - 524,8}{\sqrt{(930 \cdot 0,15)^2 + (524,8 \cdot 0,035)^2}} \right) = \Phi(2,88).$$

По таблице из [37] (приложение 2) для аргумента $\gamma = 2,88$ вероятность безотказной работы:

$$R_{РАМЫ} = 0,998.$$

4.2.3 Шпангоут системы развертывания

В качестве значения напряжений, определяющих предполагаемый отказ, примем значение предела прочности для материала ВКУ-30 для температуры, при которой работает исследуемый узел (150 °С): $R_m^{150} = 1780$ МПа

Максимальные напряжения, действующие в наиболее напряженном месте конструкции на режиме выведения, $\sigma_{ДЕЙСТВ} = 946,7$ МПа. Поскольку изменение параметров сетки не меняет картину напряженного состояния ввиду высокой точности, которую дают оболочечные КЭ, в качестве коэффициента вариации для действующих напряжений принимается 0,035 (Глава 1).

Вероятность безотказной работы с учетом принятых коэффициентов вариации будет следующая

$$R_{Ш.СР} = \Phi \left(\frac{1780 - 869}{\sqrt{(1780 \cdot 0,15)^2 + (869 \cdot 0,035)^2}} \right) = \Phi(3,3).$$

По таблице из [37] (приложение 2) для аргумента $\gamma = 3,3$ значение функции Лапласа $\Phi(\gamma)$ для шпангоута СР составляет

$$R_{Ш.СР} = 0,9995.$$

Для варианта шпангоута из ВТ-6 в качестве значения напряжений, определяющих предполагаемый отказ, примем значение предела прочности для материала ВТ-6 для температуры, при которой работает исследуемый узел (150 °С): $R_m^{150} = 860$ МПа.

Максимальные напряжения, действующие в наиболее напряженном месте конструкции на режиме выведения, $\sigma_{ДЕЙСТВ} = 447$ МПа. Поскольку изменение параметров сетки не меняет картину напряженного состояния ввиду высокой точности, которую дают оболочечные КЭ, в качестве коэффициента вариации для действующих напряжений принимается 0,035 (Глава 1).

Вероятность безотказной работы с учетом принятых коэффициентов вариации будет следующая

$$R_{Ш.СР} = \Phi \left(\frac{860 - 447}{\sqrt{(930 \cdot 0,15)^2 + (450 \cdot 0,035)^2}} \right) = \Phi(3,1).$$

По таблице из [37] (приложение 2) для аргумента $\gamma = 3,1$ значение функции Лапласа $\Phi(\gamma)$ для шпангоута СР составляет

$$R_{Ш.СР} = 0,999.$$

4.2.4 Шпангоут стыковочный

В качестве значения напряжений, определяющих предполагаемый отказ, примем значение предела прочности для сплава ВТ-6 для температуры, при которой работает исследуемые узел (150 °С): $R_m^{150} = 860$ МПа.

Максимальные напряжения, действующие в наиболее напряженном месте конструкции на режиме выведения, $\sigma_{ДЕЙСТВ} = 303,2$ МПа. Поскольку изменение параметров сетки не меняет картину напряженного состояния ввиду высокой точности, которую дают балочные КЭ, в качестве коэффициента вариации для действующих напряжений принимается 0,035 (Глава 1).

Вероятность безотказной работы с учетом принятых коэффициентов вариации будет следующая

$$R_{\text{Ш.СТЫК}} = \Phi \left(\frac{860 - 303,2}{\sqrt{(860 \cdot 0,15)^2 + (303,2 \cdot 0,035)^2}} \right) = \Phi(4,3).$$

Далее по таблице из [37] (приложение 2) для аргумента $\gamma = 4,3 > 3,9$ вероятность безотказной работы:

$$R_{\text{Ш.СТЫК}} = 1.$$

4.2.5 Система развертывания

В качестве значения напряжений, определяющих предполагаемый отказ, примем значение предела прочности для сплава ВТ-6 для температуры, при которой работает исследуемый узел (150°C): $R_m^{150} = 860$ МПа [29].

Максимальные напряжения, действующие в наиболее напряженном месте конструкции на режиме выведения, $\sigma_{\text{ДЕЙСТВ}} = 346,7$ МПа. Поскольку изменение параметров сетки не меняет картину напряженного состояния ввиду высокой точности, которую дают балочные КЭ, в качестве коэффициента вариации для действующих напряжений принимается 0,035 (Глава 1).

Вероятность безотказной работы с учетом принятых коэффициентов вариации будет следующая

$$R_{\text{Ш.СТЫК}} = \Phi \left(\frac{860 - 346,7}{\sqrt{(860 \cdot 0,15)^2 + (346,7 \cdot 0,035)^2}} \right) = \Phi(3,96).$$

Далее по таблице из [38] (приложение 2) для аргумента $\gamma = 3,96 > 3,9$ значение функции Лапласа $\Phi(\gamma)$ - вероятность безотказной работы

$$R_{\text{Ш.СТЫК}} = 1.$$

4.2.6 Оценка надежности ТЭУ на режиме выведения

Итоговая механическая надежность на режиме выведения определяется по формуле (4.2.1):

$$1 \cdot 0,998 \cdot 0,999 \cdot 1 \cdot 1 = 0,997.$$

4.3 Исследование надежности ТЭУ на рабочем режиме

Дерево отказов для рабочего режима приведено на рисунке 4.3.1. Дерево отказов составлено из наиболее термо- и механически напряженных элементов, которые были определены по результатам предварительных расчетов.

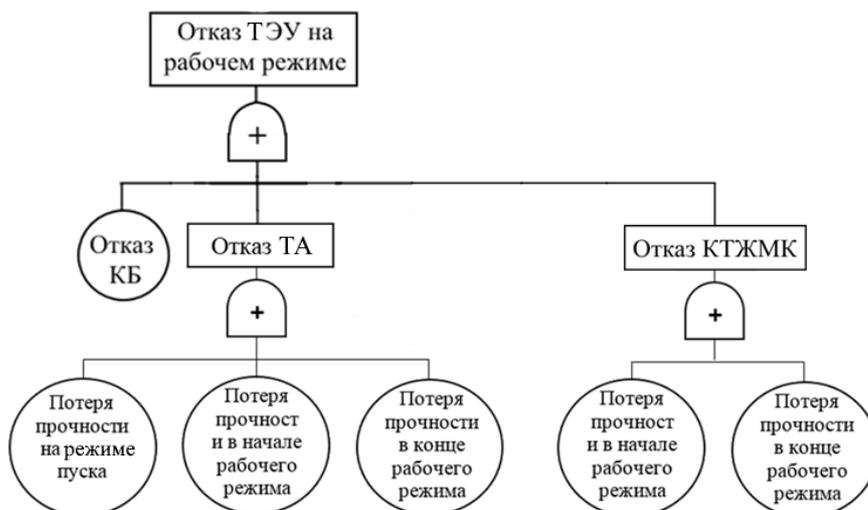


Рисунок 4.3.1 – Дерево отказов для рабочего режима

На рисунке 4.3.2 представлена структурная схема прочностной надежности ТЭУ на рабочем режиме.

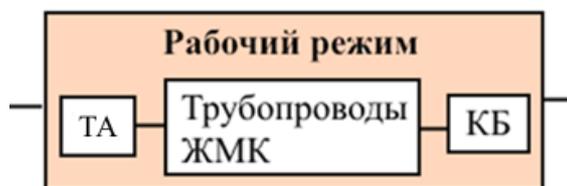


Рисунок 4.3.2 - Структурная схема прочностной надежности ТЭУ на рабочем режиме

Математическая модель надежности ТЭУ определяется формулой

$$R_{PP} = R_{ТА} \cdot R_{КТЖМК} \cdot R_{КБ}, \quad (4.3.1)$$

где R_{PP} – вероятность безотказной работы на режиме выведения;

$R_{ТА}$ – вероятность безотказной работы ТА;

$R_{КТЖМК}$ – вероятность безотказной работы КТЖМК;

$R_{КБ}$ – вероятность безотказной работы КБ.

4.3.1 Теплообменный аппарат

Потеря прочности ТА рассматривается как причина отказа ТА.

На рисунке 4.3.3 представлена рассматриваемая структурная схема отказа ТА ТЭУ. Каждый из условных режимов работы (пуск, начало и конец рабочего режима) рассматривается как независимое событие. Вероятность совместного проявления независимых событий равна произведению вероятностей этих событий [3].

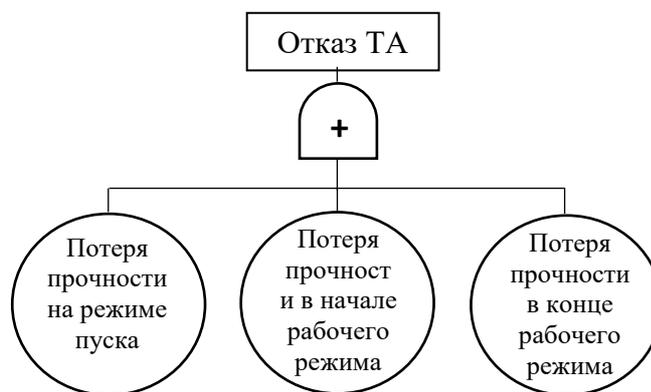


Рисунок 4.3.3 - Структурная схема отказа силовой схемы ТИ ТЭУ

На рисунке 4.3.4 представлена структурная схема прочностной надежности ТА ТЭУ, исходя из структурной схемы отказа. Схема представлена в виде одного структурного элемента (который выделен из структурной схемы прочностной надежности ТЭУ), включающего в себя ряд из трех других последовательно соединенных элементов.

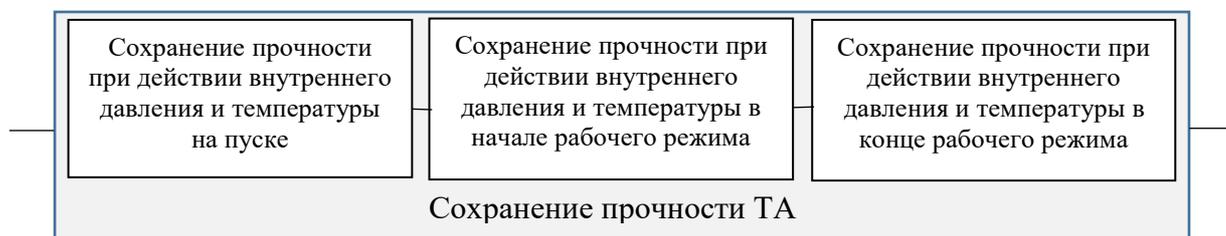


Рисунок 4.3.4 - Структурная схема прочностной надежности ТА ТЭУ

Все элементы силовой схемы ТА выполнены из одного материала и соединены между собой так, что образуют единый объект, находящийся под

нагрузками одного типа (давление и температурный градиент) и на одном режиме. В связи с этим прочностную надежность конструкции можно рассчитывать, отталкиваясь от значений расчетных напряжений в наиболее напряженном элементе конструкции и значений напряжений, определяющих предполагаемый отказ в зоне с наибольшей температурой. Если по результатам такого расчета показатель надежности будет равен 1, значит показатель надежности остальных элементов также будет равен 1.

Для снижения консервативности расчета в качестве источника данных по механическим характеристикам примем [45]. Ввиду отсутствия данных для стали 08X16H11M3 примем данные наиболее близкой по химическому составу хромоникельмолибденовой стали 08X17H5M3.

4.3.1.1 Пуск

В качестве значения напряжений, определяющих предполагаемый отказ, примем значение предела прочности стали 08X17H5M3 для температуры, при которой работает самый нагретый элемент (450 °C): $R_m^{450} = 1050$ МПа [45].

Максимальные напряжения, действующие в конструкции на режиме пуска $\sigma_{ДЕЙСТВ} = 214$ МПа.

Вероятность безотказной работы с учетом принятых коэффициентов вариации будет следующая

$$R_{ПУСК} = \Phi \left(\frac{1050 - 214}{\sqrt{(1050 \cdot 0,15)^2 + (214 \cdot 0,035)^2}} \right) = \Phi(5,3).$$

Далее по таблице из [37] (приложение 2) видно, что значению аргумента $\gamma \geq 3,9$ соответствует значение $\Phi(\gamma) = 1$. Вероятность безотказной работы

$$R_{ПУСК} = 1.$$

4.3.1.2 Начало рабочего режима

В качестве значения напряжений, определяющих предполагаемый отказ, примем значение предела прочности стали 08X17H5M3 для температуры, при которой работает самый нагретый элемент (550 °С): $R_m^{550} = 700$ МПа [45].

Максимальные напряжения, действующие в наиболее напряженном элементе конструкции в начале рабочего режима, $\sigma_{ДЕЙСТВ} = 180,2$ МПа.

Вероятность безотказной работы в начале рабочего режима, с учетом принятых коэффициентов вариации, будет следующая

$$R_{Н.Р.СТАТ} = \Phi \left(\frac{700 - 180,2}{\sqrt{(700 \cdot 0,15)^2 + (180,2 \cdot 0,035)^2}} \right) = \Phi(4,94).$$

Далее по таблице из [1] (приложение А) для аргумента $\gamma = 4,9 > 3,9$ значение функции Лапласа $\Phi(\gamma)$, которое будет являться вероятностью безотказной работы

$$R_{Н.Р.СТАТ} = 1.$$

4.3.1.3 Конец рабочего режима. Статическая прочность

Учитывая, что при расчетах на прочность конструкции в конце рабочего режима использовались два различных критерия оценки прочности – статической и длительной статической прочности, расчет надежности необходимо выполнять для обоих критериев отдельно, после чего перемножить получившиеся показатели надежности.

В качестве значения напряжений, определяющих предполагаемый отказ, примем значение предела прочности стали 08X17H5M3 для температуры, при которой работает самый нагретый элемент (600 °С): $R_m^{600} = 500$ МПа [45].

Максимальные напряжения, действующие в наиболее напряженном элементе конструкции в конце рабочего режима, $\sigma_{ДЕЙСТВ} = 165,9$ МПа.

Вероятность безотказной работы в конце рабочего режима, с учетом принятых коэффициентов вариации, будет следующая

$$R_{K.P.СТАТ} = \Phi \left(\frac{500-165,9}{\sqrt{(500 \cdot 0,15)^2 + (165,9 \cdot 0,035)^2}} \right) = \Phi(4,44).$$

Далее по таблице из [37] (приложение 2) для аргумента $\gamma = 4,4 > 3,9$ значение функции Лапласа $\Phi(\gamma)$, которое будет являться вероятностью безотказной работы

$$R_{K.P.СТАТ} = 1.$$

4.3.1.4 Конец рабочего режима. Длительная статическая прочность

В качестве значения напряжений, определяющих предполагаемый отказ, примем значение предела длительной прочности 08X16Н11М3-ПД для температуры, при которой работает рассматриваемый элемент (600°C), и рассматриваемого ресурса: $R_{mt}^{600} = 144$ МПа [22].

Максимальные напряжения, действующие в наиболее напряженном элементе конструкции в конце ресурса, $\sigma_{ДЕЙСТВ} = 21,4$ МПа.

Вероятность безотказной работы в конце рабочего режима, с учетом принятых коэффициентов вариации, будет следующая

$$R_{K.P..Д.СТАТ} = \Phi \left(\frac{144-21,4}{\sqrt{(144 \cdot 0,15)^2 + (21,4 \cdot 0,035)^2}} \right) = \Phi(5,67).$$

Далее по таблице из [37] (приложение 2) для аргумента $\gamma = 5,6 > 3,9$ значение функции Лапласа $\Phi(\gamma)$, которое будет являться вероятностью безотказной работы

$$R_{K.P..Д.СТАТ} = 1.$$

4.3.1.5 Показатель надежности ТА

Итоговый показатель прочностной надежности ТА будет определяться

$$R_{ТА} = R_{ПУСК} \cdot R_{Н.Р.СТАТ} \cdot R_{K.P.СТАТ} \cdot R_{K.P..Д.СТАТ} = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1.$$

4.3.2 Компенсационный бак

Надежность сильфонов компенсационного бака подтверждена испытаниями [50, 51] и принимается равной $R_{C.КБ} = 1$.

В качестве значения напряжений, определяющих предполагаемый отказ корпуса КБ, примем значение предела прочности стали 12Х18Н10Т для температуры, при которой работает наиболее напряженный элемент (200 °С): $R_m^{200} = 417$ МПа [10].

Максимальные напряжения, действующие в наиболее напряженном элементе конструкции на рабочем режиме, $\sigma_{ДЕЙСТВ} = 113,5$ МПа.

Вероятность безотказной работы корпуса КБ с учетом принятых коэффициентов вариации будет следующая

$$R_{К.КБ} = \Phi \left(\frac{417 - 113,5}{\sqrt{(417 \cdot 0,15)^2 + (113,5 \cdot 0,035)^2}} \right) = \Phi(4,8).$$

Далее по таблице из [37] (приложение 2) для аргумента $\gamma = 4,8 > 3,9$ значение функции Лапласа $\Phi(\gamma)$ - вероятность безотказной работы

$$R_{К.КБ} = 1,$$

$$R_{КБ} = R_{C.КБ} + R_{К.КБ} = 1 \cdot 1 = 1.$$

4.3.3 Комплект трубопроводов жидкометаллического контура

Все элементы комплекта трубопроводов ЖМК выполнены из одного материала и соединены между собой так, что образуют единый объект, находящийся под нагрузками одного типа и на одном режиме. В связи с этим прочностную надежность конструкции можно рассчитывать, отталкиваясь от значений расчетных напряжений в наиболее напряженном элементе конструкции и значений напряжений, определяющих предполагаемый отказ в зоне с наибольшей температурой. Если по результатам такого расчета показатель надежности будет равен 1, значит показатель надежности остальных элементов также будет равен 1.

Для снижения консервативности расчета в качестве источника данных по механическим характеристикам примем [12]. Ввиду отсутствия данных для стали 12X18H10T примем данные наиболее близкой по химическому составу хромоникелевой стали X18H10T.

4.3.3.1 Оценка надежности. Начало рабочего режима – статическая прочность

В качестве значения напряжений, определяющих предполагаемый отказ, для снижения консервативности примем значение допускаемых напряжений для стали X18H10T при температуре, при которой работает рассматриваемый в [1] элемент (600 °C): $R_m^{600} = 392$ МПа [7].

Максимальные напряжения, действующие в наиболее напряженном элементе конструкции КТЖМК на рабочем режиме, $\sigma_{ДЕЙСТВ} = 144$ МПа.

Вероятность безотказной работы с учетом принятых коэффициентов вариации будет следующая

$$R_{СТАТ} = \Phi \left(\frac{392-144}{\sqrt{(392 \cdot 0,15)^2 + (144 \cdot 0,035)^2}} \right) = \Phi(4,2).$$

Далее по таблице из [37] (приложение 2) для аргумента $\gamma = 4,2 > 3,9$ значение функции Лапласа $\Phi(\gamma)$, которое будет являться вероятностью безотказной работы

$$R_{СТАТ} = 1.$$

4.3.3.2 Оценка надежности. Конец рабочего режима – длительная статическая прочность

В качестве значения напряжений, определяющих предполагаемый отказ, примем значение предела длительной прочности стали 12X18H10T для температуры, при которой работает рассматриваемый элемент (600 °C) рассматриваемого ресурса: $R_{mt}^{600} = 93$ МПа [10].

Максимальные напряжения, действующие в наиболее напряженном элементе конструкции КТЖМК в конце ресурса, $\sigma_{ДЕЙСТВ} = 6,4$ МПа.

Вероятность безотказной работы с учетом принятых коэффициентов вариации будет следующая

$$R_{\text{ДЛИТ.СТАТ}} = \Phi \left(\frac{93-6,4}{\sqrt{(93 \cdot 0,15)^2 + (6,4 \cdot 0,035)^2}} \right) = \Phi(6,2).$$

Далее по таблице из [37] (приложение А) для аргумента $\gamma = 6,2 > 3,9$ значение функции Лапласа $\Phi(\gamma)$, которое будет являться вероятностью безотказной работы

$$R_{\text{ДЛИТ.СТАТ}} = 1.$$

4.3.3.3 Показатель надежности КТЖМК

Итоговый показатель прочностной надежности КТЖМК будет определяться как

$$R_{\text{КТЖМК}} = R_{\text{СТАТ}} \cdot R_{\text{ДЛИТ.СТАТ}} = 1 \cdot 1 = 1.$$

4.3.4 Оценка надежности ТЭУ на рабочем режиме

Итоговая механическая надежность на режиме выведения определяется по формуле (4.3.1):

$$R_{PP} = 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1.$$

4.4 Исследование надежности ТЭУ на режиме глушения

Дерево отказов для рабочего режима приведено на рисунке 4.3.15.



Рисунок 4.4.1 – Дерево отказов



Рисунок 4.4.2 – Структурная схема надежности

Математическая модель надежности ТЭУ на режиме глушения определяется формулой из [37]

$$R_{РГ} = R_{ОР} \cdot R_{РС} , \quad (4.4.1)$$

где $R_{РГ}$ – вероятность безотказной работы на режиме глушения;

$R_{ОР}$ – вероятность безотказной работы элементов кинематич. цепи ОР;

$R_{РС}$ – вероятность безотказной работы канала РС .

4.4.1 Кинематическая цепь органов регулирования

В качестве значения напряжений, определяющих предполагаемый отказ, примем значение предельных касательных напряжений для стали 10Х11Н23Т3МР при температуре эксплуатации: $\tau_B = 6600$ кгс/см².

Максимальные напряжения, действующие в наиболее напряженном элементе кинематической цепи на режиме, обеспечивающем наибольшую надежность, $\tau_{\text{ДЕЙСТВ}} = 3900,26 \text{ кгс/см}^2$.

Поскольку элементы кинематической цепи соединены без использования сварки, то можно отказаться от повышения коэффициента вариации для материала, учитывающее изменение свойств в области сварки и принять $\nu_M = 0,1$

Вероятность безотказной работы с учетом принятых коэффициентов вариации будет следующая

$$R_{OP} = \Phi \left(\frac{6600 - 3900,26}{\sqrt{(6600 \cdot 0,1)^2 + (3900,26 \cdot 0,035)^2}} \right) = \Phi(4).$$

Далее по таблице из [37] (приложение 2) для аргумента $\gamma = 4 > 3,9$ значение функции Лапласа $\Phi(\gamma)$, которое будет являться вероятностью безотказной работы

$$R_{OP} = 1.$$

4.4.2 Канал регулирующего стержня

Поскольку критерий отказа канала РС не прочностной, а деформационный – на возможность заклинивания влияет кривизна канала – в качестве критерия отказа принимается достижение максимально допустимой кривизны канала $K = 6,57 \cdot 10^{-5} \text{ мм}^{-1}$.

Максимальная кривизна канала, согласно расчетам, составляет $K_{\text{ДЕЙСТВ}} = 3,6 \cdot 10^{-5} \text{ мм}^{-1}$.

Поскольку на кривизну канала не влияет сварка, то можно отказаться от повышения коэффициента вариации для материала, учитывающее изменение свойств в области сварки и принять $\nu_M = 0,1$

Вероятность безотказной работы для деформационного критерия будет определяться тем же соотношением (формула 4.1.2), что и в случае критерия

напряжений, только вместо действующих и предельных напряжений будут использоваться действующие и предельные деформации, которые в рассматриваемом элементе представлены в виде кривизны канала, вызванной этими деформациями

$$R_{PC} = \Phi \left(\frac{6,57 \cdot 10^{-5} - 3,6 \cdot 10^{-5}}{\sqrt{(6,57 \cdot 10^{-5} \cdot 0,1)^2 + (3,6 \cdot 10^{-5} \cdot 0,035)^2}} \right) = \Phi(4,43).$$

Далее по таблице из [37] (приложение 2) для аргумента $\gamma = 4,43 > 3,9$ значение функции Лапласа $\Phi(\gamma)$, которое будет являться вероятностью безотказной работы

$$R_{PC} = 1.$$

4.4.3 Оценка надежности ТЭУ на режиме глушения

Итоговая механическая надежность на режиме глушения определяется по формуле (4.4.1):

$$R_{PG} = 1 \cdot 1 = 1.$$

4.5 Итоговый показатель механической надежности ТЭУ

Показатель прочностной надежности ТЭУ, определяемый на основе показателей наиболее напряженных, с точки зрения прочности, элементов (4.1.3)

$$R_{ТЭУ} = R_{ТА} \cdot R_{PP} \cdot R_{PG} = 1 \cdot 0,997 \cdot 1 = 0,997.$$

При учете всех предложений, представленных автором диссертации, этот показатель может быть повышен с одновременным снижением массы конструкции.

4.6 Имитационная модель

4.6.1 Введение

Благодаря интеграции прочностного пакета Fidesys и языка программирования Python результаты, полученные в предыдущих главах работы, позволили создать имитационную цифровую модель – цифрового двойника, который позволяет оценивать прочность и механическую надежность элементов (а также совокупности элементов) ТЭУ в условно реальном времени (с задержкой на проведение серии расчетов для элементов модели, что составляет несколько минут для многоядерных ЭВМ с высокоскоростными SSD).

4.6.2 Схема модели

Внутри среды Python Fidesys вызывается как внешняя библиотека, в которую передаются скрипты геометрической модели с нагрузками и параметрами разбиения на конечные элементы. Fidesys позволяет запускать несколько копий программы параллельно, что также позволяет запускать параллельный прочностной расчет элементов ТЭУ. Схема имитационной модели приведена на рисунке 4.6.1.

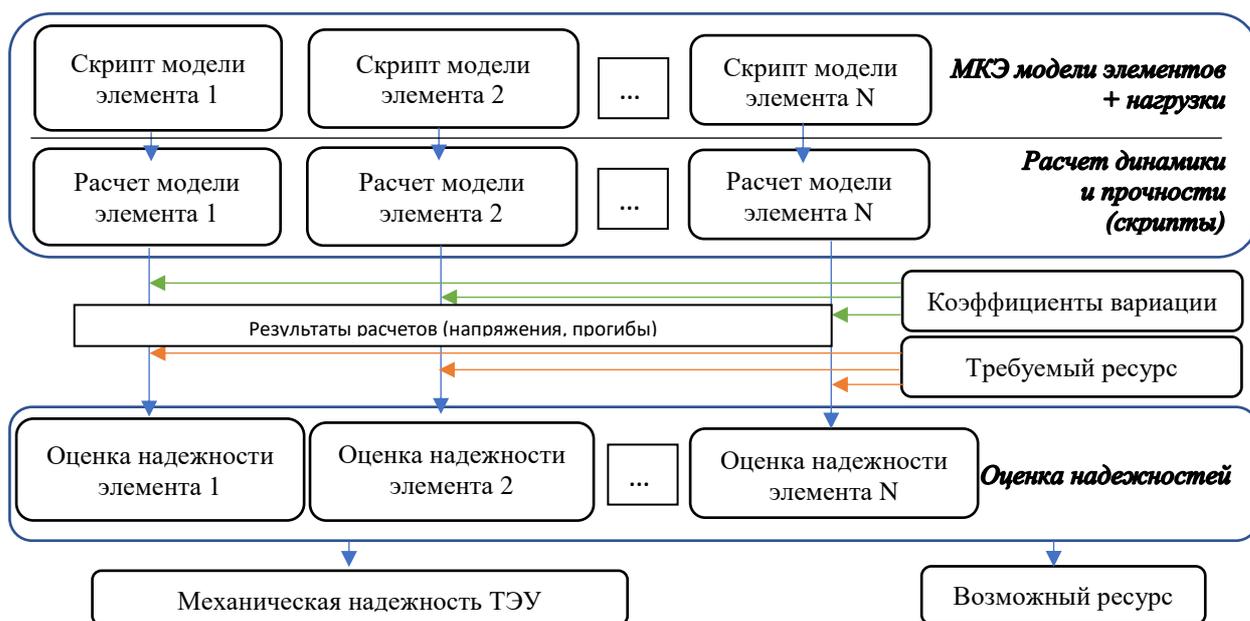


Рисунок 4.6.1 – Схема модели

Результатами конечно-элементного расчета являются значения напряжений, перемещений и других механических параметров в узлах конечных элементов модели. По этим параметрам на каждом цикле расчета (в случае, если необходимо обновление данных модели с какой-то периодичностью или по какому-то критерию) можно производить различные оценки и главным образом оценку механической надежности, что реализовано в модели.

Разработанная модель позволяет не только производить числовые оценки, но и реализовывать визуализацию результатов, пример которой представлен на рисунке 4.6.2.

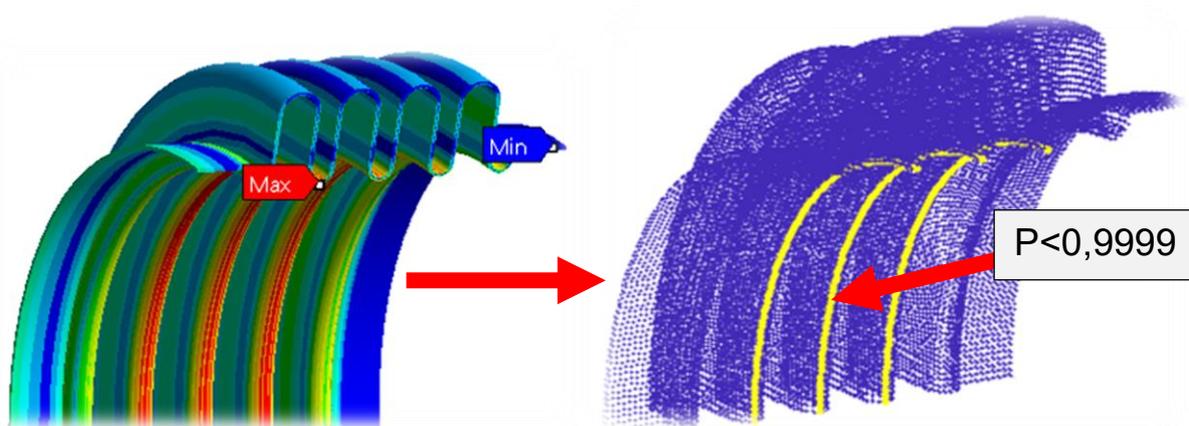


Рисунок 4.6.2 – Визуализация результатов оценки надежности

На представленном примере по вычисленным узловым напряжениям и известным соотношениям [14, 16], по которым определяется прочностная надежность, с использованием библиотеки Matplotlib языка Python можно построить визуализацию «узловой надежности», на которой будут подсвечены узлы, прочностная надежность которых в какой-то момент времени ресурса или при каких-то условиях нагружения будет ниже определенного требуемого уровня [17].

В приложении 3 представлен фрагмент кода Python, используемый для оценки надежности отдельных элементов. Результаты параллельных вычислений надежности для всех элементов записываются в отдельные файлы, затем считываются и перемножаются отдельным скриптом и на экран выводится значение механической надежности.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

По результатам работы можно сделать следующие выводы:

1. Проведен анализ существующего состояния проблемы, который показал необходимость использования комплексного подхода к задаче обоснования ресурса КТЭУ нового поколения.

2. Выполнены расчеты на статическую и длительную статическую прочность, расчеты на ползучесть и расчеты динамики основных составных частей КТЭУ.

3. На основе расчетных исследований была подтверждена прочность ряда элементов конструкции в исходном исполнении, а также предложены варианты для тех решений, которые не удовлетворяли условиям прочности в исходном исполнении.

4. На основе расчетно-экспериментальных исследований была подтверждена прочность элементов системы «сброса» ОР, РС, КБ.

5. На основе результатов расчетов на прочность и жесткость были произведены оценки механической надежности основных составных частей ТЭУ в обоснование механического ресурса.

6. Разработана и внедрена в АО «Красная Звезда» комплексная методика обоснования механического ресурса КТЭУ нового поколения на этапе проектирования (в частности, на этапе эскизного проекта).

7. Разработана имитационная модель КТЭУ, позволяющая автоматически отслеживать изменения показателей надежности КТЭУ при изменении конструкции ее элементов или режимных параметров, благодаря интеграции отечественного программного комплекса Fidesys с языком Python.

8. Проведенный комплекс исследования КТЭУ показал принципиальную возможность создания изделия с длительным механическим ресурсом, удовлетворяющим требованиям ТЗ. Согласно полученным в работе результатам, показатель надежности $R_{ТЭУ} = 0,997$ и может быть увеличен при внесении ряда конструктивных изменений, повышающих надежность.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Космическая атомная энергетика и новые технологии (Записки директора) / Г.М. Грязнов – М.: ФГУП «ЦНИИАтоминформ», 2007. – 136 с.
2. <http://www.proatom.ru/modules.php?name=News&file=print&sid=1251>
дата обращения 31.03.2021
3. Космические ядерные энергоустановки и электроракетные двигатели. Конструкция и расчет деталей / П.В. Андреев, А.С. Демидов, Н.И. Ежов, А.Г. Еремин, А.А. Зинчук, В.В. Кашелкин, Ю.А. Равикович, М.Ю. Федоров, С.А. Хартов, Д.П. Холобцев. – М.: Изд-во МАИ, 2014. – 508 с.
4. Численное моделирование напряженно-деформированного состояния реактора-преобразователя космической ядерной энергетической установки / Кашелкин В.В., **Попов В.Ю.**, Федоров М.Ю. - ГНЦ ФГУП «Центр Келдыша» Ракетные двигатели и космические энергетические установки. Научно-технический сборник. №4(21)/2019
5. <https://www.nikiet.ru/index.php/2018-05-15-08-28-04/yadernye-energeticheskie-ustanovki-kosmicheskogo-naznacheniya> НИКИЕТ.RU / дата обращения 04.04.2021
6. https://ru.wikipedia.org/wiki/Ядерная_энергодвигательная_установка_мегаваттного_класса WIKIPEDIA.ORG / дата обращения 04.04.2021
7. Рациональное проектирование при создании высоконагруженных реакторов космических ЯЭУ мегаваттного класса. / Аристархов Ю.Д., **Попов В.Ю.**, Федоров М.Ю. - ГНЦ ФГУП «Центр Келдыша» Ракетные двигатели и космические энергетические установки. Научно-технический сборник. 4(12)/2017
8. https://www.nasa.gov/directorates/spacetech/feature/Powering_Up_NASA_Human_Reach_for_the_Red_Planet Loura Hall. “Powering Up NASA’s Human Reach for the Red Planet”. NASA.GOV
9. <http://permalink.lanl.gov/object/tr?what=info:lanl-repo/lareport/LA-UR-17-21904> McClure, Patrick Ray (March 6, 2017) “Space Nuclear Reactor Development”. Nuclear Engineering Capability Review. LA-UR-17-21904: 16

10. Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок (ПНАЭ Г-7-002-86) / Госатомэнергонадзор СССР. – М.: Энергоатомиздат, 1989, -525 с. – (Правила и нормы в атомной энергетике).

11. Авиационные материалы. Том 2. Коррозионностойкие и жаропрочные стали и сплавы. Издание 6-е, переработанное и дополненное / Туманов А.Т. - М.: «Министерство авиационной промышленности СССР», 1975. - 372 с.

12. Справочник по авиационным материалам. Том 3. Коррозионностойкие и жаропрочные стали и сплавы. Издание 5-е, переработанное и дополненное / Туманов А.Т. - М.: Машиностроение, 1965, - 632 с.

13. Прогнозирование механических свойств реакторной стали 08X16N11M3-ПД в условиях ползучести без учета и с учетом радиационного облучения. / Демидов А.С., Кашелкин В.В., Каштанов А.Д., Яковлев В.А. – Вестник Московского государственного технического университета имени Н.Э. Баумана. - 2015. - 2[101]. - с. 18-26.

14. Теория надежности: Учебник для вузов / Острейковский В.А. – 2-е изд., испр. – М.: "Высшая школа", 2008 г. -463 с.: ил.

15. System Analysis Reference: Reliability, Availability & Optimization. URL: [http://reliawiki.com/index.php/Time-Dependent_System_Reliability_\(Analytical\)](http://reliawiki.com/index.php/Time-Dependent_System_Reliability_(Analytical)) (дата обращения 23.10.2019)

16. Надежность машин / Решетов Д.Н., Иванов А.С., Фадеев В.З. – М.: "Высшая школа", 1988 г. -237 с.

17. Assessment of the strength reliability of high-temperature heat exchangers with long service life at the design stage / **Попов В.Ю.**, Кашелкин В.В., Федоров М.Ю., Демидов А.С. – Frattura ed Integrità Strutturale, Vol. 15, No.55/2021, Италия, 2021 г.

18. Расчетная оценка давления в полостях изделия [Текст]: отчет об ОКР / АО «Красная Звезда» ; исполн.: Блинников К.И. - М., 2019. - 41 с.

19. Температурное состояние компонентов реактора изделия. Предварительное определение алгоритма пуска [Текст]: отчет об ОКР / АО «Красная Звезда»; исполн.: Родионова Н.А. - М., 2019. - 50 с.

20. Расчетное обоснование характеристик основных узлов ЯЭУ. [Текст]: отчет об ОКР / АО «Красная Звезда»; исполн.: Родионова Н.А. - М., 2019. - 66 с.

21. Обоснование прочности и устойчивости конструкции реактора-преобразователя ЯЭУ [Текст]: отчет об ОКР / АО «Красная Звезда»; исполн.: **Попов В.Ю.** - М., 2019. - 69 с.

22. Разработка, изготовление и испытания автономных узлов, блоков и агрегатов космических ядерных энергетических установок [Текст]: отчет о НИР 42-44 / Науч.-техн. центр Ризалт ; рук. Кашелкин В.В. ; исполн.: Ивашутина С.А., Яковлев В.А., Каштанов А.Д. - М., 2014. - 92 с. - Библиогр.: с. 6-23.

23. Метод температурно-силового прогнозирования длительной прочности металлов / Шестериков С.А., Аршакуни А.Л., Чередеева Л.В. – Проблемы прочности. - 1989. - № 9. С. 6-9.

24. Справочник по высшей математике. / Выгодский М.Я. – М.: АСТ: Астрель, 2006. – 991 с.

25. Исследование прочности и жесткости рамы силовой на этапе выведения на орбиту [Текст]: Рабочий материал / АО «Красная Звезда»; исполн.: Малюков Е.В. - М., 2019. - 38 с.

26. Справочник по авиационным материалам. Том 2. Цветные сплавы. Часть 2. Магниевые, титановые, медные сплавы и специальные материалы для деталей трения. / Туманов А.Т. – М.: Машиностроение, 1966. – 475 с.

27. Справочник по сопротивлению материалов / Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. – Киев: Наукова думка, 1988. – 736 с.

28. Исследование динамики и прочности в обоснование конструкции основных составных частей и систем ЯЭУ [Текст]: отчет об ОКР / АО «Красная Звезда»; исполн.: Федоров М.Ю. - М., 2019. - 68 с.

29. Полимерные композиционные материалы и производственные технологии нового поколения: материалы III Всероссийской научно-технической конференции // ФГУП «ВИАМ». – М.: 2018 – 406 с.

30. Расчетное обоснование прочности и устойчивости конструкции основных узлов ЯЭУ [Текст]: отчет об ОКР / АО «Красная Звезда»; исполн.: Федоров М.Ю., **Попов В.Ю.** - М., 2020. - 128 с.

31. Fidesys. Система прочностного анализа. Руководство пользователя. [Электронный ресурс] 346 с. – URL: <http://cae-fidesys.com/documentation/>

32. Расчетно-конструкторские исследования системы компенсации жидкометаллического контура ЯЭУ. [Текст]: отчет об ОКР / АО «Красная Звезда»; исполн.: Ладыко М.А., Выставкин А.Г. - М., 2019. - 72 с.

33. Анализ результатов испытаний органа регулирования [Текст]: отчет о НИР / ОАО «Красная Звезда»; исполн. Шитц Э.Н. – М., 2013.– 75 с.

34. Исследование динамических процессов в космической ядерной энергетической установке (динамика привода и систем раздвижения установок второго поколения) / **Попов В.Ю.**: дис. магистр. прикл. Мех: 15.03.00: защищена 07.2012/ М.: МЭИ(ТУ) 2012 г. – 68 с.

35. Описание программы KASKAD для расчетов на компьютере процесса сброса цилиндров в аварийных ситуациях [Текст]: отчет / ОАО «Красная Звезда»; исполн. Сафронов А.И. – М., 2011.– 49 с.– № 302 РР/16.

36. Курс лекций «СТАТИСТИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА И ТЕОРИЯ НАДЕЖНОСТИ. Часть 2. ТЕОРИЯ НАДЕЖНОСТИ», Чирков В.П., – М.: МЭИ(ТУ)

37. Надежность изделий машиностроения. Теория и практика / В.М. Труханов, – М.: ООО ИЛ «Спектр», 2013 г. -335 с.

38. Надежность технических систем. Справочник / Беляев К., Под ред. И.А. Ушакова. М.: Радио и связь, 1985. 608 с.

39. Надежность, испытания, прогнозирование ресурса на этапе создания сложной техники. / В.М. Труханов, В.В. Клюев, – М.: ООО ИД «Спектр», 2014 г. – 313 с.

40. Ресурс машин и конструкций / Болотин В.В. М.: Машиностроение, 1990. - 448 с.
41. Длительная прочность, остаточный ресурс и поврежденность конструктивных элементов двигательных и энергетических установок / А.С. Демидов., В.В. Кашелкин - М.: Изд-во МАИ, 2011. – 160 с.
42. Авиационное металловедение. Учебное пособие / С.М. Винаров. - М.: ОБОРОНГИЗ, 1962. - 220 с.
43. Деформационные критерии разрушения и расчет элементов конструкций на прочность / Н.А. Махутов. - М.: Машиностроение, 1981. - 272 с.
44. Failure mode effect analysis and fault tree analysis as combined methodology in risk management / N.A. Wessiani, F. Yoshio. – IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 337 (2018)
45. Авиационные материалы. Том 2. Коррозионностойкие и жаропрочные стали и сплавы. Издание 6-е, переработанное и дополненное / Туманов А.Т. - М.: «Министерство авиационной промышленности СССР», 1975. - 372 с.
46. Верификационный отчет. Программный комплекс Фидесис версии 3.1 (CAE Fidesys v.3.1) / ОАО «Красная Звезда»; исполн. **Попов В.Ю.**, Кашелкин В.В., Попова Н.С. – М., 2021.– 556 с.– № ВО-104-1-2020
47. Свидетельство о поверке испытательного оборудования АО «Красная Звезда» №28/99/2/54-2013
48. Руководство пользователя программы CAN для формирования конечно-элементных моделей на основе графических препроцессоров. М.: ИЦП МАЭ, 2003. – 153 с.
49. Атлас чертежей сборочных единиц и деталей агрегатов энергоустановок. Учебное пособие под ред. проф. Гурова А.Ф. / Демидов А.С. - М.: «Государственный комитет СССР по народному образованию. Московский ордена Ленина и ордена Октябрьской Революции Авиационный институт им. С. Орджоникидзе», 1990 г. – 46 с.

50. Предварительный анализ результатов испытаний макетов КБ [Текст]: Тех.справка / АО «Красная Звезда»; исполн.: Выставкин А.Г., Матвеев А.В., Попова Н.С., Томиловский И.Д. - М., 2020.

51. Проведение исследовательских (механических) испытаний макета КБ (второй этап) [Текст]: отчет об ОКР / АО «Красная Звезда»; исполн.: Выставкин А.Г., Матвеев А.В., Попова Н.С., Томиловский И.Д. - М., 2020.

52. Экспериментальные методы исследования деформаций и прочности. / Сухарев И.П. - М.: Машиностроение, 1987. - 216 с.

53. Методы оптимального планирования эксперимента: линейные модели. Учебное пособие. / Григорьев Ю.Д., 2004. - СПб.: изд. «Лань», 2015. – 320 с.

54. Приближенные методы исследования деформированного и напряженного состояния трубных досок теплообменников. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. / Демидов А.С. – М.: Московский авиационный институт им С. Орджоникидзе, 1968. – 219 с.

55. Кашелкин В.В., Глазюк Я.В., Демидов А.С., **Попов В.Ю.** Анализ напряженно-деформированного состояния деталей кожухотрубного теплообменника тороидальной формы, возникающего вследствие разности температур трубного пакета и корпуса // Тепловые процессы в технике. 2023. Т. 15. № 5. Сс.195-202

56. **Попов В.Ю.** Практика геометрического и конечно-элементного моделирования кожухотрубных теплообменных аппаратов космических тепловых энергетических установок // Тепловые процессы в технике. 2023. Т. 15. № 8. Сс.357-363

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Акт о внедрении результатов диссертации

Акт о внедрении результатов диссертации

г. Москва

УТВЕРЖДАЮ

Генеральный директор

АО «Красная Звезда»

Я.В. Глазюк

2022 г.



АКТ

о внедрении результатов диссертационной работы

Попова Вячеслава Юрьевича, выполнившего исследования на тему
«ОБОСНОВАНИЕ ПРОЧНОСТНОГО РЕСУРСА КОСМИЧЕСКИХ
ТЕПЛОВЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК»

Комиссия АО «Красная Звезда» в составе главного специалиста Кашелкина В.В. и главного инженера Факеева П.И. подтверждает, что результаты диссертационной работы Попова Вячеслава Юрьевича были использованы при проектировании космической тепловой энергетической установки нового поколения и включены в пояснительную записку эскизного проекта.

Кашелкин главный специалист Кашелкин В.В.

Факеев главный инженер Факеев П.И.

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

Таблица 1 - Значения функции $P = \Phi(\gamma)$ в зависимости от значений квантили γ

γ	Φ	Δ	γ	Φ	Δ	γ	Φ	Δ
-0,00	0,5000	40	-0,43	3336	36	-0,86	1949	27
-0,01	4960	40	-0,44	3300	36	-0,88	1922	28
-0,02	4920	40	-0,45	3264	36	-0,88	1894	27
-0,03	4880	40	-0,46	3228	36	-0,89	1867	26
-0,04	4840	39	-0,47	3192	36	-0,90	0,1841	27
-0,05	4801	40	-0,48	3156	36	-0,91	1814	26
-0,06	4761	40	-0,49	3121	36	-0,92	1788	26
-0,07	4721	40	-0,50	0,3085	35	-0,93	1762	26
-0,08	4681	40	-0,51	3050	35	-0,94	1736	25
-0,09	4641	39	-0,52	3015	34	-0,95	1711	26
-0,10	0,4602	40	-0,53	2981	35	-0,96	1685	25
-0,11	4562	40	-0,55	2946	34	-0,97	1660	25
-0,12	4522	39	-0,55	2912	35	-0,98	1635	24
-0,13	4483	40	-0,56	2877	34	-0,99	1611	24
-0,14	4443	39	-0,57	2843	33	-1,00	0,1587	24
-0,15	4404	40	-0,58	2810	34	-1,01	1563	24
-0,16	4364	39	-0,59	2776	33	-1,02	1539	24
-0,17	4325	39	-0,60	0,2743	34	-1,03	1515	23
-0,18	4286	39	-0,61	2709	33	-1,04	1492	23
-0,19	4247	40	-0,62	2676	33	-1,05	1469	23
-0,20	0,4207	39	-0,63	2643	32	-1,06	1446	23
-0,21	4168	39	-0,66	2611	33	-1,07	1423	22
-0,22	4129	39	-0,65	2578	32	-1,08	1401	22
-0,23	4090	38	-0,66	2546	32	-1,09	1379	22
-0,24	4052	39	-0,67	2514	31	-1,10	0,1357	22
-0,25	4013	39	-0,68	2483	32	-1,11	1335	21
-0,26	3974	38	-0,69	2451	31	-1,12	1314	22
-0,27	3936	39	-0,70	0,2420	31	-1,13	1292	21
-0,28	3897	38	-0,71	2389	31	-1,14	1271	20
-0,29	3859	38	-0,72	2358	31	-1,15	1251	21
-0,30	0,3821	38	-0,73	2327	30	-1,16	1230	20
-0,31	3783	38	-0,77	2297	31	-1,17	1210	20
-0,32	3745	38	-0,75	2266	30	-1,18	1190	20
-0,33	3707	38	-0,76	2236	30	-1,19	1170	19
-0,34	3669	37	-0,77	2206	29	-1,20	0,1151	20
-0,35	3632	38	-0,78	2177	29	-1,21	1131	19
-0,36	3594	37	-0,79	2148	29	-1,22	1112	19
-0,37	3557	37	-0,80	0,2119	29	-1,23	1093	18
-0,38	3520	37	-0,81	2090	29	-1,24	1075	19
-0,39	3483	37	-0,82	2061	28	-1,25	1056	18
-0,40	0,3446	37	-0,83	2033	28	-1,26	1038	18
-0,41	3409	37	-0,88	2005	28	-1,27	1020	17
-0,42	3372	36	-0,85	1977	28	-1,28	1003	18
						-1,29	0985	17

Продолжение таблицы 1

γ	Φ	Δ	γ	Φ	Δ	γ	Φ	Δ
-1,30	0,0968	17	-1,80	0,0359	8	0,10	0,5398	40
-1,31	0951	17	-1,81	0351	7	0,11	5438	40
-1,32	0934	16	-1,82	0344	8	0,12	5478	39
-1,33	0918	17	-1,83	0336	7	0,13	5517	40
-1,34	0901	16	-1,84	0329	7	0,14	5557	39
-1,35	0885	16	-1,85	0322	8	0,15	5596	40
-1,36	0869	16	-1,86	0314	7	0,16	5636	39
-1,37	0853	15	-1,87	0307	6	0,17	5675	39
-1,38	0838	15	-1,88	0301	7	0,18	5714	39
-1,39	0823	15	-1,89	0294	6	0,19	5753	40
-1,41	0,0808	15	-1,90	0,0288	7	0,20	0,5793	39
-1,41	0793	15	-1,91	0281	7	0,21	5832	39
-1,42	0778	14	-1,92	0274	6	0,22	5871	39
-1,43	0764	15	-1,93	0268	6	0,23	5910	38
-1,44	0749	14	-1,94	0262	6	0,24	5948	39
-1,45	0735	14	-1,95	0256	6	0,25	5987	39
-1,46	0721	13	-1,96	0250	6	0,26	6026	38
-1,47	0708	14	-1,97	0244	5	0,27	6064	39
-1,48	0694	13	-1,98	0239	6	0,28	6103	38
-1,49	0681	13	-1,99	0233	5	0,29	6141	38
-1,50	0,0668	13	-2,00	0,0228	49	0,30	0,6179	38
-1,51	0655	12	-2,10	0179	40	0,31	6217	38
-1,52	0643	13	-2,20	0139	32	0,32	6255	38
-1,53	0630	12	-2,30	0107	25	0,33	6293	38
-1,55	0618	12	-2,40	0082	20	0,34	6331	37
-1,55	0606	12	-2,50	0062	15	0,35	6368	38
-1,56	0594	12	-2,60	0047	12	0,36	6406	37
-1,57	0582	11	-2,70	0035	9	0,37	6443	37
-1,58	0571	12	-2,80	0026	7	0,38	6480	37
-1,59	0559	11	-2,90	0019	5	0,39	6517	37
-1,60	0,0548	11	-3,00	0,0014	4	0,40	0,6554	37
-1,61	0537	11	-3,10	0010	3	0,41	6591	37
-1,62	0526	10	-3,20	0007	2	0,42	6628	36
-1,63	0516	11	-3,30	0005	2	0,43	6664	36
-1,66	0505	10	-3,40	0003	1	0,44	6700	36
-1,65	0495	10	-3,50	0002	0	0,45	6736	36
-1,66	0485	10	-3,60	0002	1	0,46	6772	36
-1,67	0475	10	-3,70	0001	0	0,47	6808	36
-1,68	0465	10	-3,80	0001	1	0,48	6844	35
-1,69	0455	9	-3,90	0000	0	0,49	6879	36
-1,70	0,0466	10	0,00	0,5000	40	0,50	0,6915	35
-1,71	0436	9	0,01	5040	40	0,51	6950	35
-1,72	0427	9	0,02	5080	40	0,52	6985	34
-1,73	0418	9	0,03	5120	40	0,53	7019	35
-1,74	0409	8	0,04	5160	39	0,55	7054	34
-1,75	0401	9	0,05	5199	40	0,55	7088	35
-1,76	0392	8	0,06	5239	40	0,56	7123	34
-1,77	0384	9	0,07	5279	40	0,57	7157	33
-1,78	0375	8	0,08	5319	40	0,58	7190	34
-1,79	0367	8	0,09	5359	39	0,59	7224	33
						0,60	0,7257	34
						0,61	7291	33
						0,62	7324	33

Продолжение таблицы 1

γ	Φ	Δ	γ	Φ	Δ	γ	Φ	Δ
0,63	7357	32	1,13	8708	21	1,66	9515	13
0,66	7389	33	1,14	8729	20	1,67	9525	14
0,65	7422	32	1,15	8749	21	1,68	9535	13
0,66	7454	32	1,16	8770	20	1,69	9545	13
0,67	7486	31	1,17	8790	20	1,70	0,9554	13
0,68	7517	32	1,18	8810	20	1,71	9564	12
0,69	7549	31	1,19	8830	19	1,72	9573	13
0,70	0,7580	31	1,20	0,8849	20	1,73	9582	12
0,71	7611	31	1,21	8869	19	1,74	9591	12
0,72	7642	31	1,22	8888	19	1,75	9599	12
0,73	7673	30	1,23	8907	18	1,76	9608	12
0,74	7703	31	1,24	8925	19	1,77	9616	11
0,75	7734	30	1,25	8944	18	1,78	9625	12
0,76	7764	30	1,26	8962	18	1,79	9633	11
0,77	7794	29	1,27	8980	17	1,80	0,9641	11
0,78	7823	29	1,28	8997	18	1,81	9649	11
0,79	7852	29	1,29	9015	17	1,82	9656	10
0,80	0,7881	29	1,30	0,9032	17	1,83	9664	11
0,81	7910	29	1,31	9049	17	1,84	9671	10
0,82	7939	28	1,32	9066	16	1,85	9678	10
0,83	7967	28	1,33	9082	17	1,86	9686	10
0,84	7995	28	1,34	9099	16	1,87	9693	10
0,85	8023	28	1,35	9115	16	1,88	9699	10
0,86	8051	27	1,36	9131	16	1,89	9706	9
0,87	8078	28	1,37	9147	15	1,90	0,9713	6
0,88	8106	27	1,38	9162	15	1,91	9719	7
0,89	8133	26	1,39	9177	15	1,92	9726	6
0,90	0,8159	27	1,40	0,9192	15	1,93	9732	6
0,91	8212	26	1,41	9207	15	1,94	9738	6
0,92	8238	26	1,42	9222	14	1,95	9744	6
0,93	8264	25	1,43	9236	15	1,96	9750	6
0,94	8289	26	1,44	9251	14	1,97	9756	5
0,95	8315	25	1,45	9265	14	1,98	9761	6
0,96	8340	25	1,46	9279	13	1,99	9767	5
0,97	8365	24	1,47	9292	14	2,00	0,9772	49
0,98	8389	24	1,48	9306	13	2,10	9821	40
0,99	0,8413	24	1,49	9319	13	2,20	9861	32
1,00	8437	24	1,50	0,9332	17	2,30	9893	25
1,01	8461	24	1,51	9345	17	2,40	9919	20
1,02	8485	23	1,52	9357	16	2,50	9938	15
1,03	8508	23	1,53	9370	17	2,60	9954	12
1,04	8531	23	1,54	9382	16	2,70	9965	9
1,05	8554	23	1,55	9394	16	2,80	9974	7
1,06	8577	22	1,56	9406	16	2,90	9981	5
1,07	8599	22	1,57	9418	15	3,00	0,9986	4
1,08	8621	22	1,58	9429	15	3,10	9990	3
1,09	8186	26	1,59	9441	15	3,20	9993	2
1,10	0,8643	22	1,60	0,9452	15	3,30	9995	2
1,11	8665	21	1,61	9463	15	3,40	9997	1
1,12	8686	22	1,62	9474	14	3,50	9998	0
			1,63	9484	15	3,60	9998	1
			1,64	9495	14	3,70	9999	0
			1,65	9505	14	3,80	9999	1
						3,90	1,0000	

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Фрагмент кода оценки надежности для элемента с использованием

Fidesys Python API

```
import vtk # Библиотека работы с выходными данными
from vtk.util.numpy_support import vtk_to_numpy # Модуль для преобразования результатов
import sys # Системная библиотека
import os # Системная библиотека
import math # Математическая библиотека
from scipy import integrate # Математическая библиотека

fidesys_path = r'C:\Program Files\Fidesys\CAE-Fidesys-3.1' # Расположение Фидесиса
base_dir = os.path.dirname(os.path.abspath(__file__)) # Директория где лежит скрипт

pvd_file = os.path.join(base_dir, '1.pvd') # Файл ссылок на результаты

prep_path = os.path.join(fidesys_path, 'preprocessor', 'bin') # Директория, где препроцессор

os.environ['PATH'] += prep_path # Добавление пути к препроцессору в PATH
sys.path.append(prepare_path) # Добавление пути к препроцессору в PATH

import cubit # Библиотека препроцессинга
import fidesys # Библиотека Фидесиса

cubit.init("") # Инициализация препроцессора
fc = fidesys.FidesysComponent() # Создание обязательного компонента Фидесис

fc.initApplication(prepare_path)
fc.start_up_no_args() # Запуск обязательного компонента Фидесис fc

r = 0.9999999 # Требуемая надежность
print("Начальный размер чего-то, например толщина стенки ", g)
isOptimized = False # Изначально False - начальная конструкция ненадежна
prohod = 1 # Начальное значение счетчика проходов(итераций)

R=273 # Напряжения отказа
nuR=0.1 # коэффициент вариации предела прочности
nuF=0.15 # коэффициент вариации действующих напряжений

def f(psi,wait_psi): # подынтегральная часть плотности вероятности
    return (math.exp(-(psi-wait_psi)**2/(2*sig_psi**2))))

while isOptimized == False:
    print("Проход № ",prohod) # Пишем в консоль какой проход
    overstressed = [] # Создаем пустой массив для заполнения перенапряженными узлами

    fidesys.cmd("reset")

# тут записывается скрипт модели элемента, граничных условий и настроек решателя из Fidesys с варьированием свойств модели
#Начало вставки -----
# -----fidesys.cmd("Скрипт вставки")-----
#Конец вставки -----

fidesys.cmd("analysis type static elasticity dim3")

output_pvd_path = os.path.join(base_dir + "\\ " + "1.pvd")
print("starting calculation to " + output_pvd_path)
fidesys.cmd("calculation start path " + output_pvd_path + "")

print(" ")
print("Расчет успешно завершен!")
print(" ")

reader = vtk.vtkXMLUnstructuredGridReader() #Подключаем читалку
print("Читаем результаты из ",str(base_dir)+r"\\1\case1_step01_substep01.vtu") # Пишет откуда берем результаты
filename = os.path.join(str(base_dir)+r"\\1\case1_step01_substep01.vtu") # Указываем путь к файлу
reader.SetFileName(filename) # Подключаем путь к читалке и читаем
reader.Update() # Needed because of GetScalarRange
grid = reader.GetOutput() # Забираем выходные данные
point_data = grid.GetPointData() # Забираем данные для точек

arrayOfStress = vtk_to_numpy(point_data.GetArray("Stress")) # Считываем напряжения из массива результатов
node_id = vtk_to_numpy(point_data.GetArray("Node ID")) # Считываем номера узлов из массива результатов

print("Начинаем поиск ненадежных узлов")
```

```

print(" ")

for point in range(len(arrayOfStress)):
    sigma = arrayOfStress[point][6] # Напряжения по Мизесу в узле
    wait_psi = R - sigma # мат.ожидание пси
    sig_psi=math.sqrt(((nuR*R)^2)+((nuF*(sigma))^2)) # Среднеквадратическое отклонение
    expo, err = integrate.quad(f,0,1e38, args = (wait_psi))
    Rel = (1/(sqrt(2*math.pi)*sig_psi))*expo # вероятность безотказной работы

    if Rel < r: # Проверяем прочностную надежность в узле
        overstressed.append(node_id[point]) # Заполняем массив номерами ненадежных узлов

if len(overstressed) == 0: # Проверяется размер массива перенапряженных узлов, если он 0 то
    isOptimized = True # приравниваем переменную isOptimized=True, чтобы выйти из цикла
    print("Конструкция надежна!")

else:
    print("Ненадежных узлов: ",len(overstressed)) # Выводим информацию о количестве перенапряженных узлов
    print(" ")
    g = g + 0.05 # Увеличиваем некий геом параметр на 0.05, например толщину стенок
    prohod = prohod + 1 # Увеличиваем значение счетчика проходов

fc.deleteApplication() #Удаляем из памяти выполненную задачу
print(" ")
print("Готово! Оптимальная толщина не менее ", g)

```