

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



На правах рукописи

Шахов Александр Сергеевич

**МЕТОДИКА ОЦЕНКИ ДИНАМИКИ И ПРОЧНОСТИ ДЕТАЛЕЙ КОМПРЕССОРА
НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ С УЧЕТОМ
ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ОТКЛОНЕНИЙ**

Специальность 2.5.15.

«Тепловые, электроракетные двигатели и энергоустановки летательных
аппаратов»

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель:
кандидат технических наук, доцент
Архипов Александр Николаевич

Москва – 2022

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
Актуальность и важность	5
Степень разработанности темы	6
Научная новизна и практическая значимость	7
Глава 1 МЕТОДИКА ПОСТРОЕНИЯ ПАРАМЕТРИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ДЕТАЛЕЙ ГТД С УЧЕТОМ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ОТКЛОНЕНИЙ.....	10
1.1 Применение параметрического моделирования	10
1.2 Обзор современных комплексов САД	11
1.3 Построение параметрической модели барабана бустера	12
1.4 Параметрическая модель разделителя потока из ПКМ.....	17
1.5 Параметрическая модель панели внутренней из ПКМ	18
Выводы к главе 1:.....	19
Глава 2 ПРОЧНОСТЬ МОДЕЛЕЙ БАРАБАНА КНД С УЧЕТОМ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ОТКЛОНЕНИЙ	21
2.1 Подходы к определению ресурса деталей ГТД.....	21
2.2 Влияние геометрических отклонений деталей ГТД на прочность.....	22
2.3 Методология оценки прочности деталей ГТД с использованием коэффициентов влияния единичных и комбинированных отклонений	22
2.4 Расчет осесимметричной модели ротора КНД.....	23
2.4.1 Описание осесимметричной модели ротора.....	23
2.4.2 Граничные условия	27
2.4.3 Расчёт перемещений и граничных условий для последующего трёхмерного расчёта	31
2.5 Расчет 3D модели барабана КНД.....	33
2.5.1 Описание расчетной 3D модели барабана КНД.....	33
2.5.2 Граничные условия	36
2.5.3 Исследование влияния единичных производственных отклонений на прочностные характеристики 3D модели барабана КНД	39
2.5.4 Исследование влияния комбинированных производственных отклонений на прочностные характеристики 3D модели барабана КНД	41

2.6 Оценка долговечности	42
Выводы к главе 2:	44
Глава 3 РАЗРАБОТКА И ПРОВЕДЕНИЕ ИСПЫТАНИЙ КОНСТРУКТИВНО ПОДОБНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ БАРАБАНА БУСТЕРА	45
3.1 Обоснование проведения испытаний конструктивно подобных элементов	45
3.2 Описание разработанного конструктивно подобного элемента, вырезанного из барабана бустера КНД. Разработка схемы вырезки образцов.	46
3.3 Разработка испытательной оснастки	50
3.4 Расчет НДС конструктивно-подобного элемента	50
3.4.1 Описание контактов	50
3.4.2 Граничные условия	52
3.4.3 Результаты расчета	52
3.5 Разработка программы и методики проведения испытаний на малоцикловую усталость КПЭ	57
3.6 Результаты и анализ испытаний конструктивно подобных элементов	59
Выводы к главе 3:	63
Глава 4 ПРОЧНОСТЬ МОДЕЛЕЙ РАБОЧЕЙ ЛОПАТКИ ВЕНТИЛЯТОРА ГТД С УЧЕТОМ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ОТКЛОНЕНИЙ	64
4.1 Описание расчетной 3D модели рабочей лопатки вентилятора	64
4.1.1 Описание расчётной модели	64
4.1.2 Описание сетки конечных элементов	67
4.1.3 Описание граничных условий	70
4.2 Расчеты статических перемещений и напряжений	72
4.3 Расчет собственных частот колебаний	73
4.3.1 Оценка потенциально опасных форм колебаний	73
4.3.2 Построение диаграммы Кэмпбелла	75
4.4 Расчеты лопаток с единичными предельными геометрическими отклонениями	76
4.5 Расчеты лопаток с комбинированными предельными геометрическими отклонениями	80
4.6 Дисбаланс роторов ГТД	83
4.7 Выбор параметров для оптимизации	84

4.8 Методика подбора лопаток и расстановки в сборочном комплекте вентилятора КНД.....	84
4.8.1 Расчет матрицы допустимых пар по критерию разницы статистических моментов противоположных лопаток.....	87
4.8.2 Определение массива границ расположения лопатки в рядах.	90
4.8.3 Создание двух массивов перестановок с учетом допустимой парности и границы перестановки в ряду.	92
4.8.4 Расчет и поиск минимальной функции дисбаланса диска	94
4.8.5 Оценка расстановки РЛ в диске вентилятора по суммарному влиянию на тягу	96
Выводы к главе 4:.....	102
Глава 5 ПРОЧНОСТЬ МОДЕЛЕЙ ДЕТАЛЕЙ КНД ИЗ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ В УСЛОВИЯХ ПОВЫШЕННОЙ ЭРОЗИОННОЙ НАГРУЗКИ	103
5.1 Применение композиционных материалов в авиационном двигателестроении	103
5.2 Описание расчета-модели разделителя потока (РП) из ПКМ с титановой кромкой.....	103
5.2.1 Модель РП.....	103
5.2.2 Свойства материалов	105
5.2.3 Граничные условия	106
5.3 Расчет разделителя потока с номинальной геометрией и с учетом эрозионного износа.	106
5.4 Описание расчетной модели внутренней панели КНД из ПКМ	108
5.4.1 Свойства материалов	110
5.4.2 Граничные условия	111
5.4.3 Нагрузки.....	113
5.5 Расчет моделей внутренней панели КНД с номинальной геометрией и с учетом эрозионного износа.	114
5.5.1 Динамический расчёт.....	119
Выводы к главе 5:.....	120
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	122
СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ	124
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	125

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность и важность

Проектирование современных двигателей является наукоемким, технически сложным и высокочрезвычайно затратным процессом. Совершенствование газотурбинных двигателей (ГТД) подразумевает повышения параметров рабочего цикла, что приводит к возрастанию эксплуатационных нагрузок на детали и узлы двигателя. При создании двигателей особое внимание уделяется их надежности, которая обеспечивается подтверждением ресурса с помощью испытаний узлов и деталей при предельных нагрузках [1, 2, 3].

Одной из важных задач при проектировании ГТД для гражданской авиации является необходимость обеспечения ресурса и надежности вентилятора и компрессора более 20000 циклов, при одновременном снижении удельной массы, расхода топлива и увеличении удельной тяги. Ограничения по ресурсу двигателя, в первую очередь, определяются высоконагруженными роторными деталями, такими как лопатки, диски и барабаны вентилятора и компрессора. Обеспечение заданного ресурса и надежности требует повышения точности расчетов напряженно-деформированного состояния (НДС) и динамики деталей ГТД, для этого эффективно применяются современные вычислительные комплексы, основанные на расчете двух- и трехмерных конечно-элементных моделей с номинальными размерами и нагрузками [4, 5, 6]. При этом важно учитывать, как геометрические отклонения изготовленных деталей вентилятора и компрессора влияют на динамику и долговечность.

Сложность проведения таких исследований связана с высокой трудоемкостью подготовки геометрических моделей и граничных условий, а также большой длительностью проведения расчетов деталей и узлов. Автоматизация подготовки и проведения расчетов способствует уменьшению трудозатрат на проектирование, для чего необходимо использование параметрических геометрических моделей деталей ГТД, позволяющих быстро менять конфигурацию изделий.

Таким образом, разработка автоматизированных методов подготовки и расчета моделей основных деталей компрессора низкого давления (КНД), таких как лопатки, диски из титановых сплавов, статорные детали из композиционных материалов, является актуальной задачей.

Степень разработанности темы

Существенный вклад в области оценки прочности деталей российских ГТД внесли Серенсен С. В., Биргер И. А., Болотин В. В., Когаев В. П., Иноземцев А. А., Ножницкий Ю. А., Темис Ю. М. и др. исследователи [7-23], в частности, проблемами в области малоциклового усталости (МЦУ) занимались Махутов Н. А., Марчуков Е. Ю., Матвиенко Ю. Г., Равикович Ю. А., Петухов А. Н., Архипов А. Н., Туманов Н. В. и др. [24-38]. Работы по изучению ресурса деталей ГТД проводятся на ведущих предприятиях ОДК (ОДК-Авиадвигатель, ОКБ им. А. Люльки, ОДК-Сатурн и др.) и научно-исследовательских и учебных институтах (ЦИАМ, ИМАШ РАН, МАИ, РГАТУ и др.). Основной подход к расчетам прочности и назначению ресурса заключается в определении НДС и циклической долговечности моделей деталей и узлов ГТД, однако на характер НДС, особенно в зонах концентрации напряжений, существенно влияют отклонения размеров и нагрузок сопряженных деталей. Влияние этих отклонений учитывается величиной запасов по напряжениям и долговечности, предельные значения которых назначаются по результатам стендовых испытаний образцов, деталей и узлов, а также полноразмерных двигателей и их эксплуатации [39-42].

Для подготовки и проведения конечно-элементных расчетов применяется современные CAD-CAE (Ansys, Siemens NX) системы, зарекомендовавшие себя в области прочностных расчетов во всем мире и позволяющие не только оценивать НДС детали с высокой точностью, но и проводить большинство подобных расчетов в автоматическом режиме.

Особое место занимают вопросы прочности полимерных композиционных материалов (ПКМ), применение которых в авиационном двигателестроении в России находится на начальном этапе. Здесь можно выделить работы Болотина В. В., Ножницкого Ю. А., Каримбаева Т. Д., Аношкина А. Н. и др. исследователей [43-53]. Начаты работы по использованию ПКМ во внешнем воздушном тракте для статорных деталей, которые не подвергаются высоким нагрузкам. Однако вследствие эрозионного разрушения поверхности детали [54-57], возможно изменение геометрических размеров и ухудшение прочностных характеристик, что требует дополнительных расчетов при изменении размеров.

Проведенный анализ состояния проблемы влияния геометрических отклонений на прочность показал возможные направления работы и позволил сформулировать цель, направления, задачи исследования и методы их решения.

Объектом исследования являются детали компрессора низкого давления газотурбинного двигателя, а именно: рабочая лопатка вентилятора, барабан компрессора низкого давления из титанового сплава, разделитель потока и панель внутренняя из композиционных материалов.

Целью данной работы является разработка и исследование методов оценки прочности деталей вентилятора и компрессора ГТД с учетом геометрических отклонений за счет применения современных расчетных комплексов, повышения точности проводимых расчетов и их автоматизации, упрощенных методик испытаний долговечности.

Для достижения поставленной цели в настоящей работе были поставлены следующие **задачи**:

1. Разработка параметрических моделей барабана КНД, разделителя потока и панели внутренней для автоматизации дальнейших расчетов.
2. Расчетная оценка влияния единичных и комбинированных производственных отклонений барабана КНД на прочность.
3. Разработка и проведение испытаний на МЦУ конструктивно подобных элементов барабана бустера КНД
4. Расчетное исследование прочности рабочей лопатки вентилятора ГТД с учетом производственных отклонений.
5. Расчет прочности деталей КНД, изготовленных из композиционных материалов в условиях повышенной эрозионной нагрузки.

Научная новизна и практическая значимость

1. Разработана методика применения параметрических моделей для проведения серии прочностных расчетов моделей барабана КНД и деталей статора из композитных материалов, позволяющая проводить расчеты в автоматическом режиме, при изменении размеров деталей в рамках заданных допусков.

2. Проведена расчетная оценка прочности барабана КНД с учетом геометрических отклонений. Определены коэффициенты влияния единичных и комбинированных отклонений, позволяющие проводить оценку долговечности изготовленного барабана по результатам измерения его геометрических и весовых параметров.

3. Разработана методика расчетно-экспериментального исследования долговечности конструктивно подобного элемента (КПЭ) вырезанного из барабана КНД, позволяющая проводить опережающую оценку долговечности барабана.

4. Проведено расчетное исследование динамики и прочности рабочей лопатки (РЛ) вентилятора КНД с учетом геометрических отклонений, определены коэффициенты влияния, позволяющие проводить оценку РЛ по результатам измерения геометрических и весовых параметров.

5. Разработана методика расстановки рабочих лопаток вентилятора, учитывающая влияние геометрических отклонений на дисбаланс и аэродинамические показатели.

6. Проведен расчет влияния изменения толщины деталей статора из композиционных материалов на их динамику и прочность. Определены критические толщины при эрозии композитной части разделителя потока и панели внутренней.

Методология и методы исследования

В работе применяются методы математического анализа и статистики, численного решения задач прочности деталей ГТД с использованием программных расчетных комплексов, основанных на методе конечных элементов, экспериментальные методы проведения испытаний на малоцикловую усталость и балансировки облопаченных дисков ГТД.

Положения, выносимые на защиту.

1. Методика применения параметрических моделей при проведении серии прочностных расчетов деталей ГТД.
2. Результаты оценки влияния геометрических отклонений на НДС и циклическую долговечность барабана бустера КНД.
3. Методика и результаты экспериментального исследования долговечности конструктивно подобных элементов, вырезанных из барабана бустера КНД.
4. Результаты оценки влияния геометрических отклонений на динамику и прочность рабочей лопатки вентилятора.
5. Методика расстановки рабочих лопаток вентилятора, учитывающая влияние геометрических отклонений на дисбаланс и аэродинамические показатели.
6. Результаты оценки влияния толщины деталей статора из композиционных материалов на их динамику и прочность при эрозии.

Достоверность результатов обеспечивается использованием сертифицированного программного комплекса ANSYS, созданием нескольких конечно-элементных моделей для одной детали и проверкой близости результатов расчета, статистической обработкой экспериментальных результатов и проведением испытаний на современном оборудовании.

Апробация результатов. Основные положения и результаты диссертационной работы были доложены на всероссийских и международных научно-технических конференциях: международная молодёжная научная конференция «Гагаринские чтения» (г. Москва, 2018 г.); международная конференция «Авиация и космонавтика» (г. Москва, 2019, 2020 г.); международная научно-техническая конференция «International Conference on Aviation Motors»

(ICAM) (г. Москва, 2020 г.), VIII Международная конференция "Проблемы механики современных машин" (ПМСМ'22) (г. Улан-Удэ, 2022 г.).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 10 работ, из них 1 статья в рецензируемых научных изданиях из рекомендованного перечня ВАК, 2 статьи в изданиях, индексируемых в базе SCOPUS.

Глава 1 МЕТОДИКА ПОСТРОЕНИЯ ПАРАМЕТРИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ДЕТАЛЕЙ ГТД С УЧЕТОМ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ОТКЛОНЕНИЙ

1.1 Применение параметрического моделирования

Исследование влияния геометрических отклонений детали ГТД на прочность требует большого количества однотипных расчетов, число которых зависит от количества выбранных размеров детали, наиболее сильно влияющих на НДС. Важным условием для повышения скорости и точности расчетов является возможность автоматизации, для этого применяется параметрическое моделирование деталей [58-60], что позволит значительно уменьшить время на подготовку геометрии при изменении размеров.

Существует несколько типов параметризации [61]:

1) *Табличная параметризация* заключается в создании таблицы параметров типовых деталей. Создание нового экземпляра детали производится путём выбора из таблицы типоразмеров. Возможности табличной параметризации весьма ограничены, поскольку задание произвольных новых значений параметров и геометрических отношений невозможно.

2) *Иерархическая параметризация* заключается в том, что в ходе построения модели вся последовательность построения отображается в отдельном окне в виде «древа построения». В нем перечислены все существующие в модели вспомогательные элементы, эскизы и выполненные операции в порядке их создания.

3) *Вариационная параметризация (размерная)* основана на построении эскизов (с наложением на объекты эскиза различных параметрических связей) и наложении пользователем ограничений в виде системы уравнений, определяющих зависимости между параметрами.

4) *Геометрическая параметризация* – это моделирование, при котором геометрия каждого объекта пересчитывается в зависимости от положения родительских объектов, его параметров и переменных.

Параметрическая модель, в случае геометрической параметризации, выбранной для создания моделей, состоит из элементов построения и элементов изображения. Элементы построения (конструкторские линии) задают параметрические связи. К элементам изображения относятся линии изображения (которыми обводятся конструкторские линии), а также элементы оформления (размеры, надписи, штриховки и т.п.).

Одни элементы построения могут зависеть от других элементов построения. Элементы построения могут содержать и параметры (например, радиус окружности или угол наклона

прямой). При изменении одного из элементов модели все зависящие от него элементы перестраиваются в соответствии со своими параметрами и способами их задания.

Геометрическая параметризация позволяет более гибко редактировать модели, поэтому наиболее подходит для создания модели деталей ГТД. Если надо внести незапланированное изменение, то в геометрии модели не обязательно удалять исходные линии построения (это может привести к потере ассоциативных взаимосвязей между элементами модели) – можно провести новую линию построения и перенести на неё линию изображения.

В МАИ параметризация моделей впервые была использована для построения моделей лопаток вентилятора [40, 62, 63].

1.2 Обзор современных комплексов CAD

В работе [64] описаны современные комплексы CAD программ. К числу мировых лидеров в области CAD-систем верхнего уровня относятся системы NX (компания EDS), CATIA (Dessault Systemes), Inventor (Autodesk).

Система NX – это система трёхмерного твердотельного гибридного моделирования, предоставляющая инженеру все необходимое для работы с твёрдым телом, поверхностью и каркасной моделью. Все функции работы с твёрдым телом и поверхностью отражены в полностью ассоциативном, параметрическом дереве построения.

Система CATIA позволяет заказчику генерировать собственный вариант САПР сквозного проектирования – от создания концепции изделия до технологической поддержки производства и планирования производственных ресурсов. В системе реализовано поверхностное и твердотельное 3D-моделирование и оптимизация характеристик изделий.

Система Inventor предназначена для твердотельного параметрического проектирования, ориентирована на разработку больших сборок с сотнями и тысячами деталей, имеет развитую библиотеку стандартных элементов. В основе системы также лежит графическое ядро ACIS.

Значительно дешевле обходится приобретение САПР среднего уровня. В России получили распространение системы компаний Autodesk, SolidWorks Corporation, Bentley, Топ Системы, Аскон, Интермех, Вее-Питрон и некоторых других. Все эти системы имеют подсистемы: конструкторско-чертёжную 2D, твердотельного 3D-моделирования, технологического проектирования, управления проектными данными, ряд подсистем инженерного анализа и расчёта отдельных видов машиностроительных изделий, а также библиотеки конструктивных типовых решений.

Для создания параметрической модели была выбрана CAD-система Siemens NX. Выбор данной программы обусловлен тем, что NX для проектирования является интегрированным решением, которое помогает разрабатывать инновационные продукты. С помощью передовых

технологий и инструментов проектирования NX упрощает и ускоряет процесс разработки изделий.

К преимуществам Siemens NX можно отнести:

- 1) Быстрое, гибкое, эффективное проектирование изделий.
- 2) С помощью синхронной технологии NX позволяет напрямую использовать модели, созданные с помощью других CAD-систем.
- 3) Мощность и производительность для сложных изделий.
- 4) NX предлагает интегрированные автоматизированные возможности проверки конструкций.
- 5) С помощью визуальной отчётности и аналитики NX можно мгновенно собирать информацию об изделии и процессе и визуализировать её влияние в контексте 3D-проектирования.

Система NX – универсальная система геометрического моделирования и конструкторско-технологического проектирования, в том числе разработки больших сборок, прочностных расчётов и подготовки конструкторской документации.

Средства промышленного дизайна в NX предназначены для: моделирования поверхностей свободной формы, визуализации, автомобильного дизайна, решения задач обратного инжиниринга, интеграции с конструкторскими САПР (CAD), средствами инженерного анализа (CAE) и технологическими САПР (CAM).

Сегодня Siemens NX – флагманская CAD/CAM/CAE-система от компании Siemens PLM Software (до 1-го октября 2007 года UGS PLM Software, подразделение Siemens Automation & Drives). Siemens NX широко используется в машиностроении, особенно в отраслях, выпускающих изделия с высокой плотностью компоновки и большим числом деталей (энергомашиностроение, газотурбинные двигатели, транспортное машиностроение и т.п.) и/или изготавливающих изделия со сложными формами (авиационная, автомобильная и т.п.). NX поддерживает широкий спектр операционных систем, включая Windows, UNIX и Linux, с возможностью одновременного использования нескольких ОС.

1.3 Построение параметрической модели барабана бустера

Места установки деталей, для которых создаются параметрические модели, показаны на рисунке 1.1.

Таким образом, задаются размеры всех пазов, фланцев и формируются вырезы под заводы компрессорных лопаток и замки. Ниже (рисунок 1.3) показана трехмерная модель барабана бустера, построенная по параметрическому эскизу.



Рисунок 1.3 – Общий вид трехмерной модели барабана бустера

По предварительным расчетам было определено положение критической зоны в пазах установки компрессорных лопаток 3й ступени (рисунок 1.4). Для дальнейшей автоматизации расчетов размерам, которые могут повлиять на величину напряжений в критической зоне, добавляется префикс DS для идентификации в расчетном комплексе ANSYS [65]. В дальнейших расчетах это позволяет избежать ручного перестроения модели и добиться автоматизации, что существенно экономит время.

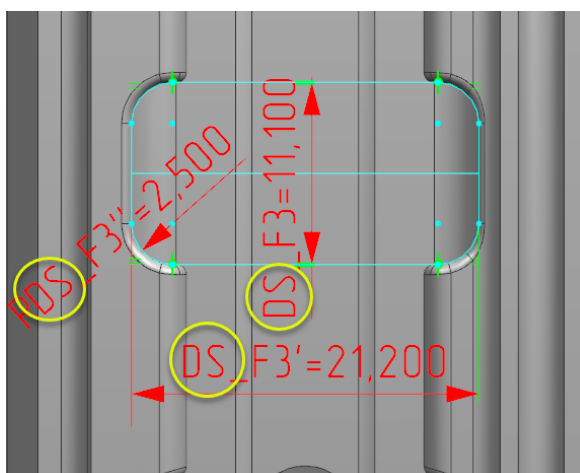


Рисунок 1.4 – Эскиз с переименованными названиями размеров

Список всех используемых для выявления коэффициентов влияния размеров, заданных в программном продукте Siemens NX, представлен ниже (рисунок 1.5).

Имя	Формула	Значение
DSS_1_F3" 41 (ПАЗ_ДЛЯ_Р3:Эскиз(13) Размер радиуса для A127)	2.5	2.5
DSS_2_F3" 42 (ПАЗ_ДЛЯ_Р3:Эскиз(13) Горизонтальный размер между ...)	21.2	21.2
DSS_3_p150_43 (БУСТЕР:Эскиз(4) Перпендикулярный размер между ...)	7.25	7.25
DSS_4_F3" 44 (ПАЗ_ДЛЯ_Р3:Эскиз(13) Перпендикулярный размер между ...)	11.1	11.1
DSS_5_p123_45 (БУСТЕР:Эскиз(4) Перпендикулярный размер между ...)	2.15	2.15
DSS_6_p1337_46 (БУСТЕР:Эскиз(4) Перпендикулярный размер между ...)	278.15	278.15
DSS_7_p162_47 (БУСТЕР:Эскиз(4) Перпендикулярный размер между ...)	297.34	297.34
DSS_9_p194_410 (БУСТЕР:Эскиз(4) Размер радиуса для A80)	4.05	4.05
DSS_9_p1073_49 (БУСТЕР:Эскиз(4) Перпендикулярный размер между ...)	5.8	5.8
DSS_11_p166_411 (БУСТЕР:Эскиз(4) Размер радиуса для A79)	10	10
DSS_12_p147 (БУСТЕР:Эскиз(4) Перпендикулярный размер между D...)	294.25	294.25
DSS_13_p178 (БУСТЕР:Эскиз(4) Перпендикулярный размер между D...)	293.3	293.3
DSS_15_p1288 (БУСТЕР:Эскиз(4) Перпендикулярный размер между D...)	295.24	295.24
DSS_16_p153 (БУСТЕР:Эскиз(4) Размер радиуса для A64)	1.65	1.65
DSS_18_p801 (БУСТЕР:Эскиз(4) Перпендикулярный размер между L9...)	5.1	5.1
DSS_19_p173 (БУСТЕР:Эскиз(4) Перпендикулярный размер между L9...)	2.8	2.8
DSS_20_p172 (БУСТЕР:Эскиз(4) Перпендикулярный размер между L9...)	3.4	3.4
DSS_21_p1289 (БУСТЕР:Эскиз(4) Перпендикулярный размер между D...)	300.54	300.54
DSS_22_p802 (БУСТЕР:Эскиз(4) Горизонтальный размер между L94 и ...)	1.1	1.1
DSS_23_p196 (БУСТЕР:Эскиз(4) Размер радиуса для A66)	1.65	1.65
DSS_p (БУСТЕР:Эскиз(4) Размер радиуса для A62)	DSS_9_p194_410	4.05
DSS_p167_411 (БУСТЕР:Эскиз(4) Размер радиуса для A78)	DSS_11_p166_411	10
DSS_p195_410 (БУСТЕР:Эскиз(4) Размер радиуса для A77)	4.05	4.05
DSS_p357 (БУСТЕР:Эскиз(4) Перпендикулярный размер между L92 и ...)	6.6	6.6
DSS_p889 (БУСТЕР:Эскиз(4) Перпендикулярный размер между L48 и ...)	254.2	254.2
DSS_p1075 (БУСТЕР:Эскиз(4) Горизонтальный размер между L88 и L...)	33.3	33.3
DSS_p1080 (БУСТЕР:Эскиз(4) Горизонтальный размер между Line364...)	14.7	14.7

Рисунок 1.5 – Список размеров, используемых для нахождения коэффициентов влияния

Схема размеров, которые были приняты для редактирования, представлена на рисунке 1.6.

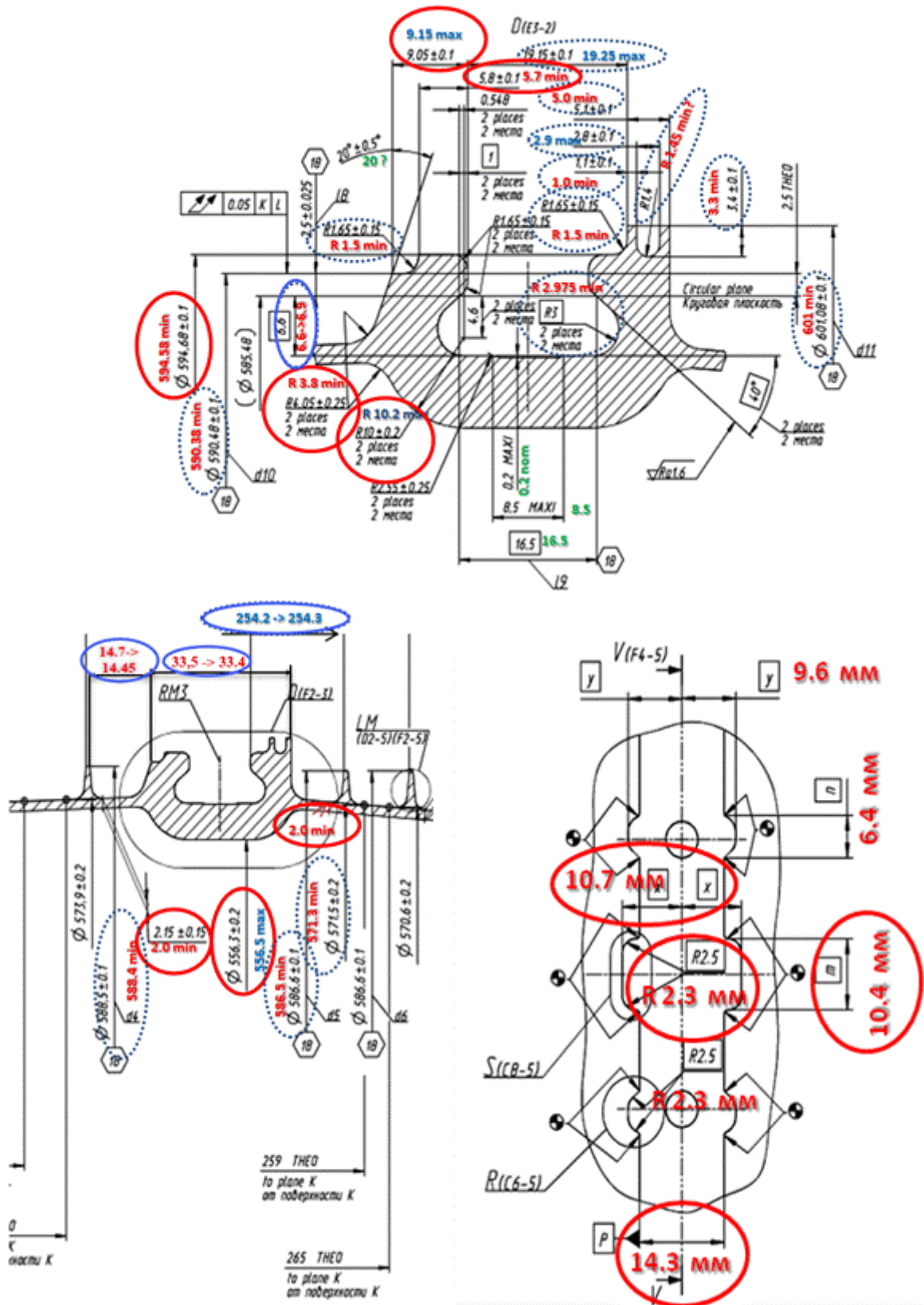


Рисунок 1.6 – Размеры с допусками, которые оказывают наиболее неблагоприятное влияние на напряжения в критической зоне

Помимо учёта геометрических параметров модели и их влияния на результирующие напряжения, так же учитывалось влияние параметров лопатки, в частности, геометрические допуски лопатки задавались за счёт изменения плотности материала, присваиваемого лопатке модели. В таблице 1.1 приведены данные по разбросу массы лопаток бустера. Присваиваемая материалу плотность была равна либо 4450 кг/м^3 (для номинальной модели) либо 4747 кг/м^3 (для модели с неблагоприятными допусками).

Таблица 1.1 – Разброс веса лопаток бустера

Ступень	Вес рабочих лопаток бустера КНД, г					
	Трёхмерная модель			Статистика производства		
	Номинал	Минимум	Максимум	Среднее значение	Средне-квадратичное отклонение	Максимальный (усредненный)
2	38,7	35,5	41,7	39,1	0,88	39,42
3	27,0	24,5	30,1	28,36	0,3	28,46
4	27,1	24,8	29,4	26,77	0,54	26,95

1.4 Параметрическая модель разделителя потока из ПКМ

Разделитель потока состоит из композитной части и титановой накладке на передней кромке для предотвращения сильного эрозионного износа в зоне входной кромки. Исследования влияния пылегазовой смеси, проведенные сотрудниками «ОДК-Сатурн», показали равномерное действие абразивных частиц на композитную часть разделителя потока, поэтому для варьирования была выбрана толщина композитной части. Данному размеру присвоен префикс «DS» (рисунок 1.7). Рисунок 1.8 демонстрирует общий вид модели разделителя потока [66].

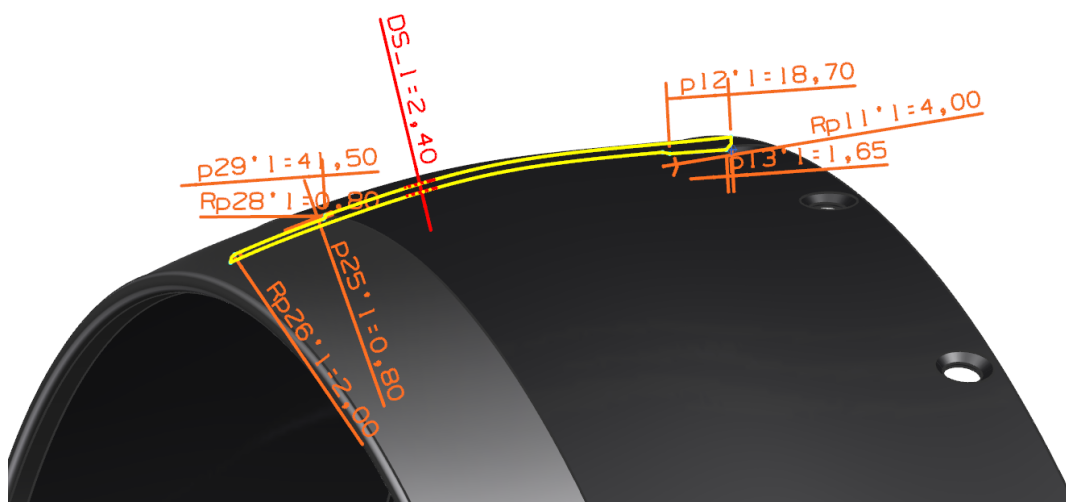


Рисунок 1.7 – Параметрическая модель разделителя потока с эскизом



Рисунок 1.8 – Общий вид трехмерной модели разделителя потока

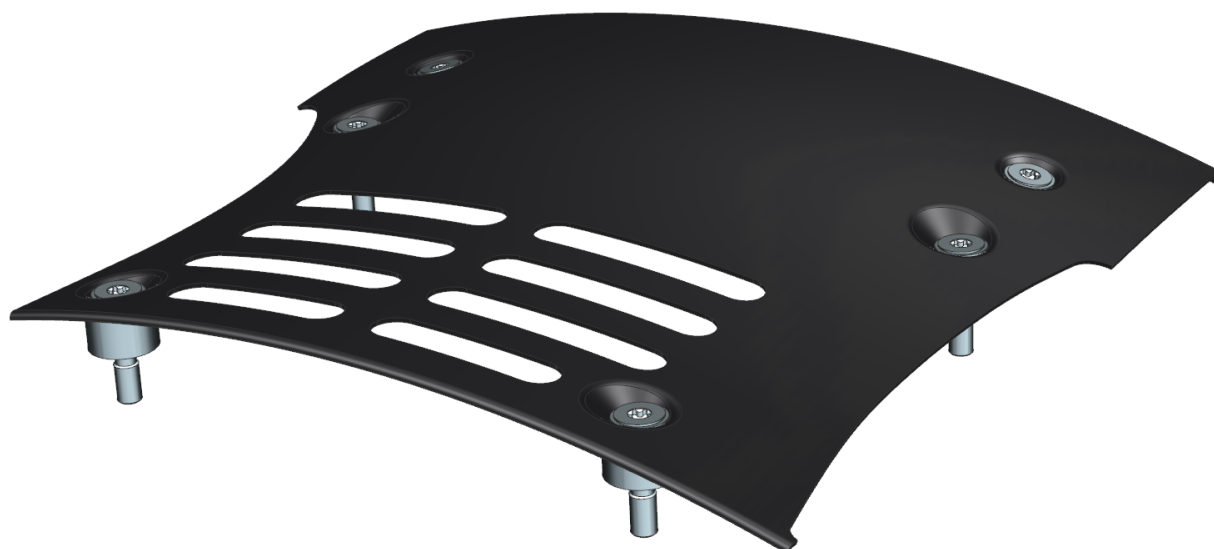
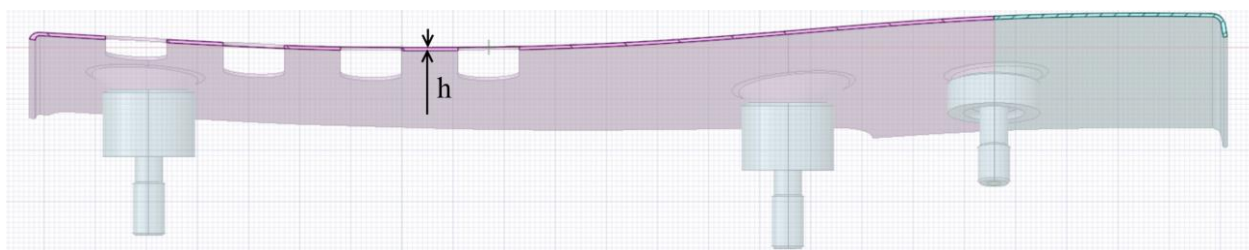
1.5 Параметрическая модель панели внутренней из ПКМ

Для панели внутренней, так же как и для разделителя потока для варьирования была выбрана толщина. В данном случае удобнее использовать инструмент «Утолщение» в NX для изменения толщины панели; для этого добавляем префикс DS для размеров, ограничивающих

панель с внешней и внутренней стороны (рисунок 1.9) [67]. Толщина панели h определяется как разница между исходной толщиной ($DSS_thickness$) и величиной утонения ($DS_thickness$).

	↑ Имя	Формула	Значение	Единицы
1	Группа по умол...			
2				mm
3	DS_thickness	0.1	0.1	mm
4	DSS_thickness	1.2	1.2	mm

(a)



(б)

Рисунок 1.9 – Параметрическая модель панели внутренней (а) – обозначение размеров в виде параметров (б) – общий вид трехмерной модели

Выводы к главе 1:

1. Проведен обзор по применению параметрических моделей в авиационном двигателестроении; для исследования влияния геометрических отклонений выбрана геометрическая параметризация моделей.

2. Построена параметрическая модель барабана бустера с выделением размеров, наиболее сильно влияющих на напряженно-деформированное состояние барабана.

3. Построены модели разделителя потока и панели внутренней из композиционных материалов для расчетов влияния изменения толщины композитной части на динамику и прочность изделий.

После подготовки параметрических моделей есть возможность сопряжения CAD и CAE программ [68], что позволяет изменять геометрические размеры детали в расчетном блоке при анализе методом конечных элементов и сократить время на подготовку расчетных моделей, а также добиться автоматизации расчетного процесса с помощью сопряжения Siemens NX и ANSYS.

Глава 2 ПРОЧНОСТЬ МОДЕЛЕЙ БАРАБАНА КНД С УЧЕТОМ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ОТКЛОНЕНИЙ

2.1 Подходы к определению ресурса деталей ГТД

Наиболее распространенной причиной выхода из строя ГТД является появление трещин, вызванных усталостными процессами на таких высоконагруженных деталях ротора, как лопатки вентилятора, компрессора, диски и барабаны [1, 8, 22]. В ходе эксплуатации детали компрессора испытывают циклические нагрузки вследствие изменения оборотов и давления газа, приводящие к накоплению повреждений в материале, которые могут привести к разрушению от малоциклового усталости [69-72]. Для деталей, подверженных циклическим нагрузкам, существуют различные подходы к установлению ресурса [1].

Первый подход предполагает, что предельным состоянием для проектируемой на полный назначенный ресурс детали является появление в процессе эксплуатации трещины МЦУ определенного размера, которая может быть выявлена принятыми методами неразрушающего контроля (ресурс «до появления первой трещины»).

Второй подход установления ресурса в соответствии с концепцией безопасной долговечности до появления трещины МЦУ – подтверждение ресурса, полученного с использованием кривых МЦУ из банка данных по конструкционной прочности материалов. В этом случае проводится всестороннее экспериментальное исследование поведения материала основной детали в ожидаемых условиях эксплуатации. Определенный дополнительный запас при установлении ресурса, разрешаемого в эксплуатации, вводится в связи с тем, что на различных этапах установления ресурса используется моделирование с определенной точностью реальных процессов, имеющих место при работе двигателя, а также процессов накопления повреждений в материале детали. При таком подходе к проектированию предполагается, что в новой детали изначально есть дефекты, связанные с производством материала и технологическими процессами изготовления детали. Предельным состоянием является достижение определенного размера трещины, выявляемой применяемыми методами контроля, или достижение количества циклов, составляющего $2/3$ общего числа циклов развития трещины до момента потери функциональной способности детали. Под потерей функциональной способности детали может подразумеваться быстрый рост трещины, появление недопустимого дисбаланса, потеря несущей способности. Проектирование детали ведется с применением методов механики разрушения и с учетом допустимых повреждений.

Кроме того, существуют подходы, при которых геометрическая модель деталей ротора строится с использованием наихудших отклонений. В работе [73] показано, что при неблагоприятном сочетании допусков на геометрические размеры аналитическая разрушающая

частота вращения диска компрессора может снизиться на 1,5% по сравнению с расчетом с использованием номинальных размеров. Хотя подход к созданию модели деталей ротора с использованием наихудших отклонений сегодня находит все более широкое применение, но при этом возможно завышение действующих напряжений и недооценка срока службы, особенно на ранних стадиях эксплуатации. Выбор параметров, которые являются наихудшими с точки зрения срока службы (допуски на размеры, нагрузки на сопрягаемые детали и т.д.), не всегда очевиден и требует нескольких итераций предварительных расчетов. Полученный расчетный диапазон нагрузок и срока службы может оказаться слишком консервативным, что может привести к избыточному весу конструкции двигателя.

Исходя из этого, можно сделать вывод, что методики расчета деталей ГТД на прочность и долговечность должны совершенствоваться. А именно, важно переходить к оценке прочности и долговечности индивидуальных деталей, учитывая реальные размеры изделия после изготовления и в процессе эксплуатации.

2.2 Влияние геометрических отклонений деталей ГТД на прочность

В работах [74-78] проведен ряд исследований, посвященных влиянию отклонений геометрии и плотности материала при расчете НДС рабочего колеса турбины и рабочей лопатки. Выявлено, что наибольшее влияние на интенсивность отказов оказывает увеличение допуска на плотность материала и частоту вращения [77]. При расчете прочности рабочего колеса турбины с учетом геометрических допусков авторами было рассмотрено влияние отдельных размеров, но не рассмотрен случай неблагоприятного сочетания допусков, который может сказаться на интенсивности отказов.

Выбор наихудших с точки зрения ресурса параметров (допусков на размеры, нагрузок сопряженных деталей и т.д.) не всегда очевиден и требует нескольких итераций предварительных расчетов.

Основываясь на проведенных расчетах НДС деталей ГТД, с учетом отклонения геометрии, разброса свойств материала и проведения верификационных испытаний, можно снизить коэффициент запаса по циклической долговечности. Современные расчетные методики позволяют достаточно прогнозировать долговечность деталей; полученные данные показывают, что уточняющие расчеты позволяют зачесть резерв наработки основных деталей и увеличить их расчетный ресурс до 4% [38].

2.3 Методология оценки прочности деталей ГТД с использованием коэффициентов влияния единичных и комбинированных отклонений

Для определения напряженно-деформированного состояния деталей используется метод конечных элементов, который реализован в программном комплексе ANSYS Mechanical и

APDL. Данный комплекс используется в современном авиастроении для определения характеристик изделия на этапе проектирования. Эти расчеты требуют достоверных сведений о свойствах материалов, поэтому для верификации расчетов необходима экспериментальная проверка достоверности расчетной модели [79].

Оценка ресурса деталей производится за несколько шагов:

- разработка параметризованных моделей для автоматизирования расчетного процесса;
- расчет напряженно-деформированного состояния деталей ГТД и определение опасных зон и коэффициентов влияния геометрических, весовых и других отклонений, включая выбор повреждающих циклов нагружения;
- оценка долговечности деталей с учетом производственных отклонений;
- экспериментальная проверка достоверности расчетной модели, включая разработку и расчет конструктивно-подобных элементов, вырезанных из готовой детали в районе критической зоны с сохранением технологии изготовления и идентичности НДС.

Описание экспериментального исследования МЦУ конструктивно подобных элементов, вырезанных из титанового барабана КНД, изложено в главе 3.

2.4 Расчет осесимметричной модели ротора КНД

2.4.1 Описание осесимметричной модели ротора

Для получения граничных условий, необходимых для расчета 3D модели, проведена серия двухмерных конечно-элементных расчетов с варьированием размеров барабана бустера и плотностью, которые могут повлиять на долговечность в критической зоне. Расчеты проводятся по двум расчетным точкам типового полетного цикла (рисунок 2.1) [80].



Рисунок 2.1 – Типовой полетный цикл

В расчетную осесимметричную модель входят: 1) лопатки компрессора низкого давления, 2) барабан бустера, 3) диск вентилятора, 4) лопатка вентилятора, 5) задний конус, 6) вал КНД, 7) вал ТНД (рисунок 2.2).

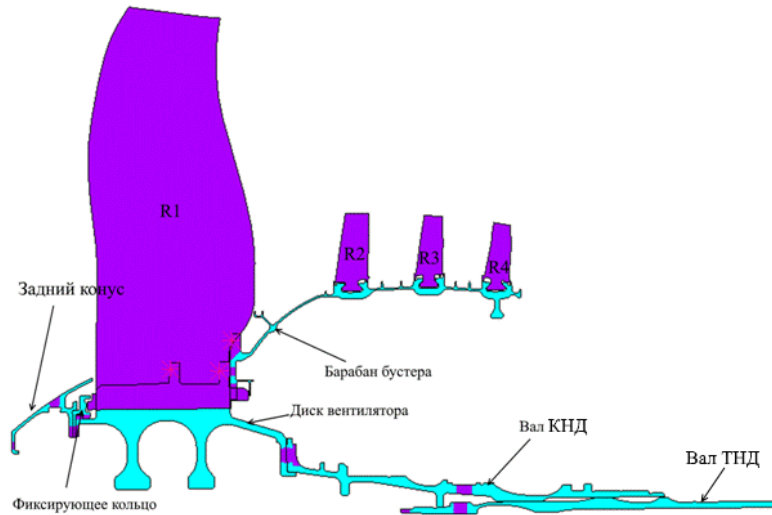


Рисунок 2.2 – Осесимметричная модель ротора компрессора низкого давления. Типы элементов: ■ - осесимметричные элементы, ■ - плоские элементы, * - единичные массы, моделирующие вес лопаток, болтов и штифтов

Порядок анализа осесимметричной модели:

- На основе параметрической модели подготовить геометрию в расчетном комплексе.
- Выполнить постановку граничных условий.
- Соединение барабана бустера диска вентилятора моделировать условием совместности перемещений и контактами.
- Упор вала моделировать ограничением перемещений в осевом направлении в месте контакта с подшипником.
- Температура переносится из газодинамических расчетов
- Центробежные силы от лопаток, болтов и штифтов моделировать единичными массами. Аэродинамические силы на лопатки заменить эквивалентными изгибающими моментами.

Осесимметричная постановка задачи позволяет получить достаточно точную картину распределения напряжений и деформаций в поперечном сечении деталей ротора только вне зон расположения объемных концентраторов напряжений, но осесимметричные расчеты позволят получить граничные условия для детальных трехмерных расчетов.

В расчётной схеме (рисунок 2.2) части ротора компрессора низкого давления моделируются по-разному, а именно: проставки, полотна и ступицы дисков, вал моделируются осесимметричными конечными элементами, лопатки, замки, болты, штифты – плоскими элементами, вес болтов и штифтов для лопаток вентилятора моделируется единичными массами.

Свойства материалов, использованных при расчётах, приведены в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Свойства материалов

Параметр	Значение		
Задний конус			
Плотность, кг/м ³	2800		
Температура, С	20	100	200
Модуль Юнга, МПа,	70632	68670	64746
Коэффициент Пуассона	0,286	0,293	0,298
Коэффициент теплового расширения, С ⁻¹	$8,74 \cdot 10^{-6}$	$8,91 \cdot 10^{-6}$	$9,16 \cdot 10^{-6}$
Фиксирующее кольцо, диск вентилятора, барабан бустера			
Плотность, кг/м ³	4450		
Температура, С	20	150	250
Модуль Юнга, МПа,	120520	113700	108720
Коэффициент Пуассона	0,3	0,3	0,3
Коэффициент теплового расширения, С ⁻¹	$8,74 \cdot 10^{-6}$	$8,91 \cdot 10^{-6}$	$9,16 \cdot 10^{-6}$
Лопатки R1, R2, R3, R4			
Плотность, кг/м ³ (для расчёта сертификационной модели)	R1: 4140; R2, R3, R4: 4747		
Плотность, кг/м ³ (для расчёта номинальной модели)	R1: 4140; R2, R3, R4: 4450		
Температура, С	20	150	250
Модуль Юнга, МПа,	107700	120100	94619
Коэффициент Пуассона	0,3	0,3	0,3
Коэффициент теплового расширения, С ⁻¹	$8,74 \cdot 10^{-6}$	$8,91 \cdot 10^{-6}$	$9,16 \cdot 10^{-6}$

Параметры конечно-элементной сетки модели (рисунок 2.3, рисунок 2.4) приведены в таблице 2.2.

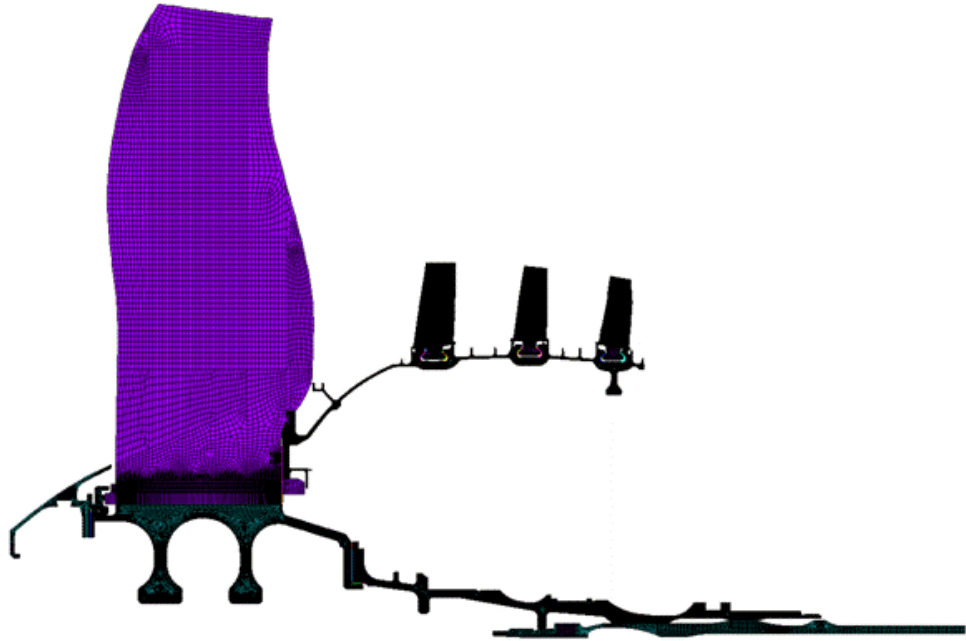


Рисунок 2.3 – Общий вид КЭ сетки

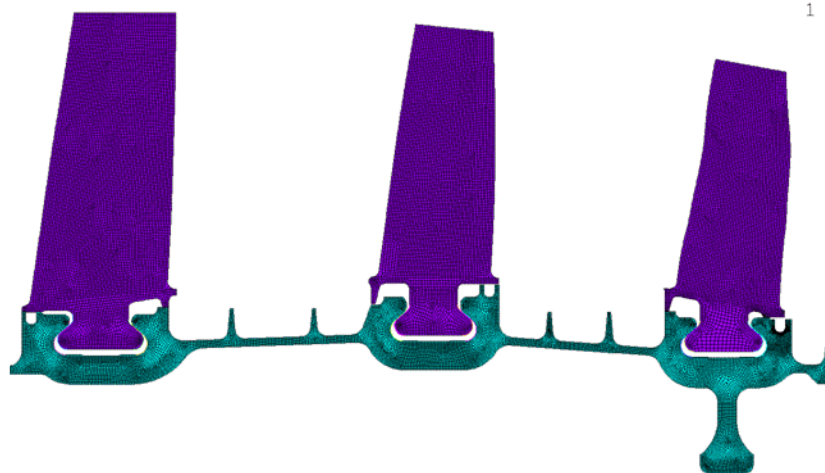


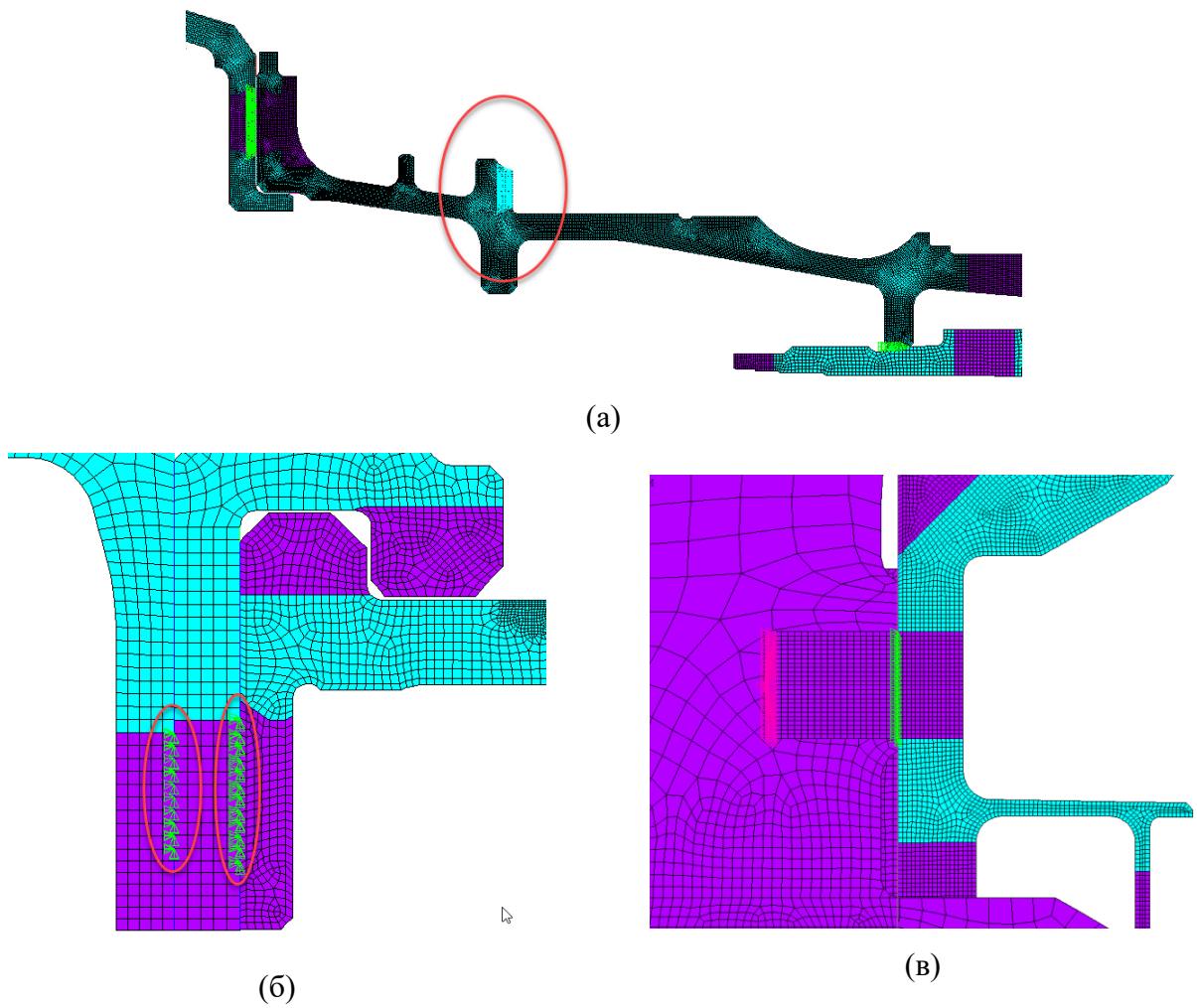
Рисунок 2.4 – КЭ сетка в области лопаток бустера

Таблица 2.2 – Описание конечно-элементной сетки осесимметричной модели бустера КНД

Тип элемента	Количество элементов	Количество узлов
PLANE42 – плоский четырехугольник.	101361	105006
CONTA172 и TARGE169 – контактные элементы	1059	1171
MASS21 – единичная масса (имитация болтовых соединений)	3	3
Общее количество	102423	107079

2.4.2 Граничные условия

При задании граничных условий (ГУ) воспроизведены условия работы фланцевых соединений. На рисунке 2.4 показаны области закрепления осесимметричной модели. В осесимметричной постановке задачи моделирование болтовых соединений проводилось путём жёсткого связывания соответствующих поверхностей в нужном направлении (рисунок 2.5 и таблица 2.3). При изменении размеров граничные условия в осесимметричном расчете не меняются.



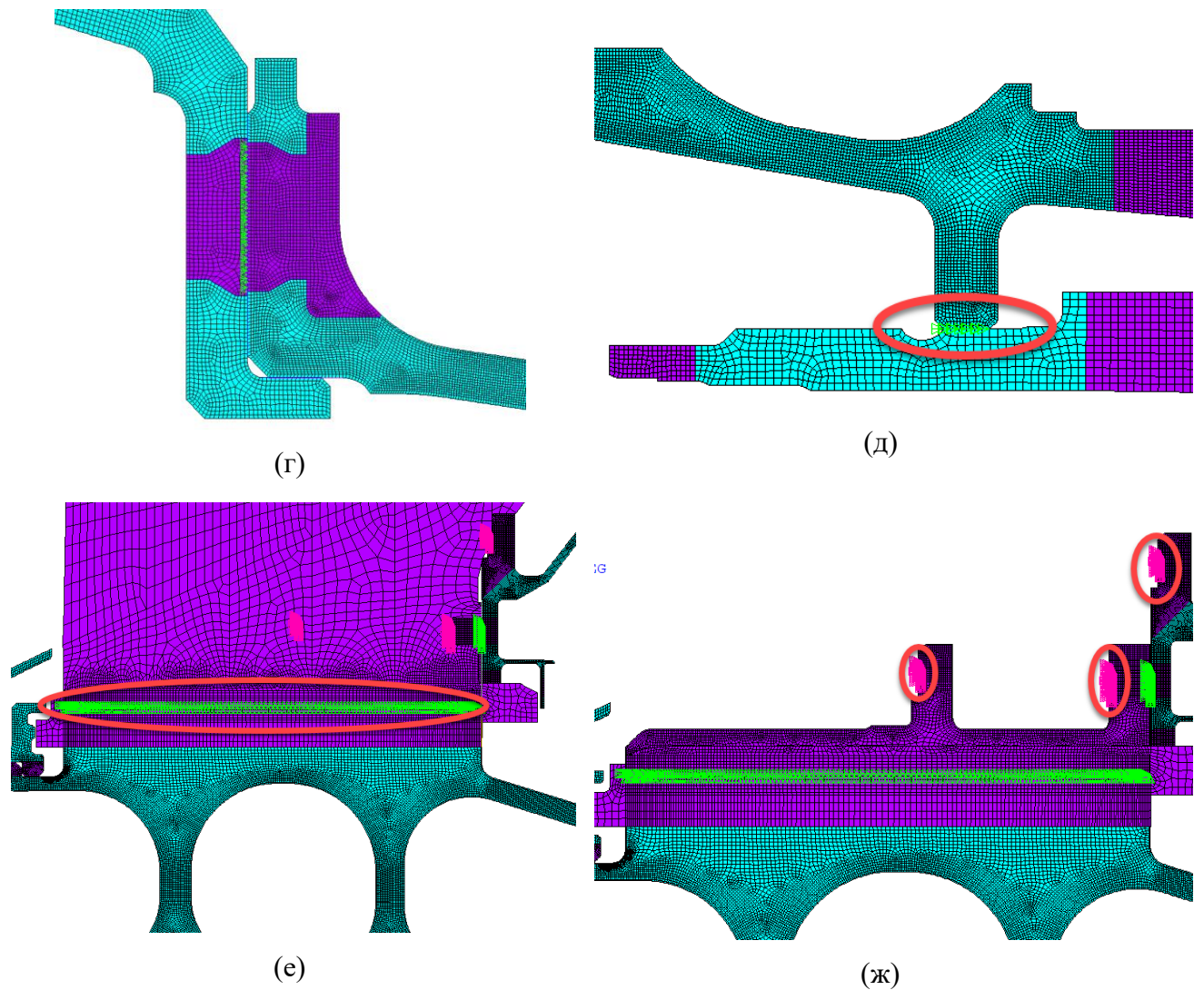


Рисунок 2.5 – Области закрепления осесимметричной модели ротора КНД, (а) – вал КНД, (б) – задний конус – фиксирующее кольцо – диск вентилятора, (в) – диск вентилятора – барабан бустера, (г) – диск вентилятора – вал КНД, (д) – вал КНД – вал ТНД, (е) – лопатка и диск вентилятора, (ж) – болты диска вентилятора.

Таблица 2.3 – Описание граничных условий

Область закрепления	Описание закрепления
Вал КНД (а)	Закрепление имитирует упор подшипника в осевом направлении В осевом направлении перемещение задано 0 мм
Задний конус – фиксирующее кольцо – диск вентилятора (б)	Закрепление представляет собой связь степеней свободы выбранных пар узлов на поверхностях Задний конус – фиксирующее кольцо и фиксирующее кольцо – диск вентилятора
Диск вентилятора – барабан бустера (в)	Закрепление представляет собой связь степеней свободы выбранных пар узлов на поверхностях контакта диска и бустера.

Продолжение таблицы 2.3

Диск вентилятора – вал КНД (г)	Закрепление представляет собой связь степеней свободы выбранных пар узлов на поверхностях контакта диска и вала.
Вал КНД- вал ТНД (д)	Закрепление представляет собой связь степеней свободы выбранных пар узлов на поверхностях контакта валов.
Лопатка и диск вентилятора (е)	Закрепление представляет собой связь степеней свободы выбранных пар узлов на поверхностях контакта лопатки и диска вентилятора.
Масса болтов – диск вентилятора (ж)	Уравнение связи единичных масс (имитация болтов) с диском вентилятора.

Также введены контактные элементы во всех зонах (рисунок 2.6), где детали могут войти в соприкосновение под действием рабочих нагрузок. Описание контактных пар в осесимметричной модели приведено в таблице 2.4.

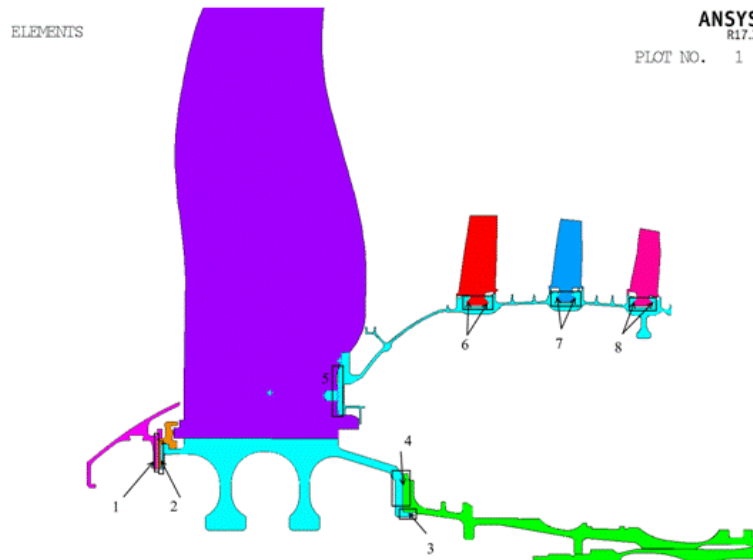


Рисунок 2.6 – Зоны контактного взаимодействия

Таблица 2.4 – Контактные пары осесимметричной модели.

Номер контактной зоны	Контактная пара	Тип контакта	Коэффициент трения
1	Задний конус – фиксирующее кольцо	Standard	0.25
2	фиксирующее кольцо – диск вентилятора	Standard	0.25
3	Диск вентилятора – вал	Standard	0.2
4	Диск вентилятора – вал	Standard	0.25
5	Лопатка вентилятора – диск вентилятора	Standard	0.25
6	Замок лопатки 1 – барабан бустера	Standard	0.1
7	Замок лопатки 2 – барабан бустера	Standard	0.1
8	Замок лопатки 3 – барабан бустера	Standard	0.1

Учтено влияние температурного фактора. Распределение температурного поля показано на рисунке 2.7.

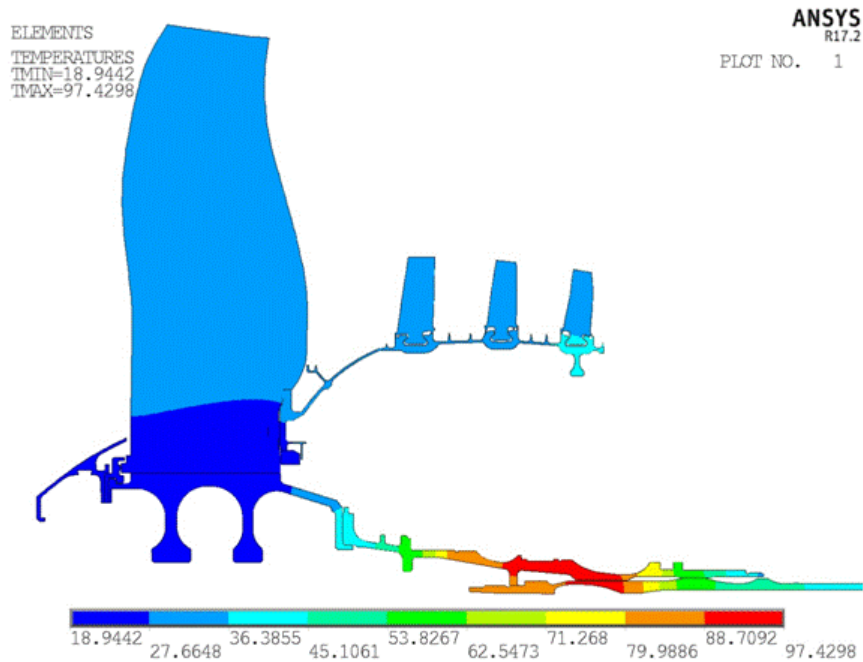


Рисунок 2.7 – Поле температур ротора КНД, °С

В осесимметричной постановке задачи центробежные силы от плоских элементов (лопаток и др.) моделируются при задании плотности материала и толщины элементов, эквивалентной сумме общего числа деталей, моделированных плоскими элементами.

Центробежные силы, болтов и штифтов моделируется единичными массами. Аэродинамические силы на лопатки заменяются эквивалентными изгибающими моментами (рисунок 2.8 и таблица 2.5).

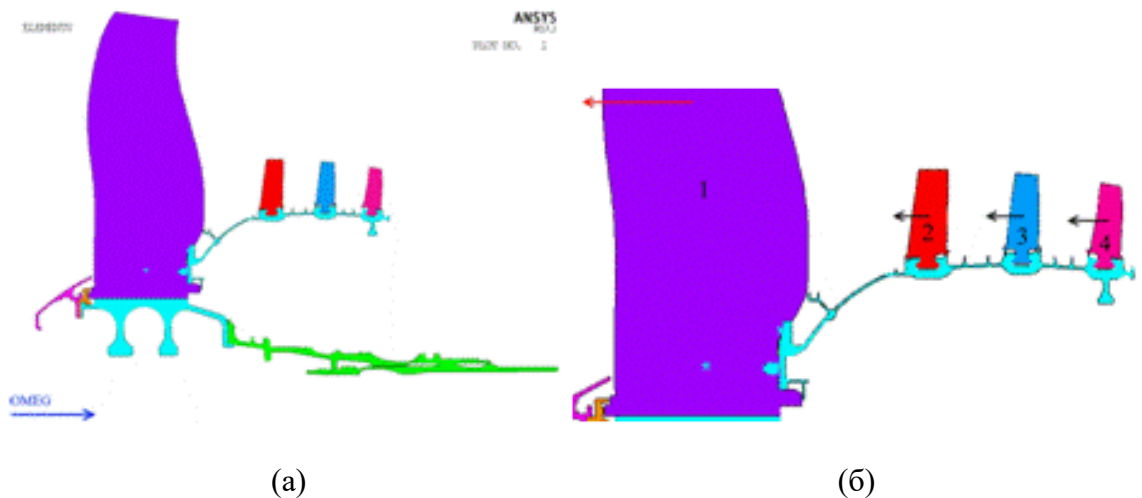


Рисунок 2.8 – Нагрузки в осесимметричной модели, (а) – сила инерции, (б) – газовые силы

Таблица 2.5 – Описание кинематических граничных условий

Кинематические ГУ	Место приложения	Описание нагрузки	Величина
Сила инерции	На всю модель	Сила, возникающая от вращения конструкции (приложена в радиальном направлении)	6296 об/мин. (Максимальные)
Газовые силы	Центр масс лопаток вентилятора и компрессора	Нагрузка (суммарная), возникающая от давления газов на лопатки, приложенная в осевом направлении	$F1_{axial} = 16788,62 \text{ Н}$ $F2_{axial} = 926,601 \text{ Н}$ $F3_{axial} = 1084,2278 \text{ Н}$ $F4_{axial} = 1201,3144 \text{ Н}$

Значение осевых сил указано как суммарная сила по всем лопаткам.

2.4.3 Расчёт перемещений и граничных условий для последующего трёхмерного расчёта

Для определения граничных условий, которые используются в дальнейших трехмерных расчетах, были проведены расчеты с изменением плотности лопаток бустера. Тем самым было учтено влияние веса лопаток в пределах допусков.

Расчет эквивалентных напряжений показан на рисунке 2.9.

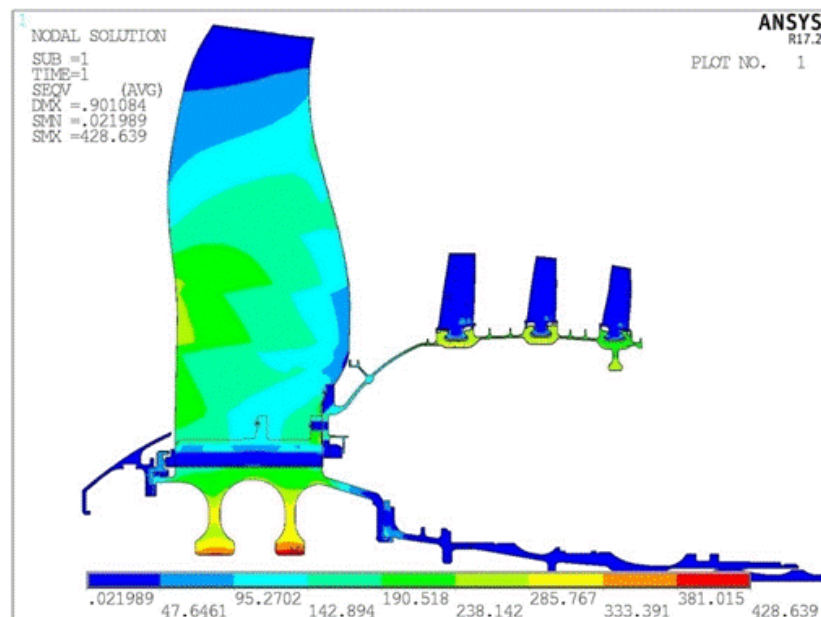
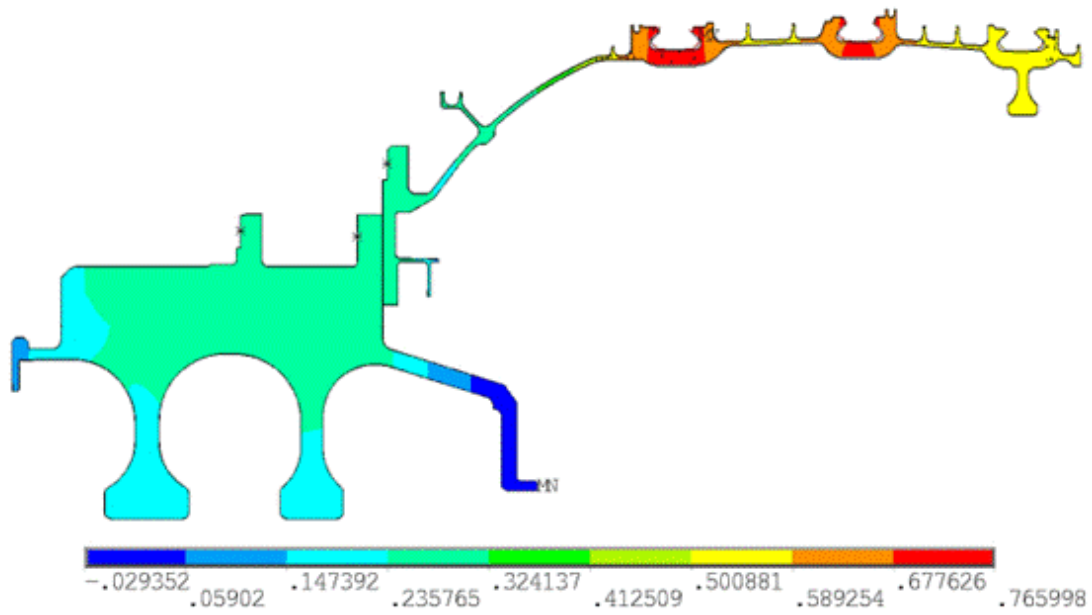
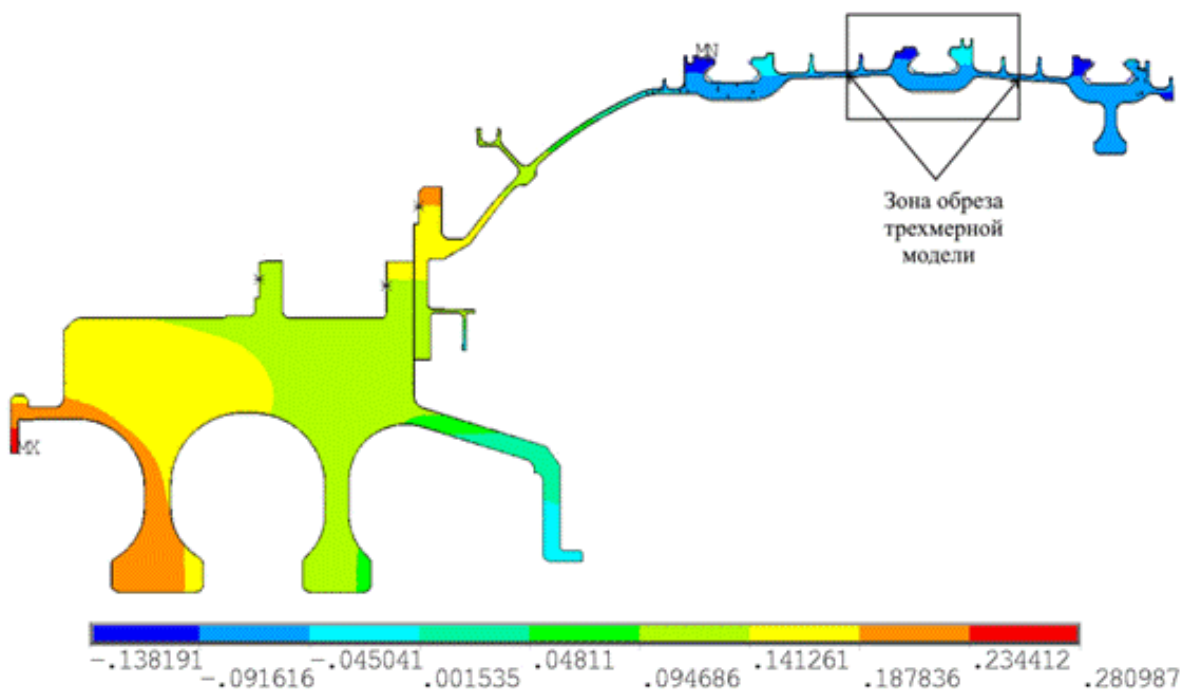


Рисунок 2.9 – Эквивалентные напряжения для плотности лопаток бустера 4450 кг/м^3 , (МПа)

Радиальные (а) и осевые (б) перемещения ротора КНД при максимальных оборотах вращения показаны на рисунке 2.10.



(a)

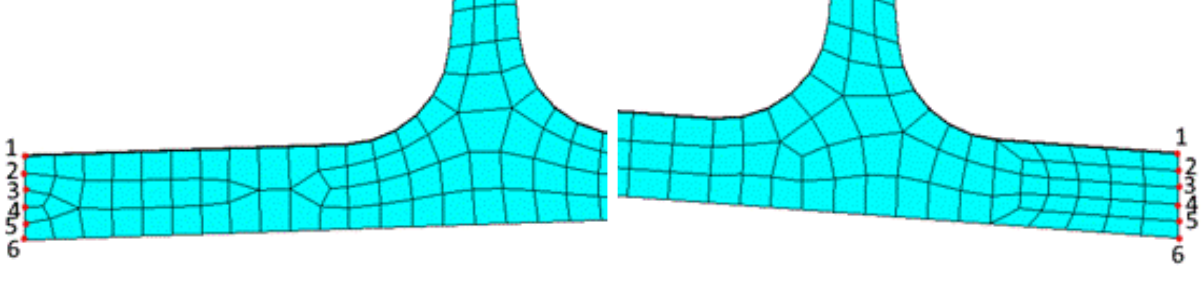


(б)

Рисунок 2.10 – Радиальные (а), осевые (б) перемещения (мм) ротора КНД для плотности лопаток бустера 4450 кг/м^3

Для определения граничных условий для 3D модели сняты значения перемещений для каждого узла сетки 2D модели в зоне разреза трёхмерной модели, результаты для номинальной и наихудшей моделей показаны в таблице 2.6.

Таблица 2.6 – Результаты перемещений узлов осесимметричной модели в месте разреза трёхмерной модели

Плотность лопаток кг/м ³	Обороты/мин	Осевые перемещения, мм.		Радиальные перемещения, мм.	
		Со стороны вентилятора	Со стороны турбины	Со стороны вентилятора	Со стороны турбины
					
4747	6296	1) -0,0564 2) -0,056405 3) -0,05642 4) -0,056445 5) -0,05648 6) -0,056525	1) -0,077194 2) -0,078622 3) -0,08 4) -0,08142 5) -0,082794 6) -0,084153	1) 0,537145 2) 0,537198 3) 0,537303 4) 0,537457 5) 0,537662 6) 0,537918	1) 0,530583 2) 0,53065 3) 0,530757 4) 0,530907 5) 0,5311 6) 0,531336
4450	6296	1) -0,053355 2) -0,053308 3) -0,05327 4) -0,053242 5) -0,053223 6) -0,053213	1) -0,076053 2) -0,077469 3) -0,078866 4) -0,080246 5) -0,081611 6) -0,082963	1) 0,53035 2) 0,530409 3) 0,530514 4) 0,530665 5) 0,530864 6) 0,531111	1) 0,524972 2) 0,525042 3) 0,525151 4) 0,525299 5) 0,525486 6) 0,525714

Данные перемещения используются для задания граничных перемещений трёхмерной модели.

2.5 Расчет 3D модели барабана КНД

2.5.1 Описание расчетной 3D модели барабана КНД

Из части барабана бустера выделяется трёхмерная субмодель, представляющая собой сектор барабана, в который входят критическая зона. Размеры сектора субмодели определяется как $\frac{360^\circ \cdot n}{N}$, где n – количество лопаток, входящих в сектор, N – общее число лопаток в ступени.

Расчётная схема сертификационной субмодели бустера представляет собой выделенный трёхмерный сектор 3 ступени бустера, выбранный с расчётом размещения на нём 6 лопаток. С учётом того, что в 3 ступени установлено 86 лопаток, получившийся сектор равен $360/86 \cdot 6 = 25,1163^\circ$. Закрепление лопаток моделируется единичной массой. Размеры субмодели выбраны как наилучшие из возможных допусков. По оси двигателя бустер обрезан по размерам 581,4 мм и 661,3 мм от начала координат двигателя, вырезанная субмодель приведена на рисунках 2.11 и 2.12.

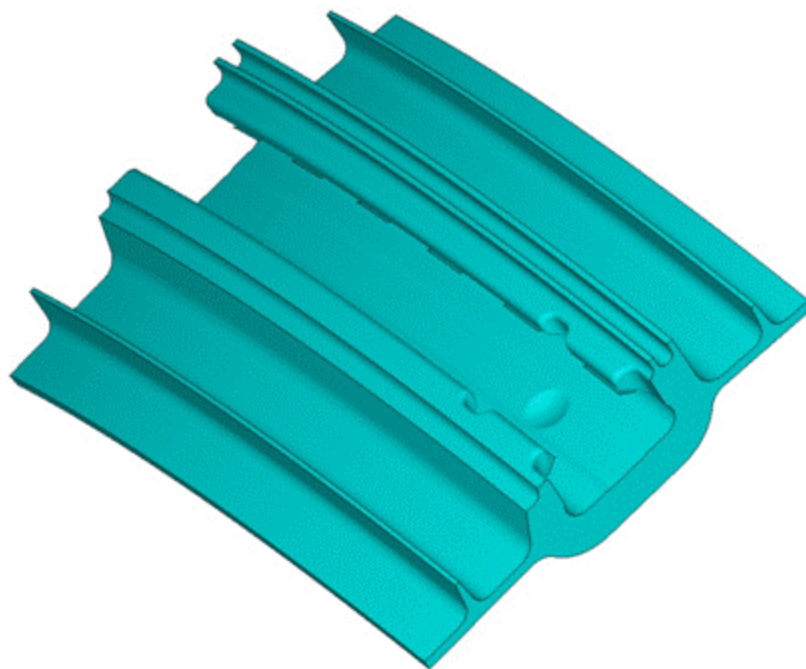


Рисунок 2.11 – Сектор 3й ступени бустера, выбранный для расчёта сертификационной субмодели

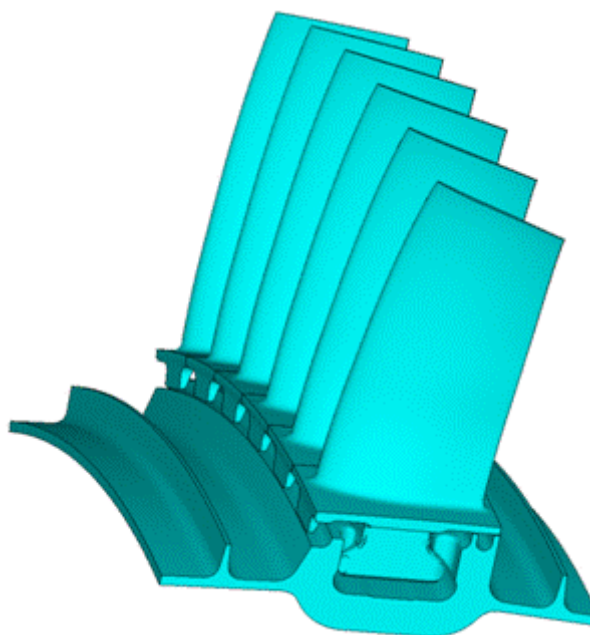


Рисунок 2.12 – Субмодель третьей ступени бустера

Свойства материалов, использованных при расчётах, были приведены в разделе 2.4.1 в таблице 2.1 и соответствуют свойствам материалов осесимметричного расчёта.

Параметры конечно-элементной сетки субмодели (рисунки 2.13 и 2.14) приведены в таблице 2.7.

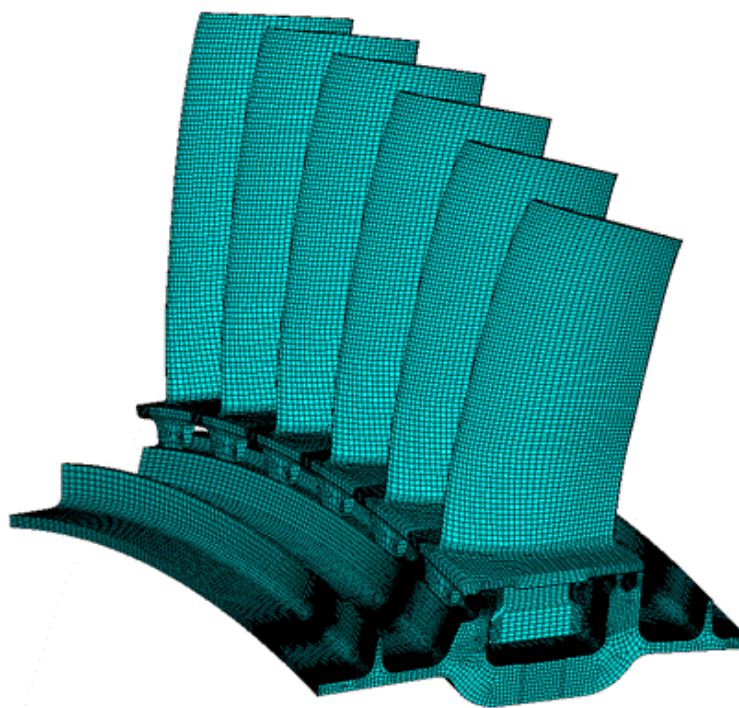


Рисунок 2.13 – КЭ сетка сертификационной субмодели бустера

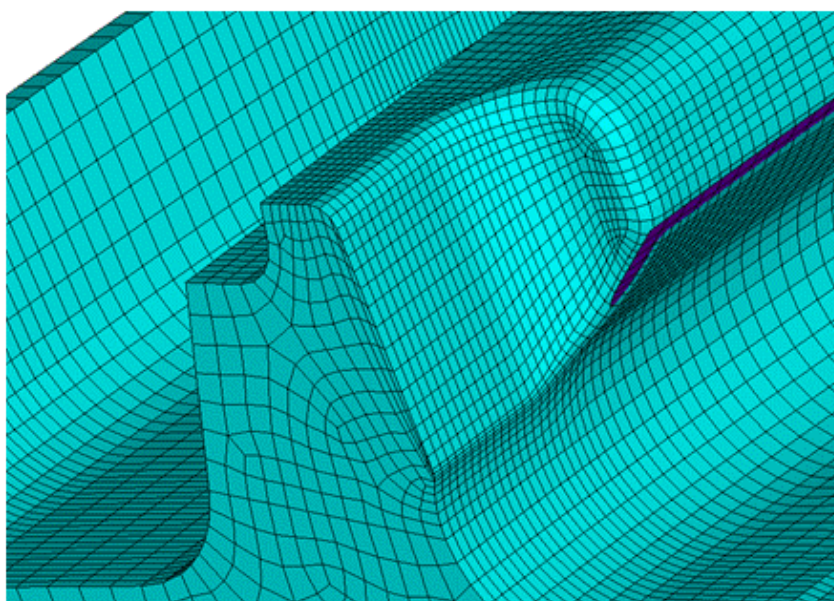


Рисунок 2.14 – КЭ сетка в районе критической зоны

Таблица 2.7 – Описание конечно-элементной сетки сертификационной субмодели бустера

Тип элемента	Количество элементов	Количество узлов
SOLID 185 – 8-ми узловой гексаэдральный объёмный элемент.	240394	298939
SOLID 186 – 20-ти узловой гексаэдральный объёмный элемент (в критической зоне)	67507	289706

Продолжение таблицы 2.7

CONTA172 и TARGE169 – Контактные элементы	8090	8674
MASS21 – единичная масса (имитация запора лопаток)	1	1
Общее	315992	583168
Бустер	224037	463989

2.5.2 Граничные условия

Действие отброшенных частей ротора учитывается граничными условиями из предыдущего осесимметричного расчета (рисунок 2.15, таблица 2.8). Влияние граничных условий на расчетные значения НДС показано в работах [29, 81].

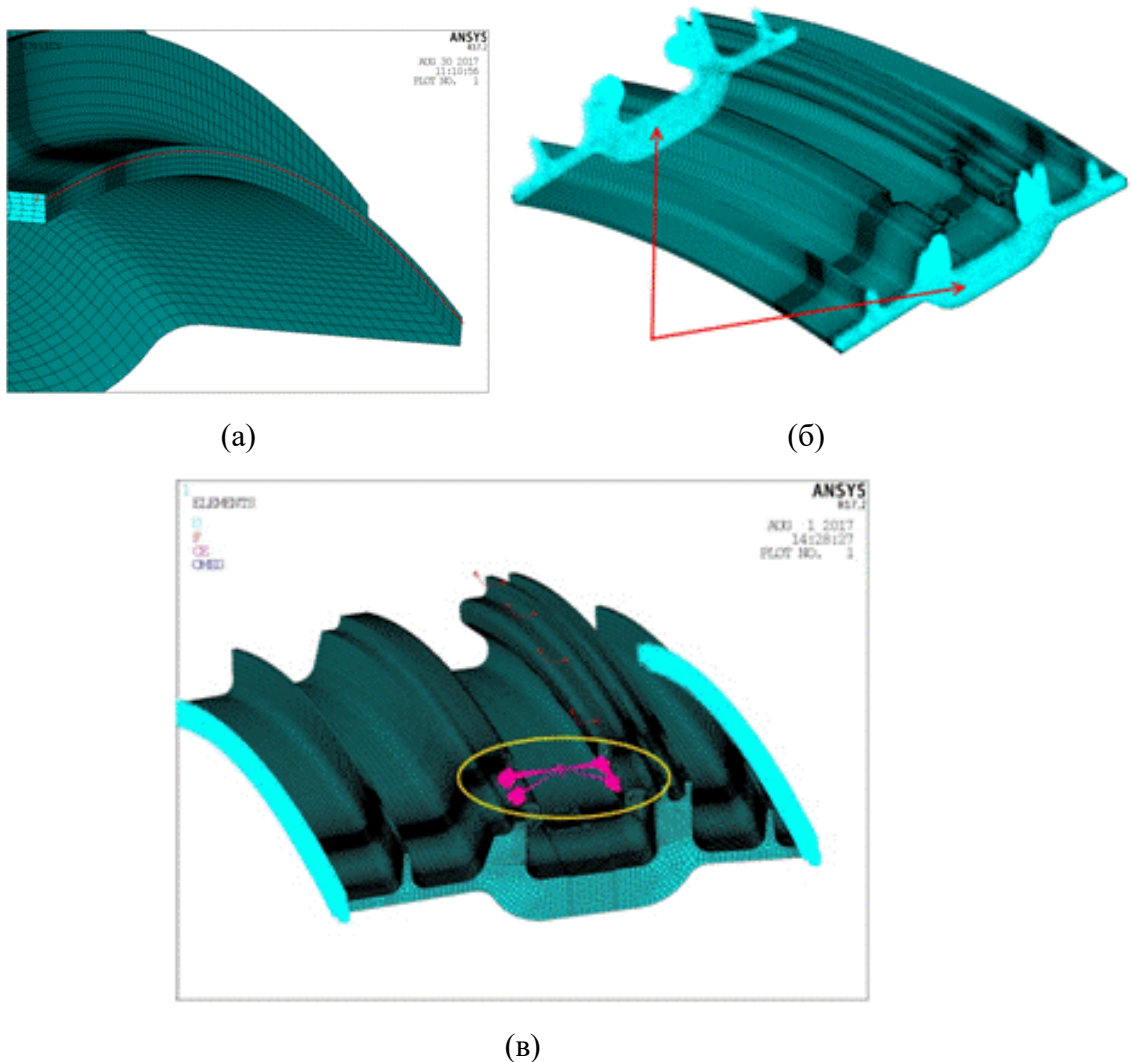


Рисунок 2.15 – Граничные условия трехмерной модели сектора барабана бустера, (а) – область переноса ГУ с осесимметричного расчета, (б) – торцевые области сектора, (в) – точечная масса

Таблица 2.8 – Граничные условия сертификационной субмодели

Область закрепления	Описание закрепления	Направление закрепления	Перемещение, мм
(а) Рисунок 2.15	Граничные условия берутся из предыдущего осесимметричного расчета для плотности лопаток 4747 кг/м ³	Осевые, радиальные	Из осесимметричного расчета
		Окружные	0
(б) Рисунок 2.15	Закрепление выполнено по торцам барабана бустера	В радиальном направлении	Свободно
		По оси X	Свободно
		В окружном направлении	0
(в) Рисунок 2.15	Уравнения, связывающие перемещения одного узла типа элемента Mass21 с узлами, расположенными на барабане бустера (данная точечная масса имитирует деталь, которая служит для распорки лопаток бустера)		

Описание контактов между барабаном бустера и лопатками (рисунок 2.16) представлено в таблице 2.9.

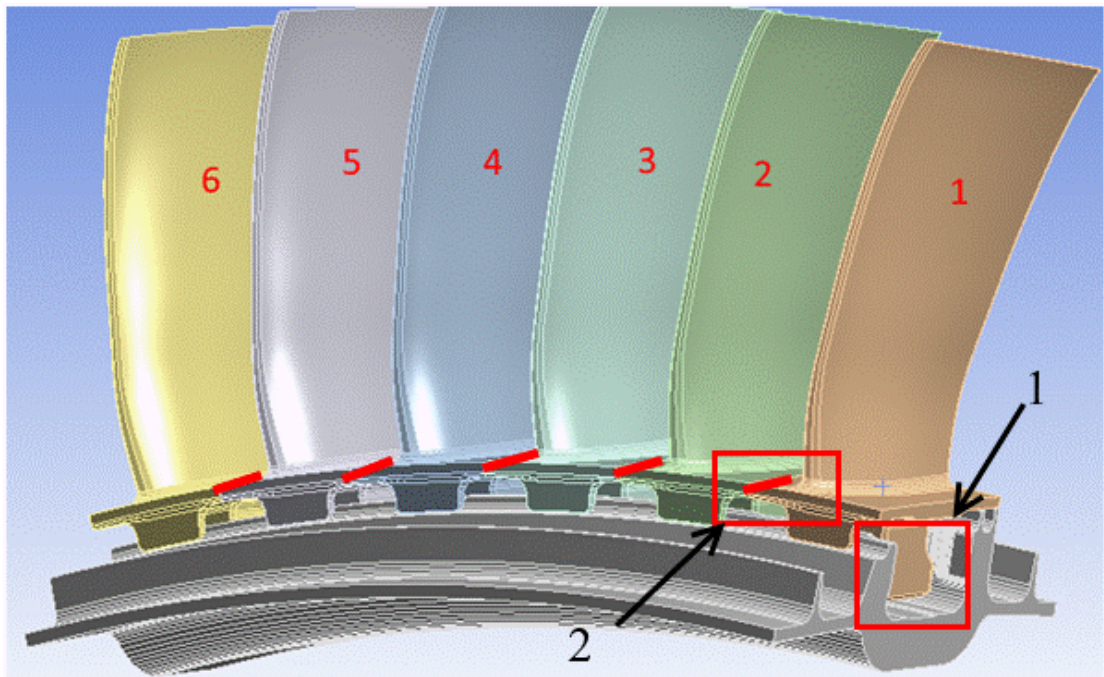


Рисунок 2.16 – Зоны контакта

Таблица 2.9– Контактные пары

Номер контактной зоны	Контактная пара	Тип контакта	Коэффициент трения
1	Замок лопатки 1 – барабан бустера	No separation (always)	0,1
2	Платформа лопатки 1 – платформа лопатки 2	Standard	0,25
Данные контактные пары идентичны для всех лопаток			

Учтено влияние температурного фактора (по данным ПАО «ОДК-Сатурн»).
Распределение температурного поля показано на рисунке 2.17.

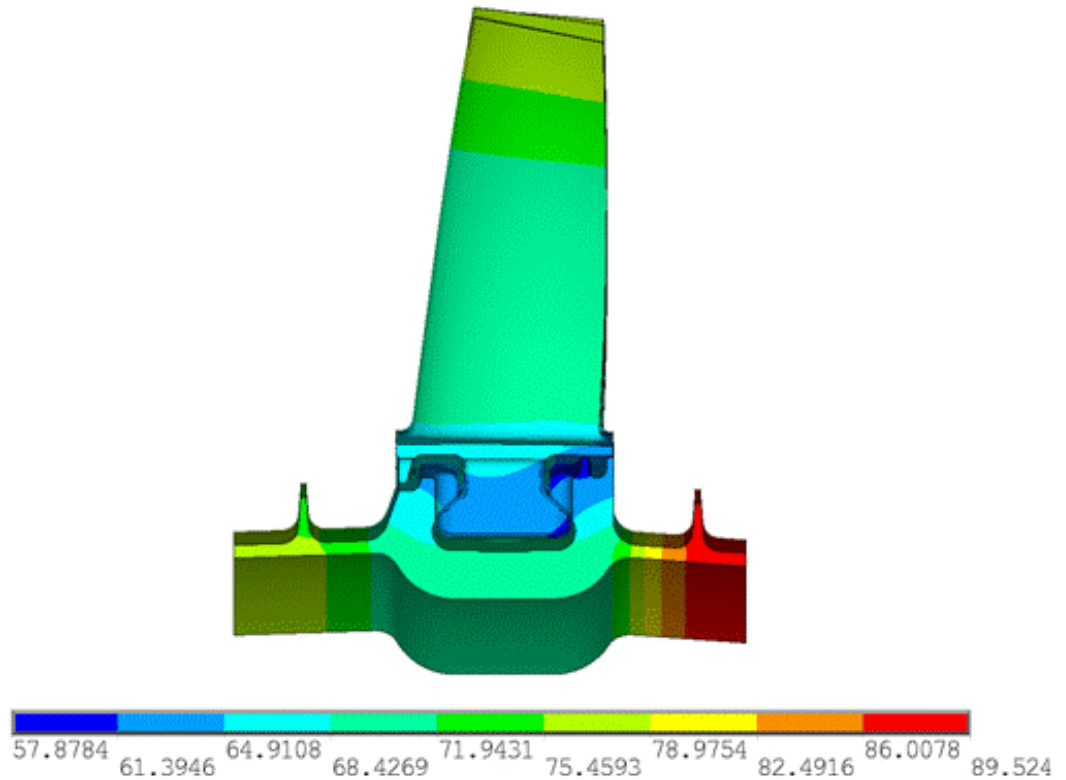


Рисунок 2.17 – Распределение температур в сертификационной субмодели, С°

Аэродинамические нагрузки, действующие на лопатку, заменены эквивалентными нагрузками, распределёнными по всей плоскости пера (рисунок 2.18 и таблице 2.10).

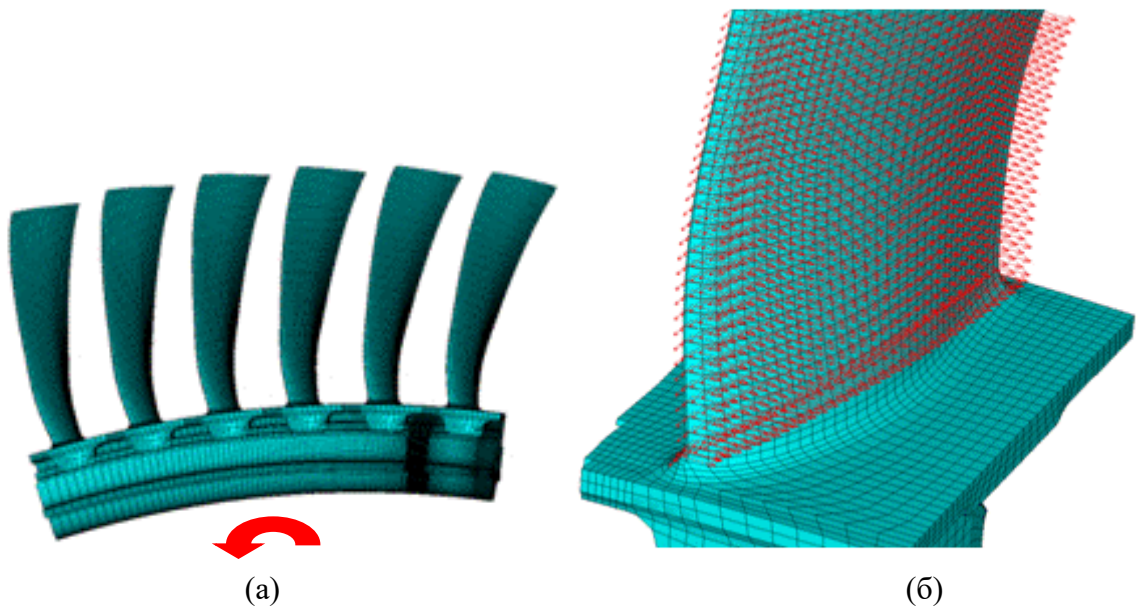


Рисунок 2.18 – Нагрузки в трехмерной модели, (а) – сила инерции, (б) – газовые силы

Таблица 2.10 – Кинематические граничные условия

Кинематические ГУ	Место приложения	Описание нагрузки	Величина
Сила инерции	Вся модель	Сила, возникающая от вращения конструкции (приложена в радиальном направлении)	6296 об/мин
Газовые силы	Лопатки компрессора	Нагрузка, возникающая от давления газов на лопатки компрессора, распределена по всей площади корыта лопатки.	$F_{axial} = -12,61 \text{ Н}$ $F_{tang} = -20,62 \text{ Н}$

Значение силы указано как эквивалентная нагрузка для одной лопатки.

2.5.3 Исследование влияния единичных производственных отклонений на прочностные характеристики 3D модели барабана КНД

Для автоматизации и ускорения расчёта влияния допусков модели на напряжения, было принято решение проводить расчёты с использованием программного продукта ANSYS Workbench и встроенной в него части функционала оптимизации, в частности задание расчётных точек. Применение данной методики описано в работе [68].

На рисунке 2.19 приведена схема проекта, использовавшегося для автоматического расчёта коэффициентов влияния.

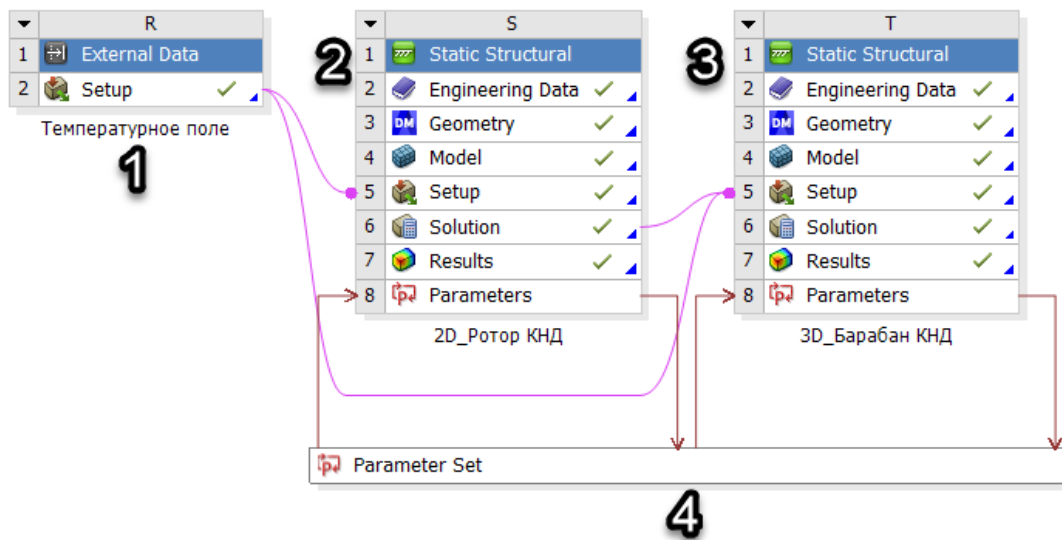


Рисунок 2.19 – Проект расчёта коэффициентов влияния, где 1 - импорт температур из 2D расчёта, 2 - модуль расчёта осесимметричной модели с различными параметрами, 3 - модуль расчёта трехмерной модели, 4 – модуль задания перебора параметров

Благодаря приведённой схеме, возможно за достаточно короткое время перебрать большое количество вариантов, не затрачивая время на препроцессинг каждого расчётного случая.

При подготовке расчета в автоматическом режиме значительное время уделялось настройкам построения сетки, для обеспечения построения качественной сетки в автоматическом режиме для каждой линии геометрии задавалось фиксированное количество элементов.

Расчёт был проведён для двух моделей. Максимальные напряжения в критической зоне, коэффициенты влияния допусков и изменяемые при расчёте параметры показаны в таблице 2.11. Результаты для размеров, оказывающих наибольшее влияние на величину напряжений, выделены голубым цветом.

Таблица 2.11 – Максимальные напряжения в критической зоне и коэффициенты влияния допусков

Размер, мм	Максимальное напряжение, МПа		Коэффициент влияния, %	
	Модель 1	Модель 2	Модель 1	Модель 2
Номинальная модель	622,3	645,3	-	-
R2,5 (ном) → R2,3 (откл)	630,39	656,02	1,30	1,66
10,6 → 10,7	632,13	655,45	1,58	1,57
Rном 14,5 → 14,3	626,41	649,33	0,66	0,62
11,1 → 10,4	630,27	652,31	1,28	1,09
2,15 → 2	626,64	650,96	0,69	0,88
Ø556,3 → Ø556,5	625,41	647,97	0,50	0,41
Ø594,68 → Ø594,58	623,6	646,06	0,21	0,11
5,8 → 5,7	623,7	645,85	0,22	0,08
R4,05 → R3,8	622,57	647,11	0,04	0,28
R10 → R10,2	621,8	644,45	-0,08	-0,13
Ø588,5 → Ø588,4	622,83	645,27	0,08	-0,004
Ø586,6 → Ø586,5	622,34	646,85	0,01	0,24
Ø590,48 → Ø590,38	623,31	647,02	0,16	0,26
R1,65 → R1,5	622,66	647,82	0,06	0,39
5,1 → 5,0	623	644,78	0,11	-0,08

Продолжение таблицы 2.11

2,8→2,9	624,58	649,23	0,37	0,61
3,4→3,3	622,83	644,57	0,08	-0,11
Ø601,08→Ø601	622,98	645,44	0,11	0,02
1,1→1	622,83	646,53	0,08	0,19
R1,65→R1,5	622,72	645,29	0,07	-0,001
R4,05→R3,8	622,36	645,08	0,01	-0,034
6,6→6,9	633,81	657,12	1,85	1,83
33,3→33,4	622,73	645,58	0,07	0,04
254,2→254,3	622,61	645,18	0,05	-0,019
ρ лопатки 4747	636,56	659,66	2,29	2,23
Худший вариант	689,56	714,88	10,81	10,78

2.5.4 Исследование влияния комбинированных производственных отклонений на прочностные характеристики 3D модели барабана КНД

С целью проверки и верификации оценки коэффициентов влияния на напряжения в модели был проведён расчёт модели с наиболее неблагоприятными геометрическими размерами, при этом остальные граничные условия оставались неизменны. Напряжения, полученные в результате расчёта номинальных моделей при сочетании всех неблагоприятных геометрических размеров, приведены на рисунке 2.20 и в последней строке таблицы 2.11.

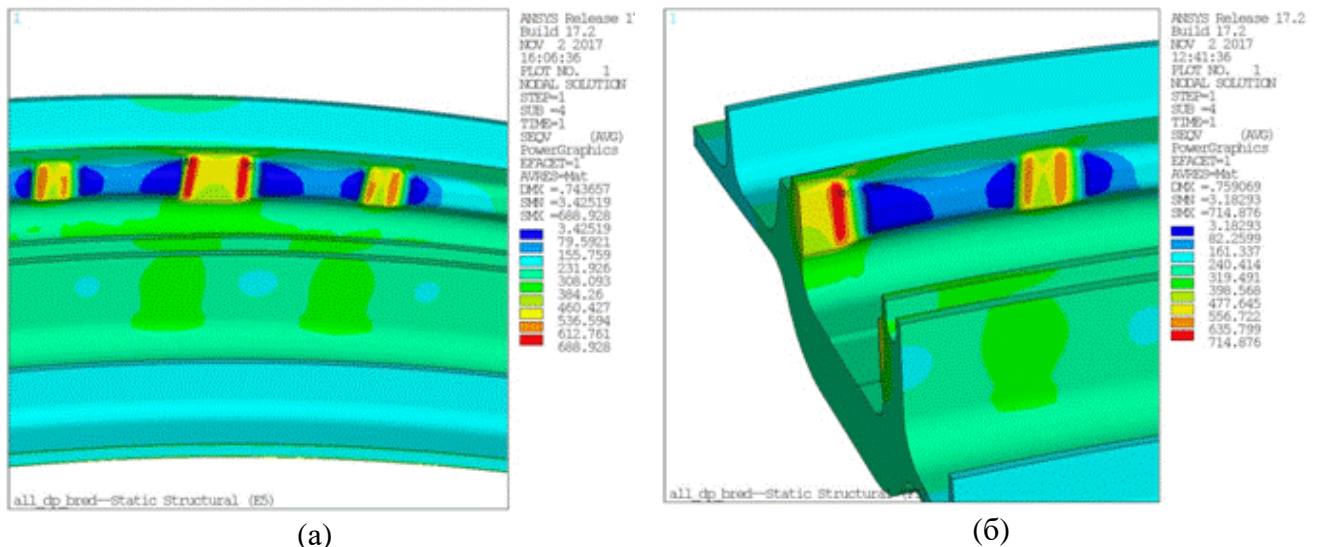


Рисунок 2.20 – Распределение напряжений Мизеса (МПа), модель 1 (а) и модель 2 (б)

Несмотря на то, что значения напряжений в критической зоне для моделей 1 и 2 отличаются на ~5% из-за различных плоскостей циклической симметрии, коэффициенты

влияния допусков отдельных размеров и их неблагоприятного сочетания отличаются не более, чем на 1%, т.е. практически совпадают.

Суммарные коэффициенты влияния неблагоприятных допусков на напряжения в критической зоне моделей 1 и 5 практически совпадают 9,53% и 9,9% и близки к отношению напряжений для наихудшей и номинальной моделей – 10,8% и 10,78% соответственно.

2.6 Оценка долговечности

Одним из наиболее сложных вопросов при проведении данной работы является выбор значений долговечности (кривых усталости), соответствующих рассчитанным напряжениям.

Для этого по результатам оценок долговечности была построена условная кривая усталости, обозначенная как ВТ6 на рисунке 2.21. Кроме того были использованы данные ЦАГИ для минимальных значений долговечности N_{min} [82], по которым с учетом данных ЦИАМ [71, 83] были построены средние N_{cp} и максимальные N_{max} значения долговечности для нормально-логарифмического закона распределения долговечности со среднеквадратичным отклонением (с.к.о.) $S_{lgN}=0.3$.

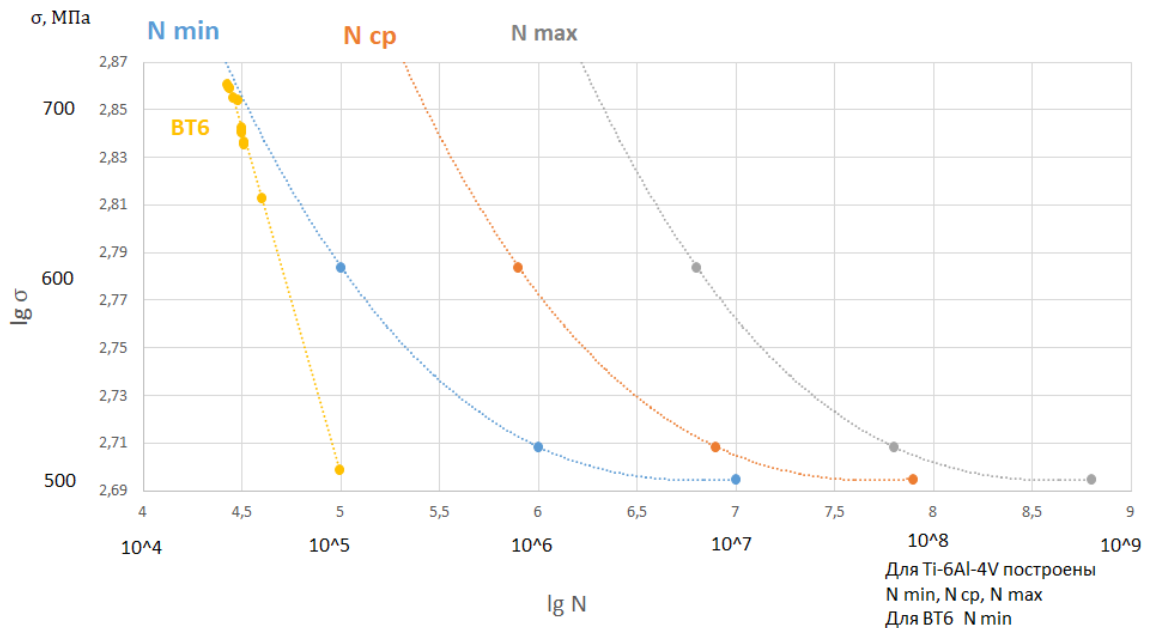


Рисунок 2.21 – Кривые усталости для сплавов ВТ6 (по данным ПАО «ОДК-Сатурн») и Ti-6Al-4V (по данным ЦАГИ и ЦИАМ [71],[82],[83])

По полученному напряжению в критической зоне барабана бустера и заданным значениям долговечности N_{min} , N_{cp} , и N_{max} выбираем соответствующие значения долговечности, используя линейную интерполяцию в логарифмической системе координат. В дополнение значения долговечности рассчитывались с использованием усталостных свойств материала Т-А6V (аналог сплава ВТ6) (рисунок 2.22).

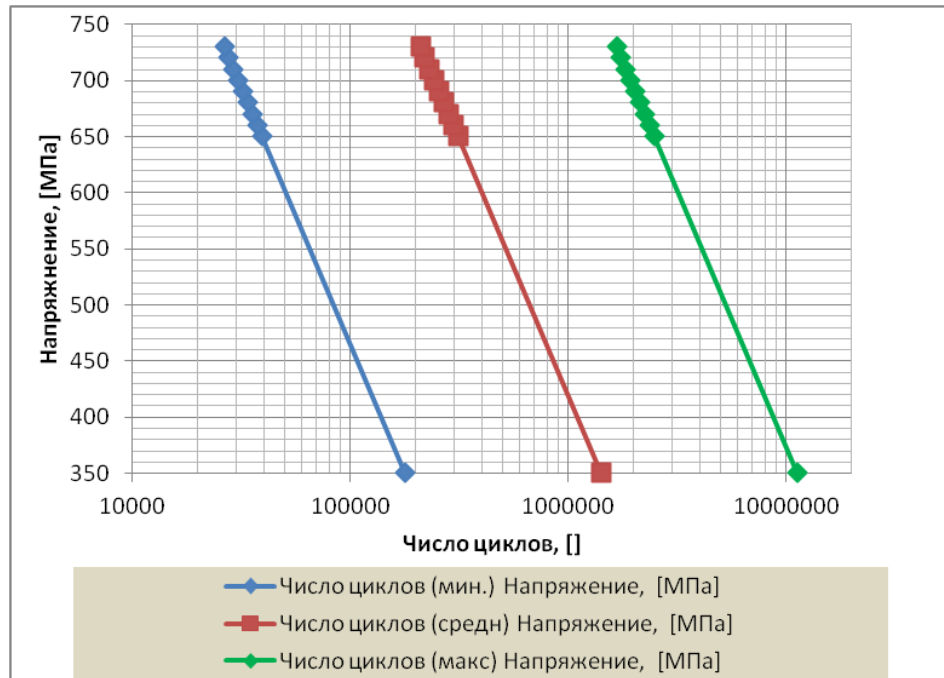


Рисунок 2.22 – Вероятностные кривые усталости материала Т-А6V (аналог сплава ВТ6)

По приведенному на рисунке 2.1 типовому полетному циклу выбраны два цикла нагружения для режимов взлетный и реверс, по которым проводилась оценка долговечности.

Результаты расчетов для отдельных циклов взлета и реверса и суммарные значения долговечности при линейном суммировании повреждений для двух циклов по минимальным свойствам материала занесены в таблицу 2.12. Минимальное расчетное значение циклической долговечности составило 24 129 циклов для варианта с неблагоприятным сочетанием допусков и 33 296 цикла для номинальной модели, при этом разница, в зависимости от выбора свойств материала доходит до 21%. Целевое значение циклической долговечности в 20 000 достигается с коэффициентом запаса 1.2.

Таблица 2.12– Результаты расчёта циклической долговечности в критической зоне 3-ей ступени КНД с учётом неблагоприятного сочетания допусков

Модель	Режим	σ, МПа	Минимальное количество циклов			Суммарное количество циклов		
			ВТ 6	ЦАГИ	Т-А6V	ВТ 6	ЦАГИ	Т-А6V
Номинал	0–Взлет	645,3	41 516	75 360	41 038	34 714	74 796	33 296
	Реверс	378	211 906	10 ⁷	176 503			
Неблагоприятное сочетание допусков	0–Взлет	714,88	30 161	43 300	29 040	25 508	29 254	24 129
	Реверс	419	165 352	10 ⁷	142 700			

Выводы к главе 2:

1. На основе проведенного анализа подходов к определению ресурса деталей ГТД и влиянию геометрических отклонений разработана методология оценки прочности деталей ГТД с использованием коэффициентов влияния единичных и комбинированных отклонений.
2. Проведен осесимметричный расчет ротора КНД, определены граничные условия для трехмерного расчета.
3. С использованием параметрической модели барабана проведена серия автоматизированных прочностных расчетов, определены коэффициенты влияния единичных и комбинированных геометрических отклонений на НДС. Выявлено 7 размеров, существенно влияющих на величину напряжений в критической зоне, увеличение напряжения составило от 0,5 до 1,85%, также существенное влияние оказало отклонение плотности материала лопаток и составило 2,3%. Суммарное влияние комбинированных отклонений на величину напряжений составило 10,8%.
4. Проведена оценка долговечности барабана КНД с учетом влияния геометрических и весовых отклонений, которая показала минимальное расчетное значение в 24 129 циклов для варианта с неблагоприятным сочетанием допусков и 33 296 цикла для номинальной модели, также выявлен разброс значений долговечности в 21% в зависимости от источника свойств материала. Значительный разброс расчетных значений долговечности показывает необходимость экспериментального подтверждения ресурса и уточнения усталостных свойств титанового сплава.

Глава 3 РАЗРАБОТКА И ПРОВЕДЕНИЕ ИСПЫТАНИЙ КОНСТРУКТИВНО ПОДОБНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ БАРАБАНА БУСТЕРА

3.1 Обоснование проведения испытаний конструктивно подобных элементов

Для повышения точности и оценки долговечности необходимо определение усталостных характеристик исследуемой детали ГТД. Одним из основных факторов, влияющих на долговечность титановых сплавов, является геометрия и технология изготовления образцов [84], поэтому наиболее достоверные значения долговечности можно получить лишь испытаниями этой детали или элементов ее конструкции с сохранением основных концентраторов напряжений и учетом технологии изготовления [28].

Основным испытанием критических деталей являются испытания на двигателе в процессе эксплуатации. Во многих случаях для подтверждения долговечности используются результаты испытаний на двигателях-прототипах. Однако для верификации таких испытаний требуется сравнительная расчетная оценка долговечности при работе на прототипе и новом двигателе, проведенная с учетом всех отличий в конструкции деталей и условиях эксплуатации. Этот вид испытаний идет постоянно, но при этом опережающая оценка долговечности не проводится, а ресурс только подтверждается [2].

Для оценки ресурса деталей ротора возможны их дополнительные испытания на специальных стендах. Основным видом таких испытаний для военных двигателей являются эквивалентно-циклические испытания дисков в разгонных камерах [2]. Однако для гражданских двигателей большого ресурса и цельного ротора, состоящего из нескольких ступеней, стоимость и длительность подготовки и проведения таких испытаний могут быть неоправданно большими. Для снижения стоимости и длительности целесообразно проведение испытаний конструктивных элементов, вырезанных из исследуемой детали с сохранением критической зоны [75].

Наиболее слабым звеном в оценке долговечности барабана бустера является кривая малоциклового усталости детали из титанового сплава. Даже при одном уровне напряжений долговечность может изменяться почти на 2 порядка. Кроме того, долговечность может значительно изменяться в зависимости от поставляемых заготовок для штамповки, технологии штамповки (включая термообработку) и технологии механической обработки.

Анализ литературы и результаты оценки долговечности, проведенные во второй главе, показывают сложность получения точных значений долговечности и прогнозирования ресурса изделий из титановых сплавов, используемых в авиационном двигателестроении, поэтому окончательные заключение о долговечности исследуемого барабана можно дать только после проведения циклических испытаний.

Для опережающей оценки ресурса ободных частей дисков компрессоров и турбин в ЦИАМ были разработаны методики усталостных и циклических испытаний конструктивных элементов, вырезанных из натуральных дисков с сохранением критической зоны [7, 75]. Такие испытания многократно проводились для оценки характеристик мало- и много-циклового усталости пазов дисков компрессоров и турбин.

3.2 Описание разработанного конструктивно подобного элемента, вырезанного из барабана бустера КНД. Разработка схемы вырезки образцов.

Циклические испытания конструктивно подобных элементов, вырезанных из окончательно изготовленного барабана бустера с сохранением поверхности в критической зоне (рисунки 3.1 и 3.2) [85], могут быть предложены для опережающей статистически достоверной оценки ресурса барабана бустера [80]. Из одной ступени барабана можно вырезать 24 образца.

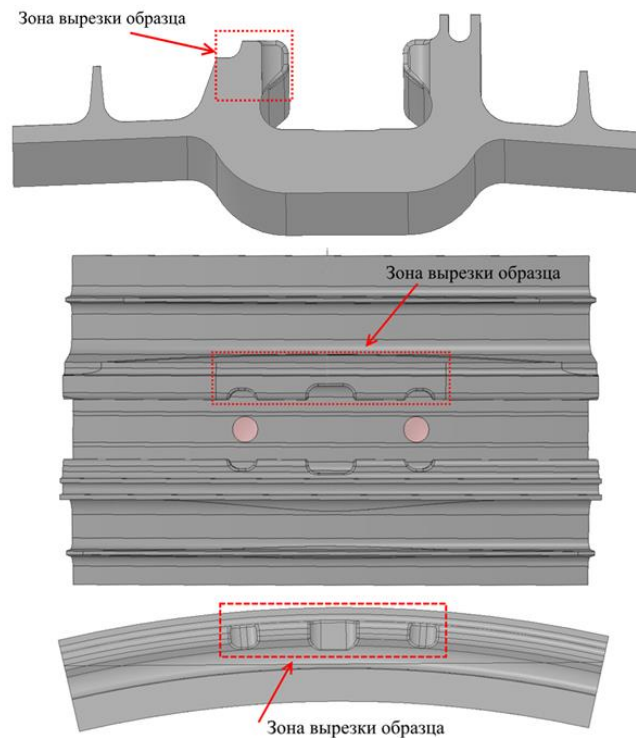


Рисунок 3.1 – Схема вырезки образца из критической зоны барабана

Испытания проводят при 4-х точечном пульсирующем изгибе. Возможны испытания на серво-гидравлической машине с частотой 600 циклов в минуту (10 Гц).

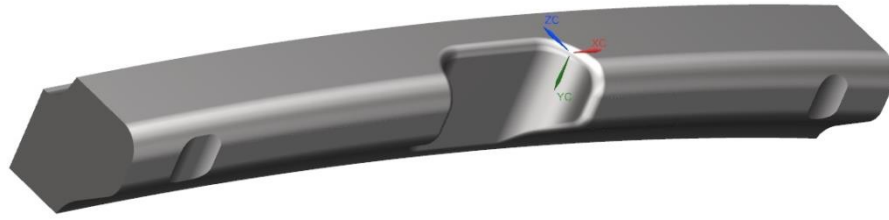


Рисунок 3.2 – Вырезанный образец

На рисунках 3.3 и 3.4 показана схема нагружения и установки образца при проведении испытаний.

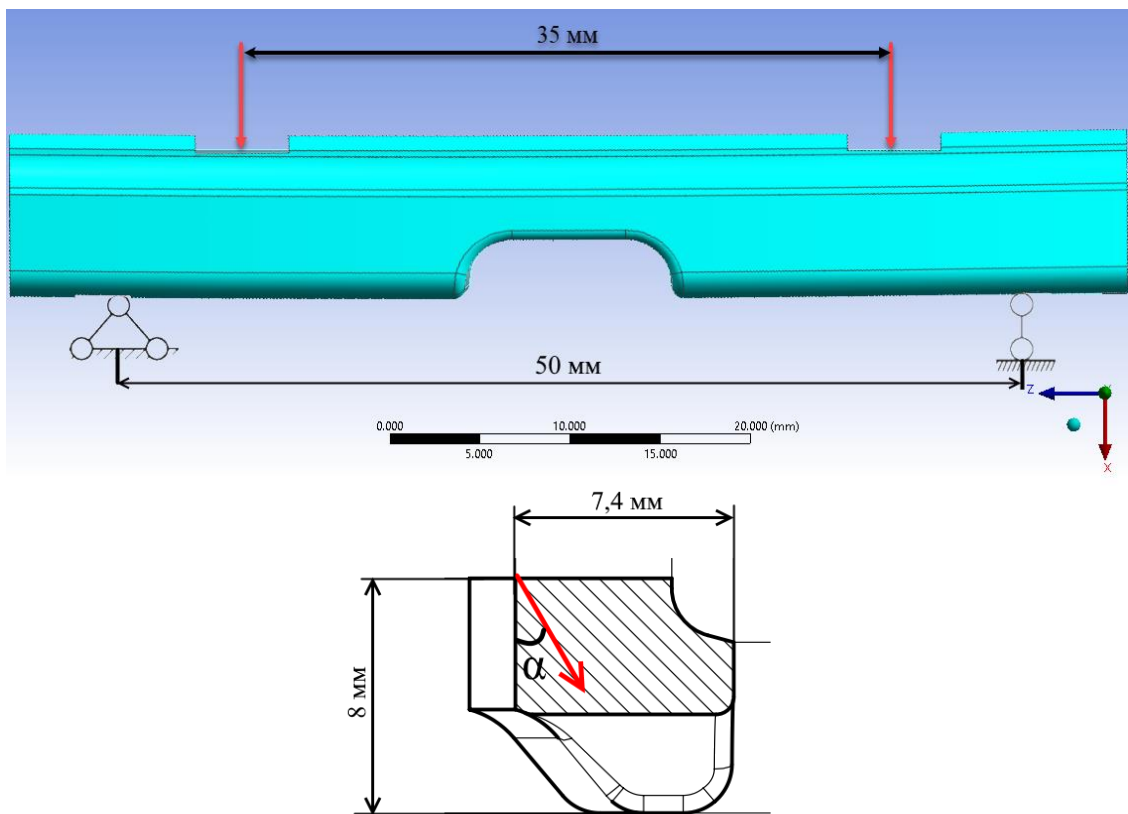


Рисунок 3.3 – Схема нагружения

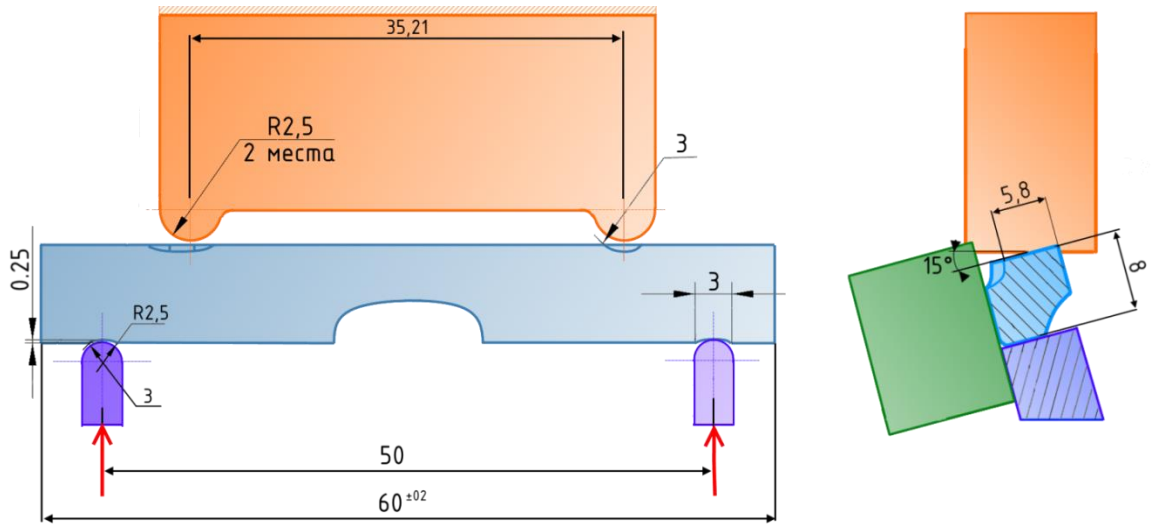


Рисунок 3.4 – Схема установки образца при испытаниях

Для анализа НДС на основе существующей модели барабана бустера была создана параметрическая модель конструктивно подобного элемента (рисунок 3.5).

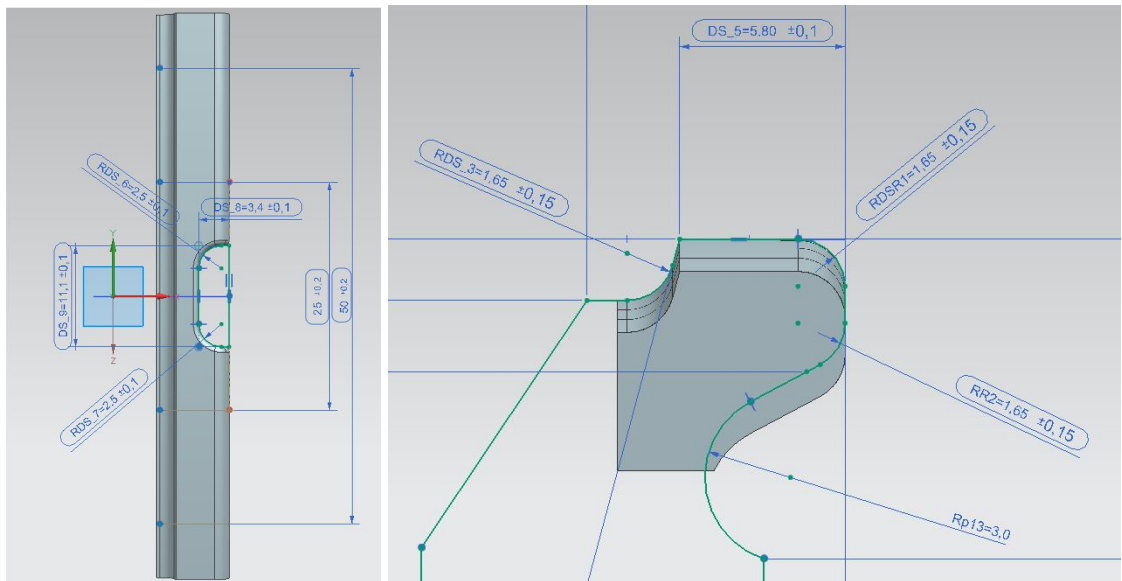


Рисунок 3.5 – Параметрическая модель конструктивно подобного элемента

Список всех используемых для выявления коэффициентов влияния размеров, заданных в программном продукте Siemens NX, версия 10, представлен на рисунке 3.6.

Имя	Формула	Знач...	Един...	Тип	Акту.
Группа по умолчанию					
DS_1 (SKETCH_000:Эскиз(1) Перпендикулярны...	297.39	297.39	мм	Число	✓
DS_2 (SKETCH_000:Эскиз(1) Вертикальный раз...	295.24	295.24	мм	Число	✓
DS_3 (SKETCH_000:Эскиз(1) Размер радиуса дл...	1.65	1.65	мм	Число	✓
DS_4 (SKETCH_000:Эскиз(1) Горизонтальный р...	9.05	9.05	мм	Число	✓
DS_5 (SKETCH_000:Эскиз(1) Горизонтальный р...	5.8	5.8	мм	Число	✓
DS_6 (SKETCH_001:Эскиз(4) Размер радиуса дл...	2.5	2.5	мм	Число	✓
DS_7 (SKETCH_001:Эскиз(4) Размер радиуса дл...	2.5	2.5	мм	Число	✓
DS_8 (SKETCH_001:Эскиз(4) Перпендикулярны...	3.35	3.35	мм	Число	✓
DS_9 (SKETCH_001:Эскиз(4) Вертикальный раз...	11.1	11.1	мм	Число	✓
DS_13 (SKETCH_002:Эскиз(7) Перпендикулярн...	7.4	7.4	мм	Число	✓
DS_14 (SKETCH_002:Эскиз(7) Перпендикулярн...	8	8	мм	Число	✓
DS_20 (Координатная плоскость(9) Смещение)	-12.5	-12.5	мм	Число	✓
DS_21 (Координатная плоскость(10) Смещени...	12.5	12.5	мм	Число	✓
DS_30 (Координатная плоскость(13) Смещени...	25	25	мм	Число	✓
DS_31 (Координатная плоскость(14) Смещени...	-25	-25	мм	Число	✓
DSR1 (SKETCH_000:Эскиз(1) Размер радиуса дл...	1.65	1.65	мм	Число	✓
R2 (SKETCH_000:Эскиз(1) Размер радиуса для ...	1.65	1.65	мм	Число	✓
R3 (SKETCH_000:Эскиз(1) Угловой размер меж...	15	15		Число	✓

Рисунок 3.6 – Список размеров, используемых для нахождения коэффициентов влияния

Чертеж конструктивно подобного элемента и размеры, которые были приняты для редактирования, представлены на рисунке 3.7.

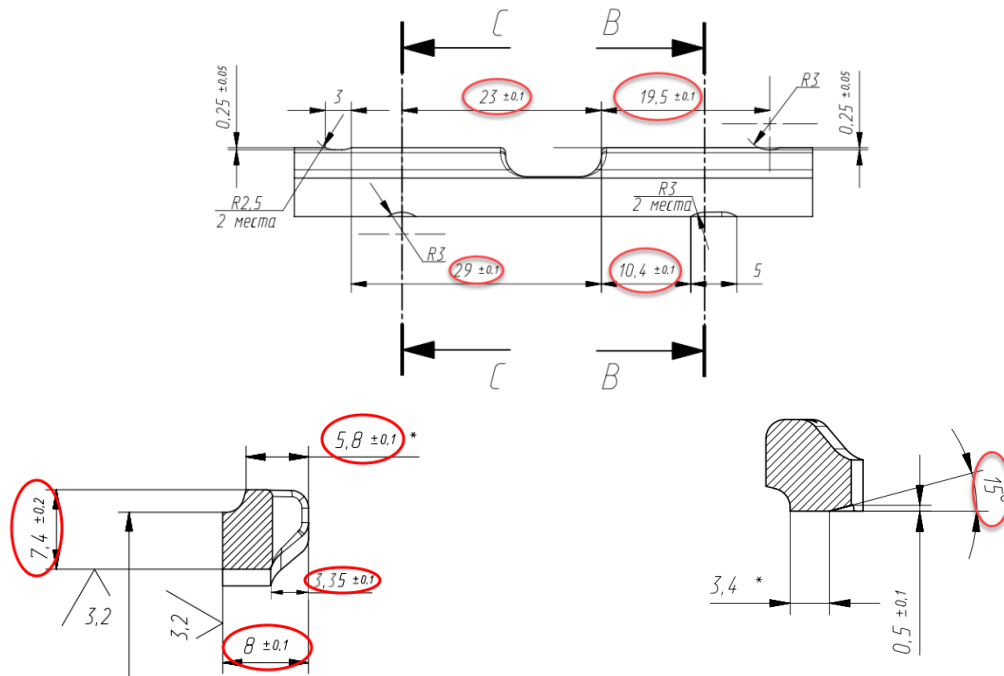


Рисунок 3.7 – Чертеж конструктивно подобного элемента и размеры с допусками, которые оказывают наиболее неблагоприятное влияние на напряжения в критической зоне конструктивно подобного элемента, мм

3.3 Разработка испытательной оснастки

Для проведения испытания была разработана и изготовлена оснастка в соответствии с чертежами для установки образца на шипы, так, чтобы образец находился под углом 15 градусов к горизонтальной поверхности и к толкателю, которым будет производиться нагружение. Для обеспечения этого условия был отфрезерован стол из стали 45, рабочая поверхность которого имеет наклон, равный 15 градусам.

На основе параметрической модели конструктивно подобного элемента и модели оснастки для испытаний была создана сопряженная модель КПЭ и оснастки (рисунок 3.8).

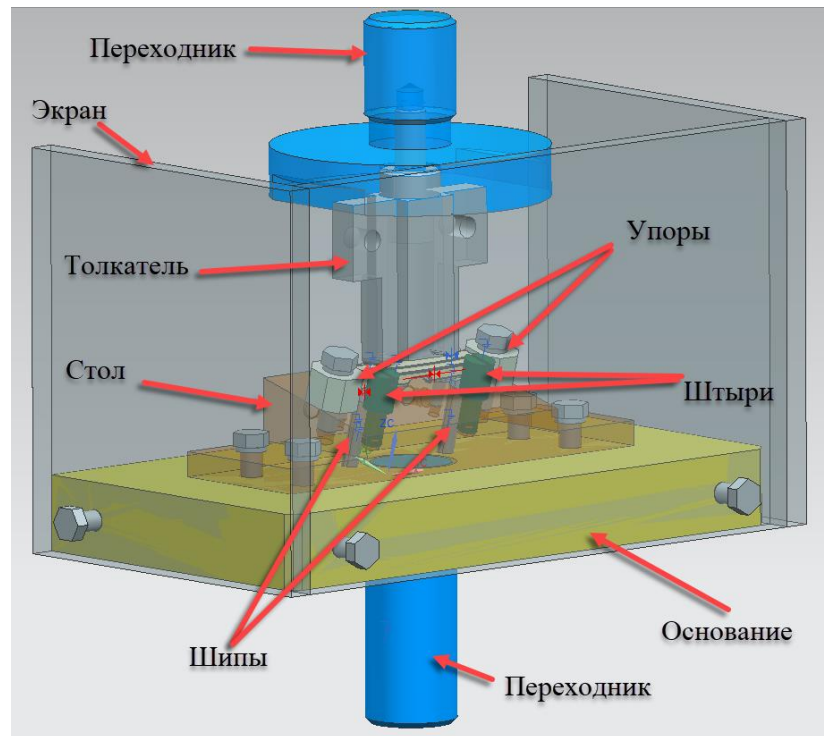


Рисунок 3.8 – Сопряженная модель конструктивно подобного элемента и оснастки для испытаний

3.4 Расчет НДС конструктивно-подобного элемента

3.4.1 Описание контактов

Для подготовки математической модели использованы детали испытательной оснастки, непосредственно находящиеся в контакте с КПЭ, и стол для фиксации упорных деталей (шипы, упоры и эксцентрики) (рисунок 3.9).

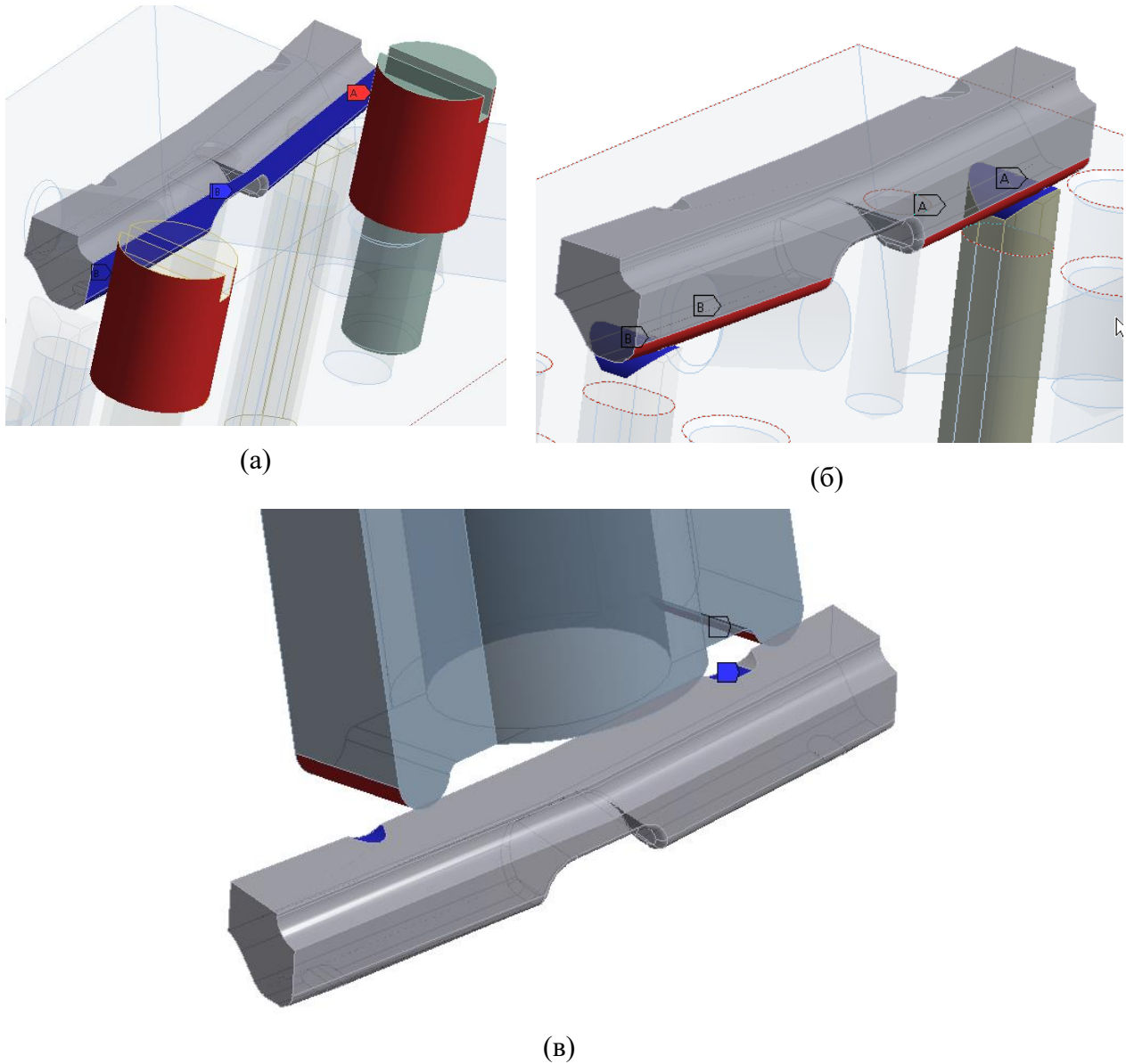


Рисунок 3.9 – Зоны контакта: (а) – контакт КПЭ – передний упор корпуса, (б) – контакт КПЭ – шипы, (в) – контакт толкатель – КПЭ

Описание контактных пар приведено в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Описание контактных пар

Номер контактной зоны	Контактная пара	Тип контакта	Коэффициент трения
а	Конструктивно подобный элемент – передний упор корпуса	Frictional	0,1
б	Конструктивно подобный элемент – Шипы	Frictional	0,1
в	Конструктивно подобный элемент – Толкатель	Frictional	0,1
Упорные детали (шипы, упоры и эксцентрики) – фиксирующий стол		Bonded	

3.4.2 Граничные условия

Граничные условия при расчете сопряженной параметрической модели показаны на рисунке 3.10 [86]. Верхняя часть толкателя зафиксирована, к нижней части фиксатора прикладывается сила от привода машины, для компенсации недостающей жесткости конструкции от отброшенных частей на плоскостях фиксатора, выделенных синим цветом, добавлено ограничение перемещений по осям, перпендикулярным этим поверхностям.

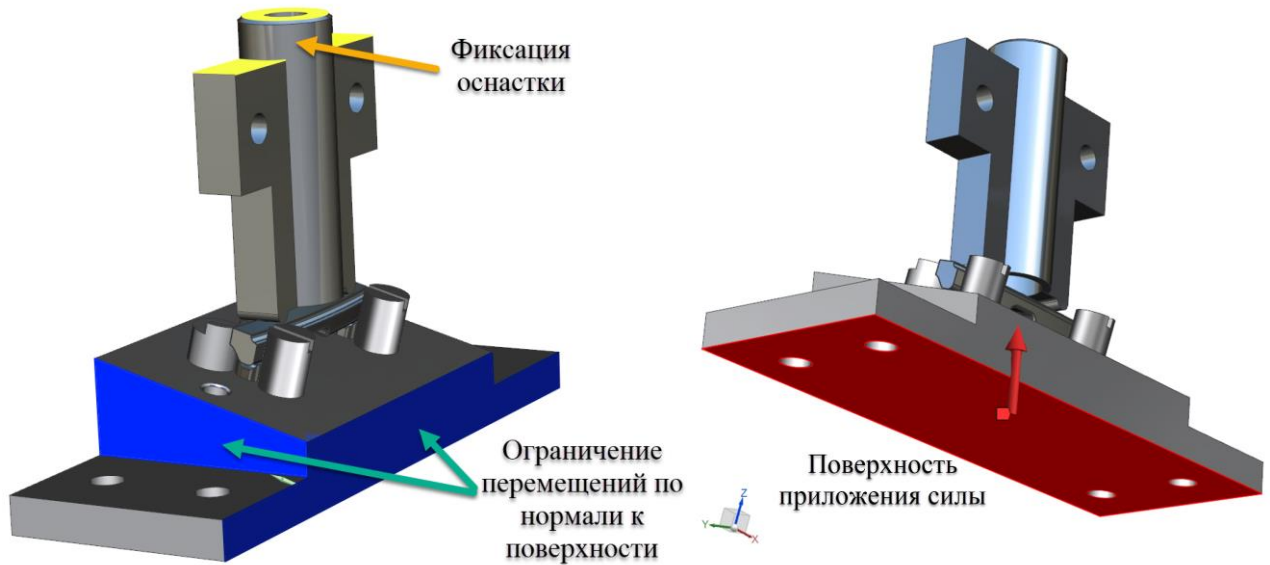


Рисунок 3.10 – Граничные условия при расчете сопряженной модели

3.4.3 Результаты расчета

Расчет сопряженной параметрической модели конструктивно подобного элемента и оснастки для испытаний был выполнен в программном комплексе ANSYS.

Конечно-элементная сетка сопряженной параметрической модели элемента и оснастки показана на рисунке 3.11.

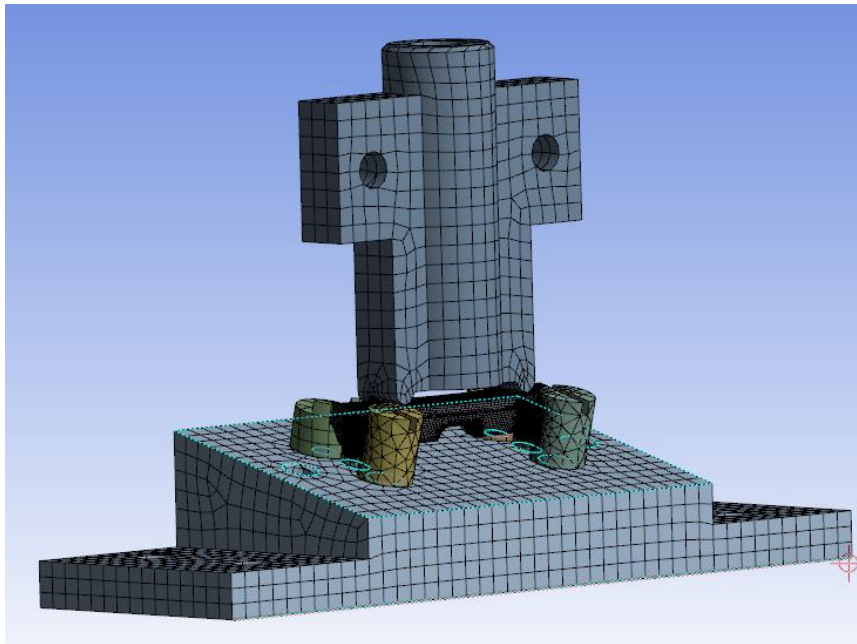


Рисунок 3.11 – Конечно-элементная сетка сопряженной модели конструктивно подобного элемента и оснастки для испытаний

Результаты расчета сопряженной параметрической модели конструктивно подобного элемента и оснастки для испытаний приведены на рисунках 3.12, 3.13 и в таблицах 3.2 и 3.3.

Максимальные напряжения получены в критической зоне конструктивного элемента, соответствующей критической зоне барабана бустера для всех рассчитанных вариантов отклонений размеров. Величина напряжений в зависимости от сочетания допусков на размеры колеблется от 672 МПа до 787 МПа при напряжении в номинальной модели 725 МПа. Расчеты проведены для нагрузки 4470 Н, и разброс напряжений $\pm 8\%$ показывает необходимость подбирать и контролировать величину нагрузки для каждого КПЭ при подготовке испытаний.

Дополнительный контроль состояния конструктивного элемента в процессе испытаний проводится по результатам измерений перемещений середины образца. Расчетные величины перемещений в зависимости от сочетания допусков на размеры колеблется от 0,365 мм до 0,434 мм при перемещении в номинальной модели 0,397 мм.

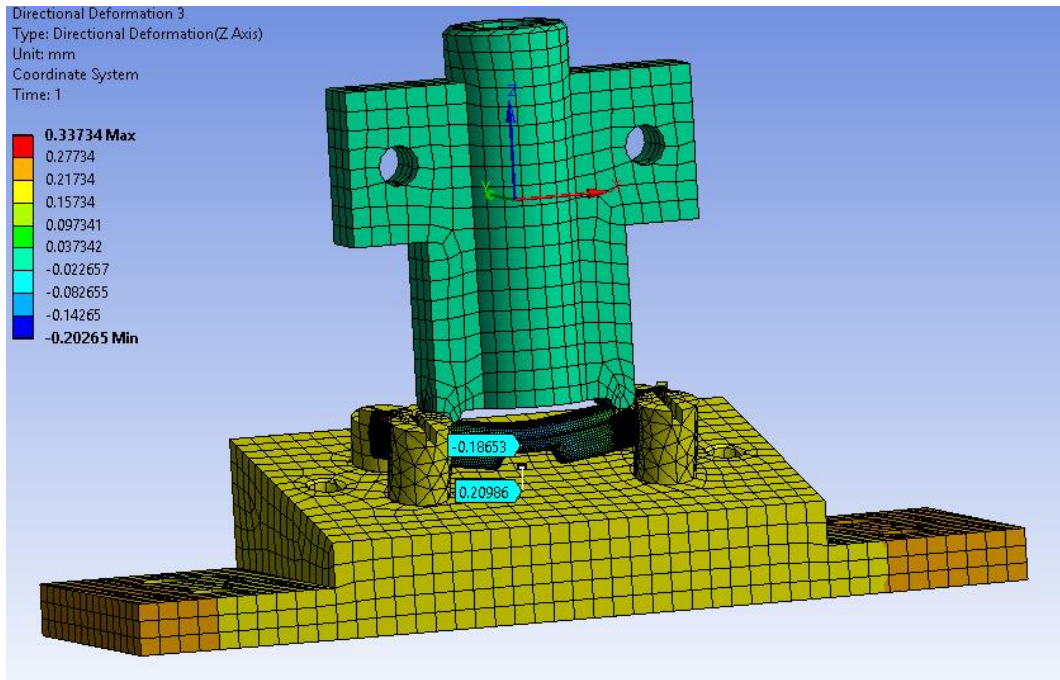
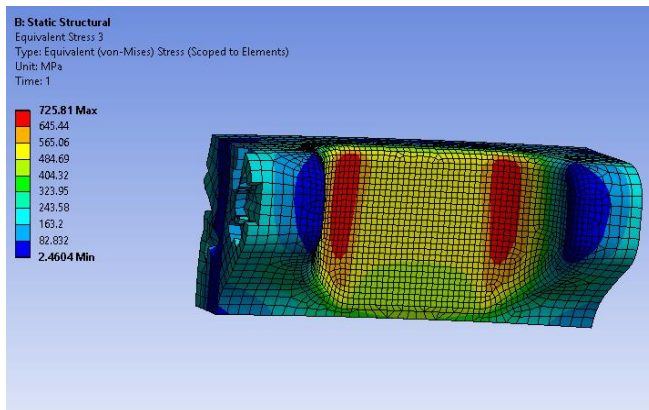
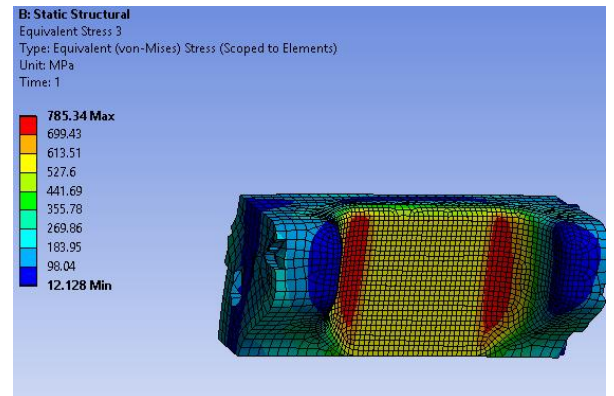


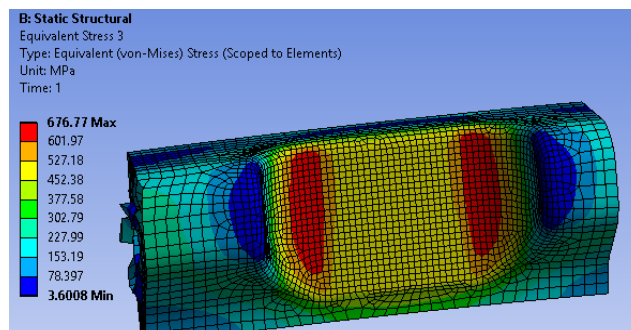
Рисунок 3.12 – Максимальные перемещение сопряженной модели конструктивно подобного элемента и оснастки для испытаний



(a)



(б)



(в)

Рисунок 3.13 – Распределение напряжений Мизеса (МПа) в критической зоне конструктивно подобного элемента номинальной (а), наихудшей 5 (б) и наилучшей (в) модели

Таблица 3.2– Максимальные напряжения в критической зоне конструктивно подобного элемента и коэффициенты влияния допусков КПЭ

Размер мм		Максимальное напряжение МПа	Максимальное перемещение	Коэффициент влияния, %	
				Напряжение	Перемещение
Номинальный	+ допуск	726,7	0,3997	-	-
297,34	297,29	725,9	0,3978	0,11	0,46
295,24	297,19	728,07	0,4018	-0,19	-0,54
1,65	1,5	720,21	0,3982	0,89	0,38
9,05	9,15	726,35	0,3996	0,05	0,03
5,8	5,7	714,71	0,3957	1,65	1
2,5	2,3	733,27	0,3998	-0,9	-0,013
2,5	2,3	734,62	0,3999	-1,1	-0,04
3,35	3,45	743,56	0,3964	-2,32	0,82
11,1	10,9	732,56	0,3993	-0,8	0,09
7,4	7,2	733,22	0,403	-0,9	-0,84
8	7,9	739	0,414	-1,7	-3,59
12,5	12,4	735,36	0,402	-1,19	-0,61
-12,5	-12,4	720,21	0,398	0,89	0,38
25	25,1	735,48	0,403	-1,2	-0,79
-25	-25,1	736,21	0,4028	-1,3	-0,79
1,65	1,5	724,93	0,4	0,24	-0,03
Лучший вариант		672,25	0,3806	-8,29	-5,6
Худший вариант		787	0,4225	7,49	4,84

Таблица 3.3– Максимальные напряжения в критической зоне конструктивно подобного элемента и коэффициенты влияния смещения толкателя относительно КПЭ

Направление	Смещение	Максимальное напряжение МПа	Максимальное перемещение	Коэффициент влияния, %	
				Напряжение	Перемещение
Исходное		726,39	0,3997	-	-
Ось X	-0,25 мм	735,53	0,3985	1,26	-0,30
Ось X	0,25 мм	723,9	0,3958	-0,343	-0,98

Продолжение таблицы 3.3

Ось Y	1 мм	722,84	0,3855	-0,489	-3,55
Ось Y	-1 мм	721,57	0,412	-0,664	3,08
Поворот вокруг оси Z	3°	717,89	0,408	-1,17	2,08
Поворот вокруг оси Z	-3°	728,11	0,38752	0,237	-3,05

Для снижения влияния особенностей напряженно-деформированного состояния усилие изгиба выбирается, исходя из условия задания максимальных напряжений в критической зоне. Угол приложения силы выбирается из условия подобия распределения напряжений на поверхности вращающегося барабана и изгибаемого КПЭ (рисунок 3.14).

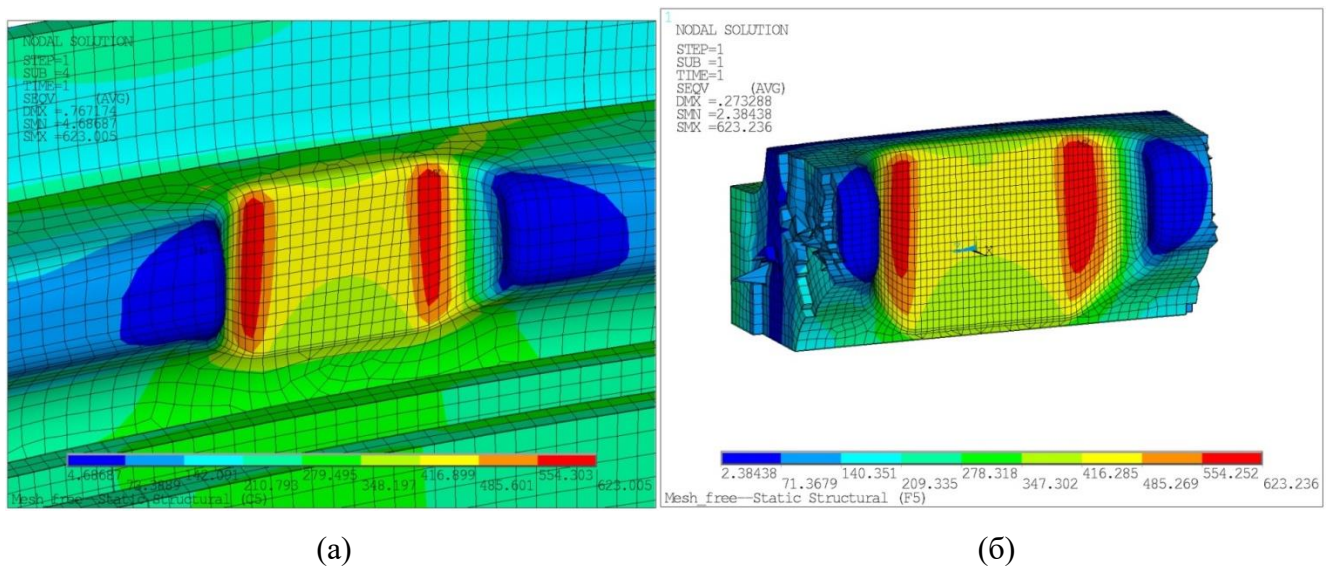


Рисунок 3.14 – Распределение напряжений Мизеса в критической зоне (а) – вращающегося барабана (б) – изгибаемого образца

На основании серии расчетов могут быть рекомендованы угол приложения силы α , равный 15° , и величины силы, при которой достигается напряжение 725 МПа в критической зоне, равной 4470 Н.

При этом проверяется отличие градиента напряжений в испытываемом образце от градиента напряжений во вращающемся барабане с лопатками (рисунок 3.15).

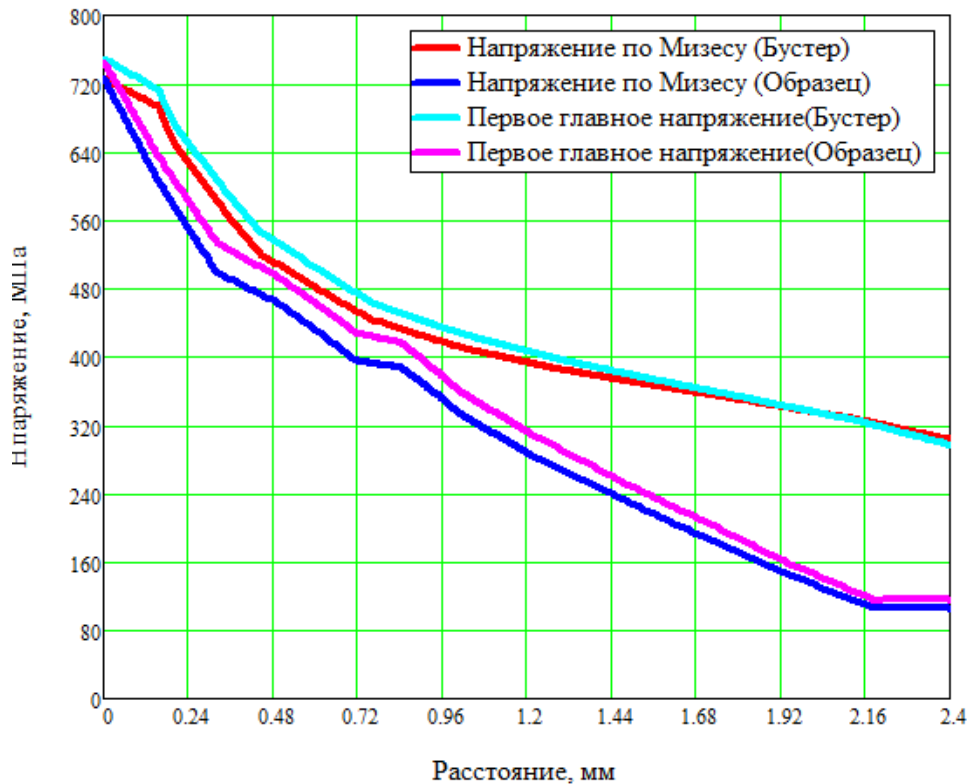


Рисунок 3.15 – Градиент напряжений в барабане бустера и образце

3.5 Разработка программы и методики проведения испытаний на малоцикловую усталость КПЭ

Программа и методика разрабатывалась в соответствии со стандартами ГОСТ 25.505-85, ISO 12106 и ASTM E606.

Испытания проводят при 4-х точечном пульсирующем изгибе на серво-гидравлической машине MTS 322 с частотой 600 циклов в минуту (10 Гц).

Для снижения влияния особенностей напряженно-деформированного состояния усилие изгиба выбирается, исходя из условия задания максимальных напряжений в критической зоне. Угол приложения силы 15° выбран из условия подобия распределения напряжений на поверхности вращающегося барабана и изгибаемого образца. Остаточное усилие установлено в 200 Н.

Испытаний проводятся на базе 30000 чисел циклов.

Испытание проведено на основном уровне напряжений 725 МПа (нагрузка 4470 Н), который соответствует максимальным напряжениям в критической зоне барабана, полученным при расчете сертификационной модели с наихудшими отклонениями основных размеров

При разрушении образца до достижения долговечности 30000 циклов, испытания прерываются, проводится анализ условий испытаний (забросы напряжений, работоспособность

испытательной машины и ее систем, работоспособность измерительных датчиков и т.п.), проводится визуальное, фрактографическое исследование разрушенного образца.

При достижении долговечности 30000 циклов, испытания приостанавливаются, образец проверяется на наличие видимых повреждений. При отсутствии видимых повреждений испытания продолжаются с увеличенной на 20% нагрузкой и испытания проводятся до поломки или достижения базы 30000 циклов и последующей перегрузки на новый уровень.

Вычисляется усилие нагружения объекта испытаний для i -го образца выполняются по формуле 3.1.

$$P_i = P_{\text{ном}} \cdot (k_1 \cdot (g_{\text{ном}1} + \Delta g_1) \cdot \dots \cdot (k_i \cdot (g_{\text{ном}i} + \Delta g_i) \cdot \dots \cdot (k_m \cdot (g_{\text{ном}m} + \Delta g_m)), \quad (3.1)$$

где $P_{\text{ном}}$ – нагрузка на образец с номинальными размерами, при которой в критической зоне создаются заданные напряжения (725 МПа).

k_1, k_i, k_m – коэффициенты влияния размеров, влияющих на величину напряжений в критической зоне;

$g_{\text{ном}1}, g_{\text{ном}i}, g_{\text{ном}m}$ – номинальные размеры образца, для которых было выявлено влияние на величину напряжений в критической зоне;

$\Delta g_1, \Delta g_i, \Delta g_m$ – отклонения размеров, влияющих на величину напряжений в критической зоне, от номинала;

m – число размеров, влияющих на величину напряжений в критической зоне;

$i = 1 \dots m$ – порядковый номер размера, влияющего на величину напряжений в критической зоне.

Вычисляется максимальное перемещение i -го объекта испытаний (для контроля величины нагрузки)

$$f_i = f_{\text{ном}} \cdot (k_1 \cdot (g_{\text{ном}1} + \Delta g_1) \cdot \dots \cdot (k_i \cdot (g_{\text{ном}i} + \Delta g_i) \cdot \dots \cdot (k_m \cdot (g_{\text{ном}m} + \Delta g_m)), \quad (3.2)$$

где $f_{\text{ном}}$ – перемещение образца с номинальными размерами, соответствующие нагрузке, при которой в критической зоне создаются заданные напряжения (725 МПа).

Полученная нагрузка проверяется по результатам тензометрирования испытательной машины. Напряжению 725 МПа в критической зоне соответствует напряжение 530 МПа, измеренное по тензодатчику (рисунок 3.16). Выбирается средняя нагрузка из трех оценок – по расчету усилия нагружения, по расчету перемещений и по измерениям тензодатчиков.

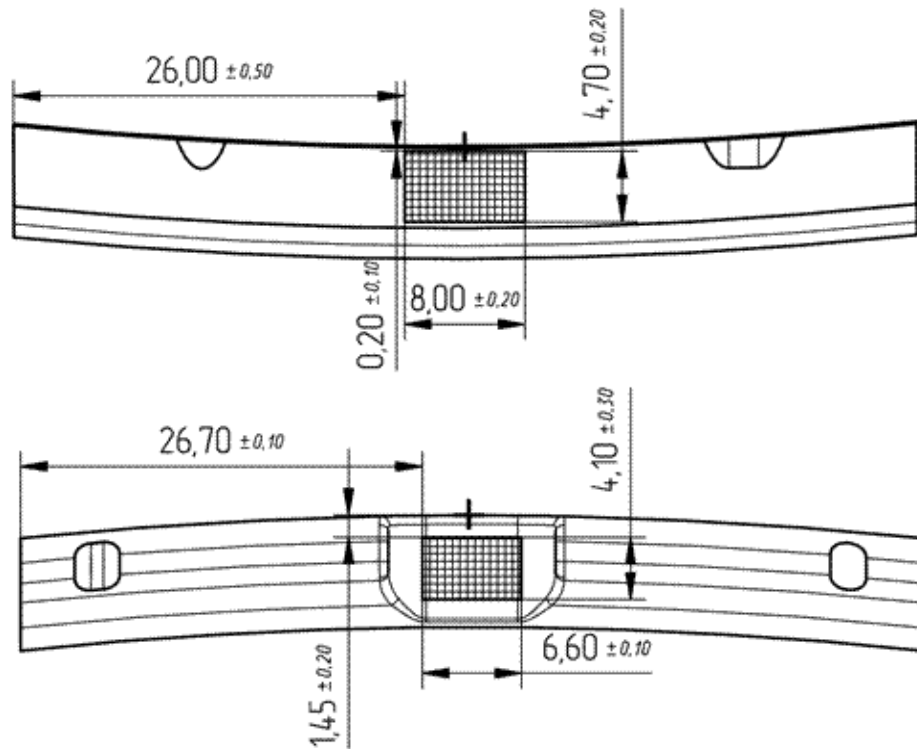


Рисунок 3.16 – Эскиз установки тензорезисторов на КПЭ

Испытания каждого i -го образца проводится при пульсирующем изменении нагрузки от 200 Н до P_i без выдержек с частотой 600 цикл/мин.

В процессе испытания проводится измерение и запись максимального прогиба образца датчиком перемещений. Величина измеренных перемещений сравнивается с расчетным максимальным перемещением f_i .

Испытания проводятся до разрушения образца, критерием разрушения является увеличение максимального перемещения образца на 10% по сравнению со значением перемещения в начале испытаний.

3.6 Результаты и анализ испытаний конструктивно подобных элементов

Результаты испытаний 6 конструктивно-подобных элементов по методу ступенчато-увеличивающейся нагрузки на базе 30000 циклов приведены в таблице 3.4. Числа циклов, полученные при ступенчатом увеличении нагрузки, пересчитаны на уровень напряжения, соответствующий напряжению в критической зоне барабана бустера при неблагоприятном сочетании допусков. Принимая линейное накопление повреждений малоциклового усталости на разных уровнях напряжений и исходя из уравнения кривой малоциклового усталости в упругой области $\sigma^m N = C$, где m и C – это постоянные кривой усталости, можно получить приведенные числа циклов.

Таблица 3.4 – Результаты испытаний

№ КПЭ	Напряжение σ , МПа	Нагрузка, кН	Прогиб начальный, мм	Относительная деформация, $\mu\text{м/м}$ (т.д.1 / т.д.2)	Число циклов N	Примечание
1	700 (508)	4470	0,213	4911/5525	30000	Выдержал
	840 (610)	5364	0,267	5602/-	30000	Выдержал
	957	6258	0,299		30000	Выдержал
	1087	7152	0,349		6425	Разрушился
	Приведенное к напряжению 725 МПа					181459
2	731 (562)	4470	0,26	5439/6187	30000	Выдержал
	864 (665)	5364	0,264	5493/6165	30000	Выдержал
	957	6258	0,308	5747/6385	23291	Разрушился
	Приведенное к напряжению 725 МПа					147984
3	694 (503)	4470	0,248	4865/6265	30000	Выдержал
	764 (533)	5364	0,284	5149/6694	30000	Выдержал
	971	6258	0,326	-/7963	30000	Выдержал
	1108	7152	0,35		4506	Разрушился
	Приведенное к напряжению 725 МПа					164136
4	735 (534)	4470	0,24	5160/5895	30000	Выдержал
	882 (640)	5364	0,268	5607/6436	30000	Выдержал
	1029	6258	0,314	-/7153	30000	Выдержал
	1100	7152	0,34	-/8049	26095	Разрушился
	Приведенное к напряжению 725 МПа					298189
5	705 (512)	4470	0,262	4947/5773	30000	Выдержал
	843 (612)	5364	0,284	-/6105	28185	Разрушился
	Приведенное к напряжению 725 МПа					76065
6	725	4470			30000	Выдержал
	870	5364			30000	Выдержал
	1015	6258			26800	Разрушился
	Приведенное к напряжению 725 МПа					172436

При пересчете принималось, что кривая усталости каждого конструктивного элемента при соответствующей вероятности разрушения идет параллельно минимальной кривой усталости, построенной для нормально-логарифмического закона распределения логарифма долговечности со среднеквадратичным отклонением (с.к.о.) $S_{\lg N}$ и соответствующей отклонению от средних значений $-3 S_{\lg N}$. Значения точек минимальной кривой усталости были получены на основе данных о минимальной долговечности титанового сплава Т-А6V (аналог сплава ВТ6). Величина показателя наклона кривой усталости, рассчитанная по этим данным, составила $m=3,46$.

Таким образом, долговечность конструктивного элемента N_i , испытанного на уровне напряжений σ_i , может быть пересчитана на начальный уровень напряжения σ_n или любой другой уровень напряжения σ_j по формуле 3.3.

$$N_j = 10^{(\log(N_i) + m(\log(\sigma_j) - \log(\sigma_i)))} \quad (3.3)$$

Уровень напряжений поломки образцов существенно на 40-80% превышал начальный уровень испытаний и приведенное к уровню напряжений 725 МПа число циклов до разрушения для каждого образца изменяется в диапазоне от 76000 циклов до 298000 циклов (таблица 3.4).

По полученным результатам выборки из 6 конструктивных элементов, приведенным к одному уровню напряжений, определялись среднее $\overline{\lg N}$ ($N=173378$ циклов) и средне-квадратичное отклонение $SI_{\lg N}$ выборки.

$$\overline{\lg N} = \frac{\sum_{i=1}^6 \lg N_i}{6} = 5,2588$$

$$N = 173378 \text{ циклов}$$

$$SI_{\lg N} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^6 (\overline{\lg N} - \lg N_i)^2}{6}} = 0,177567$$

Малый размер выборки не позволил провести стандартную проверку по критерию согласия Пирсона χ^2 . Поэтому для проверки распределения на нормальность выборка полученных значений логарифмов долговечностей $\lg N_i$ сортировалась по возрастанию, и для каждого значения $\lg N_i$ в выборке определялась вероятность $p=i/(n+1)$, где $n = 6$ – количество значений в выборке, i – порядковый номер значения от 1 до n .

График функции распределения логарифма долговечности показывает (рисунок 3.17), что с высокой степенью достоверности может быть принято линейное распределение. Затем значения вероятности p с помощью обратной функции стандартного распределения НОРМ.СТ.ОБР() в EXCEL были преобразованы в квантили нормального распределения.

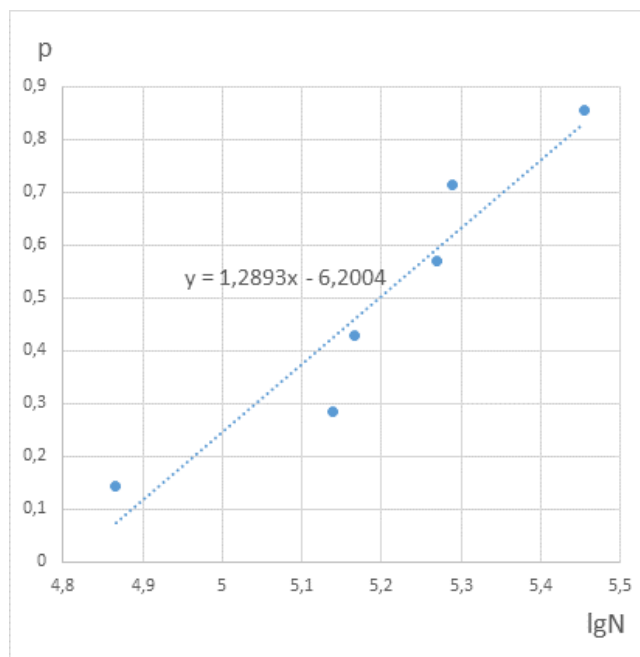


Рисунок 3.17 – График функции распределения логарифма долговечности

График проверки распределения на нормальность (рисунок 3.18) показывает, что можно принять распределение нормальным.

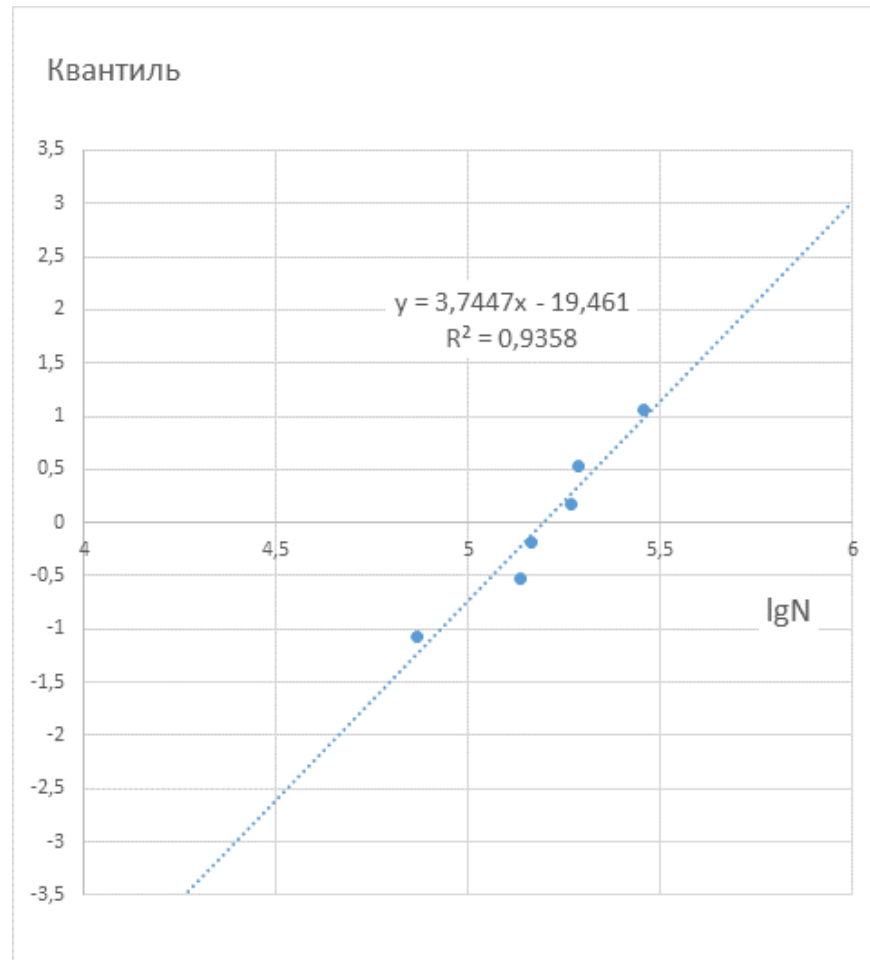


Рисунок 3.18 – График проверки распределения на нормальность

Затем определялась минимальная долговечность с учетом коэффициента Стьюдента для 6 образцов и доверительной вероятности 0,95 по формуле 3.4.

$$N_{\min} = \overline{lgN} - K(\alpha, p, n) S_{lgN} \quad (3.4)$$

где $K(\alpha, p, n)$ – коэффициент для определения границ одностороннего статистического толерантного интервала при известном значении S_{lgN} [87],

α – уровень значимости ($(1 - \alpha)$ – выбранный уровень доверия),

p – доля совокупности для определения толерантного интервала,

$n = 6$ – объем выборки.

Оценки минимального значения долговечности по результатам проведенных испытаний приведены ниже (таблица 3.5) для разных значений α и p .

Таблица 3.5 – Оценка минимального значения долговечности для разных значений α и p

α	p	n	K	$\log N_{\min}$	N_{\min}
0,05	0,99	6	2,998	4,706649	50891
0,05	0,999	6	3,762	4,570987	37238
0,01	0,99	6	3,277	4,657107	45405
0,01	0,999	6	4,04	4,521624	33237
0,001	0,99	6	3,588	4,601884	39983
0,001	0,999	6	4,352	4,421223	26376

Оценка долговечности испытанных КПЭ показала минимальное количество циклов нагружения в 26 376, что на 7% больше по сравнению с расчетными значениями долговечности в 24 129 циклов, полученными в 2й главе и на 30% больше целевого показателя в 20 000 циклов.

Выводы к главе 3:

1. Для проведения опережающей оценки ресурса барабана КНД предложены испытания конструктивно-подобных элементов, вырезанных из изготовленного барабана с сохранением технологических концентраторов напряжений.
2. Разработан КПЭ и испытательная оснастка для проведения экспериментального определения долговечности барабана КНД. Для достижения эквивалентности испытаний КПЭ и полноразмерного барабана разработка проводилась по критерию совпадения градиента напряжений КПЭ и барабана бустера в критической зоне.
3. Разработана методика расчетно-экспериментального исследования малоциклового усталости конструктивно-подобных элементов, вырезанных из барабана КНД, с сохранением технологических концентраторов напряжений.
4. По разработанной методике проведено экспериментальное исследование долговечности конструктивно-подобного элемента под действием циклических нагрузок и проведена статистическая обработка результатов. Анализ результатов испытаний КПЭ на уровне напряжений 725 МПа на базе 30 000 циклов с частотой нагружения 10 Гц показал минимальное число циклов нагружения 26 376 с доверительной вероятностью 0,99, что превышает заявленный ресурс на 30%.

Глава 4 ПРОЧНОСТЬ МОДЕЛЕЙ РАБОЧЕЙ ЛОПАТКИ ВЕНТИЛЯТОРА ГТД С УЧЕТОМ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ОТКЛОНЕНИЙ

Исследование влияния геометрических отклонений рабочих лопатки (РЛ) вентилятора на аэродинамику проводилось еще на этапе их проектирования. За счет робастной оптимизации, улучшение аэродинамических показателей составило 1% [88, 89]. В то же время после изготовления комплекта РЛ есть вероятность ухудшения прочностных и аэродинамических показателей из-за неблагоприятного сочетания отклонений. При этом еще одной важной проблемой является величина дисбаланса при расстановке рабочих лопаток вентилятора в рабочем колесе, при этом проблема усложняется влиянием каждой отдельной лопатки на динамику и прочность ГТД.

В настоящее время основным методом проверки дисбаланса при расстановке лопаток является балансировка. Современные методы опираются на уменьшение дисбаланса диска вентилятора через расстановку рабочих лопаток по статическим моментам [90, 91]. Однако при расстановке лопаток по статическим моментам, не учитывается влияние геометрических отклонений отдельных лопаток на аэродинамические показатели. Поэтому комплексная оценка влияния геометрических отклонений пера лопаток на величину дисбаланса, а также прочность и аэродинамику лопаток является актуальной задачей.

В данной главе приведены прочностные расчеты статических перемещений и напряжений, а также частот колебаний по первой и четвертой формам (потенциально опасным) на максимальных оборотах для «холодных» моделей лопаток с единичными и комбинированными геометрическими отклонениями, а также описана методика расстановки рабочих лопаток с учетом влияния геометрических отклонений на тягу двигателя.

Для приложения граничных условий к лопаткам был выбран взлетный режим, на котором действуют максимальные нагрузки на лопатки.

4.1 Описание расчетной 3D модели рабочей лопатки вентилятора

4.1.1 Описание расчётной модели

Модель, используемая для расчёта «холодных» лопаток, представлена на рисунке 4.1 и включает в себя саму лопатку, диск, замок, полку и часть ротора. Включение в расчётную модель сектора со всеми компонентами позволяет получить адекватную картину распределения напряжений в лопатке, а также получить более корректную картину собственных частот и форм колебаний [92].

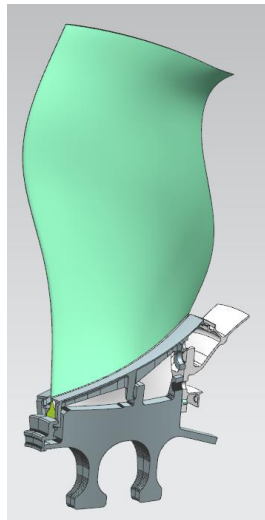


Рисунок 4.1 – Трёхмерная модель сектора диска вентилятора с рабочей лопаткой

В расчёте используются два различных материала, один для лопатки, другой для всех остальных элементов конструкции трёхмерной модели, сведения о материалах сведены в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Сведения о материалах

Параметр	Значение
Барaban бустера, диск вентилятора, Фиксирующее кольцо	
Плотность, кг/м ³	4450
Модуль Юнга, МПа	$1,2 \cdot 10^5$
Коэффициент Пуассона	0,3
Коэффициент теплового расширения, С ⁻¹	$8,74 \cdot 10^{-6}$
Платформа	
Плотность, кг/м ³	3648
Модуль Юнга, МПа	$6,9 \cdot 10^4$
Коэффициент Пуассона	0,3
Лопатка вентилятора	
Плотность, кг/м ³	4513
Модуль Юнга, МПа	$1,077 \cdot 10^5$
Коэффициент Пуассона	0,3
Коэффициент теплового расширения, С ⁻¹	$8,74 \cdot 10^{-6}$

При расчёте различных вариантов «холодных» моделей изменялось только перо лопатки, поэтому расчётная схема была построена таким образом, чтобы изменение в сетке и граничных условиях касались только одного пера с большими допусками. Для изменения геометрии пера рабочей лопатки использовалась ранее разработанная в МАИ параметрическая модель [62, 63]. На рисунке 4.2 представлена лопатка, где зелёным цветом обозначена меняющаяся часть, при этом места, обозначенные серым цветом (с жесткими допусками), оставались неизменны во всех расчётных случаях.

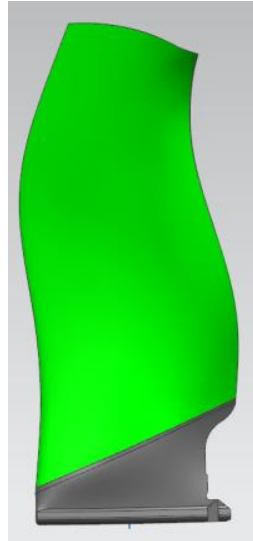


Рисунок 4.2 – Изменяемые и не изменяемые части лопатки при расчётах «холодных» моделей лопаток

Для реализации варианта с модификацией только одного изменяемого пера лопатки, без внесения изменений в остальные конструктивные элементы выполнена расчётная схема (рисунок 4.3) в виде сборки сеточных моделей.

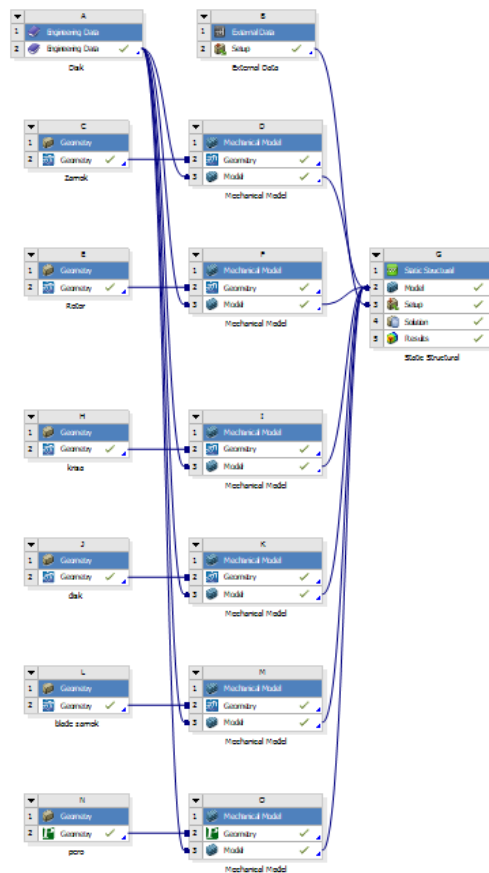


Рисунок 4.3 – Схема расчёта лопаток на прочность

4.1.2 Описание сетки конечных элементов

В расчетной модели рабочая лопатка состоит из следующих элементов 1) Область замка лопатки; 2) Основание пера, находящееся ниже уровня платформы; 3) Проставка, предназначенной для соединения пера лопатки и замковой части; 4) Перо лопатки. Сетка для каждого из элементов лопатки выполнялась в собственном модуле, при этом в итоговом модуле расчёта происходила сборка всех сеток в единую расчётную модель с использованием контактов, это позволяет изменять отдельные геометрические и сеточные модели, при этом не касаясь остальных расчётных элементов, что ускоряет проведение расчётов и даёт более прогнозируемые и подходящие для сравнения результаты. Лопатка в данном расчётной схеме представлена в виде двух тел, геометрия которых соответствует рисунку 4.2 (изменяемая и не изменяемая часть), что позволяет модифицировать сеточную модель только для пера лопатки, при этом, не внося изменения ни в граничные условия, ни в геометрию, ни в сетку остальных моделей.

На рисунке 4.4 представлена сеточная модель исходного расчётного случая с номинальным пером.

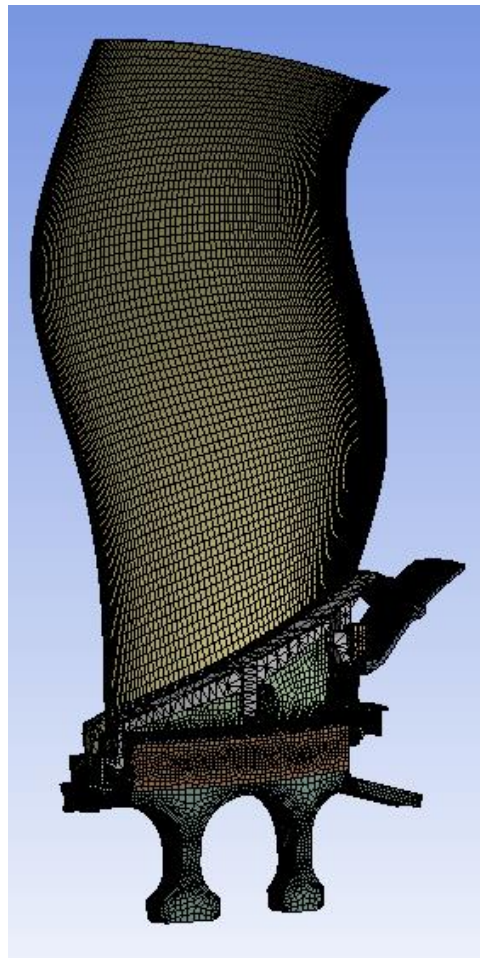

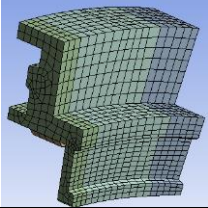

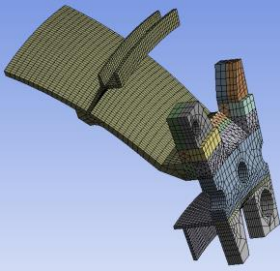
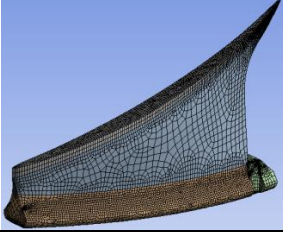
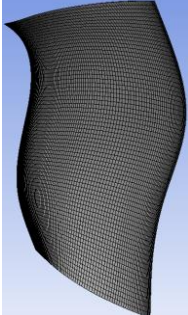


Рисунок 4.4 – Сетка конечных элементов на исходной модели

В таблице 4.2 приведены параметры сеточных моделей деталей общей расчётной модели, значения сетки для пера показаны для исходной номинальной модели, без допусков. Также приведены рисунки и параметры сеточных моделей, при этом, элементы, служащие лишь для учёта массово-инерционных свойств и общей геометрической формы, разбиты грубой сеткой (замок, полка, часть ротора), а те элементы, напряжения и деформации в которых используются в дальнейшем для построения коэффициентов участия, разбиты на более мелкую сетку (перо лопатки, замок лопатки, диск).

Таблица 4.2 – Параметры сеточных моделей деталей общей расчётной модели

Расчётная часть	Параметр	Значение	Изображение
Диск	Число элементов	237898	
	Число узлов	524115	
	Tet10 элементы	171637	
	Hex20 элементы	48517	
	Wed15 элементы	1849	
	Pyr13элементы	15895	
Замок	Число элементов	2428	
	Число узлов	12783	
	Hex20 элементы	2482	
	Wed15 элементы	52	
Полка	Число элементов	7255	
	Число узлов	3360	
	Tet10 элементы	3360	
Часть ротора	Число элементов	16815	
	Число узлов	59120	
	Tet10 элементы	8481	
	Hex20 элементы	7627	
	Wed15 элементы	304	
	Pyr13элементы	403	
Замок лопатки	Число элементов	65951	
	Число узлов	217901	
	Tet10элементы	11580	
	Hex20 элементы	34042	
	Wed15 элементы	1895	
	Pyr13элементы	18434	
Перо лопатки (изменяемая часть)	Число элементов	20930	
	Число узлов	105746	
	Hex20 элементы	20790	
	Wed15 элементы	140	

Вследствие того, что сеточная модель являлась сборкой из нескольких элементов, связь всех элементов в единое целое осуществлялось посредством контактов, при этом использовались как линейные, так и нелинейные контакты. Места расположения нелинейных контактов типа frictional представлены на рисунке 4.5. Данный тип контакта выполнен между замком лопатки и диском, а также между замком лопатки и частью ротора, в месте фиксации лопатки от осевых перемещений, в обоих случаях коэффициент трения задавался равным 0,25.

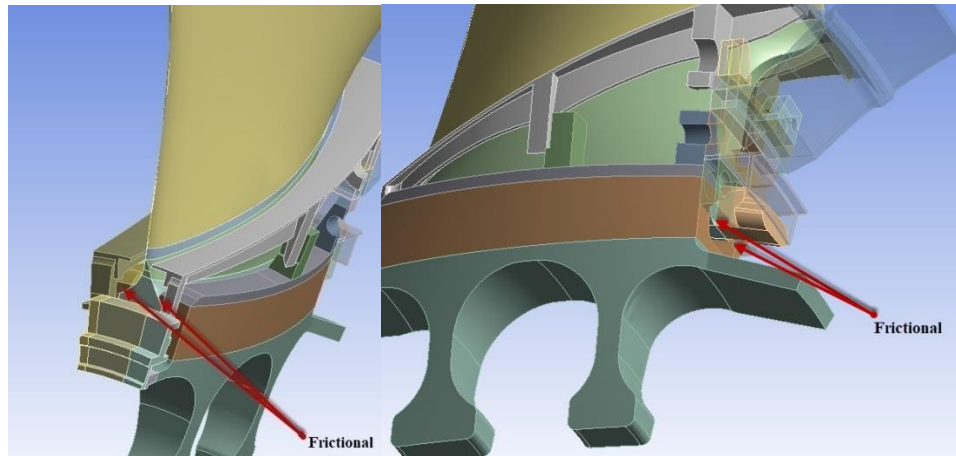


Рисунок 4.5 – Места расположения нелинейного контакта типа frictional

Так же в модели представлен один линейный контакт между полкой и замком типа No separation (рисунок 4.6). В оставшихся местах стыка элементов модели использовался линейный контакт типа bonded.

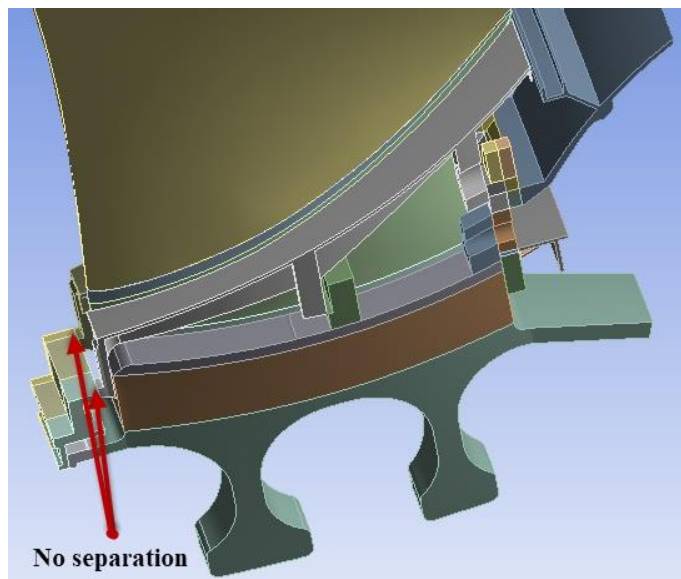


Рисунок 4.6 – Расположение линейного контакта типа no separation

4.1.3 Описание граничных условий

Граничные условия при расчёте напряженно деформированного состояния приведены в таблице 4.3, и на рисунке 4.7. Помимо представленных в таблице и на рисунке граничных условий, в решателе ANSYS так же включалась опция учёта больших перемещений, кроме того расчёт выполнялся в нелинейной постановке и проходил за 2 шага, в таблице 4.3 отражено на каком из шагов какое граничное условие активировалось либо деактивировалось.

Таблица 4.3 – Граничные условия расчётной модели

Тип граничного условия	Описание	Шаг 1	Шаг 2
Циклическая симметрия сектора	Закрепление представляет собой связь степеней свободы выбранных пар узлов по боковым поверхностям (конечно элементная сетка на одной поверхности диска идентична сетке, лежащей на противоположной стороне)	+	+
Давление на корыто лопатки	Поле давлений из газодинамического расчёта	-	+
Давление на спинку лопатки		-	+
Скорость вращения	659 рад/сек	+	+
Поправочная сила	10 Н	+	-
Начальное перемещение	0,2 мм	+	-
Перемещение на отсеченной части бустера	Значения перемещений импортируются из осесимметричного расчета ротора КНД	-	+
Перемещение на отсеченной части диска		-	+

Поправочная сила и начальное перемещение на первом шаге вводилось с целью улучшения сходимости задачи, особенно в местах контакта, поэтому на втором шаге оба эти значения отключались, так как контактные силы однозначно определялись из условия частоты вращения и давления на перо лопатки.

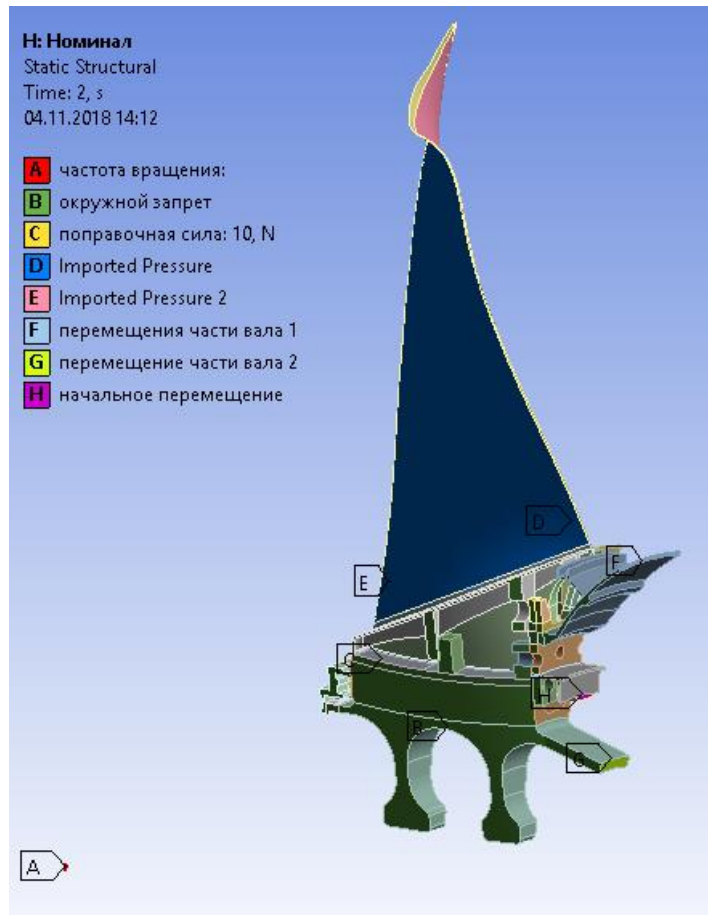


Рисунок 4.7 – Граничные условия для расчёта

Из аэродинамического расчета импортировано газовое давление, действующее на лопатку вентилятора (рисунок 4.8).

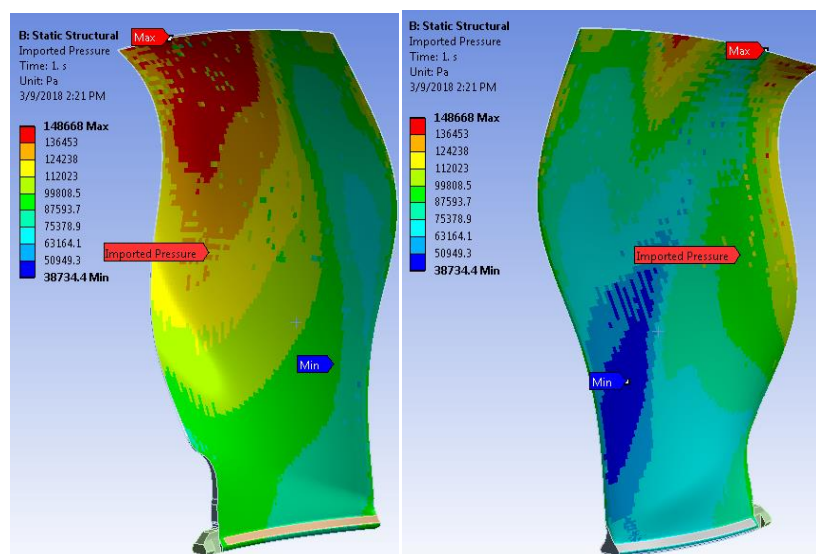


Рисунок 4.8 – Приложенная газовая нагрузка

Для расчёта собственных частот и форм колебаний использовалась та же самая сеточная модель и граничные условия, кроме того выполнялся pre-stress анализ, т.е. учёт напряжённо деформированного состояния конструкции при расчёте собственных частот и форм колебаний.

4.2 Расчёты статических перемещений и напряжений

Картина перемещений показана на рисунке 4.9, напряжений на рисунке 4.10.

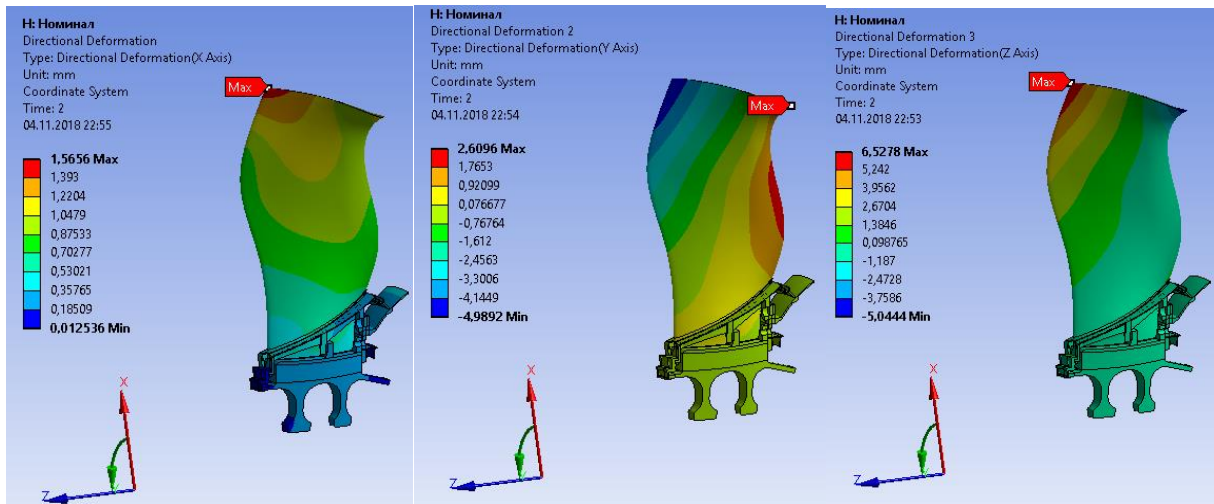


Рисунок 4.9 – Перемещения лопатки, радиальные, окружные и осевые соответственно

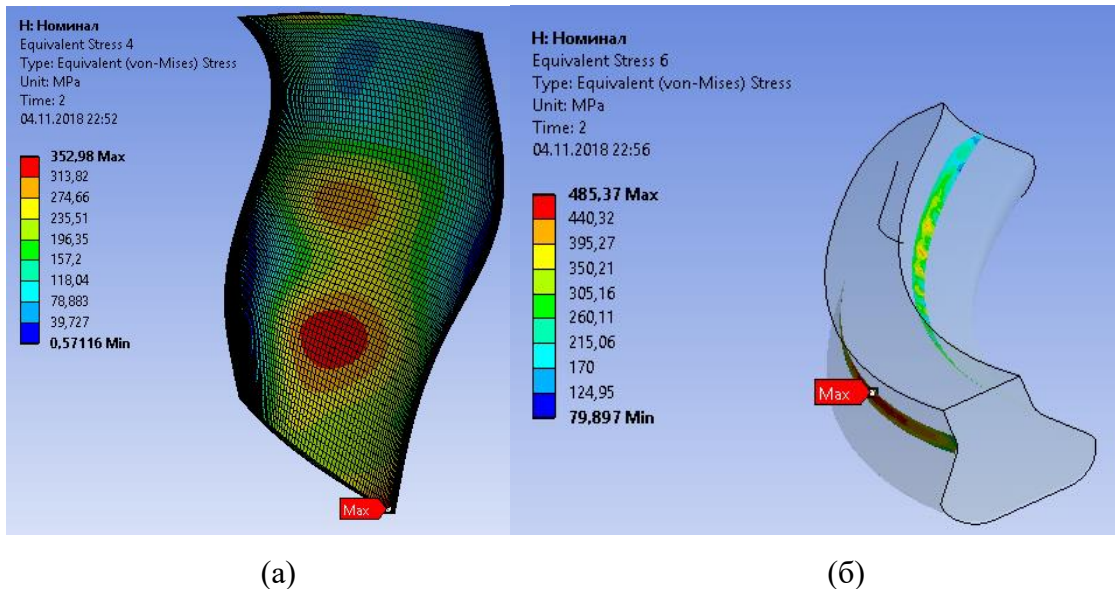


Рисунок 4.10 – Зоны максимальных напряжений, (а) – перо лопатки, (б) – замок лопатки

Максимальные эквивалентные напряжения на корыте лопатки равны 353 МПа и 485 МПа в замке лопатки. По оценки с учетом минимальной долговечности титанового сплава при напряжении 485 МПа больше 113 000 циклов, что значительно выше требований по долговечности.

4.3 Расчет собственных частот колебаний

Для расчета частот в рабочих условиях использовалась модель сектора вентилятора, описанная в пункте 4.1.1, с граничными условиями, описанными в пункте 4.1.3. Нагрузки идентичны статическому расчету.

Значения собственных частот показаны в таблице 4.4.

Таблица 4.4 – Значения собственных частот в зависимости от узловых диаметров

Форма колебаний	Частоты колебаний, Гц / Количество узловых диаметров								
	<i>0</i>	<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	
f1	123,16	124,30	125,32	125,51	125,66	125,78	125,89	125,89	
f2	276,79	270,23	276,45	282,25	284,13	285,09	285,69	285,69	
f3	364,36	363,24	364,57	365,08	365,25	365,34	365,42	365,42	
f4	531,4	481,71	517,26	537,33	546,13	546,13	546,1	546,18	
f5	706,03	589,2	702,03	713,95	715,67	716,43	716,89	716,8	
f6	761,21	704,74	760,48	833,5	846,97	849,6	850,68	850,68	
f7	857,19	793,47	858,21	867,93	884,71	895,06	900,73	900,74	
	Количество узловых диаметров								
	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>10</i>	<i>11</i>	<i>12</i>				
	126	126	126,13	126,17	126,2				
	286,3	286,3	286,5	286,6	286,65				
	365,5	365,5	365,6	365,64	365,66				
	546	546	546,2	546,26	546,27				
	717,4	717,4	717,55	717,64	717,69				
	851,5	851,5	851,7	851,81	851,86				
	905,6	905,6	906,56	907	907,19				

4.3.1 Оценка потенциально опасных форм колебаний

При оценке опасных форм колебаний были проведены динамические расчеты для семи форм колебаний с разным количеством узловых диаметров. По полученным данным построены дисперсионные кривые, показанные на рисунках 4.11 и 4.12, для разных оборотов.

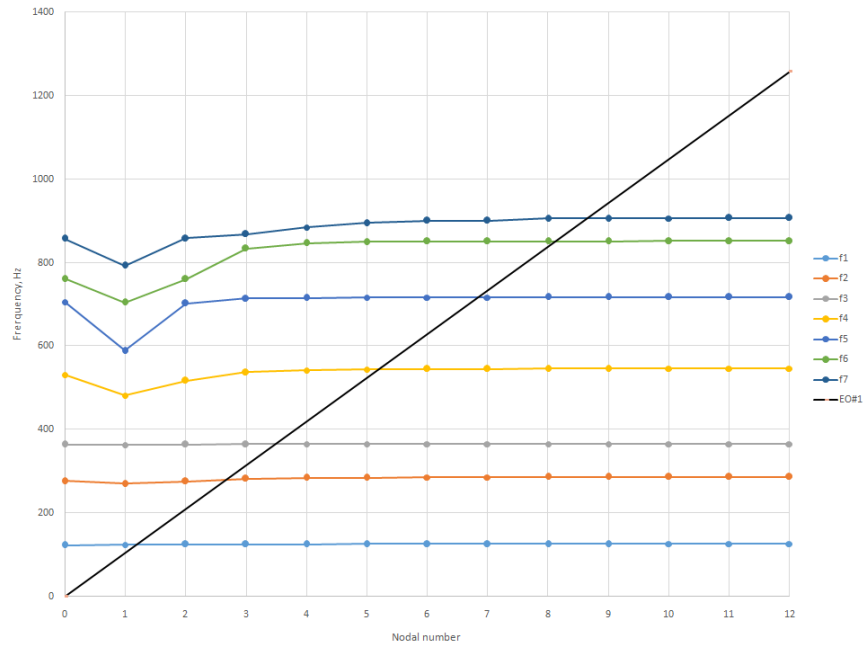


Рисунок 4.11 – Дисперсионная кривая, 100% оборотов

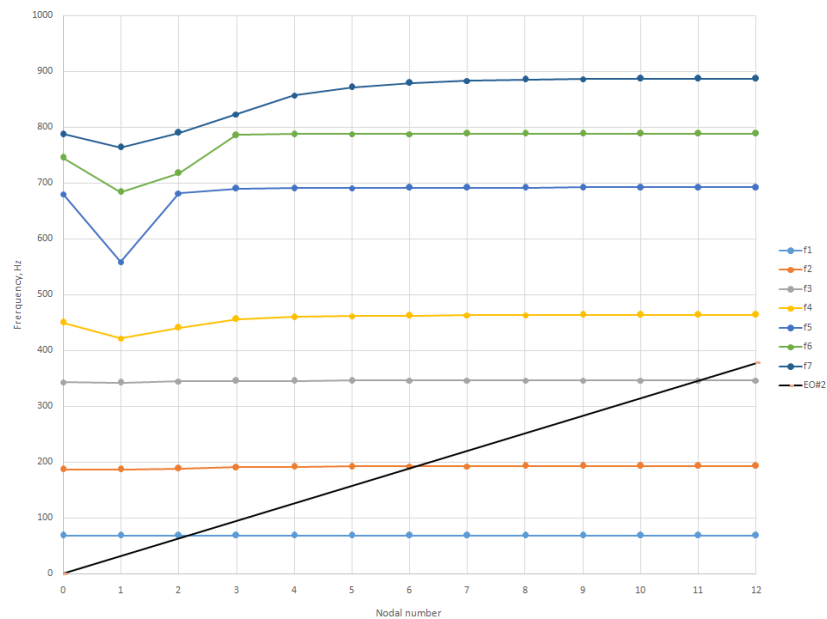
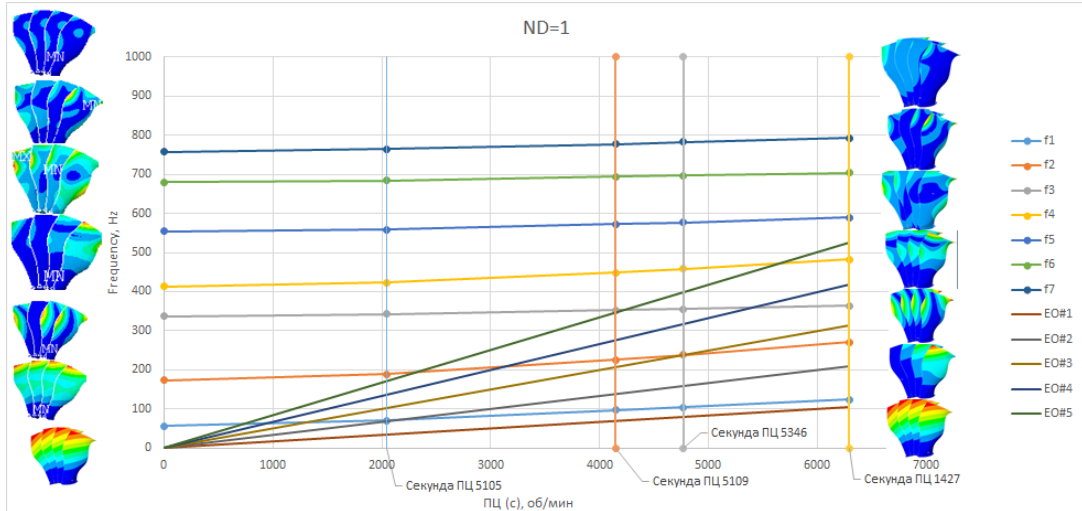


Рисунок 4.12 – Дисперсионная кривая, 30% оборотов

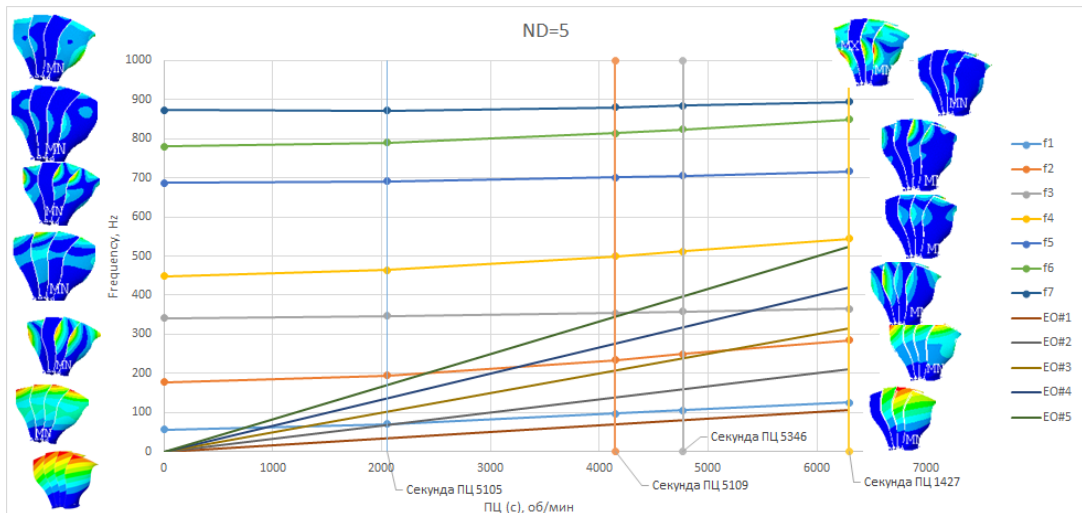
Потенциально опасные формы колебаний определяются, исходя из близости гармоник вращения двигателя с собственной частотой колебаний диска вентилятора при соответствующем узлом диаметре. По дисперсионной кривой (рисунок 4.11), определены потенциально опасные формы колебаний при максимальных оборотах, ими являются f1.1, f4.5, f5.7 и f6.8 формы колебаний.

4.3.2 Построение диаграммы Кэмпбелла

Окончательная оценка опасности форм колебаний проведена по построенным диаграммам Кэмпбелла (рисунок 4.13) с одним и пятью узловыми диаметрами для семи форм колебаний и гармоник двигателя, соответствующих 105, 210, 315, 420, 525 Гц.



(a)



(б)

Рисунок 4.13 – Диаграмма Кэмпбелла (а) – для 1 узлового диаметра, (б) – для 5 узловых диаметров

Оценка первой формы колебаний по диаграмме Кэмпбелла для одного узлового диаметра показала, что разница между первой собственной частотой и первой гармоникой на максимальных оборотах составляет 18,2 Гц (17,3 %).

Для четвертой формы колебаний используем диаграмму для пяти узловых диаметров, разница между частотой и пятой гармоникой составляет 21 Гц (4%).

Полученные значения соответствуют запасам по резонансу для первой гармоники в $\pm 15\%$, для пятой гармоники $\pm 4\%$ [93].

Для остальных форм колебаний оценка не проводится, так как гармоники выше пятой являются не опасными. Расчеты показывают, что вероятность возбуждения колебаний невелика.

4.4 Расчеты лопаток с единичными предельными геометрическими отклонениями

В работе по исследования влияния геометрических отклонений [94] проведен расчет моделей с единичными отклонениями геометрии пера лопатки вентилятора. К исследуемым геометрическим параметрам относятся: отклонения центра тяжести T_x и T_y , отклонения угла установки $\Delta\Theta$ (R_z), максимальная толщина профиля E , толщины лопатки у входной и выходной кромки e_1 и e_2 . Модели построены по 4 сечениям (15, 45, 75, 90) методом линейной интерполяции. Изменяемые параметры приведены в таблице 4.5.

Таблица 4.5 – Изменяемый параметр по сечениям

Наименование модели	Номер сечения	Изменяемый параметр
0_C	Не изменялись	Нет
1_C	15	$T_x+0,45$
2_C	45	$T_x+0,4$
3_C	75	$T_x+0,5$
4_C	90	$T_x+1,0$
5_C	15	$T_y+0,45$
6_C	45	$T_y+0,4$
7_C	75	$T_y+0,5$
8_C	90	$T_y+1,0$
9_C	15	$\Theta+0,55^0$
10_C	45	$\Theta+0,55^0$
11_C	75	$\Theta+0,55^0$
12_C	90	$\Theta+0,55^0$
13_C	15	$d_E+0,25$
14_C	45	$d_E+0,25$
15_C	75	$d_E+0,25$
16_C	90	$d_E+0,25$
17_C	15	$d_{e1}+0,35$
18_C	45	$d_{e1}+0,1$
19_C	75	$d_{e1}+0,1$
20_C	90	$d_{e1}+0,1$
21_C	15	$d_{e2}+0,3$
22_C	45	$d_{e2}+0,3$
23_C	75	$d_{e2}+0,3$
24_C	90	$d_{e2}+0,3$

Значения перемещений и частот колебаний занесены в таблицу 4.6. Формы колебаний $f_{1.1}$ и $f_{4.5}$ показаны на рисунке 4.14.

Таблица 4.6 – Результаты расчётов моделей рабочей лопатки вентилятора

Мо дель	Максимальные деформации, мм				σ перо, МПа	σ скругления лопатки, МПа	Частота собственных колебаний	
	Радиальные	Окружные	Осевые	Суммарные			f1.1, Гц	f4.5, Гц
1С	1,56	-4,87	6,47	8,24	355,08	484,43	124,18	546,24
2С	1,56	-4,91	6,41	8,21	354,83	485,51	124,24	546,55
3С	1,55	-5,08	6,58	8,45	354,1	486,39	124,28	543,02
4С	1,68	-5,52	7,18	9,21	358,56	485,11	124,4	552
5С	1,55	-4,65	6,39	8,05	355,17	476,03	124,21	545,39
6С	1,56	-4,89	6,35	8,16	362,77	484,08	124,22	547
7С	1,56	-5,11	6,56	8,46	351,19	484,01	124,26	543,55
8С	1,64	-5,49	7,02	9,06	357,96	484,03	124,28	553,66
9С	1,57	-5,04	6,59	8,43	358,34	484,01	124,20	546,45
10С	1,57	-4,93	6,58	8,36	359,51	484,15	124,28	547,91
11С	1,56	-4,84	6,37	8,15	364,79	483,17	124,24	545,1
12С	1,55	-5,15	6,59	8,50	356,59	484,02	124,31	546,26
13С	1,56	-4,93	6,51	8,30	350,28	488,34	124,65	546,38
14С	1,56	-4,94	6,49	8,29	356,51	488,76	124,27	547,32
15С	1,57	-4,94	6,50	8,31	359,95	489,29	123,99	551,85
16С	1,55	-4,79	6,46	8,18	353,17	487,72	123,88	547,6
17С	1,56	-4,97	6,54	8,35	363,94	483,38	124,39	546,13
18С	1,57	-5,08	6,52	8,4	360,72	484,29	124,23	545,49
19С	1,57	-5,07	6,52	8,40	361,34	484,68	124,14	546,3
20С	1,58	-5,13	6,59	8,49	350,52	484,75	124,14	545,53
21С	1,56	-4,91	6,54	8,32	350,01	487,15	124,31	545,89
22С	1,56	-4,75	6,56	8,24	351,21	490,97	124,26	547,61
23С	1,55	-4,71	6,52	8,18	350,59	489,79	124,15	547,14
24С	1,55	-4,71	6,44	8,12	349,8	487,3	124,17	542,01
Но ми нал	1,57	-4,99	6,52	8,35	352,98	485,37	124,3	544,13

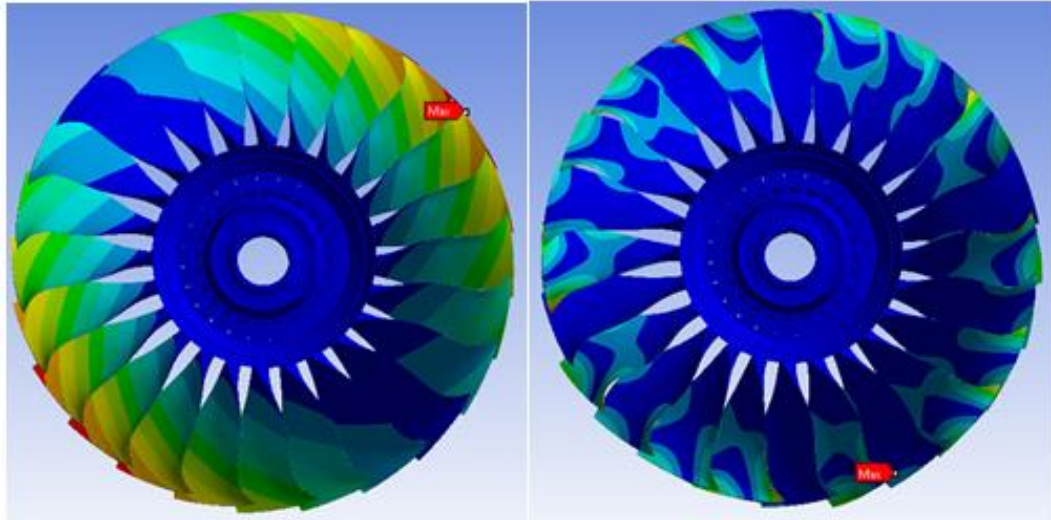


Рисунок 4.14 – Собственные формы колебаний по частотам $f_{1.1}$ и $f_{4.5}$ соответственно

Исходя из представленных данных следует, что:

- максимальные и минимальные значения радиальных перемещений составляют 1,55 и 1,68 мм;
- максимальные и минимальные значения окружных перемещений составляют -4,65 и -5,52 мм;
- максимальные и минимальные значения осевых перемещений составляют 6,35 и 7,18 мм;
- максимальные и минимальные значения суммарных перемещений составляют 8,05 и 9,21 мм;
- максимальные и минимальные значения напряжений на пере лопатки составляют 349,8 и 488,08 МПа;
- максимальные и минимальные значения напряжений в скруглении лопатки составляют 476,03 и 490,97 МПа.

Ниже представлена таблица 4.7 отклонений в процентном соотношении измеряемых параметров от номинального значения, зелёным выделены максимальные отклонения в плюс, а синим максимальные отклонения в минус.

Таблица 4.7 – Отклонения в процентах расчетных величин от номинальной модели

Модель	Максимальные деформации				σ перо	σ скругления	Частоты	
	Радиальные	Окружные	Осевые	Суммарные			f1.1	f4.5
1С	-0,64	-2,40	-0,77	-1,32	0,59	-0,19	-0,10	0,39
2С	-0,64	-1,60	-1,69	-1,68	0,52	0,03	-0,05	0,44
3С	-1,27	1,80	0,92	1,20	0,32	0,21	-0,02	-0,20
4С	7,01	10,62	10,12	10,30	1,58	-0,05	0,08	1,45
5С	-1,27	-6,81	-1,99	-3,59	0,62	-1,92	-0,07	0,23
6С	-0,64	-2,00	-2,61	-2,28	2,77	-0,27	-0,06	0,53
7С	-0,64	2,40	0,61	1,32	-0,51	-0,28	-0,03	-0,11
8С	4,46	10,02	7,67	8,50	1,41	-0,28	-0,02	1,75

Продолжение таблицы 4.7

9С	0,00	1,00	1,07	0,96	1,52	-0,28	-0,08	0,43
10С	0,00	-1,20	0,92	0,12	1,85	-0,25	-0,02	0,69
11С	-0,64	-3,01	-2,30	-2,40	3,35	-0,45	-0,05	0,18
12С	-1,27	3,21	1,07	1,80	1,02	-0,28	0,01	0,39
13С	-0,64	-1,20	-0,15	-0,60	-0,76	0,61	0,28	0,41
14С	-0,64	-1,00	-0,46	-0,72	1,00	0,70	-0,02	0,59
15С	0,00	-1,00	-0,31	-0,48	1,97	0,81	-0,25	1,42
16С	-1,27	-4,01	-0,92	-2,04	0,05	0,48	-0,34	0,64
17С	-0,64	-0,40	0,31	0,00	3,10	-0,41	0,07	0,37
18С	0,00	1,80	0,00	0,60	2,19	-0,22	-0,06	0,25
19С	0,00	1,60	0,00	0,60	2,37	-0,14	-0,13	0,40
20С	0,64	2,81	1,07	1,68	-0,70	-0,13	-0,13	0,26
21С	-0,64	-1,60	0,31	-0,36	-0,84	0,37	0,01	0,32
22С	-0,64	-4,81	0,61	-1,32	-0,50	1,15	-0,03	0,64
23С	-1,27	-5,61	0,00	-2,04	-0,68	0,91	-0,12	0,55
24С	-1,27	-5,61	-1,23	-2,75	-0,90	0,40	-0,10	-0,39

Как видно из представленной выше таблицы, наиболее сильное влияние на деформацию модели составили допуски, относящиеся к модели 4С (с отклонением $T_x+1,0$ в сечении 90), именно для этой модели все деформации, по всем трём направлениям, в том числе суммарные, показали наибольшие значения, при этом изменение в деформации доходит до 10,62% относительно номинальной модели.

Сделать такой же однозначный вывод по уменьшению перемещений лопатки нельзя, так как нет одной картины для всех трёх типов перемещений, при этом для модели 5С (отклонение $T_y+0,45$ в сечении 15) большинство из перемещений оказываются меньше, чем для исходной модели при этом максимальное уменьшение перемещения составляет 6,81%.

Исходя из анализа таблицы 4.7, следует, что изменения допусков в пере лопатки не принципиально влияют на напряжения в местах скругления замка лопатки, максимальный разброс по напряжениям может доходить до 1,15% для модели 22С. В то же время максимальное увеличение напряжений по перу лопатки значительно и доходит до 3,35% для модели 17С.

При рассмотрении отдельных геометрических отклонений на частоты и формы потенциально опасных собственных колебаний $f_{1.1}$ и $f_{4.5}$, видно, что отклонение между частотами по форме $f_{1.1}$ лежит в пределах -0,34...0,28% для моделей 16С и 13С, а по форме $f_{4.5}$ – в пределах -0,39...1,75% (для моделей 24С и 8С).

Таким образом, проведя сравнение расчёта 24 моделей «холодных» лопаток и номинальной модели следует сделать следующие выводы:

- при изменении допусков лопатки напряжения, как в пере лопатки, так и в местах галтелей меняются до +3,10%, однако при накоплении геометрических отклонений суммарное отклонение напряжений может оказаться существенным и его необходимо учитывать;

- так же незначительно меняются потенциально опасные частоты колебаний $f_{1.1}$ (в пределах -0,34...0,28%) и $f_{4.5}$ (в пределах -0,39...1,75%), однако при накоплении геометрических отклонений суммарное отклонение частот может оказаться существенным и его необходимо учитывать;

- максимальные перемещения относительно базовой модели получены на модели 4С, что соответствует максимальному отклонению центра тяжести T_x в 90 сечении;

- минимальные перемещения относительно базовой модели получены на модели 5С, что соответствует максимальному изменению геометрического параметра T_y в 15 сечении.

4.5 Расчеты лопаток с комбинированными предельными геометрическими отклонениями

Для оценки влияния комбинированных геометрических отклонений были подготовлены модели, описание которых показано в таблице 4.8.

Таблица 4.8 – Заданные параметры геометрических отклонений, влияющие на прочность

Имя модели	Описание модели
P1	Все отклонения в минимальную сторону
P2	Все отклонения в максимальную сторону
P3	Модели с комбинированными производственными отклонениями, полученная измерением реальной лопатки
P4	Модели с комбинированными производственными отклонениями, полученная измерением реальной лопатки
P5	Уменьшение массы в верхней половине и увеличение момента инерции в нижней половин
P6	Уменьшение массы в нижней половине и увеличение момента инерции в верхней половине

Граничные условия, сеточная модель и методика расчёта полностью соответствуют приведённым в разделе 4.1.3 данного отчёта (таблица 4.6), таким образом, геометрическая и сеточная модель изменялась только для пера лопатки, все остальные сеточные модели и граничные условия полностью идентичны приводимым в разделе 4.1.2.

Данные, полученные при расчёте всех 6 моделей «холодных» лопаток с комбинированными отклонениями, приведены в таблице 4.9.

Таблица 4.9 – Значения напряжений, перемещений и собственных частот колебаний

Модель	Максимальные деформации, мм				σ перо, МПа	σ скругления лопатки, МПа	Частота собственных колебаний	
	Радиальные	Окружные	Осевые	Суммарные			f1.1, Гц	f4.5, Гц
P1	1,42	-5,13	6,11	8,10	435,44	462,18	125,07	525,6
P2	1,71	-5,13	6,87	8,74	411,97	510,40	123,44	568,85
P3	1,53	-3,75	5,73	6,98	480,14	452,81	127,11	526,62
P4	1,64	-5,79	7,37	9,52	369,63	468,61	127,42	541,82
P5	1,50	-4,99	6,68	8,47	355,36	472,36	127,85	535,59
P6	1,60	-4,72	6,31	8,03	383,13	494,79	121,34	554,6
Но ми нал	1,57	-4,99	6,52	8,35	352,98	485,37	124,3	544,13

Исходя, из представленных данных следует, что:

- минимальные и максимальные значения радиальных перемещений составляют 1,42 и 1,71 мм;
- минимальные и максимальные значения окружных перемещений составляют -3,75 и -5,79 мм;
- минимальные и максимальные значения осевых перемещений составляют 5,73 и 7,37 мм;
- минимальные и максимальные значения суммарных перемещений составляют 6,98 и 9,52 мм;
- максимальные и минимальные значения напряжений на пере лопатки составляют 480,14 и 355,36 МПа;
- максимальные и минимальные значения напряжений в скруглении лопатки составляют 490,97 и 452,81 МПа;
- максимальные и минимальные значения частоты по форме колебаний f1.1 составляют 127,85 Гц и 121,34 Гц;
- максимальные и минимальные значения частоты по форме колебаний f4.5 составляют 568,85 Гц и 526,60 Гц. Минимальное значение частоты приближается к пятой гармонике двигателя.

Ниже представлена таблица 4.10 с отклонениями (в процентном соотношении) измеряемых параметров от номинального значения, зелёным выделены максимальные отклонения в плюс, а синим максимальные отклонения в минус.

Таблица 4.10 – Отклонения в процентах величин от номинальной модели

Мо дель	Максимальные деформации				σ перо	σ скругления лопатки	Частоты	
	Радиальные	Окружные	Осевые	Суммарные			f1.1	f4.5
P1	-10,56	2,73	-6,71	-3,09	18,94	-5,02	0,62	-3,53
P2	8,19	2,73	5,09	4,46	14,32	4,90	-0,70	4,35

Продолжение таблицы 4.10

P3	-2,61	-33,07	-13,79	-19,63	26,48	-7,19	2,21	-3,32
P4	4,27	13,82	11,53	12,29	4,50	-3,58	2,45	-0,43
P5	-4,67	0,00	2,40	1,42	0,67	-2,75	2,78	-1,59
P6	1,88	-5,72	-3,33	-3,99	7,87	1,90	-2,44	1,89

Как видно из представленной выше таблицы, наиболее сильное влияние на увеличение деформаций модели составили допуски, относящиеся к модели 2 и 4, именно для этих моделей деформации, в том числе суммарные, показали наибольшие значения отклонений от деформаций исходной модели, при этом для окружных перемещений отклонение доходит до 13,82% относительно номинальной модели.

Наиболее сильное влияние на уменьшение деформаций модели составили допуски, относящиеся к модели 1 и 3, при этом для модели 3 большинство из перемещений оказываются меньше чем для исходной модели, а максимальное уменьшение перемещения составляет 33,07% в окружном направлении.

Изменения допусков в пере лопатки влияют на напряжения в местах скругления у замка лопатки, при этом увеличение напряжений может доходить до 4,9% для модели 2. В то же время максимальное увеличение напряжений по перу лопатки значительно и доходит до 26,48% для модели 3.

При рассмотрении влияния геометрических отклонений на частоты и формы потенциально опасных собственных колебаний $f_{1.1}$ и $f_{4.5}$, видно, что отклонение между частотами по форме $f_{1.1}$ лежит в пределах $-2,44...+2,78\%$ для моделей 5 и 6, а по форме $f_{4.5}$ – в пределах $-3,53...+4,35\%$ (для моделей 1 и 2). Расчетное значение для второй модели равно 526 Гц, что практически совпадает с пятой гармоникой двигателя.

Таким образом, проведя сравнение и расчёт 6 моделей лопаток, и номинальной модели следует сделать следующие выводы:

- при изменении допусков лопатки напряжения, как в пере лопатки, так и в местах галтелей меняются заметно (до $+26,48\%$), поэтому данным параметром для дальнейшего анализа пренебрегать нельзя;

- так же значительно меняются потенциально опасные частоты колебаний $f_{1.1}$ (в пределах $-2,44...+2,78\%$) и $f_{4.5}$ (в пределах $-3,53...+4,35\%$), поэтому данным параметром так же пренебрегать нельзя;

- максимальные перемещения относительно базовой модели получены на модели 4 (максимальная толщина профиля E, толщины лопатки у входной и выходной кромки e_1 и e_2 максимальны для сечений 04-25 и минимальны для сечений 30-95, угол установки Θ

максимальный для сечений 04-25 и минимальный для сечений 30-95, отклонения центра тяжести T_x и T_y максимальны для всех сечений);

- минимальные перемещения относительно базовой модели получены на модели 3 (максимальная толщина профиля E , толщины лопатки у входной и выходной кромки e_1 и e_2 , отклонения центра тяжести T_x и T_y максимальны для сечений 04-25 и минимальны для сечений 30-95, угол установки Θ максимальный для всех сечений);

4.6 Дисбаланс роторов ГТД

Одной из основных операций, предшествующих сборке КНД двигателя, является оценка статических моментов отдельных лопаток, отличающихся из-за геометрических отклонений, и расстановка лопаток в ступени таким образом, чтобы суммарный дисбаланс не превышал 400 см*г.

Невыполнение данной операции может привести к повышению дисбаланса ступени вентилятора, КНД и двигателя в целом в несколько раз, что, в свою очередь, приведет к значительному повышению вибраций и резкому снижению надежности двигателя.

Пример влияния дисбаланса ротора ТВД стационарной установки ГТК 10-4 на величину виброскорости показан на рисунке 4.15 [95]. Уровень первой роторной гармоники зависит от величины дисбаланса, от положения критической частоты вращения по отношению к рабочему диапазону частот и от степени демпфирования колебаний. Увеличение дисбаланса, связанного с неуравновешенностью ротора, приводит к пропорциональному повышению уровня вибрации в двигателе.

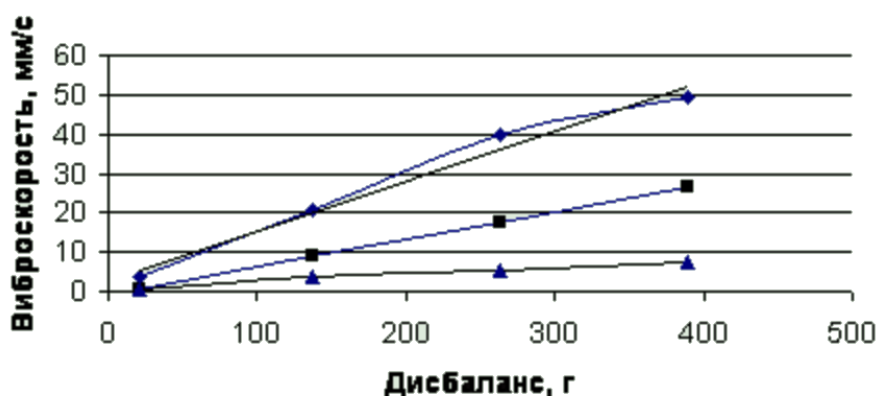


Рисунок 4.15 – Зависимость роста амплитуды виброскорости роторных гармоник от дисбаланса ротора ТВД в первой плоскости коррекции.,

◇ - 1-я гармоника, ■ – 2-я гармоника, ▲ – 3-я гармоника.

Аналогичное явление следует ожидать и для КНД двигателя. Поэтому следует обязательно учитывать оптимальную расстановку лопаток в ступени по критерию минимизации суммарного статического момента (дисбаланса).

4.7 Выбор параметров для оптимизации

Проведенные расчеты показывают, что лопатка вентилятора удовлетворяет критериям прочности с необходимыми запасами при различных отклонениях геометрии пера в пределах допусков. Поэтому прочностную оптимизацию лопатки необходимо проводить только по критерию минимизации суммарного статического момента (дисбаланса) лопаток в ступени.

Анализ статических перемещений и напряжений показал, что максимальным эквивалентным напряжением на пере лопатки (332 МПа) соответствует долговечность титанового сплава больше 10^6 циклов, что значительно выше требований по долговечности. Анализ опасных форм колебаний показывал, что вероятность возбуждения колебаний невелика.

Из полученных результатов расчетов следует, что оптимизацию по критерию прочности проводить нецелесообразно, но полученные значения перемещений кромок лопатки могут привести к изменению аэродинамических характеристик. Поэтому в качестве дополнительного критерия для оптимизации выбран показатель тяги двигателя. Значения аэродинамических характеристик получены из работы [96].

4.8 Методика подбора лопаток и расстановки в сборочном комплекте вентилятора

КНД

Для проведения балансировки лопаток вентилятора применялась схема, при которой самые тяжелые лопатки с наибольшими статическими моментами (рисунок 4.16) сконцентрированы в четырех лепестках (рисунок 4.17) [97]. Чтобы получить такое распределение необходимо расставить по пазам лопатки в порядке убывания их статического момента по схеме на рисунке 4.16. На схеме показана очередность расстановки убывающего ряда для получения 4-х лепестковой схемы (ЧЛС).

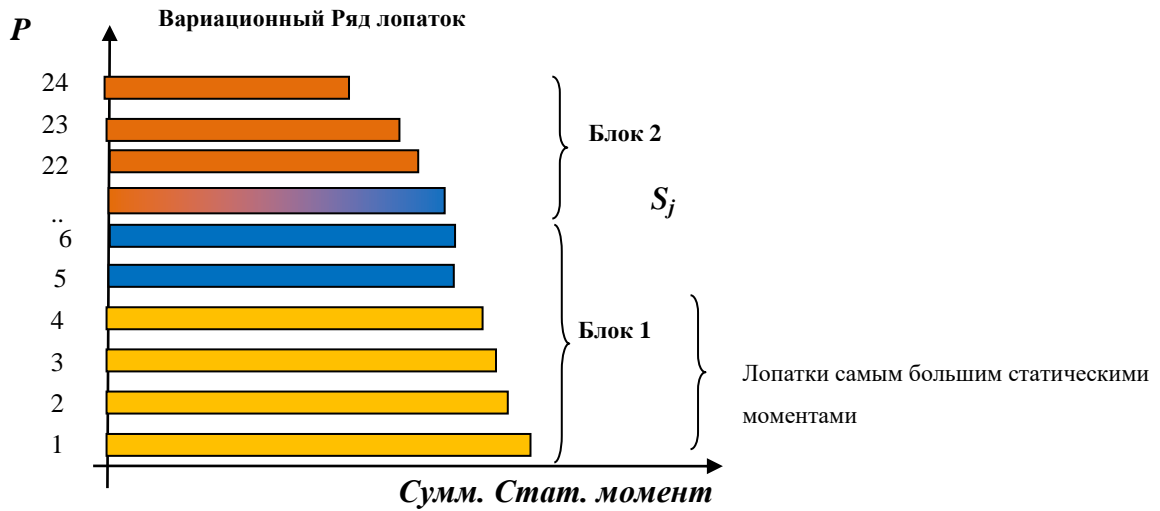


Рисунок 4.16 – Распределение лопаток по суммарному статическому моменту

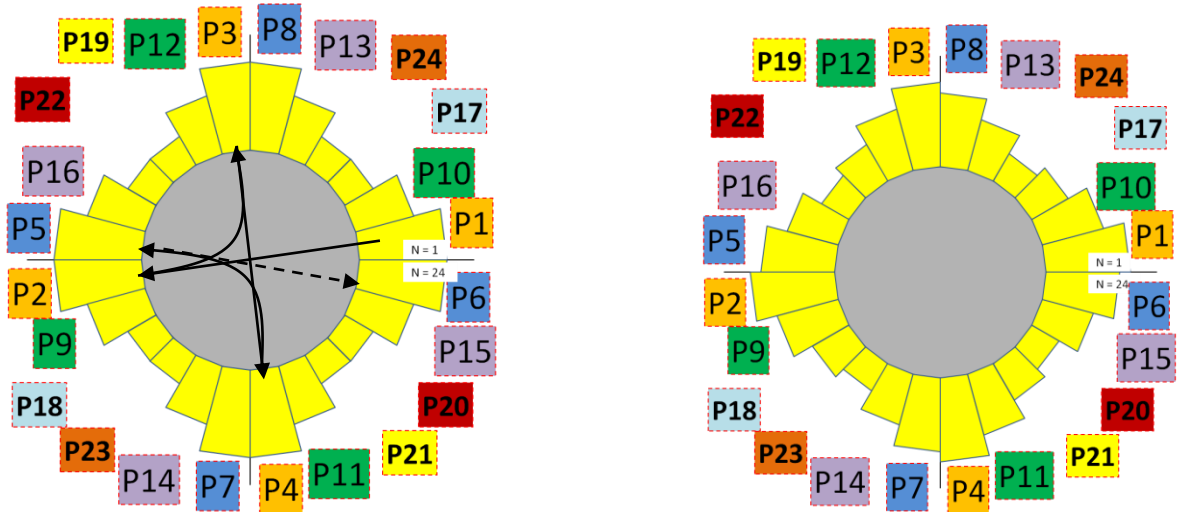


Рисунок 4.17 – Расстановка лопаток по 4-х лепестковой схеме

Общий алгоритм методики расстановки рабочих лопаток вентилятора мКНД представлен на рисунке 4.18.

Алгоритм состоит из 4 этапов, подробно изложенных в разделах 1-4 ниже.

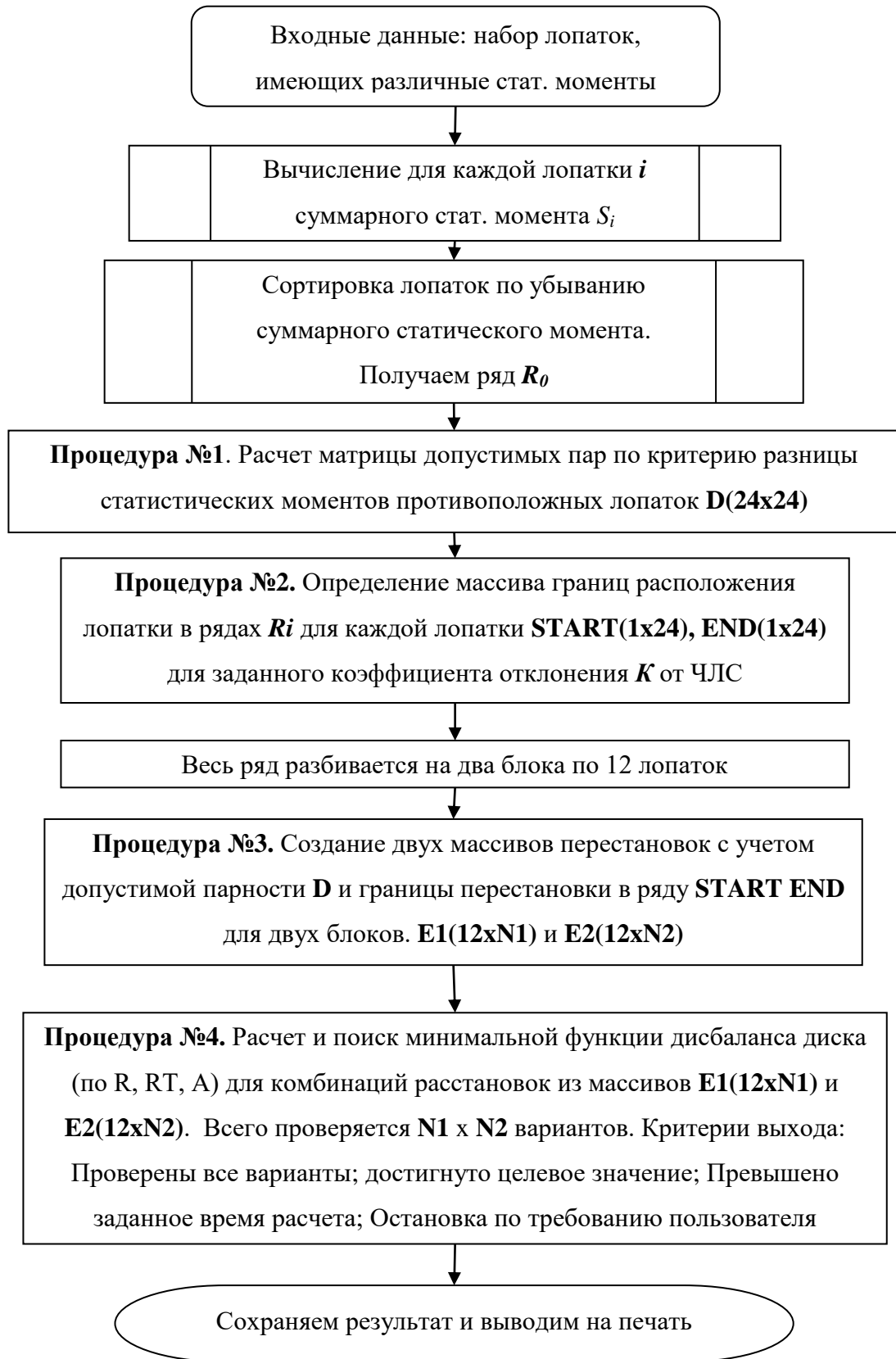


Рисунок 4.18 – Общий алгоритм расстановки рабочих лопаток вентилятора КНД

4.8.1 Расчет матрицы допустимых пар по критерию разницы статистических моментов противоположных лопаток

Для получения расстановки с минимальным дисбалансом и проверкой всех допустимых и возможных комбинаций фиксируется очередность заполнения пазов диска лопатками вариационного ряда. Исходная расстановка по ЧЛС не гарантирует минимального дисбаланса всего диска. Минимальный дисбаланс будет получен путем перестановки лопаток в самом ряду, то есть будет использоваться множество рядов, расставленных по единой заданной последовательности. Это означает, что лопатка ряда R_i с индексом №1 будет установлена в паз № 1, с индексом №2 в паз №13, и так далее в соответствии с таблицей ниже (таблица 4.11).

Таблица 4.11 – Фиксированное расположение лопаток для ЧЛС

Индекс ряда	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
Номер паза	1	13	7	19	12	24	18	6	14	2	20	8	5	17	23	11	3	15	9	21	22	10	16	4
Свойства	4-ка с наиб. стат. Моментами				2-ая 4-ка с наиб. стат. моментами				3-ая четверка среднего уровня				4-ая четверка				5-ая и 6-ая четверки лопаток мало влияют на форму							
Влияние на форму ЧЛС	Сильное				Сильное				Среднее				Среднее				Низкое							

Переставляя местами лопатки в исходном вариационном ряду, получаем другой ряд. На перестановки в ряду вводим два ограничения:

1. Разница статических моментов противоположащих лопаток должна удовлетворять заданным критериям. В соответствии с требованиями технологии сборки, критерии следующие, разница радиальных моментов ΔR не должна превышать допустимое значение $R_m = 150$ [гр*мм], разница радиально-тангенциальных моментов ΔRT не должна превышать допустимое значение $RT_m = 300$ [гр*мм], разница осевых моментов ΔAX не должна превышать допустимое значение $AX_m = 300$ [гр*мм].

2. Лопатка не должна сильно удаляться от исходной схемы расположения ряда R_0 , чтобы сохранить форму ЧЛС. Данное ограничение является счетным – четким критерием. Именно тем, как оно будет запрограммировано, будут определяться возможные отклонения от формы ЧЛС.

Заданные ограничения определяют количество комбинаций перестановок, которые можно сделать в исходном ряду. Первое ограничение позволяет создать матрицу допустимых пар $D(i, j)$ (где $i = 1 \dots 24$, $j = 1 \dots 24$), например, для набора (комплекта) лопаток эта матрица

будет выглядеть, как показано на рисунке 4.19, рассчитываемая процедурой №1 по алгоритму. Для второго ограничения введем параметр K – параметр, определяющий отклонение от начальной схемы, правило его применения будет задано процедурой №2.

Delta R	<15																								
Delta RT	<30																								74
Delta X	<30																								37
#	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	Sum
1	0	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2
2	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2
3	1	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	3
4	0	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2
5	0	0	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2
6	0	0	0	0	1	0	1	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4
7	0	0	0	0	0	1	0	1	1	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	5
8	0	0	0	0	0	1	1	0	1	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	5
9	0	0	0	0	0	1	1	1	0	1	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	6
10	0	0	0	0	0	0	1	1	1	0	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	5
11	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	0	1	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	7
12	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	0	1	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	6
13	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	0	1	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	5
14	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	0	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	5
15	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	4
16	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	3
17	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	1
18	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	1
19	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1
20	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	1
21	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1
22	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	1
23	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1
24	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1

Рисунок 4.19 – Матрица допустимых пар лопаток по критерию разности значений статических дисбалансов $D(i, j)$

Алгоритм процедуры показан на рисунке 4.20.

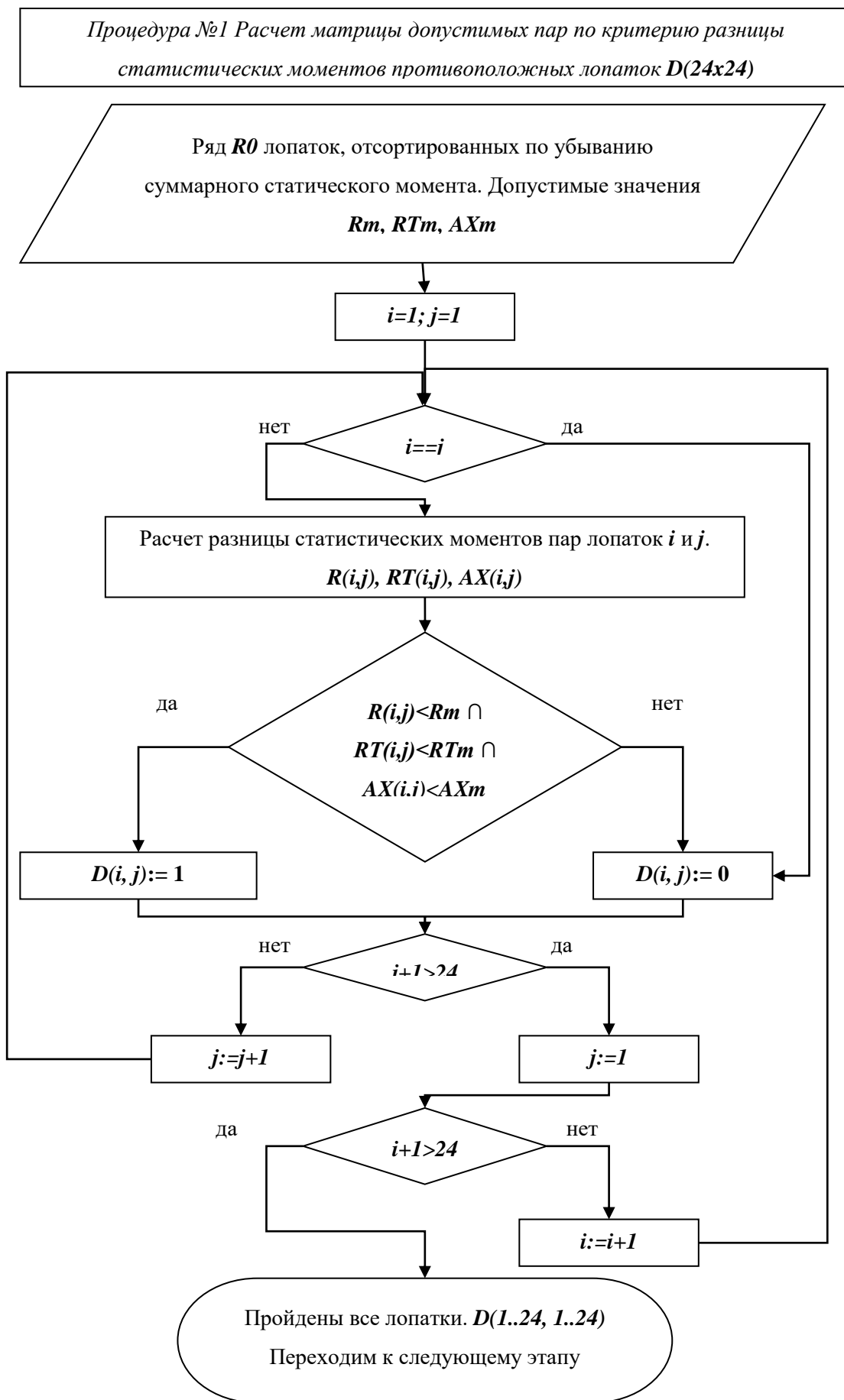


Рисунок 4.20 – Алгоритм расчета матрицы допустимых пар лопаток (процедура №1)

4.8.2 Определение массива границ расположения лопатки в рядах.

Для 1-ой четверки лопаток, имеющих наибольшие статические моменты, вводятся самые жесткие ограничения. Ниже приведены ограничения на перестановку i -ой лопатки в ряду.

1) $\forall i = \overline{1,4}: i \in [1; 4 + K * 1]$, то есть лопатка i может быть переставлена на позицию с первой (P1) по P(4+K*1).

Если коэффициент отклонения $K=0$, то лопатка i может располагаться только в первом кресте пазов.

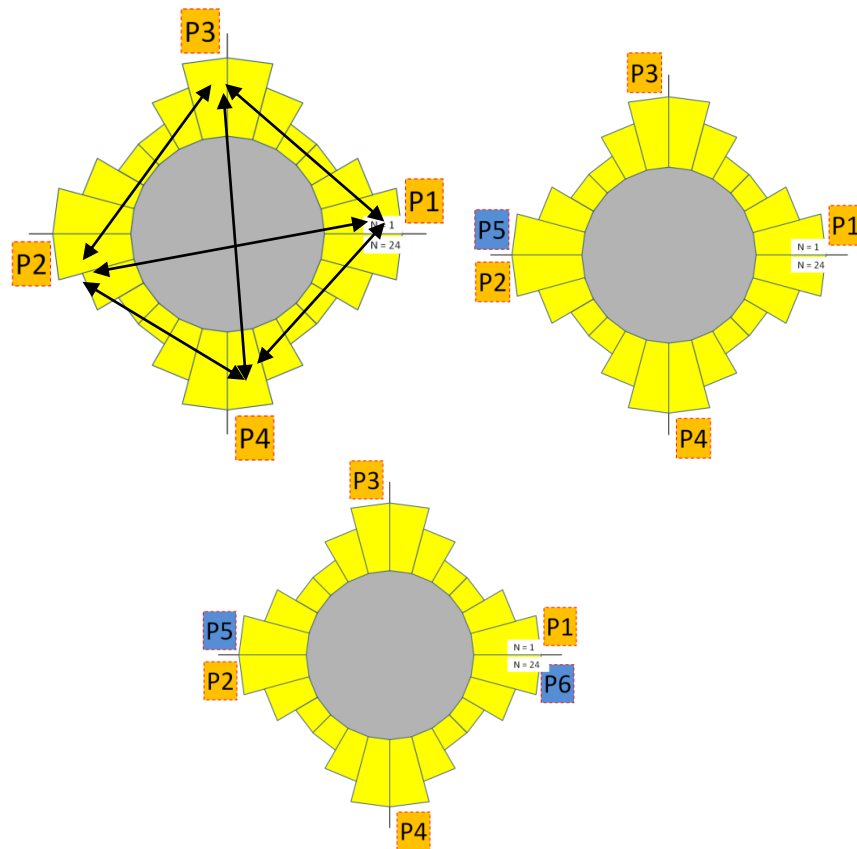
2) $\forall i = \overline{5,9}: i \in [5 - K * 1; 9 + K * 1]$, границы расположения лопаток второй четверки зависят от границ расположения первой четверки, то есть если $K=2$, то возможна комбинация, когда лопатка из первой четверки попадет на место, ранее занимаемое лопаткой из второй четверки, и лопатка второй четверки отправится на место лопатки в первой четверке.

3) $\forall i = \overline{9,12}: i \in [9 - K * 1; 12 + K * 1]$, аналогично второй четверки

4) $\forall i = \overline{13,16}: i \in [13 - K * 1; 16 + K * 1]$, аналогично третьей четверки

5) Две последние определены аналогично.

На основании данных формул определим массивы начала $B(i)$ и конца $T(i)$ размаха перестановок каждой лопатки (см. рисунок 4.21).



коэффициент отклонения, $K = 0$

$K = 1$

$K = 2$

Рисунок 4.21 – Расстановка первых 4-х лопаток по схеме при разных коэффициентах.

Алгоритм процедуры №2 показан на рисунке 4.22.

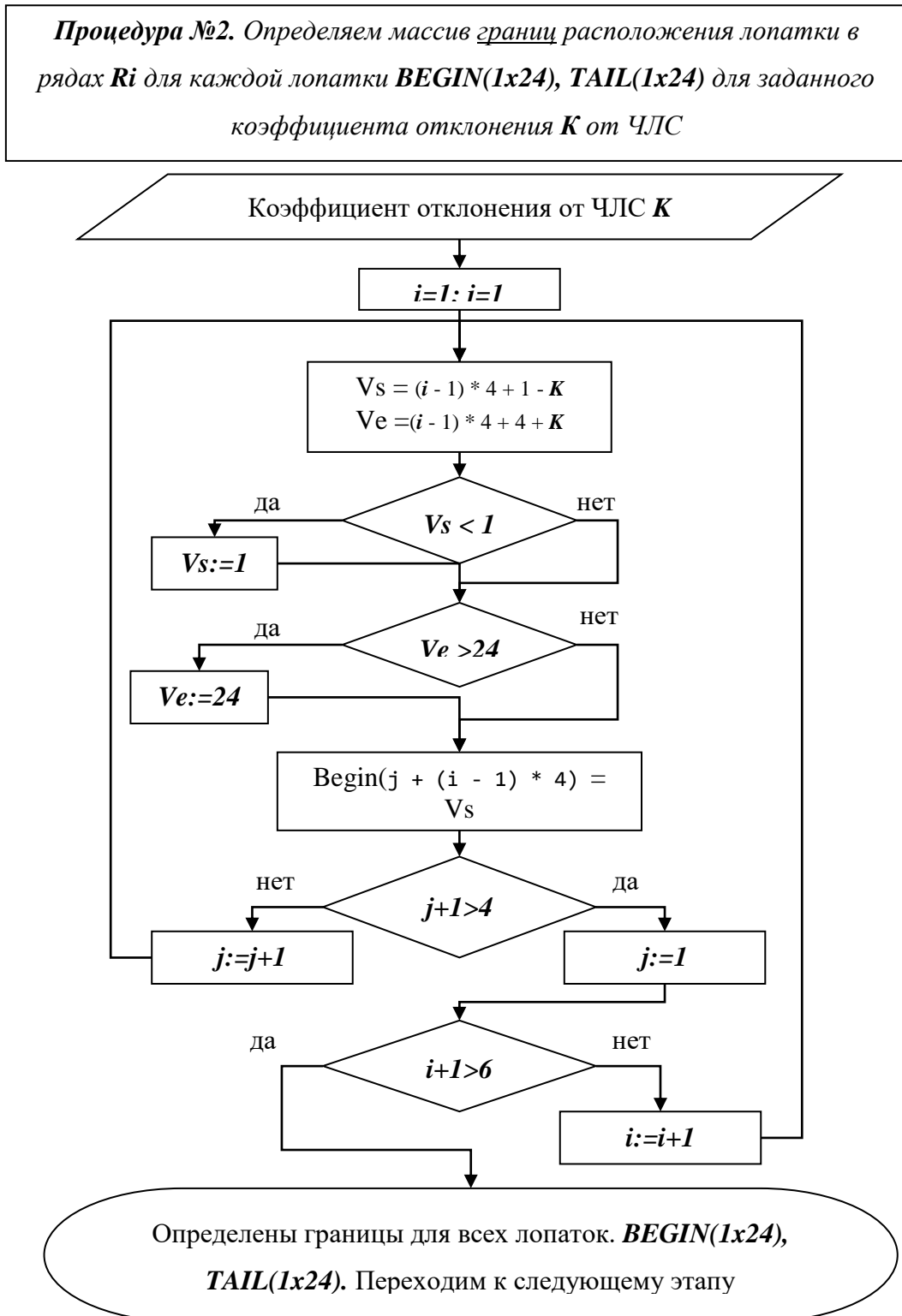


Рисунок 4.22 – Алгоритм расчета матрицы допустимых пар лопаток (процедура №2)

4.8.3 Создание двух массивов перестановок с учетом допустимой парности и границы перестановки в ряду.

В данной процедуре использован один из алгоритмов перебора комбинаций, перестроенный под нашу задачу. Для экономии памяти компьютера и для более частых перестановок «тяжелых» лопаток ряд разбивается на два набора по 12 лопаток.

Итогом работы алгоритма перебора всех возможных комбинаций получены два массива наборов $E1(12 \times N1)$ и $E2(12 \times N2)$, для первого и второго блока лопаток, соответственно. Каждый набор – это номера лопаток вариационного ряда, переставленные с учетом матрицы допустимых пар $D(i, j)$ и границ перестановок $B(i)$ и $T(i)$. Значения $N1$ и $N2$ – это количество наборов, сгенерированное для первого и второго блока, соответственно. Количество перестановок зависит от матрицы допустимых пар и заданных границ B и T , а значит от однородности вариационного ряда и коэффициента отклонения от формы ЧЛС.

Полученные наборы могут пересекаться, так как границы могут выходить за пределы блока. На рисунке 4.23 показан алгоритм процедуры 3.

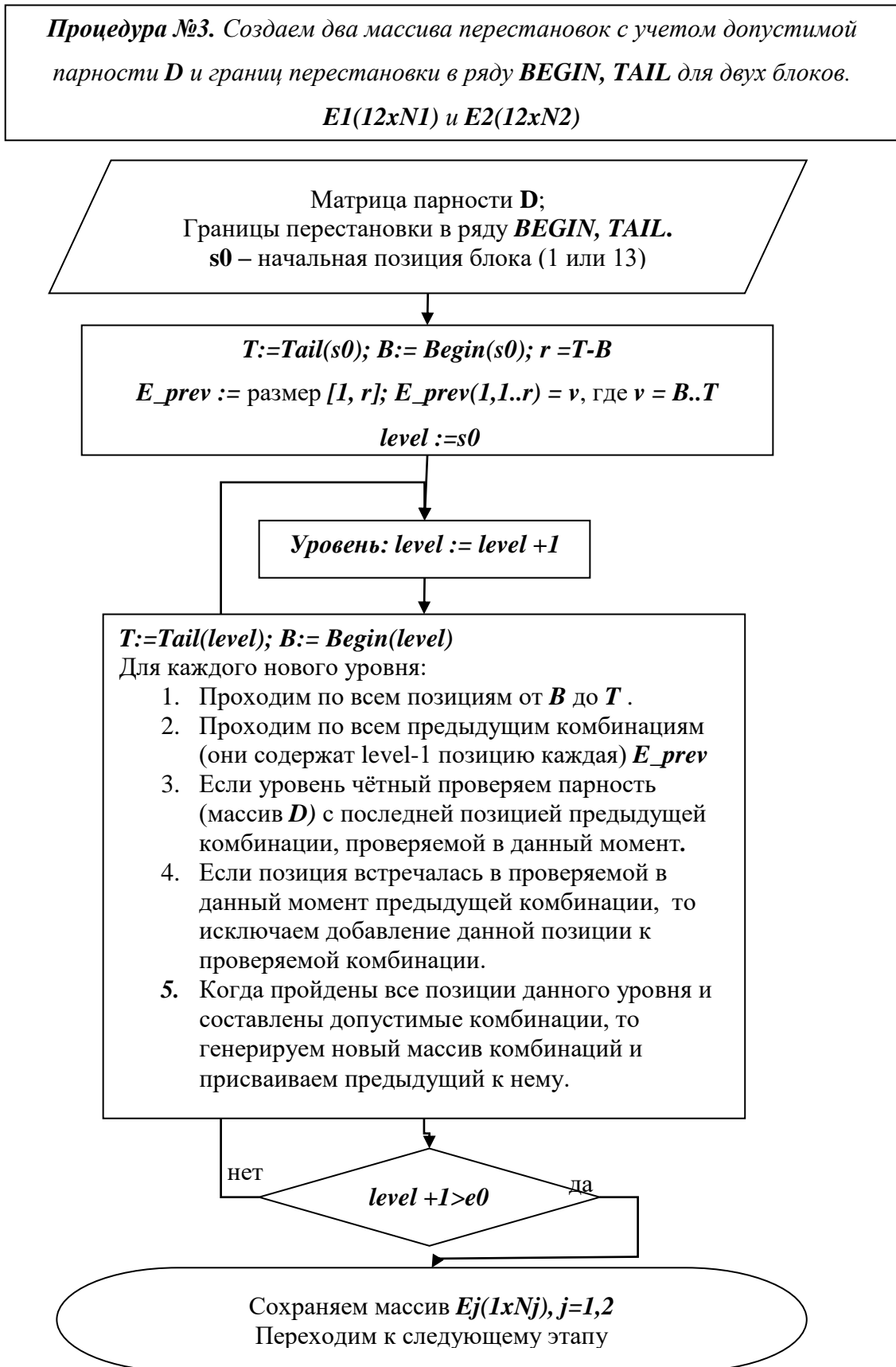


Рисунок 4.23 – Алгоритм создания массивов перестановок с учетом допустимой парности и границы перестановки в ряду (процедура №3)

4.8.4 Расчет и поиск минимальной функции дисбаланса диска

Расчет и поиск минимальной функции дисбаланса диска (по R , RT , A) для комбинаций расстановок из массивов $E1(12 \times N1)$ и $E2(12 \times N2)$. Всего проверяется $N1 \times N2$ вариантов.

Критерии выхода:

- Проверены все варианты;
- Достигнуто целевое значение;
- Превышено заданное время расчета;
- Остановка по требованию пользователя отклонения K от ЧЛС.

На каждой итерации происходит расчет дисбаланса, и проверяются пересечения наборов. Также происходит проверка полученных перестановок и исключения дублирующих. Сохранение нескольких результатов происходит в одну книгу, отдельными листами. Полный алгоритм четвертой процедуры показан на рисунке 4.24.

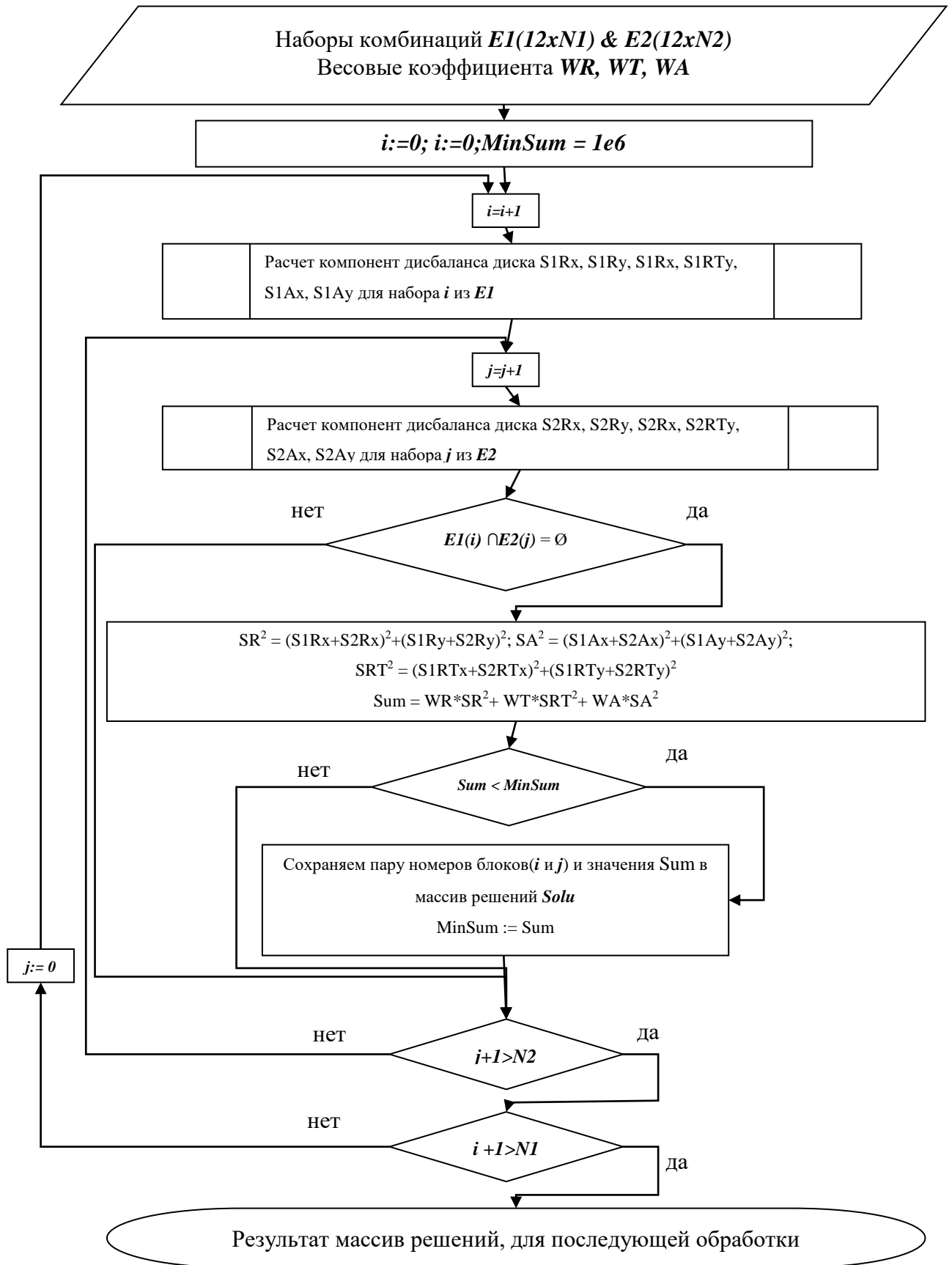


Рисунок 4.24 – Алгоритм расчета и поиска минимальной функции дисбаланса (процедура №4)

4.8.5 Оценка расстановки РЛ в диске вентилятора по суммарному влиянию на тягу

Для работы программы подготавливаются 2 файла в формате excel. Один файл содержащий массив данных с расстановкой лопаток по пазам, начиная с 2-й строчки файла excel, первая строчка отводится на нумерацию варианта (рисунок 4.25).

Вариант 1	Вариант 2	Вариант 3	Вариант 4	Вариант 5	Вариант 6	Вариант 7	Вариант 8	Вариант 9	Вариант 10
11	17	19	16	16	17	19	11	19	11
20	2	6	23	20	6	23	2	20	6
9	21	18	15	15	21	18	9	15	9
4	1	22	7	22	4	7	1	22	7
3	10	13	24	10	24	13	3	10	3
14	5	12	8	12	5	14	8	12	8
17	16	11	19	17	11	16	19	16	19
2	23	20	6	6	2	20	23	2	20
21	15	9	18	21	9	15	18	18	15
1	7	4	22	4	1	22	7	4	22
10	24	3	13	24	3	10	13	24	10
5	8	14	12	5	8	12	14	5	12
16	19	17	11	11	19	17	16	17	16
23	6	2	20	2	23	6	20	23	2
15	18	21	9	9	18	21	15	21	18
7	22	1	4	1	7	4	22	1	4
24	13	10	3	3	13	24	10	13	24
8	12	5	14	8	14	5	12	14	5
19	11	16	17	19	16	11	17	11	17
6	20	23	2	23	20	2	6	6	23
18	9	15	21	18	15	9	21	9	21
22	4	7	1	7	22	1	4	7	1
13	3	24	10	13	10	3	24	3	13
12	14	8	5	14	12	8	5	8	14

Рисунок 4.25– Вид входного файла вариантов расстановки

Второй файл должен содержать данные о геометрических отклонениях 24 лопаток одного набора. Первый столбец должен содержать номер лопатки, последующие – геометрические отклонения в последовательности, показанной в примере файла на рисунке 4.26.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	R	S
1	Номер лопаток	Rz 45	Rz 65	Rz 90	Tx45	Tx75	Tx90	Ty45	Ty75	Ty90	d_E45	d_E75	d_E90	d_e1_45	d_e1_75	d_e1_90	d_e2_45	d_e2_75	d_e2_90
2	1	-0.01686	0.27317	0.26415	0.265	0.24	0.79	0.11	0.104	-0.013	0.107	-0.048	-0.047	9.22E-03	-0.046	0.03	0.234	0.185	0.211
3	2	0.01518	0.33603	-0.14214	-0.329	-0.129	-0.737	-9.24E-04	0.043	0.459	-0.072	-0.227	0.064	-0.043	-0.036	0.035	-0.063	-0.196	-0.112
4	3	-0.06451	-0.21046	0.24846	0.242	0.226	-0.398	0.042	-0.03	-0.352	0.078	0.16	0.107	-0.074	-3.20E-03	-0.036	-0.12	-0.167	-1.16E-03
5	4	-0.18829	0.00051	-0.33443	-0.083	-0.304	0.024	-0.037	0.232	-0.3	0.178	-0.079	-0.033	0.057	0.035	2.70E-04	-0.125	-0.182	-3.99E-03
6	5	0.41541	-0.26874	0.15369	0.079	0.14	-0.274	-0.385	0.168	0.077	0.016	0.11	0.109	-0.043	-0.038	-0.04	-0.063	-0.089	-0.266
7	6	0.28371	-0.2365	-0.04115	0.06	-0.037	0.158	0.09	0.062	-0.295	0.206	-0.084	-0.067	0.027	0.076	-4.14E-03	-0.047	0.198	-0.031
8	7	0.24874	-0.40973	-0.017	0.293	-0.015	-0.109	-0.135	-0.115	-0.282	-1.28E-03	0.182	0.017	-0.053	-0.034	-0.042	0.132	-0.089	0.025
9	8	-0.37752	-0.48649	-0.30612	0.18	-0.278	-0.698	-0.323	-0.047	0.014	0.048	0.146	-0.176	0.05	-0.036	-0.063	-0.108	0.184	0.217
10	9	-0.42534	0.0342	0.22792	4.86E-03	0.207	-0.66	0.231	-0.376	0.901	-0.053	-0.055	-0.077	0.093	0.013	0.02	-0.216	-0.07	0.092
11	10	0.09113	-0.22656	-0.02637	0.168	-0.024	-0.379	0.035	0.156	0.068	0.093	-0.055	0.043	0.067	0.064	-0.031	-0.095	-0.076	-0.229
12	11	0.0002	-0.2389	-0.17717	-0.146	-0.161	0.106	-0.128	-0.147	0.128	-0.048	-0.02	0.025	-0.031	0.026	-0.034	-0.012	-0.149	0.261
13	12	-0.34568	-0.0698	0.07756	0.038	0.071	0.591	-1.98E-03	-0.365	-3.84E-03	0.025	0.034	-0.024	0.046	0.011	-0.04	0.039	0.109	-0.181
14	13	0.355	0.05416	0.1497	-0.29	0.136	0.3	-0.225	0.135	-0.653	0.089	-0.05	-0.054	0.058	0.072	-4.20E-03	0.099	0.03	-0.061
15	14	-0.44213	-0.23557	0.09135	-0.157	0.083	-0.222	-0.164	-0.034	0.391	-0.231	-0.03	0.186	-0.034	-0.014	-0.016	0.103	0.107	0.036
16	15	0.14602	-0.01369	0.24287	-0.016	0.221	0.389	0.072	0.276	0.241	-4.09E-03	-0.082	0.052	-0.021	0.089	0.021	0.215	0.182	-0.196
17	16	-0.19146	-0.11993	-0.31341	-0.018	-0.285	-0.38	-0.033	0.22	0.094	-0.062	-0.158	-0.138	-8.38E-03	-4.75E-03	-1.60E-03	-0.094	-2.09E-03	0.023
18	17	0.2622	0.42504	-0.30642	0.143	-0.279	-0.523	-0.253	-0.037	-0.496	-0.066	0.171	0.027	0.015	-0.079	-6.82E-03	0.064	0.061	0.088
19	18	-0.39641	-0.06576	0.20045	-0.083	0.182	0.207	0.072	-0.141	-0.028	-0.224	-0.036	0.012	-0.045	0.048	-0.081	0.092	0.208	-0.161
20	19	0.37916	-0.21305	0.45479	0.021	0.413	0.589	-0.047	0.406	0.124	-0.133	0.037	-0.059	0.039	0.037	-0.072	-0.012	-0.153	0.061
21	20	-0.03935	-0.38324	0.11533	0.084	0.105	0.066	-0.195	0.125	0.705	-0.145	0.07	-0.09	0.03	0.032	5.24E-04	-0.03	0.243	-0.064
22	21	-0.3362	-0.30748	-0.15423	-0.067	-0.14	-0.053	0.125	-0.025	0.665	-0.226	0.207	0.069	-0.054	-0.034	0.038	-0.176	0.231	0.216
23	22	0.29719	-0.3701	-0.1114	0.204	-0.101	0.939	-0.093	-0.07	-0.439	0.021	0.012	0.038	0.013	-1.40E-03	-5.17E-03	-0.147	-0.176	-0.106
24	23	0.22917	-0.37923	0.05694	-0.014	0.052	0.257	0.087	-0.154	-0.453	-0.024	0.053	-0.037	-0.022	0.021	0.06	-0.106	0.098	-0.048
25	24	-0.0396	-0.0819	0.18223	-2.38E-03	0.166	-0.436	-0.284	-0.254	0.182	0.085	-0.047	0.035	1.50E-04	0.032	0.028	0.091	0.021	0.152

Рисунок 4.26 – Вид входного файла геометрических отклонений

Из файла с вариантами балансировки формируется матрица B_l , из файла с производственными отклонениями – матрица Otk_l . Далее из двух файлов формируется одна матрица для каждого варианта расстановки лопаток, сопоставляются номера лопаток из файла с отклонениями с номерами лопаток в файле расстановки.

Формирование матрицы отклонений с учетом первого варианта расстановки.

$$M1 := \left| \begin{array}{l} \text{for } i \in 2..25 \\ \quad \left| \begin{array}{l} \text{for } n \in 2..25 \\ \quad \text{for } g \in 1..18 \\ \qquad \left| \begin{array}{l} M_{i-1,g} \leftarrow Otk_{l,n,g+1} \text{ if } B_{l,i,1} = Otk_{l,n,1} \\ \qquad \qquad g \end{array} \right. \\ \qquad \qquad i \end{array} \right. \\ M \end{array} \right.$$

Формирование матрицы отклонений с учетом второго варианта расстановки.

$$M2 := \left| \begin{array}{l} \text{for } i \in 2..25 \\ \quad \left| \begin{array}{l} \text{for } n \in 2..25 \\ \quad \text{for } g \in 1..18 \\ \qquad \left| \begin{array}{l} M_{i-1,g} \leftarrow Otk_{l,n,g+1} \text{ if } B_{l,i,2} = Otk_{l,n,1} \\ \qquad \qquad g \end{array} \right. \\ \qquad \qquad i \end{array} \right. \\ M \end{array} \right.$$

Сформированная матрица производственных отклонений с учетом первого варианта расстановки. Алгоритм формирования матрицы отклонений показан на рисунке 4.27.

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
1	-0.059	-0.187	-0.17717	-0.146	-0.161	0.106	-0.128	-0.147	0.128	-0.048	-0.02	0.025	-0.031	0.026	-0.034	-0.012	-0.149	0.261
2	0.076	-0.324	0.11533	0.084	0.105	0.066	-0.195	0.125	0.705	-0.145	0.07	-0.09	0.03	0.032	0.000524	-0.03	0.243	-0.064
3	-0.111	-0.337	0.22792	0.004861	0.207	-0.66	0.231	-0.376	0.901	-0.053	-0.055	-0.077	0.093	0.013	0.02	-0.216	-0.07	0.092
4	0.091	-0.008656	-0.33443	-0.083	-0.304	0.024	-0.037	0.232	-0.3	0.178	-0.079	-0.033	0.057	0.035	0.000027	-0.125	-0.182	-0.003989
5	0.191	-0.094	0.24846	0.242	0.226	-0.398	0.042	-0.03	-0.352	0.078	0.16	0.107	-0.074	-0.003201	-0.036	-0.12	-0.167	-0.001161
6	0.067	0.059	0.09135	-0.157	0.083	-0.222	-0.164	-0.034	0.391	-0.231	-0.03	0.186	-0.034	-0.014	-0.016	0.103	0.107	0.036
7	-0.476	-0.209	-0.30642	0.143	-0.279	-0.523	-0.253	-0.037	-0.496	-0.066	0.171	0.027	0.015	-0.079	-0.006816	0.064	0.061	0.088
8	0.273	0.038	-0.14214	-0.329	-0.129	-0.737	-0.000924	0.043	0.459	-0.072	-0.227	0.064	-0.043	-0.036	0.035	-0.063	-0.196	-0.112
9	-0.117	-0.14	-0.15423	-0.067	-0.14	-0.053	0.125	-0.025	0.665	-0.226	0.207	0.069	-0.054	-0.034	0.038	-0.176	0.231	0.216
10	0.108	-0.283	0.26415	0.265	0.24	0.79	0.11	0.104	-0.013	0.107	-0.048	-0.047	0.009221	-0.064	0.03	0.234	0.185	0.211
11	-0.125	0.12	-0.02637	0.168	-0.024	-0.379	0.035	0.156	0.068	0.093	-0.055	0.043	0.067	0.064	-0.031	-0.095	-0.076	-0.229
12	-0.524	-0.127	0.15369	0.079	0.14	-0.274	-0.385	0.168	0.077	0.016	0.11	0.109	-0.043	-0.038	-0.04	-0.063	-0.089	-0.266
13	0.201	-0.254	-0.31341	-0.018	-0.285	-0.38	-0.033	0.22	0.094	-0.062	-0.158	-0.138	-0.008382	-0.004748	-0.001602	-0.094	-0.002094	0.023
14	-0.195	-0.3	0.05694	-0.014	0.052	0.257	0.087	-0.154	-0.453	-0.024	0.053	-0.037	-0.022	0.021	0.06	-0.106	0.098	-0.048
15	-0.197	0.25	0.24287	-0.016	0.221	0.389	0.072	0.276	0.241	-0.004089	-0.082	0.052	-0.021	0.089	0.021	0.215	0.182	-0.196
16	-0.258	0.143	-0.017	0.293	-0.015	-0.109	-0.135	-0.115	-0.282	-0.001284	0.182	0.017	-0.053	-0.034	-0.042	0.132	-0.089	0.025
17	-0.113	0.196	0.18223	-0.002375	0.166	-0.436	-0.284	-0.254	0.182	0.085	-0.047	0.035	0.00015	0.032	0.028	0.091	0.021	0.152
18	-0.195	0.17	-0.30612	0.18	-0.278	-0.698	-0.323	-0.047	0.014	0.048	-0.176	0.05	-0.036	-0.063	-0.108	0.184	0.217	
19	-0.171	-0.123	0.45479	0.021	0.413	0.589	-0.047	0.406	0.124	-0.133	0.037	-0.059	0.039	0.037	-0.072	-0.012	-0.153	0.061
20	-0.389	-0.088	-0.04115	0.06	-0.037	0.158	0.09	0.062	-0.295	0.206	-0.084	-0.067	0.027	0.076	-0.004135	-0.047	0.198	-0.031
21	-0.008904	-0.072	0.20045	-0.083	0.182	0.207	0.072	-0.141	-0.028	-0.224	-0.036	0.012	-0.045	0.048	-0.081	0.092	0.208	-0.161
22	0.248	0.173	-0.1114	0.204	-0.101	0.939	-0.093	-0.07	-0.439	0.021	0.012	0.038	0.013	-0.001403	-0.005169	-0.147	-0.176	-0.106
23	0.101	0.157	0.14497	-0.29	0.136	0.3	-0.225	0.135	-0.653	0.089	-0.05	-0.054	0.058	0.072	-0.004202	0.099	0.03	-0.061
24	-0.12	-0.371	0.07756	0.038	0.071	0.591	-0.001978	-0.365	-0.003835	0.025	0.034	-0.024	0.046	0.011	-0.06	0.039	0.109	-0.181

Рисунок 4.27– Вид входного файла геометрических отклонений

По результатам аэродинамических расчетов, проведенных на 8 шаге 4 этапа, получается серия линейных уравнений $y_j(x) = x \cdot \frac{\Delta y_j}{\Delta x_i}$, где $\frac{\Delta y_j}{\Delta x_i}$ – коэффициент влияния параметра x_i на критерий y_j , определенный по результатам серии расчетов лопаток с разными отклонениями Y_j – значение критерия для номинальной лопатки, $i = 1 \dots n$ ($n=18$), $j = 1 \dots m$ ($m=24$)

Основываясь на полученных линейных уравнениях, вводим функции для каждого геометрического отклонения по сечениям (θ_{y45} , θ_{y75} , θ_{y90} , T_{y45} , T_{y75} , T_{y90} , T_{x45} , T_{x75} , T_{x90} , dE_{45} , dE_{75} , dE_{90} , de_{145} , de_{175} , de_{190} , de_{245} , de_{275} , de_{290}).

В общем случае все аэродинамические и прочностные характеристики могут быть критериями оптимизации. В данной методике проводится оптимизация по тяге, как по основному показателю работы двигателя.

Пример функции влияния производственных отклонений на тягу для 45 сечения:

$$\begin{aligned} \theta_{y45}(x) &:= \frac{-\left(x \cdot \frac{0.91}{0.55}\right)}{24} & T_{y45}(x) &:= \frac{x \cdot \frac{0.10}{0.4}}{24} & T_{x45}(x) &:= \frac{-\left(x \cdot \frac{0.16}{0.4}\right)}{24} \\ dE_{45}(x) &:= \frac{x \cdot \frac{-0.16}{0.25}}{24} & de_{145}(x) &:= \frac{x \cdot \frac{-0.080}{0.1}}{24} & de_{245}(x) &:= \frac{-\left(x \cdot \frac{0.09}{0.3}\right)}{24} \end{aligned}$$

Сопоставляя значения отклонений параметра x_i в уравнения для y_j с соответствующими значениями коэффициентов влияния параметров $\frac{\Delta y_j}{\Delta x_i}$ получаем значения влияния этих отклонений на тягу. В итоге для каждого выбранного варианта балансировки $k = 1 \dots 10$ получаем матрицу $M(i,j)_k$ (где k равно количеству вариантов расстановки от 1 до 10, $i = 1 \dots 18$). $j = 1 \dots 24$).

Для определения максимального влияния геометрических отклонений на тягу проводится оценка влияния близости одинаковых отклонений, для этого проверяется суммарное влияние производственных отклонений по секторам S_b , $b=1 \dots 4$, каждый сектор включает в себя 6 лопаток, $S_{k2} = \sum_{m=7}^{12} y_i(M_{k,m,i})$, при $b=2$. Пример расчета для второго сектора первого варианта балансировки приведен ниже.

$$S_{12} := \sum_{m=7}^{12} \left[\begin{aligned} &\theta_{y45}(M_{1m,1}) + \theta_{y75}(M_{1m,2}) + \theta_{y90}(M_{1m,3}) \dots \\ &+ T_{x45}(M_{1m,4}) + T_{x75}(M_{1m,5}) + T_{x90}(M_{1m,6}) \dots \\ &+ (T_{y45}(M_{1m,7}) + T_{y75}(M_{1m,8}) + T_{y90}(M_{1m,9})) \dots \\ &+ (dE_{45}(M_{1m,10}) + dE_{75}(M_{1m,11}) + dE_{90}(M_{1m,12})) \dots \\ &+ (de_{145}(M_{1m,13}) + de_{175}(M_{1m,14}) + de_{190}(M_{1m,15})) \dots \\ &+ (de_{245}(M_{1m,16}) + de_{275}(M_{1m,17}) + de_{290}(M_{1m,18})) \end{aligned} \right]$$

Проводится суммирование по секторам, и формируется матрица суммарного влияния Matrix 10x5.

$$\text{Matrix} := \begin{pmatrix} 1 & S1_1 & S1_2 & S1_3 & S1_4 \\ 2 & S2_1 & S2_2 & S2_3 & S2_4 \\ 3 & S3_1 & S3_2 & S3_3 & S3_4 \\ 4 & S4_1 & S4_2 & S4_3 & S4_4 \\ 5 & S5_1 & S5_2 & S5_3 & S5_4 \\ 6 & S6_1 & S6_2 & S6_3 & S6_4 \\ 7 & S7_1 & S7_2 & S7_3 & S7_4 \\ 8 & S8_1 & S8_2 & S8_3 & S8_4 \\ 9 & S9_1 & S9_2 & S9_3 & S9_4 \\ 10 & S10_1 & S10_2 & S10_3 & S10_4 \end{pmatrix}$$

Полученные результаты сохраняются во внешний файл Excel (рисунок 4.28).



C:\... \tyaga_balance.xlsx

Mmatrix

Номер варианта расстановки	Первый сектор	Второй сектор	Третий сектор	Четвертый сектор
1	-0.1217	-0.0232	0.0748	0.0692
2	-0.0232	0.0748	0.0692	-0.1217
3	0.0692	-0.1217	-0.0232	0.0748
4	0.0748	0.0692	-0.1217	-0.0232
5	-0.0240	-0.0590	-0.0473	0.1292
6	-0.0590	-0.0473	0.1292	-0.0240
7	0.1292	-0.0240	-0.0590	-0.0473
8	-0.0473	0.1292	-0.0240	-0.0590
9	0.0831	-0.0673	-0.0026	-0.0142
10	-0.0142	0.0831	-0.0673	-0.0026

Рисунок 4.28 – Выходной файл

Из полученной матрицы определяется максимальное положительное и отрицательное суммарное влияние отклонений в каждом секторе из всех вариантов расстановки (рисунок 4.29).

Максимальное положительное значение по секторам	0.1292	0.1292	0.1292	0.1292	Максимальное отрицательное значение по секторам	-0.1217	-0.1217	-0.1217	-0.1217
---	--------	--------	--------	--------	---	---------	---------	---------	---------

Рисунок 4.29 – Определение положительного и отрицательного значения тяги

Определяется, какому варианту расстановки принадлежит наилучший и наихудший результат. При совпадении показателей выводятся несколько вариантов расстановки, являющиеся равнозначными по выбранному критерию. Пример анализа показан на рисунке 4.30.

Номер варианта расстановки	Первый сектор	Второй сектор	Третий сектор	Четвертый сектор	Z	ZY	X	Суммарный
1	-0,0267511	0,269004177	-0,015364669	-0,128360751	16,207	13,266	4,297	13,94456758
2	0,024128117	0,063429375	0,179994237	-0,169024073	18,82	10,066	18,023	20,64347076
3	-0,024060141	0,141303145	-0,150103006	0,131387659	12,567	20,957	17,902	27,56224688
4	0,022002955	0,136946955	-0,145746816	0,085324563	9,78	25,623	12,634	28,56844562
5	0,04519584	0,019854453	-0,001700297	0,03517766	20,072	18,1	14,456	23,16432464
6	0,115811952	-0,117061779	-0,053596294	0,153373778	20,261	11,865	24,836	27,52462754
7	0,061793216	0,25000552	-0,159488691	-0,053782389	12,293	14,487	36,319	39,10169984
8	0,024128117	-0,02456472	0,179994237	-0,081029979	10,869	8,547	41,439	42,31125063
9	-0,053596294	-0,033448269	-0,058668703	0,244240923	25,145	12,772	2,594	13,03275949
10	-0,06479148	0,158901057	0,060222544	-0,055804465	15,241	23,348	21,848	31,97599425

Номер варианта расстановки	Отрицательные влияния отклонений на тягу по секторам	Дисбаланс Z	Отобранные варианты	Рекомендуемый вариант Расстановки.	5	Z	ZY	X	Суммарный
1	-0,128360751	16,207	0	Критерии выбора: 1) Сектор с наименьшим наихудшим влиянием на тягу (Если имеются варианты со всеми положительными секторами, то Главным критерием становится критерий 2) 2) Минимальный радиальный дисбаланс Z	20,072	18,1	14,456	23,1643246	
2	-0,169024073	18,82	0						
3	-0,150103006	12,567	0						
4	-0,145746816	9,78	0						
5	-0,001700297	20,072	5						
6	-0,117061779	20,261	0						
7	-0,159488691	12,293	0						
8	-0,081029979	10,869	0						
9	-0,058668703	25,145	0						
10	-0,06479148	15,241	0						

Рисунок 4.30 – Анализ качества расстановки

Последней строкой расположен индикатор (зеленый – лучший вариант, красный – худший). Если под столбцом горит зеленый, то все варианты данного столбца являются наилучшими вариантами для расстановки по выбранному критерию, если красный, то худшими.

Общая схема алгоритма показана на рисунке 4.31.

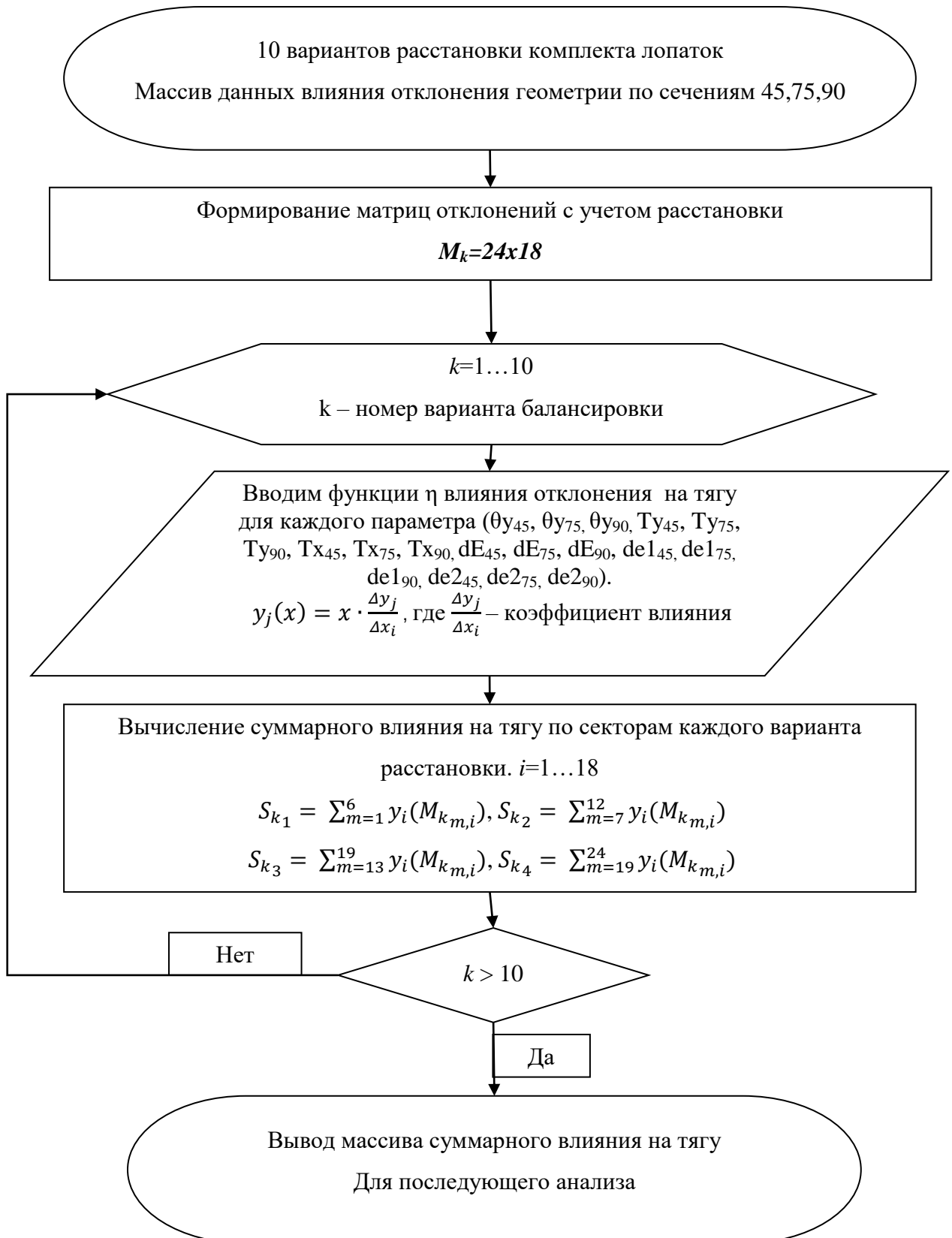


Рисунок 4.31 – Алгоритм расчета и поиска наилучшего варианта расстановки

Выводы к главе 4:

1. Проведена оценка влияния единичных и комбинированных производственных отклонений на динамику и прочность рабочей лопатки вентилятора. На основе ранее разработанной параметрической модели РЛ [62, 63] созданы и рассчитаны 25 вариантов КЭ моделей с единичными отклонениями и 6 вариантов с комбинированными производственными отклонениями. Определены опасные формы колебаний и оценена работоспособность РЛ. Разброс по напряжениям составляет 4,25% между максимальными и минимальными значениями, максимально полученное напряжение составило 510 МПа, что удовлетворяет требованиям прочности, в тоже время влияние на перемещение кромки лопатки доходит до 10.62%, что может существенно сказаться на аэродинамических показателях двигателя. Выявлено опасное приближение собственной частоты колебаний (526 Гц) к пятой гармонике двигателя (525 Гц), при сочетании геометрических отклонений, полученных в модели 2.

2. Разработана методика расстановки рабочих лопаток вентилятора по наименьшим статическим моментам. Описан алгоритм расстановки 24 лопаток в рабочем колесе вентилятора с использованием четырехлепестковой схемы, при которой тяжелые лопатки сконцентрированы в четырех лепестках. Основным критерием расстановки выбрана разность статических моментов в противоположных пазах диска. С использованием ранее полученных коэффициентов влияния производственных отклонений на аэродинамические характеристики [96] проведена оценка расстановки РЛ в диске вентилятора на тягу двигателя.

Глава 5 ПРОЧНОСТЬ МОДЕЛЕЙ ДЕТАЛЕЙ КНД ИЗ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ В УСЛОВИЯХ ПОВЫШЕННОЙ ЭРОЗИОННОЙ НАГРУЗКИ

5.1 Применение композиционных материалов в авиационном двигателестроении

Применяемые в авиационном двигателестроении полимерные композиционные материалы (ПКМ), в основном, используются во внешнем воздушном тракте [50] и не подвергаются высоким нагрузкам. Однако в процессе эксплуатации эти конструкции подвергаются воздействию различных внешних факторов, таких как заброс пылегазовой смеси в компрессор при взлете и посадке, вулканического пепла, пыли и т.д. Под действием вышеперечисленных факторов происходит эрозионное разрушение поверхности детали [54, 55], что приводит к изменению геометрических размеров и уменьшению прочностных характеристик, таких как повышение статических напряжения и изменение собственной частоты колебаний, что может привести к появлению резонанса и разрушению детали.

5.2 Описание расчета-модели разделителя потока (РП) из ПКМ с титановой кромкой

Модель представляет собой кольцо, выполненное из полимерного композитного материала m56/40% компании Hexcel, с присоединённой деталью («носиком») из титанового сплава [98].

5.2.1 Модель РП

Для изучения влияния последствий эрозионного износа на прочность было создано несколько конструктивных моделей с различной толщиной композитной части, наиболее подверженной эрозии. Статический и динамический расчет моделей проводился в программном комплексе ANSYS с использованием параметрической модели, подготовленной в разделе 1.4. Пример модели показан на рисунках 5.1а и 5.1б.

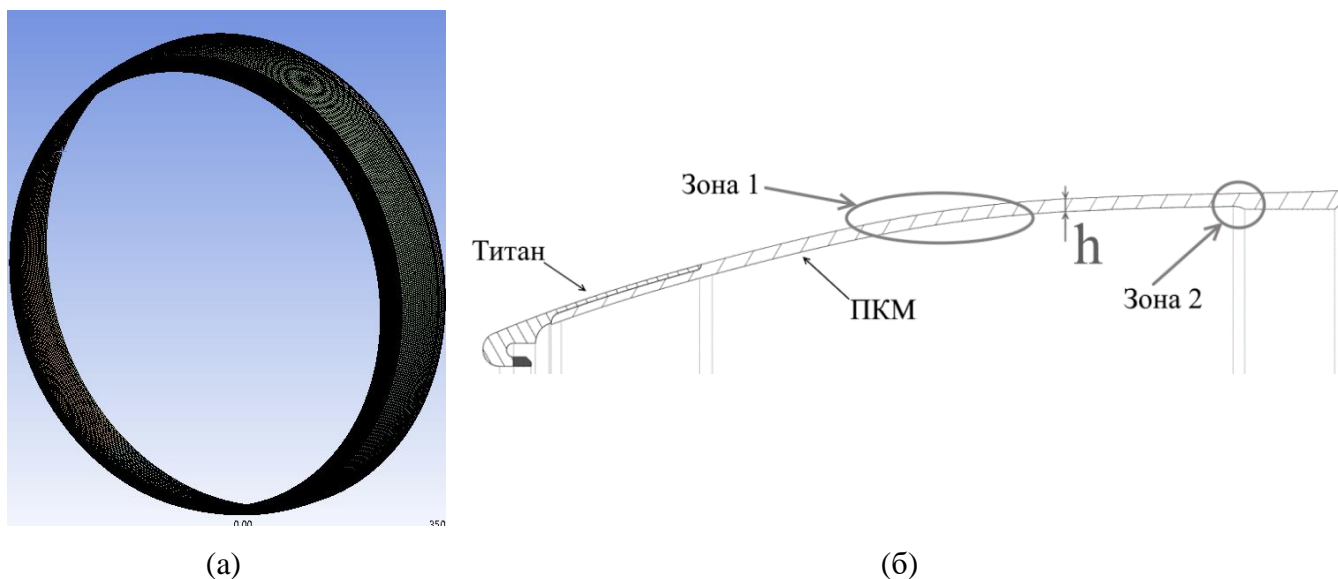


Рисунок 5.1 – Конечно-элементная модель разделителя из ПКМ: общий вид (а) и сечение РП (б)

Расчетная модель была подготовлена в программном комплексе Ansys APDL в 3D-постановке. Модель композитного кольца и титановой детали была выполнена с помощью трёхмерных гексаэдральных двадцати узловых квадратичных элементов SOLID186 (рисунок 5.2). Количество узлов в модели 373 200; общее количество элементов: 84 597; элементов: 503 99 (HEX20); элементов титановой детали: 25 499 (HEX20); контактных элементов: 8 699 (QUAD8).



Рисунок 5.2– Модель разделителя потоков, общий вид

5.2.2 Свойства материалов

Свойства материалов разделителя потока представлены в таблице 5.1.

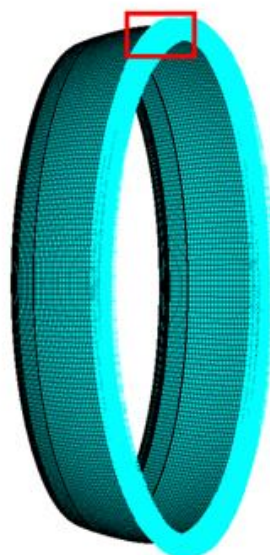
Таблица 5.1 – Свойства материалов

Свойства	Эпоксиглепластик	ВТ-6 (изотроп)
Модуль упругости E11, МПа	65900	114000
Модуль упругости E22, МПа	65900	114000
Модуль упругости E33, МПа	10000	114000
Коэффициент Пуассона μ_{12}	0,3	0,3
Коэффициент Пуассона μ_{23}	0,3	0,3
Коэффициент Пуассона μ_{13}	0,3	0,3
Модуль сдвига G12, МПа	3500	39000
Модуль сдвига G23, МПа	3200	39000
Модуль сдвига G13, МПа	3200	39000
Плотность, кг/м ³	1500	4510

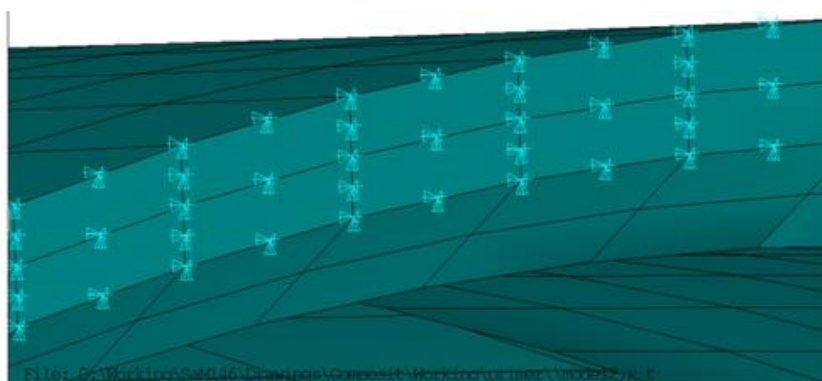
5.2.3 Граничные условия

Модель была закреплена по правому торцу с помощью фиксации узлов, принадлежащих грани по направлениям X, Y и Z, в глобальной системе координат (рисунок 5.3).

Статические нагрузки и температурное поле не прикладывались.



(a)



(б)

Рисунок 5.3– Закрепления, (а) – общий вид, (б) – задняя кромка РП

Элементы композитной вставки соединены с титановой деталью с помощью контактных элементов CONTA174/TARGE170, тип контакта – связанный (Bonded).

5.3 Расчет разделителя потока с номинальной геометрией и с учетом эрозионного износа.

Результаты расчета собственных частот разделителя в закрепленном состоянии показаны ниже (рисунки 5.4 и 5.5) [66].

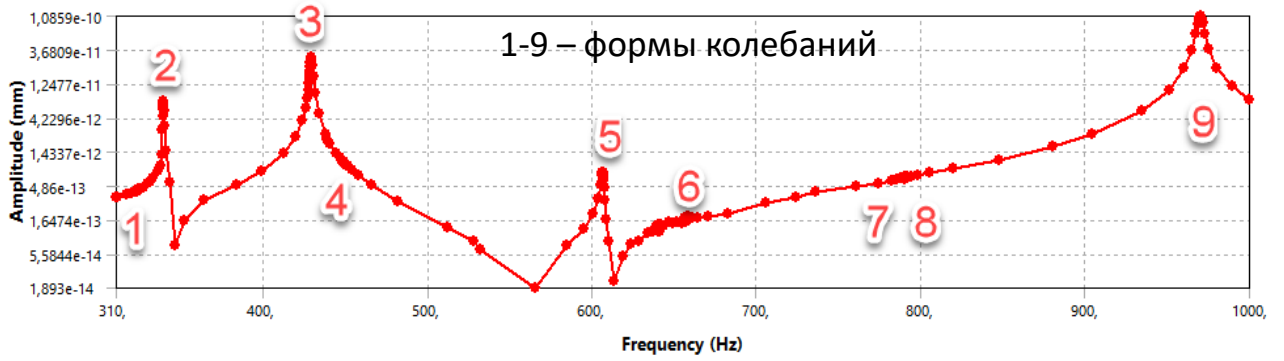


Рисунок 5.4 – Амплитудная частотная характеристика РП, при действии возбуждающей вибрации равной 2g

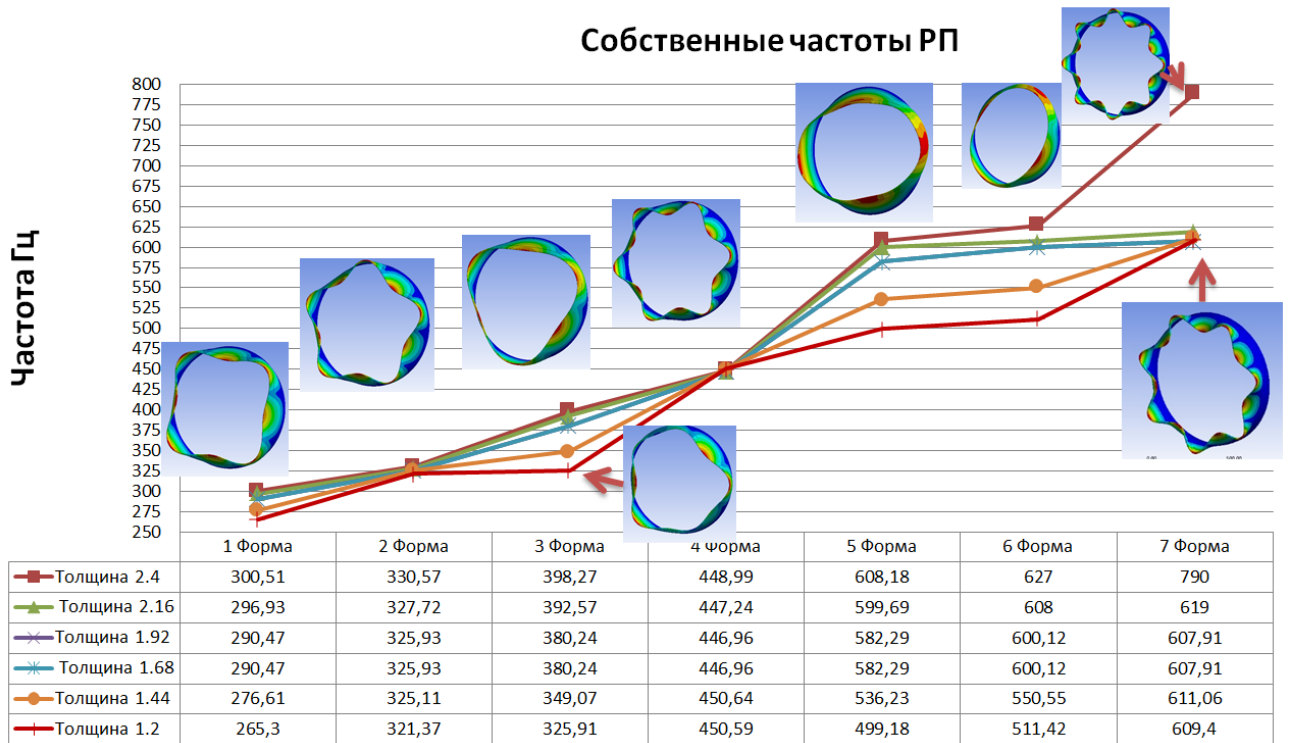


Рисунок 5.5 – Формы колебаний и собственные частоты разделителя потока в зависимости от толщины композитной части

Резонансными частотами колебаний на двигателе являются частоты 105, 210, 315, 420 Гц. Критической в наших расчетах принимается толщина 1,44 мм, ниже которой собственная частота колебаний РП по третьей форме с тремя узловыми диаметрами приближается к резонансной частоте. Виброустойчивость детали к возбуждению 3-ей гармоникой при колебаниях по 1-ой (с 4-мя узловыми диаметрами) и 2-ой (с 5-ю узловыми диаметрами) формам колебаний была проверена при испытаниях двигателя.

Результаты расчета максимальных статических перемещений РП и напряжений (в зонах 1 и 2 на рисунке 5.1), приведены на рисунке 5.6. Максимальное статическое напряжение при

наименьшей толщине 1,44 мм на порядок меньше предела прочности. Максимальные радиальные перемещения в центральной части РП из ПКМ не превышают 0,4 мм, что также приемлемо с точки зрения аэродинамики. Поэтому допустимое уменьшение толщины РП за счет эрозии может быть выбрано не более 0,8 мм на основании динамических и статических расчетов и с учетом точности измерений при контроле в полевых условиях.

График перемещений

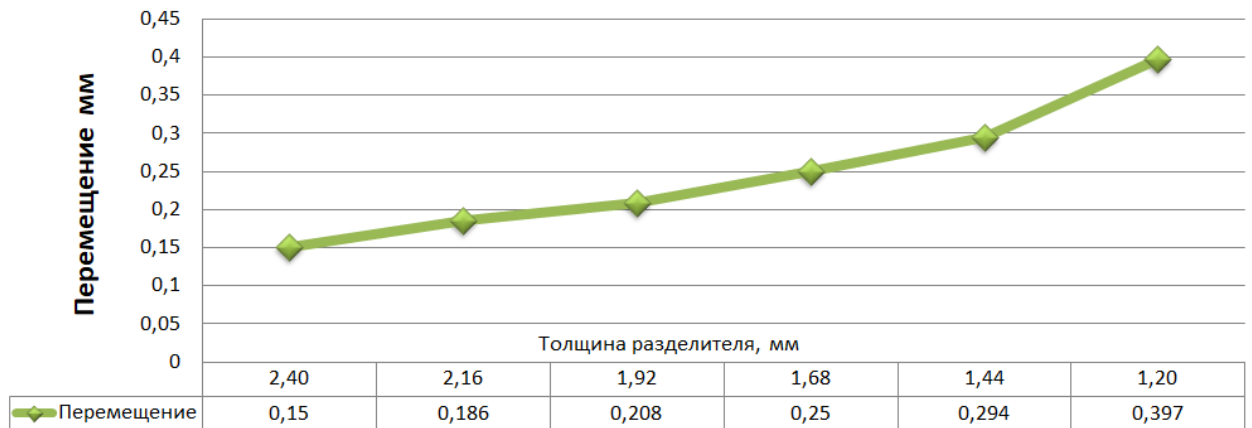


График напряжений

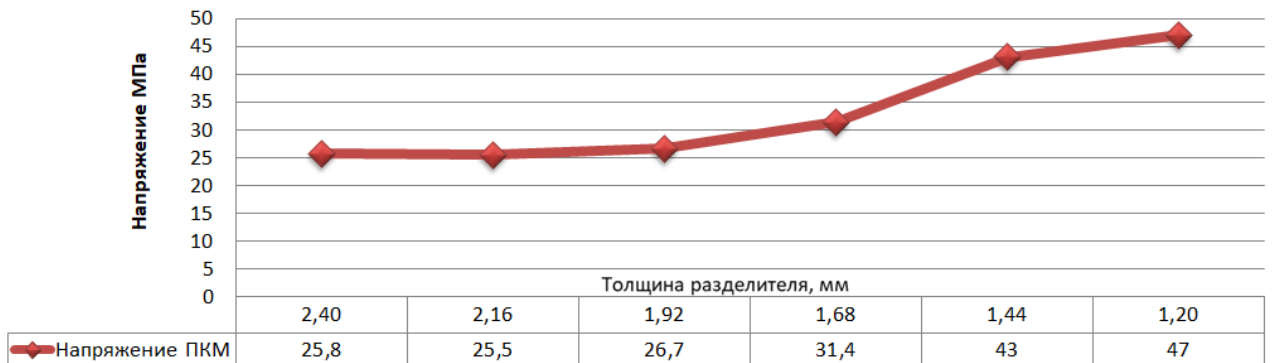


Рисунок 5.6 – Графики максимальных перемещений (в центральной части РП из ПКМ) и напряжений (в области изменения геометрии ПКМ) в зависимости от толщины композитной части

5.4 Описание расчетной модели внутренней панели КНД из ПКМ

Импортированная параметрическая модель, созданная в главе 1, была рассечена на простые геометрические формы для упрощения подготовки КЭ сетки. Конечный вид трехмерной модели панели внутренней, выполненной из полимерного композитного материала ТПКМ, представлен на рисунке 5.7.

Схема укладки: все слои 0°

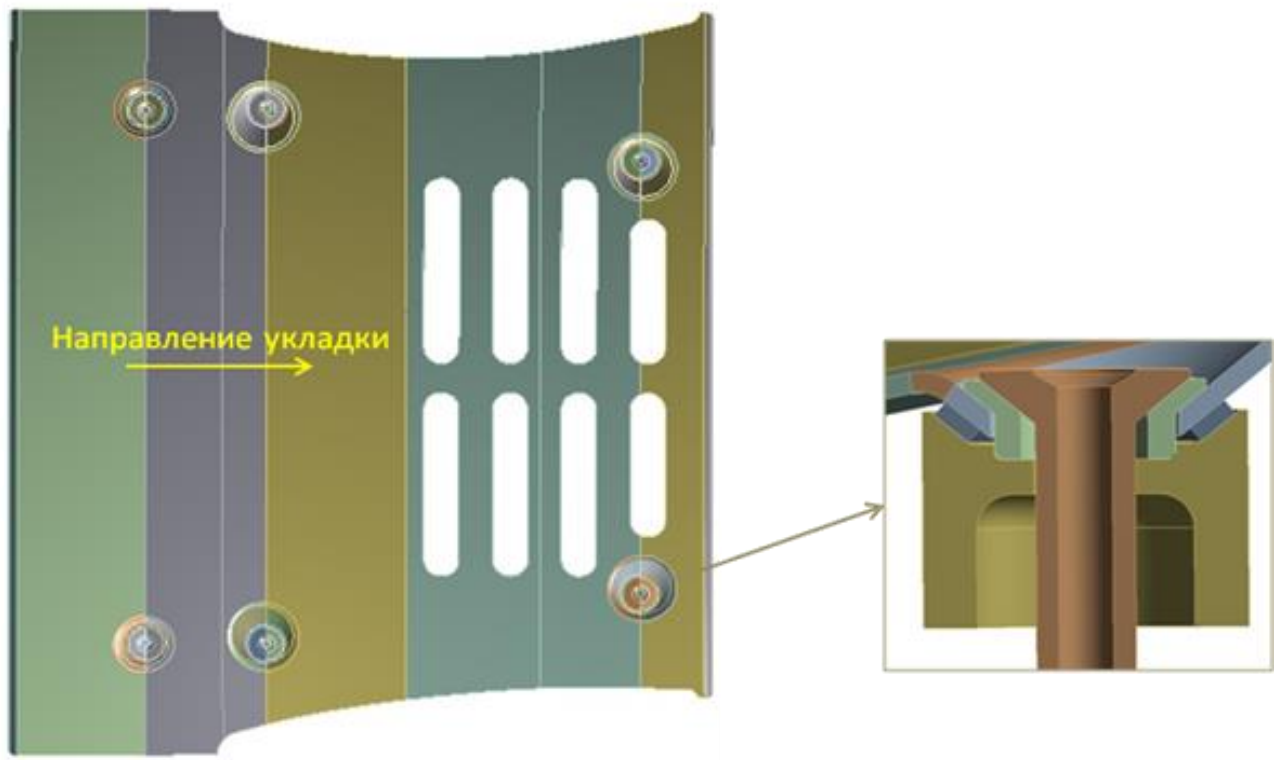


Рисунок 5.7 – Геометрическая модель панели внутренней

Конечно-элементная модель панели была выполнена с помощью трёхмерных гексаэдральных элементов (рисунок 5.8) [67]. Количество узлов в модели: 105444; количество элементов: 76998 панель: SOLID185 слоистые; винты, втулки и прокладки: SOLID185.

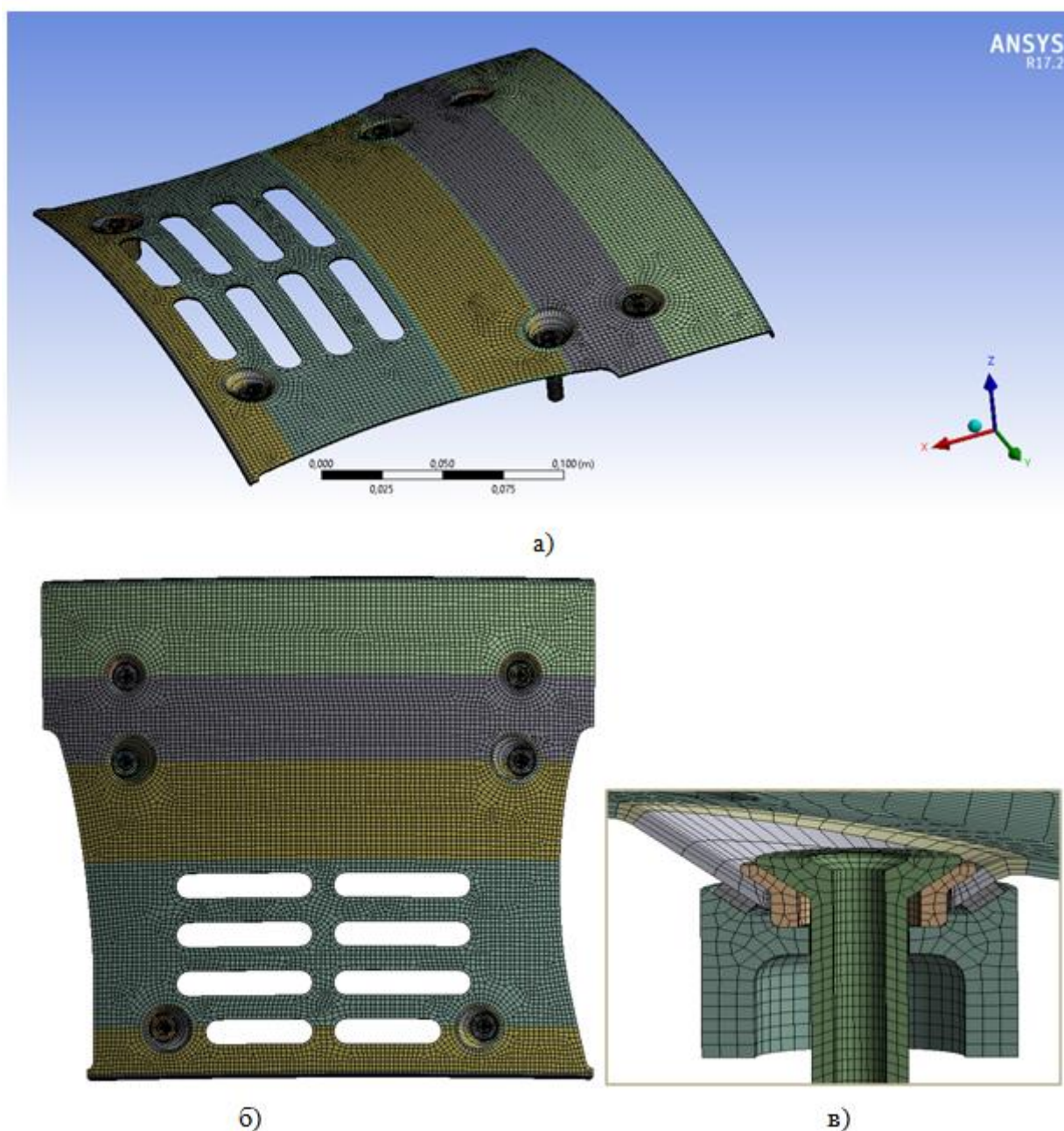


Рисунок 5.8 – Конечно-элементная модель: общий вид (а), вид сверху (б), узел крепления (в)

5.4.1 Свойства материалов

Свойства материалов панели внутренней при 20°C приведены в таблице 19.

Таблица 5.2 – Свойства материалов при 20°C

Свойства	Toho TENAX (панель)	Фторуглеродный эластомер 64 C8 (VITON E) (резина)	ЭП99_билинейная (винты)	ВТ6 (упоры и шайбы)
Модуль упругости E11, МПа	59400	50	1903	1226
Модуль упругости E22, МПа	59400			
Модуль упругости E33, МПа	5714			

Продолжение таблицы 5.2

Коэффициент Пуассона μ_{12}	0.07	0,45	0,3	0,3
Коэффициент Пуассона μ_{23}	0.15			
Коэффициент Пуассона μ_{13}	0.15			
Модуль сдвига G_{12} , МПа	4500	0,6	732	472
Модуль сдвига G_{23} , МПа	4100			
Модуль сдвига G_{13} , МПа	4100			
Плотность, кг/м ³	1530	1500	8440	4430

При расчёте учитывалось изменение свойств при повышении температуры до 150°C и пластичность.

5.4.2 Граничные условия

Винты и втулки закреплялись по всем степеням свободы (рисунок 5.9). Контакты frictional с коэффициентом трения 0.15 (рисунок 5.10).

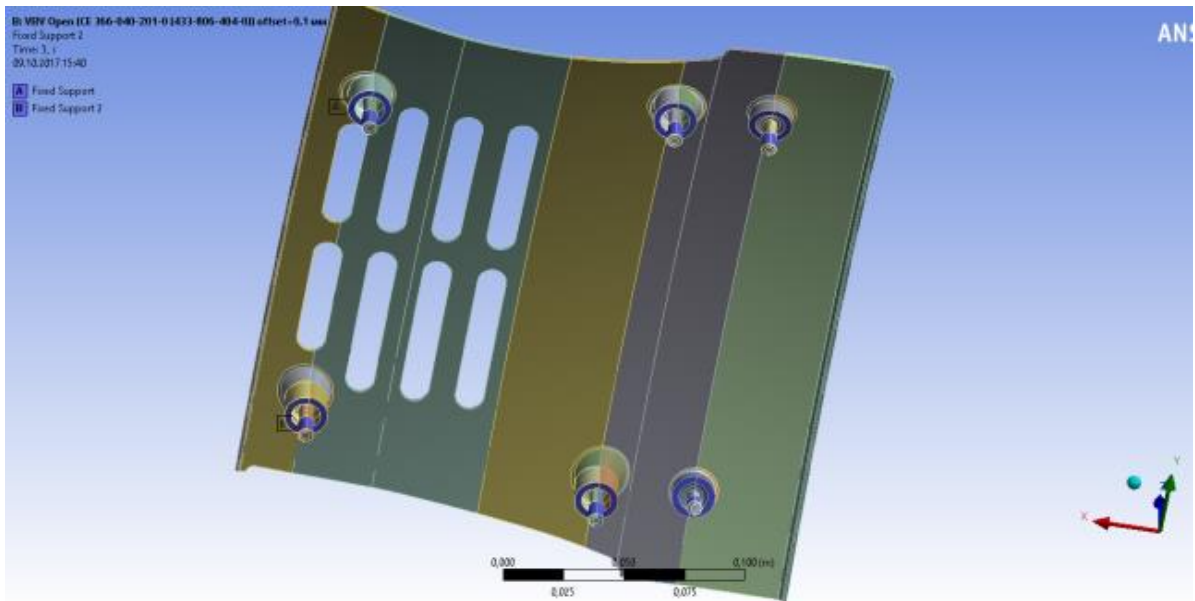


Рисунок 5.9 – Закрепление винтов и втулок

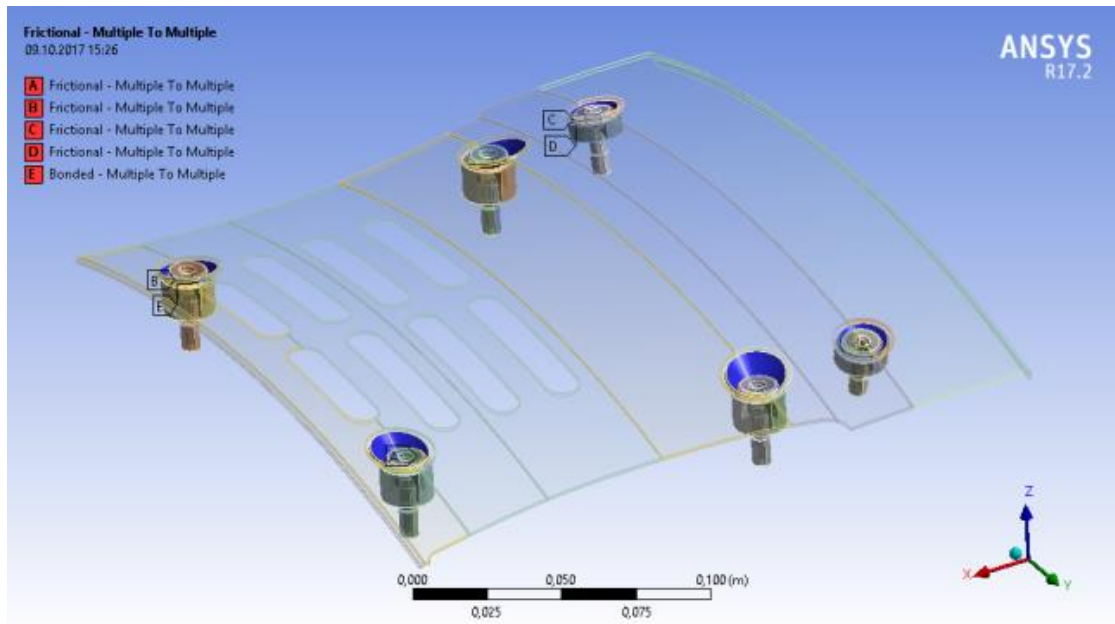


Рисунок 5.10 – Типы контактов

Затяжка винтов задавалась моментом 5.25 Н*м (6135 Н). Между втулкой и шайбой уплотнения задавался натяг 0.1 мм (рисунок 5.11).

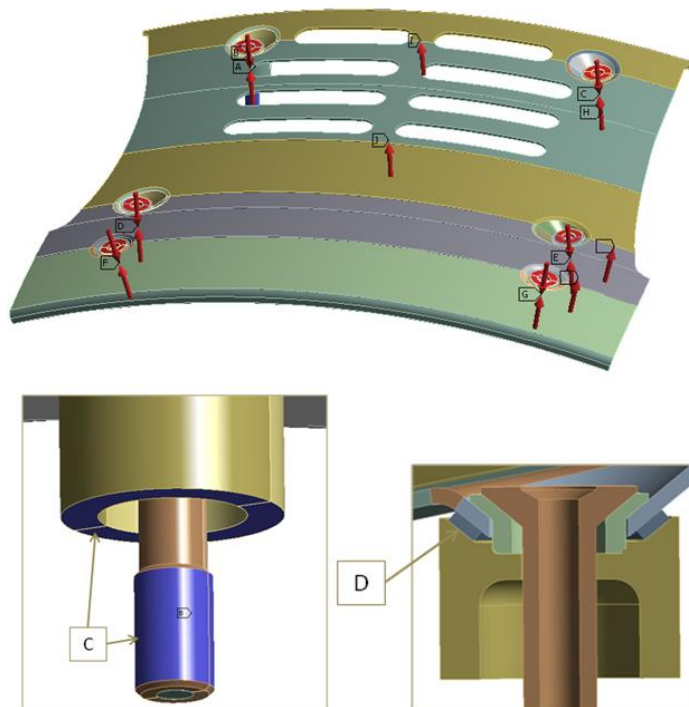


Рисунок 5.11 – Затяжка винтов

5.4.3 Нагрузки

Распределение давлений со стороны проточной и обратной части и давления на торец панели показаны на рисунке 5.12.

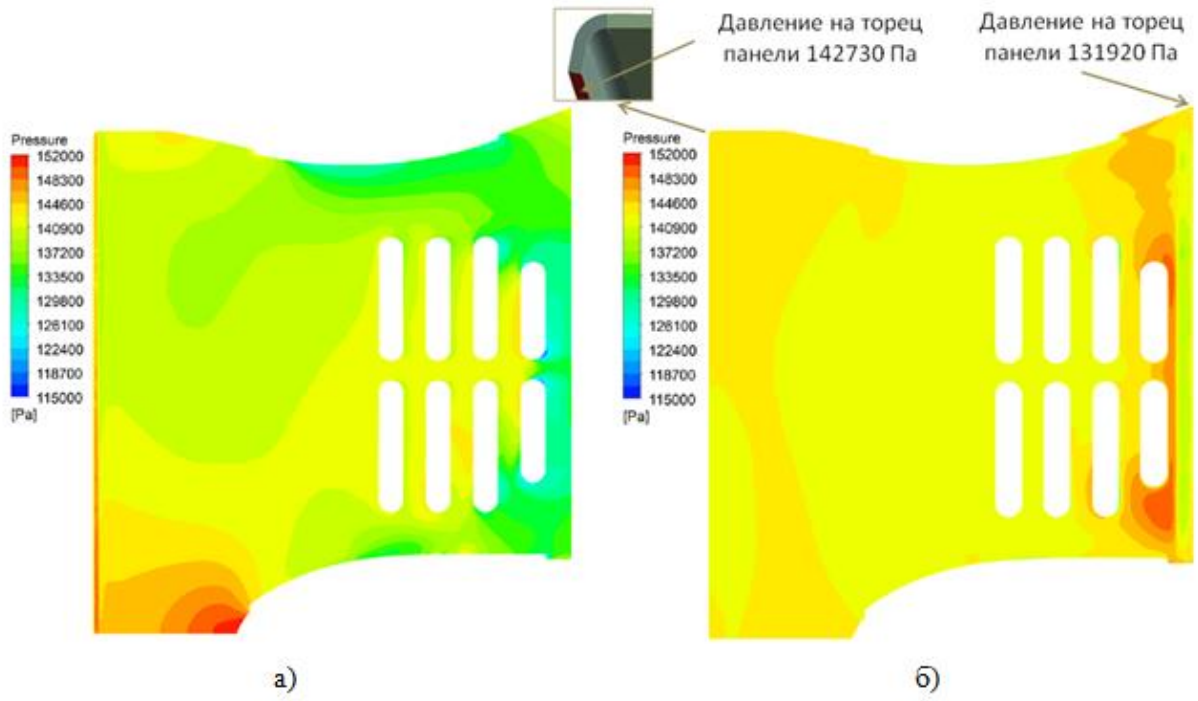


Рисунок 5.12 – Распределение давлений со стороны проточной (а) и обратной (б) части, Па

Распределение температуры на расчетном режиме по внутренней панели показано на 5.13.

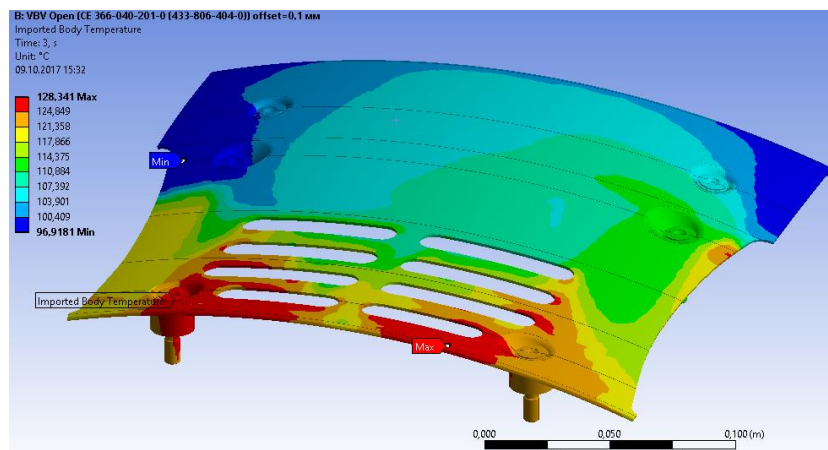


Рисунок 5.13 – Распределение температуры по панели

5.5 Расчет моделей внутренней панели КНД с номинальной геометрией и с учетом эрозионного износа.

Результаты расчёта радиальных перемещений приведены на рисунке 5.14.

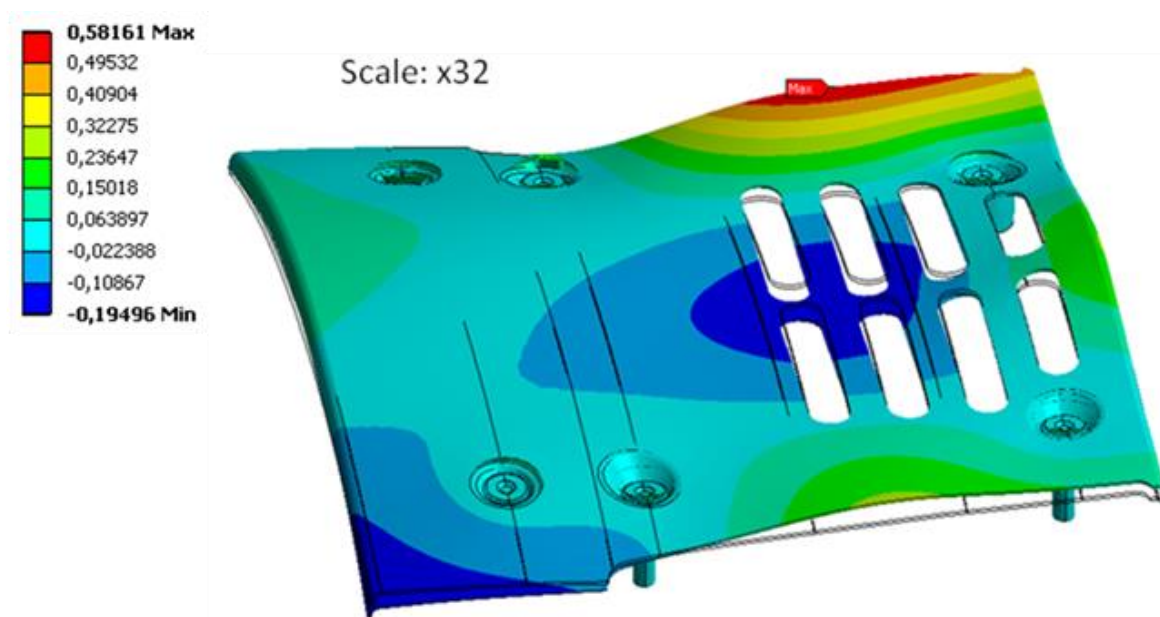


Рисунок 5.14 – Радиальные перемещения, мм

В таблице 5.3 приведены радиальные и касательные нагрузки, действующие на винты, пронумерованные в соответствии со схемой на рисунке 5.15.

Таблица 5.3 – Нагрузки на винты

Винт №	Радиальная сила, Н	Касательная сила, Н
1	-25,5	80,8
2	-18,37	142,6
3	-49,82	180,3
4	-40,77	111,6
5	-5,44	40,1
6	3,89	64,7

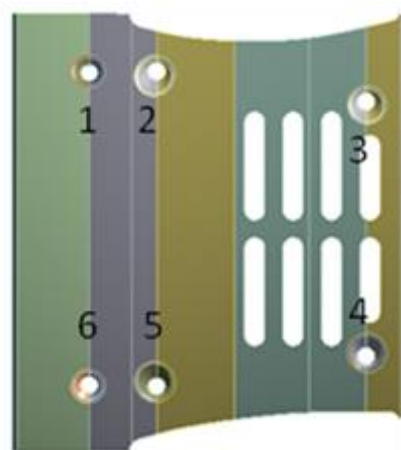
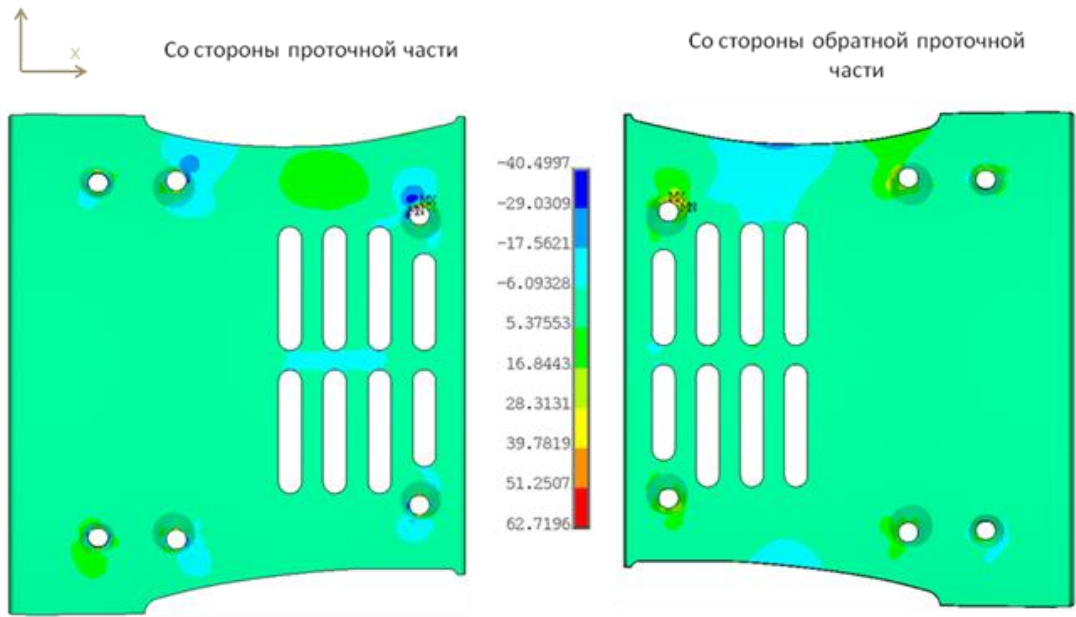
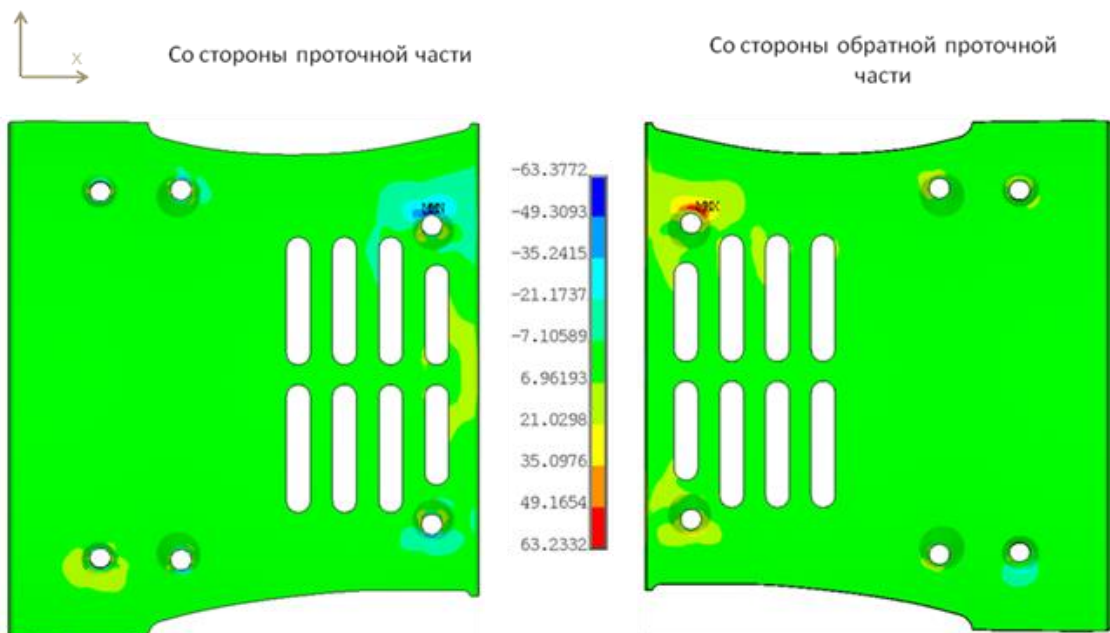


Рисунок 5.15 – Схема нумерации винтов

Результаты расчёта напряжений (после затяжки и вначале взлёта) и оценки запасов приведены в таблице 5.4 и на рисунках 5.16 – 5.21. Запасы по статической прочности >9 .

Таблица 5.4 – Сводная таблица статических расчётов

Компонента напряжений	Максимальные напряжения, МПа		Предел прочности, МПа	Запас
	Затяжка	Начало взлёта		
Sx+	37	62,7	955 (20°C)	15,2
Sx-	-31,2	-40,5	725 (20°C)	17,9
Sy+	34,8	63,2	909 (20°C)	14,3
Sy-	-32,9	-63,4	712 (20°C)	11,2
Sz+	2,9	6,1	N/A	N/A
Sz-	-30,5	-31,1	N/A	N/A
Sxy	6,1	13,3	121 (70°C)	9
Syz	12,9	12,2	N/A	N/A
Sxz	8,5	9	N/A	N/A

Рисунок 5.16 – Напряжения S_x в панели, МПаРисунок 5.17 – Напряжения S_y в панели, МПа

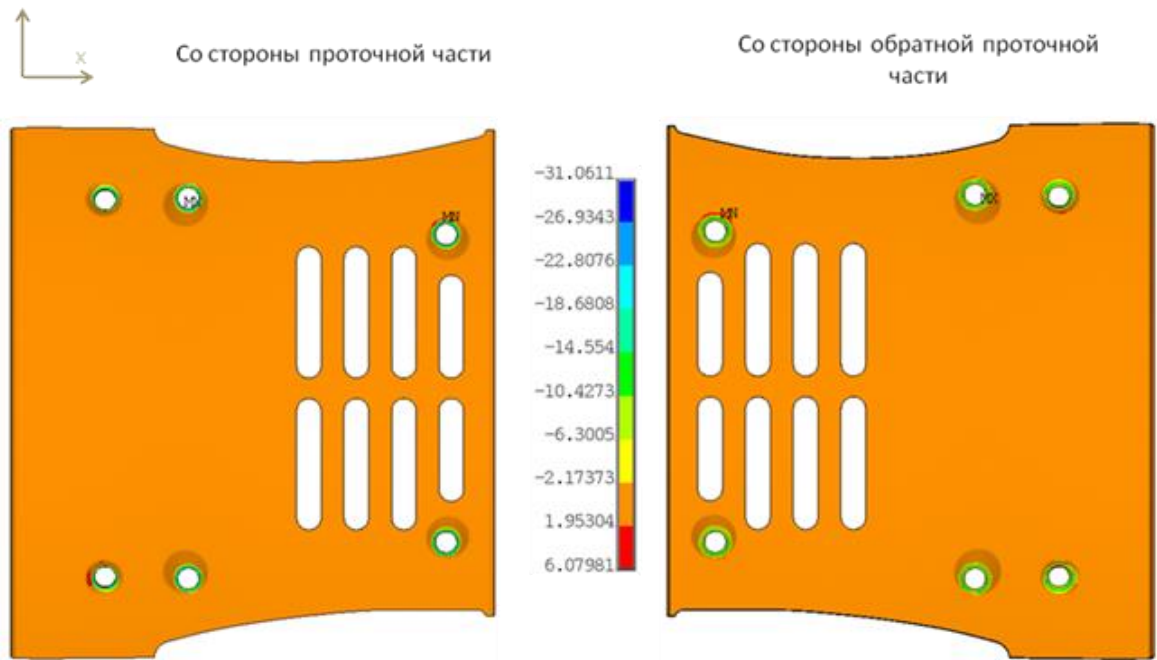


Рисунок 5.18 – Напряжения Sz в панели, МПа

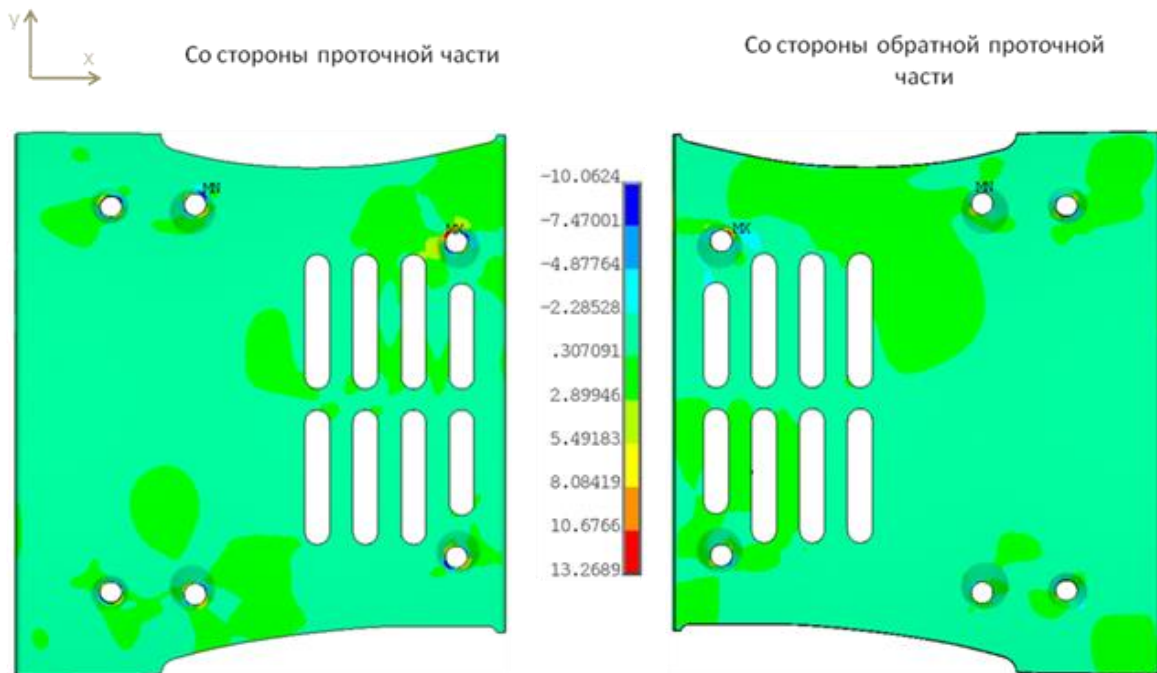


Рисунок 5.19 – Напряжения Sxy в панели, МПа

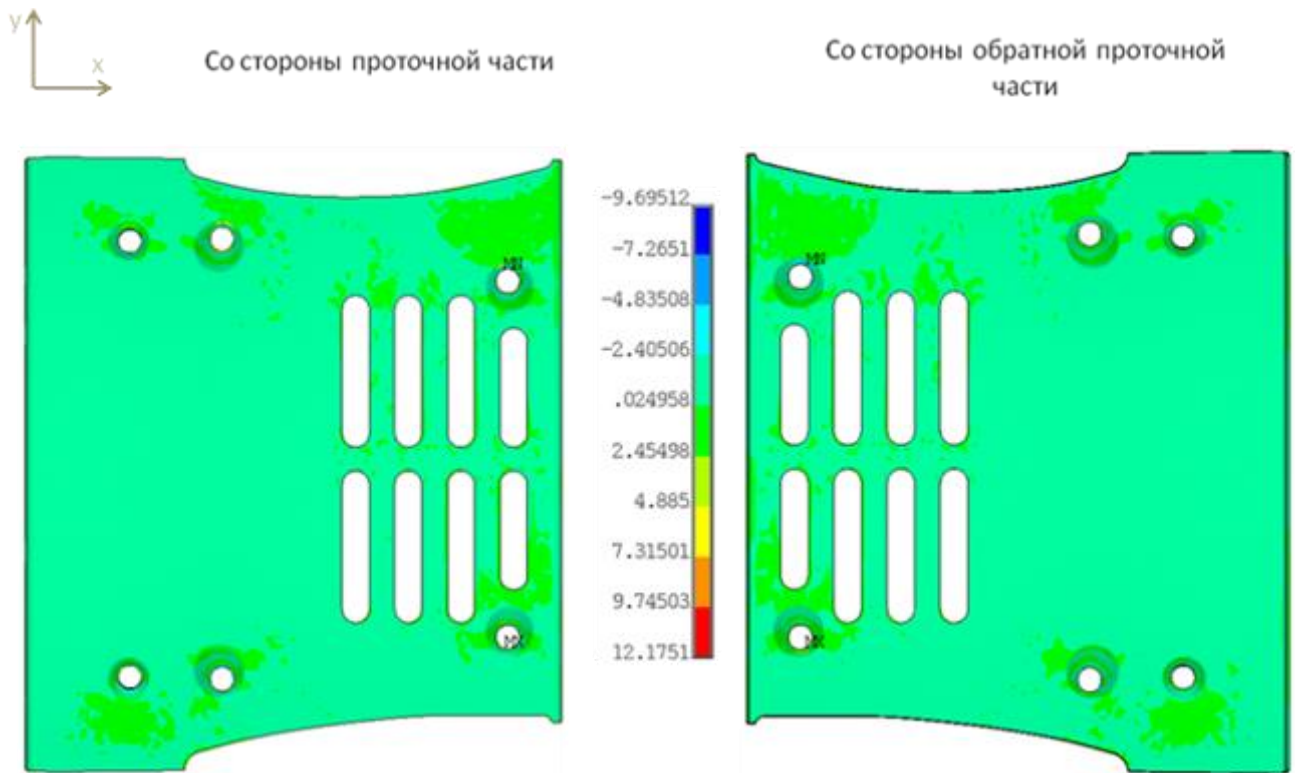


Рисунок 5.20 – Напряжения Syz в панели, МПа

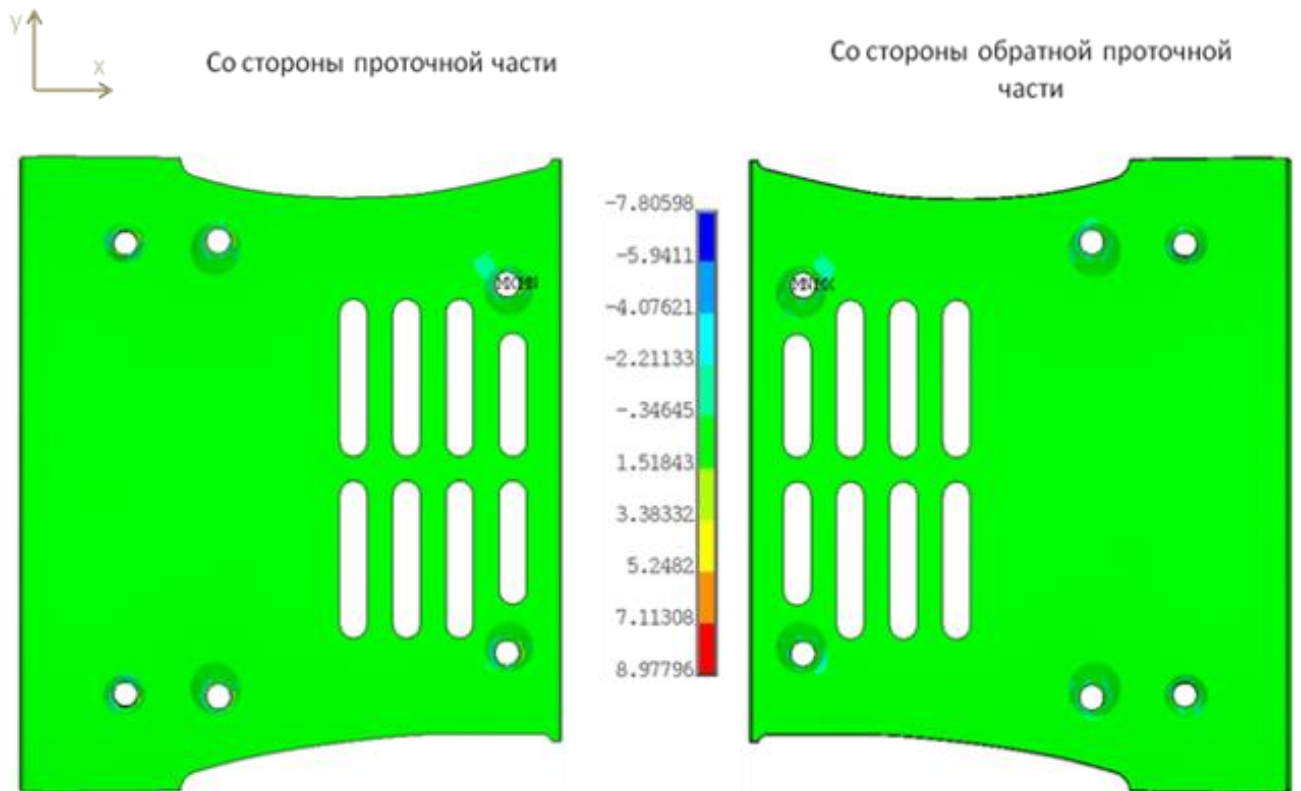


Рисунок 5.21 – Напряжения Sxz в панели, МПа

5.5.1 Динамический расчёт

Результаты расчёта собственных частот и форм колебаний внутренней панели приведены в таблице 5.5 и на рисунке 5.22.

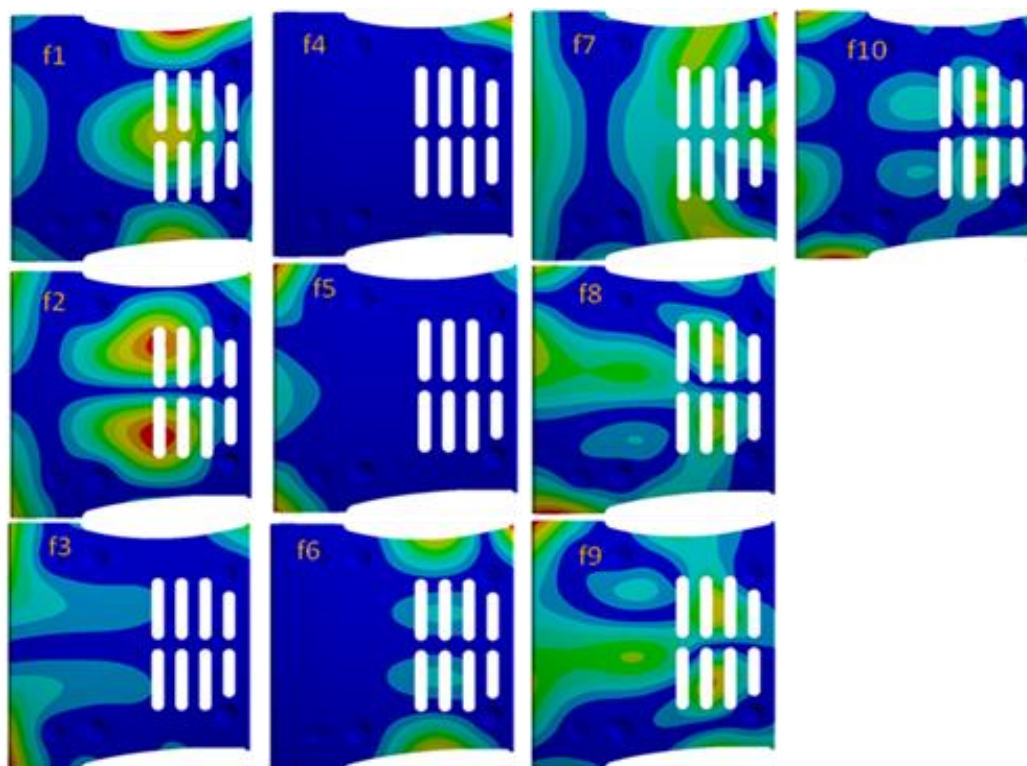


Рисунок 5.22 – Формы колебаний внутренней панели

Таблица 5.5 – Результаты расчёта собственных частот и форм колебаний панели внутренней

№ формы колебаний	Толщина панели (мм)				
	1.2	1.1	1.0	0.9	0.8
Частота колебаний (Гц)					
1	517	498	475	442	371
2	575	552	526	496	457
3	602	578	548	514	458
4	605	586	569	548	504
5	626	607	587	567	532
6	670	640	610	581	544
7	804	795	777	738	677
8	865	827	788	753	689
9	901	884	852	813	744
10	927	896	867	835	770
11	1025	983	939	886	811
12	1066	1019	968	912	828
13	1089	1044	992	927	844
14	1099	1057	1012	955	871
15	1181	1109	1045	999	917

Полученные частоты сопоставляем с частотами роторных гармоник исследуемого авиационного двигателя, Критической толщиной в наших расчетах является толщина между 0,9-0,8 мм, при данном изменении происходит падение собственной частоты колебаний панели с 442 до 371 Гц, что пересекает значение 4-ой гармоники ротора двигателя.

Результаты статического расчета напряжений показаны в таблице 5.6. Статические напряжения при выбранных толщинах не превышают допустимый уровень.

Таблица 5.6 Результаты расчёта статических напряжений панели внутренней.

Компонента напряжений	Толщина панели (мм)				
	1,2	1,1	1,0	0,9	0,8
	Максимальные напряжения (МПа)				
σ_{x+}	61,4	66,0	64,6	64,3	67,1
σ_{x-}	-83,0	-83,4	-83,6	-83,6	-87,4
σ_{y+}	78,1	80,9	83,4	85,8	108,1
σ_{y-}	-101,7	-103,6	-105,2	-106,7	-106,2
σ_{z+}	6,4	6,8	7,2	7,6	8,7
σ_{z-}	-57,2	-57,0	-57,0	-56,8	-56,4
τ_{xy}	19,8	20,3	20,8	21,2	22,0
τ_{yz}	30,3	30,1	30,4	30,6	30,7
τ_{xz}	23,0	23,0	22,9	22,8	22,7

Проведен динамический и статический расчет панели из полимерного композитного материала, входящей в состав компрессора низкого давления авиационного двигателя. При анализе полученных собственных частот колебаний панелей с разной толщиной, выявлена критическая толщина панели 0,9 мм, при которой частота колебаний по первой форме снижается до 442 Гц и приближается к опасным роторным гармоникам двигателя, при которых возрастает вероятность работы детали в критической области.

Результаты статического расчета подтвердили надежность композитной панели, даже при критической толщине статические напряжения не превышают допустимый уровень.

Выводы к главе 5:

1. С использованием разработанных параметрических моделей разделителя потока и панели внутренней подготовлены и исследованы модели с разной толщиной композитной части, имитирующие эрозионный износ под действием пылегазовой смеси.
2. По разработанной расчетной модели разделителя потока проведен динамический расчет, определены 7 форм колебаний. Проведено расчетное исследование влияния уменьшения толщины композитной части на напряжения, перемещения, собственные частоты и

формы колебаний РП. Критическая толщина композита составила 1.44 мм, ниже которой собственная частота колебаний РП по третьей форме с тремя узловыми диаметрами приближается к резонансной частоте двигателя.

3. Для панели внутренней проведен анализ статических напряжений и перемещений в зависимости от толщины композитной части. Полученные максимальные напряжения и перемещения удовлетворяют требованиям статической прочности, предъявляемые к малонагруженным деталям компрессора низкого давления.

4. Проведена оценка влияния толщины композитной части на частоты и статические напряжения панели внутренней; критическая толщина композита составила 0.9 мм, при которой частота собственных колебаний приближается к четвертой гармонике двигателя.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В работе представлено решение значимой научно-технической задачи, направленной на повышение точности определения ресурса деталей ГТД с учетом геометрических отклонений путем разработки автоматизированных методов подготовки и расчета моделей основных деталей компрессора низкого давления и создания методики расчетно-экспериментальных исследований с использованием высокоточных вычислительных комплексов.

На основании выполненных исследований получены следующие результаты:

1. Разработанные параметрические модели барабана КНД, разделителя потока и панели внутренней, позволили сократить время на подготовку расчетных моделей, а также добиться автоматизации расчетного процесса с помощью сопряжения Siemens NX и ANSYS, что позволило уменьшить время на проведение серии расчетов.

2. Выполнено исследование влияния единичных и комбинированных производственных отклонений барабана КНД на прочностные характеристики с использованием разработанной параметрической модели барабана. Выявлено 7 размеров, существенно влияющих на величину напряжений в критической зоне, увеличение напряжения составило от 0,5 до 1,85%, также существенное влияние оказало отклонение плотности материала лопаток, при котором увеличение напряжений составило 2,3%. Суммарное влияние комбинированных отклонений на величину напряжений достигло 10,8%. Проведенная оценка циклической долговечности показала минимальное расчетное значение в 24 129 циклов для варианта с неблагоприятным сочетанием допусков и 33 296 цикла для номинальной модели, также выявлен разброс значений долговечности в 21% в зависимости от источника свойств материала.

3. Разработана методика расчетно-экспериментального исследования малоциклового усталости конструктивно подобных элементов, вырезанных из барабана КНД, с сохранением технологических концентраторов напряжений. Для КПЭ также проведено исследование влияния единичных и комбинированных производственных отклонений на прочностные характеристики. Существенное влияние на напряжение оказывают габаритные размеры элемента и размеры, непосредственно влиявшие на концентратор (от 0,9 до 2,3%). Суммарное влияние комбинированных отклонений в модели составило 7,5%.

4. Проведено экспериментальное исследование долговечности конструктивно подобных элементов, вырезанных из барабана бустера. Результаты, полученные при расчете барабана, позволили разработать схему вырезки КПЭ и схему нагружения для проведения испытаний на МЦУ. Была спроектирована и изготовлена испытательная оснастка. Проведена серия испытаний КПЭ на уровне напряжений 725 МПа на базе 30 000 циклов с частотой

нагрузки 10 Гц с увеличением нагрузки на 20% после прохождения базы. После статистической обработки результатов минимальное число циклов нагружения составило 26 000 с доверительной вероятностью 0,99, что превышает заявленный ресурс на 30%.

5. Выполнено исследование влияния производственных отклонений рабочей лопасти вентилятора на прочностные характеристики. Создана конечно-элементная модель, на которой проверено 25 вариантов единичных геометрических отклонений и 6 моделей с комбинированными геометрическими отклонениями. Разброс по напряжениям составляет 4,25% между максимальными и минимальными значениями, максимально полученное напряжение составило 510 МПа, что удовлетворяет требованиям прочности, в тоже время влияние на перемещение кромки лопасти доходит до 10.62%, что может существенно сказаться на аэродинамических показателях двигателя. Выявлено опасное приближение собственной частоты колебаний (526 Гц) к пятой гармонике двигателя (525 Гц), при сочетании геометрических отклонений. Разработана методика расстановки рабочих лопаток в сборочном комплекте вентилятора КНД по четырехлепестковой схеме, включающая комбинированную оценку по наименьшему статическому моменту и влиянию геометрических отклонений рабочих лопаток на тягу двигателя.

6. Выполнено исследование динамики и прочности деталей КНД из полимерных композиционных материалов при изменении геометрии под действием повышенной эрозионной нагрузки. Для разделителя потока и панели внутренней определена критическая толщина композита, при которой частота собственных колебаний приближается к роторным гармоникам двигателя. Критическая толщина композитной части разделителя потока составила 1,44 мм, ниже которой собственная частота колебаний РП по третьей форме с тремя узловыми диаметрами приближается к резонансной частоте. Для панели выявлена критическая толщина в 0,9 мм, при которой частота колебаний по первой форме снижается до 442 Гц и приближается к опасным роторным гармоникам двигателя. Результаты статического расчета подтвердили надежность деталей из композиционных материалов, даже при критической толщине запас прочности по статическим напряжениям превышает 9.

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

ГТД – газотурбинный двигатель

ГУ – граничные условия

КНД – компрессор низкого давления

КПЭ – конструктивно подобный элемент

КЭ – конечный элемент

МЦУ – малоцикловая усталость

НДС – напряженно-деформированное состояние

ПКМ – полимерный композиционный материал

РЛ – рабочая лопатка

РП – разделитель потока

САПР – система автоматизированного проектирования

ТНД – турбина низкого давления

ЧЛС – четырехлепестковая схема

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Иноземцев, А. А. Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок. / Иноземцев А. А., М. А. Нихамкин, В.Л. Сандрацкий. – М. : Машиностроение, 2008. – Т. 4 – 192 с.
2. Машиностроение: Энциклопедия: Расчет и конструирование машин. Самолеты и вертолеты. Кн. 3. Авиационные двигатели / Под ред. В. А. Скибина, Ю. М. Темиса, В. А. Сосунова. – М.: Машиностроение, – 2010. – 720 с.
3. Inozemtsev, A. A. Life validation strategy / A. A. Inozemtsev, L. B. Polatidi, I. L. Andreychenko // 29th Congress of the International Council of the Aeronautical Sciences, ICAS. – 2014.
4. Темис, Ю. М. Математическое моделирование циклического деформирования / Ю. М. Темис, Х. Х. Азметов // Известия МГТУ МАМИ. – 2011. – № 2(12). – С. 195-202.
5. Ножницкий, Ю. А. Использование программы Фидесис для моделирования развития больших пластических деформаций во вращающемся диске / Ю. А. Ножницкий, А.Н. Серветник, С. М. Абрамов, [и др.] // Чебышевский сборник. – 2017. – Т. 18. – № 3(63). – С. 15-27.
6. Matvienko, Y. G. Numerical Modeling the Effect of Static Indentation on the Rate and the Fatigue Crack Growth Trajectory / Y. G. Matvienko, I. A. Razumovskii, A. A. Fedorov // Journal of Physics: Conference Series : 22. – Perm, Virtual, 2021. – №. 012039.
7. Серенсен, С. В. Малоцикловое сопротивление при повышенных температурах и несущая способность элементов конструкций / С. В. Серенсен // Материалы Все-союз. симпоз. по малоцикловой усталости при повышенных температурах. Челябинск. – 1974. – С. 8 - 15.
8. Серенсен, С. В. Несущая способность и расчет деталей машин на прочность: Руководство и справочное пособие. / С. В. Серенсен, В. П. Когаев, Р. М. Шнейдерович. – М. : Машиностроение, 1975. – 488 с.
9. Серенсен, С. В. Сопротивление материалов усталостному и хрупкому разрушению : Учебное пособие / С. В. Серенсен – М. – Автоиздат – 1975. – 192 с.
10. Биргер, И. А. Конструкционная прочность материалов и деталей ГТД. / И. А. Биргер, Б. Ф. Балашов, Р. А. Дульнев [и др.] – М. : Машиностроение, 1981. – 234 с.
11. Болотин, В. В. Прогнозирование ресурса машин и конструкций / В. В. Болотин. М.: Машиностроение. – 1984. – 312 с.
12. Когаев, В. П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени / В. П. Когаев. – М. : Машиностроение, 1977. – 232 с.

13. Когаев, В. П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность / В. П. Когаев, Н. А. Махутов, А. П. Гусенков. – М. : Машиностроение, 1985. – 223 с.
14. Иноземцев, А. А. Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок. / Иноземцев А. А., М. А. Нихамкин, В. Л. Сандрацкий. – М. : Машиностроение, 2008. – Т. 2 – 192 с.
15. Nozhnitsky Y. A. Probabilistic prediction of aviation engine critical parts lifetime / Y. A. Nozhnitsky, E. A. Lokshtanov, I. N. Dolgoplov [et al.] // Proceedings of the ASME Turbo Expo : 2006 ASME 51st Turbo Expo – 2006. – Barcelona. – P. 1025 – 1034.
16. Ножницкий, Ю. А. Конструктивно-технологические решения, обеспечивающие повышение прочностной надежности и ресурса дисков авиационных ГТД / Ю. А. Ножницкий, К. Д. Каримбаев, С. Д. Потапов // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). – 2011. – № 3-4(27). – С. 298 – 304.
17. Ножницкий, Ю. А. Экспериментальные исследования прочностной надежности перспективных газотурбинных двигателей / Ю. А. Ножницкий, Б. А. Балугев, Ю. А. Федина // Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета. – 2015. – Т. 19. – № 3(69). – С. 3 – 14.
18. Ножницкий, Ю. А. Обеспечение прочностной надёжности перспективных газотурбинных двигателей / Ю. А. Ножницкий // Проблемы и перспективы развития двигателестроения : Материалы докладов международной научно-технической конференции, Самара, 22–24 июня 2016 года. – Самара: Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва – 2016. – С. 158 – 159.
19. Ножницкий, Ю. А. Основные направления модернизации экспериментальной базы прочностных исследований газотурбинных двигателей / Ю. А. Ножницкий, Б. А. Балугев, Ю. А. Федина // Проблемы и перспективы развития двигателестроения : Материалы докладов международной научно-технической конференции. – Самара: Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва, – 2016. – С. 159-160.
20. Nozhnitsky, Yu. A. The Problem of Ensuring Reliability of Gas Turbine Engines / Yu. A. Nozhnitsky // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Samara, 28–30 сентября 2017 года. – Samara: Institute of Physics Publishing, 2018. – P. 012082.
21. Проблемы при формировании банка данных по конструкционной прочности ЦИАМ и пример использования банка данных при проектировании диска турбины / Б. Е. Васильев, Ю. А. Ножницкий, А. В. Сальников [и др.] // Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета. – 2018. – Т. 22. – № 2(80). – С. 45–54.

22. Темис, Ю. М. Моделирование термонапряжённого состояния ротора компрессора высокого давления с учётом вторичных течений в полостях / Ю. М. Темис, А. В. Селиванов, Г. Г. Юрченко // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). – 2011. – № 6(30). – С. 148–156.
23. Темис, Ю. М. Расчет напряженно-деформированного состояния свободных тел методом конечных элементов / Ю. М. Темис, Х. Х. Азметов // Математическое моделирование и численные методы. – 2018. – № 3(19). – С. 91–108.
24. Махутов, Н. А. Закономерности накопления малоцикловых повреждений с учетом эксплуатационных параметров процесса нагружения / Н. А. Махутов, М. М. Гаденин // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокосмическая техника. – 2019. – № 56. – С. 45–57.
25. Гогаев, Г. П. Совершенствование методов контроля выработки ресурса основных деталей ГТД / Г. П. Гогаев, Е. Ю. Марчуков, М. А. Богданов, И. А. Шубин // Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета. – 2019. – Т. 23. – № 2(84). – С. 10–16.
26. Елеонский, С. И. Накопление повреждений в окрестности отверстия при малоцикловой усталости по данным измерений локального деформационного отклика / С. И. Елеонский, Ю. Г. Матвиенко, В. С. Писарев, А. В. Чернов // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. – 2020. – Т. 86. – № 10. – С. 46–55.
27. Елеонский, С. И. Эволюция параметров механики разрушения в окрестности отверстия при малоцикловой усталости по данным моделирования трещины узкими надрезами / С. И. Елеонский, Ю. Г. Матвиенко, В. С. Писарев, А. В. Чернов // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. – 2020. – Т. 86. – № 9. – С. 52–62.
28. Петухов, А.Н. Конструкционная прочность металлических материалов и основных деталей ГТД: Учеб. Пособие. / А.Н. Петухов, Ю.А. Равикович – М.: Изд-во МАИ, 2013. – 128 с.
29. Arkhipov, A. N. Probabilistic life assessment of turbine vanes / A. N. Arkhipov, Y. E. Krasnovskiy, I. V. Putchkov // Proceedings of the ASME Turbo Expo – Vancouver, BC, 2011. – P. 733–740.
30. Arkhipov A. N. Effect of a Model and Boundary Conditions on the Results of Analyzing the Stress-Strain State of a Low-Pressure Compressor Rotor / A. N. Arkhipov, A. A. Matushkin, Y. A. Ravikovich [et al.] // Russian Aeronautics. – 2018. – Vol. 61. – No 4. – P. 509–516.
31. Туманов, Н. В. Моделирование устойчивого роста усталостных трещин в дисках турбины авиадвигателей при простом и сложном циклах нагружения / Н. В. Туманов, М. А.

Лаврентьева, С. А. Черкасова, А. Н. Серветник // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С. П. Королёва. – 2009. – № 3-1(19). – С. 188–199.

32. Белоусов, А. И., Прочностная надежность деталей турбомашин: Учеб. Пособие / А. И. Белоусов, И. А. Биргер // Куйбышев: КуАИ – 1983. – С. 75.

33. CHENG, J. A cycle-jump acceleration method for the crystal plasticity simulation of high cycle fatigue of the metallic microstructure / J. Cheng, Hu. Xiaohua, K. Michael // International Journal of Fatigue. – 2022. – 165. – № 107185.

34. Smith, K. N. A stress–strain function for the fatigue of metals (stress-strain function for metal fatigue including mean stress effect) / K. N. Smith, T. H. Topper, P. J. Watson. – 1970. – 5– P. 767–778.

35. Kumar, J. Analysis and Modeling of Thermal Signatures for Fatigue Damage Characterization in Ti–6Al–4V Titanium Alloy. / J. Kumar, S. G. Sundara Raman, V. Kumar // J. Nondestruct. Eval. – 2016. – V. 35 – P. 1–10.

36. Lemaitre, J. Engineering damage mechanics: ductile, creep, fatigue and brittle failures / J. Lemaitre, R. Desmorat – Springer: Berlin/Heidelberg Germany – 2005. – P. 396

37. Вахромеев А. М. Определение циклической долговечности материалов и конструкций транспортных средств / метод. указания. – М. – МАДИ – 2015. – С. 64.

38. Рыкунов, А. Н. Увеличение ресурса деталей газотурбинного двигателя на основе уточняющего расчета циклической долговечности / А. Н. Рыкунов, К. О. Никонов // Управление качеством на этапах жизненного цикла технических и технологических систем: Сборник научных трудов 3-й Всероссийской научно-технической конференции, Курск, – 2021. – С. 355-357.

39. Белоусов, А. И. Оценка интенсивности отказов диска турбины ГТД на этапе проектирования с учетом внезапных отказов / А. И. Белоусов, А. В. Грицин // Известия высших учебных заведений. Авиационная техника. – 2013. – № 4. – С. 30–33.

40. Arkhipov, A. N. Creation of models of fan blades according to airfoil measurements / A. N. Arkhipov, Y. A. Ravikovich, D. P. Kholobtsev // Proceedings of the ASME Turbo Expo : Turbomachinery Technical Conference and Exposition. – 2020. – P. 9.

41. Reuter, I. Probabilistic Structure-Mechanical Assessment of Rotor Discs Considering Geometry Variations / I. Reuter, T. Weiss, M. Voigt, K. [et al.] // Proceedings of the ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition – V. 7A. – USA. – 2013.

42. Beck J. A. Active Subspace Development of Integrally Bladed Disk Dynamic Properties due to Manufacturing Variations / J. A. Beck, J. M. Brown, A. A. Kaszynski, E. B. Carper. // ASME Turbo Expo – Oslo – 2018.

43. Болотин В. В. Влияние технологических факторов на механическую надежность конструкций из композитов // *Механика полимеров*. – 1972. – № 3. – с. 529-540.
44. Болотин В. В. Некоторые вопросы механики композитных полимерных материалов // *Механика полимеров*. – 1975. – № 1. – с. 126-131.
45. Болотин В. В., Щугорев В. Н. Влияние низкоскоростных ударов на остаточную прочность композитов // *Механика композитных материалов*. – 1993. – т. 29. – № 4. – с. 478-487.
46. Karimbaev, T. D. Fracture and wear of composite materials in interaction with a stream of abrasive particles / T. D. Karimbaev, Y. A. Nozhnitskii, V. I. Gundarov [et al.] // *Mechanics of Composite Materials*. – 1980. – Vol. 16. – No 2.
47. Каримбаев, Т. Д. Особенности испытаний на многоцикловую усталость образцов из полимерных композиционных материалов / Т. Д. Каримбаев, Д. В. Матюхин // *Прочность и надежность газотурбинных двигателей : Сборник научных трудов / Государственный научный центр РФ «Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова»*. – Москва. – 2020. – С. 226-232.
48. Каримбаев, Т. Д. Развитие новых методик определения характеристик прочности полимерных композиционных материалов для деталей авиационных двигателей / Т. Д. Каримбаев, Д. С. Пальчиков, Д. В. Афанасьев // *Прочность и надежность газотурбинных двигателей: Сборник научных трудов / Государственный научный центр РФ «Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова»*. – Москва. – 2020. – С. 218-222.
49. Каримбаев, Т. Д. Разработка и экспериментальные исследования неметаллических деталей и узлов горячей части перспективного газотурбинного двигателя / Т. Д. Каримбаев, М. А. Мезенцев, А. Ю. Ежов // *Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С. П. Королёва (национального исследовательского университета)*. – 2015. – Т. 14. – № 3-1. – С. 128–138.
50. Гуняев, Г. М. Углерод-углеродные композиционные материалы / Г. М. Гуняев, М. Я. Гофин // *Авиационные материалы и технологии*. – 2013. – № S1. – С. 62–90.
51. Аношкин А. Н. Технологии и задачи механики композиционных материалов для создания лопатки спрямляющего аппарата авиационного двигателя / А. Н. Аношкин, В. Ю. Зуйко, Г. С. Шипунов, А. А. Третьяков // *Вестник ПНИПУ. Механика*. – 2014. – № 4. – С. 5–43.
52. Anoshkin, A. N. Development of a structurally similar element of a helicopter blade with an active twist system / A. N. Anoshkin, P. V. Pisarev, V. A. Ashikhmin, E. Barkanov // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering : International Conference on Modern Trends in Manufacturing Technologies and Equipment 2019*. – Sevastopol. – 2020. – P. 044013.
53. Рогожникова, Е. Н. Расчет НДС и оценка прочности сегментированной цилиндрической оболочки из композиционных материалов с металлическими вкладышами / Е.

Н. Рогожникова, А. Н. Аношкин, Р. В. Бульбович // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Механика. – 2022. – № 1. – С. 102–114.

54. Pool, K. V. Erosive Wear of Composite Materials // K. V. Pool, C. K. H. Dharan, I. Finnie // Wear. – 1986. – V. 107. – Iss. 1. – P. 1–12.

55. Шульдешова, П. М. Влияние атмосферных условий и запыленности среды на свойства конструкционных органопластиков / П. М. Шульдешова, Г. Ф. Железина // Авиационные материалы и технологии. – 2014. – № 1(30). – С. 64–68.

56. Ерасов, В. С. Эрозионная стойкость авиационных материалов к воздействию твердых (пылевых) частиц / В. С. Ерасов, Е. А. Котова // Авиационные материалы и технологии. – 2011. – № 3 (20) – С. 30–36.

57. Зинин, А. В. Износ и эрозионная стойкость композитных элементов авиационного двигателя в газообразном потоке / А. В. Зинин, С. В. Добровольский, А. К. Лебедев [и др.] // Известия высших учебных заведений. Авиационная техника. – 2019. – № 4. – С. 156–162.

58. Ермаков, А. И. Параметрическое конечно-элементное моделирование пера лопатки ГТД средствами пакета ANSYS / А. И. Ермаков, А. Ю. Ткаченко // Проблемы и перспективы развития двигателестроения / Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королева. – Самара – 2003. – С. 206–209.

59. Нехорошев, М. В. Методика создания трёхмерных твёрдотельных моделей электродов-инструментов для импульсной электрохимической обработки деталей газотурбинных двигателей в CAD-системе с их параметрической связью с программным модулем профилирования / М. В. Нехорошев, Н. Д. Проничев, Г. В. Смирнов // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). – 2015. – Т. 14. – № 3-2. – С. 418–424

60. Рязанов, А. И. Реализация методики создания 3D параметрических моделей типовых деталей ГТД / А. И. Рязанов, А. В. Урлапкин, Л. А. Чемпинский // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2013. – Т. 15. – № 6-4. – С. 949–954.

61. Иванов, А. В. Параметризация геометрических моделей / А. В. Иванов, А. В. Гладилин // XXI век: итоги прошлого и проблемы настоящего плюс. – 2015. – № 2(24). – С. 22–29.

62. Архипов, А. Н. Построение 3D моделей лопаток вентилятора газотурбинного двигателя в CAD-системе по данным контрольно-измерительных мероприятий / А. Н. Архипов, Ю. А. Равикович, И. М. Федоров, Д. П. Холобцев // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. – 2017. – Т. 16. – № 3. – С. 7–16.

63. Автоматизированное построение параметрической модели рабочей лопатки вентилятора / А. Н. Архипов, Г. В. Кретинин, Ю. А. Равикович [и др.] // Вестник Уфимского

государственного авиационного технического университета. – 2019. – Т. 23. – № 4(86). – С. 65-73.

64. Пестрецов, С.И. CALS-технологии в машиностроении: основы работы в CAD/CAE-системах: учебное пособие / С.И. Пестрецов. – Тамбов: Изд-во ГОУ ВПО ТГТУ, 2010. – 104 с.

65. Arkhipov, A. N. Modeling of cyclic life for compressor rotor of gas turbine engine taking into account production deviations / A. N. Arkhipov, Y. A. Ravikovich, A. A. Matushkin, D. P. Kholobtsev // Proceedings of the ASME Turbo Expo : Turbomachinery Technical Conference and Exposition. – 2021.

66. Архипов, А. Н. Развитие критериев оценки эрозионной стойкости деталей авиационных двигателей из композиционных материалов / А. Н. Архипов, Ю. А. Равикович, Д. П. Холобцев, А. С. Шахов // Известия высших учебных заведений. Авиационная техника. – 2020. – № 4. – С. 116–120.

67. Ravikovich, Y.A. Criterion for evaluation of erosion of aviation engine parts from polymer composite materials / Y. A. Ravikovich, D. P. Kholobtsev, A. N. Arkhipov, A. S. Shakhov // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering : 18th International Conference "Aviation and Cosmonautics" : AviaSpace – 2019. – №. 012026.

68. Архипов, А. Н. Моделирование напряженно-деформированного состояния ротора КНД с учетом геометрических и весовых допусков / А. Н. Архипов, М. В. Волгина, А. А. Матушкин [и др.] // Научно-технический вестник Поволжья. – 2018. – № 10. – С. 61-68.

69. Биргер И. А. Сопротивление материалов: Учебное пособие / И. А. Биргер, Р.Р. Мавлютов – 1986. – 560 с.

70. Биргер, И. А. Конструкционная прочность материалов и деталей ГТД. / И. А. Биргер, Б. Ф. Балашов, Р. А. Дульнев [и др.] – М. : Машиностроение, 1981. – 234 с.

71. Петухов, А. Н. Сопротивление усталости деталей ГТД / А. Н. Петухов. – М: Машиностроение, – 1993. – 240 с.

72. Петухов А. Н. Особенности характеристик МЦУ и МнЦУ деформируемых и гранулированных сплавов для дисков ГТД при наличии концентрации напряжений в широком диапазоне температур / А. Н. Петухов // Вестник двигателестроения. – 2013. – № 2. – С. 245–250

73. Волгин, А. В. Исследование несущей способности дисков компрессоров газотурбинных двигателей на основе компьютерного моделирования разгонных испытаний: специальность 01.02.06 "Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры" : автореферат диссертации на соискание на соискание ученой степени кандидата технических наук / Волгин Александр Владимирович. – Рыбинск, 2012. – 145 с.

74. Bache, M. R. A review of dwell sensitive fatigue in titanium alloys: The role of microstructure, texture and operating conditions // *International Journal of Fatigue* – 2018. – V. 25 (9–11) – P. 1079–1087.
75. Петухов, А. Н. Сопротивление усталости дисков компрессоров / А.Н. Петухов, А.М. Вахрамеев // *Проблемы прочности* № 4 – 1983. – Киев. – 84–87 с.
76. Белоусов, А. И. Определение показателей прочностной надежности деталей ДЛА на этапе проектирования / А. И. Белоусов, А. В. Сафронов // *Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С. П. Королёва (национального исследовательского университета)*. – 2006. – № 2–1. – С. 296–301.
77. Белоусов, А. И. Определение факторов, оказывающих наибольшее влияние на показатели надёжности диска ГТД с учетом внезапных отказов / А. И. Белоусов, А. В. Грицин // *Вестник СГАУ*. – 2009. – № 3–1. – С. 277–283.
78. Белоусов, А. И. Оценка параметров прочностной надежности деталей ДЛА на этапе проектирования: учеб. пособие. / А. И. Белоусов, А. В. Грицин // Самара: СГАУ, 2006. – 115 с.
79. Зинин, А. В. Верификация расчётной модели и оценка технологии изготовления композитных деталей авиационных двигателей на основе динамических испытаний / А. В. Зинин, А. Н. Архипов, Д. П. Холобцев [и др.] // *Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение*. – 2019. – Т. 18. – № 4. – С. 52–63.
80. Arkhipov A. N. Probabilistic Assessment of Life for Gas Turbine Engine Parts Considering Manufacture Tolerances / A. N. Arkhipov, A. A. Matushkin, Y. A. Ravikovich [et al.] // *Russian Aeronautics*. – 2019. – Vol. 62. – No 3. – P. 455–462.
81. Архипов, А. Н. Влияние выбора модели и граничных условий на результаты расчета напряженно-деформированного состояния ротора компрессора низкого давления / А. Н. Архипов, М. В. Волгина, А. А. Матушкин [и др.] // *Известия высших учебных заведений. Авиационная техника*. – 2018. – № 4. – С. 8–13.
82. Многоцелевой палубный истребитель Грумман F-14 "Томкэт" : по материалам иностранной печати / ЦАГИ, ОНТИ ; сост.: И. Ю. Казакова, Т. Г. Дремлюга. – М. : ЦАГИ – 1986. – 73 с.
83. Конструкционная прочность материалов и деталей ГТД: руководство для конструкторов // *Труды ЦИАМ*. – 1979. - №835. – 522 с.
84. Lomakin, I. V. Design and Evaluation of an Experimental Technique for Mechanical and Fatigue Testing of Sub-Sized Samples / I. V. Lomakin, A. R. Arutyunyan, R. R. Valiev [et al.] // *Exp Tech* – V. 42. – 2018. – P. 261–270.

85. Равикович, Ю. А. Моделирование динамики и прочности основных деталей ГТД с учетом геометрических отклонений / Ю. А. Равикович, А. Н. Архипов, Д. П. Холобцев, А. С. Шахов // VIII международная конференция проблемы механики современных машин : Сборник статей конференции. – Улан-Удэ. – 2022. – С. 174–179.
86. Arkhipov, A. N. Calculation and Experimental Study of Low-Cycle Fatigue of Gas Turbine Engines Booster Drum / A. N. Arkhipov, Y. A. Ravikovich, D. P. Kholobtsev, A. S. Shakhov // *Inventions*. – 2022. – Vol. 7. – No 3. – № 49.
87. ГОСТ Р ИСО 16269-6-2005, группа Т59. Национальный стандарт российской федерации. Статистические методы. Статистическое представление данных. Определение статистических толерантных интервалов. .
88. Vinogradov, K. A. Robust multiphysics optimization for fan blade aerodynamic efficiency, structural properties and flutter sensitivity / K. A. Vinogradov, G. V. Kretinin, I. A. Leshenko [et al.] // *Proceedings of the ASME Turbo Expo : Turbomachinery Technical Conference and Exposition*. – Oslo. – 2018.
89. Егоров, И. Н. Многоуровневая робастная оптимизация осевого компрессора / И. Н. Егоров, Г. В. Кренин, И. А. Лещенко [и др.] // *Насосы. Турбины. Системы*. – 2014. – № 2(11). – С. 47-55.
90. Патент № 2355889 С2 Российская Федерация, МПК F01D 5/02. Способ расстановки лопаток ротора турбомашин : № 2007128639/06 : заявл. 25.07.2007 : опубл. 20.05.2009 / А. Л. Михайлов, В. В. Посадов ; заявитель Открытое акционерное общество "Научно-производственное объединение "Сатурн".
91. Патент № 2580980 С2 Российская Федерация, МПК F02C 7/045. Способ расстановки лопаток в рабочем колесе вентилятора авиационного двигателя : № 2014130620/06 : заявл. 24.07.2014 : опубл. 10.04.2016 / В. Ф. Копьев, Б. С. Замтфорт ; заявитель Российская Федерация в лице Министерства промышленности и торговли Российской Федерации (Минпромторг России).
92. Arkhipov A. N. Analysis of the Impact of Fan Blade Geometric Deviations on the Strength Properties / A. N. Arkhipov, A. A. Matushkin, Y. A. Ravikovich [et al.] // *Russian Aeronautics*. – 2019. – Vol. 62. – No 4. – P. 535-543.
93. Слободянюк, Л. И. Судовые паровые и газовые турбины и их эксплуатация / Л. И. Слободянюк, В. И. Поляков – Л. – Судостроение. – 1983. – 360с.
94. Архипов, А. Н. Анализ влияния геометрических отклонений рабочих лопаток вентилятора на прочностные характеристики / А. Н. Архипов, М. В. Волгина, А. А. Матушкин [и др.] // *Известия высших учебных заведений. Авиационная техника*. – 2019. – № 4. – С. 9-16.

95. Лопатин А. С. Обоснование диагностических признаков дисбаланса роторов / А. С. Лопатин, А. М. Марков, В. А. Смирнов, В. Л. Христензен // Техническая диагностика и неразрушающий контроль. – 2004. – № 2. – С. 36–39.
96. Arkhipov, A. N. Analysis of the geometric deviation influence on the aerodynamic characteristics of the fan blades / A. N. Arkhipov, E. V. Bugryashova, Y. A. Ravikovich, D. P. Kholobtsev, A. O. Shevyakov // Amazonia Investiga – Florencia – 2019. – V. 8 (22). – P. 443-452.
97. Ravikovich, Y. A. Influence of geometric deviations of the fan blade airfoil on aerodynamic and mechanical integrity. / Y. Ravikovich, D. Kholobtsev, A. Arkhipov, A. Shakhov // Journal of Physics: Conference Series, Moscow. – 2021. – №. 012042.
98. Ravikovich, Y. A. Application of composite materials in an upgraded engine low-pressure compressor for a regional passenger aircraft / Y. A. Ravikovich, A. N. Arkhipov, A. S. Shakhov, T. S. Erofeev // Inventions. – 2021. – Vol. 6. – No 3.