

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ
«МОСКОВСКИЙ АВИАЦИОННЫЙ ИНСТИТУТ
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)»

На правах рукописи



Ляшенко Алексей Иванович

МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ОБЪЕМНОЙ СТАТИЧЕСКОЙ ПРОЧНОСТИ
СЛОЖНЫХ ОБОЛОЧЕЧНЫХ КОНСТРУКЦИЙ РАКЕТНЫХ
ДВИГАТЕЛЕЙ

Специальность 05.13.12 – Системы автоматизации проектирования
(отрасль – авиационная и ракетно-космическая техника)

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель –
доктор технических наук,
профессор Абашев В.М.

Москва – 2014

ОГЛАВЛЕНИЕ:

	Стр.
Введение.....	5
1 Анализ литературных источников и постановка задачи исследования.....	13
1.1 Исследование прочности конструкций ракетных двигателей.....	13
1.2 Методики расчета прочности сложных конструкций с использованием систем САПР.....	14
1.3 Расчет напряженно-деформированного состояния методом конечных элементов.....	19
1.4 Оптимизация конструкций.....	25
1.5 Общая несущая способность двухслойных оболочек.....	31
1.5.1 Графо-аналитический метод расчета несущей способности камеры при одноосном напряженном состоянии.....	32
1.5.2 Графо-аналитический метод расчета несущей способности камеры при двухосном напряженном состоянии	34
1.6 Задачи исследования.....	38
2.Методы исследования объемной статической прочности сложных оболочечных конструкций.....	39
2.1.Объекты исследования.....	40
2.2.Метод исследования объемной статической прочности однослойных оболочечных конструкций.....	64
2.3. Метод исследования объемной общей несущей способности двухслойных связанных оболочек.....	68
3.Численная реализация методов исследования взаимосвязанных сложных оболочечных конструкций.....	71
3.1 Расчетные исследования взаимосвязанных сложных однослойных оболочечных конструкций.....	71
3.1.1 Исходные данные.....	72
3.1.2 Расчетные схемы.....	73
3.1.3 Опасный элемент конструкции.....	75

3.1.4 Упругая оптимизация опасного элемента конструкции.....	79
3.1.5 Упругая оптимизация сборки с оптимальным опасным элементом.....	99
3.1.6 Упруго-пластическая оптимизация конструкции сборки.....	99
3.2 Расчетные исследования взаимосвязанных двухслойных оболочечных конструкций.....	104
3.2.1 Общая объемная несущая способность камеры жидкостного ракетного двигателя.....	104
3.2.1а Исходные данные.....	104
3.2.1б Расчетная схема.....	105
3.2.1в Несущая способность камеры.....	108
3.2.2 Общая объемная несущая способность первого варианта конструкции жаровой трубы.....	119
3.2.2а Исходные данные.....	119
3.2.2б Расчетная схема.....	123
3.2.2в Несущая способность жаровой трубы.....	125
3.2.3 Общая объемная несущая способность второго варианта конструкции жаровой трубы.....	136
3.2.3а Исходные данные.....	136
3.2.3б Расчетная схема.....	138
3.2.3в Несущая способность жаровой трубы.....	139
3.2.4 Общая объемная несущая способность плоских камер сгорания.....	146
3.2.4а Исходные данные.....	146
3.2.4б Расчетная схема.....	148
3.2.4в Несущая способность модельной камеры.....	149
4. Экспериментальные исследования взаимосвязанных сложных оболочечных конструкций.....	154
4.1 Экспериментальные исследования взаимосвязанных сложных однослойных оболочечных конструкций.....	154
4.2 Экспериментальные исследования взаимосвязанных	

двухслойных оболочечных конструкций.....	166
Заключение.....	177
Список литературы.....	179
Приложение.....	188

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования и степень ее разработанности

Ракетные двигатели относятся к сложным техническим системам. Они широко используются в авиационных и ракетных комплексах, в космической технике. К ракетным двигателям относятся: жидкостные ракетные двигатели (ЖРД); ракетные двигатели твердого топлива (РДТТ); ракетно-прямоточные двигатели (РПД) на жидком, твердом и пастообразном топливах и др. Конструкции двигателей и их отсеков отличаются большим разнообразием по функциональному назначению, геометрическим формам и видам нагружения. Применяются однослойные и двухслойные цилиндрические и плоские оболочки, слабokonические и конические оболочки, стержни, трубки, лопатки, пластины. Эти тонкостенные элементы посредством разъемных и неразъемных соединений образуют конструкции. Их сложность состоит в том, что каждый из указанных элементов имеет свои индивидуальные функциональные, геометрические и механические свойства. Так, например, однослойные оболочечные конструкции функционируют при упругом и упруго-пластическом поведении материала. Двухслойные оболочки, применяемые в камерах ЖРД и РПД, работают только в упруго-пластической области поведения конструкционных материалов, из которых они изготовлены.

Современный подход к проектированию ракетных двигателей основывается на решении комплексной задачи, которая содержит определение взаимосвязанных оптимальных характеристик конструктивно-компоновочной схемы, конструкции, технологии изготовления и рабочего процесса ракетных двигателей. Без широкого использования компьютерных технологий ее решить нельзя.

В настоящее время при расчете оболочечных конструкций широко используются САД/САМ компьютерные системы САПР. Эти системы являются инструментом для расчетов напряженно-деформированного состояния, оптимального варианта конструкции и др. Появилась возможность оперировать с объемным напряженно-деформированным состоянием, что существенно

повышает точность расчетов и позволяет учитывать истинную геометрическую форму деталей. Однако требуется существенное совершенствование таких систем, когда ставится задача оптимизации сложной, обладающей большим числом параметров, конструкции.

Актуальным направлением развития качества проектирования ракетных двигателей является совершенствование научно-методического обеспечения САПР, позволяющего повысить точность вычисления оптимальных габаритно-массовых параметров конструкций, снизить их габаритно-массовые характеристики и повысить надежность.

Оптимизация конструктивно-компоновочных схем и конструкций относится к одним из наиболее сложных задач. Это объясняется большим числом переменных проектирования и ограничений. Применение современных компьютерных систем САПР к оптимизации по массе сложных конструкций, состоящих из взаимосвязанных многих деталей, часто приводит к неправильному решению. Это объясняется неправильным учетом взаимосвязи между взаимно деформируемыми деталями, большому объему вычислительных работ и, следовательно, накоплению ошибки самих расчетов, расходимости величины целевой функции при оптимизации конструкции, большому времени расчета и т.д. Поэтому актуально создание методов расчета напряженно-деформированного состояния и оптимизации сложных конструкций, использующих современные средства САПР, и позволяющих стабильно сложные конструкции, какими являются ракетные двигатели. Такие методы должны функционировать для исследования конструкций, имеющих любую сложность, на которые действуют любые комплексы нагрузок. Такой подход определяет актуальность исследования.

Особое место занимает метод расчета общей объемной несущей способности двухслойных оболочечных конструкций. Современные методы позволяют исследовать одномерную и двумерную задачи. Для объемного напряженного состояния такой метод отсутствует и, как показали дальнейшие исследования, его принцип построения отличается от существующих методов.

Цель и задачи

Цель диссертации заключается в разработке научно-методического обеспечения САПР, основанного на применении новых методов, позволяющих оптимизировать габаритно-массовые характеристики трехмерных сложных конструкций ракетных двигателей. Сформулированы следующие задачи:

1. Разработать метод исследования объемной статической прочности однослойных оболочечных конструкций.
2. Разработать метод исследования объемной общей несущей способности двухслойных связанных оболочек.
3. Провести анализ экспериментальных данных, необходимых для верификации математических методов.
4. С помощью разработанных методов выполнить расчеты и сформировать эффективные схемно-конструктивные решения для отсека РДТТ, ЖРД и РПД.
5. Экспериментально подтвердить эффективность разработанных схемно-конструктивных решений.
6. Разработать рекомендации по улучшению характеристик элементов конструкций отсека РДТТ, ЖРД и РПД.

Научная новизна исследования

В соответствии с поставленными в работе задачами получены следующие научные результаты, обладающие научной новизной и выносимые на защиту:

1. Реализован метод исследования объемной статической прочности однослойных оболочечных конструкций, позволяющий оптимизировать взаимосвязанные конструкции однослойных оболочек, стержней, пластин и трубок. Проведена его успешная верификация на основе экспериментальных исследований.
2. Реализован метод расчета объемной общей несущей способности двухслойных связанных оболочек. Проведена его успешная верификация на основе экспериментальных исследований.

3. Проведена оптимизация массы основания корпуса отсека РДТТ и сформулированы рекомендации по изменению его конструкции.
4. Определена объемная несущая способность камеры ЖРД и даны рекомендации по изменению конструкции.
5. Представлены рекомендации для их проектирования жаровых труб экспериментального стенда на основе исследования объемной несущей способности.

Теоретическая и практическая значимость работы

С помощью разработанных в диссертационной работе методов, решен ряд задач, имеющих теоретическую и практическую значимость.

Проведена оптимизация сложной конструкции отсека РДТТ, разработанная в ФГУП «Корпорация «МИТ». Расчеты позволили обеспечить ее работоспособность за счет изменения конструкций трубок и снизить массу отсека на 11,6%. В настоящее время эта конструкция находится в эксплуатации. Также определена прочность сложных конструкций новых сопловых блоков, устройства доставки полезной нагрузки с учетом его упругих свойств и экспериментальной установки для исследования камер сгорания перспективных РПД. Эти конструкции, разработанные в МАИ (национальном исследовательском университете) сейчас входят в состав новых перспективных изделий и применяются при экспериментальных исследованиях.

Применяя метод расчета общей объемной несущей способности двухслойной оболочечной конструкции, удалось рассчитать новые конструкции камеры ЖРД, жаровых труб экспериментальных стендов для исследования конструкций РПД и определить оптимальную форму плоской камеры сгорания для перспективного РПД. Экспериментальные стенды, разработанные в ФГУП «ЦИАМ», в настоящее время активно применяются во время отработки конструкций перспективных РПД. Плоские камеры, также разработанные в ФГУП «ЦИАМ», являются составной частью разрабатываемых новых конструкций РПД.

На основании разработанных схемно-конструктивных решений осуществляется проектирование демонстраторов высокоскоростных РПД.

Разработанные в диссертационной работе методы широко используются в учебном процессе МАИ при выполнении курсовых и дипломных проектов по РДТТ, ЖРД и РПД.

Методология и методы исследования

Предметом исследований являются методы и параметры объемного напряженно-деформированного статического состояния однослойных и двухслойных оболочечных конструкций в упругой и упруго-пластической областях поведения материалов конструкций ракетных двигателей и двигательных отсеков.

Объектами исследований – металлический корпус отсека РДТТ, камера сгорания ЖРД, плоские камеры сгорания РПД и жаровые трубы экспериментального стенда.

Разработанные в диссертационной работе методы основываются на общепринятых физических моделях и математических методах, в том числе численных методах конечных элементов и анализа чувствительности. Достижение поставленных целей осуществлялось путем расчетно-экспериментальных исследований. Расчеты осуществлялись с помощью инженерных методик, новых и известных численных методов с использованием CAD/CAM-систем САПР типа SolidWorks и COSMOS. Эксперименты проводились: на стенде для прочностных испытаний крупногабаритных конструкций, обеспечивающем создание осевых растягивающих и сжимающих сил, изгибающих и крутящих моментов; на экспериментальном огневом подогревателе, обеспечивающем холодные и огневые режимы работы, создание давлений газа в камере и жидкости в межрубашечном тракте, регистрацию напряженно-деформированного состояния корпуса.

Положения, выносимые на защиту

1. Метод исследования объемной статической прочности однослойных оболочечных конструкций.
2. Метод расчета объемной общей несущей способности двухслойных связанных оболочек.
3. Результаты расчетных исследований конструкций корпуса отсека РДТТ, камеры ЖРД, жаровых труб экспериментального стенда и плоских камер сгорания РПД.
4. Анализ результатов экспериментальных исследований корпуса отсека РДТТ и жаровых труб экспериментального стенда для РПД.
5. Рекомендации по проектированию конструкций корпуса отсека РДТТ, камеры ЖРД, жаровых труб экспериментального стенда и плоских камер сгорания РПД.

Степень достоверности и апробация результатов

Определяется корректностью поставленных задач, проведенными экспериментальными исследованиями, успешной верификацией математической модели.

Результаты работы были доложены на 5 международных конференциях, Проблемном совете «Комбинированные двигательные установки для высокоскоростных аэрокосмических летательных аппаратов», научных семинарах кафедры «Конструкция и проектирование двигателей» МАИ. По теме диссертации опубликовано 12 научных трудов, 3 из них - в изданиях, рекомендованных ВАК:

1. Абашев В.М., Ляшенко А.И. Метод последовательной оптимизации сложных конструкций// Научно-технический вестник Поволжья, №5, 2013.- с.86-89.

2. Абашев В.М., Ляшенко А.И. Метод расчета объемной статической прочности сложных оболочечных конструкций// Материалы XIII Международной научно-практической конференции «Моделирование. Теория, методы и средства», г. Новочеркасск, 27 февраля 2013 г., Юж.-Рос. гос. техн. ун-т (НПИ). – Новочеркасск, ЮРГТУ (НПИ), 2013. – 5 с.

3. Ляшенко А.И. Оптимизация сложной оболочечной конструкции// Атмосферные энергетические установки, 2012, № 2. Изд-во ООО «Канон», с. 18-20.
4. Абашев В.М., Ляшенко А.И. Прочность камер жидкостных ракетных двигателей. Учебное пособие/ М., Изд-во МАИ-ПРИНТ, 2014.- 116 с.
5. Ляшенко А.И. Метод расчета объемной общей несущей способности двухслойных связанных оболочек// Атмосферные энергетические установки, 2012, №3,4. Изд-во ООО «Канон», с. 38-40.
6. Ляшенко А.И. Объемная несущая способность конструкции жаровой трубы// Атмосферные энергетические установки, 2012, №3,4. Изд-во ООО «Канон», с. 57-62.
7. Ляшенко А.И. Общая объемная несущая способность плоской камеры сгорания// Атмосферные энергетические установки, 2012, №3,4. Изд-во ООО «Канон», с. 50-52
8. Абашев В.М., Еремкин И.В., Крайнев В.Л., Ляшенко А.И., Прудников А.Г., Тарасенко О.С., Третьяков П.К., Тупикин А.В. Газодинамическая камера-сопло// Тезисы докладов 12-й Международной конференции «Авиация и космонавтика-2013», 12-15 ноября 2013 г. Москва, СПб.; Мастерская печати, 2013.- с.301.
9. Абашев В.М., Животов Н.П., Ляшенко А.И., Киктев С.И., Хомовский Я.Н. Интегральное сопло// Тезисы докладов 12-й Международной конференции «Авиация и космонавтика-2013», 12-15 ноября 2013 г. Москва, СПб.; Мастерская печати, 2013.- с. 313-315.
10. Широков И.Н., Абашев В.М., Ляшенко А.И. Определение полноты сгорания в камере модельной установки при различных геометрических параметрах// Тезисы докладов 12-й Международной конференции «Авиация и космонавтика-2013», 12-15 ноября 2013 г. Москва, СПб.: Мастерская печати, 2013.- с. 427-428.
11. Абашев В.М., Ляшенко А.И. Выбор оптимальной схемы конструкции ракетного двигателя твердого топлива с помощью экспертной системы «РЫСЬ»//

Материалы XIII Международной научно-практической конференции «Моделирование. Теория, методы и средства», г. Новочеркасск, 27 февраля 2013 г., Юж.-Рос. гос. техн. ун-т (НПИ). – Новочеркасск, ЮРГТУ (НПИ), 2013. – 5 с.

12. Ляшенко А.И., Матушкин А.А. Моделирование кинематических характеристик устройства доставки полезной нагрузки с учетом его упругих свойств// Научно-технический вестник Поволжья, №1, 2014.- с. 109-113.

ГЛАВА 1

**АНАЛИЗ ЛИТЕРАТУРНЫХ ИСТОЧНИКОВ И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ
ИССЛЕДОВАНИЯ****1.1 Исследование прочности конструкций ракетных двигателей**

Ракетные двигатели относятся к сложным техническим системам. Они широко используются в авиационных и ракетных комплексах, в космической технике [1-6]. К ракетным двигателям относятся: жидкостные ракетные двигатели [7-12], ракетные двигатели твердого топлива [13-22], ракетно-прямоточные двигатели на жидком, твердом и пастообразном топливах [23-27] и др. Их конструкции отличаются большим разнообразием по функциональному назначению, геометрическим формам и видам нагружения.

Одними из актуальных направлений развития и совершенствования ракетных двигателей являются:

- создание ракетных двигателей, имеющих оптимальные габаритно-массовые параметры;
- модификация существующих ракетных двигателей, с целью снижения габаритно-массовых характеристик и повышения надежности.

Современный подход к проектированию ракетных двигателей основывается на требованиях высокой надежности и низкой стоимости. Это может обеспечить решение комплексной задачи, которая содержит определение оптимальных характеристик рабочего процесса, конструктивно-компоновочной схемы и конструкции ракетного двигателя. Без широкого использования компьютерных технологий ее решить нельзя. Традиционный подход базируется на получении теоретических оптимальных характеристик рабочего процесса. Однако, часто требования к самой конструкции не позволяют обеспечить эти параметры. Поэтому целесообразно представить эту проблему в виде взаимосвязанных задач оптимизации габаритно-массовых показателей конструктивно-компоновочных

схем и конструкций при известных параметрах рабочего процесса и, сопутствующих им, некоторых геометрических характеристиках.

Большинство элементов конструкции ракетных двигателей выполняются оболочечными, что объясняется стремлением создать конструкцию минимальной массы. При расчете оболочечных конструкций в настоящее время широко используются САД и САМ компьютерные системы САПР. Эти системы являются инструментом для расчетов напряженно-деформированного состояния, выбора оптимального варианта конструкции и др. Применение этих систем к оптимизации по массе сложных конструкций, состоящих из многих деталей, и отдельных элементов конструкции часто приводит к неправильному решению. Это объясняется неправильным учетом взаимосвязи между взаимно деформируемыми деталями; большому объему вычислительных работ и, следовательно, накоплению ошибки самих расчетов; расходимости величины целевой функции при оптимизации конструкции; большому времени расчета и т.д. Поэтому актуально создание методов исследования напряженно-деформированного состояния и оптимизации сложных конструкций, какими являются ракетные двигатели.

1.2 Методики расчета прочности сложных конструкций с использованием систем САПР

В настоящее время широко применяются компьютерные системы, позволяющие рассчитывать напряженно-деформированное состояние конструкции имеющей любую геометрическую форму, нагруженную любым комплексом нагрузок. В России наиболее популярными системами являются: NASTRAN [28], ANSYS [29, 30] и COSMOS [32 - 34].

Предлагаемые методики расчета и анализа прочности конструкций основаны на методе конечных элементов. Поэтому они имеют много общих этапов.

Полный цикл анализа конструкций содержит следующие этапы [28, 29, 31, 32]:

- геометрическое моделирование, т.е. разработку геометрии элементов конструкции;
- задание характеристик материалов элементов конструкции;
- выбор типов конечных элементов и ввод их параметров;
- разбиение конструкции на конечные элементы;
- задание граничных условий, налагаемых на конструкцию;
- формирование системы нагрузок, задание их значений или функциональных зависимостей от параметров модели;
- проверка корректности разработанной модели и, при необходимости, ее характеристик;
- конечноэлементный анализ, т.е. расчет конструкции;
- анализ результатов расчета, форматирование их представления;
- вывод результатов на принтер, запись в файл или копирование в отчетные документы.

При необходимости, выполняется модифицирование модели, заключающееся в изменении ее геометрии или конструкционного материала. Изменение модели выполняется на основе анализа результатов расчетов.

При выполнении статического анализа проводится расчет устойчивости конструкции. Потеря устойчивости может быть вызвана сжимающей нагрузкой, изгибающим моментом, распределенным сжимающим давлением, действующим на наружную поверхность оболочки, и т.д. Методика статического анализа остается прежней. В этом случае под конечноэлементным анализом понимается не расчет напряженно-деформированного состояния конструкции, а расчет ее устойчивости. Основным результатом является критическая нагрузка, равная произведению вычисленного коэффициента β запаса устойчивости на исходную величину нагрузки F , т.е.

$$F^{kp} = \beta F . \quad (1.1)$$

Для определения напряженно-деформированного состояния с учетом температурного воздействия дополнительно задаются коэффициент α теплового расширения материала, зависимости от температуры предела прочности σ_e , предела текучести σ_T и модуля упругости E материала, а также поле температуры. В этом случае методика расчета прочности конструкции дополняется предварительным расчетом поля температуры. Этот расчет проводится перед этапом формирования системы нагрузок.

Расчет прочности при упруго-пластическом поведении материала относится к нелинейной задаче. В этом случае задаются метод расчета (например, по критерию Мизеса), диаграмма растяжения $\sigma_e = f(\varepsilon)$, где ε - относительная деформация и функция изменения нагрузки F в зависимости от времени τ ее действия. Сама методика расчета не меняется.

В указанных компьютерных системах предусмотрена возможность последовательно проводить несколько расчетов при разных значениях исходных данных. Эта последовательность исходных данных задается в «сценариях проектирования» [28, 29, 32]. Для этого задается таблица изменяемых параметров. Преимуществом такого подхода является возможность при анализе расчетов оперировать с функциональными зависимостями влияния параметров исходных данных на напряженно-деформированное состояние конструкции.

Оценка прочности конструкции проводится по критериям [32]: Мизеса, Треска, максимальных нормальных напряжений, Мора-Кулона.

По критерию Мизеса истощение несущей конструкции определяется сравнением расчетного эквивалентного напряжения с пределом текучести. Этот критерий применим для большинства изотропных материалов, имеющих вязкий характер разрушения. Коэффициент запаса прочности вычисляется, как отношение предела текучести (или прочности) к максимальному эквивалентному напряжению.

Критерий Треска основан на сравнении величины максимального касательного напряжения с половиной величины прочности (пределов текучести

или прочности). Это соотношение базируется на предположении, что для хрупких материалов прочность при растяжении в два раза больше прочности при чистом сдвиге.

Критерий максимальных нормальных напряжений предназначен для хрупких материалов, одинаково сопротивляющихся растяжению и сжатию. Здесь коэффициент запаса прочности определяется отношением максимального эквивалентного напряжения к первому главному напряжению. Если хрупкие материалы по-разному сопротивляются растяжению и сжатию, то применяют критерий Мора-Кулона. По этому критерию коэффициент запаса зависит от первого и третьего главных напряжений.

В последних версиях систем NASTRAN, ANSYS и COSMOS введены модули оптимизации конструкции, относящиеся к нелинейному программированию. Определяются величины переменных проектирования (размеры), при которых целевая функция (например, масса и объем конструкции, одна из нагрузок потери устойчивости) принимает экстремальное (минимальное или максимальное) значение. При этом ряд параметров или функциональных зависимостей должен удовлетворять ограничениям в виде равенств, неравенств или находиться в некотором диапазоне.

Оптимизация конструкции проводится после выполнения расчетов: статических, устойчивости, тепловых и собственных форм. В этом случае в указанную методику расчетов после этапа «анализ результатов расчета» вводится дополнительный этап «оптимизация конструкции».

На рисунке 1.1 представлена блок-схема расчетов с учетом оптимизации [32]. Указанная методика предполагает наличие обратных связей между анализом напряженно-деформированного состояния и этапом оптимизации. Однако, такой «идеальный» подход к определению оптимальной конструкции часто не реализуется. При выполнении автономного этапа «оптимизации конструкции» вводится ряд специфических данных.



Рисунок 1.1 – Блок-схема алгоритма оптимизации

К ним относятся: целевая функция; диапазоны изменения величин переменных проектирования; ограничения на размеры, компоненты напряжений, деформации, перемещения и силы реакций, температуру, градиенты температуры и тепловые потоки. Практическая реализация этапа «оптимизации конструкции» связана с преодолением ряда проблем [32]. Увеличение числа переменных проектирования приводит к значительному росту итераций при поиске минимума. Кроме того, нет уверенности, что определен глобальный минимум искомой функции, а не локальный. Даже малое значение численного изменения (до 1%) целевой функции на соседних итерациях не гарантирует, что найден глобальный минимум. Для повышения точности расчетов обычно проводят дополнительную оптимизацию конструкции, для которой исходным вариантом служит предыдущее решение.

1.3 Расчет напряженно-деформированного состояния методом конечных элементов

Метод конечных элементов является одним из наиболее эффективных методов при определении статических и динамических характеристик напряженно-деформированного состояния конструкций [35] - [46].

Математическую основу метода конечных элементов заложили русские математики. Затем, начиная с 1966 года, с этот метод стали применять в инженерных расчетах. Значительным явлением в этой области явились публикации в 1974 году книг американских ученых Зенкевича О., Чанга И. [35] и российских ученых Постнова В.А., Хархурима И.Я. [36]. Следует отметить, что работа [35] была переводом одноименной книги, изданной авторами в 1971 году в США. В следующей книге Зенкевича О. [37], помимо теории инженерного приложения метода конечных элементов, были представлены тексты программ на алгоритмическом языке FORTRAN, что явилось огромным стимулом дальнейшего развития конечно-элементных пакетов программ. Результаты решения различных задач, в том числе и напряженно-деформированного состояния конструкций, показали достаточно высокую точность, удобство

программирования и представления результатов вычислений. Дальнейшее развитие теории и практического применения метода представлено в многочисленных книгах, сборниках статей и журнальных публикаций. Из этого множества литературных источников можно указать некоторые книги [38] - [47], которые уже стали классическими по теории и практике метода конечных элементов.

Метод конечных элементов позволяет: найти линейное и нелинейное напряженно-деформированное состояния конструкций, нагруженных любыми силами и моментами; провести анализ устойчивости; рассчитать собственные частоты, формы колебаний, критические частоты и вибрации роторов; решить задачи теплопроводности, гидродинамики, газодинамики и акустики; исследовать установившиеся и не установившиеся процессы; оптимизировать конструкцию; анализировать нелинейные быстропротекающие процессы – столкновение конструкций с разрушением, взрывы и т.д.; оценить ресурс и долговечность конструкций; моделировать появление и развитие трещин и т.д.

В методе конечных элементов перемещение в любой точке конечного элемента определяется соотношением

$$\{f\} = [N]\{\delta_e\}, \quad (1.2)$$

где $\{f\}^T = \{u \ v\}$ - функция перемещения в любой точке конечного элемента, u и v - компоненты перемещения, направленные вдоль осей OX и OY декартовой системы координат; $\{\delta_e\}$ - вектор перемещений в узлах конечного элемента; e - индекс, определяющий номер конечного элемента; $[N]$ - функция формы, связывающая перемещения в элементе и его узлах; T - операция транспонирования.

Рассмотрим плоское напряженное состояние. Конструкцию в глобальной системе координат $O'X'Y'$ можно представить в виде совокупности конечных элементов [47], что видно из рисунка 1.2.

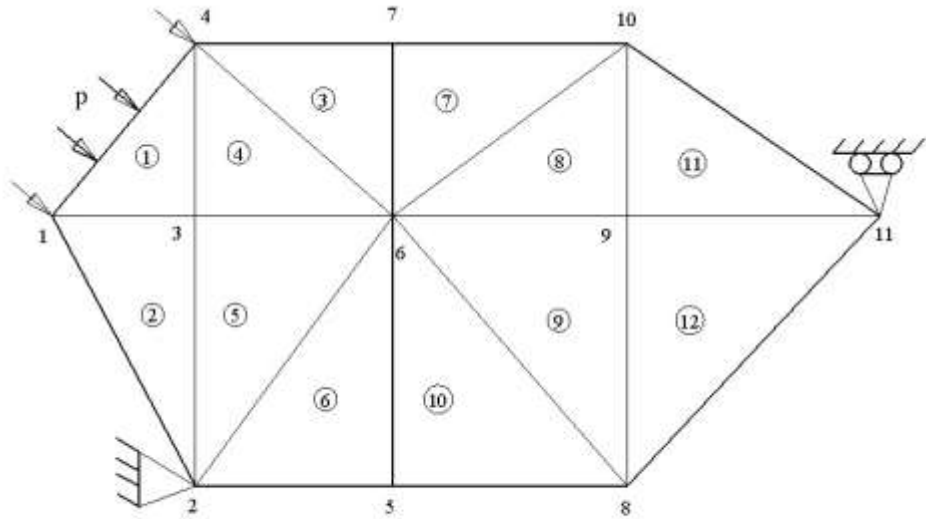


Рисунок 1.2 – Конечноэлементная модель конструкции

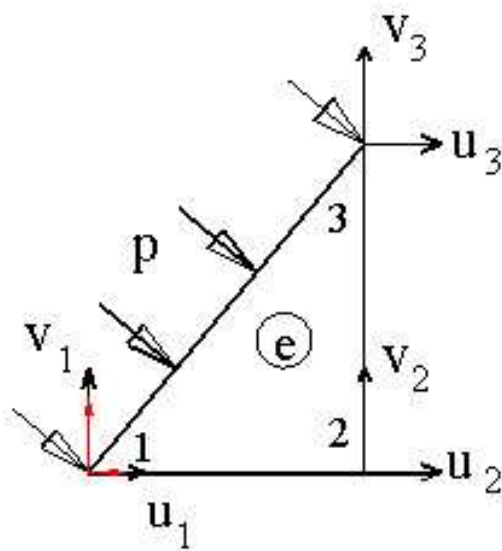


Рисунок 1.3 – Треугольный конечный элемент

Конечноэлементная модель состоит из совокупности треугольных конечных элементов и узлов. В некоторых узлах имеются закрепления. На конструкцию действует распределенная нагрузка. Для рассматриваемого примера конечноэлементной модели типичный элемент показан на рисунке 1.3. В узле 1 помещена локальная система координат. В каждом из трех узлов присутствуют по две компоненты перемещения u и v , направленные, соответственно, вдоль осей x и y локальной системы координат.

Перемещения в узлах описываются вектором

$$\{\delta_e\}^T = \{u_i \quad v_i \quad u_j \quad v_j \quad u_k \quad v_k\}, \quad (1.3)$$

где i, j, k - номера узлов конечного элемента.

Функция формы $[N]$ имеет три компоненты N_i, N_j и N_k . Они зависят от координат узлов конечного элемента. Их численные значения равны 0 или 1.

Функция формы представляется матрицей

$$[N] = \begin{bmatrix} N_i & 0 & N_j & 0 & N_k & 0 \\ 0 & N_i & 0 & N_j & 0 & N_k \end{bmatrix}. \quad (1.4)$$

Связь между деформациями в произвольной точке конечного элемента и перемещениями в узлах определяется уравнениями совместности Коши. Это соотношение в матричной форме имеет вид

$$\{\varepsilon\} = [B]\{\delta_e\}, \quad (1.5)$$

где $\{\varepsilon\}^T = \{\varepsilon_x \quad \varepsilon_y \quad \gamma_{xy}\}$ - вектор деформаций;

$$\{\varepsilon\} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial u}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial y} \\ \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \end{Bmatrix}; \quad (1.6)$$

$[B]$ - матрица деформации, характеризующая связь между деформациями в произвольной точке конечного элемента и перемещениями узлов.

Напряжения в любой точке конечного элемента зависят от деформаций

$$\{\sigma\} = [D](\{\varepsilon\} - \{\varepsilon_0\}), \quad (1.7)$$

где $\{\varepsilon_0\}$ - начальные деформации,

$$\{\varepsilon_0\}^T = \{\alpha dT, \alpha dT, 0\}, \quad (1.8)$$

α - коэффициент теплового расширения материала элемента; dT - перепад температуры элемента.

$$\{\sigma\}^T = \{\sigma_x \quad \sigma_y \quad \tau_{xy}\}, \quad (1.9)$$

$[D]$ - матрица упругости, характеризующая механические свойства материала,

$$[D] = \frac{E}{1-\mu^2} \begin{bmatrix} 1 & \mu & 0 \\ \mu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1-\mu}{2} \end{bmatrix}, \quad (1.10)$$

μ - коэффициент Пуассона; E - модуль упругости 1-го рода.

Формирование основной системы уравнений метода конечных элементов обычно выполняется с использованием энергетического подхода. Рассматривается энергетическое состояние системы в глобальной системе координат, состоящей из совокупности конечных элементов.

Полная потенциальная энергия системы представляется суммой:

$$\Pi = \Lambda + W_n, \quad (1.11)$$

где Π - полная потенциальная энергия системы; Λ - энергия деформации; W_n - потенциальная энергия приложенных сил.

Потенциальная энергия приложенных сил равна значению работы внешних сил с обратным знаком

$$W_n = -W. \quad (1.12)$$

Подставив (1.12) в (1.11), получим

$$\Pi = \Lambda - W. \quad (1.13)$$

Представив исследуемую упругую систему совокупностью взаимосвязанных конечных элементов, можно записать:

$$\Pi = \sum_{e=1}^n (\Lambda_e - W_e), \quad (1.14)$$

где суммирование ведется по всем элементам $e = 1, 2, \dots, n$, n -общее число элементов.

Для бесконечно малого объема dV энергия деформации имеет вид:

$$d\Lambda = \frac{1}{2}(\{\varepsilon\}^T \{\sigma\} - \{\varepsilon_0\}^T \{\sigma\}). \quad (1.15)$$

Тогда энергия деформации всей системы:

$$\Lambda = \int_V \frac{1}{2}(\{\varepsilon\}^T \{\sigma\} - \{\varepsilon_0\}^T \{\sigma\})dV. \quad (1.16)$$

Подставив соотношения (1.5) и (1.7) в (1.16) находят энергию деформации элемента:

$$\Lambda_e = \int_{V_e} 0.5(\{\delta_e\}^T [B]^T [D][B]\{\delta_e\} - 2\{\delta_e\}^T [B]^T [D]\{\varepsilon_0\})dV. \quad (1.17)$$

Работу внешних сил состоит из суммы работ

$$W = W_C + W_P + W_B, \quad (1.18)$$

где $W_C = \{p\}^T \{\delta_e\}$ - работа сосредоточенных сил; $W_P = \int_{S_e} \{\delta_e\}^T [N]^T \{P\}dS$ - работа распределенных поверхностных сил; $W_B = \int_{V_e} \{\delta_e\}^T [N]^T \{R\}dV$ - работа от действия массовых сил; $\{p\}^T = \{p_{ix} \ p_{iy} \ p_{jx} \ p_{jy} \ p_{kx} \ p_{ky}\}$ - вектор сосредоточенных сил; $\{P\}^T = \{P_x \ P_y\}$ - вектор поверхностных сил; $\{R\}^T = \{R_x \ R_y\}$ - вектор массовых сил.

Таким образом, полная потенциальная энергия:

$$\begin{aligned} \Pi = \sum_{e=1}^n \left[\int_{V_e} 0.5\{\delta_e\}^T [B]^T [D]\{\delta_e\}dV - \int_{V_e} \{\delta_e\}^T [B]^T [D]\{\varepsilon_0\}dV - \right. \\ \left. - \int_{V_e} \{\delta_e\}^T [N]^T \{R\}dV - \int_{S_e} \{\delta_e\}^T [N]^T \{P\}dS - \{p\}^T \{\delta_e\} \right]. \end{aligned} \quad (1.19)$$

Минимизируя потенциальную энергию по узловым перемещениям $\{\delta\}$, получим искомую систему уравнений:

$$\begin{aligned} \frac{d\Pi}{d\{\delta\}} = \sum_{e=1}^n \left[\int_{V_e} [B]^T [D][B]dV \{\delta_e\} - \int_{V_e} [B]^T [D]\{\varepsilon_0\}dV - \right. \\ \left. - \int_{V_e} [N]^T \{R\}dV - \int_{S_e} [N]^T \{P\}dS - \{p\} \right] = 0. \end{aligned} \quad (1.20)$$

Уравнения (1.20) обычно представляются в виде:

$$[K]\{\delta\} = \{F\}, \quad (1.21)$$

где $[K]$ - глобальная матрица жесткости системы; $\{\delta\}$ - искомый вектор перемещений системы; $\{F\}$ - вектор нагрузки системы;

$$[K] = \sum_{e=1}^n [k_e]; \quad [k_e] = \int_{V_e} [B]^T [D][B] dV; \quad (1.22)$$

$$\{F\} = \sum_{e=1}^n \{F_e\}; \quad \{F_e\} = \int_{V_e} [B]^T [D]\{\varepsilon_0\} dV + \int_{V_e} [N]^T \{R\} dV + \int_{S_e} [N]^T \{P\} dS + \{p\}; \quad (1.23)$$

$[k_e]$ - матрица жесткости e -го элемента; $\{F_e\}$ - вектор нагрузки e -го элемента, n - общее количество элементов.

Неизвестными параметрами являются узловые перемещения $\{\delta\}^T = \{\delta_1 \ \delta_2 \ \delta_3 \ \dots \ \delta_{zm-g}\}$, z - число неизвестных в узле (например, в каждом узле плоского треугольного элемента присутствуют по два неизвестных перемещения), m - общее количество узлов; g - количество известных перемещений, являющихся граничными условиями задачи. Перемещения $\{\delta\}$ определяются в результате решения системы $(zm - g)$ уравнений.

Метод конечных элементов относится к численным математическим методам. Анализ результатов многих исследований показывает, что перемещения в узлах определяются с точностью 0,2...0,5%. Ошибка определения напряжений может достигать значений 15...25%.

Для получения правильных результатов обычно сначала решают тестовые задачи, точное аналитическое решение которых известно или даны экспериментальные данные. Желательно, чтобы тестовая и решаемая задачи была близки между собой. Находят приемлемое количество конечных элементов, при которых достигается хорошая точность решения. Затем переходят к решению основной задачи, пользуясь примерно тем же количеством конечных элементов и накопленным опытом решения подобных задач.

1.4 Оптимизация конструкций

Оптимальному проектированию конструкций посвящены различные монографии и статьи. Общий подход к оптимизации конструкций представлен в

книгах [48 - 51], относящихся к классическим. Начиная с конца 80-х годов прошлого века, наблюдается интенсивное развитие этого научного направления. Разрабатываются новые аналитические и численные методы оптимального проектирования не только отдельных геометрически простых элементов, но и более сложных узлов конструкции.

При оптимизации используются различные аналитические и численные методы. В аналитических методах формируется функционал или выбирается функция, характеризующие критерии оптимальности. Составляется вектор переменных проектирования и ограничения задачи. Затем с помощью различных математических методов проводится оптимизация. Оптимизация также может проводиться с использованием алгоритмов численных методов.

Рассмотрим аналитические методы оптимизации [52-53].

В работе [54] в качестве минимизируемого критерия выбран интегральный функционал рассогласования между величинами давления в контактной области и заданной целевой функции. Переменной функцией является геометрическая форма штампа.

Вертикальное перемещение свободного конца консоли выбрано критерием оптимальности в задачах об оптимизации гибких балок [55]. Задачи решаются при варьировании распределения толщины балки.

В статье [56] предложена геометрическая теория упругости, которая связывает напряженное состояние среды с геометрией, порождаемой напряжениями риманова пространства. Оптимизируется диск, нагруженный по контуру статическими силами и центробежной нагрузкой. Авторы вводят метрический коэффициент риманова пространства, соответствующий координате, нормальной плоскости диска. В результате решения задачи находится оптимальное распределение толщины диска.

Критерием оптимизации может быть устойчивость стержня [57]. Авторам удалось решить задачу об оптимизации консольного стержня, на который действует неконсервативная сжимающая следящая сила с запаздыванием. Получено, что потеря устойчивости такого стержня носит «флаттерный» вид.

Оптимальное решение приводит к возможности повысить в несколько раз сжимающую критическую нагрузку. Подобная задача была решена Любимовым А.К. и др. [58]. В ней использовался метод квадратичной аппроксимации целевой функции, которой была вероятность безотказной работы конструкции по общей потере устойчивости.

Метод покоординатного спуска на единичном отрезке предложен в работе [59]. Оптимизировались многослойные композиционные оболочки. Осуществлялся поиск минимума массы.

В статье [60] в качестве целевой функции выбрана жесткость оболочечной конструкции. Рассматривалась трехмерная модель твердого тела, имеющего переменную плотность.

Представляет интерес работа [61], в которой применен нетрадиционный подход к решению бикритериальных задач. Предложенный метод основан на информационно-статистическом подходе к глобальной оптимизации.

Более сложные аналитические задачи относятся к оптимизации конструкции при взаимодействии двух сред. В работе [62] оптимизируемым функционалом является глубина проникновения внедряющегося тела в твердую деформируемую среду. Тело имеет пиромедальную форму, число граней которого выбраны в качестве переменных проектирования. Получено, что оптимальной геометрической формой является круговой конус.

Помимо построения функционалов и последующей их оптимизации используют другие методы, которые встречаются не так часто. Например, в работе [63] предложен итерационный метод. При определении оптимальной формы осесимметричного твердого тела сначала решается обратная плоская задача, а, затем, используя полученные приближенные результаты, проводится решение прямой задачи. В статье [64] предложен оригинальный метод, основанный на теории размерностей. Сформировано несколько критериев, проведен анализ их взаимного влияния на переменные проектирования и получены области определяющего влияния критериев на переменные проектирования.

Общим недостатком аналитических методов оптимизации является то, что практически невозможно решить многокритериальную задачу, содержащую большое число переменных проектирования. С помощью этих методов можно найти оптимальное решение для отдельных элементов конструкции, имеющих достаточно простую геометрическую форму: балки, стержни, осесимметричные тела и др. Если необходимо провести оптимизацию сложных конструкций, состоящих из большого числа взаимосвязанных элементов, то целесообразно применять численные методы, алгоритмы которых просто представить в виде компьютерных программ.

Эффективным численным методом является метод генетического алгоритма [65]. Он основан на разработках искусственного интеллекта и моделирует эволюционный подход к поиску глобального экстремума. В задаче рассматриваются слоистые пластины, у которых слои имеют разные механические свойства.

Наиболее часто оптимизацию конструкций выполняют с помощью численного метода конечных элементов [66- 69].

В работах [66, 67] конечно-элементная модель позволяет выбрать рациональную конструкцию и учитывает ограничения на эквивалентные напряжения и критические нагрузки при потере устойчивости.

Определение оптимального натяга для посадки упругих включений в отверстия с учетом трещин показано в статье [68].

Авторы работы [69] сводят конечно-элементную модель к последовательности двух задач: неупругого деформирования и упругой разгрузки. Используется известный программный комплекс MSC.Mark. В качестве критерия оптимизации выбрана минимизация повреждаемости конструкции. Результатом решения поставленной задачи является определение оптимальной зоны деформирования при ползучести.

Анализ литературных источников показывает, что в настоящее время наиболее эффективным является анализ чувствительности конструкций [70-73].

Задача о выборе оптимальной конструкции тождественна задаче нелинейного программирования, которая формулируется следующим образом: найти переменные проектирования b , минимизирующие функцию стоимости

$$\psi_0(b, \delta) \quad (1.24)$$

при наличии уравнения состояния

$$L(b, \delta) = 0 \quad (1.25)$$

и ограничений

$$\psi_k(b, \delta) \leq 0, \quad k = 1, 2, \dots, \beta, \quad (1.26)$$

где $\psi_0(b, \delta)$ – функция массы конструкции; b – вектор переменных проектирования; L – линейный оператор; δ – вектор перемещений; β – число функций ограничений; $\psi_k(b, \delta)$ – вектор ограничений.

Уравнение состояния формируется посредством метода конечных элементов, т.е.

$$K(b)\delta - F(b) = 0, \quad (1.27)$$

где $K(b)$ – матрица жесткости конструкции; $F(b)$ – вектор нагрузки, действующей на систему; δ – вектор перемещений.

Решение сводится к выражениям:

$$\delta\psi_0 = l_0^m \delta b \quad (1.28)$$

и
$$\delta\psi = l^m \delta b, \quad (1.29)$$

где
$$l_0 = \frac{\partial\psi_0}{\partial b} + \lambda^m \left[\frac{\partial F(b)}{\partial b} - \delta \frac{\partial K(b)}{\partial b} \right]; \quad (1.30)$$

$$l = \frac{\partial\psi}{\partial b} + \lambda^m \left[\frac{\partial F(b)}{\partial b} - \delta \frac{\partial K(b)}{\partial b} \right]; \quad (1.31)$$

Векторы l_0 и l называются векторами чувствительности ψ_0 и ψ относительно переменных проектирования. Они характеризуют влияние изменения переменных проектирования на функции стоимости и ограничений.

При решении задачи используются активные ограничения $\psi'(b)$, которые нарушаются или близки к своим предельным величинам с точностью до малой константы. Цель оптимизации заключается в том, чтобы найти вектор δb , при котором функция $\psi_0(b + \delta b)$ уменьшается, ограничения $\psi(b)$ не нарушаются и активные ограничения $\psi'(b)$ постоянны. Используя метод проекции градиента, вектор δb находится из соотношения:

$$\delta b = -\frac{1}{2\gamma} \delta b^1 + \delta b^2, \quad (1.32)$$

где
$$\delta b^1 = W^{-1}(l_0 + l'v^1); \quad (1.33)$$

$$\delta b^2 = W^{-1}l'v^2. \quad (1.34)$$

γ – скалярный множитель, характеризующий величину шага расчета ($\gamma \geq 0$);

W – весовая матрица, которая входит в условие обеспечения малости шага расчета; v – вектор, все компоненты которого ≥ 0 и должны удовлетворять условиям Куна-Таккера.

Оптимальный проект имеет вид:

$$b^1 = b^0 + \delta b, \quad (1.35)$$

где b^0 – вектор начальных значений переменных проектирования.

Вычисления вектора δb проводятся до тех пор, пока в результате ряда итераций будут достигнуты условия о достаточной малости величин $|\psi_0(b^1) - \psi_0(b^0)|$ и $\|\delta b\|$.

Опыт оптимизации различных конструкций показывает, что численные значения векторов чувствительности имеют значительный разброс. Суть оптимизации заключается в поиске таких условий, при которых численные значения всех векторов чувствительности равны нулю. Однако, этого обычно не удается достичь. Поэтому разрабатываются разные математические методы, но они не дают возможность гарантировано найти глобальное решение.

Представляет интерес работа [74], в которой методика оптимального проектирования используется в САПР формы лопатки. Критериями оптимизации

служат минимум массы, напряжений и рассогласования между действительной и аэродинамической геометрическими формами лопатки.

Проблема значительно усложняется, когда исследуемая конструкция состоит из нескольких взаимосвязанных деталей, имеющих различные геометрические формы и системы нагружения. Указанную проблему можно решить, если будет создана специальная методика, позволяющая провести последовательную оптимизацию конструкции посредством выделения ее оптимизируемых частей.

1.5 Общая несущая способность двухслойных оболочек

При расчете камеры на прочность наиболее трудным является расчет связанных оболочек, подверженных действию давлений жидкости в межрубашечном тракте и газа в камере при высоком температурном воздействии. Оценка прочности по упругим напряжениям недостаточна и часто непригодна, так как эквивалентные напряжения в оболочках превышают пределы текучести конструкционных материалов, из которых они изготовлены. Такие большие напряжения определяются температурным воздействием на внутреннюю оболочку. Поэтому оболочки рассчитывают в области пластических деформаций. Несущая способность конструкции при вязком состоянии материала определяется способностью сопротивляться приложенным нагрузкам с сохранением ее размеров и формы в допустимых пределах. Предельная несущая способность характеризуется таким нагружением, после которого существенное изменение размеров происходит без значительного увеличения нагрузки.

Общая несущая способность зависит от величины предельного давления $p_{Гпред}$ газа в камере сгорания. Предельным давлением газа считается такое значение давления, малому приращению которого соответствует большое приращение деформации оболочек.

Приближенный расчет несущей способности камеры ЖРД можно выполнить графо-аналитическим способом, предложенным профессором В.И. Феодосьевым [75]. Им созданы методы для одноосного и двухосного

напряженного состояний. Находится функциональная зависимость давления газа в камере от полной деформации в окружном направлении - $p_{\Gamma} = f(\varepsilon_{\Pi 2})$. Полная окружная деформация определяется суммой силовой ε_2 и температурной ε_{T2} деформаций. Из этой зависимости находится приближенное значение предельного давления $p_{\Gamma пред}$ газа в камере двигателя.

1.5.1 Графо-аналитический метод расчета несущей способности камеры при одноосном напряженном состоянии

На рисунке 1.3 показана расчетная модель камеры при определении ее несущей способности для одноосного напряженного состояния. В этом случае не учитывается осевое температурное удлинение и осевая сила (тяга).

При действии внутреннего давления в цилиндрической оболочке наибольшими являются окружные напряжения - σ_2 . Поэтому для приближенного расчета рассматриваем только окружное направление. На оболочки в окружном направлении действуют погонные нагрузки: $(\sigma_2)_1 h_1$, $(\sigma_2)_2 h_2$ и $p_{\Gamma} R_1$, где $(\sigma_2)_1$, $(\sigma_2)_2$ - окружные напряжения, соответственно, во внутренней и в наружной оболочках; h_1 , h_2 - толщины внутренней и наружной оболочек; R_1 - внутренний радиус внутренней оболочки.

Считаем, что радиусы внутренней и наружной оболочек близки друг к другу, т.е. $R_1 \approx R_2 \approx R$. Тогда уравнение равновесия в окружном направлении:

$$(\sigma_2)_1 h_1 + (\sigma_2)_2 h_2 = p_{\Gamma} R. \quad (1.36)$$

Соотношение между толщинами h_1 и h_2 оболочек можно оценить по зависимости

$$h_2 = (1,35 \dots 1,55) \frac{(\sigma_{yd})_1}{(\sigma_{yd})_2} h_1, \quad (1.37)$$

где $(\sigma_{yd})_1 = \frac{(\sigma_{\sigma})_1}{\rho_1}$, $(\sigma_{yd})_2 = \frac{(\sigma_{\sigma})_2}{\rho_2}$ - критерии удельной прочности внутренней и наружной оболочек,

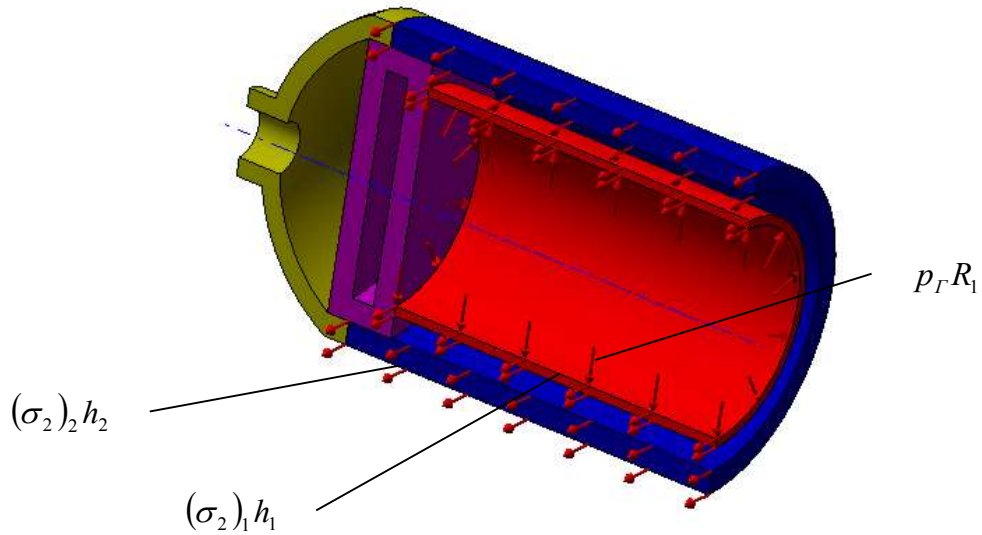


Рисунок 1.3 - Нагрузка и окружающие внутренние усилия в оболочках при одноосном напряженном состоянии.

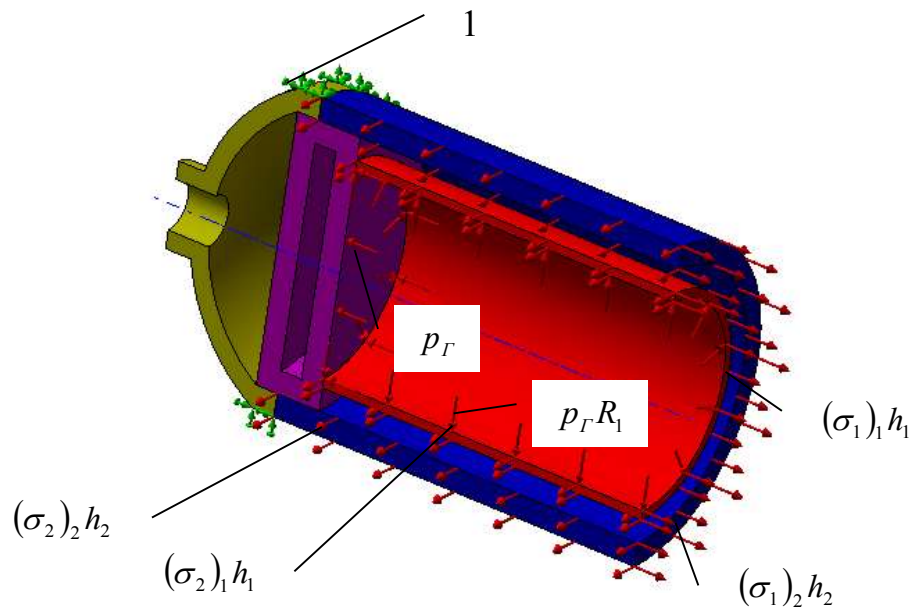


Рисунок 1.4 Нагрузка и внутренние усилия в оболочках при двухосном напряженном состоянии: 1 – место крепления камеры.

$(\sigma_\epsilon)_1, (\sigma_\epsilon)_2$ - пределы прочности материалов внутренней и наружной оболочек, ρ_1, ρ_2 - плотности материалов внутренней и наружной оболочек.

В уравнении (1.36) неизвестными являются напряжения $(\sigma_2)_1$ и $(\sigma_2)_2$. Для определения этих параметров составляются уравнения совместности деформаций. Они формируются при условии, что связь между оболочками жесткая. Уравнения совместности деформаций имеют вид

$$(\epsilon_2)_1 + (\alpha T_{cp})_1 = (\epsilon_{\Pi 2})_1, \quad (1.38)$$

$$(\epsilon_2)_2 + (\alpha T_{cp})_2 = (\epsilon_{\Pi 2})_2, \quad (1.39)$$

$$(\epsilon_{\Pi 2})_1 = (\epsilon_{\Pi 2})_2 = \epsilon_{\Pi 2} = \frac{dR}{R}, \quad (1.40)$$

$(\epsilon_2)_1, (\epsilon_2)_2$ - деформации в окружном направлении, соответственно, для внутренней и наружной оболочек; $\alpha_1(T), \alpha_2(T)$ - коэффициенты линейного термического расширения материалов, соответственно, для внутренней и наружной оболочек, зависящие от текущей температуры T ; T_{cp1}, T_{cp2} - средние по толщине температуры, соответственно, внутренней и наружной оболочек; $(\epsilon_{T2})_1 = (\alpha T_{cp})_1, (\epsilon_{T2})_2 = (\alpha T_{cp})_2$ - температурные окружные деформации, соответственно, внутренней и наружной оболочек; $(\epsilon_{\Pi 2})_1, (\epsilon_{\Pi 2})_2$ - полные деформации в окружном направлении, соответственно, для внутренней и наружной оболочек; $\epsilon_{\Pi 2}$ - полная окружная деформация; dR - удлинение радиуса R .

Решая графически уравнения (1.36) и (1.38) – (1.40), определяется предельное давление $p_{Гпрод}$ газа в камере.

1.5.2 Графо-аналитический метод расчета несущей способности камеры при двухосном напряженном состоянии

При двухосном напряженном состоянии учитывается осевая сила P (сила тяги), действующая на камеру. Расчетная схема показана на рисунке 1.4. Камера закреплена по поверхности 1.

В осевом направлении имеются нормальные напряжения: во внутренней оболочке - $(\sigma_1)_1$ и в наружной оболочке - $(\sigma_1)_2$. Эти напряжения создают соответствующие погонные усилия - $(\sigma_1)_1 h_1$ и $(\sigma_1)_2 h_2$.

Для определения несущей способности при двухосном напряженном состоянии учитываются дополнительные уравнения, по сравнению с одноосной моделью.

Уравнение равновесия (1.36) в окружном направлении дополняется уравнением равновесия в осевом направлении:

$$(\sigma_1)_1 h_1 + (\sigma_1)_2 h_2 = k p_r R, \quad (1.41)$$

где k - коэффициент, равный отношению осевого усилия, действующего в оболочках, к соответствующему окружному усилию. Принимается $k = 0,5$, если узлы крепления камеры размещены в районе критического сечения. При размещении узлов крепления на головке камеры рекомендуется пользоваться зависимостью

$$k = 0,5 - \frac{p_r \pi R^2 - P}{2 \pi p_r R^2}. \quad (1.42)$$

К трем уравнениям деформаций в окружном направлении добавляются три уравнения деформации в осевом направлении

$$(\varepsilon_1)_1 + (\alpha T_{cp})_1 = (\varepsilon_{m1})_1, \quad (1.43)$$

$$(\varepsilon_1)_2 + (\alpha T_{cp})_2 = (\varepsilon_{m1})_2, \quad (1.44)$$

$$(\varepsilon_{m1})_1 = (\varepsilon_{m1})_2 = \varepsilon_{m1}, \quad (1.45)$$

где $(\varepsilon_1)_1$, $(\varepsilon_1)_2$ - деформации в осевом направлении, соответственно, для внутренней и наружной оболочек; $(\varepsilon_{m1})_1$, $(\varepsilon_{m1})_2$ - полные деформации в осевом направлении, соответственно, для внутренней и наружной оболочек; ε_{m1} - полная осевая деформация.

Также учитываются уравнения, определяющие связь между напряжениями с интенсивностями напряжений и деформаций:

$$(\sigma_1)_1 = \frac{4(\sigma_i)_1}{(\varepsilon_i)_1} \left[(\varepsilon_1)_1 + \frac{(\varepsilon_2)_1}{2} \right]; \quad (1.46)$$

$$(\sigma_2)_1 = \frac{4(\sigma_i)_1}{(\varepsilon_i)_1} \left[(\varepsilon_2)_1 + \frac{(\varepsilon_1)_1}{2} \right]; \quad (1.47)$$

$$(\sigma_1)_2 = \frac{4(\sigma_i)_2}{(\varepsilon_i)_2} \left[(\varepsilon_1)_2 + \frac{(\varepsilon_2)_2}{2} \right]; \quad (1.48)$$

$$(\sigma_2)_2 = \frac{4(\sigma_i)_2}{(\varepsilon_i)_2} \left[(\varepsilon_2)_2 + \frac{(\varepsilon_1)_2}{2} \right], \quad (1.49)$$

где $(\sigma_i)_1, (\sigma_i)_2$ - интенсивности напряжений для внутренней и наружной оболочек;

$$\sigma_i = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2}; \quad (1.50)$$

$(\varepsilon_i)_1, (\varepsilon_i)_2$ - интенсивности деформаций для внутренней и наружной оболочек;

$$\varepsilon_i = \frac{2}{\sqrt{3}} \sqrt{\varepsilon_1^2 + \varepsilon_1\varepsilon_2 + \varepsilon_2^2}. \quad (1.51)$$

Следует отметить, что функция $\sigma_i = f(\varepsilon_i)$ определяет диаграмму растяжения конструкционного материала. Такие функции экспериментально получены для всех конструкционных материалов и содержатся в справочниках. Таким образом, вычислив величину деформации ε_i , можно всегда найти напряжение σ_i , воспользовавшись соответственной диаграммой растяжения конструкционного материала.

Подробный алгоритм поиска предельной величины давления газа при двухосном напряженном состоянии по методике [75] представлен в учебнике [7]. Он заключается в следующем:

- 1) Задаются значения полной окружной деформацией - $\varepsilon_{\Pi 2}$.
- 2) Для фиксированного значения $\varepsilon_{\Pi 2}$ задается значение полной осевой деформации. При начальном приближении используется зависимость:

$$\varepsilon_{\Pi 2} = (0,5...0,7)\varepsilon_{\Pi 1}. \quad (1.52)$$

- 3) При известных из расчета охлаждения камеры температурах T_{cp1} , T_{cp2} и характеристиках выбранных материалов оболочек - $\alpha_1(T)$, $\alpha_2(T)$, вычисляются окружные и осевые деформации оболочек по зависимостям (1.36 – 1.38), (1.43 – 1.45).
- 4) По формуле (1.53) находятся интенсивности деформаций $(\varepsilon_i)_1$, $(\varepsilon_i)_2$ и по графикам $\sigma_i = f(\varepsilon_i)$ соответствующие интенсивности напряжений $(\sigma_i)_1$, $(\sigma_i)_2$
- 5) Находятся окружные и осевые напряжения в оболочках из уравнений (1.46 – 1.49).
- 6) Проверяется тождественности уравнений равновесия (1.36) и (1.41) в виде равенства

$$k[(\sigma_2)_1 h_1 + (\sigma_2)_2 h_2] = (\sigma_1)_1 h_1 + (\sigma_1)_2 h_2. \quad (1.53)$$

Если равенство выполняется с точностью до заданной малой величины, то по преобразованной зависимости (1.36), характеризующейся наибольшими окружными напряжениями, находится давление газа

$$p_r = \frac{(\sigma_2)_1 h_1 + (\sigma_2)_2 h_2}{R}. \quad (1.54)$$

Задаваясь новыми значениями полных деформаций в п. 1, 2, получают некоторое множество значений p_r . Если равенство не выполняется, то возвращаются к п.2, задаются новым значением $\varepsilon_{п1}$ и повторяют расчеты до тех пор, пока не будут найдены величины p_r .

- 7) Строят график функции $p_r = f(\varepsilon_{п2})$.
- 8) Воспользовавшись зависимостью (1.41), графически определяется предельное значение давления газа.
- 9) Находится запас по несущей способности по формуле (1.42).

По данному алгоритму создана компьютерная программа [76].

При расчете несущей способности при объемном напряженно-деформированном состоянии несомненно точность вычислений будет повышена.

Поэтому актуально создание метода, позволяющего рассчитывать несущую способность двухслойной связанной оболочки с помощью объемного напряженного состояния. Целесообразно результаты графо-аналитических расчетов рассматривать в качестве тестовых задач.

1.6 Задачи исследования

На основании проведенного анализа литературных источников, можно сформулировать задачи исследования:

1. Разработать метод исследования объемной статической прочности однослойных оболочечных конструкций.
2. Разработать метод исследования объемной общей несущей способности двухслойных связанных оболочек.
3. Провести анализ экспериментальных данных, необходимых для верификации математических методов.
4. С помощью разработанных методов выполнить расчеты и сформировать эффективные схемно-конструктивные решения для отсека ракетного двигателя твердого топлива (РДТТ), жидкостного ракетного двигателя (ЖРД) и ракетно-прямоточного двигателя (РПД).
5. Экспериментально подтвердить эффективность разработанных схемно-конструктивных решений.
6. Разработать рекомендации по улучшению характеристик элементов конструкций отсека РДТТ, ЖРД и РПД.

ГЛАВА 2

**МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ОБЪЕМНОЙ СТАТИЧЕСКОЙ ПРОЧНОСТИ
СЛОЖНЫХ ОБОЛОЧЕЧНЫХ КОНСТРУКЦИЙ**

В разделе рассматриваются предлагаемые методы исследования сложных однослойных и двухслойных металлических оболочечных конструкций.

Проблема проектирования сложных однослойных конструкций заключается в проведении оптимизационных расчетов. Часто не удается выполнить оптимизацию всей конструкции с использованием современных компьютерных систем типа COSMOS из-за того, что результат оптимизации существенно отличается от глобального минимума. При этом требуется большой объем оперативной памяти компьютера и расчет занимает значительное время. Это объясняется различным влиянием элементов, составляющих конструкцию, на ее напряженно-деформированное состояние и их взаимным влиянием.

В настоящей работе представлен метод последовательной оптимизации [77-79] с помощью компьютерных систем типа COSMOS. Он основан на определении одного или нескольких наиболее опасных элементов конструкции, оказывающих наибольшее влияние на напряженное состояние сборочной единицы. Опасный элемент оптимизируется отдельно, а затем выполняется оптимизация всей конструкции, содержащей этот оптимальный опасный элемент. Такая оптимизация проводится последовательно для других, выделенных элементов. Необходимой составной частью метода является проведение испытаний, анализ результатов оптимизации и экспериментальных исследований.

Проблема проектирования сложных двухслойных металлических оболочечных конструкций связана с разработкой метода [80, 81], учитывающего трехмерное напряженно-деформированное состояние. Расчеты выполняются с помощью компьютерных систем типа COSMOS. В предложенном методе проводятся упруго-пластические расчеты. Выбирается предельная величина давления в камере, являющаяся результатом расчета общей несущей способности трехмерного напряженного состояния. Используется комплекс новых критериев.

2.1. Объекты исследования.

Первым объектом исследования сложных оболочечных конструкций, который рассматривается в настоящей работе, является металлический корпус отсека РДТТ [77 - 79], который показан на рисунке 2.1. Геометрическая модель сделана в компьютерной системе SolidWorks. Особенность заключается в сложной конструкции и разных системах действующих нагрузок.

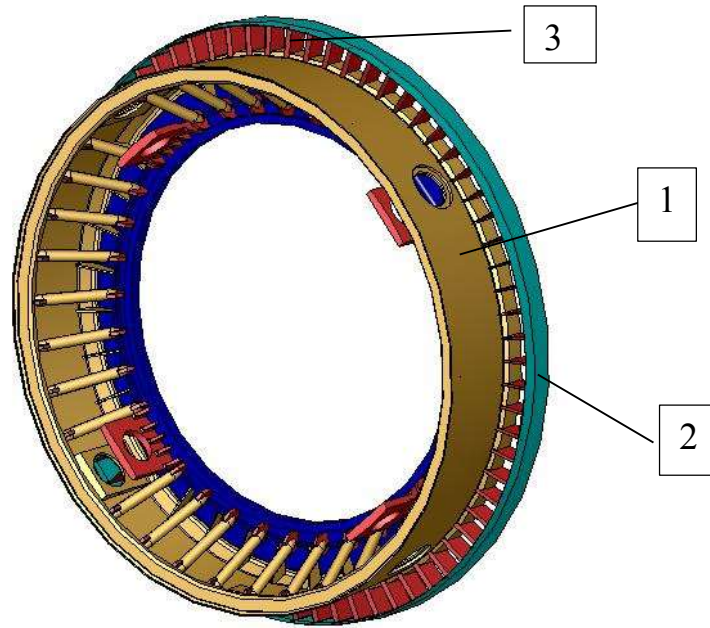
В состав корпуса входит сборочная единица – «Основание» 1, а также детали: кольцо 2 и семьдесят два направляющих ребра 3, имеющих разное исполнение. «Основание» связано с кольцом с помощью направляющих ребер. Они свариваются как с «Основанием», так и с кольцом. На рис. 2.2, в качестве примера, представлена геометрическая модель одного из исполнений направляющего ребра. Ребра выполнены в виде пластин переменной толщины. Кольцо имеет форму цилиндрической оболочки.

«Основание» (рисунок 2.3) содержит тридцать две сборки «Труба в сборе» 1 и детали: шпангоут 2, обечайку 3, четыре платы 4, сорок восемь усилительных ребер 5 трех исполнений.

Сборка «Труба в сборе» показана на рис. 2.4. Она состоит из трубки 1, к концам которой приварены плоские пластины 2. Шпангоут представлен на рисунке 2.5. Он выполнен в виде цилиндрического кольца.

Обечайка (рисунок 2.6) имеет небольшой угол конусности (до 5°) с четырьмя подкрепленными отверстиями. Плата представляется в виде толстой пластины с центральным отверстием, к одному концу которой приварены пять ребер. Ее геометрическая модель видна на рисунке. 2.7.

Для повышения жесткости конструкции корпуса между «Основанием» и шпангоутом установлены усилительные ребра. Один из трех вариантов конструкции усилительного ребра показан на рисунке 2.8. Ребро представляет собой пластину, имеющую постоянную толщину.



1 – «Основание», 2 - кольцо 3 – направляющие ребра
Рисунок 2.1 – Геометрическая модель корпуса отсека РДТТ

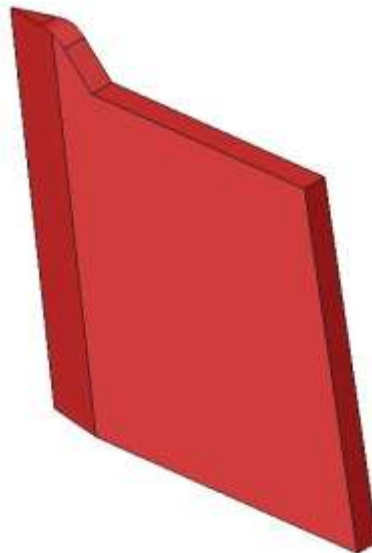
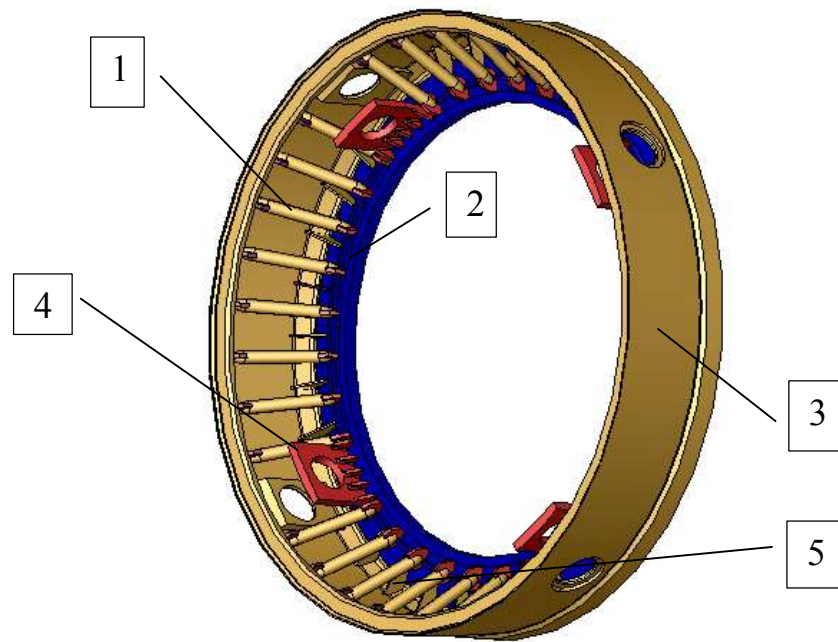
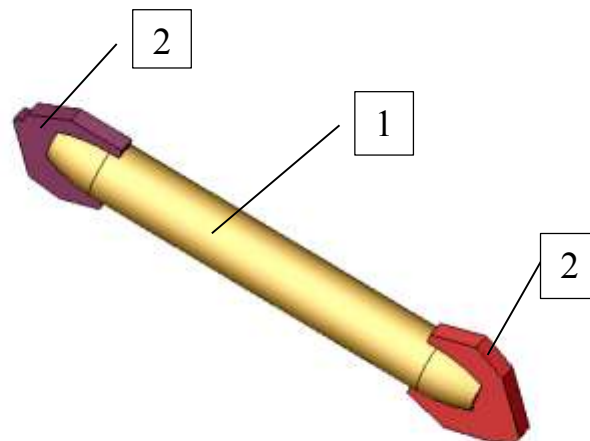


Рисунок 2.2 – Геометрическая модель направляющего ребра



1 - «труба в сборе», 2 – шпангоут, 3 – обечайка, 4 – плата, 5 – усиительное ребро

Рисунок 2.3 – Геометрическая модель «Основания»



1 – трубка, 2 – плоская пластина

Рисунок 2.4 – Геометрическая модель сборки «Труба в сборе»

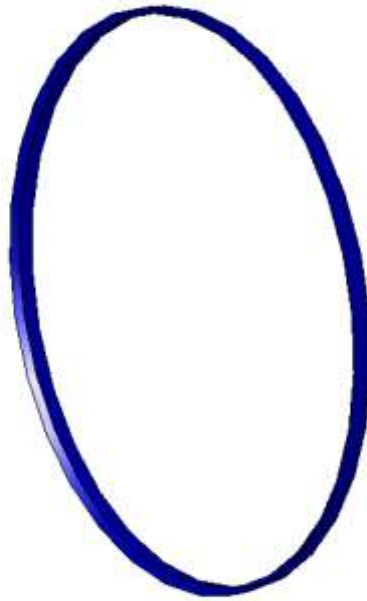


Рисунок 2.5 – Геометрическая модель шпангоута



Рисунок 2.6 – Геометрическая модель слабоконической обечайки

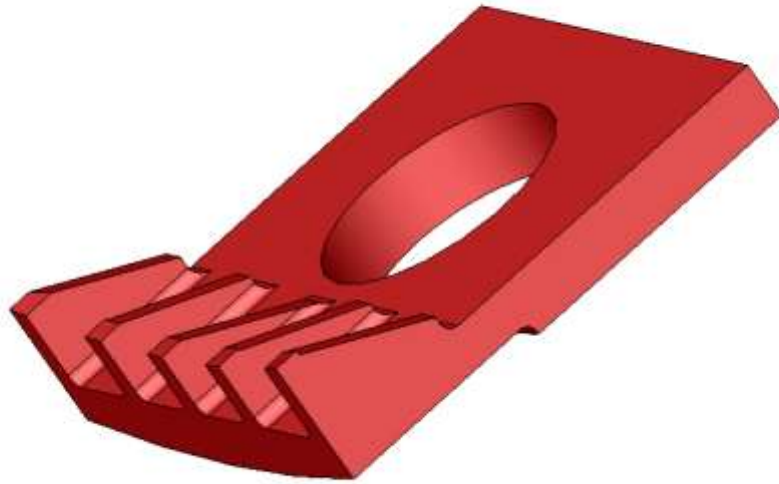


Рисунок 2.7 – Геометрическая модель платы

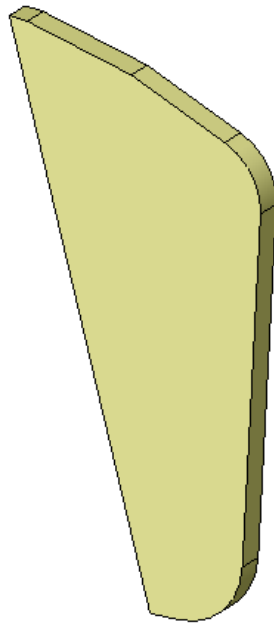


Рисунок 2.8 – Геометрическая модель одного из вариантов конструкции ребра

Анализ геометрической формы металлического корпуса отсека РДТТ показывает большое разнообразие взаимосвязанных между собой элементов конструкций. К ним относятся: цилиндрические и слабokonические оболочки, пластины постоянной и переменной толщины, трубки, оболочки и пластины с отверстиями, и т.д. Указанные элементы конструкции имеют разную толщину.

Все это говорит о том, что простым использованием метода конечных элементов, использующим одновременную триангуляцию всей сложной конструкции объемными конечными элементами с последующим получением упруго-пластических перемещений, деформаций и напряжений, одновременной оптимизацией всей конструкции не удастся получить правильное и точное решение. Это объясняется значительной геометрической разнородностью элементов конструкции, разным вкладом составных частей конструкции в общее напряженно-деформированное состояние и их взаимное влияние.

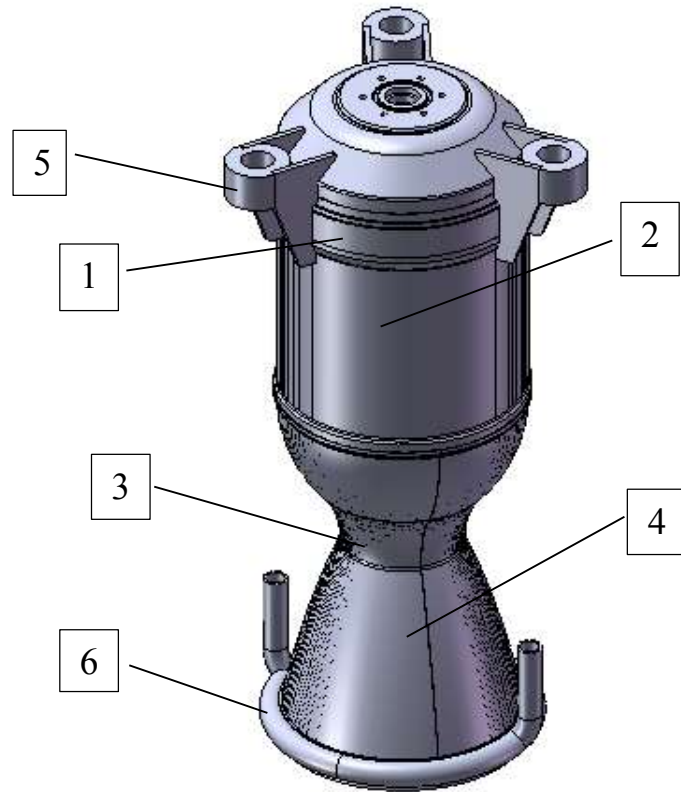
Следующими объектами исследования являются конструкции двухслойных взаимосвязанных металлических оболочек. К ним, в частности, относятся камера ЖРД [80, 81]. Такая камера является паяно-сварной конструкцией. Один из вариантов наиболее простой конструкции камеры ЖРД показан на рисунке 2.9.

Камера состоит из четырех составных частей: головки 1, камеры 2 сгорания, зоны 3 критического сечения и сопловой части 4. К головке приварены три узла 5 крепления. На выходе сопловой части установлен коллектор 6 подвода горючего.

Часто применяют конструкцию камеры, в которой узлы крепления располагаются на бандаже в области зоны критического сечения. Такое расположение узлов крепления позволяет разрабатывать качающуюся относительно вертикальной оси камеру.

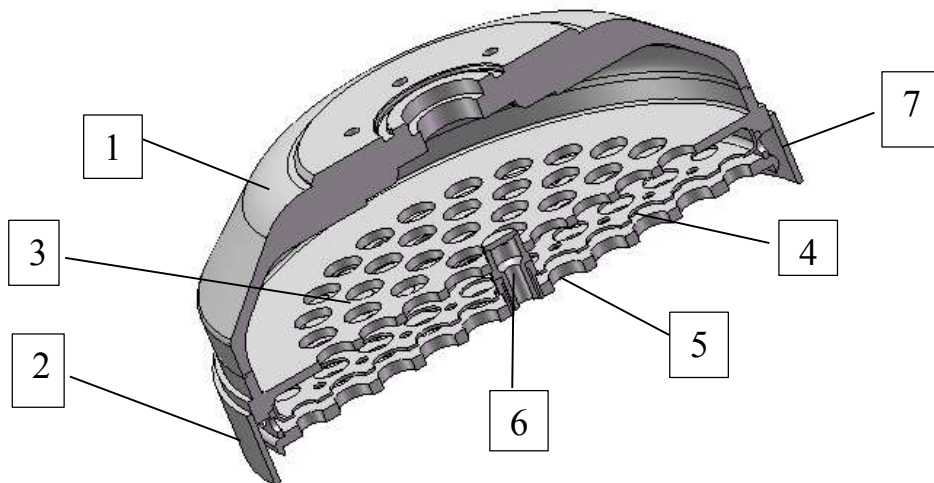
Существуют камеры, у которых после коллектора размещается неохлаждаемый насадок.

Головка камеры представлена на рисунке 2.10. Она состоит из наружного днища 1, кольца 2 и блока форсунок. Блок форсунок содержит среднее днище 3, дефлектор 4, огневое днище 5 и форсунки 6. Здесь показана одна из 61 форсунок.



1 – головка, 2 – камера сгорания, 3 – зона критического сечения, 4 – сопловая часть, 5 – узел крепления, 6 – коллектор.

Рисунок 2.9 Элементы конструкции камеры



1 – наружное днище, 2 – кольцо, 3 – среднее днище, 4 – дефлектор, 5 – огневое днище, 6 – форсунка, 7 – перфорированное кольцо.

Рисунок 2.10 - Конструкция головки с центральной форсункой

Среднее днище, дефлектор и огневое днище соединяются между собой перфорированным кольцом 7. Головка приваривается к наружной оболочке камеры сгорания посредством кольца 2. Огневое днище сваривается с внутренней оболочкой камеры сгорания.

Часто в конструкциях головок используются кольцевые перфорированные ребра жесткости. Они соединяют между собой наружное среднее днища. Это позволяет повысить жесткость и несущую способность конструкции.

В рассматриваемой камере выполнено коническое наружное днище. Также применяют полусферическое, эллиптическое и торосферическое днища. Полусферическое днище имеет наименьшую массу. Применение эллиптического днища позволяет уменьшить осевой размер конструкции. Конструкция торосферического днища дает возможность избежать появления значительного изгибающего момента, характерного для эллиптических днищ.

В головку через центральное отверстие, выполненное в днище 1, подводится окислитель. Окислителем служит жидкий кислород. Из полости, образованной наружным и средним днищами, окислитель поступает в форсунки и распыляется ими в камеру сгорания.

Горючим является керосин. Он из межрубашечного тракта камеры сгорания подается в полость, заключенную между огневым днищем, дефлектором и перфорированным кольцом. Через малые отверстия дефлектора горючее перетекает в полость, образованную дефлектором и средним днищем. Керосин поступает в форсунки и далее – в камеру сгорания. Такая конструкция позволяет обеспечить надежное охлаждение керосином огневого днища.

Камера сгорания, зона критического сечения и сопловая часть изготавливаются из двух взаимосвязанных оболочек. Между оболочками организованы каналы, по которым течет горючее в направлении от коллектора к головке. Такая конструкция позволяет обеспечить охлаждение оболочек от воздействия конвективного и лучистого тепловых потоков, идущих из камеры.

Главная функция внутренней оболочки заключается в том, чтобы передать тепловые потоки в охлаждающую жидкость. Поэтому внутреннюю оболочку

изготавливают из теплопроводных материалов: бронзового сплава БрХ-0,8; стали 12Х18Н9Т, покрытой медью; и др.

Внутренняя оболочка, состоящая из нескольких секций, показана на рисунке 2.11. Методом фрезерования на ее наружной поверхности выполнены ребра 1. Ребра могут быть наклонены к продольной оси камеры (до 45°). Угол наклона в секциях определяется при расчете охлаждения камеры.

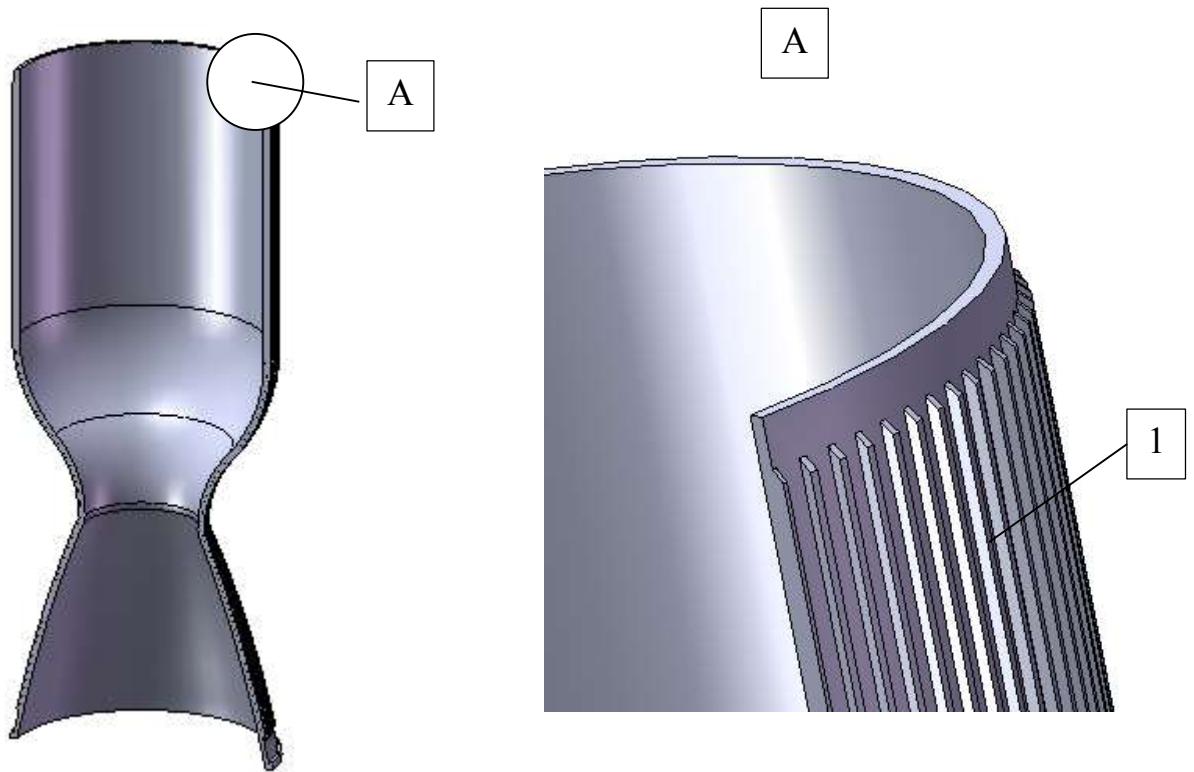
Наружная оболочка является силовой. Ее главное функциональное назначение – обеспечить прочность камеры и через узлы крепления передать тягу на корпус ракеты. Поэтому она изготавливается из сталей: 12Х18Н9Т, 12Х18Н10Т.

На выбор марки конструкционного материала оказывают основное влияние ее механические свойства, совместимость с припоями, технологические свойства. Припои обеспечивают неразъемное соединение между внутренней и наружной оболочками по вершинам ребер.

На рисунке 2.12 видна конструкция наружной оболочки. Секции оболочки соединяются между собой сваркой. На срезе сопла предусмотрены два кольца 1, 2 для установки коллектора. Горючее поступает из коллектора в межрубашечный тракт через отверстия 3. Коллектор 1 присоединяется к наружной оболочке сваркой. Горючее подводится по двум трубопроводам 2, приваренным к коллектору.

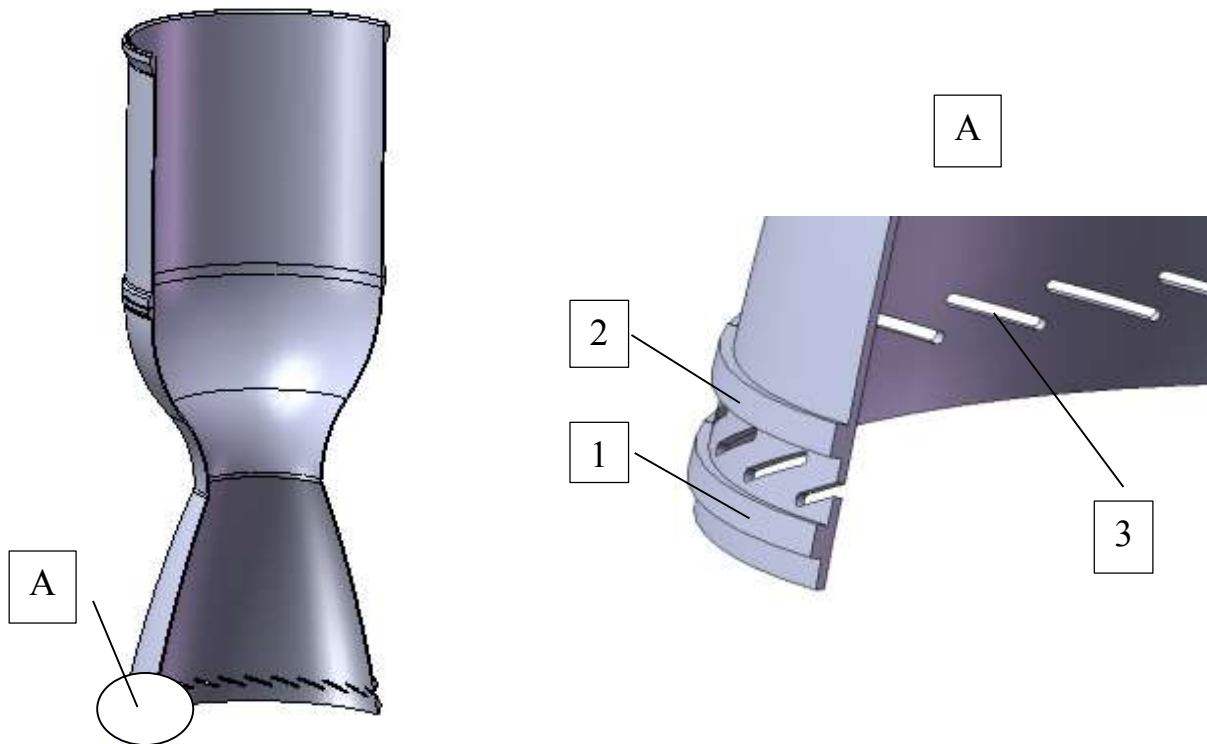
На элементы конструкции камеры действуют механические и тепловые нагрузки. Соотношение между ними зависит от режима работы камеры.

Различают статические, квазистатические и динамические нагрузки. Величина статической силы не зависит от времени. Поэтому ее учитывают на установившихся режимах работы двигателя. Квазистатическая сила меняется по времени. Определяющим является не скорость изменения нагрузки по времени, а ее величина. В каждый фиксированный момент времени эту нагрузку можно рассматривать как статическую. При учете динамической силы важны как величина нагрузки, так и скорость ее приложения.



1 – ребра.

Рисунок 2.11 - Конструкция внутренней оболочки камеры



1, 2 – соединительные кольца, 3 – отверстия.
Рисунок 2.12 Конструкция наружной оболочки камеры

Оценка прочности камеры проводится на режимах: гидроиспытания, рабочем, запуска и останова двигателя [7].

Гидроиспытания проводятся для всей камеры и для секций, из которых она состоит. Целью гидроиспытаний является выполнение технологического контроля качества пайки, сварки камеры и ее секций. Режим гидроиспытаний относится к статическому нагружению. Он характеризуется отсутствием нагрева элементов конструкции камеры и постоянством давления гидропрессовки.

Схема гидравлических испытаний камеры показана на рисунке 2.13. В область критического сечения сопла устанавливают грибок 1, обеспечивающий моделирование действия тяги на узлы крепления. В коллектор 2 камеры подводится рабочая жидкость в виде воды или технического масла. Межрубашечный тракт и внутренняя полость камеры заполняются рабочей жидкостью под давлением $p_{ГО}$ гидропрессовки.

Грибок 1 имеет рассчитанный радиус r . Он находится так, чтобы сила $P_{ГО}$, действующая на узлы крепления камеры, удовлетворяла равенствам:

$$P_{ГО} = P \frac{P_{ГО}}{p_k} ; \quad P_{ГО} = p_{ГО} \cdot \pi \cdot r^2, \quad (2.1)$$

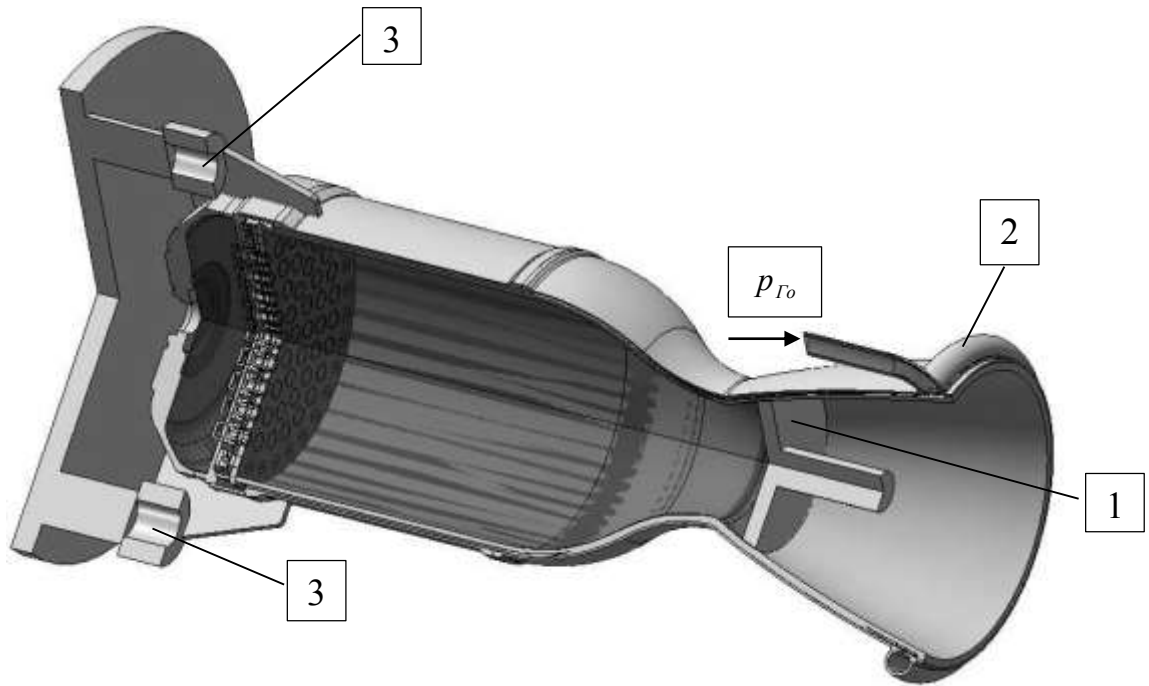
где P - тяга двигателя, равномерно распределенная между тремя узлами крепления 3 (рисунок 2.13), p_k - давление в камере.

Из этих равенств находится величина радиуса грибка

$$r = \left(\frac{P}{\pi \cdot p_k} \right)^{0,5} \quad (2.2)$$

При гидроиспытании секции камеры (рисунок 2.14), ее с одной стороны герметизируют заглушкой 1 и с другой стороны закачивают в межрубашечный тракт воду или техническое масло под давлением

$$p_{ГО} = (p_k + \Delta p_\phi + \Delta p_T) k_s, \quad (2.3)$$



1 – грибок, 2 – коллектор, 3 – узел крепления
Рисунок 2.13 - Схема гидравлического испытания камеры.

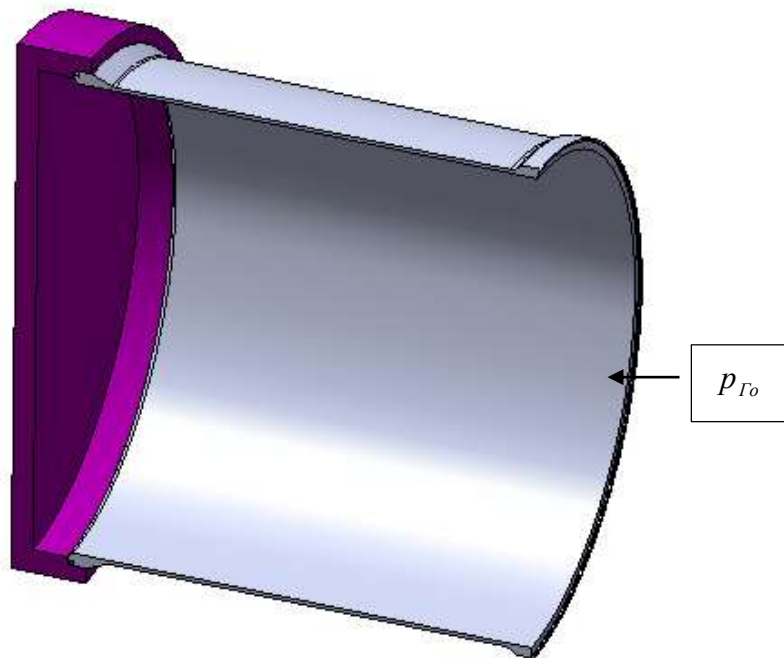


Рисунок 2.14 - Схема гидравлического испытания секции.

где Δp_ϕ , Δp_T - перепады давления на форсунках и в межрубашечном тракте, $k_s = (1,3...1,5)$ - коэффициент, учитывающий неравномерность заполнения охладителем межрубашечного тракта.

Обычно контроль качества пайки, сварки камеры и ее секций проводят в течение нескольких минут по падению давления жидкости. Если за это время давление жидкости не снизилось, то считают, что конструкция успешно прошла испытания.

Конструкция камеры предполагает, что давление охладителя в межрубашечном тракте больше, чем давление продуктов сгорания в камере. Это приводит к действию на оболочки радиального перепада давления. Наибольший радиальный перепад давления присутствует на срезе сопла.

Радиальный перепад давления может привести к опасным деформациям внутренней и наружной оболочек в неподкрепленных местах, т.е. между ребрами или секциями камеры. Кроме того, эта нагрузка может привести к разрушению паяных соединений между вершинами ребер и наружной оболочкой.

На рабочем режиме механические силы сочетаются с тепловым воздействием. Учитываются следующие статические нагрузки: давление газа в камере; давление компонентов топлива в межрубашечном тракте и в головке камеры; тяга двигателя; температура на внутренней и наружной поверхностях камеры.

Камера двигателя относится к теплонапряженным узлам конструкции. Температура газа в камере сгорания – (3300...3800) К и на срезе сопла – (1600...2100) К. Так как оболочки камеры охлаждаются, то температура внутренней оболочки со стороны газа меньше указанных значений температур. Она достигает величин – (1100...1300) К. Такая температура существенно снижает физико-механические свойства конструкционного материала оболочки: пределов прочности и текучести, модуля упругости, коэффициента линейного термического расширения.

Наибольший нагрев оболочки происходит в области критического сечения, что является следствием наибольших конвективных тепловых потоков в этом месте.

Требование обеспечения прочности внутренней оболочки от действия высокого давления в камере сгорания приводит к увеличению ее толщины. Однако, чем больше толщина внутренней оболочки, тем выше ее тепловое сопротивление. Следовательно, растет величина температуры на ее внутренней поверхности. Высокая температура способствует снижению физико-механических характеристик материала или местному плавлению. Поэтому при проектировании внутренней оболочки решают задачу оптимизации толщины оболочки, удовлетворяющей требованиям эффективного охлаждения и обеспечения ее прочности.

При расчете прочности камеры двигателя следует рассчитывать взаимосвязанные между собой внутреннюю и наружную оболочки. Эти оболочки имеют разное функциональное назначение. Внутренняя оболочка предназначена для обеспечения эффективной передачи тепловых потоков в охлаждающую жидкость, прокачиваемую в межрубашечном тракте. Наружная оболочка воспринимает комплексную нагрузку, действующую на камеру, и передает осевое усилие (тягу) на узлы крепления.

Расчет термопрочности оболочек (рассматривается только температурное воздействие и не учитывается давление продуктов сгорания в камере) показывает, что в них возникают эквивалентные напряжения, превышающие предел текучести. Совместное воздействие температуры и давления газа приводит к еще большему росту эквивалентных напряжений. Таким образом, задачу прочности камеры двигателя следует решать в пластической области поведения конструкционных материалов внутренней и наружной оболочек. В качестве критериев прочности рассматриваются не только предельное напряжение, но и предельная деформация (перемещение). В ряде случаев именно деформация является определяющим критерием, а не величина предела прочности.

Режим запуска характеризуется действием давления жидкости в межрубашечном тракте, нарастанием за короткий промежуток времени давления газа в камере и температуры элементов конструкции камеры, омываемых горячим газом. Этот режим характеризуется значительным градиентом температуры, вызывающим повышенные напряжения.

На режиме останова нагретые элементы конструкции работают в условиях отсутствия давления газа в камере и действии давления жидкости в межрубашечном тракте. По сравнению с гидроиспытаниями секций, в данном случае учитывается нестационарное температурное воздействие.

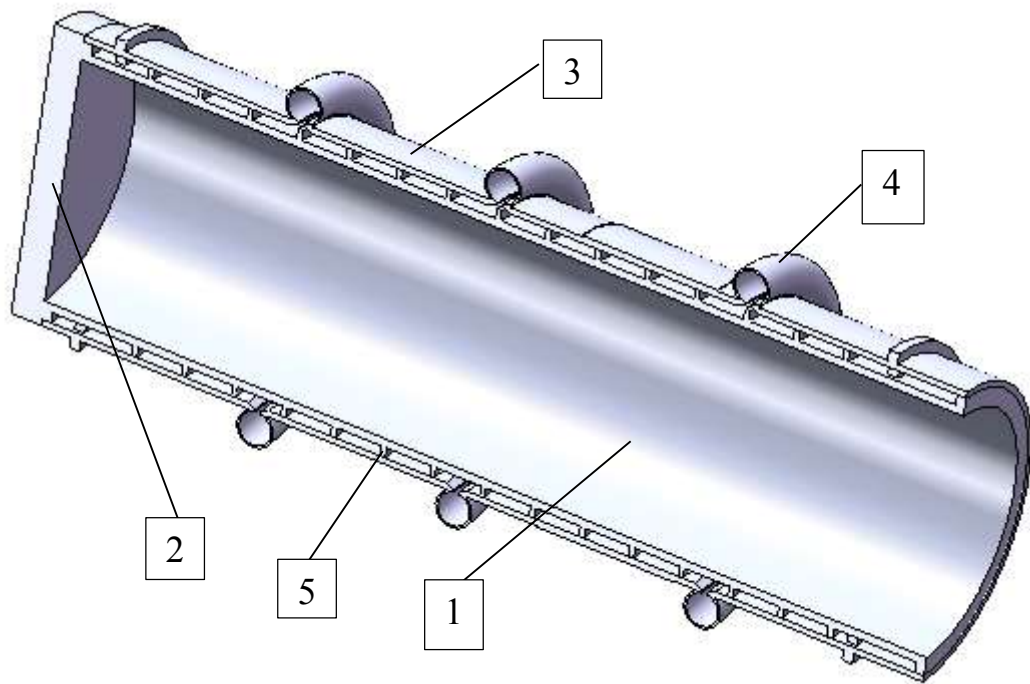
Иногда, в зависимости от схемы двигателя и условий запуска и останова, эти режимы могут оказаться более ответственными в прочностном отношении по сравнению с рабочим форсированным режимом. Это объясняется присутствием динамических нагрузок.

Следующими объектами исследования выбраны жаровые трубы генератора высокоэнтальпийных воздушных потоков [82]. Генератор предназначен для создания продуктов сгорания, состав, давление и температура которых соответствует воздушному потоку при полете сверхзвукового летательного аппарата с ракетно-прямоточным двигателем. Разработаны два варианта конструкции генератора. Второй вариант конструкции характеризуется более напряженными условиями.

Первый вариант конструкции жаровой трубы показан на рисунке 2.15. Она относится к двухслойным взаимосвязанным оболочкам с компенсаторами деформации на наружной оболочке.

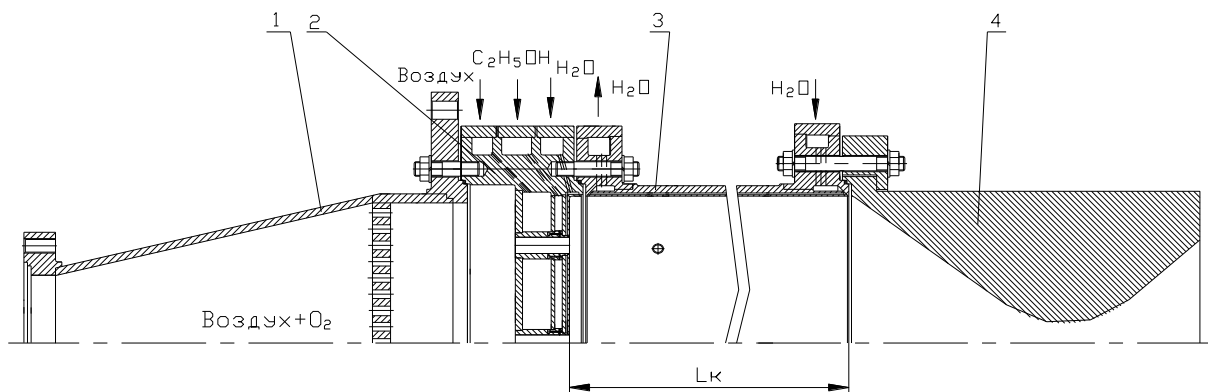
Жаровая труба состоит из внутренней оболочки 1 с присоединенной к ней днща 2, наружной оболочки 3, на которой установлены компенсаторы 4 деформации. Оболочки соединяются с помощью спирального ребра 5. Ребро выполнено из проволоки круглого сечения, намотанной по спирали.

Второй вариант конструкции генератора высокоэнтальпийных воздушных потоков показан на рисунке 2.16.



1 – внутренняя оболочка, 2 – днище, 3 – наружная оболочка, 4 – компенсаторы деформации, 5 – спиральное ребро

Рисунок 2.15 – Конструктивная схема первого варианта жаровой трубы



1 – газовод, 2 – смесительная головка, 3 – жаровая труба, 4 – технологическое сопло.

Рисунок 2.16 – Конструкция второго варианта генератора высокоэнтальпийных воздушных потоков

Конструктивная схема содержит: газовод 1 для ввода обогащенного кислородом воздуха; смесительную головку 2; жаровую трубу 3, в которой происходит горение этанола в потоке воздуха, обогащенного кислородом; технологическое сопло 4, предназначенное для отработки генератора.

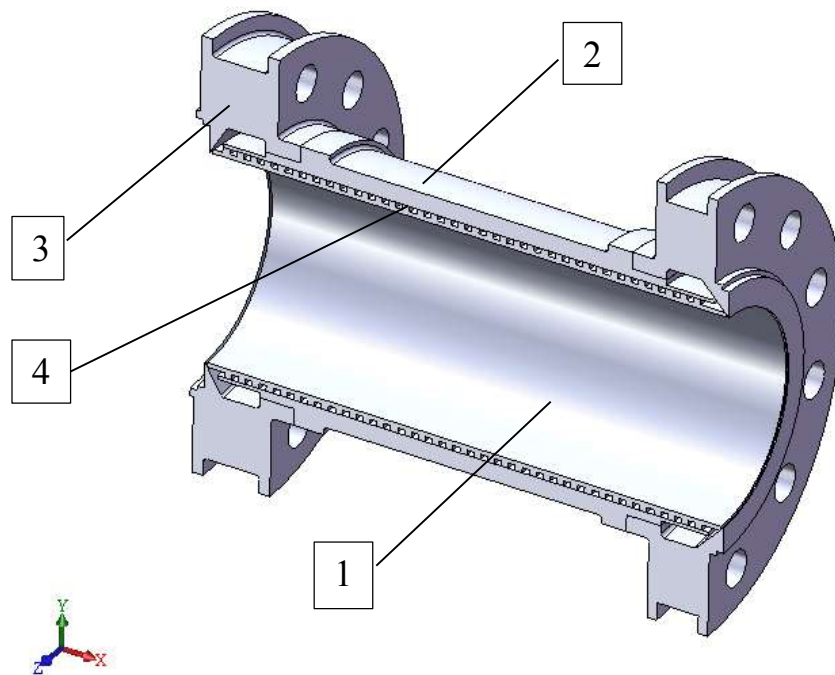
Смесительная головка предназначена для распыления горючего (этанола) и перемешивания образующихся капель с потоком воздуха.

Жаровая труба представлена на рисунке 2.17. В ее состав входит фланец 3, конструкция которого приведена на рисунке 2.18. Жаровая труба содержит корпус, состоящий из внутренней 1 и наружной 2 оболочек, и фланцы 3. Оболочки связаны между собой спиральным ребром 4, образующим каналы для протока охлаждающей воды.

Следующими объектами исследования являются схемы конструкции плоских камер сгорания разных геометрических форм для перспективных ракетно-прямоточных двигателей [83]. Их геометрические модели показаны на рисунках 2.19 – 2.24.

Камеры сгорания содержат проточные тракты 1 разных геометрических форм. В нижней оболочке 2 и верхней оболочке 3 выполнены каналы охлаждения, которые для вариантов конструкции имеют геометрические и количественные различия.

Один из исследуемых вариантов камеры сгорания показан на рисунке 2.24. Камера сгорания содержит проточный тракт 1, образованный верхней оболочкой 3 и нижней оболочкой 2. В оболочках выполнены каналы охлаждения.



1 – внутренняя оболочка, 2 – наружная оболочка, 3 – фланец, 4 – ребро.
 Рисунок 2.17 – Второй вариант конструкции жаровой трубы

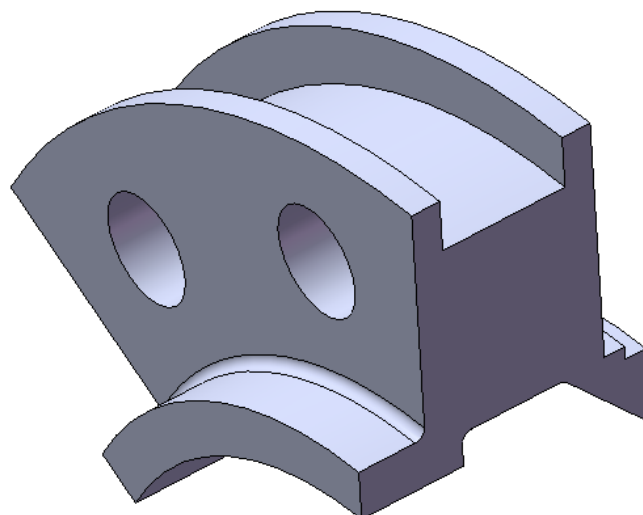
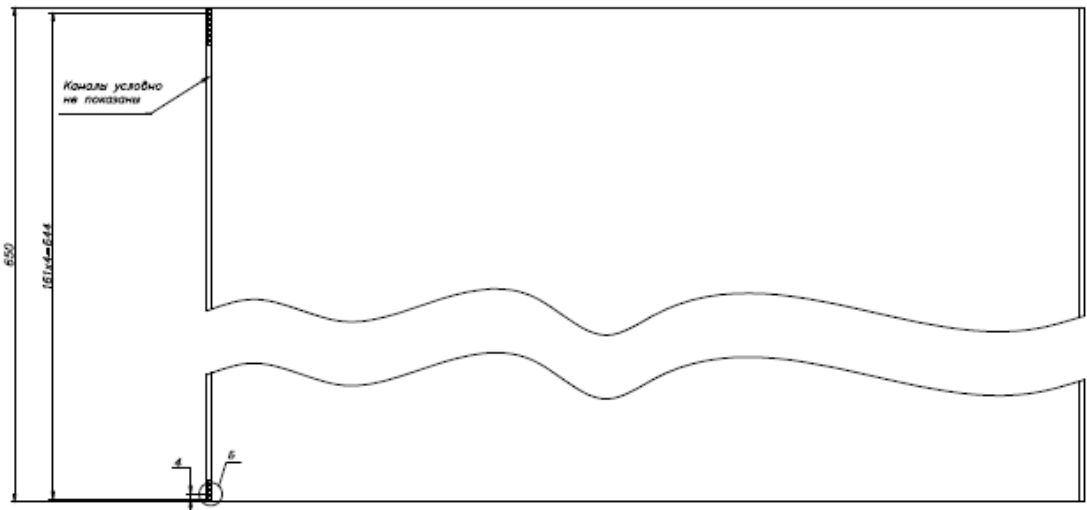
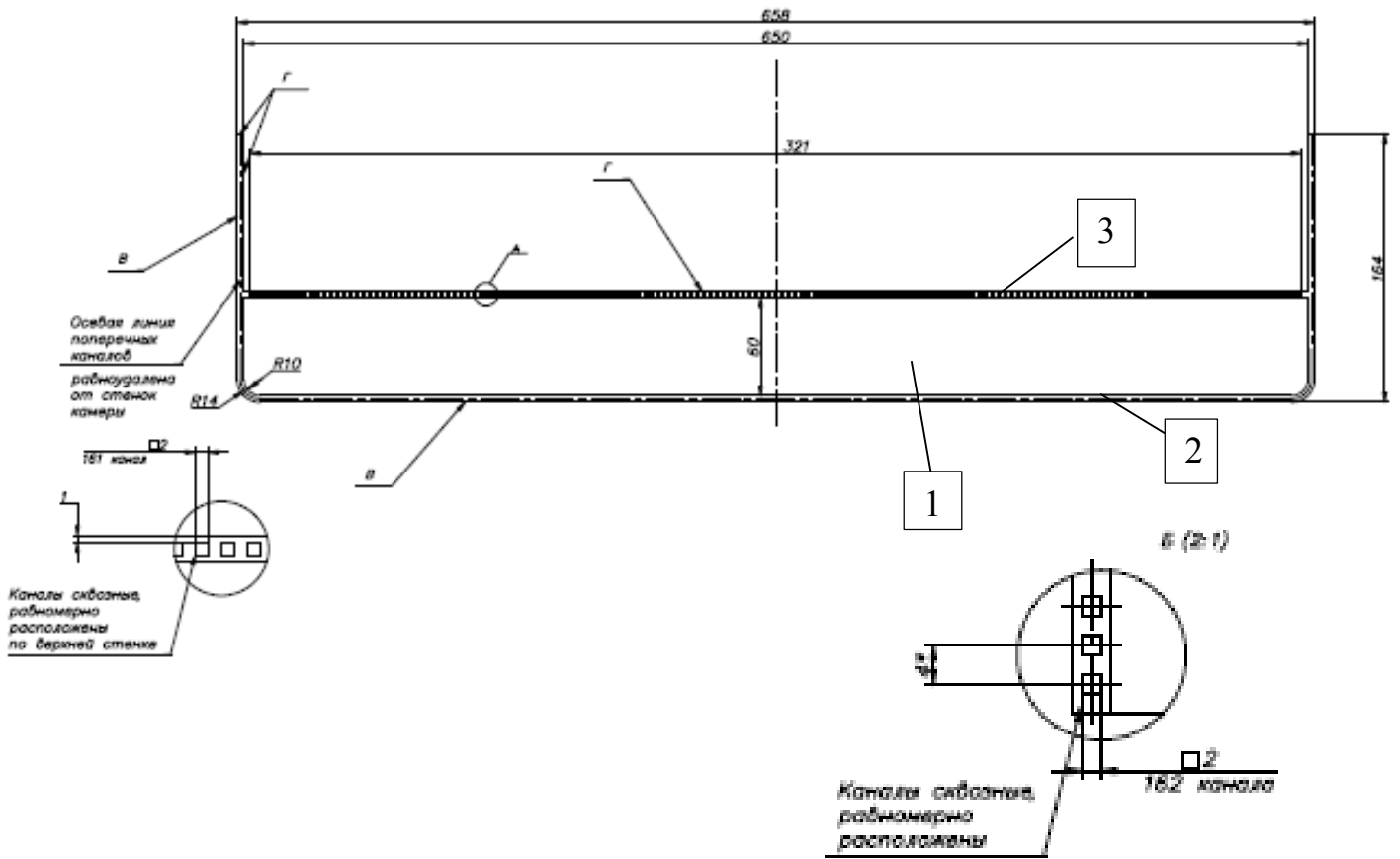
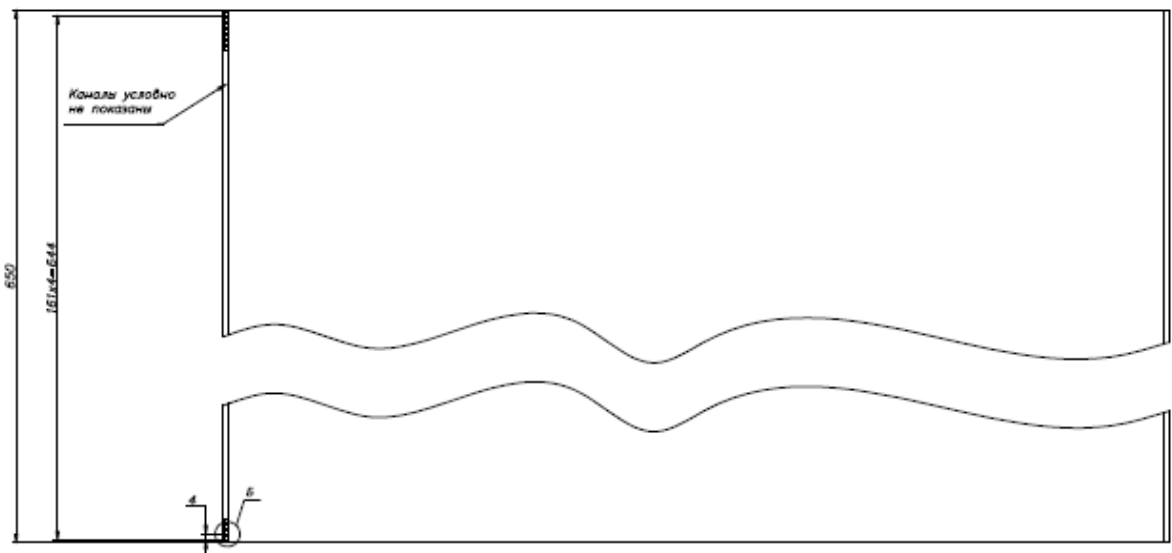
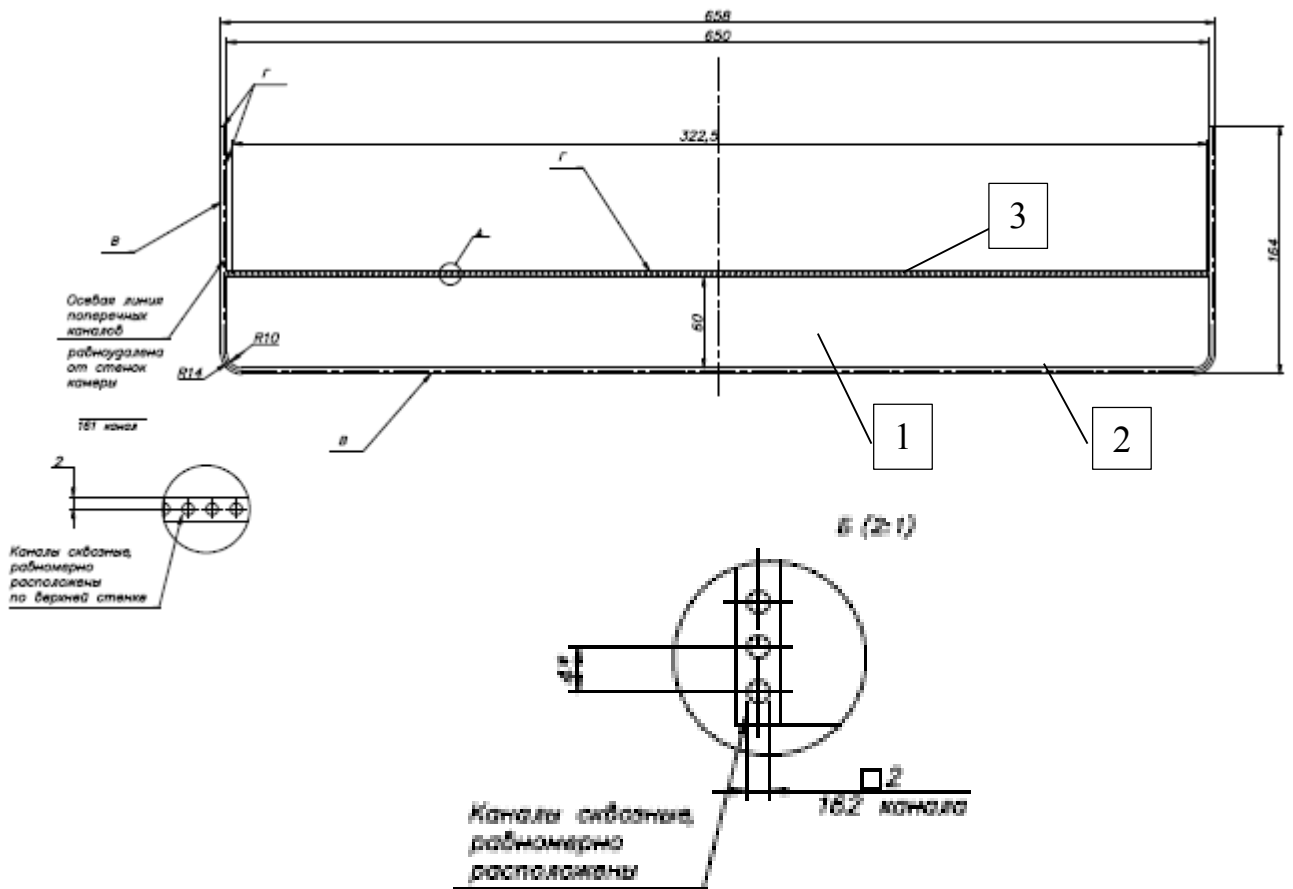


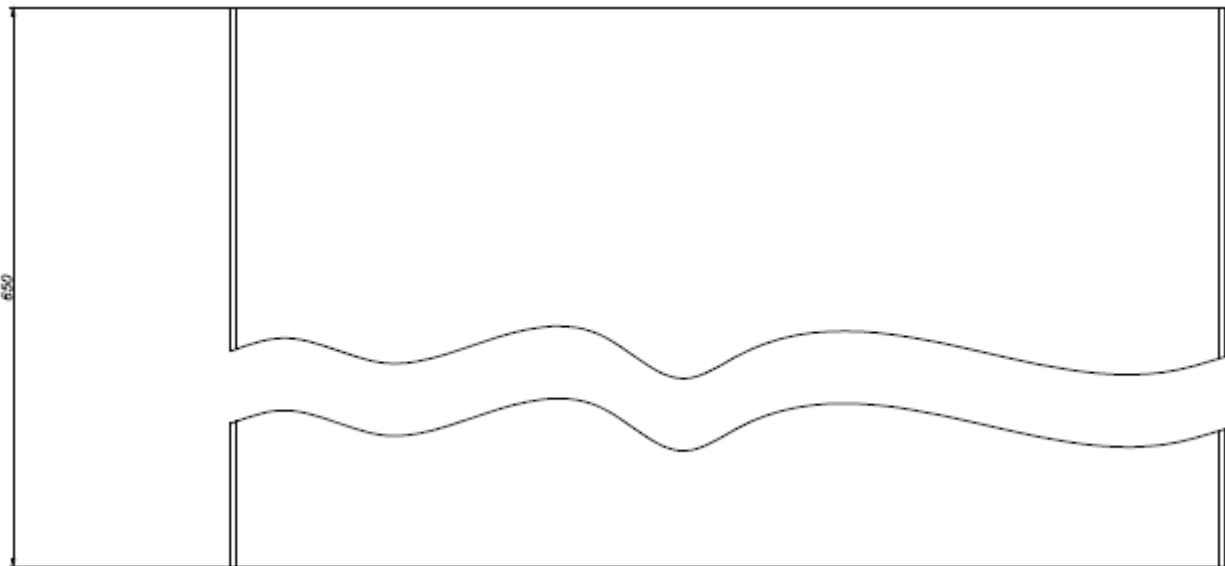
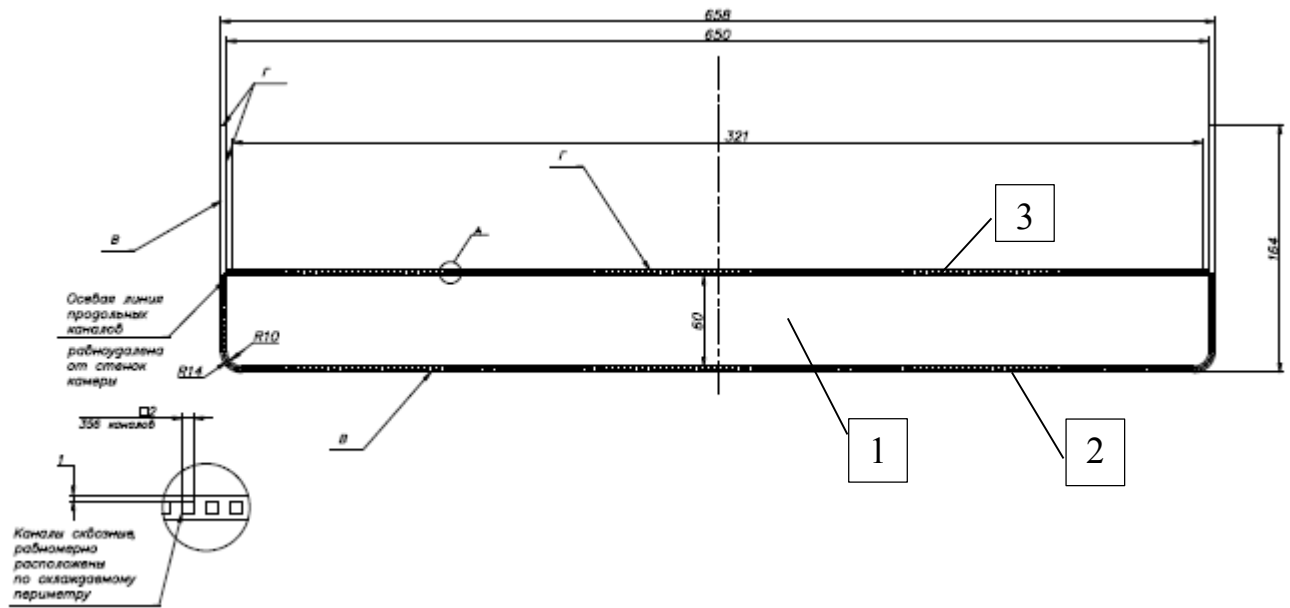
Рисунок 2.18 - Геометрическая схема части фланца второго варианта жаровой трубы



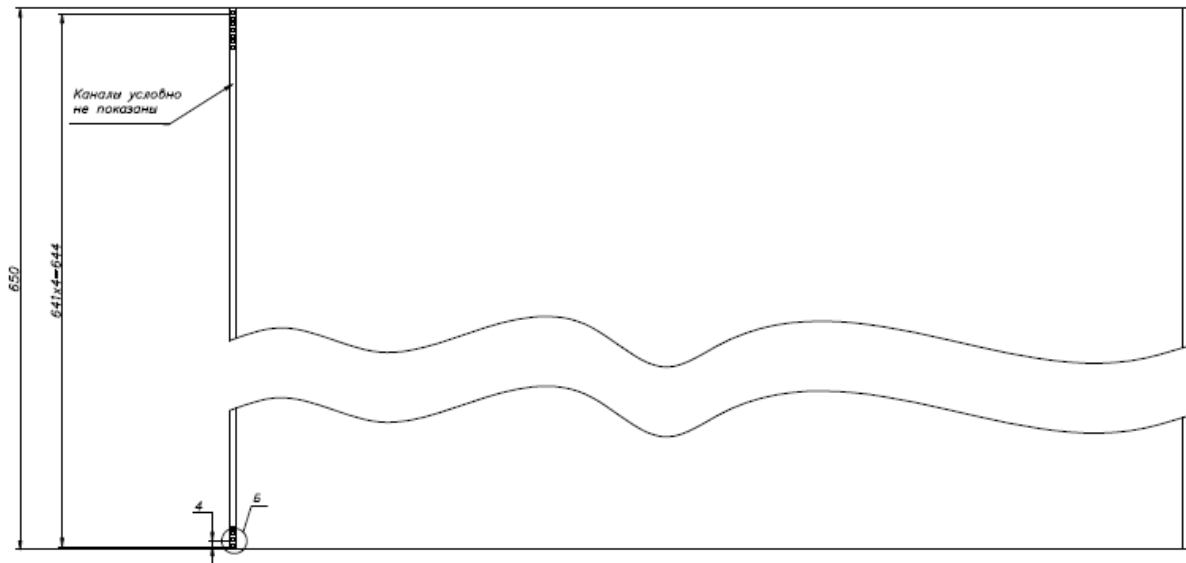
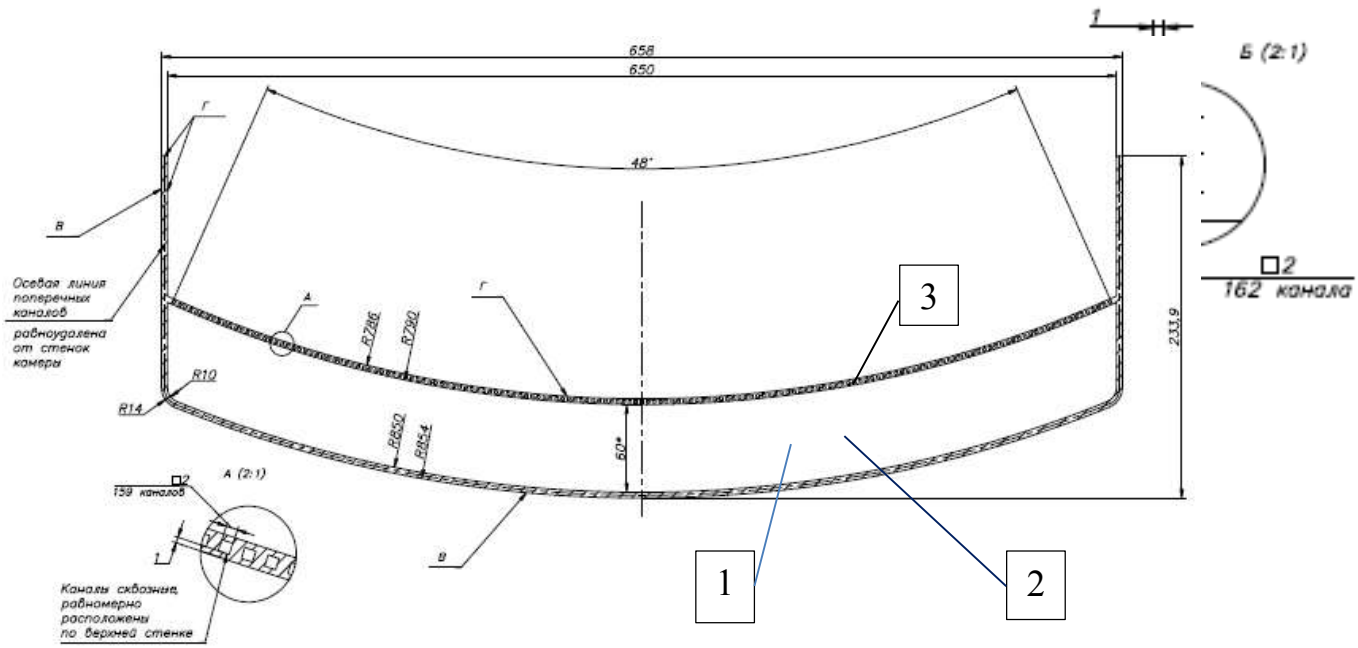
1 - проточный тракт, 2 - нижняя оболочка, 3 - верхняя оболочка
 Рисунок 2.19 – Геометрическая модель камеры сгорания
 (вариант 1)



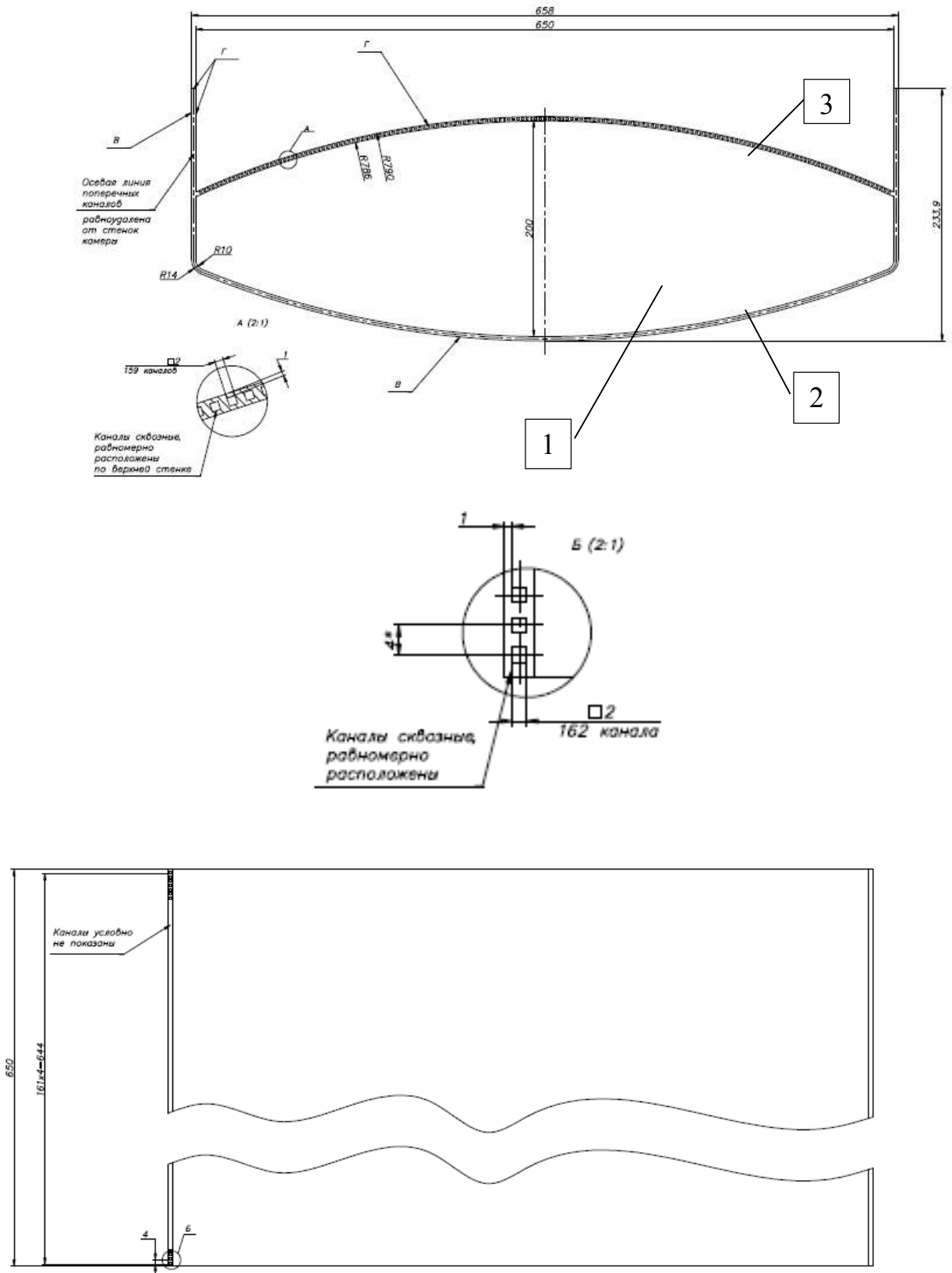
1 - проточный тракт, 2 - нижняя оболочка, 3 - верхняя оболочка
Рис. 2.20 – Геометрическая модель камеры сгорания (вариант 2).



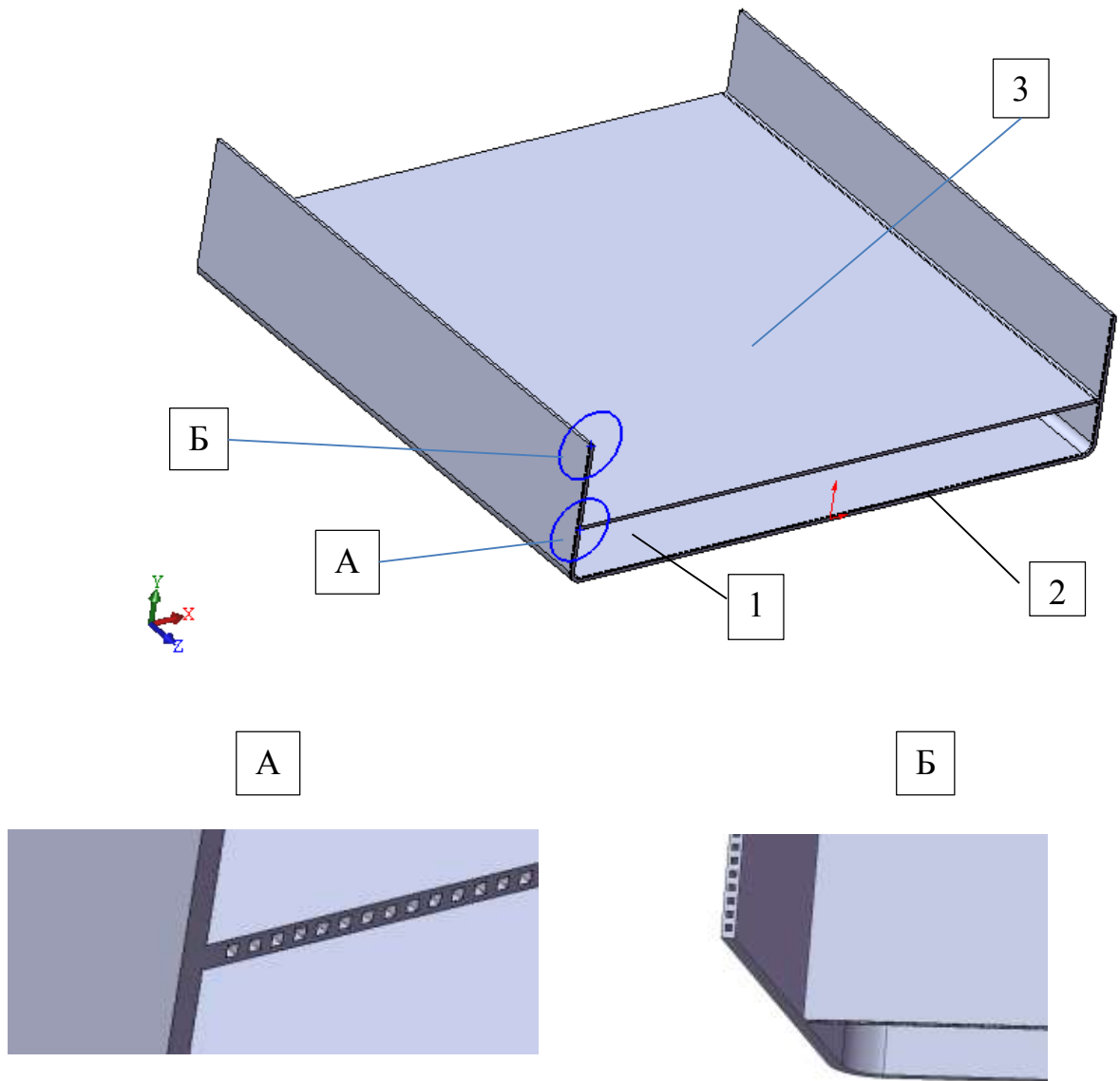
1 - проточный тракт, 2 - нижняя оболочка, 3 - верхняя оболочка
 Рис. 2.21 – Геометрическая модель камеры сгорания (вариант 3).



1 - проточный тракт, 2 - нижняя оболочка, 3 - верхняя оболочка
Рис. 2.22 – Геометрическая модель камеры сгорания (вариант 4).



1 - проточный тракт, 2 - нижняя оболочка, 3 - верхняя оболочка
 Рис. 2.23 – Геометрическая модель камеры сгорания (вариант 5).



1 – проточный тракт, 2 - нижняя оболочка, 3 - верхняя оболочка
Рис. 2.24 – Объемная твердотельная модель камеры сгорания

2.2. Метод исследования объемной статической прочности однослойных оболочечных конструкций

К сложным однослойным оболочечным конструкциям можно отнести корпус, показанный на рисунке 2.1. Сложность конструкции определяют оболочечные элементы различных геометрических форм, показанные на рисунках 2.4 – 2.8, и системы нагружения, представленные на рисунках 4.10 – 4.13. Эти геометрические элементы образуют сборочные единицы, из которых состоит «Основание». Предварительные исследования показывают, что при проведении упругих и упруго-пластических расчетов напряженно-деформированного состояния, оптимизации массы при упругом и упруго-пластическом поведении конструкционных материалов всей конструкции корпуса часто происходят сбои компьютера, процесс оптимизации расходится, оптимальное решение неэффективно с позиции снижения массы, заполняется практически вся оперативная память компьютера, время расчета исчисляется десятками часов. Расчеты проводились с помощью существующих компьютерных систем, типа COSMOS. Поэтому требуется создать новый метод расчета подобных сложных конструкций.

Предлагаемый метод [77-79] основан на декомпозиции конструкции, проведении последовательной оптимизации и анализе расчетных и экспериментальных исследований.

Декомпозиция конструкции заключается в выделении элементов конструкции (деталей и сборочных единиц) на основе упругого расчета напряженно-деформированного состояния всей конструкции. Критерием декомпозиции является влияние элемента конструкции на напряженно-деформированное состояние всей конструкции. Определяется наиболее опасный и другие элементы конструкции, оказывающие определяющее влияние на прочность всей конструкции.

Последовательная оптимизация выполняется в следующей последовательности: оптимизируется опасный элемент, у которого граничными

условиями являются перемещения, полученные при расчете всей конструкции; оптимизируется вся конструкция, в состав которой входит оптимальный опасный элемент; выбирается следующий элемент конструкции, оказывающий значительное влияние на прочность всей конструкции; выполняется оптимизация конструкции с этим оптимальным элементом и т.д. Процесс последовательной оптимизации заканчивается после исследования всех выбранных элементов конструкции.

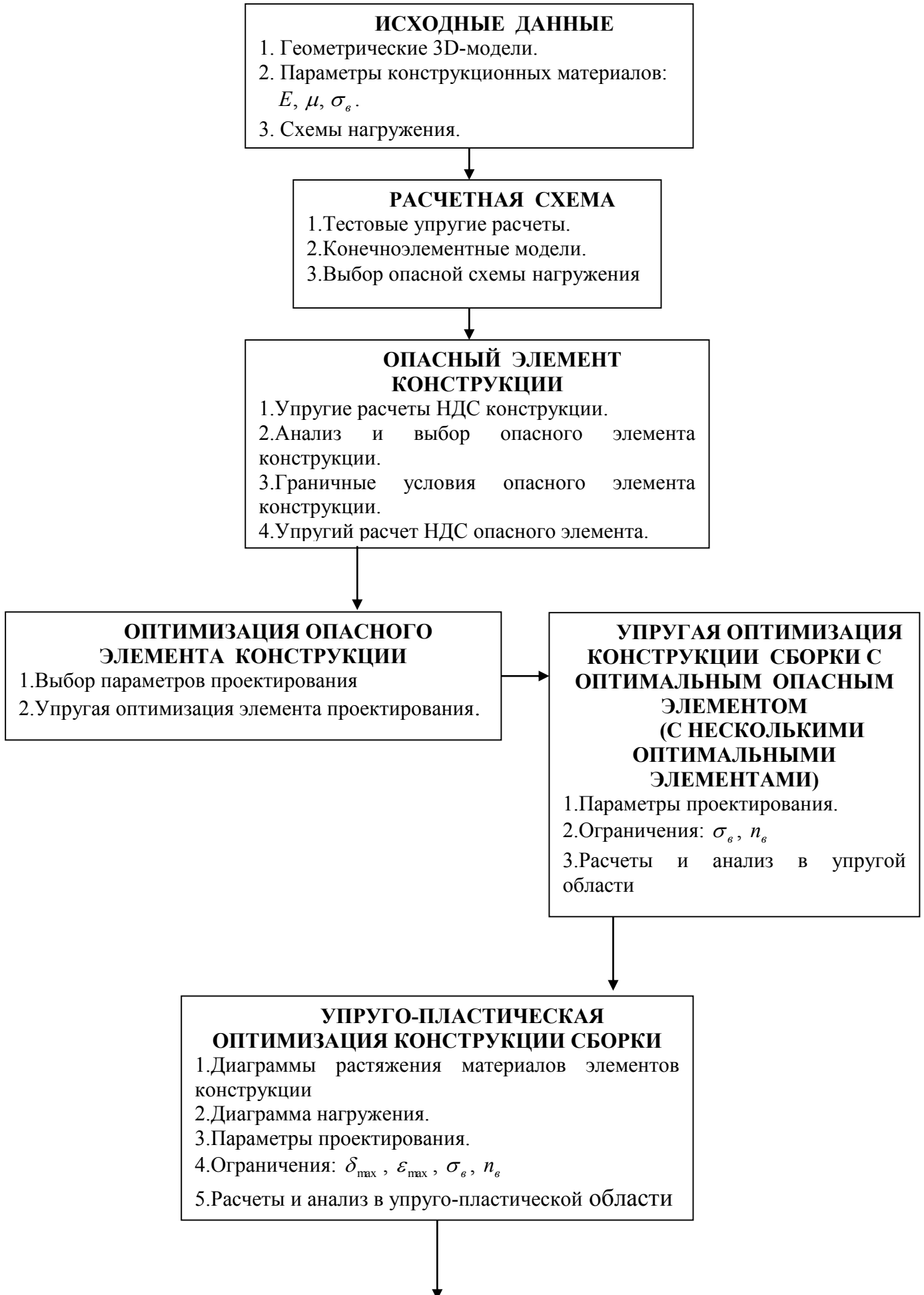
Расчеты проводятся с использованием оптимизационной подсистемы, находящейся в составе САЕ-системы COSMOS.

Анализ расчетных и экспериментальных данных позволяет провести оценку расчетных исследований.

На рисунке 2.25 показана блок-схема метода расчета объемной статической прочности однослойных оболочечных конструкций.

Методика расчета последовательной оптимизации элементов конструкции состоит в следующем:

- Проводится расчет напряженно-деформированного состояния сборочной единицы. Определяются наиболее опасный элемент конструкции и другие элементы конструкции, оказывающие наибольшее влияние на напряженное состояние сборочной единицы.
- Определяются переменные проектирования и компоненты перемещений в местах соединения опасного элемента со сборкой, которые служат граничными условиями;
- Проводится оптимизация опасного элемента конструкции с учетом выбранных переменных проектирования и граничных условий по перемещениям;
- Рассчитывается напряженно-деформированное состояние сборочной единицы, в состав которой входит оптимальный опасный элемент конструкции;



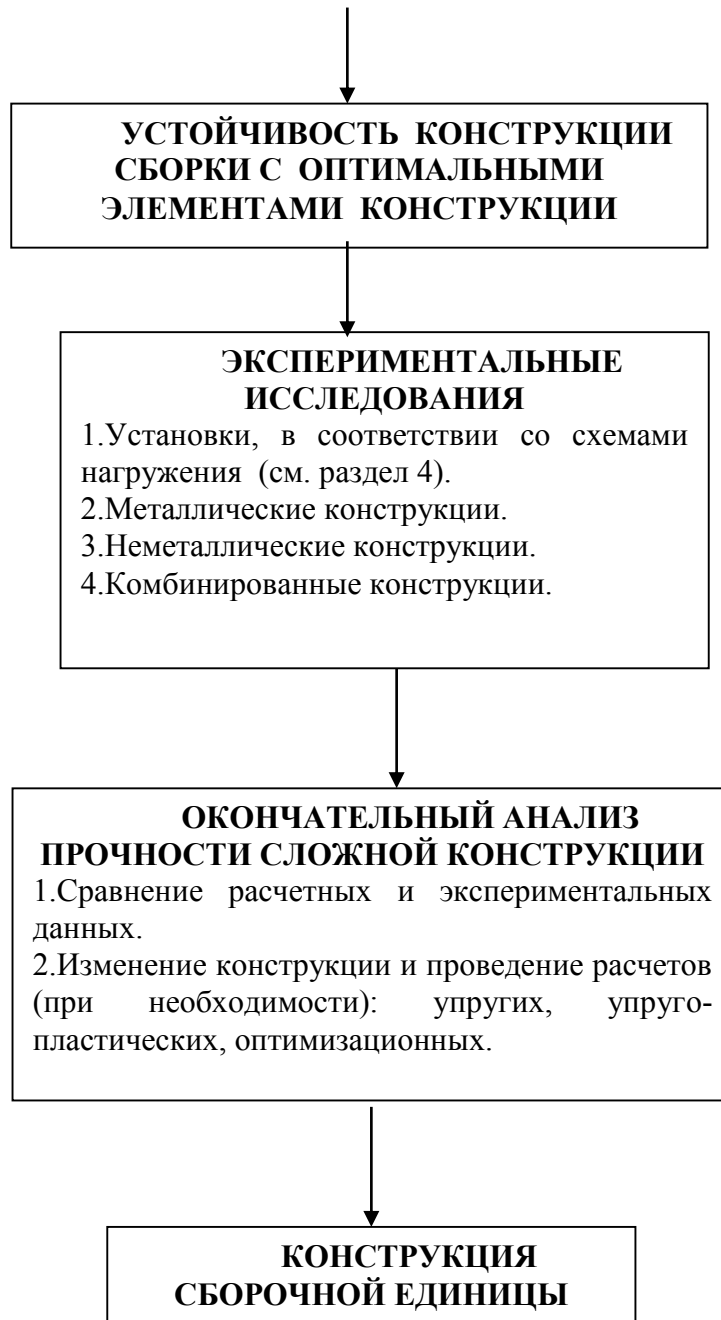


Рисунок 2.25 - Блок-схема метода расчета объемной статической прочности однослойных оболочечных конструкций

- При необходимости, осуществляются следующие итерации - оптимизация других элементов конструкции, оказывающих наибольшее влияние на напряженное состояние сборочной единицы, с последующим расчетом напряженно-деформированного состояния сборочной единицы, в состав которой входит оптимальный элемент конструкции;
- Экспериментальные исследования расчетной оптимальной конструкции.
- Анализ результатов оптимизационных расчетов и экспериментальных испытаний

Такая методика позволяет спроектировать и испытать конструкцию, имеющую локальный минимум массы, находящийся около глобального минимума. Исследования показывают, что с увеличением количества итераций происходит приближение локального минимума к глобальному.

2.3. Метод исследования объемной общей несущей способности двухслойных связанных оболочек

Современные компьютерные системы позволяют проводить расчеты трехмерного напряженно-деформированного состояния конструкций любой сложности. Это дает возможность повысить точность вычислений по сравнению с результатами решения двумерных задач.

При исследовании прочности взаимосвязанных двухслойных оболочек требуется найти общую несущую способность конструкции. Предварительные исследования показывают, что при определении объемной общей несущей способности нельзя использовать методику, основанную на расчете упруго-пластической плоской задачи.

В настоящей работе предложена методика объемной общей несущей способности двухслойных оболочек [80, 81]. Проведено сравнение результатов расчетов общей несущей способности цилиндрической камеры сгорания, представленной на рисунке 2.9. Получено, что при одноосном расчете предельное давление газа в камере - $p_{Гпрод} = 54 \text{ атм}$, при плоском расчете - $p_{Гпрод} = 47,5 \text{ атм}$ и

при объемном расчете $p_{\Gamma_{пред}} = 41,0 \text{ атм}$. Это соответствует традиционному подходу при расчетах на прочность, заключающемуся в том, что чем меньше точность расчета, тем более массивная конструкция является результатом расчета.

Особенностью предлагаемого метода является введение следующих ограничений: $(\sigma_i)_1 < (\sigma_B)_1$, $(\sigma_i)_2 < (\sigma_B)_2$, $(\varepsilon_{II})_1 < (\varepsilon_{пред})_1$, $(\varepsilon_{II})_2 < (\varepsilon_{пред})_2$, где $(\sigma_s)_1$, $(\sigma_s)_2$ - вычисленные интенсивности напряжений для внутренней и наружной оболочек, $(\sigma_B)_1$, $(\sigma_B)_2$ - пределы прочности материалов внутренней и наружной оболочек, $(\varepsilon_{II})_1$, $(\varepsilon_{II})_2$ - полные деформации внутренней и наружной оболочек, $(\varepsilon_{пред})_1$, $(\varepsilon_{пред})_2$ - предельно допустимые полные деформации внутренней и наружной оболочек.

Так как наружная оболочка является силовой и воспринимает основную нагрузку, то метод предполагает:

- 1) проверить условия прочности и деформации внутренней оболочки;
- 2) исходя из заданных величин предела прочности $(\sigma_B)_1$ и запаса прочности $(n_s)_1$ наружной оболочки, определить предельное эквивалентное напряжение $(\sigma_{s, \max})_2$ этой оболочки;
- 3) из функции $(\sigma_s)_2 = f(\varepsilon_{II})_2$ найти величину предельной деформации $(\varepsilon_{II})_2$ и проверить условие $(\varepsilon_{II})_2 < (\varepsilon_{пред})_2$;
- 4) из функции $p = f((\varepsilon)_2)$ найти предельное значение давления в камере;
- 5) по зависимости $n = \frac{p_{\Gamma_{пред}}}{p_{\kappa \max}}$ определить запас по несущей способности.

На рисунке 2.26 показана блок-схема метода расчета объемной общей несущей способности двухслойных связанных оболочек.

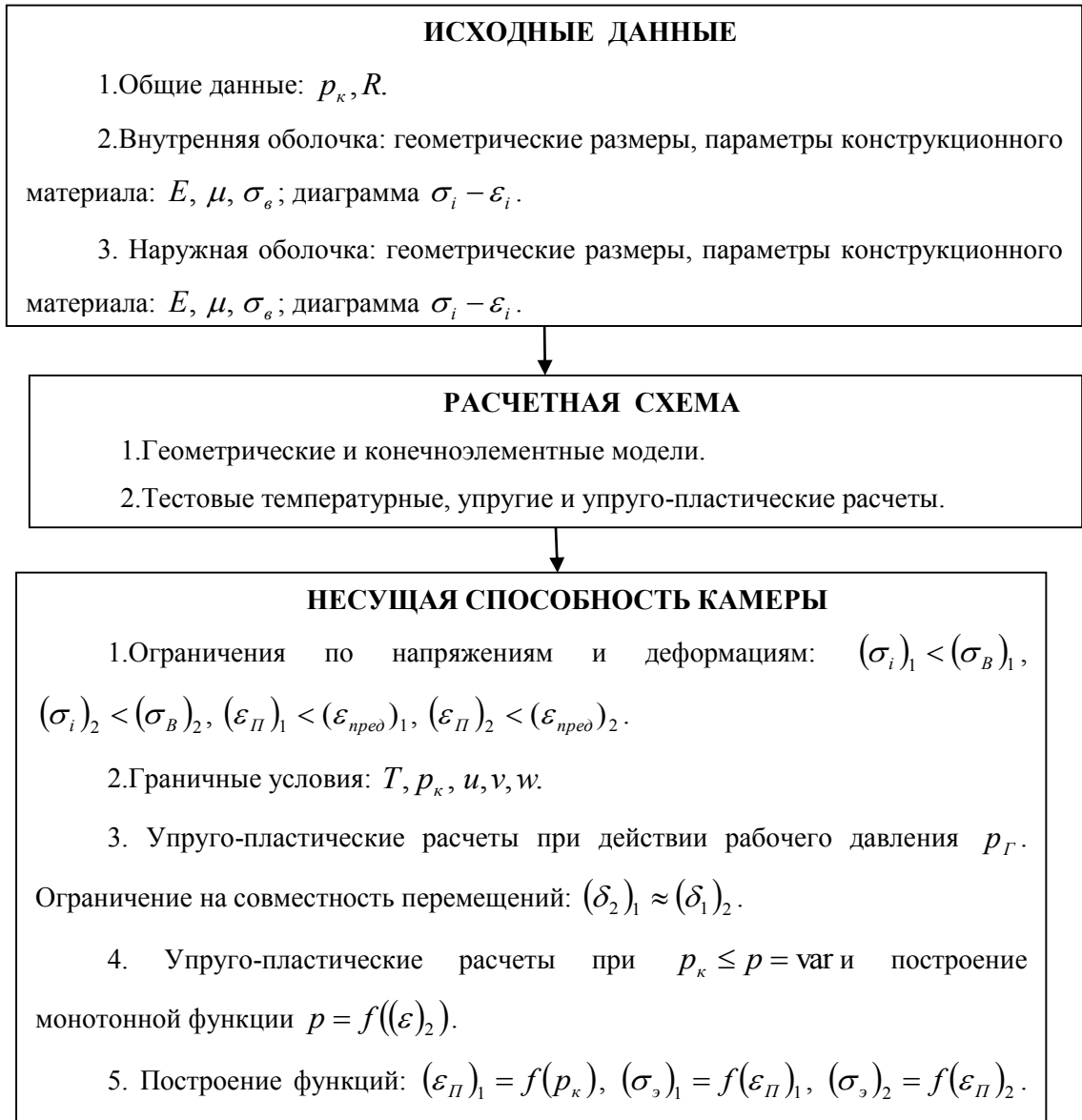


Рисунок 2.26 - Блок-схема метода расчета объемной общей несущей способности двухслойных связанных оболочек

ГЛАВА 3

ЧИСЛЕННАЯ РЕАЛИЗАЦИЯ МЕТОДОВ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЗАИМОСВЯЗАННЫХ СЛОЖНЫХ ОБОЛОЧЕЧНЫХ КОНСТРУКЦИЙ

В разделе рассматриваются методы расчета прочности и общей несущей способности однослойных и двухслойных металлических оболочек. Расчетные исследования проводятся в соответствии с методами, представленными в разделе 2.

Метод исследования прочности взаимосвязанных сложных однослойных металлических оболочечных конструкций реализован при исследовании напряженно-деформированного состояния корпуса (рисунок 2.1).

Метод исследования общей несущей способности двухслойных металлических оболочек используется при расчетах конструкций: камеры жидкостного ракетного двигателя (рисунок 2.9); двух вариантов жаровой трубы генератора высокоэнтальпийных воздушных потоков (рисунки 2.15, 2.17), моделирующих газовый поток в ракетно-прямоточных двигателях; четырех вариантов плоских камер сгорания разных геометрических форм для перспективных ракетно-прямоточных двигателей (рисунки 2.19 – 2.24).

Отработанные на указанных конструкциях методы, были успешно применены для расчета и оптимизации других сложных конструкций. Были проведены исследования прочности конструкций новой газодинамической камеры-сопла [84] и интегрального сопла [85], экспериментальной установки, моделирующей рабочий процесс в камере ракетно-прямоточного двигателя [86], оптимальной схемы конструкции ракетного двигателя твердого топлива [87] и сложного устройства доставки полезной нагрузки [88].

3.1 Расчетные исследования взаимосвязанных сложных однослойных оболочечных конструкций

3.1.1 Исходные данные

Объемная геометрическая модель корпуса отсека РДТТ показана на рисунке 2.1. При построении геометрических моделей используется система САПР SolidWorks.

Необходимость создания точных трехмерных геометрических моделей определяется следующими соображениями:

- а) Проверкой правильности размеров на чертежах, которая осуществляется при сборке объемных моделей;
- б) Подготовкой моделей деталей и сборочных единиц к расчетам напряженно-деформированного состояния и устойчивости;
- в) Визуализацией двумерных чертежей для наглядного трехмерного представления и выяснения возможных неоднозначных толкований двумерных чертежей.

Выбраны следующие параметры механических свойств металлических конструкционных материалов:

- титановый сплав ВТ-6 [89]: модуль упругости 1-го рода $E=1.15 \cdot 10^{11} \text{ н/м}^2$, коэффициент Пуассона $\mu=0.3$, предел прочности $\sigma_B=8.5 \cdot 10^8 \text{ н/м}^2$;
- титановый сплав 38ХЗ-ОТ4 [89]: $E=1.15 \cdot 10^{11} \text{ н/м}^2$, $\mu=0.3$, $\sigma_B=7.0 \cdot 10^8 \text{ н/м}^2$;
- сталь ЧС5-ВИ [89]: $E=2 \cdot 10^{11} \text{ н/м}^2$, $\mu=0.3$, $\sigma_B=15.5 \cdot 10^8 \text{ н/м}^2$.

Исследуемый корпус является частью более сложного комбинированного корпуса, содержащего металлическую и неметаллическую части (рисунок 4.1). Поэтому на корпус действует сложный комплекс нагружения, который можно представить в виде нагрузок, приложенных ко всему комбинированному корпусу. Расчетные схемы нагружения конструкции металлического корпуса соответствуют схемами испытаний, представленным в разделе 4.

Рассматриваются 4 схемы (рисунки 4.10 – 4.13). Эти схемы являются основой для создания и испытания экспериментальных моделей. Все рассматриваемые варианты нагружения были проверены экспериментально.

3.1.2 Расчетные схемы

Выполнены тестовые расчеты конструкций, точное теоретическое решение которых известно. Расчеты позволяют оценить точность расчетов, выбрать тип конечного элемента и его размеры. Исследуются конструкции, для которых известны теоретические решения [90]. Рассчитывались следующие конструкции:

- a) Цилиндрическая оболочка, имеющая внутренний диаметр 1843мм, наружный диаметр 1860мм и длину 382мм;
- b) Коническая оболочка, имеющая наибольший внутренний диаметр 1860мм, толщину 8.5мм, длину 382мм и угол конусности $4^{\circ}30'$;
- c) Коническая оболочка, имеющая наибольший внутренний диаметр 1860мм, толщину 8.5мм, длину 382мм, угол конусности $4^{\circ}30'$ и 4 отверстия диаметром 130мм, размещенных на расстоянии 190мм от торцевой поверхности малого диаметра;
- d) Коническая оболочка металлического основания, соединенная со шпангоутом, рис. 3.1.

Расчеты проводились для нагрузок, соответствующих схемам 1 – 4 (рисунки 4.10–4.13). Сравнение результатов расчетов с известными теоретическими решениями [90] позволило выбрать два типа конечных элементов: объемный тетраэдр и оболочечный плоский треугольный конечный элемент. Оптимальные размеры конечных элементов – 9.8 мм.

Расчеты прочности конструкций проводились с помощью компьютерной системы COSMOS, встроенной в систему CAIP SolidWorks [32]. Компьютерная система COSMOS базируется на методе конечных элементов.

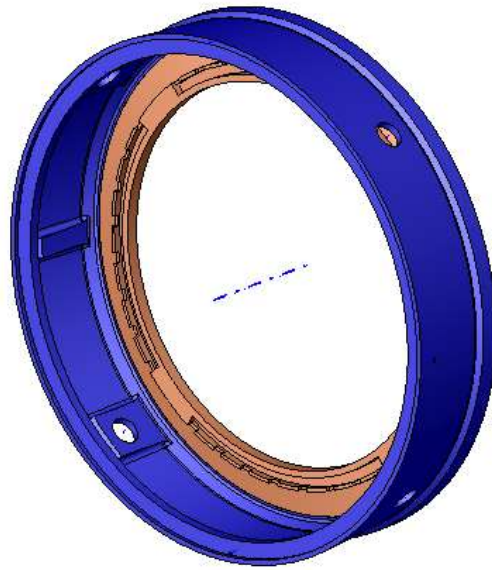


Рисунок 3.1 - Коническая оболочка металлического основания, соединенная со шпангоутом

Model name: Sphere
Study name: cone.1
Mesh type: Solid mesh



1



2

1 – геометрическая схема, 2 – конечноэлементная модель
Рисунок 3.2 – Расчетная геометрическая схема и конечноэлементная модель конструкции корпуса отсека РДТТ

Полная совместимость, указанных компьютерных систем, дает возможность предотвратить возможную потерю данных, которая обычно бывает при импортировании файлов из одной компьютерной системы в другую.

Выполнены расчеты напряженно-деформированного состояния корпуса. Расчетная геометрическая схема и конечноэлементная модель корпуса видны на рисунке 3.2. Модель содержит 74547 конечных элементов, которые соединяются между собой в 126948 узлах.

Анализ результатов расчетов схем нагружения 1 – 4 показал, что наиболее напряженной является схема 2 (рисунок 4.11), в которой осуществляется одновременное сжатие конструкции силами $T_3 = 3800$ кН и $T_4 = 800$ кН.

На рисунке 3.3 представлены результаты расчета эквивалентных напряжений схемы 2. Наибольшие эквивалентные напряжения возникают в трубках (поз.1) и на наружной поверхности оболочки корпуса (поз.2).

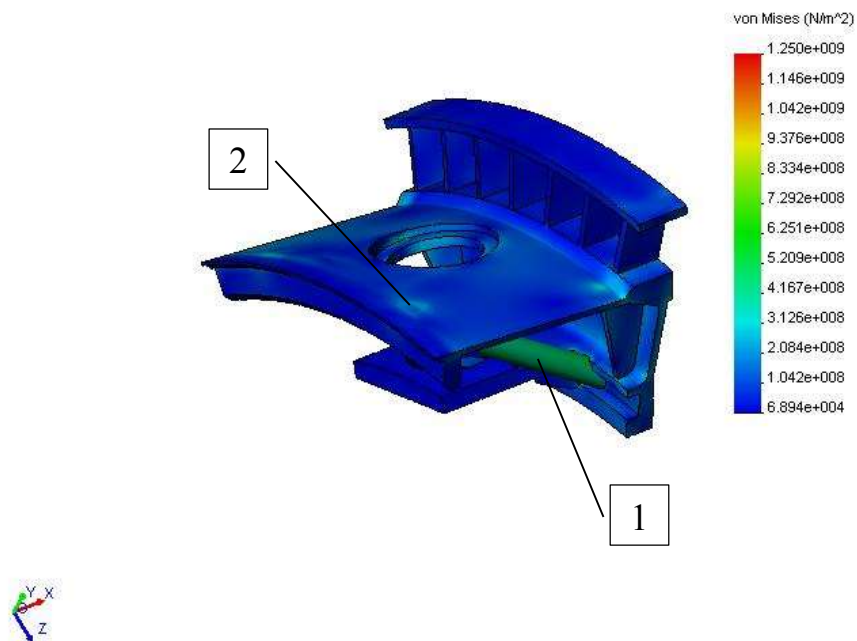
3.1.3 Опасный элемент конструкции

Более наглядное представление результатов распределения эквивалентных напряжений в опасных местах видно на рисунке 3.4. На этом рисунке выбрана шкала напряжений до $6 \cdot 10^8$ н/м². Это обусловлено тем, что допустимые напряжения соответствуют пределу прочности $\sigma_b = 8.5 \cdot 10^8$ н/м². Выбран запас прочности $n_b = 1.4$. Наиболее нагруженным элементом является трубка.

На рисунке 3.5 показано распределение перемещений, соответственно, в нижней и верхней частях корпуса. Видно, что наибольшие перемещения присутствуют в краевой части платы и нижней части шпангоута. Значительные перемещения платы могут привести к заклиниванию стержня, который устанавливается в отверстия оболочки корпуса и платы.

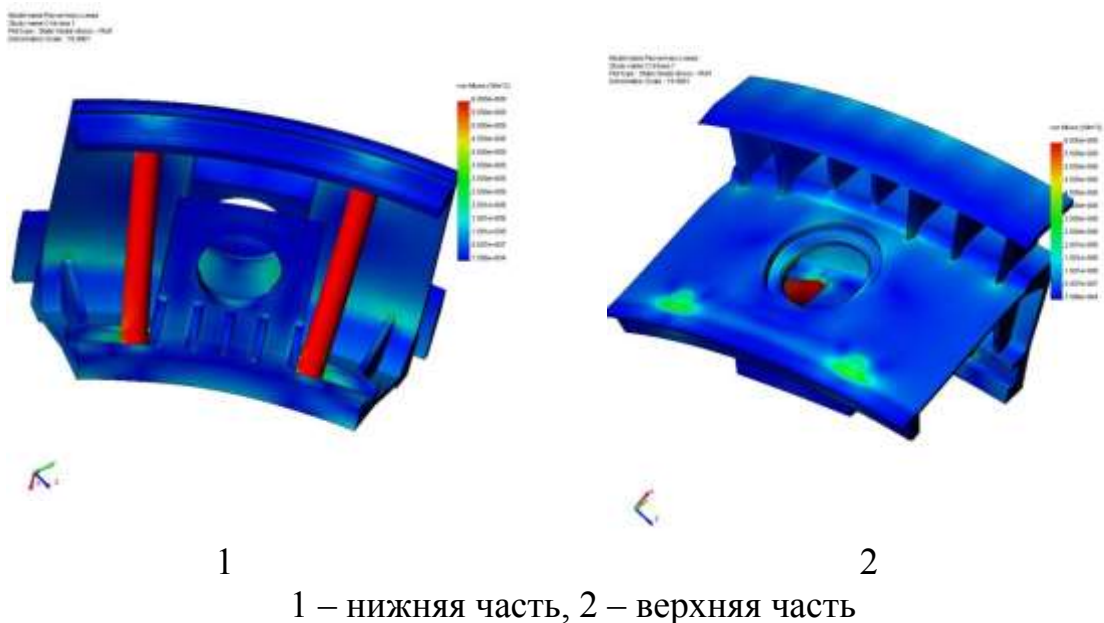
Итак, исследования показали, что наиболее напряженными элементами конструкции корпуса являются трубки. Это подтверждает рисунок 3.6, на котором представлена качественная картина распределения запасов прочности. Если расчетный запас прочности меньше допустимого запаса $n_b = 1.4$, то эти места имеют красный цвет.

Model name: Shema
 Study name: cxema2
 Plot type : Static Nodal stress - Plot1



наиболее опасные места: 1 – трубка, 2 – контакт с оболочкой корпуса

Рисунок 3.3 – Эквивалентные напряжения в корпусе при совместном действии нагрузок $T_3=3800$ кН и $T_4=800$ кН.

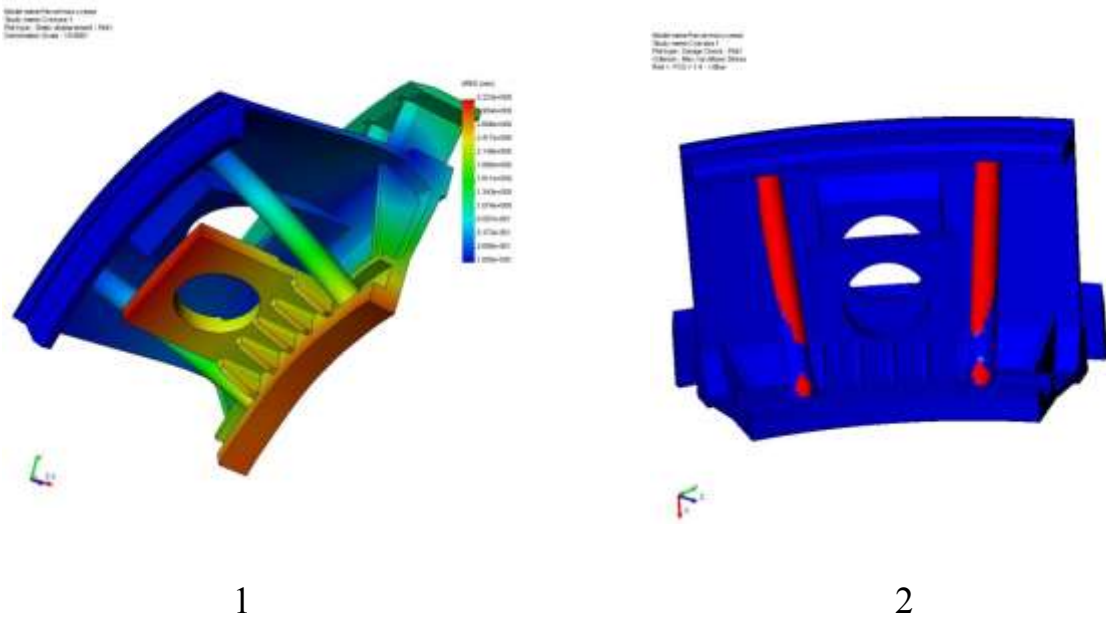


1

2

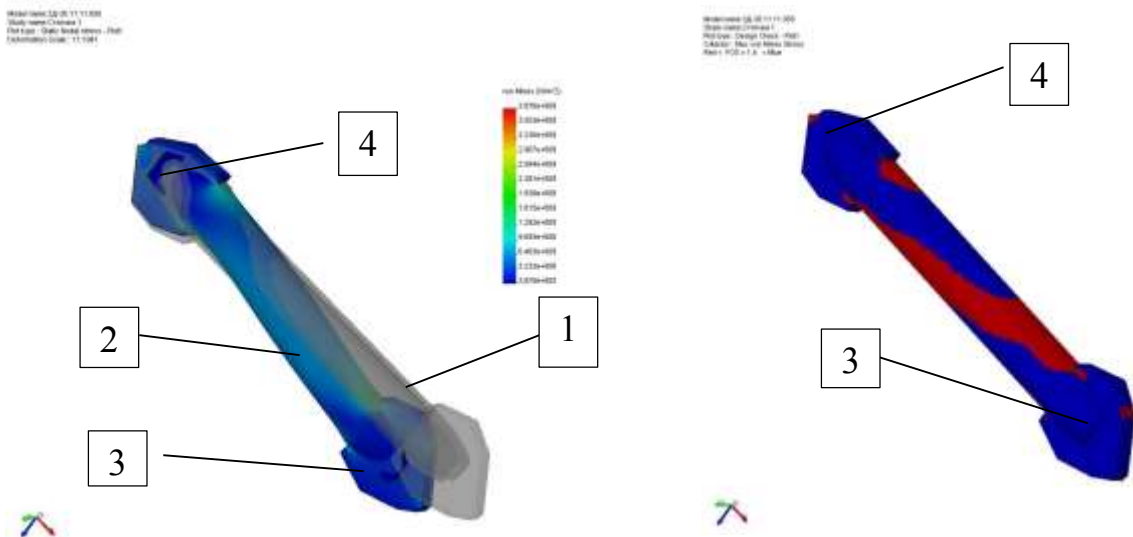
1 – нижняя часть, 2 – верхняя часть

Рисунок 3.4 – Эквивалентные напряжения в корпусе при совместном действии нагрузок $T_3=3800$ кН и $T_4=800$ кН.



1 – перемещения, 2 – запасы прочности

Рисунок 3.5 – Перемещения и запасы прочности в нижней части корпуса при совместном действии нагрузок $T_3=3800\text{кн}$ и $T_4=800\text{кн}$



1 – до деформации, 2 – деформированная конструкция, 3 – место соединения со шпангоутом, 4 – место соединения с оболочкой корпуса

Рисунок 3.6 – Эквивалентные напряжения и запасы прочности в «трубе в сборе» при совместном действии на корпус нагрузок $T_3=3800\text{кн}$ и $T_4=800\text{кн}$

Рассмотрим напряженно-деформированное состояние сборочной единицы «Труба в сборе», как наиболее нагруженного элемента конструкции. Система COSMOS позволяет задавать нагрузки в виде сил и моментов, а также в виде перемещений, определяющих граничные условия.

Для подробного исследования напряженно-деформированного состояния «Трубы в сборе» используется второй вариант задания нагрузки. Проводится расчет конструкции корпуса и определяются численные значения перемещений на концах «Трубы в сборе» в глобальной системе координат по зависимостям:

$$u_x = u_{xg} \quad (3.1)$$

$$u_y = u_{yg} \cos \alpha - u_{zg} \sin \alpha$$

$$u_z = u_{zg} \cos \alpha + u_{yg} \sin \alpha$$

где u_x, u_y, u_z - перемещения, соответственно, для локальной системы координат X, Y, Z ; u_{xg}, u_{yg}, u_{zg} - перемещения, соответственно, для глобальной системы координат X_g, Y_g, Z_g ; α - угол между системами координат.

Находятся численные значения перемещений в локальной системе координат, связанной с «Трубой в сборе». Перемещения в локальной системе координат имеют значения:

в месте соединения со шпангоутом

$$u_x = -1.3 * 10^{-3} \text{ м}, \quad u_y = -0.15 * 10^{-3} \text{ м}, \quad u_z = 0.04 * 10^{-3} \text{ м} \quad (3.2)$$

в месте соединения с оболочкой

$$u_x = -0.3 * 10^{-3} \text{ м}, \quad u_y = 0.21 * 10^{-3} \text{ м}, \quad u_z = 0.02 * 10^{-3} \text{ м}$$

Анализ указанных численных значений показывает, что в «Трубе в сборе» имеется сложное напряженно-деформированное состояние. На рис. 3.6 показаны эквивалентные напряжения, картина деформации и запасы прочности «Трубы в сборе». Распределение перемещений в сборочной единице «Труба в сборе» представлено на рис. 3.7.

3.1.4 Упругая оптимизация опасного элемента конструкции

Следующим этапом исследования конструкции является поиск оптимального варианта опасного (одного или нескольких) элемента конструкции.

Расчет упругой оптимизации основан на анализе чувствительности конструкций [70-72]. Этот метод является основой алгоритма оптимизации компьютерных систем NASTRAN, ANSYS и COSMOS. Для повышения достоверности решения следует знать алгоритм метода, определить все принятые допущения и проверить его на решении тестовых задач. Это позволяет контролировать правильности решения задачи за счет сравнения результатов в характерных «контрольных» точках.

Одним из результатов тестовых расчетов был выбор трехмерного конечного элемента типа тетраэдр и плоского оболочечного изгибно-мембранного треугольного конечного элемента. В качестве примера рассмотрим алгоритм оптимизации конструкции на основе изгибно-мембранного треугольного конечного элемента (рисунок 3.8).

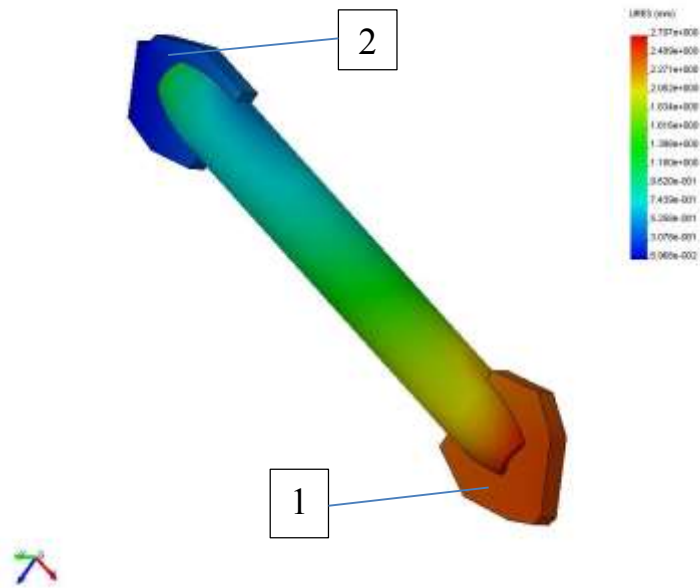
Этот конечный элемент имеет 18 степеней свободы - по 6 в каждом из узлов. Вектор узловых смещений в узле i имеет вид:

$$\delta_i' = \{U_i, V_i, W_i, \theta_{xi}, \theta_{yi}, \theta_{xyi}\}, \quad (3.3)$$

где U_i, V_i, W_i - перемещения, соответственно, вдоль осей OX' , OY' и OZ' ; $\theta_{xi}, \theta_{yi}, \theta_{xyi}$ - углы поворота, соответственно, вокруг осей OX' , OY' и OZ' .

Данный конечный элемент является плоским. Известен также и высокоточный искривленный элемент для расчета напряженно-деформированного состояния оболочек. Однако, для составных пространственных конструкций, срединная поверхность которых имеет излом, использование таких элементов затруднено. Поэтому применение плоских элементов, описывающих поверхность оболочек, достаточно эффективно.

Model name: 3D_11_11_02
 Study name: Стрелы 1
 Plot type: Static displacement - Plot



1 – место соединения со шпангоутом, 2 – место соединения с оболочкой корпуса
 Рисунок 3.7 – Перемещения в «трубе в сборе» при совместном действии на корпус нагрузок $T_3=3800$ кН и $T_4=800$ кН

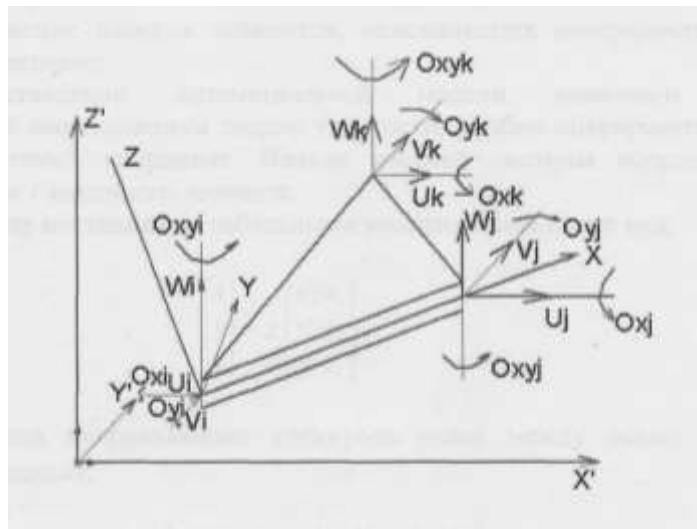


Рисунок 3.8 – Треугольный изгибно-мембранный конечный элемент

При составлении математической модели конечного элемента, подчиняющегося соотношениям теории упругости, удобно оперировать с местной декартовой системой координат. Начало местной системы координат OXYZ размещено в узле i конечного элемента.

Связь между местными и глобальными координатами имеет вид:

$$\begin{Bmatrix} x \\ y \\ z \end{Bmatrix} = \chi \begin{Bmatrix} x' - x_i \\ y' - y_i \\ z' - z_i \end{Bmatrix}, \quad (3.4)$$

где χ - матрица направляющих косинусов углов между осями местных и глобальных координат;

$$\cos(x, x') = \begin{bmatrix} \cos(x, x') & \cos(x, y') & \cos(x, z') \\ \cos(y, x') & \cos(y, y') & \cos(y, z') \\ \cos(z, x') & \cos(z, y') & \cos(z, z') \end{bmatrix}; \quad (3.5)$$

$$\cos(x, x') = \frac{x_j - x_i}{l_{ij}}; \quad \cos(x, y') = \frac{y_j - y_i}{l_{ij}}; \quad \cos(x, z') = \frac{z_j - z_i}{l_{ij}};$$

$$\cos(y, x') = \frac{(z_{ji}x_{ki} - x_{ji}z_{ki})z_{ji} - (x_{ji}y_{ki} - y_{ji}x_{ki})y_{ji}}{2Sl_{ij}}; \quad (3.6)$$

$$\cos(y, y') = \frac{(x_{ji}y_{ki} - y_{ji}x_{ki})x_{ji} - (y_{ji}z_{ki} - z_{ji}y_{ki})z_{ji}}{2Sl_{ij}};$$

$$\cos(y, z') = \frac{(y_{ji}z_{ki} - z_{ji}y_{ki})y_{ji} - (z_{ji}x_{ki} - x_{ji}z_{ki})x_{ji}}{2Sl_{ij}};$$

$$\cos(z, x') = \frac{y_{ji}z_{ki} - z_{ji}y_{ki}}{2S}; \quad \cos(z, y') = \frac{z_{ji}x_{ki} - x_{ji}z_{ki}}{2S};$$

$$\cos(z, z') = \frac{x_{ji}y_{ki} - y_{ji}x_{ki}}{2S};$$

где $x_i, y_i, z_i, x_j, y_j, z_j, x_k, y_k, z_k$ - координаты узлов элемента в глобальной системе координат; $x_{ij} = x_i - x_j$ и т.д.; l_{ij} - длина стороны элемента между узлами i и j ;

$$l_{ij} = \sqrt{x_{ji}^2 + y_{ji}^2 + z_{ji}^2};$$

S - площадь поверхности элемента;

$$S = 0.5\sqrt{(y_{ji}z_{ki} - z_{ji}y_{ki})^2 + (z_{ji}x_{ki} - x_{ji}z_{ki})^2 + (x_{ji}y_{ki} - y_{ji}x_{ki})^2};$$

Перемещения узла в местной и глобальной системах координат связаны соотношением:

$$\delta_{is}' = \chi \delta_i \quad (3.7)$$

где δ_i - вектор узловых перемещений в узле i в местной системе координат.

Конечный элемент, представленный на рисунке 3.8, описывает сложное напряженное состояние и изгиб. Примем допущение, что перемещения U, V плоского напряженного состояния не зависят от смещений W, Θ_x, Θ_y при изгибе. Следует отметить, что в угол поворота Θ_{xy} не входит ни в одно из указанных состояний. Однако, его следует учесть. В противном случае возможен разрыв функции решения для некомплонарных конечных элементов.

Сначала рассмотрим в отдельности каждое из указанных напряженных состояний, а затем вернемся к напряженному состоянию конечного элемента, изображенного на рисунке 3.8.

На рисунке 3.9 показан треугольный оболочечный элемент, реализующий плоское напряженное состояние. В местной системе координат связь между перемещениями в элементе и узловыми перемещениями имеет вид:

$$q_e^n = N_e^n \delta_e^n, \quad (3.8)$$

где q_e^n - вектор смещений в элементе,

$$q_e^{nm} = \{U, V\}, \quad (3.9)$$

N_e^n - матрица функций форм элемента,

$$N_e^n = \begin{bmatrix} N_i & 0 & N_j & 0 & N_k & 0 \\ 0 & N_i & 0 & N_j & 0 & N_k \end{bmatrix},$$

N_i, N_j, N_k - функции формы элемента, δ_e^n - вектор смещений узлов элемента,

$$\delta_e^{nm} = \{U_1, V_2, U_2, V_2, U_3, V_3\}, \quad (3.10)$$

m - знак транспонирования.

Введем локальную систему координат, в которой функции формы эквивалентны следующим соотношениям:

$$L_1 = \frac{S_1}{S}; \quad L_2 = \frac{S_2}{S}; \quad L_3 = \frac{S_3}{S}, \quad (3.11)$$

где S_1, S_2, S_3 - площади поверхности частей элемента.

Таким образом, в качестве линейной функции формы элемента используются L-координаты:

$$L_1 = N_i; \quad L_2 = N_j; \quad L_3 = N_K, \quad (3.12)$$

$$\text{где } L_1 = \frac{1}{2S}(\alpha_1 + y_{23}x + x_{32}y); \quad L_2 = \frac{1}{2S}(\alpha_2 + y_{31}x + x_{13}y); \quad (3.13)$$

$$L_3 = \frac{1}{2S}(\alpha_3 + y_{12}x + x_{12}y);$$

$$\alpha_1 = x_2y_3 - y_2x_3; \quad \alpha_2 = x_3y_1 - y_3x_1; \quad \alpha_3 = x_1y_2 - y_1x_2; \quad y_{23} = y_2 - y_3; \quad \text{и т.д.}$$

$x_1, x_2, x_3, y_1, y_2, y_3$ - координаты узлов элемента в местной системе координат.

Выражения для деформаций имеют вид:

$$\varepsilon_x = \frac{\partial U}{\partial x}; \quad \varepsilon_y = \frac{\partial V}{\partial y}; \quad \gamma_{xy} = \frac{\partial U}{\partial y} + \frac{\partial V}{\partial x}. \quad (3.14)$$

Проведя дифференцирование уравнения (3.8) с учетом выражений (3.13), получим

$$\varepsilon_e^n = B_e^n \delta_e^n, \quad (3.15)$$

где ε_e^n - вектор деформации элемента при плоском напряженном состоянии;

B_e^{nm} - транспонированная матрица связи деформации элемента и перемещений узлов при плоском напряженном состоянии:

$$\varepsilon_e^{nm} = \{\varepsilon_x, \varepsilon_y, \gamma_{xy}\}; \quad (3.16)$$

$$B_e^n = \frac{1}{2S} \begin{bmatrix} y_{23} & 0 & y_{31} & 0 & y_{12} & 0 \\ 0 & x_{32} & 0 & x_{13} & 0 & x_{21} \\ x_{32} & y_{23} & x_{13} & y_{31} & x_{21} & y_{12} \end{bmatrix}. \quad (3.17)$$

Связь между напряжениями и деформациями элемента определяется соотношениями:

$$\sigma_e^n = D_e^n (\varepsilon_e^n - \varepsilon_{0e}), \quad (3.18)$$

где σ_e^n - вектор напряжений элемента при плоском напряженном состоянии;

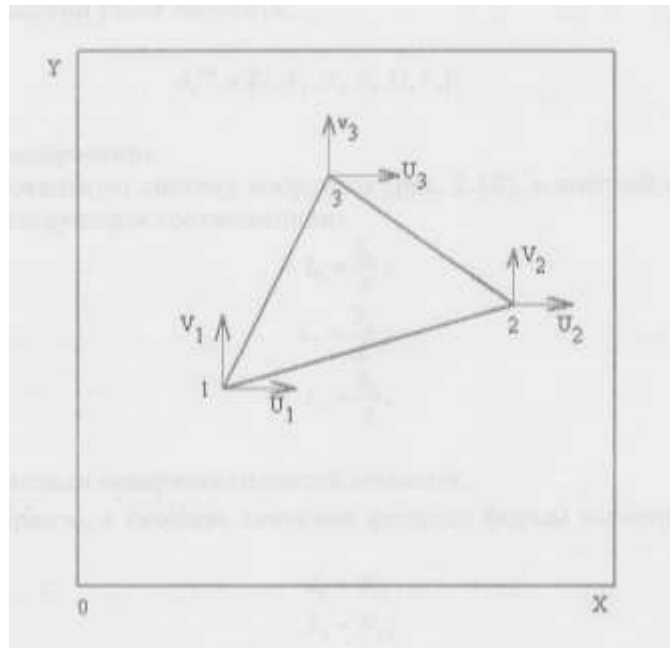


Рисунок 3.9 – Плоское напряженное состояние конечного элемента

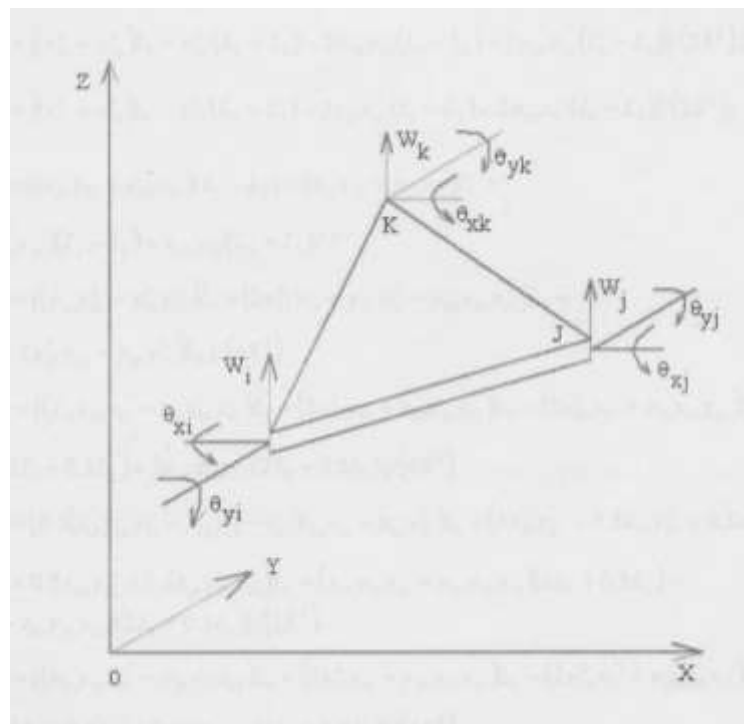


Рисунок 3.10 – Напряженное состояние конечного элемента при изгибе

$$\sigma_e^{nm} = \{\sigma_x, \sigma_y, \tau_{xy}\}, \quad (3.19)$$

D_e^n - матрица упругости материала элемента:

$$D_e^n = \frac{E}{1-\mu^2} \begin{bmatrix} 1 & \mu & 0 \\ \mu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1-\mu}{2} \end{bmatrix}, \quad (3.20)$$

μ - коэффициент Пуассона, E - модуль упругости 1-го рода; ε_{0e} - вектор деформации элемента от нагрузки:

$$\varepsilon_{0e}^m = \{\alpha dT, \alpha dT, 0\}, \quad (3.21)$$

α - коэффициент теплового расширения материала элемента, dT - перепад температуры элемента.

Рассмотрим энергетическое состояние системы, состоящей из совокупности конечных элементов.

Полную потенциальную энергию системы можно записать в виде:

$$\Pi = \Lambda + W_p; \quad (3.22)$$

где Π - полная потенциальная энергия системы; Λ - энергия деформации; W_p - потенциальная энергия приложенных сил.

В свою очередь величина W_p равна значению работы внешних сил с обратным знаком, т.е.

$$W_p = -W. \quad (3.23)$$

Подставив (3.23) в (3.22), получим

$$\Pi = -W. \quad (3.24)$$

Если упругая система состоит из совокупности конечных элементов, то можно записать:

$$\Pi = \sum_{e=1}^N (\Lambda_e - W_e), \quad (3.25)$$

где суммирование ведется по всем элементам $e = 1, 2, \dots, N$, N - общее число элементов.

Рассмотрим энергию деформации. Для бесконечно малого объема dV , она имеет вид:

$$d\Lambda = \frac{1}{2}(\varepsilon^{nm}\sigma^n - \varepsilon_0^m\sigma^n). \quad (3.26)$$

Тогда энергия деформации системы:

$$\Lambda = \int_V \frac{1}{2}(\varepsilon^{nm}\sigma^n - \varepsilon_0^m\sigma^n)dV. \quad (3.27)$$

Подставив соотношения (3.15) и (3.18) в (3.27) найдем энергию деформации элемента:

$$\Lambda_e = \int_{V_e} 0.5(\delta^{nm}B_e^{nm}D_e^nB_e^n\delta^n - 2\delta^{nm}B_e^{nm}D_e^n\varepsilon_{0e} + \varepsilon_{0e}D_e^n\varepsilon_{0e} + \varepsilon_{0e}D_e^n\varepsilon_{0e})dV. \quad (3.28)$$

Теперь рассмотрим работу внешних сил. Она состоит из суммы работ

$$W = W_C + W_P + W_B, \quad (3.29)$$

где $W_C = p_e^m\delta^n$ - работа сосредоточенных сил; $W_P = \int_{S_e} \delta^{nm}N_e^mP_e dS$ - работа

распределенных поверхностных сил; $W_B = \int_{V_e} \delta^{nm}N_e^mR_e dV$ - работа от действия

массовых сил; $p^m = \{p_{1x}, p_{1y}, p_{2x}, p_{2y}, p_{3x}, p_{3y}\}$ - вектор сосредоточенных сил;

$P_e^m = \{P_x, P_y\}$ - вектор поверхностных сил; $R_e^m = \{R_x, R_y\}$ - вектор массовых сил.

Таким образом, полная потенциальная энергия:

$$\Pi = \sum_{e=1}^N \left[\int_{V_e} 0.5\delta^{nm}B_e^{nm}D_e^n\delta_e^n dV - \int_{V_e} \delta^{nm}B_e^{nm}D_e^n\varepsilon_{0e} dV - \int_{V_e} \delta^{nm}N_e^mR_e dV - \int_{S_e} \delta^{nm}N_e^mP_e dS - p_e^m\delta^n \right]$$

(3.30)

Минимизируем потенциальную энергию:

$$\frac{d\Pi}{d\delta^n} = \sum_{e=1}^N \left[\int_{V_e} B_e^{nm}D_e^nB_e^n dV \delta^n - \int_{V_e} B_e^{nm}D_e^n\varepsilon_{0e} dV - \int_{V_e} N_e^mR_e dV - \int_{S_e} N_e^mP_e dS - p \right] = 0 \quad (3.31)$$

Уравнение (2.31) представим в виде:

$$K^n\delta^n = F^n \quad (3.32)$$

где K^n - матрица жесткости системы при плоском напряженном состоянии;

δ^n - вектор перемещений системы при плоском напряженном состоянии;

F^n - вектор нагрузки системы при плоском напряженном состоянии;

$$K^n = \sum_{e=1}^N K_e^n; \quad K_e^n = \int_{V_e} B_e^{nm} D_e^n B_e^n dV; \quad F^n = \sum_{e=1}^N F_e^n, \quad (3.33)$$

$$F_e^n = \int_{V_e} B_e^{nm} D_e^n \varepsilon_{0e} dV + \int_{V_e} N_e^m R_e dV + \int_{S_e} N_e^m P_e dS + p_e; \quad (3.34)$$

K_e^n - матрица жесткости элемента; F_e^n - матрица нагрузок элемента.

Рассмотрим напряженное состояние при изгибе. На рисунке 3.10 представлен треугольный конечный элемент при изгибе. В узлах элемента имеются смещения:

$$\delta_e^{um} = \{W_1, \Theta_{x1}, \Theta_{y1}, W_2, \Theta_{x2}, \Theta_{y2}, W_3, \Theta_{x3}, \Theta_{y3}\} \quad (3.35)$$

Углы наклона связаны с перемещением. В узле 1 эти зависимости имеют вид:

$$\Theta_{x1} = -\frac{\partial W_1}{\partial y}; \quad \Theta_{y1} = \frac{\partial W_1}{\partial x}. \quad (3.36)$$

Запишем выражение для перемещения в элементе:

$$W = f_e^m \delta_e^u, \quad (3.37)$$

где f_e - вектор функций формы для изгиба в элементе;

$$f_e^m = \{f_{11}, f_{12}, f_{13}, f_{21}, \dots, f_{33}\}; \quad (3.38)$$

$$f_{11} = L_1(1 + L_1L_2 + L_1L_3 - L_{22} - L_{32});$$

$$f_{12} = -y_{12}(L_{12}L_2 + 0.5L_1L_2L_3) + y_{31}(L_3L_{12} + 0.5L_1L_2L_3); \quad (3.39)$$

$$f_{13} = -x_{21}(L_{12}L_2 + 0.5L_1L_2L_3) + x_{13}(L_3L_{12} + 0.5L_1L_2L_3).$$

Остальные компоненты $f_{21}, f_{22}, \dots, f_{33}$ можно получить из (3.39) циклической перестановкой индексов.

Деформация элемента имеет вид:

$$\varepsilon_e^u = B_e^u \delta_e^u, \quad (3.40)$$

где $\varepsilon_e^{um} = \{\zeta_x, \zeta_y, \zeta_{xy}\}; \quad (3.41)$

$$\zeta_x = -\frac{\partial^2 W}{\partial x^2}; \quad \zeta_y = -\frac{\partial^2 W}{\partial y^2}; \quad \zeta_{xy} = 2\frac{\partial^2 W}{\partial x \partial y};$$

ζ_x, ζ_y - изменение кривизны элемента; ζ_{xy} - кручение элемента;

$$B_e'' = \begin{vmatrix} b_{11} & b_{12} & b_{13} & b_{14} & b_{15} & b_{16} & b_{17} & b_{18} & b_{19} \\ b_{21} & b_{22} & b_{23} & b_{24} & b_{25} & b_{26} & b_{27} & b_{28} & b_{29} \\ b_{31} & b_{32} & b_{33} & b_{34} & b_{35} & b_{36} & b_{37} & b_{38} & b_{39} \end{vmatrix}; \quad (3.42)$$

$$b_{11} = -\frac{\partial^2 f_{11}}{\partial x^2} = [(y_{31}^2 + y_{12}^2)L_1 - y_{23}^2(L_2 + L_3) - 2y_{23}y_{31}(L_1 - L_2) - 2y_{23}y_{12}(L_1 - L_3)]/(2S^2); \quad (3.43)$$

$$b_{21} = -\frac{\partial^2 f_{11}}{\partial y^2} = [(x_{13}^2 + x_{21}^2)L_1 - x_{32}^2(L_2 + L_3) - 2x_{32}x_{13}(L_1 - L_2) - 2x_{32}x_{21}(L_1 - L_3)]/(2S^2);$$

$$b_{31} = \frac{2\partial^2 f_{11}}{\partial x \partial y} = [(x_{32}y_{31} + x_{13}y_{23})(L_1 - L_2) - (x_{13}y_{31} + x_{21}y_{12})L_1 + \\ + (x_{32}y_{12} + x_{21}y_{23})(L_1 - L_3) + x_{32}y_{23}(L_2 + L_3)]/S^2$$

$$b_{12} = -\frac{\partial^2 f_{12}}{\partial x^2} = [(y_{31}y_{12}^2 - y_{31}^2y_{12})L_1 + (2y_{23}^2y_{12} + y_{23}y_{12}^2 - y_{23}y_{12}y_{31})L_2 + \\ + (y_{23}y_{31}y_{12} - 2y_{23}^2y_{31} - y_{23}y_{31}^2)L_3]/(4S^2)$$

$$b_{22} = -\frac{\partial^2 f_{12}}{\partial y^2} = [(x_{13}x_{21}x_{12} - x_{13}x_{21}y_{31})L_1 + (2x_{32}^2y_{12} + x_{32}x_{21}y_{12})L_2 - (2x_{32}^2y_{31} + x_{32}x_{13}y_{31})L_3 - \\ - 2x_{32}x_{21}y_{31}(2L_1 + 0.5L_2) + 2x_{32}x_{13}y_{12}(2L_1 + 0.5L_3)]/(4S^2)$$

$$b_{32} = \frac{2\partial^2 f_{12}}{\partial x \partial y} = [0.5(x_{13}y_{12}y_{31} - x_{13}y_{12}^2 - x_{21}y_{31}y_{12} + x_{21}y_{31}^2)L_1 - (2x_{32}y_{23} + 0.5x_{32}y_{12}^2 + 0.5x_{21}y_{23}y_{12})L_2 + \\ + (2x_{32}y_{23}y_{31} + 0.5x_{32}y_{31}^2 + 0.5x_{13}y_{23}y_{31})L_3 + (x_{32}y_{12}y_{31} + x_{21}y_{23}y_{31})(2L_1 + 0.5L_2) - \\ - (x_{32}y_{31}y_{12} + x_{13}y_{23}y_{12})(2L_1 + 0.5L_3)]/(2S^2) \quad ;$$

$$b_{13} = -\frac{\partial^2 f_{13}}{\partial x^2} = [(y_{31}y_{12}x_{21} - y_{31}y_{12}x_{13})L_1 + (2y_{23}^2x_{12} + y_{23}y_{12}x_{21})L_2 - (2y_{23}^2x_{13} + y_{23}y_{31}x_{13})L_3 - \\ - 2y_{23}y_{12}x_{13}(2L_1 + 0.5L_2) + 2y_{23}y_{31}x_{21}(2L_1 + 0.5L_3)]/(4S^2)$$

$$b_{23} = -\frac{\partial^2 f_{13}}{\partial y^2} = [(x_{13}x_{21}^2 - x_{13}^2x_{21})L_1 + (2x_{32}^2x_{21} + x_{21}^2x_{32})L_2 - (2x_{32}^2x_{13} + x_{13}^2x_{32})L_3 - \\ - 2x_{32}x_{21}x_{13}(2L_1 + 0.5L_2) + 2x_{32}x_{13}x_{21}(2L_1 + 0.5L_3)]/(4S^2)$$

$$b_{33} = \frac{2\partial^2 f_{12}}{\partial x \partial y} = [0.5(x_{13}^2y_{12} - x_{13}y_{12}x_{21} - x_{21}^2y_{31} + x_{21}y_{31}x_{13})L_1 - (2x_{32}y_{23}x_{21} + 0.5x_{32}y_{12}x_{21} + 0.5x_{21}^2y_{23})L_2 + \\ + (2x_{32}y_{23}x_{31} + 0.5x_{32}y_{31}x_{13} + 0.5x_{13}^2y_{23})L_3 + (x_{32}y_{12}x_{13} + x_{21}y_{23}x_{13})(2L_1 + 0.5L_2) - \\ - (x_{32}y_{31}x_{21} + x_{13}y_{23}x_{21})(2L_1 + 0.5L_3)]/(2S^2)$$

Остальные компоненты матрицы B_e'' можно получить из (3.43) циклической перестановкой индексов.

Напряжения зависят от деформаций следующим образом:

$$\sigma_e^u = D_e^u \varepsilon_e^u, \quad (3.44)$$

где σ_e^u - вектор напряжений в элементе при изгибе;

$$\sigma_e^{mu} = \{M_x, M_y, M_{xy}\}, \quad (3.45)$$

M_x, M_y, M_{xy} - моменты по направлению смещений, соответственно, Oх, Oу, Oху;

$$D_e^u = \frac{Eh^3}{12} \begin{bmatrix} 1 & \mu & 0 \\ \mu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1-\mu}{2} \end{bmatrix}; \quad (3.46)$$

D_e^u - матрица упругости элемента при изгибе; h - толщина элемента.

Проведя анализ энергетического состояния системы, аналогичный зависимостям (3.22) - (3.34), получим, что матрица жесткости при изгибе имеет вид:

$$K_e^u = S \int_0^{1-L_1} \int_0^{1-L_1} B_e^{um} D_e^u B_e^u dL_2 dL_1 \quad (3.47)$$

В соотношения для матрицы B_e^u входят переменные интегрирования L_1, L_2 и L_3 . Поэтому лучше интегрирование проводить численно:

$$K_e^u = \frac{S}{3} [B_e^{um}(0.5, 0.5, 0.) D_e^u B_e^u(0.5, 0.5, 0.) + B_e^{um}(0., 0.5, 0.5) D_e^u B_e^u(0., 0.5, 0.5) + B_e^{um}(0.5, 0., 0.5) D_e^u B_e^u(0.5, 0., 0.5)] \quad (3.48)$$

Подставим зависимость (3.40) в (3.44), тогда

$$\sigma_e^u = D_e^u B_e^u \delta_e^u. \quad (3.49)$$

Выражение (3.49) зависит от координат L_1, L_2, L_3 поэтому будем вычислять напряжения в элементе от изгиба в его центре, т.е.

$$\sigma_e^u = D_e^u B_e^u(0.333, 0.333, 0.333) \delta_e^u. \quad (3.50)$$

При изгибном напряженном состоянии будем учитывать распределенные нагрузки вдоль оси OZ и сосредоточенные силы.

Зависимость для распределенной нагрузки имеет вид:

$$p_z S \int_0^1 \int_0^{1-L_1} f_e^m(L_1, L_2, L_3) dx dy \quad (3.51)$$

где p_z - распределенная нагрузка вдоль оси OZ.

Теперь рассмотрим полную математическую модель напряженного состояния треугольного изгибно-мембранного элемента.

Ранее были получены матрицы жесткости треугольного элемента при плоском напряженном состоянии и при изгибе. При этом, указанные состояния не оказывают взаимного влияния. Таким образом, матрица жесткости треугольного изгибно-мембранного элемента, имеющего 18 степеней свободы, формируется композицией матриц жесткости при плоском напряженном состоянии (6 степеней свободы) и при изгибе (9 степеней свободы) с дополнением нулевых строк и столбцов, связанных с углом Θ_{xy} . Матрица жесткости изгибно-мембранного элемента имеет вид:

$$K_e = K_e^n \circ K_e^u, \quad (3.52)$$

где \circ - индекс композиции.

Рассмотрим вектор нагрузки для изгибно-мембранного элемента. Для плоского напряженного состояния имеются следующие нагрузки:

- поверхностные нагрузки, действующие на грани элемента;
- объемные поверхностные нагрузки, которые могут возникать, например, при вращении ракеты вокруг своей оси;
- тепловые нагрузки; сосредоточенные силы в направлении осей OX и OY.

Поверхностные нагрузки имеют вид:

$$\int_s N_e^m P_e dS$$

- на стороне между узлами 1 и 2 элемента ($L_3 = 0$) действует усилие:

$$\int_s N_e^m P_e dS = \int_s \begin{vmatrix} L_1 & 0 \\ 0 & L_1 \\ L_2 & 0 \\ 0 & L_2 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{vmatrix} \begin{Bmatrix} P_x \\ P_y \end{Bmatrix} dS = \frac{hl_{12}}{2} \begin{Bmatrix} P_x \\ P_y \\ P_x \\ P_y \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}; \quad (3.53)$$

где l_{12} - длина на стороне между узлами 1 и 2.

- на стороне между узлами 2 и 3 ($L_1 = 0$) элемента:

$$\int_S N_e^m P_e dS = \frac{hl_{23}}{2} \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ P_x \\ P_y \\ P_x \\ P_y \end{Bmatrix}; \quad (3.54)$$

- на стороне между узлами 3 и 1 ($L_2 = 0$) элемента:

$$\int_S N_e^m P_e dS = \frac{hl_{31}}{2} \begin{Bmatrix} P_x \\ P_y \\ 0 \\ 0 \\ P_x \\ P_y \end{Bmatrix}; \quad (3.55)$$

Объемные нагрузки:

$$\int_V N_e^m R_e dV = h \int_S \begin{Bmatrix} L_1 & 0 \\ 0 & L_1 \\ L_2 & 0 \\ 0 & L_2 \\ L_3 & 0 \\ 0 & L_3 \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} R_x \\ R_y \end{Bmatrix} dS = \frac{hS}{3} \begin{Bmatrix} R_x \\ R_y \\ R_x \\ R_y \\ R_x \\ R_y \end{Bmatrix}. \quad (3.56)$$

Тепловые нагрузки:

$$\int_S B_e^m D_e^n \epsilon_{0e} dV = \frac{EhdT}{(1-\mu)} \{y_{23}, x_{32}, y_{31}, x_{13}, y_{12}, x_{21}\}; \quad (3.57)$$

Сосредоточенные силы задаются в узлах в виде компонент силы в направлении осей OX и OY.

Для напряженного состояния от изгиба имеются следующие нагрузки:

- a) распределенные силы в направлении оси OZ;
- b) сосредоточенные силы.

Распределенная нагрузка (3.51):

$$p_z S \int_0^{1-L_1} \int_0^{1-L_2} f_e^m(L_1, L_2, L_3) dx dy = \frac{p_z S}{24} \{a_{11}, a_{12}, a_{13}\}^m, \quad (3.58)$$

где $a_{11} = \{8, (-y_{12} + y_{31}), (-x_{21} + x_{13})\}^m$; $a_{12} = \{8, (-y_{23} + y_{12}), (-x_{32} + x_{21})\}^m$;

$$a_{13} = \{8, (-y_{31} + y_{23}), (-x_{13} + x_{32})\}^m.$$

Сосредоточенные силы в направлении оси OZ задаются в файле исходных данных.

Вектор внешних сил образуется композицией векторов нагрузок при плоском и изгибном напряженных состояниях, т.е.

$$F_e = F_e^n \circ F_e^u. \quad (3.59)$$

Матрица жесткости (3.52) и вектор нагрузки (3.59) изгибно-мембранного треугольного плоского элемента получены в местной системе координат OXYZ. В глобальной системе координат OX'Y'Z' они будут иметь вид:

$$K_e' = TK_e T^m; \quad (3.60)$$

$$F_e' = TF_e, \quad (3.61)$$

где T - матрица направляющих косинусов,

$$T = \begin{pmatrix} \chi & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \chi & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \chi & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \chi & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \chi & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \chi & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \chi \end{pmatrix}. \quad (3.62)$$

Таким образом, система уравнений, реализующая напряженное состояние, описываемое совокупностью изгибно-мембранных треугольных элементов, представляется в следующей форме:

$$K\delta = F, \quad (3.63)$$

где K - матрица жесткости системы; δ - вектор перемещений системы; F - вектор нагрузки системы.

В результате решения системы линейных уравнений (3.63), например, методом Гаусса, находим вектор перемещений. После определения деформаций

по формулам (3.15) и (3.40), можно по зависимостям (3.18) и (3.44) найти напряжения при плоском напряженном состоянии и моменты M_x, M_y, M_{xy} при изгибе. Напряжения при изгибе находятся по формулам:

$$\begin{aligned}\sigma_x^u &= \frac{12M_x}{h^3} z_h; \\ \sigma_y^u &= \frac{12M_y}{h^3} z_h \\ \tau_{xy}^u &= \frac{12M_{xy}}{h^3} z_h.\end{aligned}\tag{3.64}$$

где z_h - расстояние от срединной поверхности до расчетной точки.

Таким образом, общие напряжения:

$$\sigma_x = \sigma_x^n + \sigma_x^u; \quad \sigma_y = \sigma_y^n + \sigma_y^u; \quad \tau_{xy} = \tau_{xy}^n + \tau_{xy}^u\tag{3.65}$$

По найденным значениям напряжений, вычисляются главные напряжения:

$$\sigma_{1,2} = \sigma_{\max, \min} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2},\tag{3.66}$$

интенсивность напряжений:

$$\sigma_i = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2};\tag{3.67}$$

запас прочности:

$$n_b = \frac{\sigma_b}{\sigma_i}\tag{3.68}$$

где b - предел прочности материала;

и угол наклона первого главного напряжения к оси ОХ:

$$\alpha_x = \arctg \frac{\tau_{xy}}{\sigma_1 - \sigma_y}.\tag{3.69}$$

В алгоритме конечно-элементной оптимизации конструкции широко применяется матричное исчисление. Хранение в компьютере матриц в виде двумерных массивов сопряжено с большой оперативной памятью. Операции сложения, вычитания и умножения матриц занимают достаточно большое время в компьютерных расчетах. Кроме того, особенностью матриц в методе конечных элементов является то, что они имеют большую степень разреженности, т.е.

присутствует значительное количество нулевых членов. Повысить качество вычислений можно использованием технологии разреженных матриц, предложенной Писсанецки С. [91]. Например, двухмерная разреженная матрица представляется тремя взаимосвязанными одномерными массивами, которые фиксируют положение в матрице ненулевых членов и их численные значения. С помощью данной технологии удобно проводить не только математические операции с матрицами, но и решать разреженную линейную систему уравнений. Проведенные исследования показали, что использование технологии разреженных матриц позволяет сократить оперативную память компьютера в 2 – 3 раза и уменьшить время вычислений в 3 – 4 раза.

Проводилось сравнение результатов расчетов, полученных при использовании компьютерной подсистемы оптимизации конструкций, входящей в состав системы COSMOS [32], и компьютерной системы анализа чувствительности конструкций [47, 92]. В компьютерной системе анализа чувствительности конструкций использовалась технология разреженных матриц [91], примененная автором данной работы. Получено удовлетворительное совпадение результатов: по напряжениям до 12 – 18%, по перемещениям до 3 – 7%. Это говорит о том, что в компьютерной подсистеме оптимизации конструкций, входящей в состав системы COSMOS, используется алгоритм, аналогичный представленному в данном разделе.

Рассмотрим задачу о минимизации массы элемента конструкции хвостового отсека. Представим элемент конструкции в виде совокупности изгибно-мембранных треугольных плоских конечных элементов. Задача, с учетом активных ограничений, формулируется следующим образом: найти переменные проектирования b , минимизирующие функцию массы

$$\psi_0(b) \quad (3.70)$$

при наличии уравнения состояния:

$$K\delta = F \quad (3.71)$$

и ограничений:

$$\psi_k(b, \delta) \leq 0, \quad k = 1, 2, \dots, \beta \quad (3.72)$$

из которых часть ограничений активна:

$$\psi'(b, \delta) \geq -\varepsilon, \quad (3.73)$$

где ε - малая положительная константа.

Введем переменные проектирования:

$$b_e^m = \{h_e, \sigma_{ne}\}, \quad (3.74)$$

где h_e - толщина конечного элемента; σ_{ne} - предел прочности материала элемента.

Представим функцию массы в виде:

$$\psi_0 = \sum_{e=1}^N \rho_e S_e h_e, \quad (3.75)$$

где N - общее число конечных элементов; S_e - площадь поверхности элемента.

Указанная задача оптимального проектирования должна удовлетворять следующим ограничениям:

- на перемещения в узлах элементов:

$$\psi_1 = \frac{\delta_j}{\delta_j^s} - 1.0 \leq 0, \quad j = 1, 2, \dots, m, \quad (3.76)$$

где m - общее число неизвестных; j - вычисленное перемещение j -го неизвестного; δ_j^s - верхний предел величины перемещения j -неизвестного;

- по напряжениям в элементах:

$$\psi_2 = n_e - \frac{\sigma_{ne}}{\sigma_{ie}} \leq 0, \quad e = 1, 2, \dots, N, \quad (3.77)$$

где N - общее число элементов; n_e - запас прочности в e -ом элементе; σ_{ie} - вычисленная интенсивность напряжений в e -ом элементе; σ_{ne} - предел прочности материала в e -ом элементе;

- на толщину элементов:

$$\psi_3 = 1.0 - \frac{h_e}{h_e^a} \leq 0, \quad e = 1, 2, \dots, N, \quad (3.78)$$

где h_e - толщина e -го элемента; h_e^a - нижний предел толщины e -го элемента (параметр h_e^a определяется из условий технологии изготовления элемента конструкции двигателя);

- на предел прочности материала элемента:

$$\psi_4 = 1.0 - \frac{\sigma_{ne}}{\sigma_{ne}^a} \leq 0, \quad e = 1, 2, \dots, N, \quad (3.79)$$

где σ_{ne} - предел прочности материала e -го элемента; σ_{ne}^a - нижний предел прочности материала e -го элемента; σ_{ne}^b - верхний предел прочности материала e -го элемента.

Теперь несложно найти величины производных по переменным проектирования матрицы жесткости, вектора нагрузки и вектора ограничений, входящих в решение задачи оптимизации конструкции. Следовательно, решение поставленной задачи найдено.

Проведена оптимизация исследуемой конструкции по методике, представленной в разделе 2.2.

На основании построенных в CAD-системе SolidWorks геометрических моделей элементов конструкции основания корпуса, проведены расчеты массы. При задании определенной команды и введения величины плотности материала CAD-система SolidWorks проводит расчеты геометрической модели: массы, объема, площади поверхности, координат центра масс, координат основных осей инерции и моментов инерции. Рассматривался металлический корпус. Сравнение вычисленных значений массы с исходными данными показало, что ошибка составляет не более 2,6%.

Проведена оптимизация конструкции «Трубы в сборе», как наиболее нагруженного элемента конструкции основания корпуса. Расчеты проводились для нагрузок, соответствующих схеме 2 (рисунок 4.11) – совместное действие нагрузок $T_3=3800$ кН и $T_4=800$ кН. Выбор этой схемы основан на выводах о наиболее опасном варианте нагружения. Оптимизации подверглась трубка, как наиболее нагруженный элемент конструкции. Рассматривалось два варианта

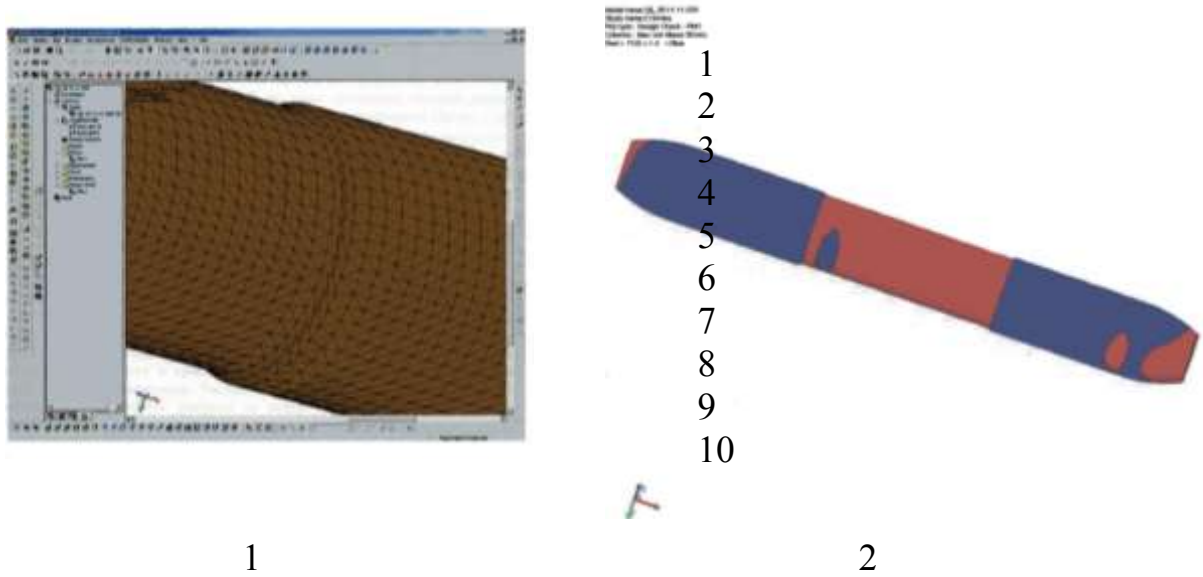
получения оптимальной конструкции: ступенчатая трубка, трубка постоянной толщины.

Конечноэлементная модель ступенчатой трубки показана на рисунок 3.11. При разбиении трубки на конечные элементы особое внимание уделялось местам перехода от одной толщины к другой. Переменными проектирования являются длины и толщины на участках постоянной толщины. Получены следующие оптимальные геометрические параметры:

- 1) Ступенчатая трубка состоит из трех симметричных участков равных толщин, причем длина средней части (второй участок) равна 100 мм, а оставшиеся два участка имеют одинаковую длину;
- 2) Толщины первого и третьего участков одинаковы и равны 5 мм;
- 3) Толщина второго участка (в середине трубки) составляет величину 4 мм;
- 4) Радиус перехода от первого и третьего участков ко второму участку 2 мм;
- 5) Выигрыш по массе для основания корпуса, в состав которого входят 32 трубки, составил 1,6 кг.

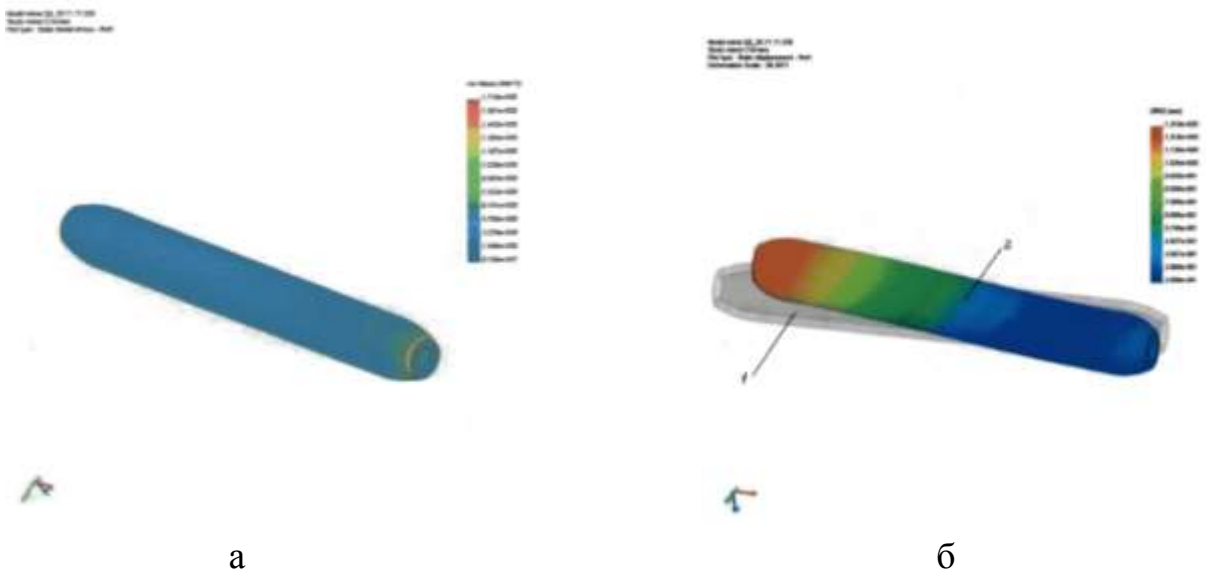
На рисунке 3.11 показана качественная картина распределения запасов прочности в оптимальной ступенчатой трубке. Если запас прочности меньше допустимого запаса $n_s = 1,4$, то эта область имеет красный цвет, в противном случае – синий. В средней части трубки запасы близки по своему значению к допустимому запасу. Более точные расчеты показывают, что наименьший запас прочности в средней части трубки составил величину $n_s = 1,35$.

В связи с тем, что ступенчатые трубки дают незначительный выигрыш по массе и при этом приходится вводить дополнительные технологические операции в процесс их изготовления, осуществлен поиск оптимальной конструкции трубки постоянной толщины.



1 – конечноэлементная модель, 2 – запасы прочности

Рисунок 3.11 – Конечноэлементная модель и распределение запасов прочности в ступенчатой трубке при граничном значении $n_g = 1,4$



а – эквивалентные напряжения, б – перемещения, 1 – трубка до деформации, 2 – деформированная трубка

Рисунок 3.12 – Распределение эквивалентных напряжений и перемещений в оптимальной трубке

Расчеты дали возможность найти оптимальную толщину для такой трубки, которая равна 5 мм. На рисунке 3.12 показано распределение эквивалентных напряжений и перемещений в оптимальной трубке. Небольшое возмущение напряженного состояния наблюдается в краевых зонах, что объясняется недостаточно мелкой сеткой конечных элементов. Максимальные перемещения имеются на конце трубки, который контактирует со шпангоутом.

3.1.5 Упругая оптимизация сборки с оптимальным опасным элементом

В соответствии с методом исследования объемной статической прочности однослойных оболочечных конструкций, проводится оптимизация сборочной единицы, содержащей один или несколько опасных элементов.

Проведен расчет напряженно-деформированного состояния корпуса с оптимальными трубками. На рисунке 3.13 представлено распределение эквивалентных напряжений в нижней части конструкции. По сравнению с неоптимальной конструкцией достигнуто значительное снижение напряжений в трубках и наблюдается общая тенденция снижения напряжений во всей конструкции.

На наружной поверхности оболочки в местах над соединениями с трубками исчезло местное возмущение напряжений. Это является положительным фактором.

Проводились расчеты поиска оптимальных конструкций шпангоута и оболочки. Расчеты показали, что конструкции выполнены так, что практически нет резерва существенного снижения массы в упругой области.

3.1.6. Упруго-пластическая оптимизация конструкции сборки

Если допустить работу конструкционного материала в области упруго-пластических деформаций, то это позволит не только снизить опасные напряжения, но и массу конструкции. Такое предположение основано на теории пластичности и особенностях исследуемой конструкции. Большие напряжения присутствуют только в локальных областях соединения трубок с оболочкой, а в остальных местах напряжения низкие.

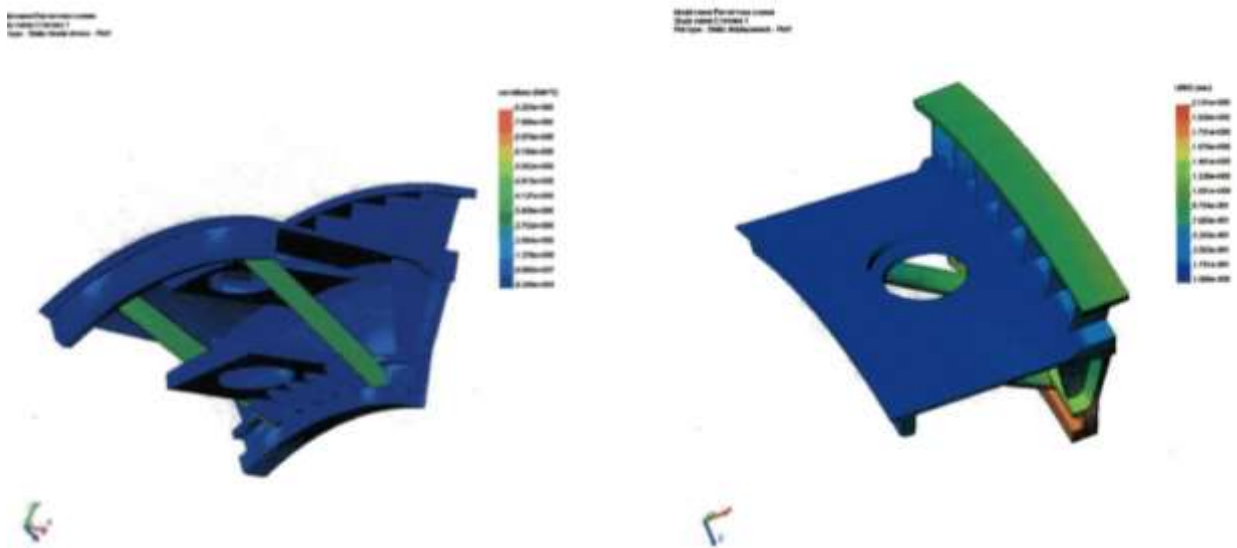
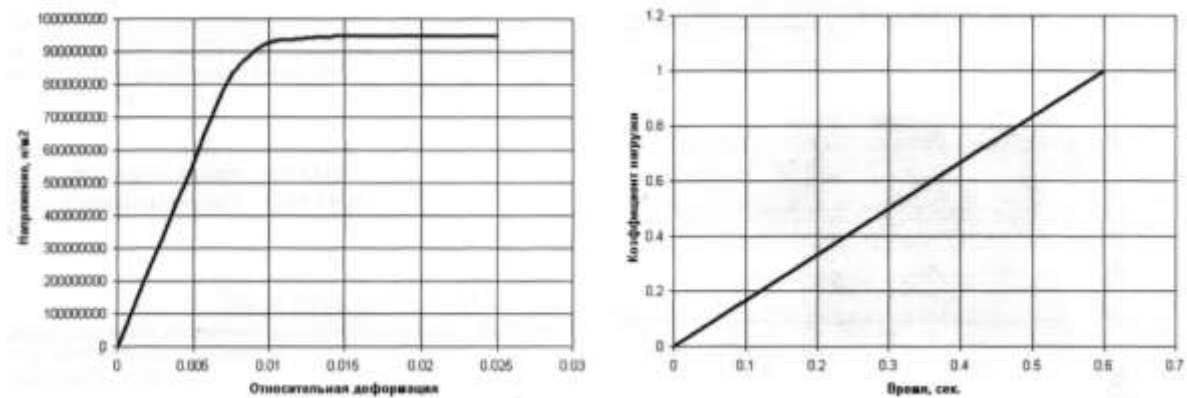


Рисунок 3.13 – Эквивалентные напряжения в оптимальном корпусе



1

2

1 - растяжение титанового сплава ВТ-6, 2 - нагружение
Рисунок 3.14 – Диаграммы растяжения и нагружения

Следовательно, допуская пластические деформации в опасных местах, можно одновременно уменьшать массу конструкции в других менее напряженных местах. В области только упругих деформаций такого компромисса найти не удастся.

Проведена оптимизация конструкции в упруго-пластической области.

Конструкция корпуса сделана из титанового сплава ВТ-6. Диаграмма растяжения этого сплава показана на рисунке 3.14. Данные для построения диаграммы выбраны из книги [93]. Предел упругости сплава ВТ-6 составляет величину $\sigma_T = 7,8 \cdot 10^8 \text{ н/м}^2$ при относительной деформации $\varepsilon_T = 0,0069$, предел прочности материала $\sigma_\sigma = 9,5 \cdot 10^8 \text{ н/м}^2$.

Начиная с $\varepsilon = 0,015$, предельное напряжение достигает величины $\sigma_\sigma = 9,5 \cdot 10^8 \text{ н/м}^2$. Диаграмма построена до деформации $\varepsilon = 0,025$.

Время нагружения $t = 0,7 \text{ с}$.

В качестве переменных проектирования выбираем толщины $h_{шп}$ шпангоута и $h_{об}$ оболочки. Диапазоны изменения $h_{шп} = (10...3) \text{ мм}$ и $h_{об} = (6...2) \text{ мм}$.

Ограничения задачи являются следующие условия:

- Максимальное перемещение в конструкции не должно превышать $3,0 \text{ мм}$.
- Оптимизация в упруго-пластической области проводится в соответствии с диаграммой растяжения титанового сплава ВТ-6 (рисунок 3.14).

Оптимизация в упруго-пластической области проводится при линейном изменении нагрузки по времени (рис. 3.14), где расчетная нагрузка определяется по формуле:

$$F_{расч} = KF_{ст} \quad (3.80)$$

где $F_{расч}$ - расчетная нагрузка, K - коэффициент нагрузки, $F_{ст}$ - заданная статическая нагрузка.

Оптимизация выполняется для второй схемы нагружения, которая является наиболее опасной. По этой схеме на конструкцию действуют силы $T_3 = 3800 \text{ кн}$ и

$T_4=800$ кн. Расчеты показали, что конструкция корпуса имеет минимальную массу при толщине шпангоута $h_{шп} = 4$ мм и толщине оболочки $h_{об} = 5$ мм. Снижение массы конструкции составляет величину 11,6%, что составляет 37,2 кг. При этом в месте соединения стержней с оболочкой присутствуют упруго-пластические деформации, а остальные части конструкции находятся в области упругих деформаций.

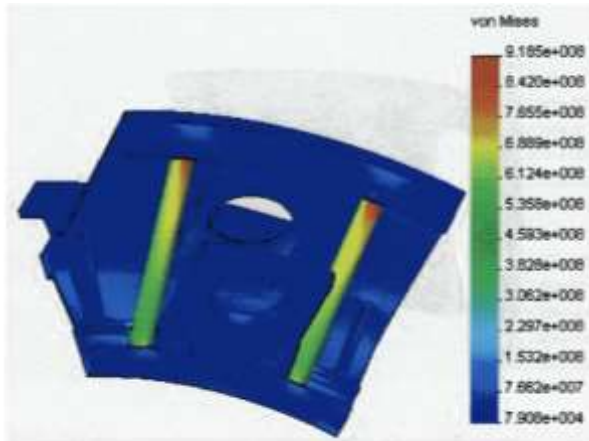
На рисунке 3.15 показано распределение упруго-пластических эквивалентных напряжений в оптимальной конструкции. Наибольшие напряжения в местах соединения стержней с оболочкой составляют величину $\sigma = 9,152 \cdot 10^8$ н/м². При решении упругой задачи соответствующие напряжения $\sigma = 11,64 \cdot 10^8$ н/м², т.е. удалось снизить напряжения на 21,4%.

Из рисунка 3.15 видно распределение перемещений в упруго-пластической области. Наибольшие перемещения присутствуют в нижней части шпангоута. Величина перемещений $\delta = 3,0$ мм. Это значение соответствует указанному ранее ограничению на максимальное возможное перемещение. Попытки дальнейшего уменьшения массы конструкции приводят к появлению недопустимых перемещений.

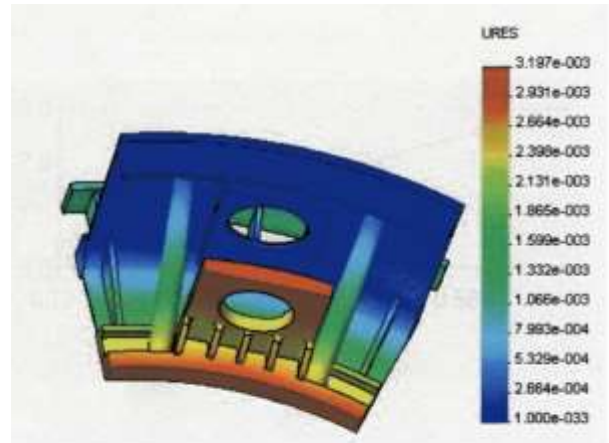
Наибольшая пластическая деформация присутствует в местах соединения стержней с оболочкой и составляет величину $\varepsilon = 0,013$ (рисунок 3.16). При решении задачи в упругой области соответствующая относительная деформация была бы $\varepsilon = 0,0089$, т.е. величина пластической деформации на 31,5% больше.

Расчеты на устойчивость первого оптимального варианта показали, что запас по нагрузке составляет величину $K_y = 3,922$.

На рисунке 3.16 показана расчетная модель конструкции в момент потери устойчивости. Видно, что происходит потеря устойчивости трубок.



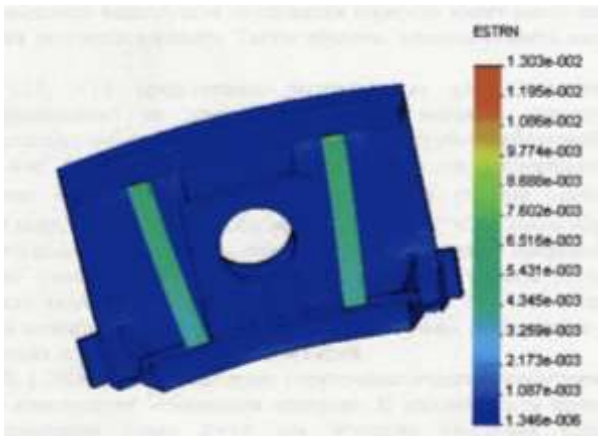
1



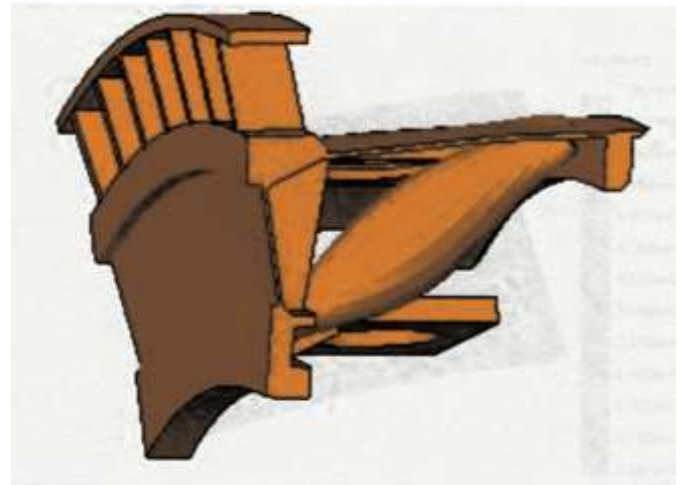
2

1 – эквивалентные напряжения, 2 - перемещения

Рисунок 3.15 – Уруго-пластические эквивалентные напряжения и перемещения в нижней части корпуса при совместном действии нагрузок $T_3=3800$ кн и $T_4=800$ кн.



1



2

1 – деформации, 2 – потеря устойчивости

Рисунок 3.16 – Уруго-пластические деформации при совместном действии нагрузок $T_3=3800$ кн и $T_4=800$ кн и геометрическая форма корпуса в момент потери устойчивости

3.2 Расчетные исследования взаимосвязанных двухслойных оболочечных конструкций

Расчет несущей способности камеры проводится с использованием компьютерной САЕ-системы COSMOS [32]. Для построения геометрических моделей применялась САД-система SolidWorks [31].

Следует отметить, что с помощью САЕ-систем можно решать задачи трехмерной газодинамики и гидродинамики, тепловые задачи. Применяя САД/САЕ-системы в разных последовательностях, можно строить различные методики проектирования камер ЖРД.

3.2.1 Общая объемная несущая способность камеры жидкостного ракетного двигателя.

Проведен расчет несущей способности цилиндрической части камеры ЖРД, связанной ребрами, при объемном напряженном состоянии. Объектом исследования является камера сгорания жидкостного ракетного двигателя, показанного на рисунке 2.9. Расчет проводился в соответствии с методом, представленным в разделе 2.

3.2.1а. Исходные данные

Исходными данными являются:

1. Общие данные: давление в камере сгорания - $p_k = 1,65 \text{ МПа}$, радиус оболочки - $R = 90 \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

2. Внутренняя оболочка цилиндрической части камеры: толщина оболочки $(h)_1 = 3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, материал - медный сплав БрХ-0,8; максимальная температура внутренней поверхности $(T_1)_1 = 571 \text{ К}$; максимальная температура наружной поверхности $(T_2)_1 = 562 \text{ К}$; среднее значение температуры $(T_{cp})_1 = \frac{(T_1 + T_2)_1}{2} = 566,5 \text{ К}$; диаграмма растяжения при температуре $T = 566,5 \text{ К}$ представлена в таблице 3.1, где σ_T - предел текучести материала, E - модуль упругости материала.

Таблица 3.1 - Влияние интенсивности деформации ε_i на интенсивность напряжения σ_i для сплава БрХ-08 [93, 89] при $\sigma_T = 41 \text{ МПа}$, $T = 566,5^\circ \text{C}$, $E = 0,45 \cdot 10^5 \text{ МПа}$

ε_i	0,0009	0,002	0,003	0,004	0,005	0,01	0,015	0,02	0,03
$\sigma_i, \text{ МПа}$	41	43	45	47,5	50	60	70,5	81	102

Предельная допустимая величина деформации - $\varepsilon_{пред} = 0.03$, в соответствии с таблицей 3.1; коэффициент α_1 линейного термического расширения при $T = 566,5\text{K}$ равен - $\alpha_1 = 1.6 \cdot 10^{-6} \text{ 1/K}$.

3. Наружная оболочка цилиндрической части камеры: материал - сталь 12Х18ХН9Т; максимальная температура внутренней поверхности $(T_1)_2 = 343\text{K}$; максимальная температура наружной поверхности $(T_2)_2 = 293\text{K}$; среднее значение температуры $(T_{cp})_2 = \frac{(T_1 + T_2)_2}{2} = 318\text{K}$; диаграмма растяжения при температуре $T = 318\text{K}$ представлена в таблице 3.2.

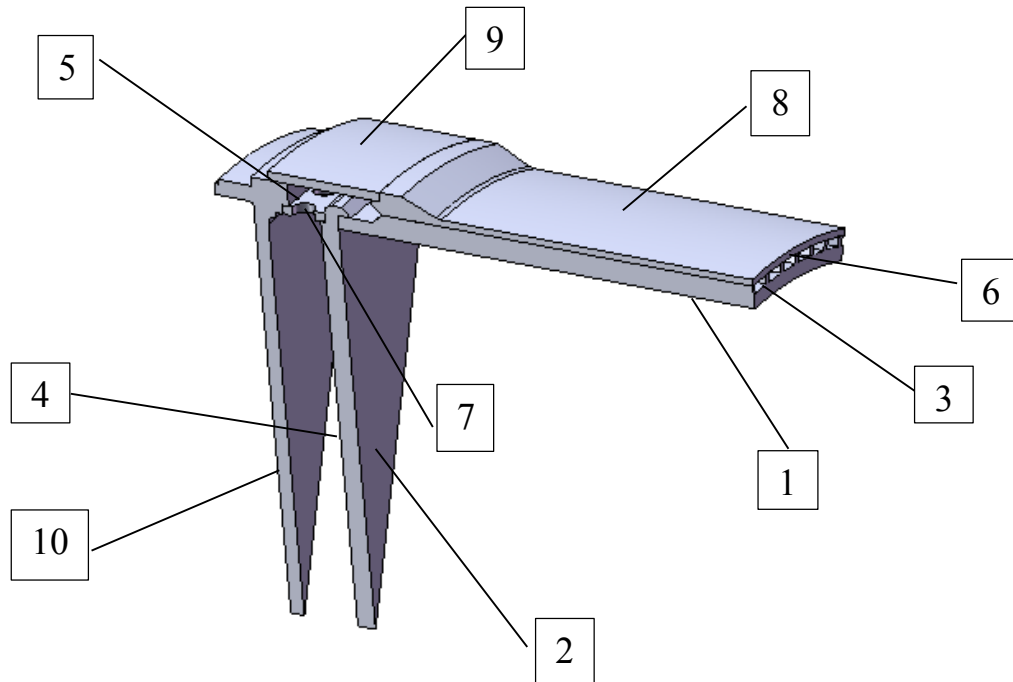
Таблица 3.2 - Таблица влияния интенсивности деформации ε_i на интенсивность напряжения σ_i для стали 12Х18ХН9Т при $\sigma_T = 219 \text{ МПа}$, $T = 318\text{K}$, $E = 2,0 \cdot 10^5 \text{ МПа}$

ε_i	0,0015	0,002	0,0025	0,003	0,005	0,01	0,015	0,02	0,025
$\sigma_i, \text{ МПа}$	219	233,5	241	246	255	277	298,5	321	342

Предельная допустимая величина деформации - $\varepsilon_{пред} = 0.025$, в соответствии с таблицей 3.2; коэффициент α_1 линейного термического расширения при $T = 318\text{K}$ равен - $\alpha_1 = 1.6 \cdot 10^{-6} \text{ 1/K}$.

3.2.16. Расчетная схема

На рисунке 3.17 показана расчетная геометрическая схема камеры сгорания.



1 – внутренняя поверхность внутренней оболочки, 2 – внутренняя поверхность огневого днища, 3 – наружная поверхность внутренней оболочки, 4 - наружная поверхность огневого днища, 5 – кольцо, 6 – внутренняя поверхность наружной оболочки, 7 – внутренняя поверхность соединительного кольца, 8 – наружная поверхность наружной оболочки, 9 – наружная поверхность соединительного кольца, 10 – поверхность разрезанной модели.

Рисунок 3.17 - Расчетная геометрическая схема камеры сгорания

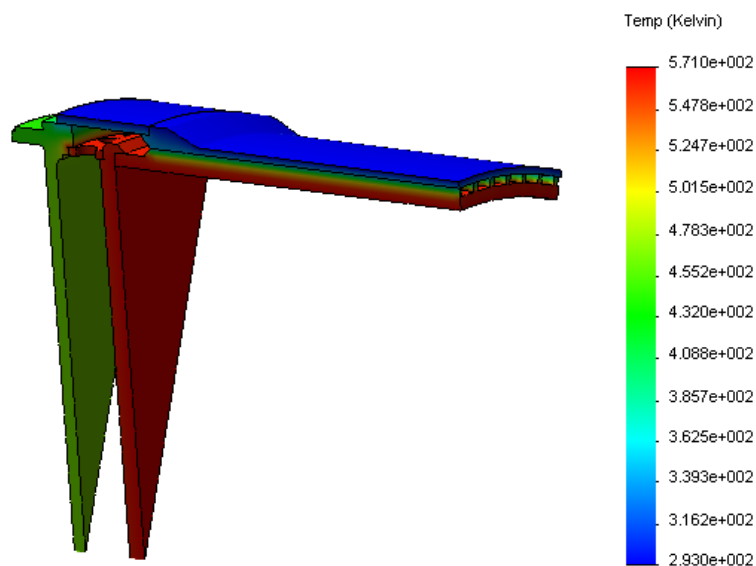


Рисунок 3.18 - Распределение температуры в камере сгорания.

Для сокращения объема оперативной памяти компьютера, при условии отсутствия снижения точности результата, рассмотрена 1/8 часть камеры в окружном направлении и 1/2 часть камеры в осевом направлении.

Проведены тестовые расчеты с целью определения типа конечного элемента и его оптимальных геометрических размеров. Выбранные геометрические размеры цилиндрических оболочек соответствуют размерам исследуемых конструкций. Расчеты, выполненные в компьютерной системе COSMOS, сравнивались с известными точными решениями [90]. Выбран объемный конечный элемент в виде тетраэдра, имеющий оптимальный размер – 5.3 мм.

Точность вычисления температурных полей составила 8,2%, перемещений 3,1% и напряжений 18,8%.

Решена тепловая задача, заключающаяся в поиске распределения температуры в оболочках камеры.

Задаются граничные условия, характеризующие максимальные значения температуры на поверхностях оболочек, и тепловые потоки на разрезанных поверхностях:

1. Температура на поверхностях оболочек камеры:

- температура $(T_1)_1 = 571K$ на внутренней поверхности 1 внутренней оболочки и на поверхности 2 огневого днища, обращенной к камере;
- температура $(T_2)_1 = 562K$ на наружной поверхности 3 внутренней оболочки, на поверхности 4 огневого днища, обращенной от камеры, и на поверхностях кольца 5;
- температура $(T_1)_2 = 343K$ на внутренней поверхности 6 наружной оболочки и на внутренней поверхности 7 соединительного кольца;
- температура $(T_2)_2 = 293K$ на наружной поверхности 8 наружной оболочки и наружной поверхности 9 соединительного кольца.

2. Равенство нулю тепловых потоков на поверхностях, образованных при разрезании модели, например, поверхность 10 огневого днища.

На рисунке 3.18 показано распределение температуры в исследуемой конструкции.

3.2.1в. Несущая способность камеры

Задача решается при ограничениях:

$$(\sigma_s)_1 < (\sigma_B)_1, (\sigma_s)_2 < (\sigma_B)_2, (\varepsilon_{II})_1 < (\varepsilon_{пред})_1, (\varepsilon_{II})_2 < (\varepsilon_{пред})_2, \quad (3.81)$$

где $(\sigma_s)_1, (\sigma_s)_2$ - вычисленные эквивалентные напряжения для внутренней и наружной оболочек, $(\sigma_B)_1, (\sigma_B)_2$ - пределы прочности материалов внутренней и наружной оболочек, $(\varepsilon_{II})_1, (\varepsilon_{II})_2$ - полные деформации внутренней и наружной оболочек, $(\varepsilon_{пред})_1, (\varepsilon_{пред})_2$ - предельно допустимые полные деформации внутренней и наружной оболочек.

Проведены упругопластические расчеты и выполнен анализ напряженно-деформированного состояния оболочек камеры. В расчетах учитываются следующие граничные условия:

1. Учитывается распределение температуры, полученное при решении температурной задачи (рисунок 3.18);
2. На плоскостях, образованных при разрезании модели, задаются нулевые перемещения в направлении, перпендикулярном плоскости;
3. На поверхности 4 огневого днища задается нулевое перемещение в направлении, перпендикулярном поверхности;
4. Давление p_k , действует на внутреннюю поверхность внутренней оболочки и поверхность огневого днища, обращенного к камере.

В расчетах используются данные, представленные в таблицах 3.1 и 3.2.

Распределение эквивалентных напряжений при действии в камере рабочего давления - $p_k = 1,65 \text{ МПа}$, видно на рисунке 3.19. Наибольшие эквивалентные напряжения - $\sigma_s = 303,7 \text{ МПа}$ присутствуют на наружной поверхности кольца, соединяющего огневого и среднее днища форсуночной головки.

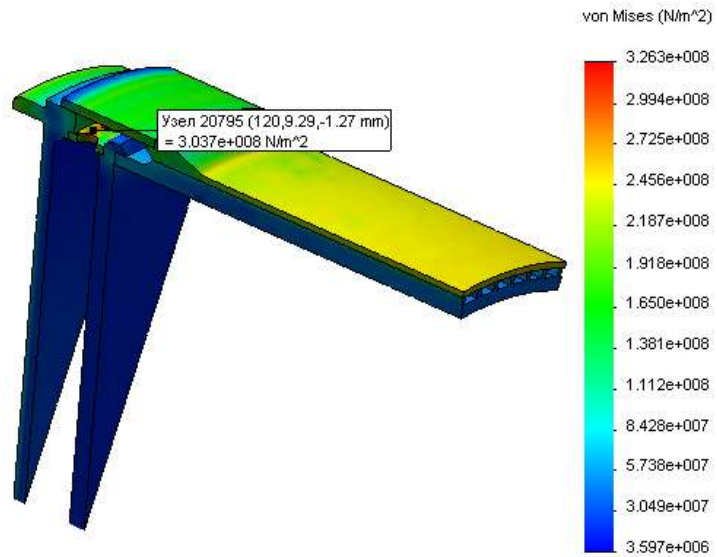
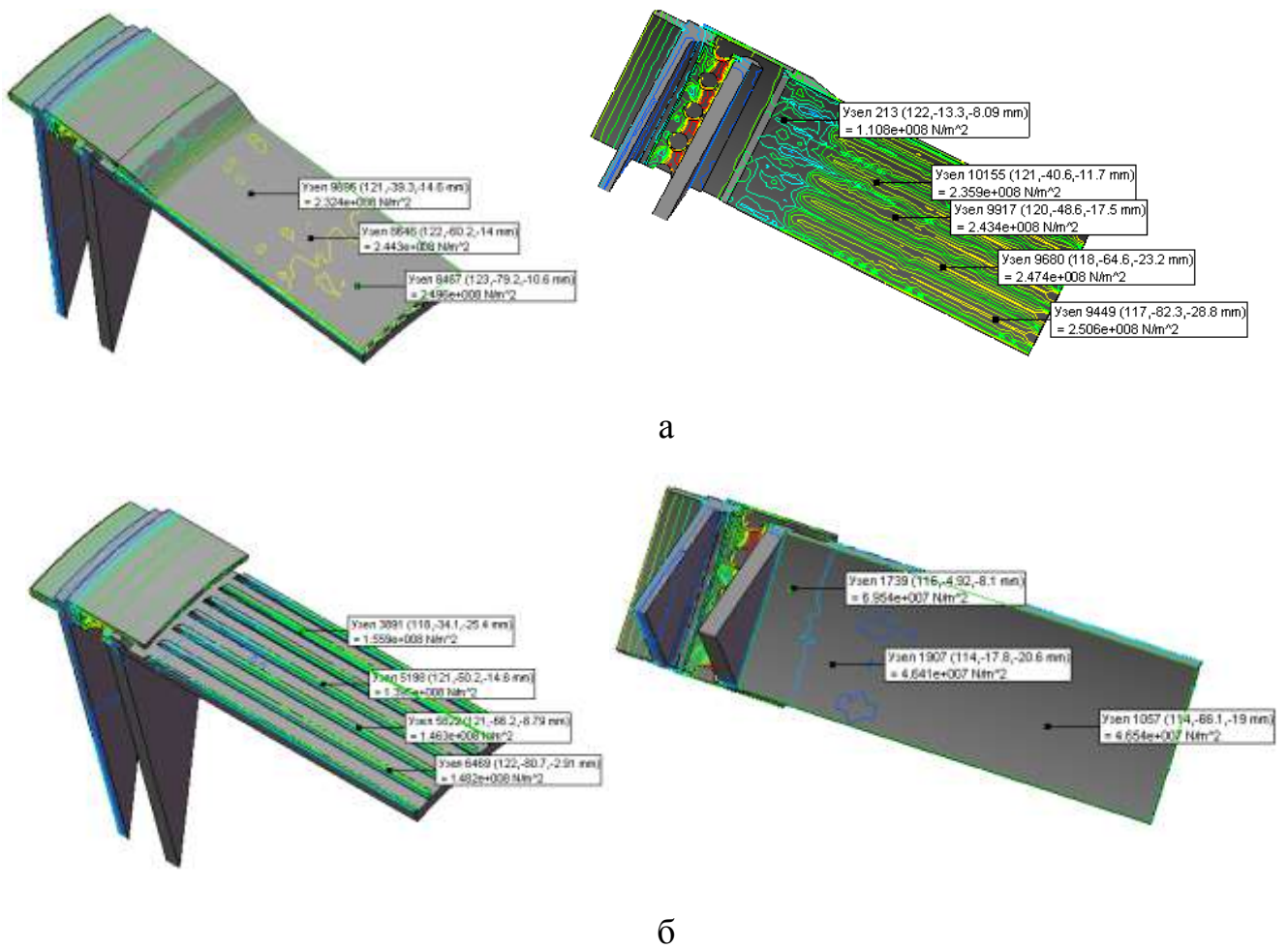


Рисунок 3.19 - Распределение эквивалентных напряжений в конструкции камеры сгорания при действии давления $p_k = 1,65 \text{ МПа}$.



а - наружная оболочка, б - внутренняя оболочка

Рисунок 3.20 - Эквивалентные напряжения в оболочках камеры при $p_k = 1,65 \text{ МПа}$.

Эти напряжения превышают предел текучести стали 12Х18Н9Т - $\sigma_T = 219 \text{ МПа}$ при температуре - $(T_{cp})_2 = 318 \text{ К}$. В то же время величина наибольших эквивалентных напряжений меньше предела прочности материала. Запас по пределу прочности - $n_B = 1,13$. При вычислении запаса прочности выбиралась величина предела прочности - $\sigma_B = 342 \text{ МПа}$ при температуре - $(T_{cp})_2 = 318 \text{ К}$.

Следует отметить, что нагружение конструкции только давлением в камере сгорания, не соответствует реальной нагрузке. Нужно учитывать давления жидкости в межрубашечном тракте и в форсуночной головке. Поэтому полученное наибольшее эквивалентное напряжение не следует учитывать. В реальном случае нагружения оно снизится за счет влияния давления жидкости. Действие только давления газа в камере сгорания необходимо для решения задачи о несущей способности камеры.

На рисунке 3.20 показано распределение эквивалентных напряжений в оболочках камеры. В центральной части наружной оболочки присутствует равномерное напряженное состояние. Видны характерные линии, разделяющие области равных напряжений. В центральной части камеры сгорания величина эквивалентных напряжений на наружной поверхности $(\sigma_{\text{э}2})_2 = 249,6 \text{ МПа}$. Значение напряжений меняется в области блока форсунок.

Известно, что в месте соединения двух оболочек возникает изгибающий момент, так как оболочки имеют разную кривизну поверхности. В этом месте увеличивают толщину оболочки для компенсации повышенной нагрузки. Стремятся делать равнопрочную конструкцию, т.е. конструкцию, в которой отсутствует значительное изменение поля напряжений. Считается, что равнопрочная конструкция обеспечивает наименьшую массу. В нашем случае величина напряжений снижается - до $(\sigma_{\text{э}2})_2 = 232,4 \text{ МПа}$. Это говорит о том, что конструктор задал толщину оболочки больше необходимой, т.е. «перетяжелил» конструкцию.

На внутренней поверхности наружной оболочки видны характерные зоны, близкие к прямоугольникам. Эти области образуются за счет контакта наружной

оболочки с ребрами внутренней оболочки. В середине зон наблюдаются наибольшие напряжения, которые снижаются в сторону границ. В центральной части этих зон напряжения на внутренней поверхности находятся в диапазоне - $(\sigma_{\sigma_1})_2 = (235,9...250,6) \text{ МПа}$. По мере приближения к форсуночной головке напряжения уменьшаются. На неподкрепленном участке наибольшие величины эквивалентных напряжений - $(\sigma_{\sigma_1})_2 = 110,8 \text{ МПа}$.

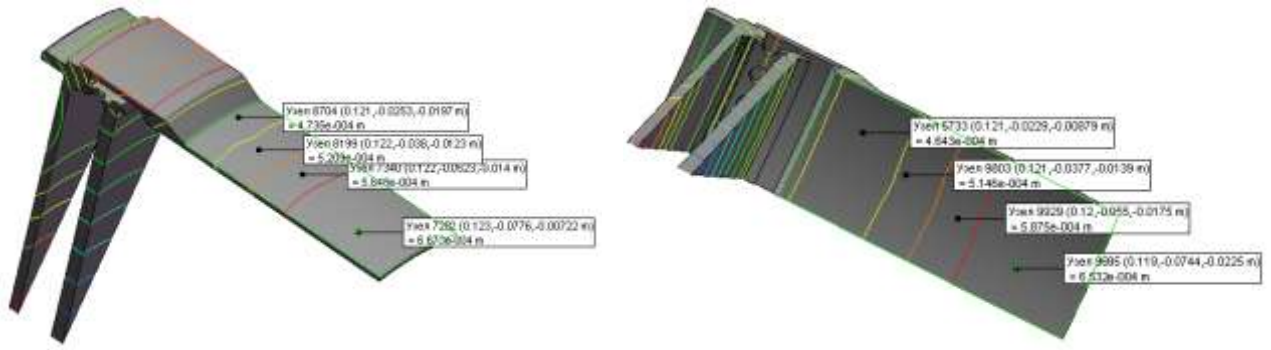
Численные значения наибольших эквивалентных напряжений в наружной оболочке превышают предел текучести стали 12Х18Н9Т - $\sigma_T = 219 \text{ МПа}$ при температуре $(T_{cp})_2 = 318 \text{ К}$. Сравнивая эти данные, можно сделать вывод, что при давлении в камере сгорания $p_k = 16,5 \text{ атм}$ наружная оболочка находится в пластической зоне и наименьший запас по пределу прочности $n_{B\min} = 1,36$.

Наибольшие напряжения во внутренней оболочке присутствуют на вершинах ребер. Можно считать, что их численное значение $(\sigma_{\sigma_2})_1 \approx 147,5 \text{ МПа}$. Между ребрами эквивалентные напряжения равны $(\sigma_{\sigma_2})_1 \approx 80 \text{ МПа}$. Разброс численных значений эквивалентных напряжений объясняется ошибками при определении этих величин. Известно, что при расчете эквивалентных напряжений в методе конечных элементов ошибка находится в диапазоне $(15...25)\%$ [47].

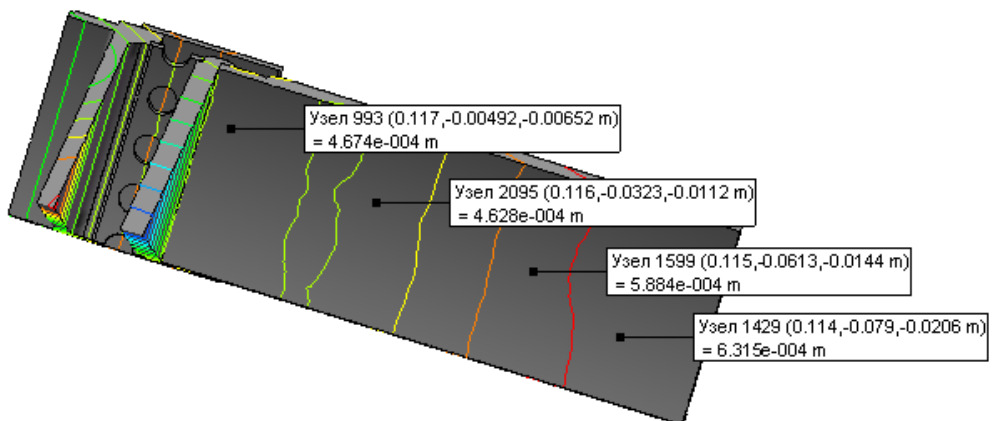
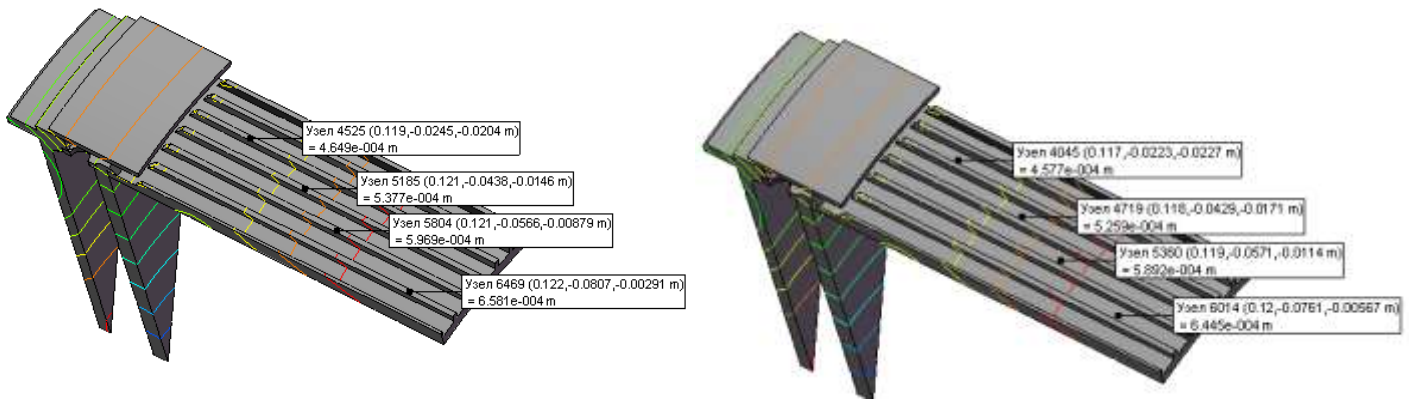
На внутренней поверхности внутренней оболочки $(\sigma_{\sigma_1})_1 = (46,4...69,5) \text{ МПа}$. Наибольшие напряжения находятся около огневого днища, что объясняется увеличением жесткости оболочки за счет днища.

Все эквивалентные напряжения во внутренней оболочке не превышают величину предела текучести и, следовательно, эта оболочка работает при упругом поведении материала.

Распределение полных перемещений в оболочках показано на рисунке 3.21. Наибольшие перемещения возникают в центральной зоне наружной поверхности оболочки $(\delta_{\max 2})_2 = 0,667 \cdot 10^{-3} \text{ м}$.



а



б

а - наружная оболочка, б - внутренняя оболочка
 Рисунок 3.21 - Полные перемещения в оболочках камеры при $p_k = 1,65 \text{ МПа}$.

По мере удаления от форсуночного блока величины перемещений возрастают, так как снижается жесткость оболочки. Диапазон изменения перемещений на наружной поверхности наружной оболочки $(\delta_2)_2 = (0,474...0,646) \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

Распределение полных перемещений на внутренней поверхности наружной оболочки аналогично распределению перемещений на наружной поверхности и их величины находятся в диапазоне - $(\delta_1)_2 = (0,464...0,653) \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

Сравнение численных значений диапазонов изменения перемещений близки. Следовательно, можно считать, что области распределения и численные значения полных перемещений на поверхностях наружной оболочки совпадают.

Перемещения на наружной поверхности внутренней оболочки распределяются примерно так же, как и на внутренней поверхности наружной оболочки.

Перемещения в вершинах ребер - $(\delta_2)_1 = (0,465...0,658) \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

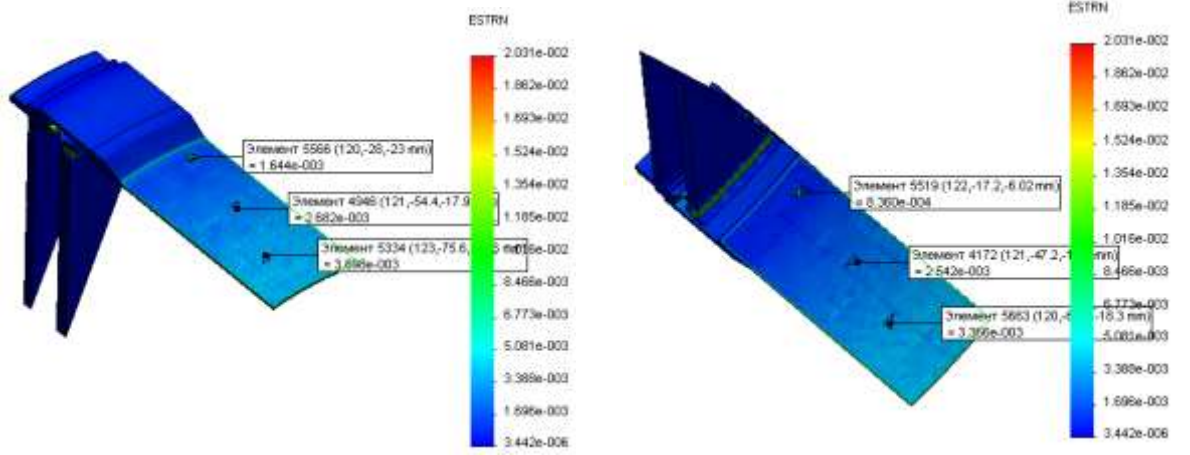
Сравнение с диапазоном величин перемещений на внутренней поверхности наружной оболочки показывает, что условие совместности деформаций оболочек выполняется. Ошибка составляет значение - $(0,22...0,76)\%$.

Диапазон изменения величин перемещения на поверхностях, расположенных между ребрами, - $(\delta_2)_1 = (0,458...0,645) \cdot 10^{-3} \text{ м}$, что примерно соответствует перемещениям в вершинах ребер.

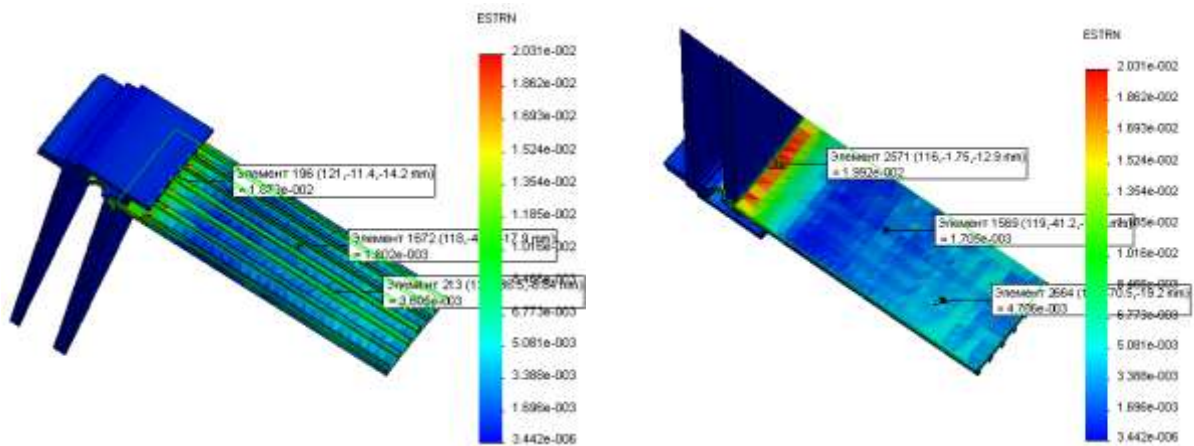
На внутренней поверхности внутренней оболочки полные перемещения - $(\delta_1)_1 = (0,46...0,632) \cdot 10^{-3} \text{ м}$, что соответствует величинам перемещений на наружной поверхности. Таким образом, области распределения и численные значения полных перемещений на поверхностях внутренней оболочки совпадают.

Сравнение полных перемещений наружной и внутренней оболочек показывает, что они работают как единая конструкция.

Аналогично распределяются относительные деформации в наружной и внутренней оболочках (рисунок 3.22).



а



б

а - наружная оболочка, б - внутренняя оболочка

Рисунок 3.22 - Деформации в оболочках камеры при $p_k = 1,65 \text{ МПа}$.

Диапазоны изменения величины полной деформации наружной оболочки: на наружной поверхности $(\varepsilon_{II2})_2 = (0,0016...0,0039)$ и на внутренней поверхности $(\varepsilon_{II1})_2 = (0,00084...0,0037)$.

На внутренней оболочке наибольшая полная деформация присутствует в неподкрепленном участке.

В непосредственной близости от огневого днища деформация имеет наибольшее значение: на наружной поверхности $(\varepsilon_{II2})_1 = 0,019$ и на внутренней поверхности $(\varepsilon_{II1})_1 = 0,02$. Следует отметить, что предельная допустимая величина деформации внутренней оболочки $\varepsilon_{пред} = 0,03$ (в соответствии с таблицей 3.1) и предельная допустимая величина деформации наружной оболочки $\varepsilon_{пред} = 0,025$ (в соответствии с таблицей 3.2). Следовательно, вычисленные полные относительные деформации не превышают предельные значения для соответствующих оболочек.

Определим предельное значение давления $p_{Гпред}$. Для этого проведем расчеты, в которых варьируется величина давления в камере. В данном случае диапазон изменения давления выбран $p = (16,5...100)атм$. На рисунке 3.23 показана зависимость $p = f((\varepsilon)_2)$, из которого находится $p_{Гпред}$.

Рассмотрим подход, используемый в одномерной и двумерной задачах. В этом случае критерием выбора предельной величины давления является наступление такого условия, когда малому изменению давления начинает соответствовать большое изменение деформации. В данном исследовании функция $p = f((\varepsilon)_2)$ изменяется монотонно и в ней отсутствует характерный участок, на котором малому изменению давления соответствует большое изменение деформации. Таким образом, величину предельного давления газа следует определять по другой методике.

Как было сказано ранее, функция, представленная на рисунке 3.23, должна удовлетворять требованиям (3.81):

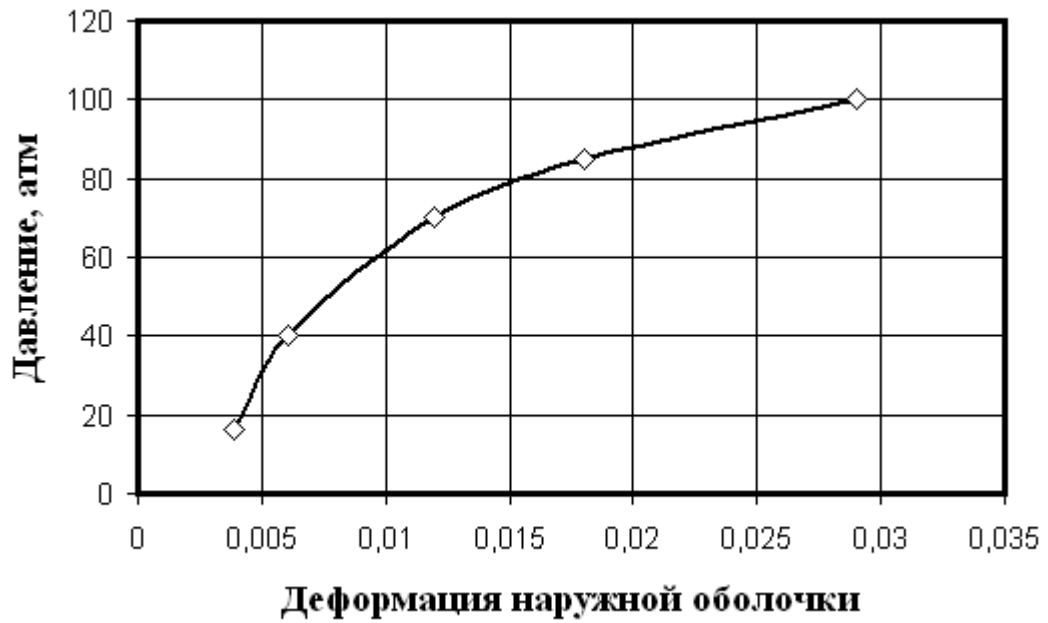


Рисунок 3.23 - Функциональная зависимость $p = f((\varepsilon)_2)$ для определения $p_{Гпрод}$.

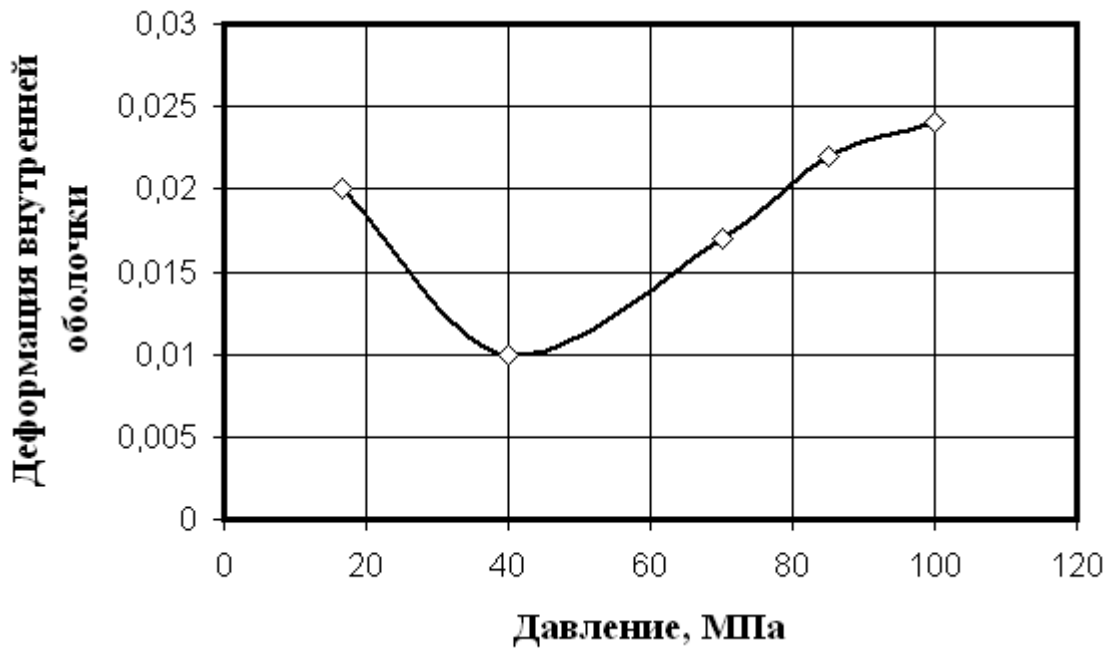


Рисунок 3.24 - Влияние внутреннего давления на максимальную деформацию внутренней оболочки.

$$(\sigma_{\circ})_1 < (\sigma_B)_1, (\sigma_{\circ})_2 < (\sigma_B)_2,$$

$$(\varepsilon)_1 < (\varepsilon_{\max})_1, (\varepsilon)_2 < (\varepsilon_{\max})_2.$$

Воспользовавшись этими условиями, найдем предельное давление $p_{Гпрод}$.

Рассмотрим результаты расчетов эквивалентных напряжений и полных деформаций внутренней оболочки. Так как несущая способность конструкции определяется наружной оболочкой, то для внутренней оболочки требуется только выполнение условий (3.81).

На рисунке 3.24 показано влияние давления в камере на максимальную полную деформацию внутренней оболочки. Сначала максимальная деформация в оболочке находится в месте около форсуночного блока, а, начиная с давления $p = 4,0 \text{ МПа}$, сосредотачивается в середине оболочки. Это объясняется перераспределением жесткости конструкции, которое оказывает влияние на функцию $(\varepsilon_{\Pi})_1 = f(p_k)$.

На рисунке 3.25 изображена функциональная зависимость между полной максимальной деформацией и эквивалентных напряжений, возникающих во внутренней оболочке. В соответствии с исходными данными, для материала БрХ-08, из которого изготовлена внутренняя оболочка, предельными характеристиками прочности являются: предел прочности $(\sigma_B)_1 = 102 \text{ МПа}$ и относительная деформация $(\varepsilon_{\max})_1 = 0,03$ при соответствующей температуре. Учитывая запас прочности $n_B = (1,3...1,5)$, получим допустимое значение эквивалентных напряжений $(\sigma_{\circ\max})_1 = (\sigma_B)_1 / n_B = 78,5 \text{ МПа}$, где выбрано $n_B = 1,3$. Вычисленные максимальные напряжения удовлетворяют условию $(\sigma_{\circ})_1 < (\sigma_B)_1$. Из графика, представленного на рисунке 3.25, по допустимому значению эквивалентных напряжений $(\sigma_{\circ\max})_1 = 78,5 \text{ МПа}$, находим $(\varepsilon_{\text{дон}})_1 = 0,02$. Эта величина удовлетворяет условию $(\varepsilon)_1 < (\varepsilon_{\max})_1$.



Рисунок 3.25 - Влияние максимальной деформации на эквивалентные напряжения внутренней оболочки.



Рисунок 3.26 - Влияние максимальной деформации на эквивалентные напряжения в наружной оболочке.

Наибольшие значения деформаций и эквивалентных напряжений в наружной оболочке наблюдается в средней части. На рисунке 3.26 показана функциональная зависимость между ними.

В соответствии с исходными данными, для материала 18X18H9T, из которого изготовлена наружная оболочка, предельными характеристиками прочности являются: предел прочности $(\sigma_{\epsilon})_2 = 342 \text{ МПа}$ (соответствует условию $(\sigma_{\epsilon})_2 < (\sigma_B)_2$) и относительная деформация $(\epsilon_{\max})_2 = 0,025$ (соответствует условию $(\epsilon)_2 < (\epsilon_{\max})_2$) при соответствующей температуре. Учитывая запас прочности $n_{\epsilon} = (1,3 \dots 1,5)$, получим допустимое значение эквивалентных напряжений $(\sigma_{\epsilon_{\max}})_2 = (\sigma_{\epsilon})_2 / n_{\epsilon} = 263,1 \text{ МПа}$, где выбрано $n_{\epsilon} = 1,3$. Из графика, представленного на рисунке 3.26, находим $(\epsilon_{\text{дон}})_2 = 0,0063$.

Воспользуемся функциональной зависимостью 3.23. Зная, что $(\epsilon_{\text{дон}})_2 = 0,0063$, находим $p_{\text{Гпрод}} = 4,1 \text{ МПа}$. Запас по несущей способности

$$n = \frac{p_{\text{Гпрод}}}{p_{\kappa}} = \frac{4,1}{1,65} = 2,48. \quad (3.82)$$

Условие прочности соблюдается, т.к. вычисленный запас по несущей способности превышает установленную величину - $n = (1,3 \dots 1,5)$.

3.2.2 Общая объемная несущая способность первого варианта конструкции жаровой трубы

Методика общей объемной несущей способности реализована при расчете первого варианта конструкции жаровой трубы. Эта конструкция была показана на рис. 2.15.

3.2.2а Исходные данные

Внутренняя оболочка имеет: внутренний диаметр - $\text{Ø}240 \text{ мм}$ и толщину - 8 мм . Наружный диаметр наружной оболочки - $\text{Ø}288 \text{ мм}$ и ее толщина - 6 мм .

На оболочки действуют давления:

- а) Давление газа $(p_1)_1 = 50 \text{ бар}$ на внутреннюю поверхность внутренней оболочки, давление $p_{\text{жс}} = 5 \text{ бар}$ охлаждающей воды в рубашке охлаждения.

- b) Давление $(p_1)_1 = 100 \text{ бар}$ газа на внутреннюю поверхность внутренней оболочки, давление $p_{жс} = 25 \text{ бар}$ охлаждающей воды в рубашке охлаждения.
- с) Давление $(p_1)_1 = 150 \text{ бар}$ газа на внутреннюю поверхность внутренней оболочки, давление $p_{жс} = 50 \text{ бар}$ охлаждающей воды в рубашке охлаждения.

Таким образом, в отличие от предыдущего расчета камеры в данной задаче давление газа в камере превышает давление в жидкости межрубашечном тракте. Это вносит свое влияние на распределение полей напряжений, перемещений и деформаций, а также оказывает значительное влияние на результат расчета общей несущей способности камеры.

Минимальный коэффициент запаса по пределу прочности - $n_g = 1.5$.

Максимальная температура стенок проточного тракта рубашки охлаждения жаровой трубы выбирается из условия недопустимости кипения воды. Тогда температура T_s насыщенных паров воды для расчетных случаев [94]: при $p_{жс} = 5 \text{ бар}$ - $T_s = 152^\circ \text{C}$; при $p_{жс} = 25 \text{ бар}$ - $T_s = 224^\circ \text{C}$; при $p_{жс} = 50 \text{ бар}$ - $T_s = 264^\circ \text{C}$.

По рекомендации, представленной в работе [7], температура $(T_2)_1$ огневой стенки со стороны охладителя составляет величину

$$(T_2)_1 = T_s + (100...150), ^\circ \text{C} . \quad (3.83)$$

Чем больше градиент температуры по толщине внутренней оболочки, тем больше величины температурных напряжений. Поэтому выбрано, что

$$(T_2)_1 = T_s + 100, ^\circ \text{C} . \quad (3.84)$$

Следовательно, выбираем следующие величины температур внутренней оболочки со стороны охладителя: при $p_{жс} = 5 \text{ бар}$ - $(T_2)_1 = 252^\circ \text{C}$; при $p_{жс} = 25 \text{ бар}$ - $(T_2)_1 = 324^\circ \text{C}$; при $p_{жс} = 50 \text{ бар}$ - $(T_2)_1 = 364^\circ \text{C}$.

Температуру $(T_1)_2$ наружной оболочки со стороны охладителя принимаем равной температуре T_s , т.е.: при $p_{жс} = 5 \text{ бар}$ - $(T_1)_2 = 152^\circ \text{C}$; при $p_{жс} = 25 \text{ бар}$ - $(T_1)_2 = 224^\circ \text{C}$; при $p_{жс} = 50 \text{ бар}$ - $(T_1)_2 = 264^\circ \text{C}$.

Выбираем температуру наружной оболочки со стороны наружной поверхности - $(T_2)_2 = 50^\circ C$.

Диапазон варьируемой температуры внутренней оболочки со стороны газа - $(T_1)_1 = (300...1000)^\circ C$. Верхний предел этого диапазона выбран по рекомендациям [7].

Считается, что все элементы конструкции сделаны из стали 12Х18Н9Т. В связи с тем, что решается задача в упруго-пластической области с учетом температуры, то в компьютерной системе учитываются функции: $\sigma_\epsilon = f(T)$, $E = f(T)$, $\alpha = f(T)$, $c_p = f(T)$ и $\sigma_\epsilon = f(\epsilon)$ при фиксированных значениях T , σ_T , где σ_ϵ - предел прочности материала, E - модуль упругости материала, α - коэффициент линейного термического расширения, c_p - удельная теплоемкость материала, ϵ - относительная деформация, σ_T - предел текучести материала.

В таблицах 3.3 – 3.12 представлены механические свойства стали 12Х18Н9Т.

Таблица 3.3 – Механические свойства стали 12Х18Н9Т

$T, ^\circ C$	20	100	200	300	400	500	600	700	800
$\sigma_\epsilon, МПа$	634	547	507	491	485	484	442	354	214
$\sigma_T, МПа$	262	248	211	191	201	161	152	151	127
$E \cdot 10^{-5}, МПа$	2	1,99	1,96	1,9	1,84	1,7	1,34	0,78	-
$\lambda, ккал/м \cdot час \cdot ^\circ C$	-	19,1	19,4	19,7	20,1	20,8	21,6	22,5	23,8

Таблица 3.4 – Физические свойства коэффициента линейного расширения

Интервал $T, ^\circ C$	0...100	100...200	200...300	300...400	400...500	600...700	700...800
$\alpha \cdot 10^5, 1/^\circ C$	1,6	1,595	1,732	1,874	2,024	2,22	2,559

Таблица 3.5 – Влияние интенсивности деформации ε_i на интенсивность напряжения σ_i при $\sigma_T = 222,5 \text{ МПа}$, $T = 20^\circ \text{C}$, $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$

ε_i	0,0015	0,002	0,0025	0,003	0,005	0,01	0,015	0,02	0,025
σ_i , МПа	219	233,5	241	246	255	277	298,5	321	342

Таблица 3.6 – Влияние интенсивности деформации ε_i на интенсивность напряжения σ_i при $\sigma_T = 210 \text{ МПа}$, $T = 100^\circ \text{C}$, $E = 1,99 \cdot 10^5 \text{ МПа}$

ε_i	0,0015	0,002	0,0025	0,003	0,005	0,01	0,015	0,02	0,025
σ_i , МПа	219	233,5	241	246	255	277	298,5	321	342

Таблица 3.7 – Влияние интенсивности деформации ε_i на интенсивность напряжения σ_i при $\sigma_T = 175 \text{ МПа}$, $T = 200^\circ \text{C}$, $E = 1,96 \cdot 10^5 \text{ МПа}$

ε_i	0,0015	0,002	0,0025	0,003	0,005	0,01	0,015	0,02	0,025
σ_i , МПа	187,5	197,5	203,5	206	215	237,5	257,5	277,5	300

Таблица 3.8 – Влияние интенсивности деформации ε_i на интенсивность напряжения σ_i при $\sigma_T = 150 \text{ МПа}$, $T = 300^\circ \text{C}$, $E = 1,9 \cdot 10^5 \text{ МПа}$

ε_i	0,0015	0,002	0,0025	0,003	0,0035	0,005	0,01	0,015	0,02	0,025
σ_i , МПа	172	182,5	190	196	198,5	205	225	245	267,5	288,5

Таблица 3.9 – Влияние интенсивности деформации ε_i на интенсивность напряжения σ_i при $\sigma_T = 150 \text{ МПа}$, $T = 400^\circ \text{C}$, $E = 1,84 \cdot 10^5 \text{ МПа}$

ε_i	0,0015	0,002	0,0025	0,003	0,0035	0,004	0,005	0,01	0,015	0,02	0,025
σ_i , МПа	172	180	185	188,5	192,5	195	199	217,5	237,5	252,5	270

Таблица 3.10 – Влияние интенсивности деформации ε_i на интенсивность напряжения σ_i при $\sigma_T = 122,5 \text{ МПа}$, $T = 500^\circ \text{C}$, $E = 1,7 \cdot 10^5 \text{ МПа}$

ε_i	0,0015	0,002	0,0025	0,003	0,0035	0,004	0,0075	0,01	0,015	0,02	0,025
σ_i , МПа	141	150	156,5	160	162,5	165	178,5	187,5	207	225	245

Таблица 3.11 – Влияние интенсивности деформации ε_i на интенсивность напряжения σ_i при $\sigma_T = 95 \text{ МПа}$, $T = 600^\circ \text{C}$, $E = 1,34 \cdot 10^5 \text{ МПа}$

ε_i	0,0015	0,002	0,0025	0,003	0,0035	0,004	0,0075	0,01	0,015	0,02	0,025
σ_i , МПа	125	135	142,5	147,5	150	152,5	166	175	195	212,5	231,2

Таблица 3.12 – Влияние интенсивности деформации ε_i на интенсивность напряжения σ_i при $\sigma_T = 105 \text{ МПа}$, $T = 700^\circ \text{C}$, $E = 0,78 \cdot 10^5 \text{ МПа}$

ε_i	0,0015	0,002	0,0025	0,003	0,0035	0,004	0,0075	0,01	0,015	0,02	0,025
σ_i , МПа	117	127	134	138,5	142	144	156	162,5	180	197,5	217,2

Задаем предельной допустимой величиной деформации - $\varepsilon = 0.025$, в соответствии с таблицами 3.5 – 3.12.

3.2.2б Расчетная схема

Расчетная конструктивная схема жаровой трубы показана на рисунке 3.27.

Рассматривается 1/5 часть конструкции, так как задача симметричная. Исследование пятой части конструкции дает возможность уменьшить требуемую оперативную память компьютера и снизить время расчета, не снижая точность результата.

В исходной конструктивной схеме связь между оболочками осуществляется намотанной по спирали проволокой круглого сечения, имеющей диаметр $\varnothing 10 \text{ мм}$. В этом случае контакт проволоки с оболочками происходит по спиральным линиям.

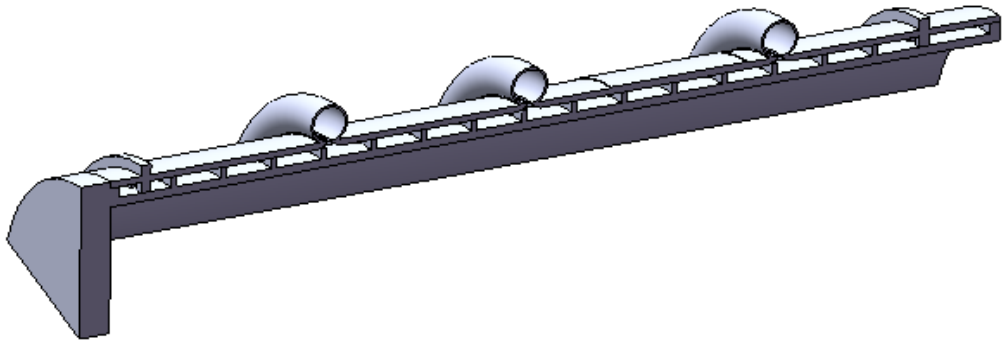


Рисунок 3.27 – Расчетная геометрическая схема первого варианта конструкции жаровой трубы



Рисунок 3.28 – Конечноэлементная модель конструктивной схемы первого варианта конструкции жаровой трубы

В методе конечных элементов необходим контакт по некоторой поверхности. Поэтому в расчетной схеме вместо проволоки выбрано эквивалентное спиральное ребро, имеющее прямоугольное поперечное сечение - $10 \times 5 \text{ мм}$.

Днище имеет толщину 30 мм и моделирует форсуночный блок. Применение этого элемента позволяет моделировать передачу изгибающего момента и растягивающих усилий от действия внутреннего давления.

Расчеты проводились на компьютере, имеющем характеристики: память – $510 \text{ MB} / 2047 \text{ MB}$. Операционная система – Windows XP Service Pack 1, CAD версия – SolidWorks 2007 SPO, частота процессора – $1498 (599) \text{ MHz}$. При определении характеристик напряженно-деформированного состояния конструктивной схемы жаровой трубы: время расчета – 37 мин .

Количество конечных элементов – 56470 , число узлов – 105467 , порядок системы уравнений – 316401 , минимальный размер грани объемного конечного элемента – 0.5 мм .

Разбиение расчетной геометрической модели на объемные конечные элементы показано на рисунке 3.28.

Расчеты проводились в компьютерной системе COSMOSWorks [31, 32].

В подобных исследованиях ошибка определения перемещения составляет величину – до 3% . Ошибка при расчете напряжений - $(15...25)\%$, [47].

3.2.2в Несущая способность жаровой трубы

Проведены расчеты напряженно-деформированного состояния жаровой трубы на режиме гидроопрессовки и на рабочих режимах. Задавались граничные условия по перемещению и давлению. В местах выреза конструкции выполнялись условия «Симметрии», т.е. ограничение перемещений, перпендикулярных сечениям. Аналогичные условия задавались на торцах конструкции.

Расчеты показали, что перемещения наружной оболочки меньше перемещений внутренней оболочки. Это говорит о том, что внутренняя оболочка передает усилие от внутреннего давления на наружную оболочку. Следовательно,

наружная оболочка является «силовой», т.е. именно она воспринимает основную нагрузку.

Анализ результатов расчетов в упругой области поведения материала показал, что даже при температуре 400°C на внутренней поверхности внутренней оболочки не выполняются условия прочности. Это объясняется большими величинами деформаций. Свободному расширению этой оболочки препятствует наружная оболочка. Появляются недопустимо большие напряжения сжатия во внутренней оболочке.

Решение задачи прочности жаровой трубы в упруго-пластической области поведения конструкционного материала соответствует реальному поведению конструкции, нагруженной температурными градиентами и механическими нагрузками.

Проведены упруго-пластические расчеты жаровой трубы.

В расчетах на граничных поверхностях выбираются следующие температуры:

- a) На внутренней поверхности внутренней оболочки $(T_1)_1 = (400...950)^{\circ}\text{C}$.
- b) На наружной поверхности внутренней оболочки $(T_2)_1 = (252...364)^{\circ}\text{C}$.
- c) На внутренней поверхности наружной оболочки $(T_1)_2 = (152...264)^{\circ}\text{C}$.
- d) На наружной поверхности наружной оболочки $(T_2)_2 = 50^{\circ}\text{C}$.

Механические нагрузки:

- a) Давление на внутренней поверхности внутренней оболочки $(p_1)_1 = 50\text{бар}$,
давление охлаждающей воды в рубашке охлаждения $p_{\text{ж}} = 5\text{бар}$.
- b) Давление на внутренней поверхности внутренней оболочки $(p_1)_1 = 100\text{бар}$,
давление охлаждающей воды в рубашке охлаждения $p_{\text{ж}} = 25\text{бар}$.
- c) Давление на внутренней поверхности внутренней оболочки $(p_1)_1 = 150\text{бар}$,
давление охлаждающей воды в рубашке охлаждения $p_{\text{ж}} = 50\text{бар}$.

Упруго-пластические вычисления выполнялись для трех вариантов:

1. $(p_1)_1 = 50 \text{ бар}$, $p_{\text{жс}} = 5 \text{ бар}$, $(T_1)_1 = (400 \dots 950)^\circ \text{C}$, $(T_2)_1 = 252^\circ \text{C}$, $(T_1)_2 = 152^\circ \text{C}$,
 $(T_2)_2 = 50^\circ \text{C}$;
2. $(p_1)_1 = 100 \text{ бар}$, $p_{\text{жс}} = 25 \text{ бар}$, $(T_1)_1 = (400 \dots 950)^\circ \text{C}$, $(T_2)_1 = 324^\circ \text{C}$, $(T_1)_2 = 224^\circ \text{C}$,
 $(T_2)_2 = 50^\circ \text{C}$;
3. $(p_1)_1 = 150 \text{ бар}$, $p_{\text{жс}} = 50 \text{ бар}$, $(T_1)_1 = (400 \dots 950)^\circ \text{C}$, $(T_2)_1 = 364^\circ \text{C}$, $(T_1)_2 = 264^\circ \text{C}$,
 $(T_2)_2 = 50^\circ \text{C}$;

На рисунке 3.29 показаны результаты вычислений напряжений. Качественная картина распределения напряжений и деформаций представлена на примере первого варианта расчета. Исходными данными являются: $(p_1)_1 = 50 \text{ бар}$, $p_{\text{жс}} = 5 \text{ бар}$, $(T_1)_1 = 600^\circ \text{C}$, $(T_2)_1 = 252^\circ \text{C}$, $(T_1)_2 = 152^\circ \text{C}$, $(T_2)_2 = 50^\circ \text{C}$.

На внутренней поверхности внутренней оболочки наблюдается наибольшее напряжение $(\sigma_{\text{с1}})_1 = 229 \text{ МПа}$, которое превышает предел текучести $\sigma_T(426^\circ \text{C}) = 150 \text{ МПа}$. Величина предела прочности $\sigma_{\text{с}}(426^\circ \text{C}) = 270 \text{ МПа}$, где $\sigma_{\text{с}}$ находится при средней температуре оболочки. Следовательно, запас по пределу прочности - $n_{\text{с}} = 1,18$.

На внутренней поверхности наружной оболочки присутствуют наибольшие эквивалентные напряжения $(\sigma_{\text{с1}})_2 = 235,1 \text{ МПа}$. Они превышает предел текучести $\sigma_T(101^\circ \text{C}) = 210 \text{ МПа}$. Учитывая, что в этом месте $\sigma_{\text{с}}(101^\circ \text{C}) = 342 \text{ МПа}$, то запас по пределу прочности - $n_{\text{с}} = 1,45$.

На рисунке 3.30 представлены распределение перемещения на поверхностях оболочек. Наибольшее перемещение $(\delta_1)_1 = 5,075 \cdot 10^{-4} \text{ м}$ наблюдается на внутренней поверхности внутренней оболочки. Оно соизмеримо с максимальным перемещением $(\delta_2)_1 = 4,846 \cdot 10^{-4}$ на наружной поверхности внутренней оболочки.

Результаты расчетов напряженно-деформированного состояния жаровой трубы показаны на рисунках 3.31 - 3.36. Предельными величинами являлись: запас по пределу прочности $(n_{\text{с}})_{\text{II}} = 1,5$; предельная деформация - $\varepsilon_{\text{II}} = 2,5 \cdot 10^{-2}$.

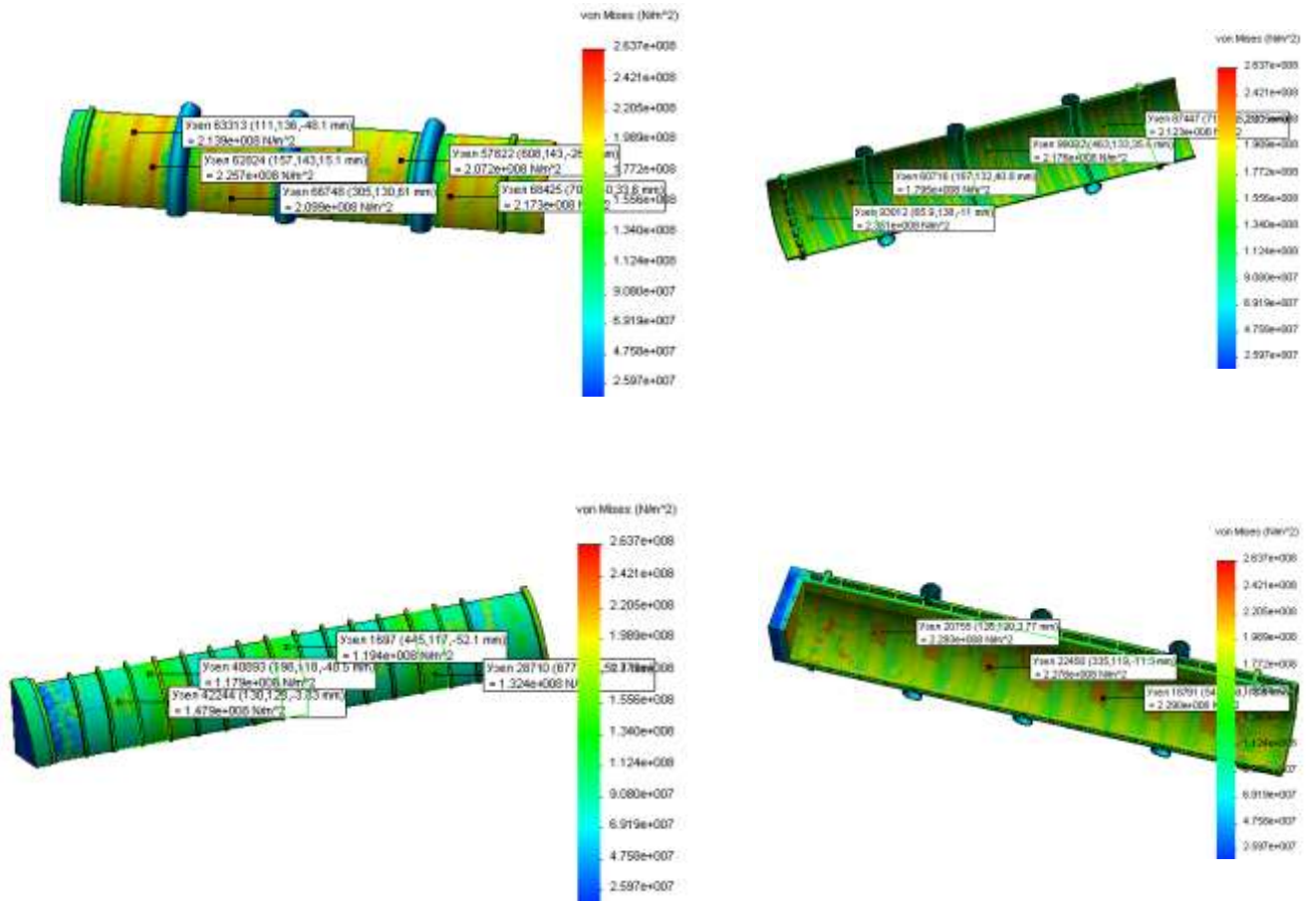


Рисунок 3.29 – Распределение эквивалентных напряжений в оболочках камеры

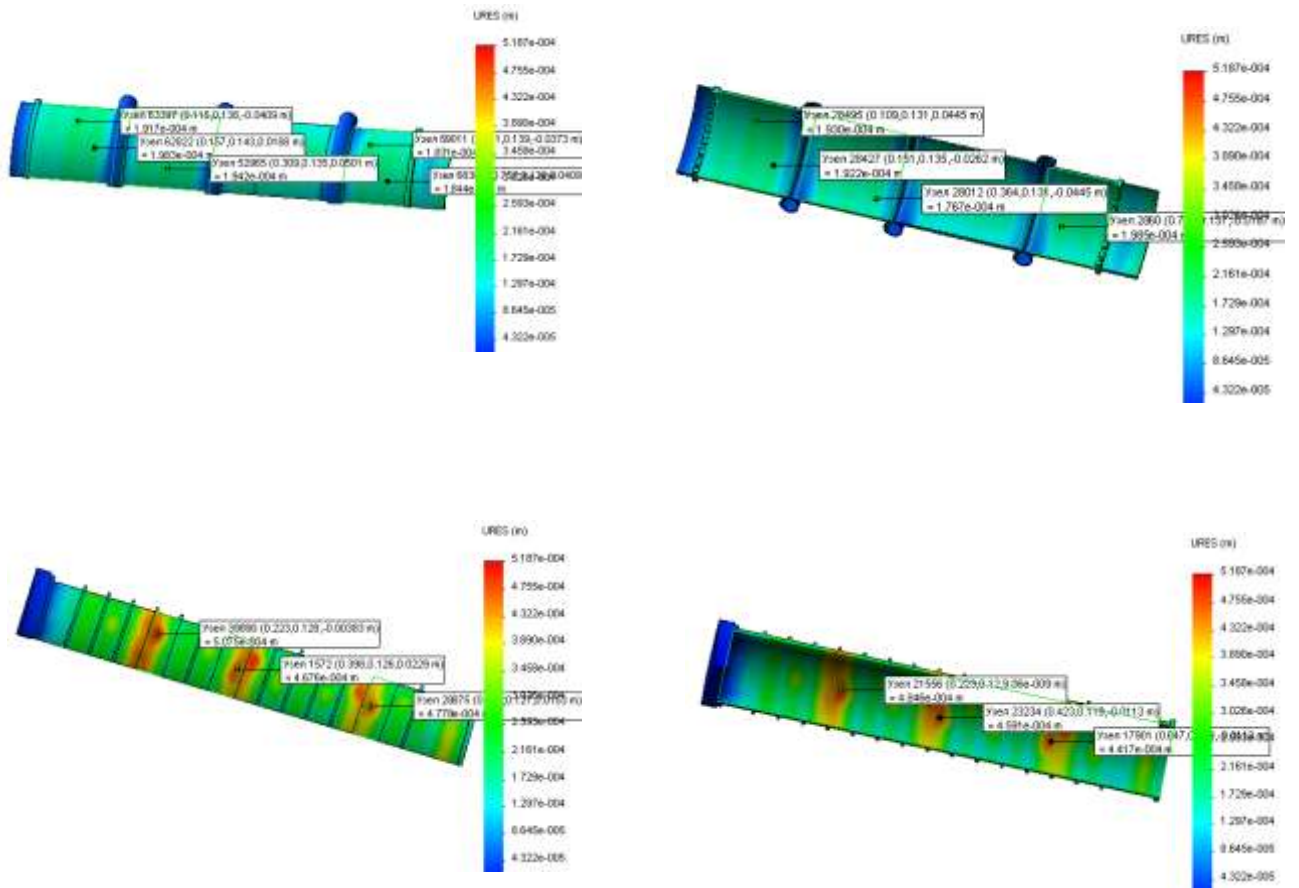
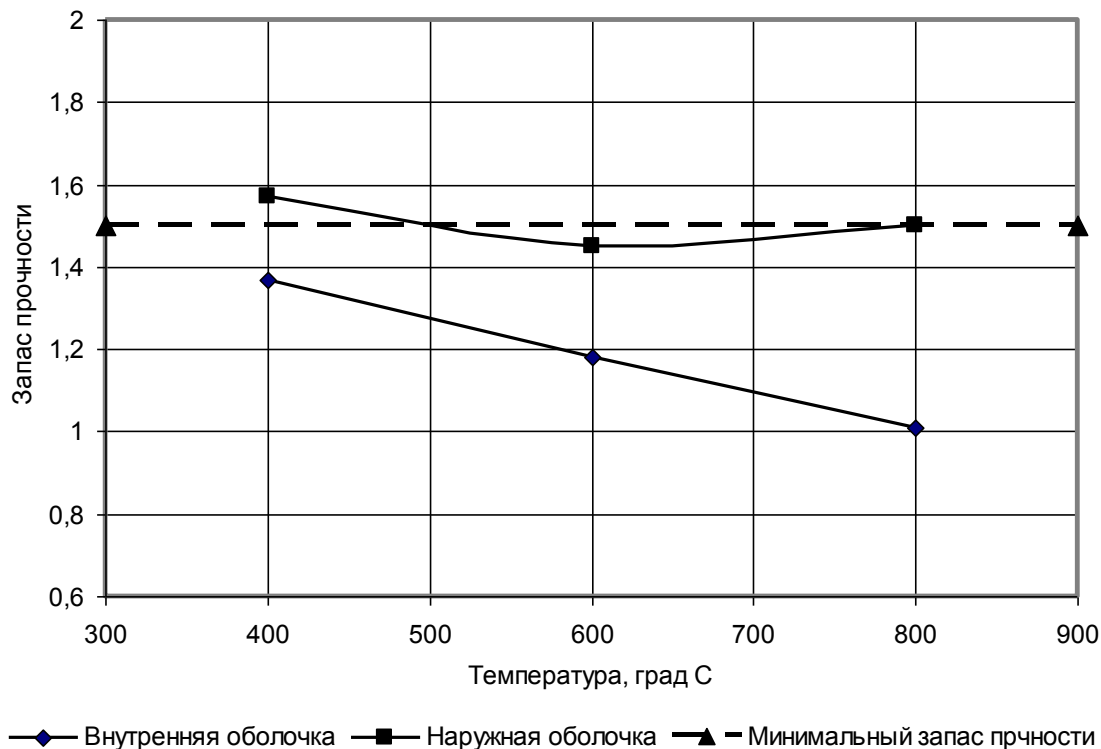
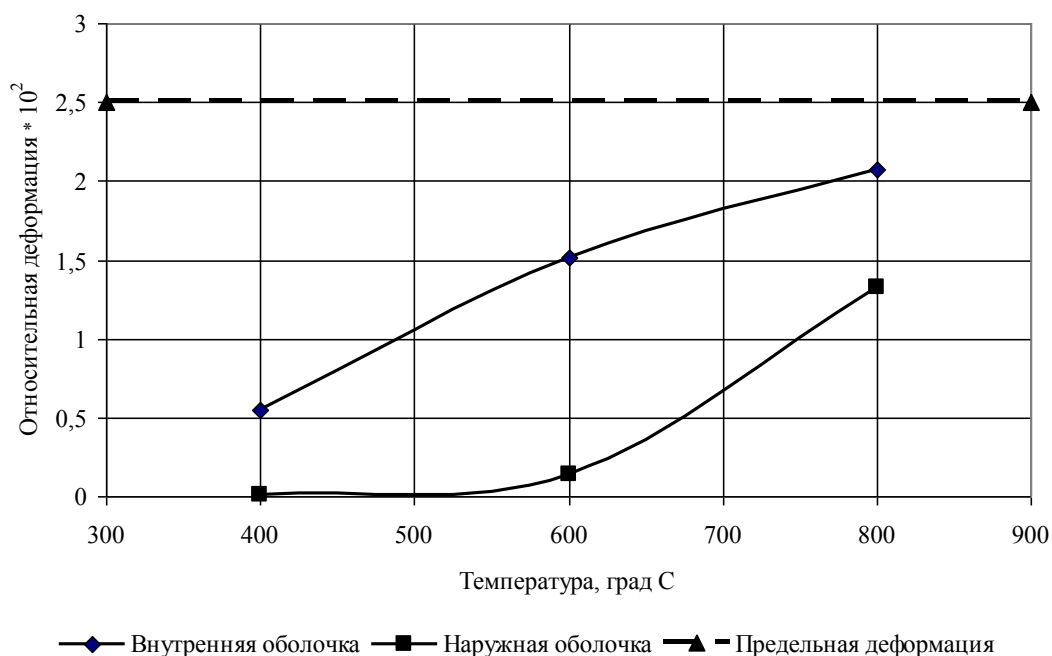


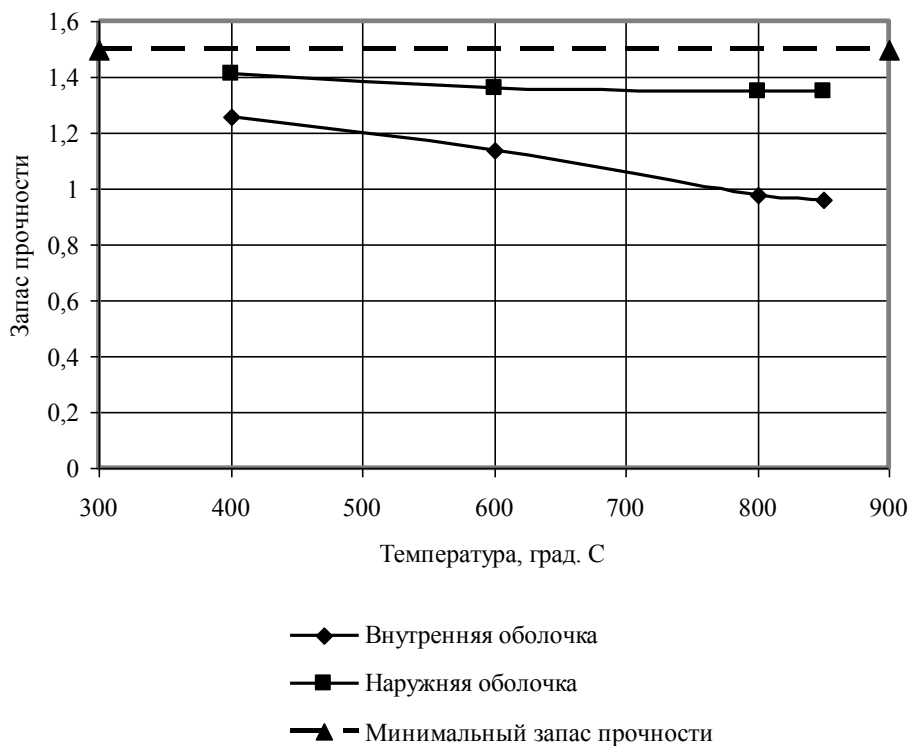
Рисунок 3.30 – Распределение перемещений в оболочках камеры



$(p_1)_1 = 50 \text{ бар}$, $p_{жс} = 5 \text{ бар}$, $(T_1)_1 = (400 \dots 800)^\circ \text{C}$, $(T_2)_1 = 252^\circ \text{C}$, $(T_1)_2 = 152^\circ \text{C}$, $(T_2)_2 = 50^\circ \text{C}$
 Рисунок 3.31 – Влияние температуры внутренней поверхности внутренней оболочки на минимальные запасы по пределу прочности оболочек

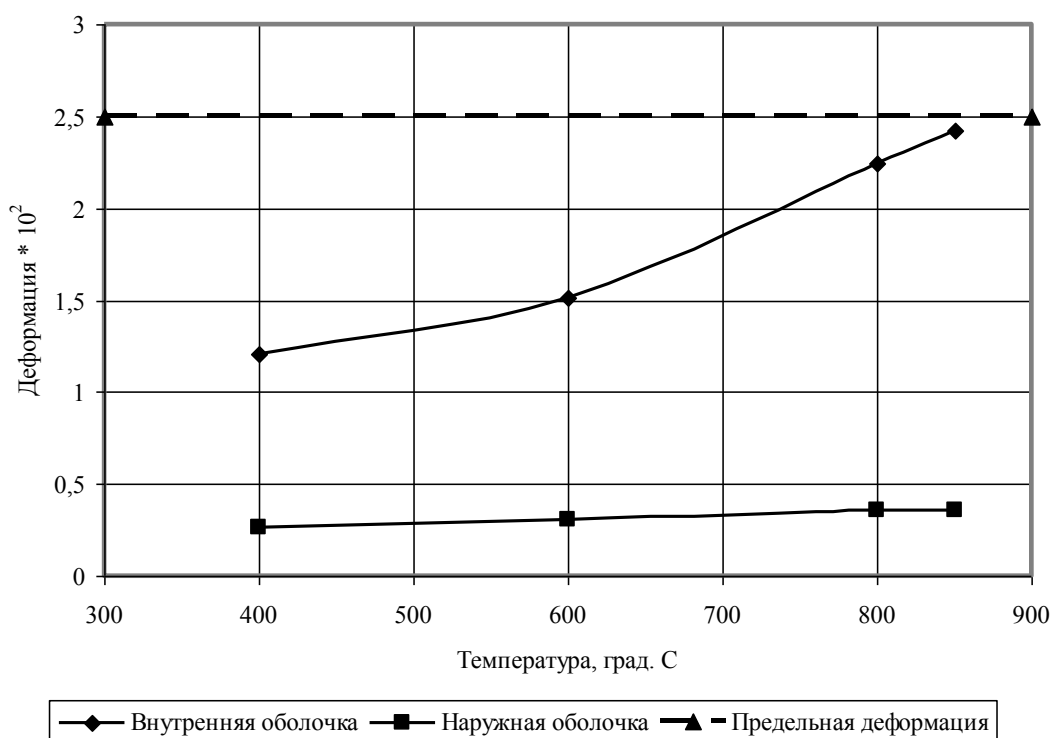


$(p_1)_1 = 50 \text{ бар}$, $p_{жс} = 5 \text{ бар}$, $(T_1)_1 = (400 \dots 800)^\circ \text{C}$, $(T_2)_1 = 252^\circ \text{C}$, $(T_1)_2 = 152^\circ \text{C}$, $(T_2)_2 = 50^\circ \text{C}$
 Рисунок 3.32 – Влияние температуры внутренней поверхности внутренней оболочки на максимальную относительную деформацию оболочек



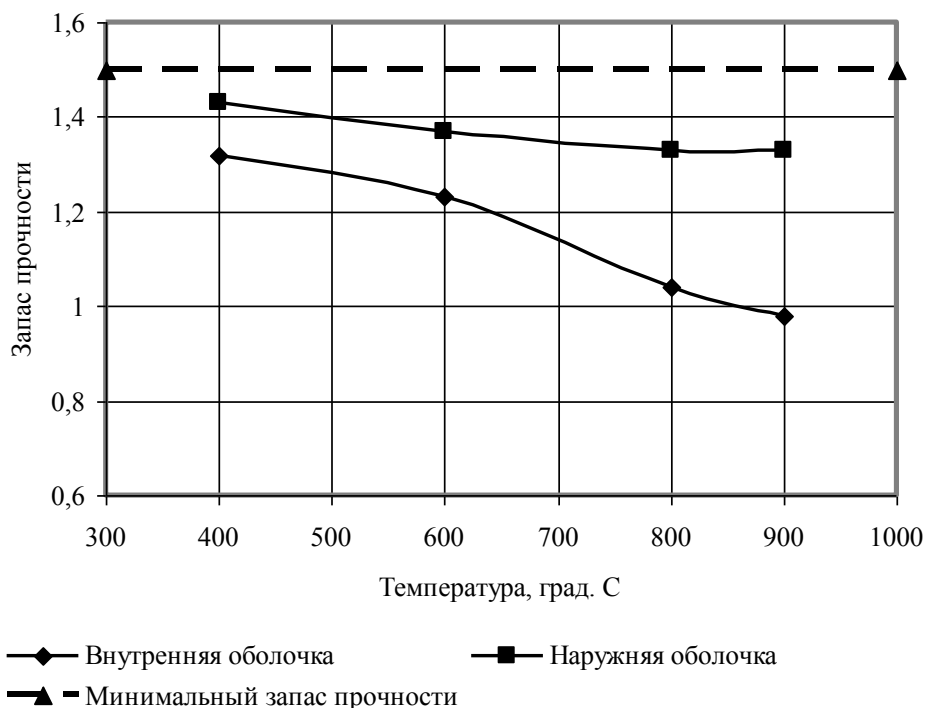
$(p_1)_1 = 100 \text{ бар}$, $p_{жс} = 25 \text{ бар}$, $(T_1)_1 = (400 \dots 950)^\circ \text{C}$, $(T_2)_1 = 324^\circ \text{C}$, $(T_1)_2 = 224^\circ \text{C}$, $(T_2)_2 = 50^\circ \text{C}$

Рисунок 3.33 – Влияние температуры внутренней поверхности внутренней оболочки на минимальные запасы по пределу прочности оболочек



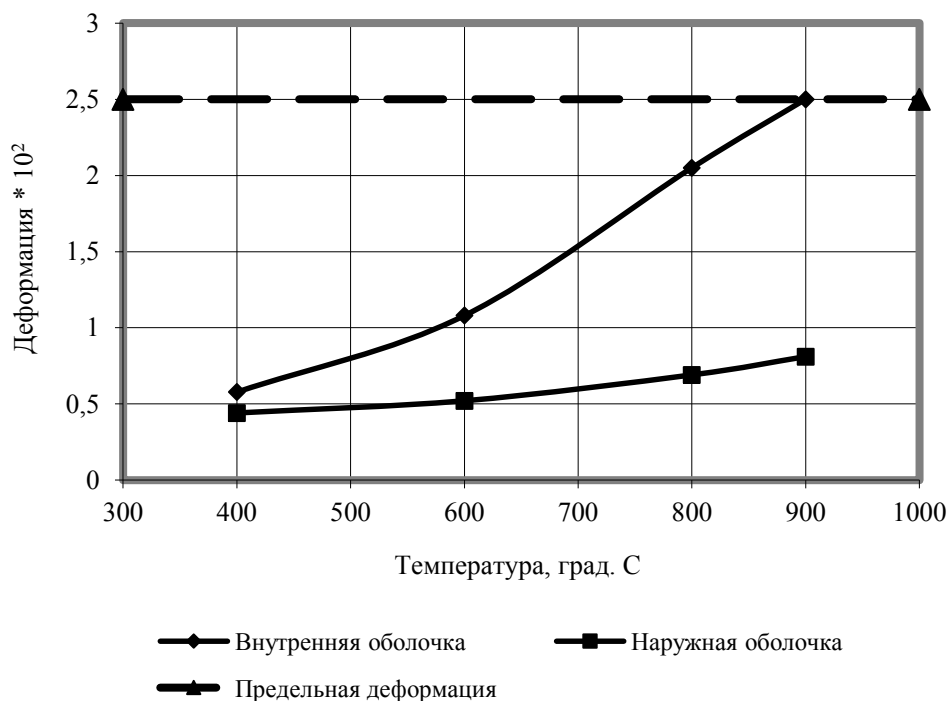
$(p_1)_1 = 100 \text{ бар}$, $p_{жс} = 25 \text{ бар}$, $(T_1)_1 = (400 \dots 950)^\circ \text{C}$, $(T_2)_1 = 324^\circ \text{C}$, $(T_1)_2 = 224^\circ \text{C}$, $(T_2)_2 = 50^\circ \text{C}$

Рисунок 3.34 – Влияние температуры внутренней поверхности внутренней оболочки на максимальную относительную деформацию оболочек



$(p_1)_1 = 150 \text{ бар}$, $p_{жс} = 50 \text{ бар}$, $(T_1)_1 = (400 \dots 950)^\circ \text{C}$, $(T_2)_1 = 364^\circ \text{C}$, $(T_1)_2 = 264^\circ \text{C}$, $(T_2)_2 = 50^\circ \text{C}$

Рисунок 3.35 – Влияние температуры внутренней поверхности внутренней оболочки на минимальные запасы по пределу прочности оболочек



$(p_1)_1 = 150 \text{ бар}$, $p_{жс} = 50 \text{ бар}$, $(T_1)_1 = (400 \dots 950)^\circ \text{C}$, $(T_2)_1 = 364^\circ \text{C}$, $(T_1)_2 = 264^\circ \text{C}$, $(T_2)_2 = 50^\circ \text{C}$

Рисунок 3.36 – Влияние температуры внутренней поверхности внутренней оболочки на максимальную относительную деформацию оболочек

Варьировалась температура внутренней поверхности внутренней оболочки. Получено, что в допустимой области деформаций эта температура имеет предельные значения: для варианта 1 - $(T_1)_1 = 800^\circ C$, для варианта 2 - $(T_1)_1 = 850^\circ C$, для варианта 3 - $(T_1)_1 = 900^\circ C$.

Расчеты проводились для трех вариантов, указанных ранее.

Практически во всем диапазоне изменения температуры $(T_1)_1$ запас прочности не превышает величину 1,5. Это требует улучшения условий охлаждения в межрубашечном тракте.

Другим конструктивным приемом является применение конструкционного материала, имеющего величину предела прочности $\sigma_s(900^\circ C) \approx 350 \text{ МПа}$ (стали ЭИ-827, ЭИ-828, ЭП-199, ЭП-487, ЖС-К).

Поведение функций, указанных на рис. 3.31 – 3.36 объясняется тем, что при малых величинах внутреннего давления в оболочках присутствуют сжимающие температурные напряжения, вызываемые большими деформациями. По мере роста внутреннего давления, которое создает растягивающие напряжения, суммарные напряжения в оболочках постепенно снижаются. Затем растягивающие напряжения становятся больше, чем сжимающие. Снова наблюдается рост суммарных напряжений.

Анализ напряженно-деформированного состояния конструкции при трех вариантах нагружения показал, что наиболее опасным является третий случай нагружения. Сравнение проводилось при предельных значениях температуры внутренней поверхности внутренней оболочки: $800^\circ C$ при первом случае нагружения, $850^\circ C$ при втором случае нагружения и $900^\circ C$ при третьем случае нагружения.

Второй и третий случаи нагружения вызывают примерно одинаковые эквивалентные напряжения. Однако, при третьем варианте нагружения наблюдается большая деформация.

Проведем расчет общей несущей способности конструкции для третьего варианта нагружения $p_{жс} = 50 \text{ бар}$, $(T_1)_1 = (400...950)^\circ C$, $(T_2)_1 = 364^\circ C$, $(T_1)_2 = 264^\circ C$,

$(T_2)_2 = 50^\circ C$ и сталей типа: ЭИ-827, ЭИ-828, ЭП-199, ЭП-487, ЖС-К. Так, сталь ЭИ-827 имеет значения предела прочности: $\sigma_g(157^\circ C) \approx 954 \text{ МПа}$, $\sigma_g(632^\circ C) \approx 622 \text{ МПа}$ и $\sigma_g(900^\circ C) \approx 350 \text{ МПа}$. Эти значения соответствуют средним температурам наружной и внутренней оболочек, а также предельной величине предела прочности на внутренней поверхности внутренней оболочки. Предельная допустимая величина деформации $\varepsilon_{пред} = 0.025$, Варьируется величина внутреннего давления $(p_1)_1 = (150...500) \text{ бар}$.

В соответствии с методом, представленным в разделе 2, эквивалентные напряжения и деформации в оболочках должны удовлетворять условиям (3.81): $(\sigma_g)_1 < (\sigma_B)_1$, $(\sigma_g)_2 < (\sigma_B)_2$, $(\varepsilon)_1 < (\varepsilon_{max})_1$, $(\varepsilon)_2 < (\varepsilon_{max})_2$. На рис. 3.37 представлены функциональные зависимости между наибольшими полными деформациями и максимальными эквивалентными напряжениями в оболочках генератора. Из рис. видно, что деформации наружной оболочки не превышают предельного значения $\varepsilon_{пред} = 0.025$. Допустимая область деформаций внутренней оболочки существует при $(\sigma_{g,max})_{1\text{дон}} \leq 365 \text{ МПа}$.

Предельное значение эквивалентных напряжений в оболочках определяется из соотношений $(\sigma_{g,max})_1 = (\sigma_B)_1 / n_B = 478,5 \text{ МПа}$, $(\sigma_{g,max})_2 = (\sigma_B)_2 / n_B = 733,8 \text{ МПа}$, где выбрано - $n_B = 1,3$. Из условия допустимых деформаций получено $(\sigma_{g,max})_{1\text{дон}} \leq 365 \text{ МПа}$, что меньше величины $(\sigma_{g,max})_1 = 478,5 \text{ МПа}$. Следовательно, при расчете предельного значения эквивалентных напряжений во внутренней оболочке следует учитывать не предел прочности, а величину напряжений, полученных из условия допустимых деформаций. Тогда выбираем $(\sigma_{g,max})_1 = (\sigma_{g,max})_{1\text{дон}} / n_B = 280,8 \text{ МПа}$.

Из графика, представленного на рисунке 3.37, можно найти величину предельной деформации наружной силовой оболочки, при которой удовлетворяются условия по внутренней оболочке: $(\sigma_g)_1 < (\sigma_B)_1$, $(\varepsilon)_1 < (\varepsilon_{max})_1$. Этим требованиям соответствует условие $(\varepsilon_{дон})_2 = 0,019$, полученное при $(\sigma_{g,max})_2 = (\sigma_{g,max})_1 = 280,8 \text{ МПа}$.

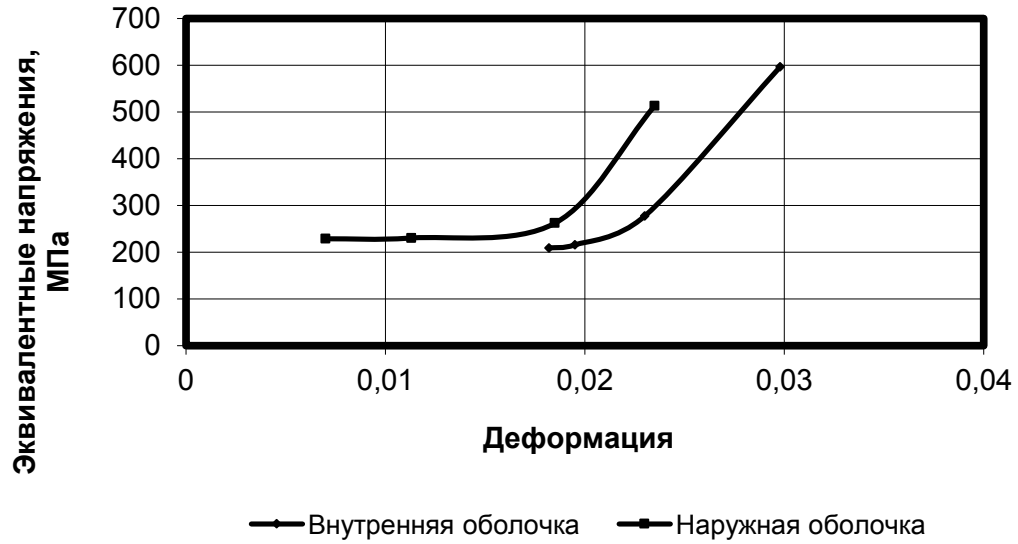


Рисунок 3.37 - Влияние максимальной деформации на наибольшие эквивалентные напряжения в оболочках.

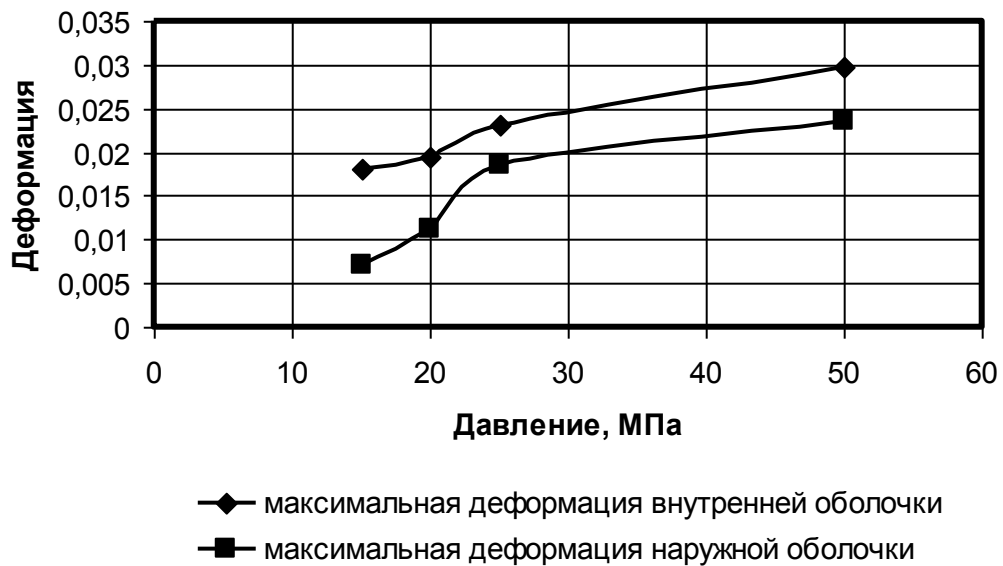


Рисунок 3.38 - Функциональная зависимость $\varepsilon = f(p)$ для определения $p_{Гпред}$.

Воспользуемся функциональной зависимостью, представленной на рисунке 3.38 и характеризующей влияние величины давления в камере на деформацию наружной оболочки. Зная, что $(\varepsilon_{\text{дон}})_2 = 0,019$, находим $p_{\text{Гпрод}} = 28 \text{ МПа}$. Запас по несущей способности

$$n = \frac{p_{\text{Гпрод}}}{p_{\text{к max}}} = \frac{28}{15} = 1,87. \quad (3.85)$$

Условие прочности соблюдается, т.к. вычисленный запас по несущей способности превышает установленную величину - $n = (1,3...1,5)$.

3.2.3 Общая объемная несущая способность второго варианта конструкции жаровой трубы

3.2.3а Исходные данные

Рассмотрим следующий вариант жаровой трубы. Конструкция генератора высокоэнтальпийных воздушных потоков, в состав которой входит жаровая труба, показана на рисунок 2.16. Ее конструкция представлена на рисунке 2.17. Внутренняя оболочка имеет внутренний диаметр - $\text{Ø}120 \text{ мм}$ и толщину - $2,5 \text{ мм}$. Наружный диаметр наружной оболочки - $\text{Ø}151 \text{ мм}$ и ее толщина - 10 мм . Толщина ребра - 3 мм , шаг ребра - 8 мм и ширина каналов для воды - 4 мм .

При расчете на прочность корпус рассчитывается отдельно от фланца. Это позволяет значительно сократить оперативную память компьютера и проводить более точные вычисления. Исходные данные соответствуют предыдущему расчету. Следует найти напряженно-деформированное состояние жаровой трубы при следующих нагрузках:

1. $(T_1)_1 = 955,8 \text{ К}$, $(T_2)_1 = 410,1 \text{ К}$, $(T_1)_2 = 352,3 \text{ К}$, $(T_2)_2 = 323 \text{ К}$, $p_{\text{к}} = 50 \text{ бар}$, $p_{\text{жс}} = 50 \text{ бар}$; где $(T_1)_1$ - температура на внутренней поверхности внутренней оболочки, $(T_2)_1$ - температура на наружной поверхности внутренней оболочки, $(T_1)_2$ - температура на внутренней поверхности наружной оболочки, $(T_2)_2$ - температура на наружной поверхности наружной

оболочки, p_k – давление газа в камере жаровой трубы, $p_{ж}$ – давление воды в охлаждающем тракте корпуса жаровой трубы.

2. $(T_1)_1 = 997,7 \text{ K}$, $(T_2)_1 = 487,7 \text{ K}$, $(T_1)_2 = 409,0 \text{ K}$, $(T_2)_2 = 323 \text{ K}$, $p_k = 50 \text{ бар}$,
 $p_{ж} = 50 \text{ бар}$.
3. $(T_1)_1 = 1181,0 \text{ K}$, $(T_2)_1 = 453,1 \text{ K}$, $(T_1)_2 = 377,8 \text{ K}$, $(T_2)_2 = 323 \text{ K}$, $p_k = 100 \text{ бар}$,
 $p_{ж} = 50 \text{ бар}$.
4. $(T_1)_1 = 1168,6 \text{ K}$, $(T_2)_1 = 423,8 \text{ K}$, $(T_1)_2 = 357,0 \text{ K}$, $(T_2)_2 = 323 \text{ K}$, $p_k = 100 \text{ бар}$,
 $p_{ж} = 50 \text{ бар}$.
5. $(T_1)_1 = 1309,3 \text{ K}$, $(T_2)_1 = 446,9 \text{ K}$, $(T_1)_2 = 370,1 \text{ K}$, $(T_2)_2 = 323 \text{ K}$, $p_k = 150 \text{ бар}$,
 $p_{ж} = 50 \text{ бар}$.
6. $(T_1)_1 = 1176,1 \text{ K}$, $(T_2)_1 = 457,3 \text{ K}$, $(T_1)_2 = 383,9 \text{ K}$, $(T_2)_2 = 323 \text{ K}$, $p_k = 150 \text{ бар}$,
 $p_{ж} = 50 \text{ бар}$.

Применяется материал ЭИ 868 (ВЖ 98) [93]. Этот материал способен длительно работать при температуре (1173...1273) К. Он работоспособен до температуры 1473 К. Сталь ЭИ 868 (ВЖ 98) имеет повышенную плотность 8880 кг/м³, однако это приемлемо, так как исследуется наземная установка.

Таблица 3.13 – Механические свойства материала ЭИ 868 (ВЖ 98)

Температура Т, К	Модуль упругости $E \cdot 10^{-5}$, МПа	Предел текучести σ_T , МПа	Предел прочности σ_B , МПа
293	2,18	300...350	750...900
773	1,98	-	650...720
873	1,92	-	600...650
973	1,84	250...280	510...560
1073	1,76	220...260	380...430
1173	1,66	100...140	180...250
1273	1,53	60...70	130...160
1373	1,42	-	80...90
1473	-	-	40...50

В связи с тем, что решается задача в упруго-пластической области с учетом температуры, то в компьютерной системе учитываются функции: $\sigma_B = f(T)$, $E =$

$f(T)$, $\alpha = f(T)$, $c_p = f(T)$, где α - коэффициент линейного термического расширения, c_p - удельная теплоемкость материала. Принято, что функция $\sigma = f(\varepsilon)$ линейная.

Минимальный коэффициент запаса по пределу прочности $n_B=1.5$, предельная допустимая величина деформации $\varepsilon = 0.025$.

3.2.3б Расчетная схема

Геометрические схемы корпуса жаровой трубы показана на рисунках 3.39, 3.40. Рассматривается 1/8 часть конструкции в окружном направлении и 1/2 часть конструкции в осевом направлении, так как задача симметричная. Исследование части конструкции дает возможность уменьшить требуемую оперативную память компьютера и снизить время расчета, не уменьшая точность результата.

При определении характеристик напряженно-деформированного состояния корпуса жаровой трубы: количество конечных элементов 23402, число узлов 38401, минимальный размер грани объемного конечного элемента 3.0мм. При определении характеристик напряженно-деформированного состояния фланца жаровой трубы: количество конечных элементов 8109, число узлов 13301, минимальный размер грани объемного конечного элемента 5.2 мм.

Расчеты проводились в компьютерной системе COSMOSWorks [31]. В подобных исследованиях ошибка определения перемещения составляет величину 3%. Ошибка при расчете напряжений (15...25)%.

Проведены упруго-пластические расчеты корпуса жаровой трубы в соответствии с вариантами исходных данных, представленных выше. Учитывалось влияние температуры на характеристики: σ_B , E , α и c_p . Задавались граничные условия по перемещению и давлению. В местах выреза конструкции задаются условия «Симметрия», т.е. ограничение перемещений, перпендикулярных сечениям. Аналогичные условия задаются на торцах конструкции.

3.2.3в Несущая способность жаровой трубы

В соответствии с методом расчета общей несущей способности взаимосвязанных двухслойных оболочек и исходными данными проведены расчеты рассматриваемой конструкции жаровой трубы.

Получено, что наибольшие значения эквивалентных напряжений и перемещений в оболочках наблюдаются на наружной поверхности наружной оболочки.

На рисунках 3.41, 3.42 показаны распределение эквивалентных напряжений и деформаций при действии на корпус жаровой трубы системы нагрузок, соответствующих варианту 1. Наибольшие напряжения и деформации присутствуют на наружной и внутренней поверхностях жаровой трубы (рисунок 3.41). Пределы прочности материала оболочек: для наружной оболочки $\sigma_e(338K) = 750 \text{ МПа}$, для внутренней оболочки $\sigma_e(683K) = 670 \text{ МПа}$. Наибольшие эквивалентные напряжения присутствуют на наружной поверхности наружной оболочки в местах концентрации напряжений. Они имеют величину $(\sigma_{e2})_2 = (394,9...428,6) \text{ МПа}$. В этих местах минимальный коэффициент запаса по пределу прочности $n_e = (1,9...1,75)$. Эквивалентные напряжения на внутренней поверхности корпуса не превышают величины $(\sigma_{e1})_1 = 264,6 \text{ МПа}$, что соответствует запасу прочности $n_e = 2,53$.

Наибольшие относительные деформации $(\varepsilon_2)_2 = 0,042$ сосредоточены на наружной поверхности наружной оболочки в местах концентрации напряжений. Эта величина превышает выбранное допустимое значение $\varepsilon_{II} = 0,025$. Рекомендуется для снижения величины относительной деформации до приемлемого уровня, сделать фаску в опасном месте.

Похожие распределения эквивалентных напряжений и относительных деформаций наблюдаются при 2 – 6 вариантах нагружения.

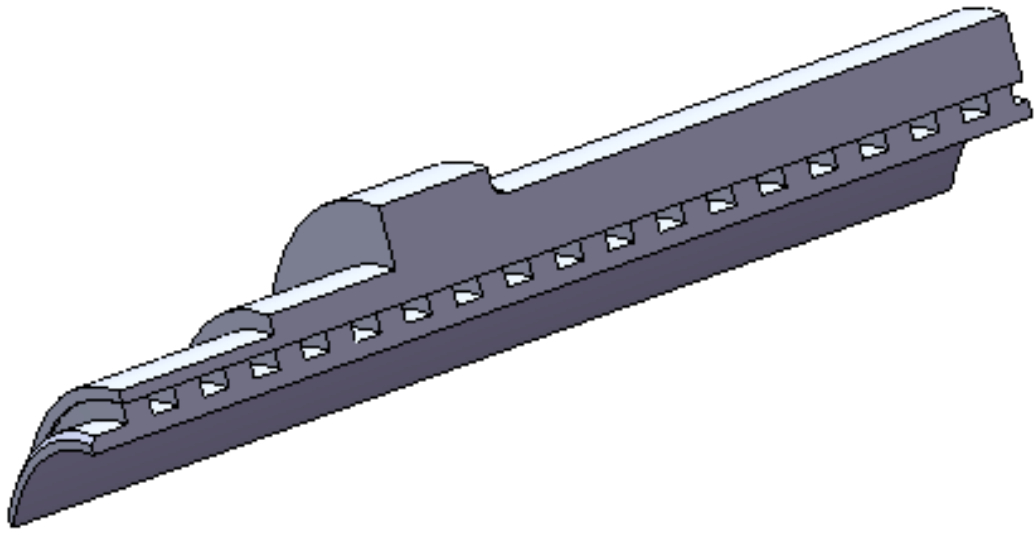


Рисунок 3.39 - Геометрическая схема корпуса второго варианта конструкции жаровой трубы

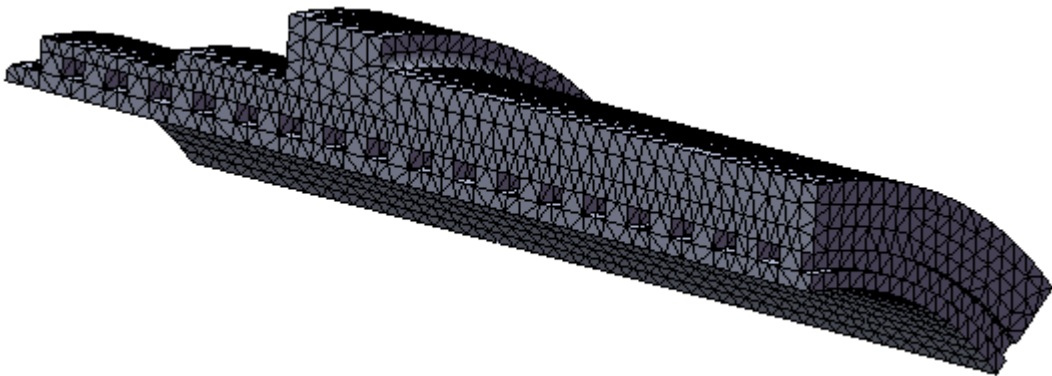
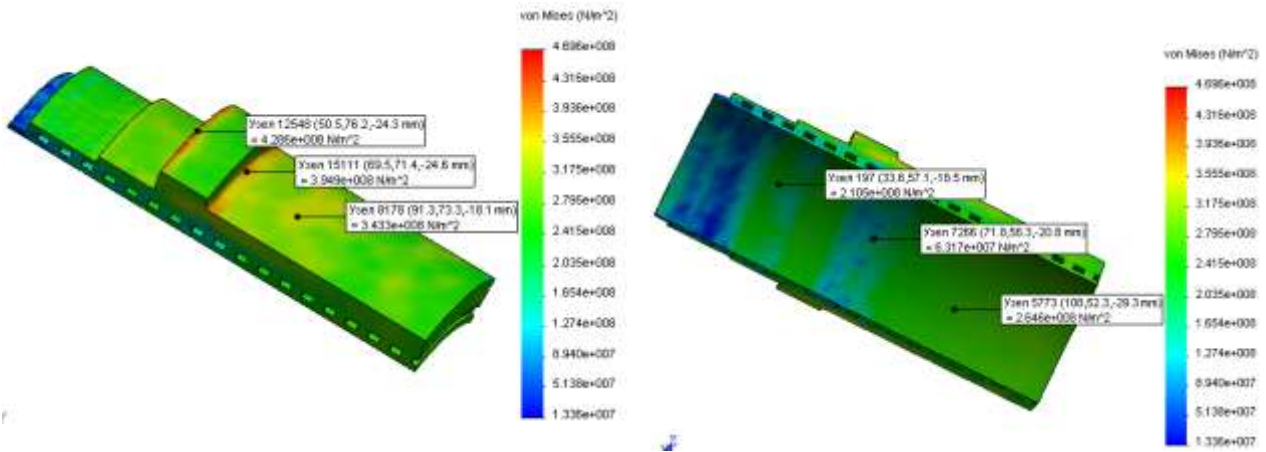
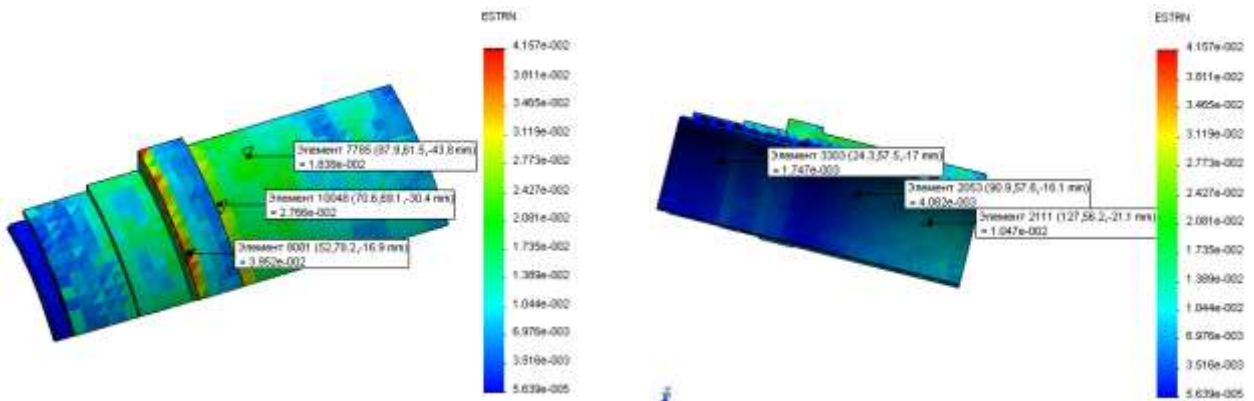


Рисунок 3.40 – Конечноэлементная модель жаровой трубы

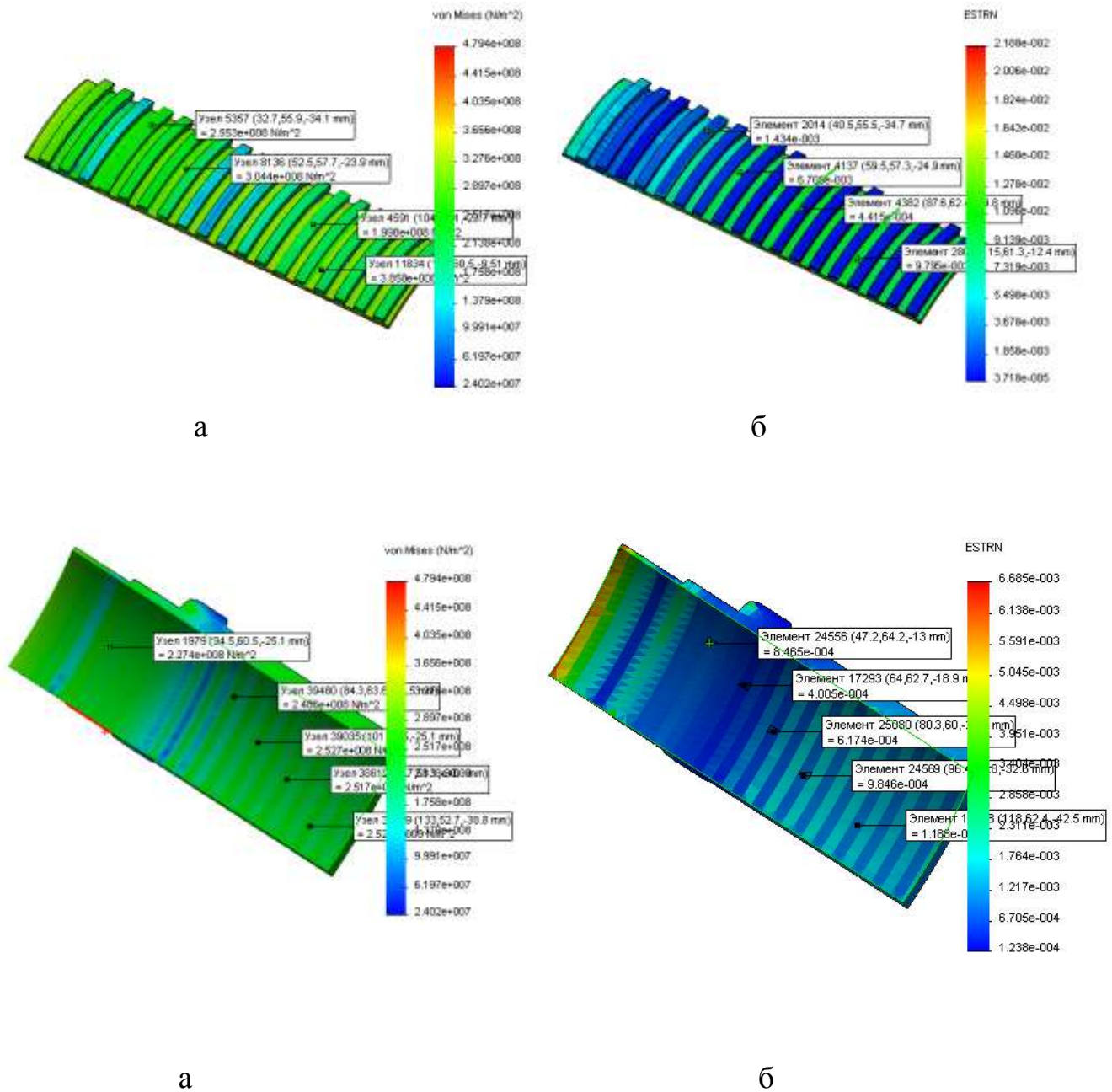


а



б

а – эквивалентные напряжения, б – полные относительные деформации
 Рисунок 3.41 – Наибольшие эквивалентные напряжения и деформации в оболочках жаровой трубы при $(T_1)_1 = 955,8 \text{ K}$, $(T_2)_1 = 410,1 \text{ K}$, $(T_1)_2 = 352,3 \text{ K}$, $(T_2)_2 = 323 \text{ K}$, $p_k = 50 \text{ бар}$, $p_{жс} = 50 \text{ бар}$.



а – эквивалентные напряжения, б – полные относительные деформации

Рисунок 3.42 – Наибольшие эквивалентные напряжения и деформации на поверхностях оболочек жаровой трубы, образующих каналы охлаждения при $(T_1)_1 = 955,8 \text{ K}$, $(T_2)_1 = 410,1 \text{ K}$, $(T_1)_2 = 352,3 \text{ K}$, $(T_2)_2 = 323 \text{ K}$, $p_k = 50 \text{ бар}$, $p_{жс} = 50 \text{ бар}$.

Наибольшие величины эквивалентных напряжений находятся в диапазоне -
 $(\sigma_{\text{э}2})_2 = (65,4...365,7) \text{ МПа}$, $(\sigma_{\text{э}1})_1 = (56,7...264,6) \text{ МПа}$.

Выявлено, что наиболее опасные деформации присутствуют на выступе на наружной поверхности наружной оболочки. Их числовые значения: $(\varepsilon_2)_2 = (0,0027...0,047)$. Часть этих деформаций превышает допустимое предельное значение $\varepsilon_{\text{п}} = 0,025$.

Следует отметить, что рекомендованное выполнение фаски почти на порядок снизило величину относительной деформации в этом месте.

На рисунке 3.43 показаны перемещения, возникающие в оболочках при первом варианте нагружения. Наибольшие перемещения присутствуют на наружной поверхности корпуса в центральной части. Величина наибольшего перемещения для всех вариантов нагружения находится в диапазоне $(\delta_2)_2 = (0,821...1,449) \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

Проведен расчет общей несущей способности конструкции для первого варианта нагружения. $(T_1)_1 = 955,8 \text{ К}$, $(T_2)_1 = 410,1 \text{ К}$, $(T_1)_2 = 352,3 \text{ К}$, $(T_2)_2 = 323 \text{ К}$, $p_{\text{к}} = 50 \text{ бар}$, $p_{\text{жс}} = 50 \text{ бар}$. Пределы прочности материала оболочек: для наружной оболочки $\sigma_{\text{с}}(338\text{К}) = 750 \text{ МПа}$, для внутренней оболочки $\sigma_{\text{с}}(683\text{К}) = 670 \text{ МПа}$. Предельная допустимая величина деформации $\varepsilon_{\text{пред}} = 0.025$. Варьируется величина внутреннего давления $(p_1)_1 = (50...500) \text{ бар}$.

Эквивалентные напряжения и деформации в оболочках должны удовлетворять условиям (3.81): $(\sigma_{\text{с}})_1 < (\sigma_{\text{В}})_1$, $(\sigma_{\text{с}})_2 < (\sigma_{\text{В}})_2$, $(\varepsilon)_1 < (\varepsilon_{\text{макс}})_1$, $(\varepsilon)_2 < (\varepsilon_{\text{макс}})_2$. На рисунке 3.44 представлены функциональные зависимости между наибольшими полными деформациями и максимальными эквивалентными напряжениями в оболочках генератора. Из рис. видно, что деформации обеих оболочек не превышают предельного значения $\varepsilon_{\text{пред}} = 0.025$.

Предельное значение эквивалентных напряжений в оболочках определяется из соотношений $(\sigma_{\text{эмакс}})_1 = (\sigma_{\text{В}})_1 / n_{\text{В}} = 446,7 \text{ МПа}$, $(\sigma_{\text{эмакс}})_2 = (\sigma_{\text{В}})_2 / n_{\text{В}} = 500,0 \text{ МПа}$, где выбрано $n_{\text{В}} = 1,5$.

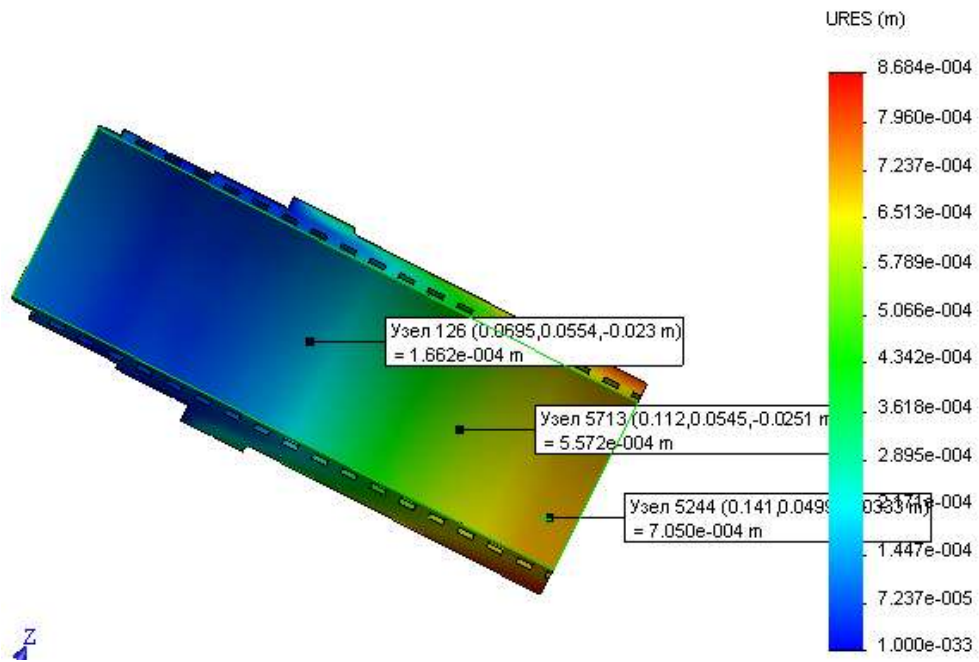
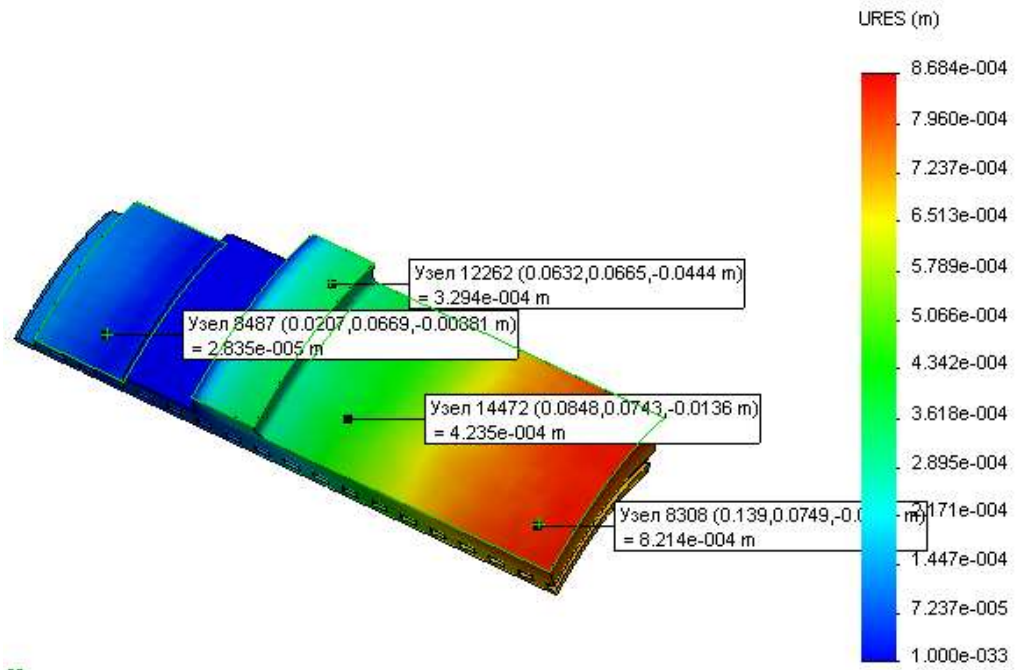


Рисунок 3.43 – Наибольшие перемещения в оболочках жаровой трубы при $T_1 = 997,7$ К, $T_2 = 487,7$ К, $T_3 = 409,0$ К, $T_4 = 323$ К, $p_k = 50$ бар, $p_b = 50$ бар.

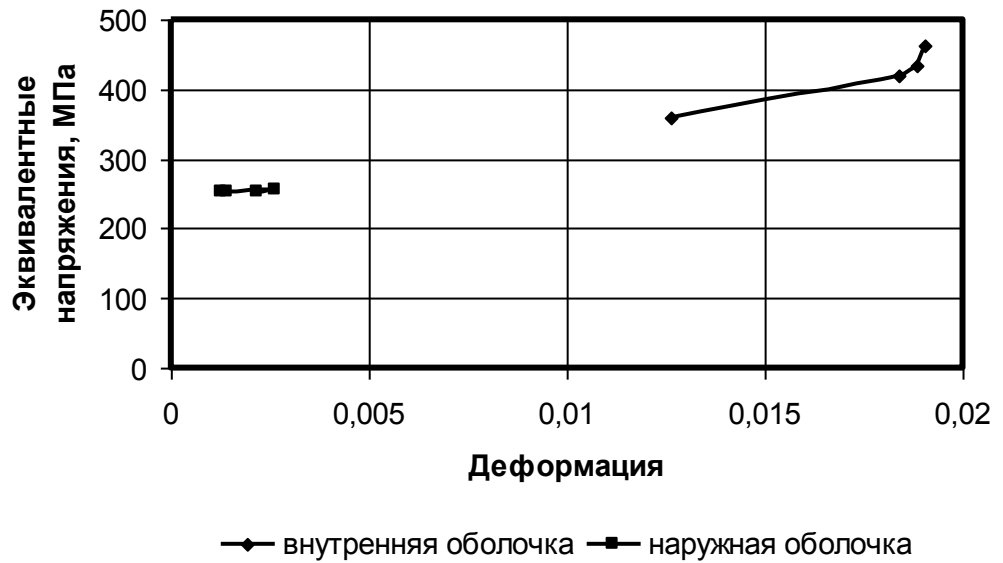


Рисунок 3.44 - Влияние максимальной деформации на наибольшие эквивалентные напряжения в оболочках.

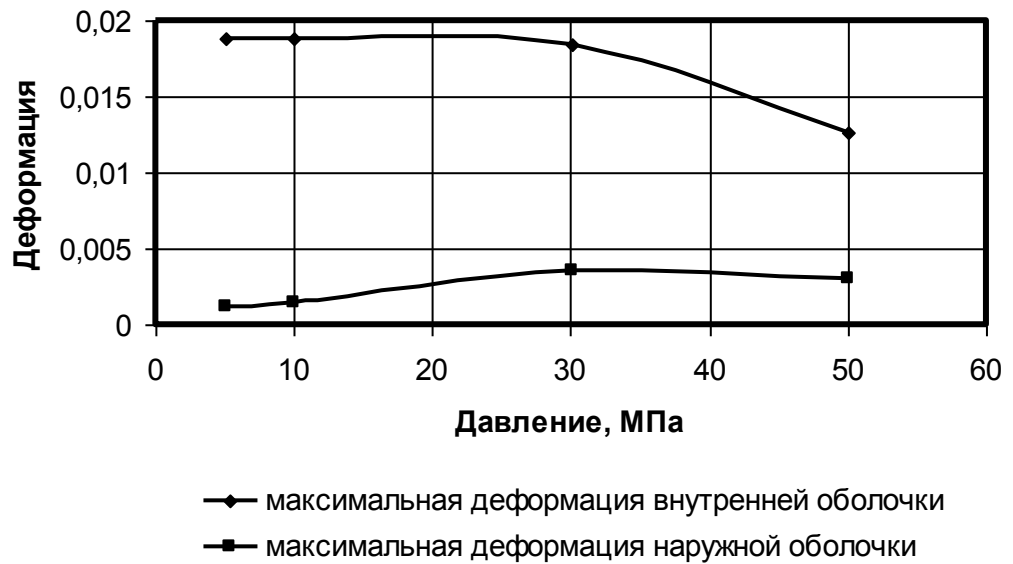


Рисунок 3.45 - Функциональная зависимость $\varepsilon = f(p)$ для определения $p_{Гпрод}$.

Из графика, представленного на рисунке 3.44, можно найти величину предельной деформации наружной силовой оболочки, при которой удовлетворяются условия по внутренней оболочке: $(\sigma_s)_1 < (\sigma_B)_1$, $(\varepsilon)_1 < (\varepsilon_{\max})_1$. Этим требованиям соответствует вся область деформации наружной оболочки, т.е. $(\varepsilon_{\text{дон}})_2 = (0,00125 \dots 0,00219)$.

Воспользуемся функциональной зависимостью, представленной на рисунке 3.45, характеризующей влияние величины давления в камере на деформацию наружной оболочки. Так как величина возможной деформации соответствует всей исследуемой области внутреннего давления, то выбираем $p_{\text{Гпрод}} \geq 50 \text{ МПа}$. Запас по несущей способности

$$n = \frac{p_{\text{Гпрод}}}{p_{\text{к max}}} = \frac{50}{5} \geq 10,0. \quad (3.86)$$

Условие прочности соблюдается, т.к. вычисленный запас по несущей способности превышает установленную величину - $n = (1,3 \dots 1,5)$.

3.2.4 Общая объемная несущая способность плоских камер сгорания

3.2.4а Исходные данные

Объектами исследования являются пять конструкций плоских камер сгорания для перспективных РПД. Они показаны в разделе 2 на рисунках 2.19 – 2.23.

Модельная камера выполнена из конструкционной стали ХН60ВТ (ВЖ-98 [89]). Принимается, что коэффициент линейного термического расширения изменяется по линейному закону, характеризуемому двумя значениями: $\alpha = 13,27 \cdot 10^{-5} 1/^\circ\text{C}$ при $T = 293\text{K}$ и $\alpha = 16,2 \cdot 10^{-5} 1/^\circ\text{C}$ при $T = 1273\text{K}$. Плотность материала $\rho = 8880 \text{ кг/м}^3$. Предельная допустимая величина деформации $\varepsilon = 0,025$.

При упруго-пластическом расчете используется линейная функция $\sigma = f(\varepsilon)$, рисунок 3.46.

На модельную камеру действуют следующие нагрузки:

1. Механические:

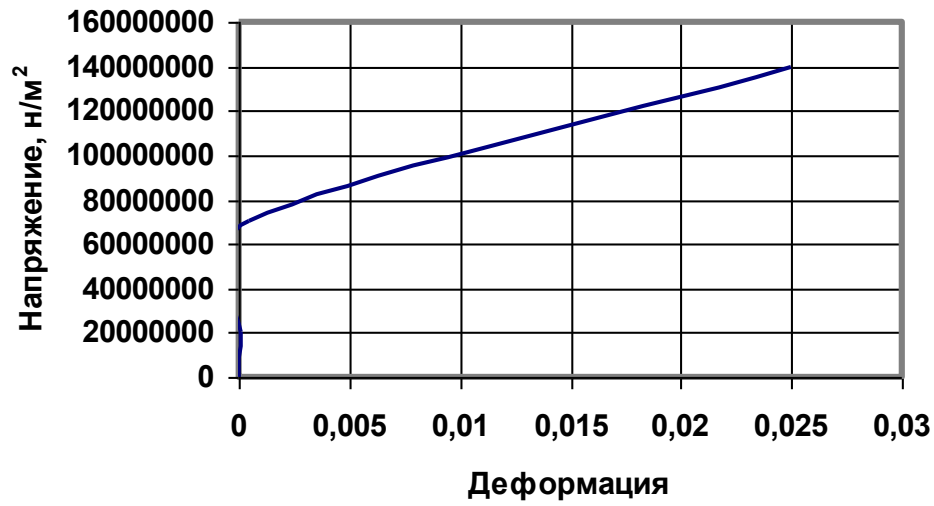


Рис. 3.46 – Функция $\sigma = f(\varepsilon)$, используемая в упруго-пластических расчетах перспективной камеры сгорания.

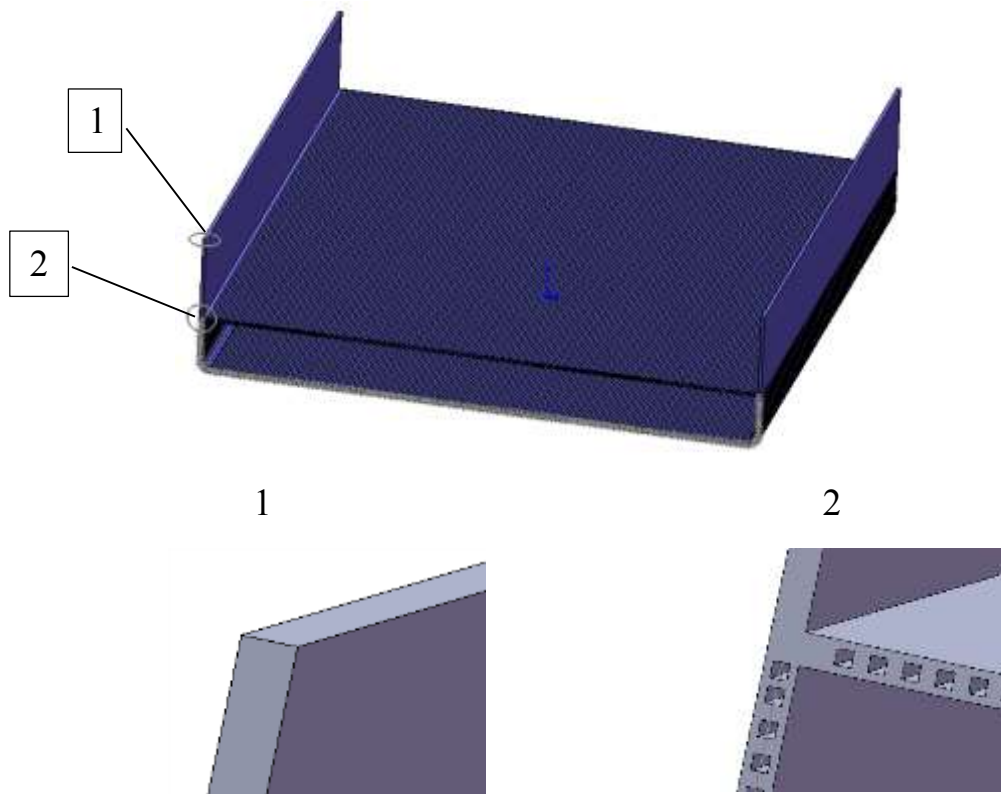


Рис. 3.47 – Объемная твердотельная модель камеры сгорания (вариант 3)

- давление газа в проточной части камеры имеет следующие возможные величины: 0,1 МПа; 0,15 МПа; 0,2 МПа;

- давление жидкости в каналах охлаждения 5,0 МПа;

2. Температурные:

- температура стенки камеры в каналах охлаждения 1000К,

- температура стенки камеры в проточном тракте 1300К,

- температура на наружных поверхностях камеры 1200К.

Расчеты проводились в компьютерной системе COSMOSWorks. Особенностью параметров конструкций модельных камер является то, что величина давления жидкости в каналах охлаждения превышает давление газа в проточных частях камер.

3.2.4б Расчетная схема

В соответствии с методикой, представленной во 2 разделе, построены твердотельные объемные модели модельных камер сгорания. Использовалась компьютерная система SolidWorks.

Для сокращения оперативной памяти компьютера и времени расчета рассматриваются вырезанные части камеры. Граничные условия по давлениям, перемещениям и температурам задаются следующим образом:

- по давлению:

- на поверхности проточной части камеры действует давление: 0,1МПа; 0,15МПа или 0,2 МПа;

- на поверхности каналов действует давление 5,0 МПа;

- по перемещению:

- на поверхностях выреза – перемещения, перпендикулярные поверхности, равны нулю;

- на поверхности выреза 1 – перемещения в трех декартовых направлениях равны нулю;

- по температуре:

- на поверхности проточной части камеры температура равна 1300К;
- на поверхности каналов температура равна 1000К;
- на наружных поверхностях камеры температура равны 1200К.

Во всех рассматриваемых конструкциях граничные условия задаются аналогично.

3.2.4в Несущая способность модельной камеры

Расчеты проводились с использованием компьютерной системы COSMOS. Предварительные исследования показали, что для всех вариантов конструкции камеры сгорания конструкционный материал, из которого она изготовлена, находится в упруго-пластической области. Это объясняется высокими значениями температуры и градиентов температуры элементов конструкции.

Наибольшие эквивалентные напряжения изменяются в диапазоне: $\sigma_3 = (7,104 - 7,669) \cdot 10^7 \text{ Па}$. Они присутствуют на внутренней поверхности проточной части камеры в районе перехода от боковой стенки к нижней оболочке или в месте соединения верхней оболочки с боковой стенкой. Эти значения превышают предел текучести, равный $\sigma_T(1250) = 7,0 \cdot 10^7 \text{ Па}$. Запас по пределу прочности составляет $n = (1,83 - 1,97)$. Пределы текучести и прочности $\sigma_6(1250) = 14,0 \cdot 10^7 \text{ Па}$ определяются с учетом средней температуры 1250К стенки камеры сгорания. Наибольшие деформации находятся в диапазоне $\varepsilon = (7,291 - 20,0) \cdot 10^{-4}$, что значительно меньше предельного значения $\varepsilon_{np} = 2,5 \cdot 10^{-2}$.

Расчеты показали, что изменение давления в камерах от $p_k = 0,1 \text{ МПа}$ до $p_k = 0,2 \text{ МПа}$ не приводит к заметному изменению напряженно-деформированного состояния.

Анализ полученных результатов показывает, что наибольшее напряженно-деформированное состояние присутствует в варианте 3 камеры сгорания. В качестве примера представим результаты расчета варианта 3 камеры сгорания. Твердотельная объемная модель модельной камеры сгорания показана на рисунке 3.47. Отличие от других вариантов расположения каналов охлаждения заключается в том, что все каналы направлены в одну сторону. Они выполнены

вдоль течения продуктов сгорания в камере. Кроме того, в верхней части конструкции (над камерой) в боковых стенках каналы охлаждения отсутствуют.

Конечноэлементная модель состоит из совокупности 71573 объемных тетраэдных конечных элементов (рисунок 3.48). Число решаемых уравнений 214719.

Наибольшие эквивалентные напряжения присутствуют в месте соединения верхней оболочки с боковой стенкой, которое характеризуется большим градиентом температуры (рисунок 3.49). Их величина $\sigma_s = 7,669 \cdot 10^7 \text{ Па}$. Следовательно, запас по пределу прочности - $n = 1,83$.

На рисунке 3.50 видно поле распределения деформаций. Максимальная величина деформации достигает значения $\varepsilon = 2,0 \cdot 10^{-3}$, что существенно меньше предельного значения $\varepsilon_{np} = 2,5 \cdot 10^{-2}$.

Проведен расчет общей несущей способности конструкции для третьей конструкции модельной камеры. Действуют следующие нагрузки: $(T_1)_1 = 1300 \text{ К}$, $(T_2)_1 = 1000 \text{ К}$, $(T_1)_2 = 1000 \text{ К}$, $(T_2)_2 = 1200 \text{ К}$, $p_k = 2 \text{ бар}$, $p_{жс} = 50 \text{ бар}$. Пределы прочности материала оболочек $\sigma_s(1250) = 14,0 \cdot 10^7 \text{ Па}$. Предельная допустимая величина деформации $\varepsilon_{пред} = 0,025$. Варьируется величина внутреннего давления $(p_1)_1 = (2...40) \text{ бар}$.

Эквивалентные напряжения и деформации в оболочках должны удовлетворять условиям: $(\sigma_s)_1 < (\sigma_B)_1$, $(\sigma_s)_2 < (\sigma_B)_2$, $(\varepsilon)_1 < (\varepsilon_{\max})_1$, $(\varepsilon)_2 < (\varepsilon_{\max})_2$. На рисунке 3.51 представлены функциональные зависимости между наибольшими полными деформациями и максимальными эквивалентными напряжениями в оболочках камеры. Из рис. видно, что деформации обеих оболочек не превышают предельного значения $\varepsilon_{пред} = 0,025$. Предельное значение эквивалентных напряжений в оболочках определяется из соотношений - $(\sigma_{s,\max})_{1,2} = (\sigma_B)_{1,2} / n_B = 93,3 \text{ МПа}$, где выбрано - $n_B = 1,5$.

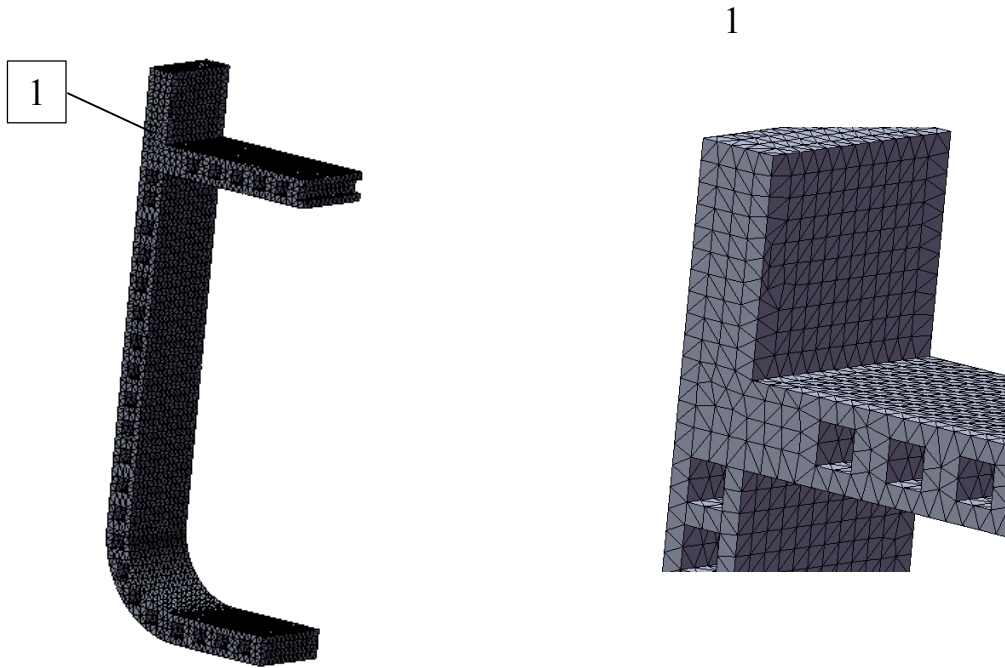


Рис 3.48 – Конечноэлементная модель камеры сгорания (вариант 3).

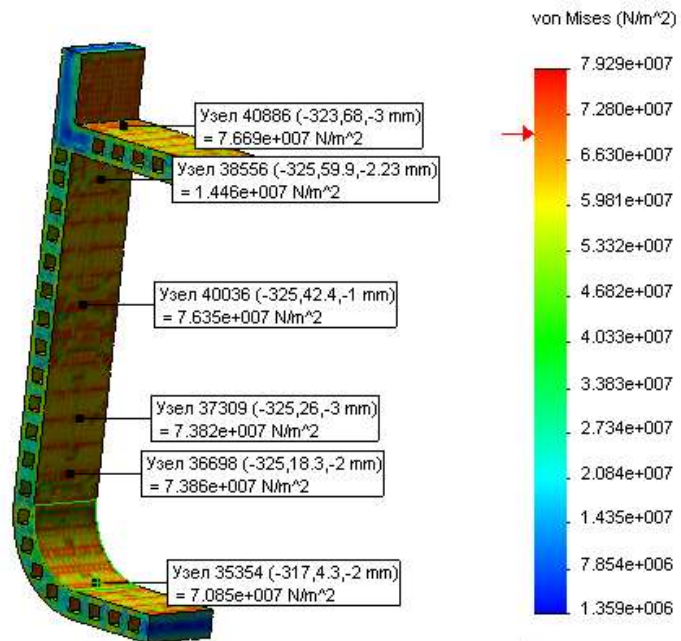
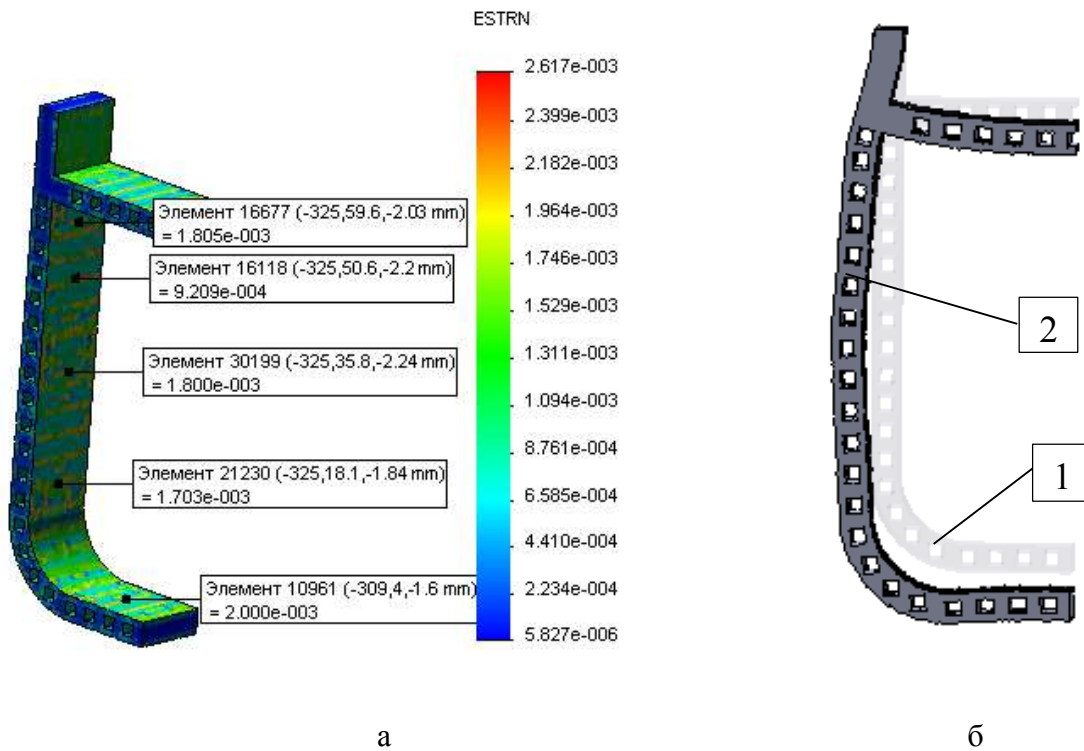


Рис 3.49 – Распределение эквивалентных напряжений в камере сгорания (вариант 3) при $p_k = 0,2 \text{ МПа}$.



а - распределение деформаций в камере сгорания; б – деформация камеры сгорания: 1 – недеформированное состояние, 2 – деформированное состояние
 Рис 3.50 – Деформация камеры сгорания (вариант 3) при $p_k = 0,2 \text{ МПа}$.

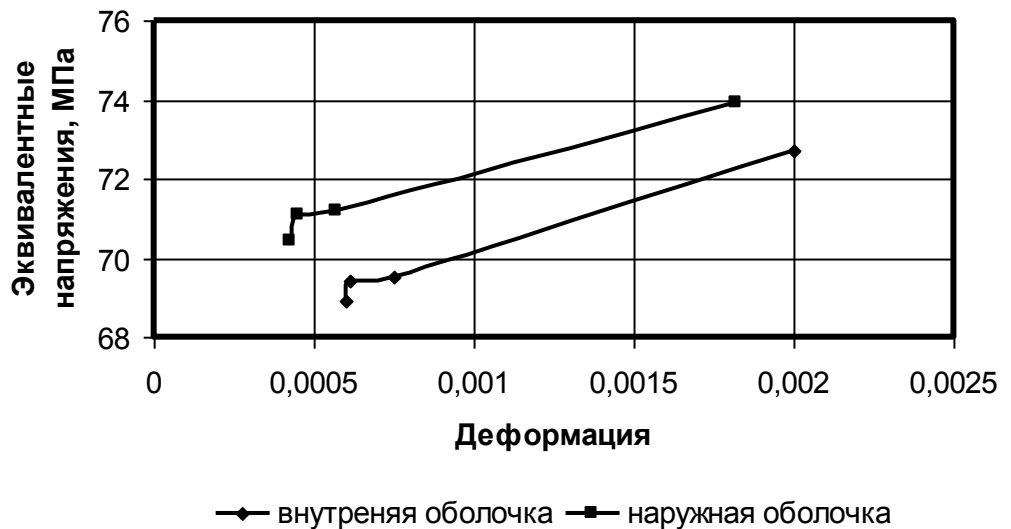


Рисунок 3.51 - Влияние максимальной деформации на наибольшие эквивалентные напряжения в оболочках.

Из графика, представленного на рисунке 3.51, можно найти величину предельной деформации наружной силовой оболочки, при которой удовлетворяются условия по внутренней оболочке: $(\sigma_s)_1 < (\sigma_B)_1$, $(\varepsilon)_1 < (\varepsilon_{\max})_1$.

Этим требованиям соответствует вся область деформации наружной оболочки, т.е. $(\varepsilon_{\text{дон}})_2 \leq 0,00182$.

Воспользуемся функциональной зависимостью, представленной на рисунке 3.52, характеризующей влияние величины давления в камере на деформацию наружной оболочки. Так как величина возможной деформации соответствует всей исследуемой области внутреннего давления, то выбираем $p_{\text{Гпрод}} \geq 4,0 \text{ МПа}$. Запас по несущей способности

$$n = \frac{p_{\text{Гпрод}}}{p_{\text{к max}}} = \frac{40}{2} \geq 20,0. \quad (3.87)$$

Условие прочности соблюдается, т.к. вычисленный запас по несущей способности превышает установленную величину - $n = (1,3...1,5)$.

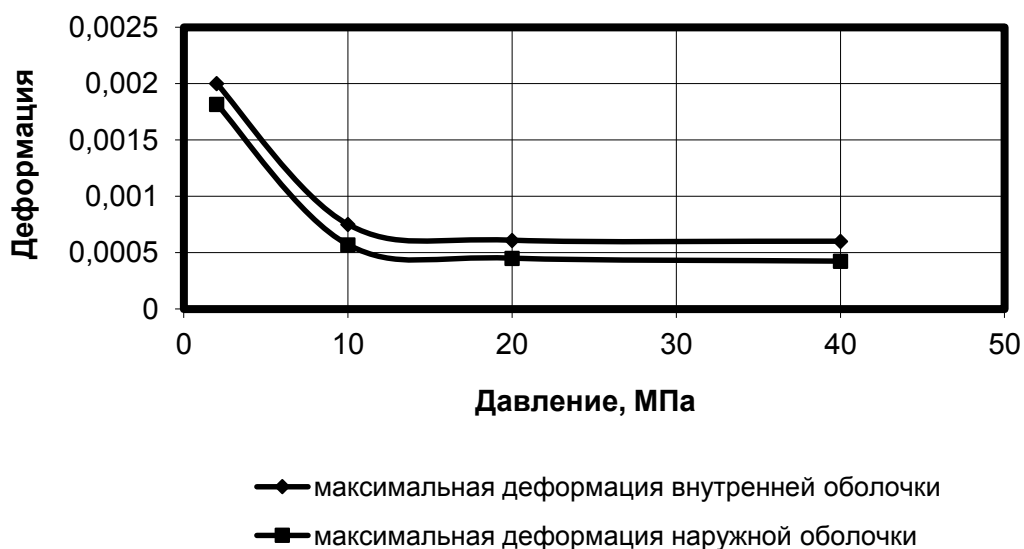


Рисунок 3.52 - Функциональная зависимость $\varepsilon = f(p)$ для определения $p_{\text{Гпрод}}$.

ГЛАВА 4

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЗАИМОСВЯЗАННЫХ
СЛОЖНЫХ ОБОЛОЧЕЧНЫХ КОНСТРУКЦИЙ**

Экспериментальные исследования являются неотъемлемой частью методики исследования взаимосвязанных сложных однослойных и двухслойных оболочечных конструкций. С помощью этих исследований осуществляется окончательная проверка работоспособности конструкции. Расчетные исследования относятся к предварительным, приближенным. Они дают возможность провести конструирование изделия. Численные значения расчетных и экспериментальных нагрузок могут различаться. Часто величины нагрузок при эксперименте увеличивают на (10-40)%, что определяет разработчик изделия.

**4.1 Экспериментальные исследования взаимосвязанных сложных
однослойных оболочечных конструкций**

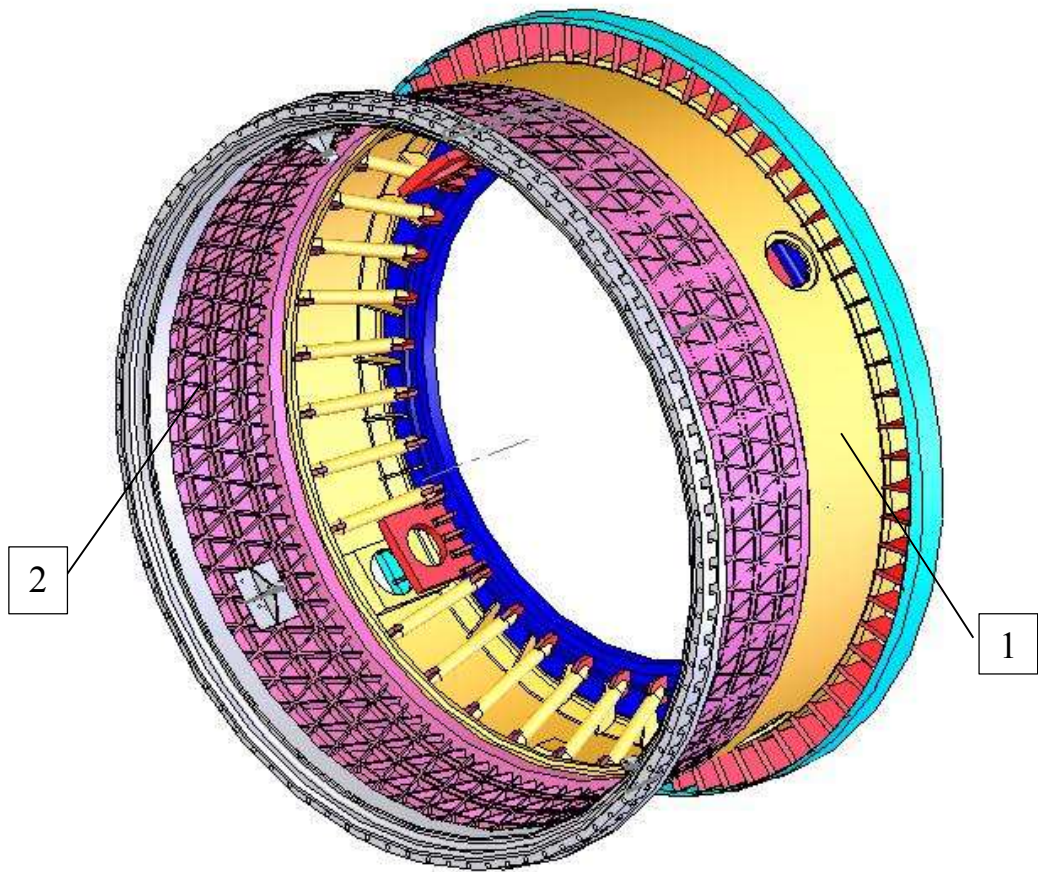
Проведен анализ результатов испытаний прочности комбинированного корпуса. Геометрическая модель корпуса показана на рисунке 4.1. Этот корпус состоит из металлического корпуса (рисунок 4.2) и неметаллической оболочки (рисунок 4.3). В диссертации не рассматриваются неметаллические конструкции.

Экспериментальная модель металлического корпуса показана на рисунке 4.4. Проведены прочностные испытания этой конструкции.

На рисунке 4.5 видно размещение корпуса на испытательном стенде. Стенд содержит станину с измерительной системой, систему нагружения и систему регистрации данных. Система нагружения позволяет создавать:

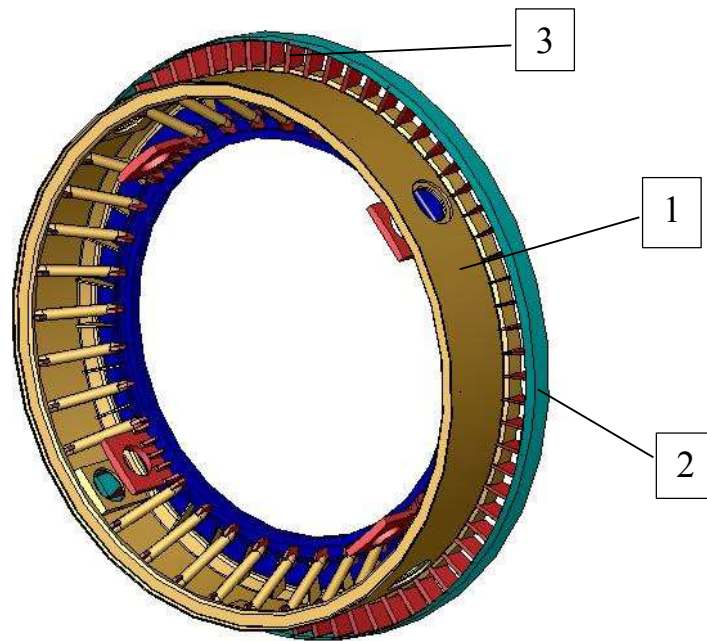
- 1) осевые растягивающие или сжимающие силы;
- 2) крутящие или изгибающие моменты.

Осевые растягивающие или сжимающие силы моделируются технологическими плитами (рисунки 4.6, 4.7). Изгибающие и крутящие моменты создаются с помощью гидравлических машинок (рисунки 4.8, 4.9). Их поршни с вилками присоединяется к опорам корпуса.

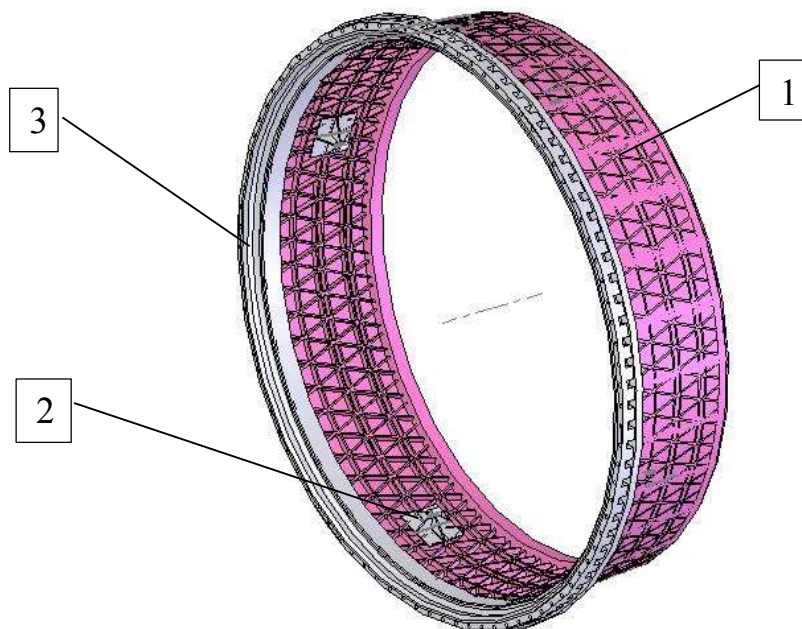


1 - корпус, 2 - неметаллическая оболочка

Рисунок 4.1 – Геометрическая модель комбинированного корпуса



1 – основание, 2 - кольцо 3 – направляющие ребра
Рисунок 4.2 – Геометрическая модель металлического корпуса



1 – слабokonическая оболочка, 2 – опора, 3 - фланец
Рисунок 4.3 – Геометрическая модель неметаллической оболочки



Рисунок 4.4 – Экспериментальная конструкция металлического корпуса



1 – стенд, 2 - корпус

Рисунок 4.5 – Корпус, установленный на экспериментальном стенде



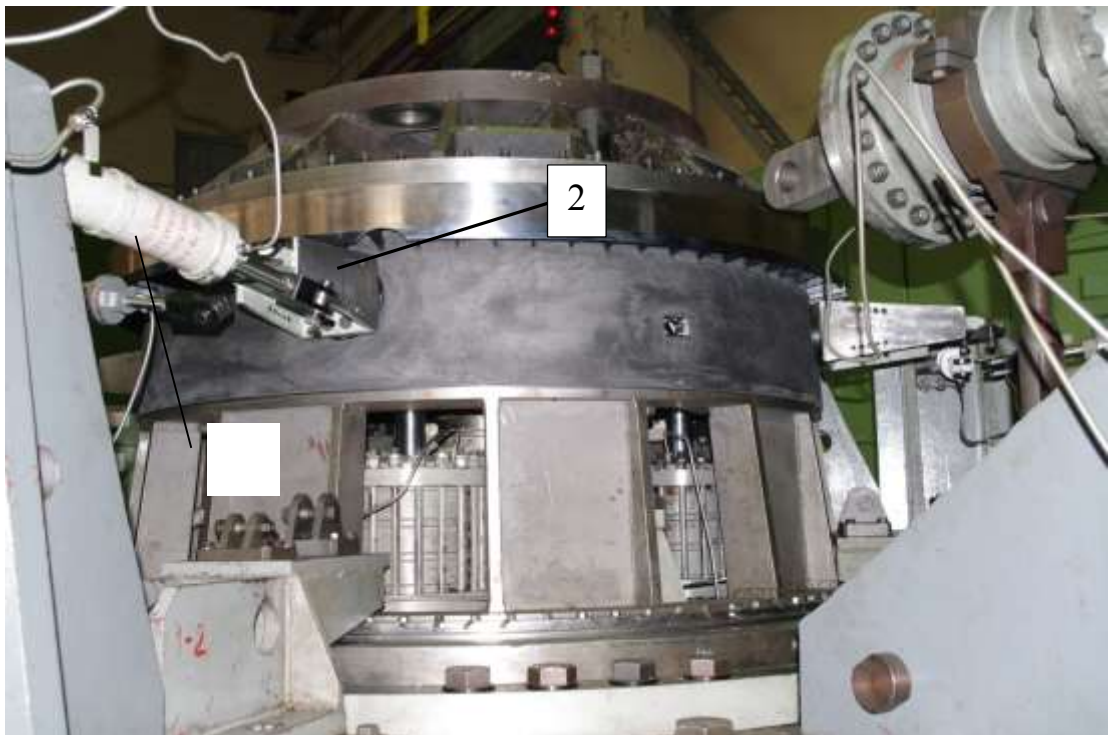
1 – технологическая плита

Рисунок 4.6 – Монтаж технологических плит для создания осевых сил



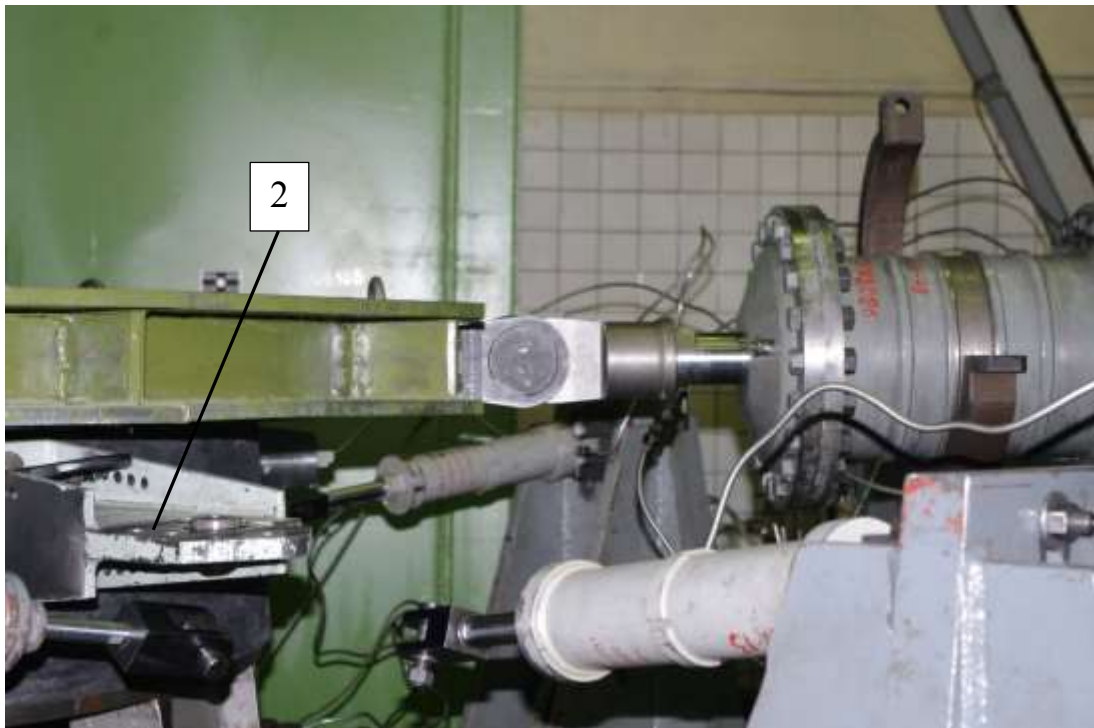
1 – технологическая плита

Рисунок 4.7 – Стенд с установленными технологическими плитами для создания осевых сил



1 – гидравлическая машинка, 2 – опора

Рисунок 4.8 - Стенд с установленными гидравлическими машинками для создания изгибающих и крутящих моментов



1 – гидравлическая машинка, 2 – опора

Рисунок 4.9 - Стенд с установленными гидравлическими машинками для создания изгибающих и крутящих моментов

Усилие от поршня передается на корпус испытываемой конструкции через опору.

Можно выделить два комплекса нагрузок, действующих на металлический корпус: нагрузки, действующие непосредственно на корпус, и нагрузки, действующие на корпус, находящееся в составе комбинированного корпуса. К ним относятся:

- 1) Схема 1 (рисунок 4.10): объект расчета – металлический корпус; действующие нагрузки - растягивающая сила $T_1=1200$ кН и сжимающая сила $T_2=1800$ кН;
- 2) Схема 2 (рисунок 4.11): объект расчета – металлический корпус; действующие нагрузки - одновременно действующие сжимающие силы $T_3=3800$ кН и $T_4=800$ кН;
- 3) Схема 3 (рисунок 4.12): объект расчета – комбинированный корпус; действующие нагрузки: одновременно действующие растягивающие силы $T_p=483$ кН, $Q=250$ кН и изгибающий момент $M=208$ кН*м;
- 4) Схема 4 (рисунок 4.13): объект расчета – комбинированный корпус, действующие нагрузки: одновременно действующие сжимающие силы $T_1=850$ кН, $T_2=3650$ кН и внешнее давление $\Delta P=1,3$ МПа;

В соответствии с этими схемами проведены расчеты, представленные в разделе 3.

Как было указано ранее, при проведении экспериментов создавались нагрузки, имеющие большие величины по сравнению с эксплуатационными силами.

Так, при испытании корпуса по схеме 1 (рисунок 4.10) испытание конструкции проводилось последовательно. Сборочная единица испытывалась на растяжение силой $T_1=1200$ кН, составляющей 110% от эксплуатационной. Затем конструкция испытывалась сжимающей силой $T_2=1800$ кН, составляющей 110% от эксплуатационной.

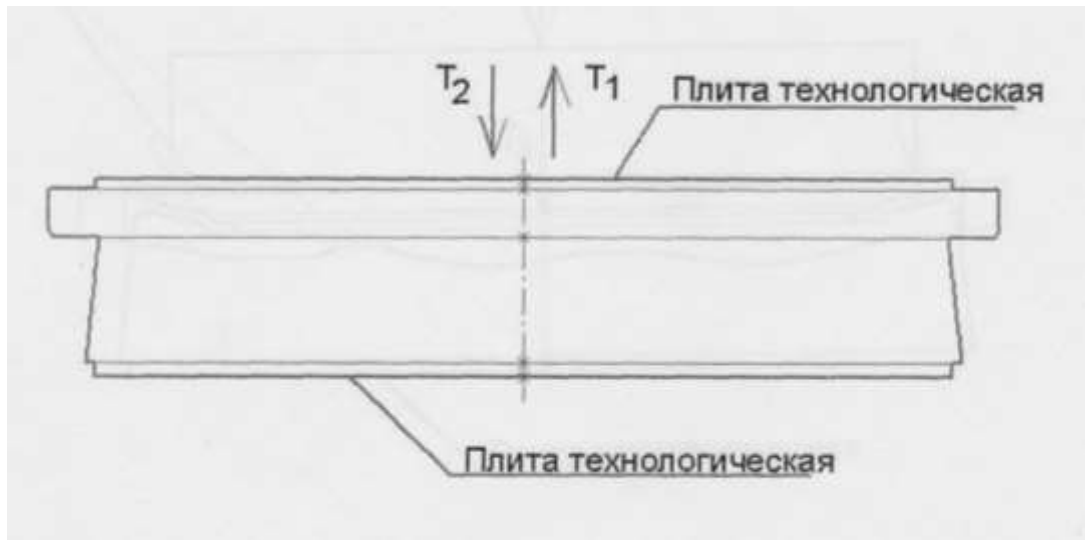


Рисунок 4.10 – Схема 1: действие растягивающей силы $T_1=1090$ кН и сжимающей силы $T_2=1630$ кН на металлический корпус

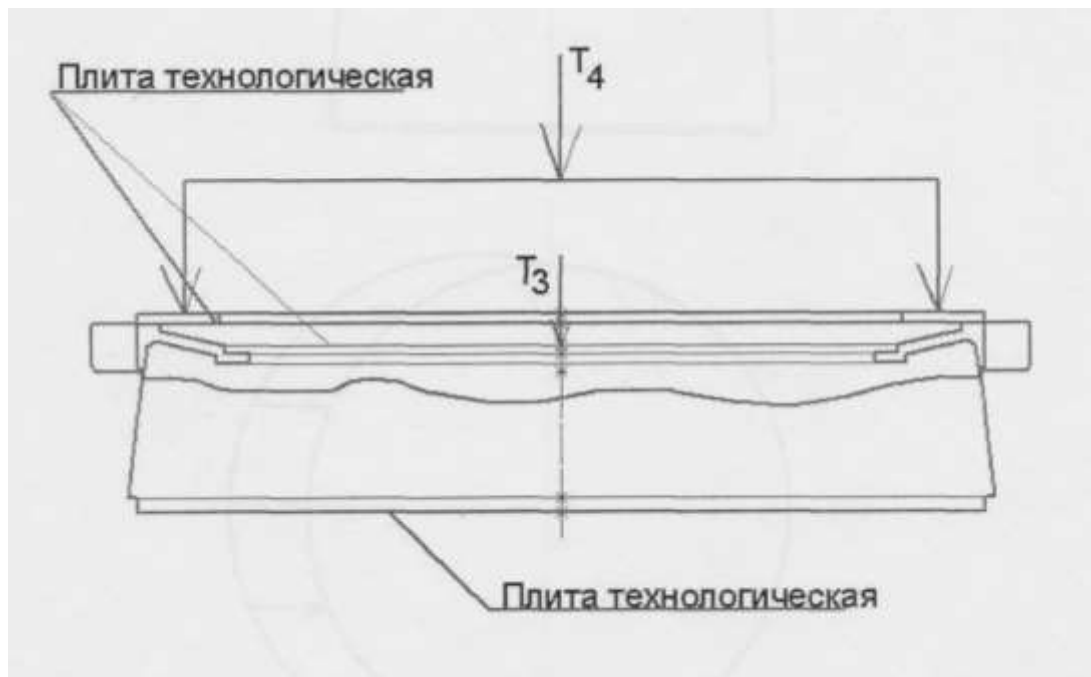


Рисунок 4.11 – Схема 2: совместное действие сил $T_3=2710$ кН и $T_4=590$ кН на металлический корпус

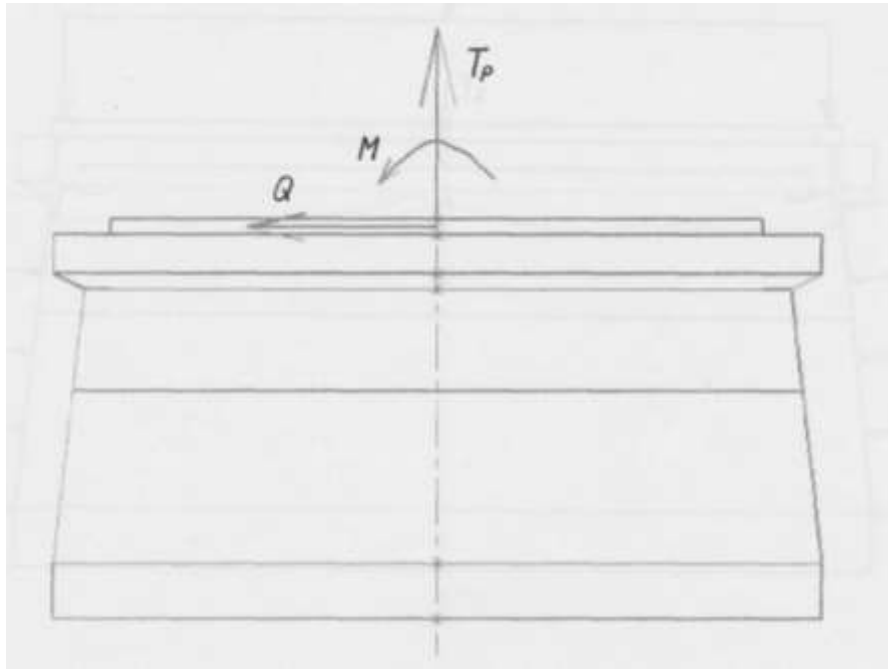


Рисунок 4.12 – Схема 3: совместное действие сил $T_p=483$ кН, $Q=250$ кН и изгибающего момента $M=208$ кН*м на комбинированный корпус

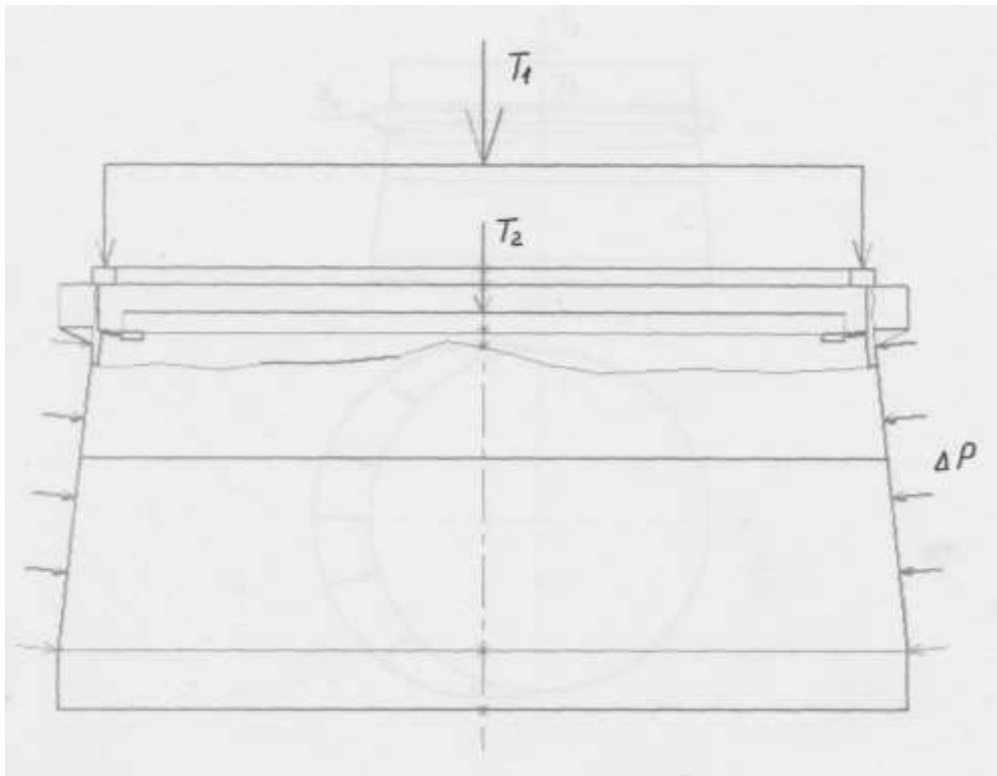


Рисунок 4.13 – Схема 4: совместное действие сил $T_1=560$ кН, $T_2=2600$ кН и внешнего давления $\Delta p=1,3$ МПа на комбинированный корпус

По схеме 2 (рисунок 4.11) корпус испытывался силами $T_3=2980$ кН и $T_4=650$ кН, составляющими 110% от эксплуатационных. Нагружение проводилось одновременно всеми нагрузками.

При испытании корпуса по схеме 3 (рисунок 4.12) прикладывались силы: $T_p=840$ кН, $Q=440$ кН, $M=385$ кН*м. Они составляют 175% от эксплуатационных сил. Нагружение проводилось одновременно всеми нагрузками.

Нагружение по схеме 4 (рисунок 4.13) выполнялось силами $T_1=850$ кН, $T_2=3660$ кН и избыточным давлением $\Delta p=1,75$ МПа. Нагрузки составляли 140% от эксплуатационных сил. Нагружение проводилось одновременно всеми нагрузками.

Время выдержки нагрузок при испытаниях не более 10 с.

При проведении расчетных исследований учитывались эксплуатационные силы (риунки 4.10 – 4.13). Расчеты показали, что наиболее напряженным является корпус при действии нагрузок, соответствующих схеме нагружения 2 (рисунок 4.10). При упруго-пластических расчетах получено, что минимальный коэффициент запаса по пределу прочности $n_s = 1,43$.

Испытания схемы 2 показали, что при совместном действии сил $T_3=2980$ кН и $T_4=650$ кН, составляющих 110% от эксплуатационных, конструкция корпуса не разрушается и отсутствуют заметные большие деформации. Это подтверждает результаты расчетов.

Если считать, что рост нагрузок пропорционален увеличению эквивалентных напряжений, то можно качественно оценить «остаточный» запас прочности. Он равен превышению вычисленного запаса прочности по сравнению с экспериментальной нагрузкой. Расчет показал, что величина «остаточного» запаса прочности - $n_{ост} = 23,1\%$.

Расчеты остальных трех расчетных схем показали, что для них $n_{ост} \geq (35...42)\%$.

4.2 Экспериментальные исследования взаимосвязанных двухслойных оболочечных конструкций

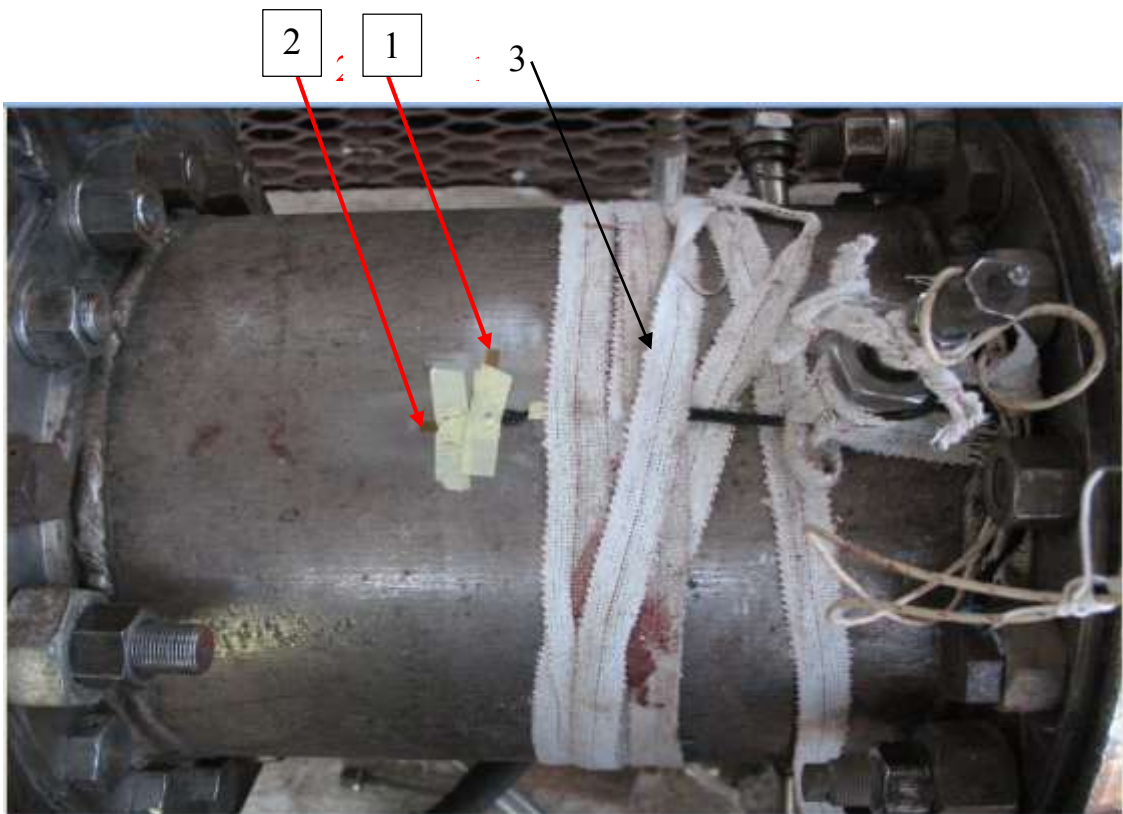
Проведены замеры деформаций на внешней стенке цилиндрической проставки огневого подогревателя стенда. В разделе 2 на рисунках 2.15, 2.17 были показаны конструктивные схемы двух вариантов жаровых труб генератора высокоэнтальпийных воздушных потоков, в состав которых входит проставка огневого подогревателя. Фотография проставки огневого подогревателя показана на рисунке 4.14. Там же показаны установленные тензодатчики к1 и к2, регистрация показаний с которых осуществлялась по каналам 1 и 2 соответственно. Общая схема установки тензодатчиков к1...к6 показана на рисунке 4.15.

Давление в проставке огневого подогревателя замерялась датчиком давления Pfh7 типа ДДМ-100. Проставка имеет завесное воздушное и проточное водяное охлаждение. Поэтому, несмотря на высокие значения температуры рабочего газа в огневом подогревателе (≈ 1700 К), температура внешней стенки проставки практически не изменялась и составляла около 45...50 °С.

Измерительные каналы, использованные для измерения статических и динамических деформаций, возникающих наружной поверхности корпуса проставки огневого подогревателя при проведении высотных испытаний на испытательном стенде Ц16ВК содержали шесть тензодатчиков с номинальным сопротивлением 350 Ом и коэффициентом тензочувствительности 2. Они размещены в соответствии со схемой, приведенной на рисунке 4.15.

Тензодатчики подключались к универсальной тензометрической аппаратуре типа 2210А фирмы «VISHAY» (MEASUREMENTS GROUP) USA.

Регистрация и экспресс-анализ статических и динамических деформаций в темпе проведения испытаний проводилась цифровым регистратором-анализатором динамических сигналов МІС-300М НПП «Мера». После испытаний обработка всех зарегистрированных экспериментальных сигналов осуществлялась пакетом «WinПОС Expert» разработки НПП «Мера».



1 – тензодатчик к1, 2 – тензодатчик к2, 3 - стропы

Рисунок 4.14 - Проставка огневого подогревателя с тензодатчиками к1 и к2

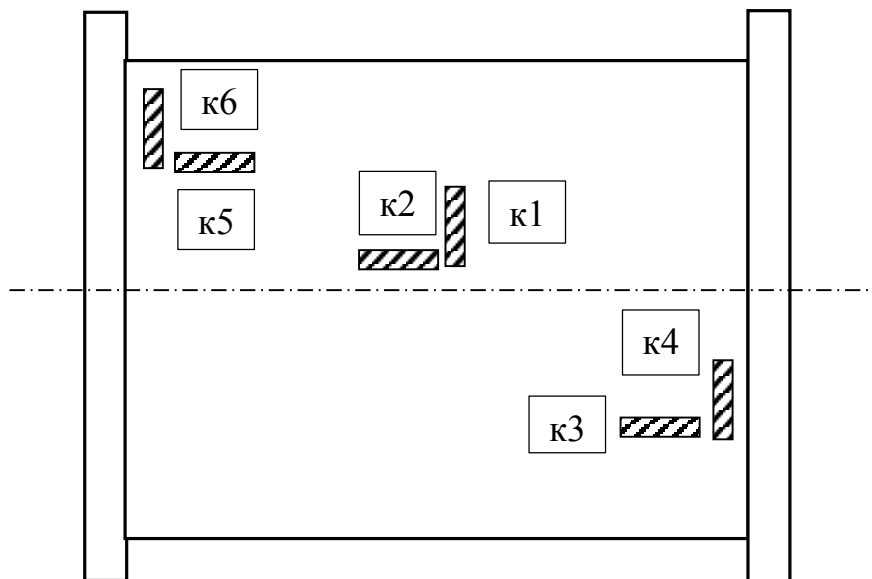


Рис. 4.15 - Расположение и нумерация тензодатчиков на стенке проставки огневого подогревателя.

Материал корпуса огневого подогревателя изготовлен из стали 12Х18Н10Т. Для определения деформаций, возникающих в конструкции, была проведена тарировка тензодатчиков. Был получен коэффициент перевода показаний в вольтах в микрострейны, которые характеризуют относительные деформации растяжения или сжатия корпуса. Согласно результатам тарировки, выходному напряжению тензодатчиков 4В соответствует относительная деформация 1000 микрострейн.

Распределение сигналов статического давления Pfh7 и тензодатчиков на режиме холодной продувки приведены на рисунке 4.16. Статическое давление Pfh7 характеризует величину давления газа в камере сгорания. Тензодатчики определяют деформацию наружной поверхности корпуса огневого подогревателя и размещены в соответствии со схемой, представленной на рисунке 4.15. На режиме холодной продувки в камеру подводят холодный воздух при давлении 13 бар. Одновременно в межрубашечный тракт камеры подводится вода под давлением 12 бар.

Видно, что после начала повышения давления Pfh7 тензодатчики к(2÷6) фиксируют постепенное растяжение поверхности корпуса. При выходе на стационарный режим работы по давлению $\approx(10\div 21)$ сек, величины относительных растяжений поверхности корпуса в местах размещения тензодатчиков принимают постоянные значения, что особенно отчётливо видно по показаниям тензодатчиков к(1÷5).

В свою очередь, тензодатчик к1 при повышении давления в камере огневого подогревателя фиксирует режим сжатия поверхности корпуса. Воспользовавшись тарировкой тензодатчиков и распределением сигналов тензодатчиков к1 и к2, получены величины относительных деформаций $\varepsilon_z=0,35\cdot 10^{-4}$ и $\varepsilon_x=0,425\cdot 10^{-4}$. Тогда полная деформация в этом месте, определяемая как среднее квадратичное значение, равна $\varepsilon = 0,55\cdot 10^{-4}$.

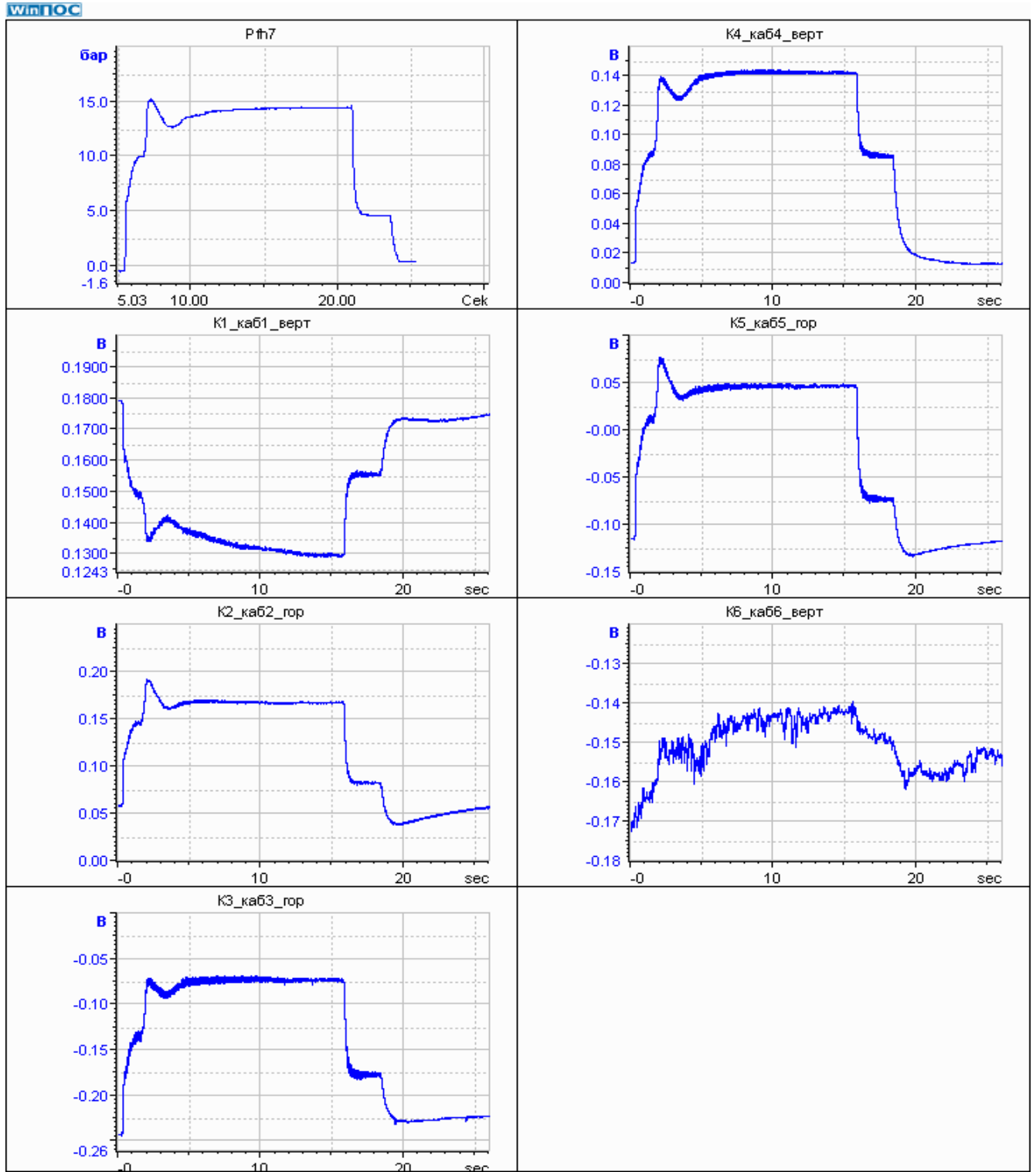


Рисунок 4.16 - Реализации сигналов статического давления Pfh 7 в камере и тензодатчиков к(1 ÷ 6) на наружной поверхности корпуса проставки огневого подогревателя на режиме холодной продувки.

При ступенчатом сборе давления в камере огневого подогревателя относительное изменение длины поверхности возвращается к исходному нейтральному состоянию. Некоторое различие в показаниях тензодатчиков вначале и при окончании рабочего режима, по-видимому, объясняется некоторой разбалансировкой тензоусилителей.

Результаты расчетов распределения относительных деформаций на наружной поверхности корпуса огневого подогревателя на режиме холодной продувки показаны на рисунках 4.17, 4.18. Выбиралось среднее значение давления жидкости в межрубашечном тракте, равное 10 бар. Вычисления проводились по методу расчета объемной общей несущей способности двухслойных связанных оболочек, представленному в разделе 2.

На рисунке 4.17 показано распределение полной деформации на наружной поверхности конструкции. В центральной части конструкции, соответствующей месту размещения тензодатчиков к1 и к2 на наружной поверхности проставки огневого подогревателя, вычисленная полная деформация $\varepsilon = 0,51 \cdot 10^{-4}$. Следовательно, различие между расчетным и экспериментальными значениями составляет 7,8%.

На рисунке 4.18 показано распределение относительной деформации вдоль оси Z. В центральной части оболочки относительная деформация равна $\varepsilon_z = 0,3256 \cdot 10^{-4}$. Ошибка расчета составляет величину 7,4%.

Такие большие величины ошибки расчетов объясняются задаваемыми приближенными значениями давления газа в камере и воды в межрубашечном тракте.

При высотных испытаниях в камерах сгорания огневого подогревателя и двигателя происходит процесс горения. На этих режимах максимальное давление в камере огневого подогревателя достигает величины $P_{fh7} \approx 50$ бар.

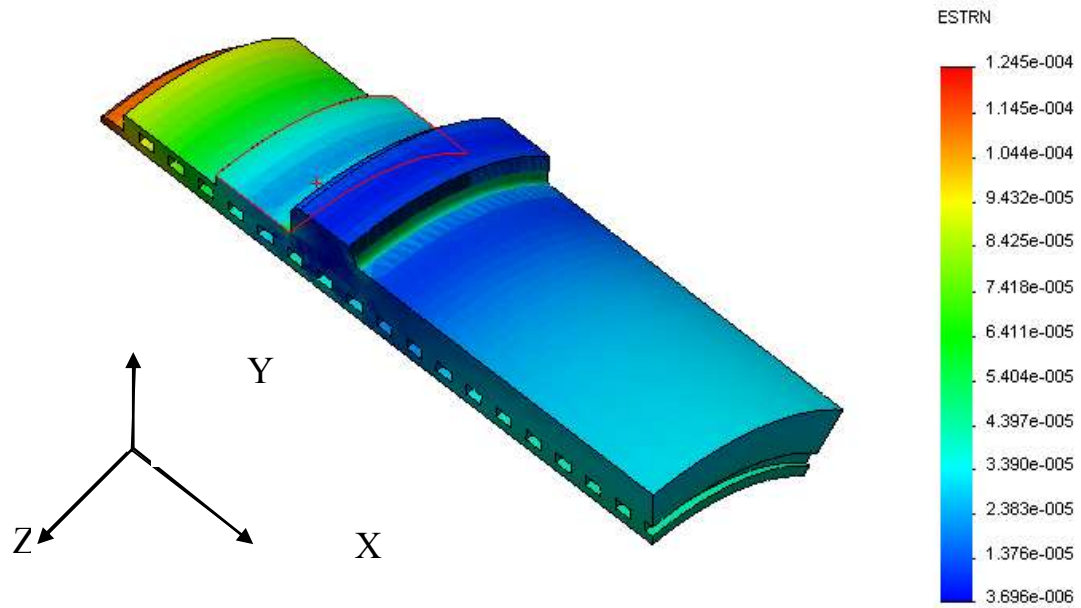


Рисунок 4.17 – Распределение вычисленной полной относительной деформации на наружной поверхности конструкции на режиме холодной продувки

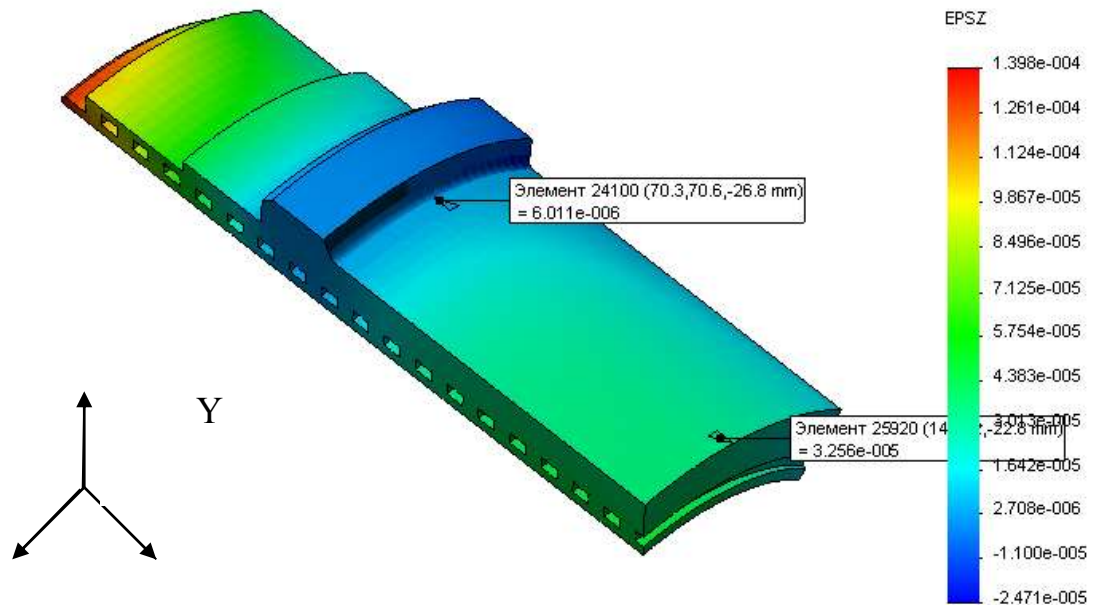


Рисунок 4.18 – Распределение вычисленной относительной деформации ϵ_z на наружной поверхности конструкции на режиме холодной продувки

Пример реализаций сигналов статического давления Pfh7 в камере и тензодатчиков для такого режима приведен на рисунке 4.19. Также как и для режима холодной продувки, после начала повышения давления Pfh7 тензодатчики к(2÷6) фиксируют постепенное растяжение поверхности корпуса. Однако, только в зоне размещения тензодатчика к5 фиксируется наличие участка, характеризуемого стационарным значением относительного растяжения поверхности корпуса. В остальных зонах, где расположены тензодатчики к(2÷4,6) поверхность корпуса огневого подогревателя непрерывно растягивается, достигая максимальных значений относительных удлинений, а затем возвращается к исходному нейтральному состоянию. Различие в показаниях тензодатчиков вначале и при окончании рабочего режима, по-видимому, также можно объяснить некоторой разбалансировкой тензоусилителей. На данном режиме реализация сигнала зарегистрированная по показаниям тензодатчика к1 существенно отличается от замеров, фиксируемых датчиками к(2÷6). При монотонном возрастании давления в камере огневого подогревателя датчик к1 фиксирует сжатие, а затем растяжение поверхности корпуса.

При расчете полной деформации были выбраны следующие значения ее компонентов: $\varepsilon_z = -0,35 \cdot 10^{-4}$ и $\varepsilon_x = 1,1 \cdot 10^{-4}$. Они соответствуют замерам датчиков к1 и к2. При расчете деформации ε_z выбиралось усредненное значение измерения - 0,14В. Таким образом, экспериментальное значение полной относительной деформации $\varepsilon = 1,15 \cdot 10^{-4}$.

На рисунке 4.20 представлены результаты расчета полной относительной деформации в рассматриваемом месте.

Расчеты проводились при следующих исходных данных: давление в камере $p_k = 50$ бар, давление воды в межрубашечном тракте $p_{ж} = 10$ бар, температура на внутренней поверхности внутренней оболочки $T_{11} = 1700\text{K}$, температура на наружной поверхности внутренней оболочки $T_{12} = 320^\circ\text{C}$, температура на внутренней поверхности наружной оболочки $T_{21} = 200^\circ\text{C}$, температура на наружной поверхности наружной оболочки $T_{22} = 50^\circ\text{C}$.

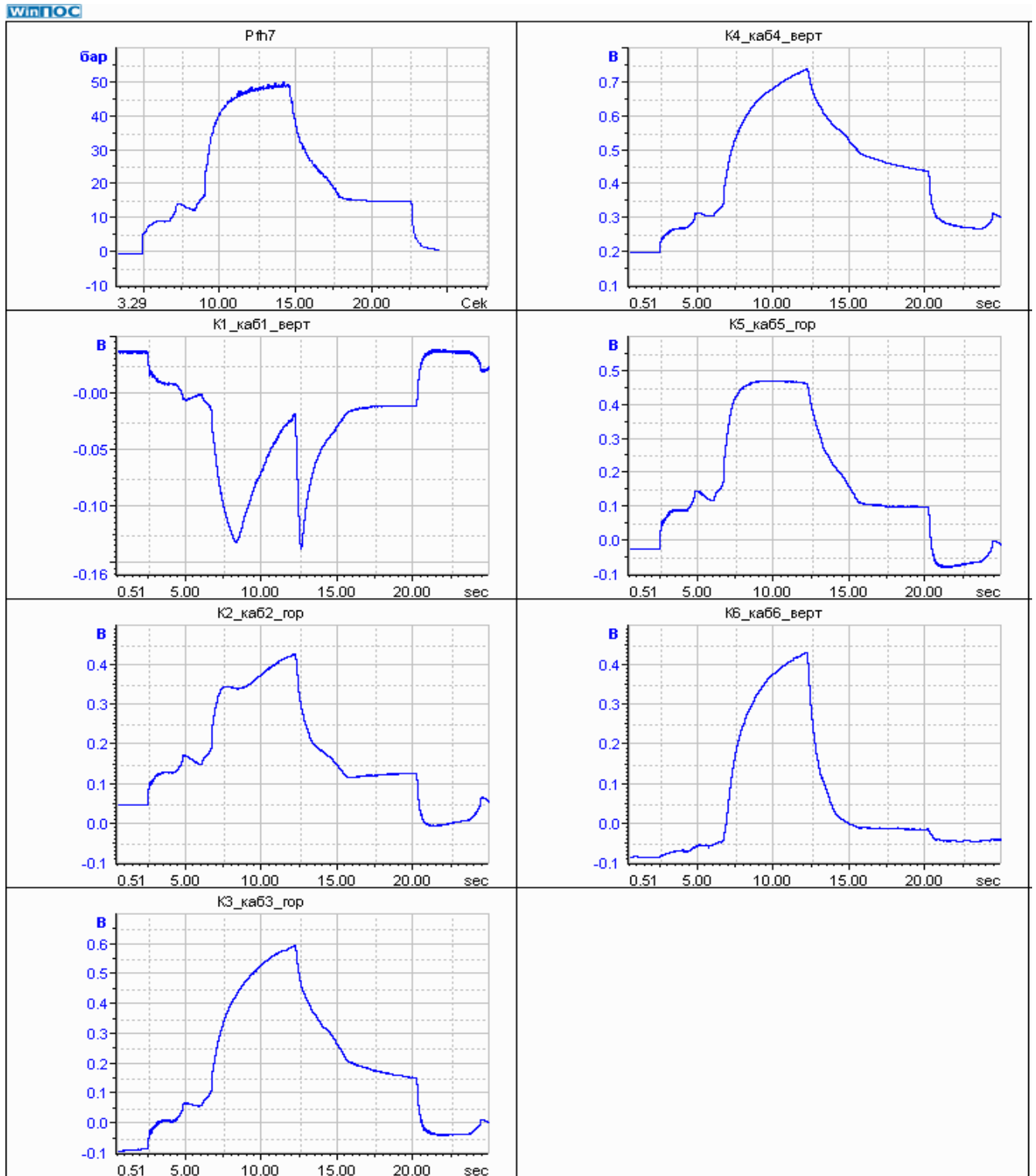


Рисунок 4.19 - Реализации сигналов статического давления Pfh 7 в камере и тензодатчиков к(1 ÷ 6) на наружной поверхности корпуса проставки огневого подогревателя на режиме горения в камере огневого подогревателя.

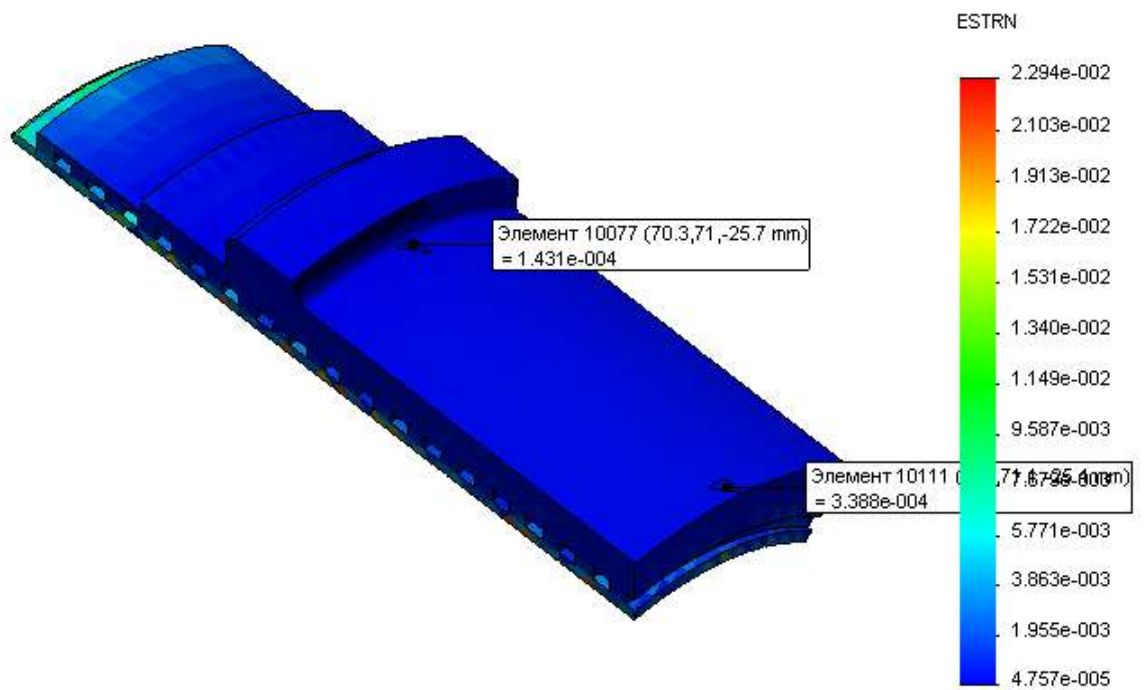


Рисунок 4.20 – Распределение вычисленной полной относительной деформации на наружной поверхности конструкции на режиме горения в камерах сгорания двигателя и огневого подогревателя

Вычисленное значение полной относительной деформации равно $\varepsilon=3,388 \cdot 10^4$. Следовательно, ошибка расчета составила 19,5%. Это можно объяснить неточными значениями исходных данных: давления воды в межрубашечном тракте и температур в оболочках.

Для проверки достоверности полученных экспериментальных результатов был проведен эксперимент по статическому нагружению корпуса огневого подогревателя. С использованием строп, пропущенных через нижнюю поверхность цилиндрического корпуса проставки огневого подогревателя (рисунок 4.14), осуществлялся его подъём на некоторую высоту, фиксация положения и возвращение в исходное положение. В процессе эксперимента проводилась непрерывная регистрация сигналов тензодатчиков.

Результаты, представленные на рисунке 4.21 показывают, что в процессе подъёма поверхность корпуса в зоне размещения тензодатчиков к(2÷6) растягивается. При фиксации положения сигналы сохраняют практически постоянные значения. При опускании - поверхность сжимается, возвращаясь к исходному состоянию. Этот результат качественно совпадает с данными полученными при работе огневого подогревателя в режимах холодной продувки и развитого горения, при которых при повышении давления тензодатчики фиксируют растяжение поверхности, а при уменьшении её - сжатие.

Тензодатчик к1 при подъёме фиксирует сжатие поверхности, при фиксации положения сигнал остаётся постоянным, а при опускании поверхность растягиваясь возвращается к исходному состоянию с возможным учётом на разбалансировку тензоусилителей. Полученный результат качественно совпадает с данными эксперимента при режиме холодной продувки. Таким образом, результаты, полученные в экспериментах по статическому нагружению корпуса огневого подогревателя, качественно совпадают с данными, зарегистрированными при рабочих режимах с горением и без него в камере огневого подогревателя.

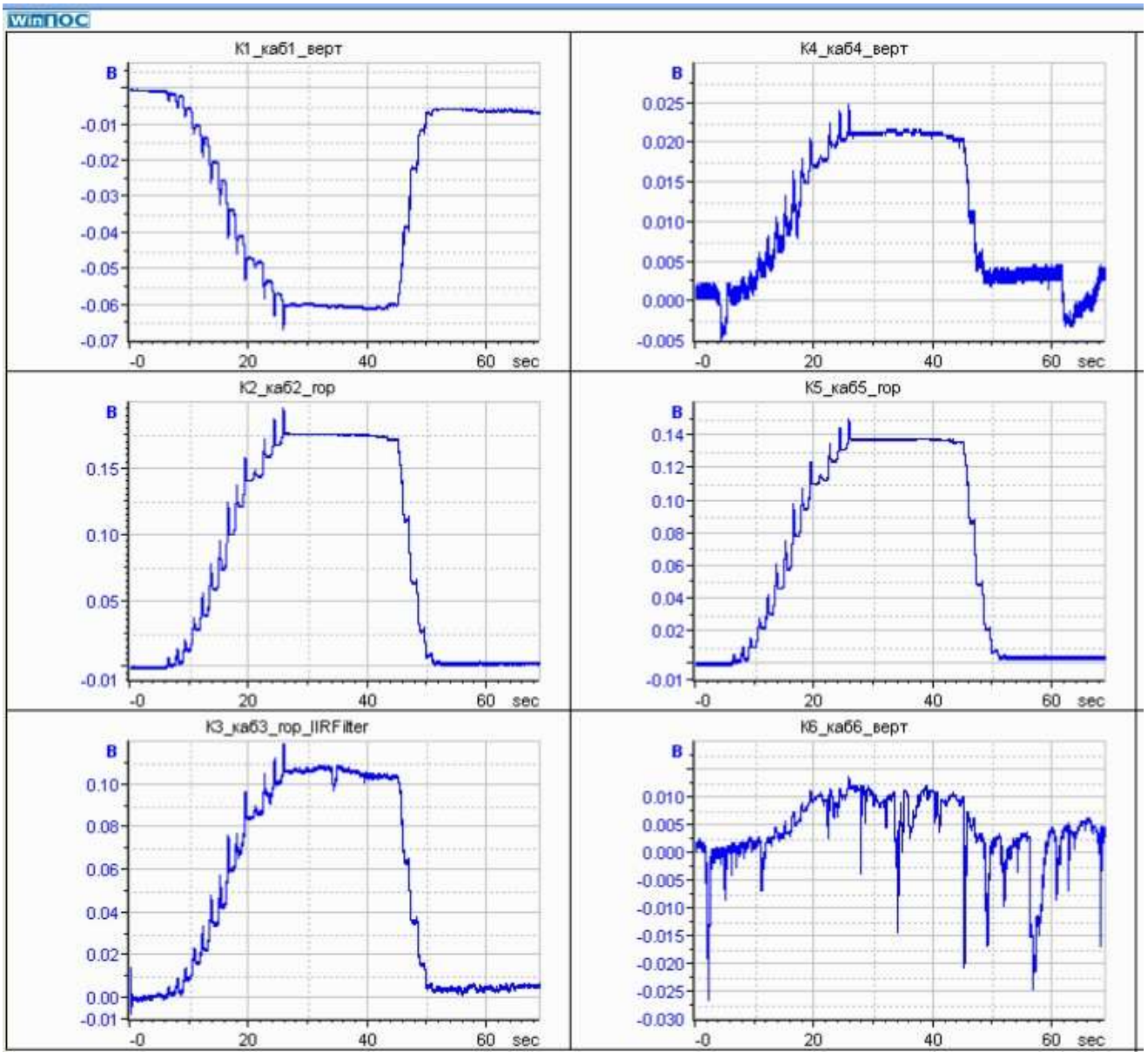


Рисунок 4.21 - Сигналы тензодатчиков к(1 ÷ 6) при вертикальном подъёме проставки огневого подогревателя

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Разработан метод исследования объемной статической прочности однослойных оболочечных конструкций, позволяющий оптимизировать конструкции, состоящие из взаимосвязанных однослойных оболочек, стержней, пластин, трубок и др. Проведена его успешная верификация на основе экспериментальных исследований.

2. Разработан метод расчета объемной общей несущей способности двухслойных связанных оболочек, позволяющий рассчитать двухслойные оболочечные конструкции. Различие между расчетным и экспериментальным значениями полных деформаций составляет для статических условий 7,8% и при горении в камере - 19,5%. В окружном направлении ошибка расчета для статических условий составляет величину 7,4%.

3. Проведена верификация алгоритма оптимизации подсистемы COSMOS с оптимизационной компьютерной системой, в которой автор применил технологию разреженных матриц. Получено удовлетворительное совпадение результатов: по напряжениям до 12 – 18%, по перемещениям до 3 – 7%.

4. Проведена оптимизация конструкции металлического основания корпуса отсека РДТТ, содержащего взаимосвязанные однослойные оболочки. Масса конструкции снижена на 11,6%, что составляет 37,2 кг. Даны рекомендации по оптимальному проектированию трубок.

5. Проведен расчет объемной несущей способности камеры ЖРД, содержащей двухслойные связанные оболочки. Запас по несущей способности составил $n=2,46$. Даны рекомендации по проектированию элементов конструкции камеры сгорания.

6. Проведен расчет объемной несущей способности двух конструкций жаровых труб, входящих в состав экспериментальной установки, предназначенной для создания высокоэнтальпийных воздушных потоков, направляемых в экспериментальный РПД. Корпуса жаровых труб состоят их

двухслойных оболочек. Даны рекомендации по проектированию и выбору конструкционных материалов оболочек жаровых труб.

7. Проведен расчет объемной несущей способности пяти конструктивных схем плоских камер сгорания перспективных РПД. Камеры содержат каналы регенеративного охлаждения оболочек. Даны рекомендации по проектированию и выбран рациональный вариант конструкции камеры.

8. Проведен анализ экспериментальных данных по испытаниям конструкций с однослойными и двухслойными взаимосвязанными оболочками, который позволил судить о правильности и точности разработанных методов расчетных исследований.

Список литературы

1. Балыко Ю.П., Горчица Г.И., Ермолин О.В. и др. Методологические основы создания систем и комплексов авиационного ракетного вооружения/ М.: Издательско-торговая корпорация «Дашков и К^о», 2012. – 688 с.
2. Федосов Е.А. и др. Авиация ВВС России и научно-технический прогресс. Боевые комплексы и системы вчера, сегодня, завтра/ М.: Дрофа, 2004. - 412 с..
3. Нестеров В.А., Куприков М.Ю., Маркин Л.В. и др. Научные основы создания установок ракетного вооружения летательных аппаратов/ М.: Издательско-торговая корпорация «Дашков и К^о», 2012. – 288 с.
4. Авиация. Энциклопедия/ М.: Изд-во БРЭ, ЦАГИ, 1994 – 556 с.
5. Лукашевич В., Афанасьев И. Космические крылья/ М.: ЛенТа Странствий, 2009.- 496 с.
6. Космонавтика. Энциклопедия/ М.: Изд-во «Советская энциклопедия», 1985.- 528 с.
7. Гахун Г.Г., Баулин В.И., Володин В.А. и др. Конструкция и проектирование жидкостных ракетных двигателей/ М.: Машиностроение, 1989. – 424с.
8. Алемасов В.Е., Дрегалин А.Ф., Тишин А.П. Теория ракетных двигателей/ Под ред. В.П. Глушко - М.: Машиностроение, 1989 – 464с.
9. Васильев А.П., Кудрявцев В.М., Кузнецов В.А. и др. Основы теории и расчета жидкостных ракетных двигателей: в 2-х кн./ 4-е изд. - М.: Высш. шк., 1993.
10. Добровольский М.В. Жидкостные ракетные двигатели/ Под ред. Д.А. Ягодникова - 2-е изд. - М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2005. – 488с.
11. Воробей В.В., Логинов В.Е. Технология производства жидкостных ракетных двигателей/ М.: Изд-во МАИ, 2001.- 496 с.
12. Овсянников Б.В., Боровский Б.И. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей/ М.: Машиностроение, 1986. – 376с.

13. Фахрутдинов И.Х., Котельников А.В. Конструкция и проектирование ракетных двигателей твердого топлива/ М.: Машиностроение, 1987. – 328с.
14. Абугов Д.И., Бобылев В.М. Теория и расчет ракетных двигателей твердого топлива/ М.: Машиностроение, 1987. – 272с.
15. Ерохин Б.Т. Теория, расчет и проектирование ракетных двигателей. Часть 1. Двигатели твердого топлива/ М.: МГАПИ, 2004.- 864с.
16. Калинин В.А., Ягодников Д.А. Технология производства ракетных двигателей твердого топлива/ М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011. – 687с.
17. Соколовский И.И., Петренко В.И., Зыков Г.А. и др. Управляемые энергетические установки на твердом топливе/ М.: Машиностроение, 2003. – 464с.
18. Буланов И.М., Воробей В.В. Технология ракетных и аэрокосмических конструкций из композиционных материалов/ М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1998. – 516с.
19. Губертов А.М., Миронов В.В., Борисов В.Н. и др. Газодинамические и теплофизические процессы в ракетных двигателях твердого топлива/ Под ред. А.С. Коротева. - М.: Машиностроение, 2004. – 512с.
20. Липанов А.М., Алиев А.В. Проектирование ракетных двигателей твердого топлива/ М.: Машиностроение, 1995. – 400с.
21. Орлов Б.В., Мазинг Г.Ю. Термодинамические и баллистические основы проектирования ракетных двигателей на твердом топливе/ М.: Машиностроение, 1979. – 392с.
22. Абашев В.М. Концептуальное проектирование РДТТ/ М.: Изд-во МАИ, 2000.- 104с.
23. Артемов О.А. Прямоточные воздушно-реактивные двигатели (параметры, характеристики, применение)/ М.: Издательство, 2002.- 300с.
24. Александров В.Н., Быцкевич В.М., Верховоломов В.К. и др. Интегральные прямоточные воздушно-реактивные двигатели на твердых топливах (Основы теории и расчета)/ М.: ИКЦ «Академкнига», 2006.- 343 с.

25. Сорокин В.А., Яновский Л.С., Козлов В.А. и др. Ракетно-прямоточные двигатели на твердых и пастообразных топливах. Основы проектирования и экспериментальной отработки/ М.: ФИЗМАТЛИТ, 2010.- 320 с.
26. Обносов Б.В., Сорокин В.А., Яновский Л.С. и др. Конструкция и проектирование комбинированных ракетных двигателей на твердом топливе/ М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2012.- 279 с.
27. Балмина Р.В., Губанов А.А., Иванькин М.А., Лапинский Д.А. Состояние и перспективы разработки гиперзвукового вооружения// Новости зарубежной науки и техники. Техническая информация. - ЦАГИ, 2012. – 75с.
28. Шимкович Д.Г. Расчет конструкций в MSC.visualNastran for Windows/ М.: ДМК Пресс, 2004. – 704с.
29. Каплун А.Б., Морозов Е.М., Олферьева М.А. ANSYS в руках инженера. Практическое руководство/ Едиториал УРСС, 2003. – 272 с.
30. ANSYS Basic Analysis Procedures Guide. ANSYS Release 5.6/ ANSYS Inc., 1998.
31. Алямовский А.А., Собачкин А.А., Одинцов Е.В. и др. SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике/ СПб.: БХВ-Петербург, 2005. – 800 с.
32. Алямовский А.А. SolidWorks/COSMOSWorks. Инженерный анализ методом конечных элементов/ М.: ДМК Пресс, 2004. – 432с.
33. COSMOSDesignSTAR 4.5 Basic User's Guide/ Structural Research and Analysis Corporation, USA, 2004.
34. COSMOSDesignSTAR 4.5 Nonlinear User's Guide/ Structural Research and Analysis Corporation, USA, 2004.
35. Зенкевич О., Чанг И. Метод конечных элементов в теории сооружений и в механике сплошных сред/ Пер. с англ. - М.: Недра, 1974.- 240с.
36. Постнов В.А., Хархурим И.Я. Метод конечных элементов в расчетах судовых конструкций/ Л.: Судостроение, 1974.- 339с.
37. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике/ Пер. с англ. - М.: Мир, 1975.- 544с.

38. Стренг Г., Фикс Дж. Теория метода конечных элементов/ Пер. с англ. - М.: Мир, 1976.- 349с.
39. Оден Дж. Конечные элементы в нелинейной механике сплошных сред/ Пер. с англ. - М.: Мир, 1976. – 334 с.
40. Деклу Ж. Метод конечных элементов/ Пер. с франц. - М.: Мир, 1976.- 94с.
41. Сеницын А.П. Метод конечных элементов в динамике сооружений/ М.: Стройиздат, 1978.- 231с.
42. Сегерлинд Л. Применение метода конечных элементов/ Пер. с англ. - М.: Мир, 1979.- 392с.
43. Морозов Е.М., Никишкин Г.П. Метод конечных элементов в механике разрушения/ М.: Наука, 1980.- 254с.
44. Норри Д., де Фриз Ж. Введение в метод конечных элементов/ Пер. с англ. - М.: Мир, 1981.- 304с.
45. Батэ К., Вилсон Е. Численные методы анализа и метод конечных элементов/ Пер. с англ. - М.: Стройиздат, 1982.- 448с.
46. Мяченков В.И., Мальцев В.П., Майборода В.Б. и др. Расчеты машиностроительных конструкций методом конечных элементов. Справочник/ М. - Машиностроение, 1989.- 520с.
47. Абашев В.М. Основы метода конечных элементов/М.: Изд-во МАИ-ПРИНТ, 2008.- 84 с.
48. Баничук Н.В. Введение в оптимизацию конструкций/ М.: Наука, 1986. – 302с.
49. Малков В.П., Угодчиков А.Г. Оптимизация упругих систем/ М.: Наука, 1981.- 288с.
50. Ольхофф Н. Оптимальное проектирование конструкций/ Пер. с англ. - М.: Мир, 1981.- 277с.
51. Прагер В. Основы теории оптимального проектирования конструкций/ Пер. с англ. - М.: Мир, 1977.- 109с.

52. Баничук Н.В. Введение в оптимизацию конструкций/ М.: Наука, 1986. – 304с.
53. Гринев В.Б., Филиппов А.П. Оптимизация элементов конструкций по механическим характеристикам/ Киев: Наукова думка, 1975.- 294с.
54. Баничук Н.В., Иванова С.Ю. Определение оптимальной формы движущегося штампа с учетом трения// Известия РАН. Механика твердого тела. Выпуск №5. – 2012. - М.: Изд-во «Наука. - с. 121-128.
55. Баничук Н.В., Барсук А.А., Иванова С.Ю. и др. Оптимизация гибких балок// Известия РАН. Механика твердого тела. Выпуск №5. – 2010. - М.: Изд-во «Наука».- с. 57-70.
56. Васильев В.В., Федоров Л.В. Плоская осесимметричная задача геометрической теории упругости и оптимизация дисков// Известия РАН. Механика твердого тела. Выпуск №6. – 2006. - М.: Изд-во «Наука».- с. 47-60.
57. Постнов В.А., Тумашик Г.А. Оптимизация по критерию устойчивости консольного стержня, подверженного действию неконсервативной сжимающей силы// Известия РАН. Механика твердого тела. Выпуск №2. – 2006. - М.: Изд-во «Наука».- с. 93-103.
58. Любимов А.А., Сергеев О.А., Киселев В.Г. и др. Оптимизация стержневых конструкций со случайными несовершенствами при ограничениях по устойчивости// Проблемы прочности и пластичности. Выпуск №74. – 2012. - Нижегородский государственный университет им. Н.И. Лобачевского: - с. 134-145.
59. Бутырин В.И., Максименко В.Н., Лавшок Л.В. и др. Расчеты на прочность и оптимальное проектирование по весу многослойных оболочечных изделий из композитов при воздействии совокупности нагрузок// Прикладная механика и техническая физика. Выпуск №1. – 2014. - Изд-во СО РАН: Новосибирск, - С. 57-65.
60. Болдырев А.В. Структурная модификация тонкостенных конструкций по условиям жесткости// Проблемы прочности и пластичности. Выпуск №70. – 2008.

- Нижегородский государственный университет им. Н.И. Лобачевского: - с. 175-183.

61. Маркина М.В. Аппроксимация множества Парето в бикритериальных задачах оптимального проектирования механических конструкций// Проблемы прочности и пластичности. Выпуск №73. – 2011. - Нижегородский государственный университет им. Н.И. Лобачевского: - с. 167-179.

62. Баничук Н.В., Иванова С.Ю., Макеев Е.В. О проникании неосесимметричных тел в твердую деформируемую среду и оптимизация их формы// Известия РАН. Механика твердого тела. Выпуск №4. – 2008. - М.: Изд-во «Наука». - с. 176-183.

63. Соловьев С.А. Определение формы осесимметричного тела, обтекаемого потоком вязкой несжимаемой жидкости, по заданному на его поверхности распределению давления// Прикладная механика и техническая физика. Выпуск №6. – 2009. - Изд-во СО РАН: Новосибирск. - с. 16-26.

64. Абашев В.М. К оптимальному проектированию цилиндрических оболочек// Известия вузов. Авиационная техника». Выпуск №1. – 1997. – Казань: Казанский авиационный институт. - с. 98-100.

65. Баничук Н.В., Иванова С.Ю., Макеев Е.В. Проникание жестких ударников в слоистые пластины и некоторые задачи глобальной многоцелевой структурной оптимизации// Проблемы прочности и пластичности. Выпуск №74. – 2012. - Нижегородский государственный университет им. Н.И. Лобачевского: - с. 124-133.

66. Болдырев А.В. Структурная оптимизация силовых конструкций с учетом требований устойчивости// Известия РАН. Механика твердого тела. Выпуск №1. – 2012. - М.: Изд-во «Наука». - с. 132-140.

67. Eschenauer H.A., Olhoff N. Topology optimization of continuum structures: A review// Appl. Mech. Rev. V.54. №4. - 2001. - p. 331-389.

68. Мирсалимов В.М. Оптимальное проектирование составной пластины, ослабленной периодической системой трещин// Известия РАН. Механика твердого тела. Выпуск №2. – 2007. - М.: Изд-во «Наука». - с. 75-86.

69. Бормотин К.С., Олейников А.И. Вариационные принципы и оптимальные решения обратных задач изгиба пластин при ползучести// Прикладная механика и техническая физика. Выпуск №5. – 2012. - Изд-во СО РАН: Новосибирск. - с. 136-146.

70. Хог Э., Чой К., Комков В. Анализ чувствительности при проектировании конструкций/ Пер. с англ.- М.: Мир, 1988. - 428с.

71. Хог Э., Арора Я. Прикладное оптимальное проектирование: Механические системы и конструкции/ Пер. с англ.- М.: Радио и связь, 1990. - 539с.

72. Абашев В.М. Оптимальное проектирование конструкций ракетных двигателей твердого топлива// Вестник Московского авиационного института. Том 5. Выпуск №1. -1998. - Изд-во МАИ. - с. 15-18.

73. Сергеева О.А., Киселев В.Г. Оптимизация геометрически нелинейных стержневых конструкций с начальными глобальными несовершенствами// Проблемы прочности и пластичности. Выпуск №72. – 2010. - Нижегородский государственный университет им. Н.И. Лобачевского. - с. 100-112.

74. Темис Ю.М., Якушев Д.А. Оптимальное проектирование формы лопатки компрессора// Проблемы прочности и пластичности. Выпуск №73. – 2011. - Нижегородский государственный университет им. Н.И. Лобачевского. - с. 141-149.

75. Феодосьев В.И. Прочность теплонапряженных узлов жидкостных ракетных двигателей/ М.: Оборонгиз, 1963. - 212с.

76. Баулин В.И. Расчет связанных оболочек на общую несущую способность с применением ЭВМ/ М.: Изд-во МАИ, 1986. – 32с.

77. Абашев В.М., Ляшенко А.И. Метод последовательной оптимизации сложных конструкций// Научно-технический вестник Поволжья. Выпуск №5, 2013. - с.86-89.

78. Ляшенко А.И., Абашев В.М. Метод расчета объемной статической прочности сложных оболочечных конструкций// Материалы XIII Международной научно-практической конференции «Моделирование. Теория, методы и средства»,

г. Новочеркасск, 27 февраля 2013 г., Юж.-Рос. гос. техн. ун-т (НПИ). – Новочеркасск, ЮРГТУ (НПИ), 2013. – с. 46-50.

79. Ляшенко А.И. Оптимизация сложной оболочечной конструкции// Атмосферные энергетические установки. Выпуск №2. – 2012. - Изд-во ООО «Канон», с. 18-20.

80. Абашев В.М., Ляшенко А.И. Прочность камер жидкостных ракетных двигателей. Учебное пособие/ М.: Изд-во МАИ-ПРИНТ, 2014.- 116 с.

81. Ляшенко А.И. Метод расчета объемной общей несущей способности двухслойных связанных оболочек// Атмосферные энергетические установки. Выпуск №3,4. – 2012. - Изд-во ООО «Канон», с. 38-40.

82. Ляшенко А.И. Объемная несущая способность конструкции жаровой трубы// Атмосферные энергетические установки. Выпуск №3,4. – 2012. - Изд-во ООО «Канон», с. 57-62.

83. Ляшенко А.И. Общая объемная несущая способность плоской камеры сгорания// Атмосферные энергетические установки. Выпуск №3,4. – 2012. - Изд-во ООО «Канон», с. 50-52.

84. Абашев В.М., Еремкин И.В., Крайнев В.Л., Ляшенко А.И., Прудников А.Г., Тарасенко О.С., Третьяков П.К., Тупикин А.В. Газодинамическая камера-сопло// Тезисы докладов 12-й Международной конференции «Авиация и космонавтика-2013», 12-15 ноября 2013 г. Москва, СПб.: Мастерская печати, 2013. - с. 301.

85. Абашев В.М., Животов Н.П., Ляшенко А.И., Киктев С.И., Хомовский Я.Н. Интегральное сопло// Тезисы докладов 12-й Международной конференции «Авиация и космонавтика-2013», 12-15 ноября 2013 г. Москва, СПб.: Мастерская печати, 2013.- с. 313-315.

86. Широков И.Н., Абашев В.М., Ляшенко А.И. Определение полноты сгорания в камере модельной установки при различных геометрических параметрах// Тезисы докладов 12-й Международной конференции «Авиация и космонавтика-2013», 12-15 ноября 2013 г. Москва, СПб.: Мастерская печати, 2013.- с. 427-428.

87. Абашев В.М., Ляшенко А.И. Выбор оптимальной схемы конструкции ракетного двигателя твердого топлива с помощью экспертной системы «РЫСЬ»// Материалы XIII Международной научно-практической конференции «Моделирование. Теория, методы и средства», г. Новочеркасск, 27 февраля 2013 г., Юж.-Рос. гос. техн. ун-т (НПИ). – Новочеркасск, ЮРГТУ (НПИ), 2013. – 5 с.

88. Ляшенко А.И., Матушкин А.А. Моделирование кинематических характеристик устройства доставки полезной нагрузки с учетом его упругих свойств// Научно-технический вестник Поволжья. Выпуск №1. - 2014. - с. 109-113.

89. Абашев В.М. Конструкционные материалы, используемые в ракетных двигателях. Учебное пособие/ М.: Изд-во МАИ-ПРИНТ, 2009.- 88с.

90. Лизин В.Т., Пяткин В.А. Проектирование тонкостенных конструкций/ Изд. 3-е – М.: Машиностроение, 1994.- 384 с.

91. Писсанецки С. Технология разрезанных матриц/ Пер. с англ. - М.: Мир, 1988.- 410 с.

92. Абашев В.М. Метод оптимального проектирования конструкций РДТТ// В сб.: «Создание перспективных ракетных двигателей твердого топлива. М.: МАИ. - 2004г.

93. Бажанов В.Л. Дубровин Н.М., Кнорозов Б.В. Справочник по конструкционным материалам. Часть 2. Цветные металлы и сплавы. Часть 3. Пластические массы/ М.: Изд. Военной артиллерийской инженерной академии им. Ф.Э. Дзержинского, 1961. – 515с.

94. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей/ Изд. 2-е. - М.: Наука, 1972.

ПРИЛОЖЕНИЕ



Открытое акционерное общество

МИТ «КОРПОРАЦИЯ
«МОСКОВСКИЙ ИНСТИТУТ ТЕПЛОТЕХНИКИ»

Березовая аллея, д.10, Москва, Россия, 127273
Телетайп: 113160, 114270 КРУЧА
Телефон: (499) 907-37-74, Телефакс: (499) 907-37-29
e-mail: Mitemail@umail.ru

УТВЕРЖДАЮ
Главный инженер –
первый зам. генерального директора
ОАО «Корпорация «МИТ»

В.Д. Полунин

2014 г.



АКТ

о внедрении результатов кандидатской работы

С помощью метода исследования объемной статической прочности однослойных оболочечных конструкций, созданного в диссертационной работе аспиранта кафедры «Конструкция и проектирование двигателей» МАИ А.И. Ляшенко, выполнялся комплекс расчетов при проектировании и отработке конструкции хвостового отсека изделия по теме «Булава». В настоящее время изделие успешно эксплуатируется.

Начальник отдела

И.Г. Гашин

**МОСКОВСКИЙ АВИАЦИОННЫЙ ИНСТИТУТ
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)**



«УТВЕРЖДАЮ»

Проректор по учебной работе

М.Ю. Куприков

2014 г.

АКТ ВНЕДРЕНИЯ

Настоящим актом подтверждается, что методы исследования объемной статической прочности сложных оболочечных конструкций, разработанные в диссертационной работе аспиранта кафедры «Конструкция и проектирование двигателей» А.И. Ляшенко и учебное пособие Абашева В.М., Ляшенко А.И. Прочность камер жидкостных ракетных двигателей. Учебное пособие/ М., Изд-во МАИ-ПРИНТ, 2014.- 116 с., используются в учебном процессе кафедры при чтении лекций по курсам: «Системы автоматизированного проектирования ракетных двигателей», «Конструирование ракетных двигателей твердого топлива», «Конструирование камер жидкостных ракетных двигателей» и при выполнении курсовых и дипломных проектов по курсам: «Конструирование ракетных двигателей твердого топлива», «Конструирование камер жидкостных ракетных двигателей».

Заведующий кафедрой

«Конструкция и проектирование двигателей»

д.т.н., профессор

Ю.А. Равикович

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ НАУЧНЫЙ ЦЕНТР РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ УНИТАРНОЕ ПРЕДПРИЯТИЕ
«ЦЕНТРАЛЬНЫЙ ИНСТИТУТ АВИАЦИОННОГО МОТОРОСТРОЕНИЯ имени П.И. БАРАНОВА»

УТВЕРЖДАЮ
Заместитель генерального директора -
главный инженер
ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова»



В.Г. Назаренко
2014 г.

АКТ

о внедрении результатов
диссертационной работы Ляшенко Алексея Ивановича
на соискание ученой степени кандидата технических наук

№ _____

от « ____ » _____ 2014 г.

Комиссия в составе:

председатель: А.Н. Прохоров, к.т.н., заместитель генерального директора
по аэрокосмическим двигателям,
члены комиссии: В.Ю. Александров, к.т.н., зам. начальника отдела 012,
В.Л. Семенов, к.т.н., зам. начальника отдела 012.

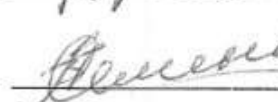
составила настоящий акт о том, что результаты диссертационной работы аспиранта кафедры «Конструкция и проектирование двигателей» ГОУ ВПО «МАИ (ГТУ)» А.И. Ляшенко, основанные на разработанном им методе исследования объемной общей несущей способности двухслойных связанных оболочек нашли отражение в научно-исследовательских работах ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова» в рамках выполнения НИР «Гиперзвук-НТБ» при проектировании и экспериментальной отработке жаровых труб генератора высокоэнтальпийных воздушных потоков, предназначенного для подачи рабочего тела в экспериментальные высокоскоростные прямоточные воздушно-реактивные двигатели.

Председатель комиссии

 А.Н. Прохоров

Члены комиссии:

 В.Ю. Александров

 В.Л. Семенов