

Акционерное общество «ОДК-Авиадвигатель»,
ФГАОУ ВО «Пермский национальный исследовательский
политехнический университет»

На правах рукописи

Пивоварова Мария Владимировна

**РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ АНАЛИЗА И ОЦЕНКИ ИЗМЕНЕНИЯ
ВИБРОНАПРЯЖЕНИЙ ПРИ ИЗМЕНЕНИИ ГЕОМЕТРИИ ЛОПАТОК
ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ В ПРОЦЕССЕ ИХ ПРОЧНОСТНОЙ
ДОВОДКИ И ИХ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОМ ИССЛЕДОВАНИИ**

2.5.15 Тепловые, электроракетные двигатели и
энергоустановки летательных аппаратов

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель
доктор технических наук, профессор
Нихамкин Михаил Шмерович

Пермь – 2025

Оглавление

ВВЕДЕНИЕ	4
Глава 1. Анализ положения дел по проблеме исследований области диагностики, определения и снижения вибронапряжений	12
1.1 Вибронапряжения в лопатках компрессора ГТД. Причины высокого уровня вибронапряжений	13
1.2 Определение уровня вибронапряжений и резонансных режимов.....	16
1.3 Способы оценки изменения уровня вибронапряжений	25
Выводы по главе 1	48
Глава 2. Расчетный метод оптимального размещения тензорезисторов на деталях газотурбинного двигателя	51
2.1 Разработка расчетного метода оптимального размещения тензорезисторов на деталях газотурбинного двигателя	53
2.2 Верификация расчетного метода оптимального размещения тензорезисторов на деталях газотурбинного двигателя.....	69
Выводы по главе 2.....	80
Глава 3. Расчетный метод оценки изменения уровня вибронапряжений в лопатках компрессора ГТД.....	82
3.1 Объект исследования.....	82
3.2 Метод оценки изменения уровня вибронапряжений в лопатках на основе расчета вибрационных характеристик	84
3.3 Применение расчетного метода оценки изменения уровня вибронапряжений на лопатке КВД.....	99
Выводы по главе 3	115
Глава 4. Корректировка алгоритма прочностного проектирования и доработки лопаток	117

4.1	Применение расчетного метода оценки изменения уровня вибронапряжений на лопатке КВД.....	117
4.2	Применение расчетного метода оценки изменения уровня вибронапряжений на лопатке КВД.....	119
	Заключение	125
	Список литературы	127
	Приложение А	142
	Приложение Б	143

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. Согласно Стратегии научно-технологического развития Российской Федерации от 28.02.2024, приоритетным направлением в гражданской авиации является создание современных самолетов с отечественными двухконтурными газотурбинными двигателями нового поколения в рамках современных реалий увеличения темпов производства авиационного двигателестроения с необходимым импортозамещением материалов, программного обеспечения и систем автоматизации. Современные газотурбинные двигатели должны отвечать требованиям по обеспечению необходимой надежности и безопасности. Так как лопатки – самые массовые детали в авиационных двухконтурных двигателях, то поломка даже одной лопатки может привести к фатальным последствиям для работы двигателя в целом. Важной задачей при разработке газотурбинных двигателей является необходимость обеспечить надежность и безопасность работы лопаток с низким уровнем динамических напряжений. Своевременное определение действующих динамических напряжений в лопатках с большой точностью помогает решить данную задачу.

Тенденции создания современных газотурбинных двигателей приводят к уменьшению массы двигателя и увеличению КПД. Для реализации этих требований в конструкциях двигателей появились лопатки со сложным профилем пера, широкохордные лопатки компрессора, лопатки турбин из монокристаллического сплава с анизотропными свойствами и т.д. С одной стороны, усложнение профиля приводит к возникновению изгибно-крутильных форм колебаний, для которых зачастую невозможно зафиксировать традиционным расположением тензорезисторов максимальный уровень вибронапряжений при испытании. С другой стороны, вследствие повышенного уровня вибраций возникает большинство поломок лопаток, имеющих усталостный характер разрушения. Поломка одной лопатки обычно приводит к лавинообразному процессу повреждения или разрушения других лопаток, нарушению балансировки

ротора, помпажу и другим серьезным последствиям. Для предупреждения таких поломок определяются динамические напряжения в лопатках. Для таких испытаний требуется специальная подготовка лопаток, они должны быть препарированы тензорезисторами. Для регистрации сигналов от тензорезисторов применяется тензометрическая аппаратура и токосъемники, имеющие ограниченное число каналов. Из-за ограниченной емкости токосъемников и низкого ресурса датчиков специальную сборку двигателя приходится повторять. Всё это делает исследование дорогостоящим и длительным. В последние годы проводятся работы, направленные на то, чтобы снизить трудоемкость испытаний по обеспечению усталостной прочности лопаток за счет применения новых методов определения амплитуды колебаний лопаток, применения новых типов датчиков, переноса части испытаний с натурального двигателя на специальные стенды.

Критически важно на этапе подготовки испытаний правильно выбрать расположение и ориентацию тензорезисторов на поверхности пера лопатки. Сложность в разработке схемы препарирования лопаток тензорезисторами состоит в том, что она должна обеспечивать надежное измерение максимальных амплитуд вибронапряжений на всех возможных резонансных режимах с различными собственными формами. Ошибка в схеме препарирования может привести к заниженной оценке динамических напряжений и неправильной оценке коэффициентов запаса.

Зачастую по итогам экспериментальных исследований натурального двигателя проявляются резонансы в основном диапазоне работы двигателя с высокими динамическими напряжениями, что приводит к необходимости дорабатывать лопатки с целью снижения динамических напряжений. Это достигается, в частности, изменением геометрии лопатки с последующей проверкой при испытаниях натурального двигателя. В отдельных случаях с первой попытки не удается получить нужный результат, что приводит к временным и финансовым потерям.

Методы определения вибронапряжений в лопатках на этапе проектирования в настоящее время разработаны недостаточно. Расчетный метод оценки изменения уровня динамических напряжений при изменении геометрии лопатки в процессе ее прочностной доводки повысит качество проектирования, что значительно сократит время и финансовые затраты.

Несмотря на достигнутые успехи в развитии теории определения и оценки вибронапряжений (Б.Ф. Шорр, М.Е. Колотников, А.Л. Михайлов, О.В. Репецкий, В.А. Фролов, Р.В. Журавлев, А.Э. Кухтинский, А.А. Дегтярев, Ю.С. Воробьев и др.), многие вопросы остаются нерешенными. Методы решения задач по определению динамических напряжений с большой точностью и методы оценки изменения динамических напряжений в лопатках отстают от современных требований создания авиационных двигателей.

Исходя из вышеперечисленного, актуальность настоящего исследования обусловлена потребностью в развитии подходов к обеспечению усталостной прочности лопаток и, в частности, к разработке схем препарирования, а также в разработке подхода, при котором будет осуществляться снижение объема доводочных испытаний за счет приближенного расчетного прогнозирования изменения вибронапряжений в лопатке при изменении геометрии ее профильной части.

Степень разработанности темы исследования. Формированию основных методов и способов испытаний газотурбинных двигателей и газогенераторов с имитацией условий эксплуатации, посвящены работы В.М. Акимова, В.И. Бабкина, Г.М. Горбунова, В.А. Григорьева, А.А. Иноземцева, Б.М. Клинского, Н.Д. Кузнецова, В.Я. Левина, В.Н. Леонтьева, Е.Ю. Марчукова, Ю.И. Павлова, Л.С. Скубачевского, В.А. Скибина, Э.Л. Солохина, А.А. Шишкова и др. Проблемы автоматизации таких испытаний рассмотрены в работах В.Г. Августиновича, Р.И. Адгамова, Д.А. Ахмедзянова, М.М. Берхеева, С.Н. Васильева, Ф.Д. Гольберга, О.С. Гуревича, А.А. Шевякова, Г.П. Шибанова и др. Существенный вклад в создание и развитие испытательных комплексов и установок внесли коллективы Национального газотурбинного

института (Англия), НИЦ ЦИАМ им. П.И. Баранова (Россия), НИЦ им. Льюиса (США), НИЦ им. Ленгли (США), НИЦ им. Арнольда (США), «ОДК-Авиадвигатель» (Россия), «ОДК-Кузнецов» (Россия), «ОДК-Сатурн» (Россия), Университета Штутгарта (Германия) и др. Вместе с тем, вопросы проведения испытаний с подогревом и наддувом воздуха на входе газогенератора на начальных этапах создания, в частности, вопросы автоматизации таких испытаний, получили недостаточное освещение в специализированной литературе. Например, такие теоретические и прикладные задачи, как математическое и алгоритмическое обеспечение технологического процесса испытаний газогенератора разработаны менее детально. Решению этих и некоторых других задач посвящена представленная диссертация.

Цель исследования. Разработка расчетных методов анализа и оценки изменения вибронапряжений при изменении геометрии лопаток в процессе их прочностной доводки.

Задачи исследования заключаются в следующем:

1. Разработка расчетного метода оптимального размещения тензорезисторов на деталях (в том числе на лопатках) газотурбинного двигателя.
2. Разработка расчетного метода анализа и оценки изменения уровня вибронапряжений в лопатках ГТД при изменении геометрии лопаток в процессе их прочностной доводки.
3. Верификация и валидация разработанных методов на лопатках двухконтурного газодинамического двигателя для гражданской авиации.
4. Корректировка алгоритма прочностного проектирования и подготовки испытаний лопаток газотурбинного двигателя с учетом разработанных методов.

Объект исследования представляет собой компрессорные и турбинные лопатки низкого и высокого давления.

Предмет исследования представляет собой динамические напряжения в лопатках газотурбинного двигателя.

Научная новизна исследования. При выполнении диссертационной работы получены следующие результаты, обладающие научной новизной:

1) разработан новый расчетный метод оптимального размещения тензорезисторов на деталях ГТД (в том числе на лопатках) при экспериментальном исследовании;

2) разработан новый расчетный метод оценки изменения уровня вибронпряжений в лопатках ГТД при изменении ее геометрии на этапе проектирования для обеспечения допустимого уровня вибронпряжений;

3) введены новые понятия: коэффициент чувствительности форм колебаний тензорезистора (ЧТФК), коэффициент «покрытия» собственных форм колебаний и коэффициент изменения максимальных динамических напряжений в лопатке при изменении ее геометрии в процессе прочностной доводки.

Теоретическая значимость исследования заключается в:

1) обобщении и систематизации материалов по теме исследования;

2) представлении научного обоснования разработанных расчетных методов анализа и оценки изменения вибронпряжений при изменении геометрии лопаток газотурбинных двигателей в процессе их прочностной доводки и их экспериментальном исследовании;

3) корректировке:

- алгоритма прочностного проектирования при изменении геометрии лопаток в трехмерной постановке на этапе технического проекта;
- алгоритма экспериментального исследования на подготовительном этапе.

Практическая значимость исследования заключается в следующем:

1) сокращение временных и финансовых затрат при подготовке и проведении испытаний натурального двигателя, проектировании и прочностной доработке компрессорных и турбинных лопаток;

2) скорректирован алгоритм прочностного проектирования и подготовки испытаний лопаток газодинамического двигателя, что позволяет существенно сократить временные и финансовые затраты при подготовке и проведении

испытаний натурального двигателя, проектировании и прочностной доработке компрессорных и турбинных лопаток;

3) разработан алгоритм, позволяющий обеспечить допустимый уровень динамических напряжений на компрессорных и турбинных лопатках и осуществить отстройку от опасных резонансов;

4) разработан алгоритм, позволяющий повысить качество планирования экспериментального исследования по определению динамических напряжений в лопатках. Данный подход реализован в комплексе программ, написанном на языке Visual Fortran 6.0 и адаптированном для работы с программным продуктом конечно-элементного анализа;

5) выпущен Руководящий технический материал (РТМ), сформированный на основе результатов исследования и внедренный в технологический процесс на АО «ОДК-Авиадвигатель», г. Пермь, Россия;

6) на основании расчетного метода оптимального расположения тензорезисторов разработана лабораторная работа для студентов ПНИПУ.

Методология и методы исследования основаны на применении теории газотурбинных двигателей, теории механики деформируемого твёрдого тела, в том числе на известных способах расчетного и экспериментального определения собственных форм и частот колебаний и численном моделировании с использованием метода конечных элементов, а также принципов оптимизации.

Основные положения исследования, выносимые на защиту, включают:

1) расчетный метод оптимального размещения тензорезисторов на лопатках ГТД при экспериментальном исследовании;

2) расчетный метод оценки изменения уровня вибронапряжений в лопатках ГТД при изменении ее геометрии для обеспечения допустимого уровня вибронапряжений;

3) результаты верификации и валидации разработанных методов на лопатках двухконтурного газодинамического двигателя для гражданской авиации;

4) корректировка алгоритма прочностного проектирования при изменении геометрии лопаток в трехмерной постановке на этапе технического

проекта и алгоритма экспериментального исследования на подготовительном этапе с учетом применения разработанных методов.

Степень достоверности результатов исследования обеспечивается применением фундаментальных физических законов механики деформируемого твердого тела и подтверждается качественной и количественной сходимостью результатов расчета и эксперимента; применением сертифицированного и лицензионного программного обеспечения.

Личный вклад. Автором проведен анализ научно-технической литературы по тематике диссертационного исследования, сформулированы цель и задачи, обоснован выбор методов исследования, самостоятельно разработаны соответствующие математические модели и проведена разработка методов анализа и оценки изменения уровня вибронапряжений. На основании разработанных методов автором сформулирован новый подход при планировании экспериментальных исследований лопаток ГТД, а также сформулирован усовершенствованный алгоритм проектирования и доработки компрессорных и турбинных лопаток. Кроме того, автором проведен комплекс расчетно-аналитических работ, заключающихся в настройке расчетных моделей статорных и роторных лопаток компрессора и турбины ГТД; анализ расчетных и экспериментальных данных направленных на доказательную базу состоятельности разработанных методов. Непосредственно занимался разработкой программных продуктов, написанных на языке Visual Fortran 6.0 и адаптированных для работы с программным продуктом конечно-элементного анализа. Основные результаты получены, обработаны и интерпретированы автором лично.

Апробация результатов исследования проводилась на международных, всероссийских и региональных конференциях и семинарах: Международном Научно-техническом форуме двигателестроения (НТКД-2014) (Москва, ЦИАМ, 2014), Всероссийской конференции «Аэрокосмическая техника, высокие технологии и инновации – 2015» (Пермь, ПНИПУ, 2015), Всероссийской научно-технической конференции «Авиадвигатели XXI века» (Москва, ЦИАМ им. П.И. Баранова, 2015), Всероссийской конференции «Аэрокосмическая техника,

высокие технологии и инновации – 2018» (Пермь, ПНИПУ, 2018), XVIII Международной конференции «Механика, ресурс и диагностика материалов и конструкций» (г. Екатеринбург, 27–31 мая 2024 г.), ISMAR-2024 (г. Новосибирск, 1–5 июля 2024 г.), Научно-техническом форуме двигателестроения (НТКД-2024) (г. Москва, 23–25 октября 2024 г.)

Диссертационная работа реализована на предприятии АО «ОДК-Авиа-двигатель», также результаты исследования включены в содержание дисциплины «Ресурсное проектирование и надежность авиационных двигателей» ФГАОУ ВО «Пермский национальный исследовательский политехнический университет».

Публикации. Основные положения исследования опубликованы в 17 работах. В их числе две – в научном издании, индексируемом в международной базе цитирования Scopus, три – в научных изданиях, включенных в Перечень рецензируемых научных изданий. Остальные двенадцать работ опубликованы в материалах конференций.

Структура и объем диссертации. Диссертация включает в себя введение, четыре главы, заключение, список литературы, а также приложения. При этом диссертация содержит 143 страницы, 30 рисунков и 12 таблиц, список литературы включает 125 наименований.

ГЛАВА 1. АНАЛИЗ ПОЛОЖЕНИЯ ДЕЛ ПО ПРОБЛЕМЕ ИССЛЕДОВАНИЙ ОБЛАСТИ ДИАГНОСТИКИ, ОПРЕДЕЛЕНИЯ И СНИЖЕНИЯ ВИБРОНАПРЯЖЕНИЙ

В настоящее время в авиационном двигателестроении остро стоит вопрос анализа и оценки изменения уровня вибронапряжений в лопатках газотурбинного двигателя (ГТД). При проектировании авиационного газотурбинного двигателя актуальной является задача обеспечения допустимого уровня вибронапряжений деталей на резонансных режимах. Существует множество экспериментальных и расчетных методик определения уровня вибронапряжений, способов отстройки от резонансных режимов.

Несмотря на достигнутые успехи в развитии теории определения и оценки изменения уровня вибронапряжений (Б.Ф. Шорр, М.Е. Колотников, А.Л. Михайлов, О.В. Репецкий, В.А. Фролов, Р.В. Журавлев, А.Э. Кухтинский, А.А. Дегтярев, Ю.С. Воробьев [13, 15, 16, 32, 37, 36, 43–46, 75, 76, 84] и др.), многие вопросы остаются нерешенными. Методы их решения и методологическая база отстают от современных требований создания авиационных двигателей. У каждого подхода решения прикладных задач имеются свои особенности.

Экспериментальный подход является ведущим в определении уровня вибронапряжений. Для ухода от режима с высоким уровнем вибронапряжений применяют отстройки от резонансных режимов. Отстройка в свою очередь не позволяет получить необходимых сведений об изменении уровня вибронапряжений. Метод резонансной отстройки не всегда возможно применить, так как область режимов работы двигателя обширна, также от всех резонансных режимов невозможно отстроиться, поэтому приходится выбирать те, по которым невозможно достигнуть снижения напряжений.

В связи с этим актуальность настоящего исследования обусловлена потребностью в разработке расчетных методов анализа и оценки изменения уровня вибронапряжений. Необходимость в усовершенствовании алгоритма проектирования лопаток компрессора ГТД с учетом применения разработанных

методов является еще одной важной задачей в проектировании авиационных двигателей.

1.1. Вибронапряжения в лопатках компрессора ГТД. Причины высокого уровня вибронапряжений

В данной главе представлен анализ причин возникновения вибраций элементов конструкции, наиболее подверженных вибрациям.

Вибрации лопаток газотурбинного двигателя авиационного типа могут быть вызваны целым рядом причин [1], главные из которых:

- источники вибрации лопаток, кратные частоте вращения ротора;
- дисбаланс роторов;
- несоосность роторов, соединенных последовательно между собой;
- торцевые биения подшипников и др.;
- источники вибрации с частотой, отличной от кратных частот вращения ротора;
- неравномерность потока воздуха на входе в двигатель;
- несоосность роторов и связывающих их шлицевых соединений;
- задевание ротора о статор;
- неравномерность зацепления в зубчатых передачах и др.

Статистические данные за 1991...1998 гг. по повреждаемости деталей ротора отечественных паровых турбин приведены в работе А.Ф. Медникова [2]. Основными деталями, подверженными повреждениям, являются рабочие лопатки (46,8 %), а затем уже валы ротора (17 %), муфта (12,8 %) и т.д. Исчерпание запасов прочности и усталости стало причиной 50 % повреждений рабочих лопаток.

На примере закрученного стержня рассмотрены колебания лопаток и на примере круглой пластины переменной толщины – колебания рабочих колес (диск) в работе [3], построены резонансные диаграммы. Анализ дифференциальных уравнений, описывающих колебания лопаток с различным способом закрепления, выявил факторы, влияющие на собственные частоты колебаний лопаток. На

низшие формы колебаний лопаток наибольшее влияние оказывают центробежные силы, на крутильные колебания центробежные силы практически не влияют, так как при кручении у лопатки не создается «плечо». Изменение геометрии оказывает наибольшее влияние на частоту. Мероприятия по изменению геометрии лопатки влияют на ее жесткость, которая определяется теми участками, где имеются большие относительные деформации (вблизи мест закрепления или узловых линий), а инерционные свойства – теми участками, где имеются большие перемещения (вдали от мест закрепления и других зон с максимальной кривизной по формам колебаний). В работе описываются мероприятия по отстройке от опасных резонансов для рабочих колес и мероприятия по снижению динамических напряжений. Упор делается на применение демпфирования, частотную отстройку и уменьшение силы, вызывающей колебания.

В работе В.С. Залужского, П.Н. Плотников [4] представлен анализ поломок лопатки последней ступени паровой турбины Т-250/300-240. Наибольшее число повреждений (до 45 %) приходится на обрыв лопаток. Внедрение в конструкцию цельнофрезерованного бандажа с целью препятствия раскрутке лопатки под действием центробежных сил предложено в качестве решения этой проблемы. В работе отмечено, что полка обеспечивает поглощение энергии вибраций, которая переходит в работу сил трения на контактных поверхностях бандажной полки.

В.М. Капралов в своей статье [5] уделяет особый интерес причинам срывного характера при колебаниях лопаток осевого компрессора, выделяя нестабильность. Быстрое усталостное разрушение лопаток компрессора связано со способностью разрывающего срыва (следа) в газоздушном потоке иногда переходить во вращающийся срыв, при котором на рабочих режимах компрессора проявляются высокие переменные напряжения отдельных лопаток. Переменные механические напряжения регистрируются во всем рабочем диапазоне частот вращения роторной системы в установившихся режимах. Автором были подробно исследованы зоны частоты вращения ротора с повышенными натяжениями в лопатках. Динамический процесс напряженности лопаток на отдельном режиме двигателя представлялся в виде вариационного ряда размахов. Спектрограмма динамических напряжений

лопаток турбомашин позволяет идентифицировать вращающийся срыв, а также определить угловую скорость перемещения срывных зон. По вибрационному состоянию лопаток осевого компрессора определяют газодинамическую неустойчивость в виде вращающегося срыва, а по спектру их колебаний оценивают относительную частоту вращающегося срыва. Вибрационная напряженность лопаток при вращающемся срыве носит нестационарный характер и может создавать условия для их усталостных поломок.

Авторами работы [6] представлены несколько причин возникновения повышенных вибраций газотурбинных двигателей в процессе стендовых испытаний. А именно: проскальзывание наружной обоймы подшипника опоры, несоблюдение геометрических параметров гидродинамического демпфера с упругими кольцами и условий подачи в него смазки, неудовлетворительная укладка двигателя на подmotorную раму, задевание отдельных элементов роторов, их подклинивание, вращающийся срыв. В работе продемонстрировано применение современных методов обработки и анализа вибрационных процессов. Авторами предложена типовая методика диагностики причин повышенной вибрации ГТД с использованием наиболее эффективных методов обработки сигналов. Методика подтверждена многолетней практикой её применения. Данная методика может применяться в условиях испытательного стенда и в эксплуатации при оценке технического состояния двигателей.

Работы К.Н. Боришанского [7–11] направлены на изучение и предотвращение возникновения повышенных вибраций рабочих лопаток паровых турбин. Автор особо уделил внимание возникновению автоколебаний бандажированных лопаток в процессе эксплуатации. Разработаны методики регистрации и оценки уровня автоколебаний лопаток, основанные на дискретно-фазовом методе. Представлены мероприятия для снижения влияющих на погрешность измерения амплитуды автоколебаний лопаток. Автор акцентирует внимание на обязательной диагностике и контроле состояния лопаток в процессе эксплуатации как превентивной меры по борьбе с поломками.

1.2. Определение уровня вибронпряжений и резонансных режимов

Определение уровня вибронпряжений, резонансных режимов с высоким уровнем вибрации является одной из важных задач при проектировании газотурбинных двигателей. Выделяют два этапа: расчетный и экспериментальный. При проверке множества вариаций конструкции на соответствие допустимому уровню вибраций целесообразнее провести серию расчетов и выбрать оптимальный вариант. Затем уже подтвердить расчетные данные экспериментом.

1.2.1. Этап расчетных работ

Целью исследования [12] является проведение численного исследования вибраций лопатки ротора четвертой ступени газовой турбины при действии внешнего переменного газодинамического давления и оценка возможности возникновения автоколебаний или разрушающего флаттера. Задачи решались в нестационарной постановке со схемой второго порядка по времени. Уравнения баланса массы и уравнения баланса импульса решались совместно (метод Рай-Чоу). Уравнения баланса энергии и уравнения переноса турбулентных характеристик решались отдельно от уравнений баланса импульса и уравнений баланса массы. Осуществлен анализ результатов расчета колебаний рабочей лопатки газовой турбины при изменении расхода на 20 % и 40 %, превышающего номинальный режим. Превышение расходов на 20 % существенно не изменило картину колебаний. Возрастание расходов на 40 % привело к увеличению частоты колебаний основной гармоники. Отмечено, что основной частотой колебаний в данном случае оказалась частично близкой ко второй собственной частоте. Основная форма колебаний из изгибающей перешла в крутильную.

Группой специалистов в составе Р.В. Журавлева, Р.А. Диденко, Н.С. Лугининой, Д.В. Габова [13] был разработан метод прогнозирования уровня вибронпряжений в лопатках ГТД. Особенностью метода является изучение влияния неравномерности газового потока на напряженно-деформированное состояние деталей ГТД с целью прогнозирования и оценки уровня вибронпряжений ответственных деталей ГТД. После проведения ряда расчетных

работ по определению вибрационных характеристики, газодинамических расчетов в стационарной постановке и расчета совместной задачи газодинамики и прочности с применением метода FSI (нестационарная постановка) строятся диаграмма Кемпбелла, зависимости изменения давления от времени, диаграммы изменения уровня главных напряжений лопатки в зависимости от времени и частотная диаграмма главных напряжений. По результатам решения данной задачи определен уровень напряжения и деформаций рабочей лопатки; с помощью преобразования Фурье нестационарных аэродинамических нагрузок выявлены наиболее опасные формы колебаний. Авторы отмечают, что результаты расчетов имеют хорошее согласование с экспериментальными данными.

В работе [14] затронута одна из основополагающих задач при определении НДС – качество конечно-элементной модели (КЭМ). Особенностью методики авторы называют возможность построения КЭМ без дополнительного перестроения конечно-элементной сетки и повторных расчетов конструкции. Алгоритм включает в себя следующие пункты: 1) построение трехмерной твердотельной модели в формате .prt, экспорт модели в ANSYS и ее разбиение конечными элементами типа SOLID45, после выполняется модальный анализ и определяется статическая податливость; 2) определяют эквивалентные массы конструкции; 3) прикладывается сосредоточенная масса к модели, и выполняется статический анализ (определяются перемещения и статическая податливость); 4) проводится сравнение статической податливости, полученной обоими способами, где узлы с различными значениями обладают низкой точностью. Имеет значение характер нагрузки. В работе представлено вычисление статической податливости при приложении в каждом узле трех взаимно-перпендикулярных сил. Апробация методики была проведена на пластинке и на лопатке вентилятора двухконтурного турбореактивного двигателя.

В ряде статей [15, 16] представлена расчетная оценка вибрационных характеристик деталей авиационных двигателей. Авторами решается задача в трехмерной постановке с помощью конечно-элементного пакета ANSYS. По результатам расчетной оценки были построены резонансные и дисперсионные

диаграммы. Определены собственные формы и частоты. Выявлены опасные резонансные режимы работы детали.

1.2.2. Этап экспериментальных работ

Многие авторы отмечают необходимость проведения экспериментальных работ по определению уровня вибронпряжений, резонансных режимов и разработке методик под конкретные задачи. В исследованиях важно отследить опасное влияние резонансных режимов на целостность конструкции. Получение зависимостей, оценивающих несущую способность мостовых конструкций, стало целью исследования в [17]. Уникальность данной работы состоит в экспериментальном исследовании реально существующих конструкций сталежелезобетонных мостов через реки Томь и Искитимка в городе Кемерово, а также через реку Яю в селе Большое Дорохово.

Группа авторов из Швейцарии [18] также поднимает проблему высоких вибронпряжений с увеличением газодинамического параметром и уменьшением массы двигателя. Грамотное определение реальных вибронпряжений на деталях в процессе испытаний играет весомую роль в проектировании двигателя. Для этого авторы провели экспериментальное и математическое исследование статических и динамических нагрузок. Объектами исследования стали направляющие и рабочие лопатки компрессора. Определение вибрационных характеристик осуществлено расчетным путем с помощью метода конечных элементов. Экспериментальное исследование было проведено с использованием датчиков давления и тензорезисторов. По итогам работы авторы пришли к хорошему соответствию расчетных и экспериментальных данных. Было показано, что максимальные статические и динамические напряжения на рабочих лопатках располагаются в разных зонах. Показано соотношение максимальных напряжений и выходных параметров, а также большое влияние граничных условий.

В работах [19, 20] приведены результаты исследования динамической прочности деталей авиационного двигателя с использованием бесконтактных датчиков. Авторы работы [19] исследуют лопатку турбины высокого давления в составе полноразмерного двухконтурного турбореактивного двигателя при

стендовых испытаниях в условиях повышенных температур рабочей среды. Исследованы пульсации потока в широком частотном и температурном диапазонах на основе микроволновых технологий. Разработан измеритель для применения в системе бесконтактной диагностики колебаний деталей роторов турбомашин. Авторы работы [20] говорят об применение бесконтактных датчиков с чувствительными элементами на поверхностных акустических волнах (ПАВ). В исследовании демонстрируется возможность использовать подложки из лангасита для создания ПАВ-датчиков крутящего момента в условиях работы при высоких температурах. Уникальность исследования заключается в возможности создания беспроводного ПАВ-датчика вибродеформации для вращающихся объектов, функционирующего без токосъёмных устройств.

В работе [21] описано экспериментальное исследование роста усталостных трещин современного военного самолета с использованием тензодатчика SHMS (автоматические системы мониторинга работоспособности конструкции). Выбор тензодатчиков SHMS основан на хорошей работоспособности и подтверждении характеристик во многих летных испытаниях компаний Patria, Emmeson и Технического исследовательского центра Финляндии. Основным преимуществом применения SHMS является раннее обнаружение трещин и сравнительно невысокая стоимость, что способствует снижению стоимости эксплуатации самолета.

На данный момент разработано множество методик экспериментального определения вибронапряжений с использованием различных типов тензодатчиков. В [22] приведено поэтапное выполнение лабораторного исследования, реализующего методику экспериментальной оценки вибросостояния лабораторной модели авиадвигателя на резонансных режимах работы. Автором предлагается расчетным путем определить значение собственных частот модели, а затем подтвердить эти значения экспериментальным путем.

В работе [23] рассматриваются в качестве источника возбуждения колебаний, проявившихся в процессе работы двигателя, переменные силы (дисбаланс), приводящие к целому ряду дефектов двигателя. Авторы отмечают, что необходимо

определять уровень вибраций и режимы, при которых проявились наибольшие вибрации, в процессе специальных испытания двигателя с тензометрированием различными типами датчиков (контактные, индуктивные, пьезоэлектрические, сейсмические и др.)

Метод тензометрирования имеет как ряд преимуществ, так и ряд недостатков. Например, это один из самых легкорезализуемых методов экспериментального исследования. Но эффективность этого метода на сложных формах колебаний может быть достаточно низкой из-за недостатков пространственной разрешающей способности, ограниченности размеров и предельной плотности размещения тензорезисторов [24]. В работах [24–27] предлагается проводить экспериментальное исследование собственных форм и частот колебаний с помощью методов лазерной виброметрии и ударного модального анализа. Показаны достоинства предложенных методов и проведена отработка методов на рабочих колесах турбомашин. В этих работах осуществлена оценка погрешности определения собственных частот колебаний лопаток с помощью вычисления коэффициента вариации для обоих методов, а также вычислено расхождение этих методов относительно друг друга.

Критически важно на этапе подготовки испытаний правильно выбрать расположение тензорезисторов на поверхности пера лопатки. Сложность в разработке схемы препарирования лопаток тензорезисторами состоит в том, что она должна обеспечить надежное измерение максимальных амплитуд вибронпряжений на всех возможных резонансных режимах с различными собственными формами. Количество тензорезисторов, которое может быть установлено на одной лопатке, ограничено возможностями измерительной аппаратуры (количество каналов аппаратуры тензометрирования, емкость токосъемников). Ошибка в схеме препарирования может привести к заниженной оценке динамических напряжений и неправильной оценке коэффициента запаса. В исследовании [26] разработана методика оптимального расположения тензорезисторов на поверхности лопатки, сформулированы критерии оптимизации и ограничения. При этом не предусмотрен анализ потенциально опасных форм

колебаний, которые могут возникать на тех или иных режимах работы двигателя. Это может привести к тому, что отдельные резонансные колебания не будут зарегистрированы при тензометрировании.

Тензометрирование – самый распространённый метод исследования вибронпряжений деталей турбомашин, что отражено во многих работах. Например, в работе [28] исследуются лопатки 15-ступенчатого осевого компрессора на испытательном стенде. Авторы располагают тензорезисторы на лопатках в местах максимальной чувствительности на основе расчетных исследований. На каждую расчетную форму колебаний стоит свой тензорезистор. В результате определены наиболее критические частоты вращения ротора компрессора для назначения проходных режимов и частоты вращения для использования их как основные режимы работы компрессора.

Тензометрирование, помимо стендовых испытаний, также применяется и в лабораторных исследованиях лопаток, что описано в работе [29]. Авторы исследовали турбинную лопатку для получения распределения переменных вибронпряжений, которые показывают, что максимальные напряжения возникают в корневом сечении лопаток. Также в работе установлено влияние геометрических и физико-механических характеристик на величину вибронпряжений. Экспериментальным путем подтверждено, что бандажная полка существенно увеличивает жесткость лопатки, снижает амплитуду колебаний.

В работах [30, 31] рассматривается экспериментальное исследование вибрационных характеристик вентиляторной лопатки из титана и композитного материала с помощью двух независимых экспериментальных методов: трехкомпонентная сканирующая лазерная виброметрия и анализ мод воздействия. Также проведено сравнение результатов эксперимента с математическим моделированием. По итогам работы авторы показывают, что результаты численного моделирования хорошо согласуются с экспериментальными данными. Таким образом, результаты исследования могут быть использованы для корректировки резонансных колебаний и проверки расчетных моделей.

Еще один подход к определению вибраций в лабораторных условиях приведен в работе [32]. Упор здесь делается на методы снижения вибрации: вибродемпфирование, отстройка от резонанса, виброгашение, виброизоляция и динамическое виброгашение.

В работе А.Л. Михайлова, С.В. Крюкова [33] описан метод вибродиагностики упругих тел, основанный на использовании их собственных форм колебаний в качестве диагностического признака. Предлагается использовать одновременно амплитуды u двух точек наблюдения A и B_j на исследуемой детали при колебаниях конструкции по k -й собственной форме колебаний (Рисунок 1.1), в качестве диагностического параметра – отношение измеренных амплитуд в этих точках (виброперемещения, вибронапряжения, виброскорости или виброускорения, т.е. любой параметр, определяющий форму колебания системы), что, по сути, определяет отношение эквивалентных масс детали в указанных точках. При изменении этого параметра (амплитудной функции) по отношению к исходному значению дефект считается обнаруженным. Анализ расчетных и экспериментальных данных проделанной работы показал, что с развитием дефекта изменение собственных частот колебаний происходит медленно, в то время как изменение собственных форм колебаний – значительно быстрее. Авторы отметили согласованность расчетных и экспериментальных данных.

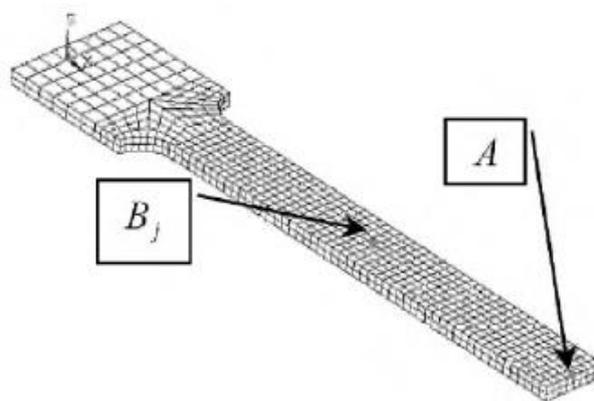


Рисунок 1.1 – Выбор точек наблюдения на объекте исследования

Анализ вибрационного состояния однокаскадного газогенератора двигателя АИ-450 был представлен в работе В.М. Бойко, В.А. Седристого [34]. Вибрации

двигателя АИ-450 контролируются модулем роторных вибраций, который конструктивно входит в состав электронного регулятора двигателя цифровой (РДЦ), во всем диапазоне частот вращения роторов турбокомпрессора (ТК) и свободной турбины (СТ) двигателя. Модуль обеспечивает контроль вибрации ротора ТК и СТ по первым роторным гармоникам с помощью узкополосных следящих фильтров и в полосе частот с помощью полосового фильтра, автоматическую настройку на частоты контролируемых гармонических составляющих в каналах ТК и СТ, измерение амплитуды виброускорения в месте установки датчика вибрации, выдачу сигналов, пропорциональных уровню контролируемого виброускорения, в бортовые системы и на сигнальное табло. В результате проведенных испытаний было установлено, что вибрационное состояние газогенератора двигателя АИ-450 позволяет проводить стендовые испытания по исследованию и доводке параметров газогенератора.

В работе [35] представлены результаты экспериментального исследования динамической напряженности рабочих колес вентилятора ТРДДФ с широкохордными лопатками в условиях стендовых испытаний с применением комплекса методов и диагностических признаков флаттера. Испытания вентилятора проводились на высотном стенде ЦИАМ в различных условиях: с атмосферными условиями на входе в вентилятор, при повышенных значениях температуры и давления потока на входе. Обработка результатов испытания была проведена с помощью программного комплекса WinПОС НПП «Мера». С помощью проведенного исследования получены новые экспериментальные данные о физических особенностях флаттера (можно использовать для верификации методов его расчетного прогнозирования, основанного на статическом методе), верифицированы характерные признаки и методы ранней диагностики флаттера РК.

Группа авторов в [36] рассматривает вопросы диагностики технического состояния газотурбинных двигателей в составе наземных установок путем мониторинга их вибрационного состояния. В работе авторы используют низкочастотные датчики. Авторы выделяют в качестве основных требований,

предъявляемых к программному комплексу, надежность и удобство пользовательского интерфейса (окна диагностических сообщений, вывода текущих данных, подсказок). Контролю подвергались опорные узлы роторов как наиболее нагруженные элементы конструкции, определяющие работоспособность машины. Среди многочисленных признаков состояния были выбраны гармоники сепараторов. Это объясняется использованием низкочастотного датчика вибраций и возможностью аппаратуры давать сигнал в ограниченной полосе частот до 250 Гц. Гармоники сепараторов обладают достаточно хорошей информативностью о состоянии подшипника. Во время работы (в период с 1996 по 1999 г.) на ГТД ГПА-Ц16 программный комплекс мониторинга вибрационного состояния зафиксировал наличие неисправностей в межроторном подшипнике на основе спектральной обработки вибрационного сигнала и выдал соответствующие предупреждения.

В работе [37] представлено изобретение, относящееся к измерительной технике, для экспериментального определения динамических характеристик. Изобретение создано для упрощения определения динамических характеристик. Принцип работы изобретения заключается в сопоставлении входного и выходного сигналов испытуемого преобразователя, где выполняется сопоставление результата интегрирования входного сигнала с результатом реверсивного счета импульсов выходной частоты.

Изобретение, описанное в работе [38], относится к способам учета действия гироскопических моментов от вращающихся дисков при определении вибрационных характеристик невращающегося ротора. Способ основан на расчете собственных частот и форм колебаний невращающегося ротора с учетом влияния гироскопических моментов от вращающихся дисков.

Работы [33–38] представляют метод определения оптимального расположения тензорезисторов и верификацию данного метода. Метод основан на расчете собственных частот и форм колебаний. Сформулирована задача оптимизации размещения тензорезисторов. В работе введены понятия коэффициента чувствительности тензорезистора к формам колебаний (ЧТФК) и коэффициента «покрытия» формы колебаний. Решение задачи оптимизации

реализовано в комплексе программ, написанном на языке Visual Fortran 6.0 и адаптированном для работы с программным продуктом конечно-элементного анализа. Применение метода при планировании испытаний натурального двигателя значительно сокращает временные и финансовые затраты.

1.3. Способы оценки изменения уровня вибрационных напряжений

В данном параграфе приводятся способы снижения вибраций и высокого уровня напряжений на деталях газотурбинных машин и энергоустановок. Также рассматриваются работы, в которых сделаны попытки оценить уровень вибрационных напряжений.

В соавторстве Ю.А. Зеленого, О.А. Петровой [39] предложена более рациональная система охлаждения профиля пера лопатки соплового аппарата турбины среднего давления (ТСД). В процессе длительной летной эксплуатации на двигателях эпизодически начали появляться дефекты по корыту профиля пера, которые выражаются в трещинах и разгарах (Рисунок 1.2). С целью выяснения причины авторами было проведено термометрирование лопаток, в результате которого выявили высокую температуру лопатки с исходной системой охлаждения на корыте в районе проявляющихся дефектов. Решением этой проблемы стала модернизация системы охлаждения. Основным критерий модернизации – улучшение температурного состояния профиля пера без дополнительного отбора охлаждающего воздуха. В работе из трех рассмотренных вариантов модернизации выбран наилучшим третий вариант.

В работе [40] приведены результаты статистического анализа влияния пазов диска компрессора типа «ласточкин хвост» на напряженное состояние межпазовых выступов. Группа авторов показывает, что при изготовлении дисков компрессоров по существующей технологии напряженность межпазовых выступов в пределах одного диска существенно различается. Приведено решение задачи оптимизации геометрических параметров выступа по критерию минимального значения концентрации напряжений. Также рассмотрено влияние нестабильности геометрии пазов на концентраторы напряжений. В качестве функции отклика (параметра

оптимизации) использовали условный коэффициент концентрации напряжений. В результате авторам удалось установить оптимальное сочетание геометрических параметров паза.



Рисунок 1.2 – Внешний вид поврежденной лопатки

В исследовании [41] рассмотрены методы расчёта резонансных напряжений в лопатках компрессоров, вызванных окружной неравномерностью потока. Авторами был проведен нестационарный расчет секторной модели КВД для получения газодинамических нагрузок, представленные полем статического давления (Рисунок 1.3). На графике четко выделено 7 скачков давления, которые соответствуют количеству стоек средней опоры, причем самый большой пик расположен напротив самой толстой стойки (неравномерность потока). Затем авторы приводят резонансную диаграмму РК 5-й ступени и акцентируют внимание на недопустимом уровне резонансных напряжений. Для решения этой проблемы было предложено изменить профиль лопаток (профиля Шварова) и установить лопатки направляющего аппарата под разными углами. Данные мероприятия привели к снижению переменных напряжений в лопатке РК 5-й ступени в 2 раза.

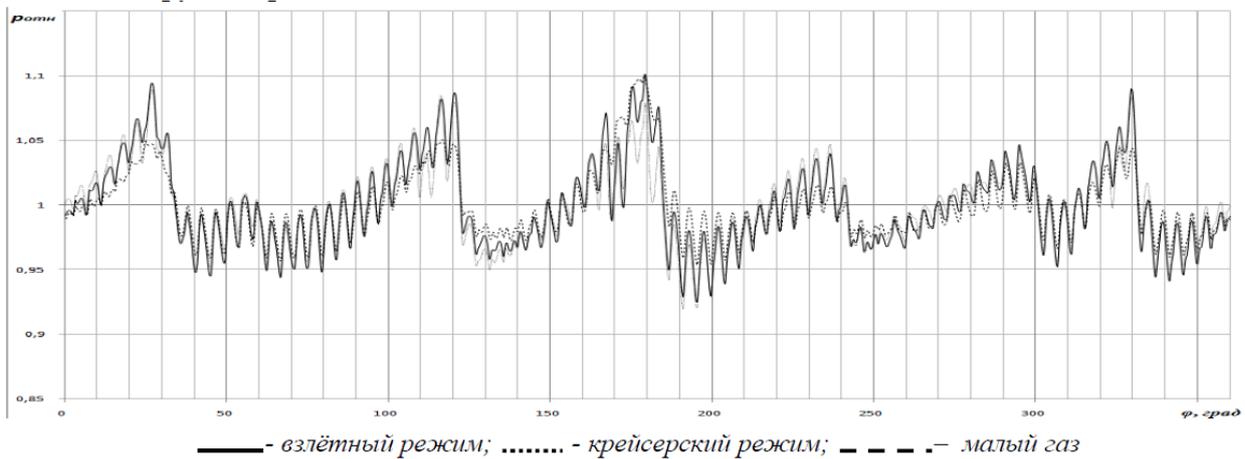


Рисунок 1.3 – Изменение относительного статического давления за РК5 на среднем диаметре

Исследования в работе [42] посвящены разработке метода вибрационной диагностики аэродинамических и аэроупругих колебаний. Метод позволяет сократить затраты и сроки доводки ГТД за счет сокращения испытаний опытных ГТД (с сохранением материальной части). Для решения поставленных задач авторы воспользовались методикой ЦИАМ для определения диагностической частоты флаттера:

$$\omega = \sqrt{\frac{1}{m_n} \left[k_n + a_n \cdot \frac{\rho w^2}{2} + 2c + \frac{x_{n-1}}{x_n} \left(\frac{\rho w^2}{2} a_{n-1} - c \right) + \frac{x_{n+1}}{n} \left(\frac{\rho w^2}{2} a_{n+1} - c \right) \right]}, \quad (1.1)$$

где m_n – масса профиля, k_n – его собственная жесткость, a_n – аэродинамические коэффициенты влияния, c – коэффициент, характеризующий механическую связанность, ρ, w – плотность и скорость набегающего воздушного потока, соответственно. Авторы отмечают, что формула требует усовершенствования, поэтому был разработан метод диагностики, основанный на анализе амплитудно-частотных характеристик (АЧХ). Метод реализован в условиях стендовых испытаниях при определении вида колебаний авиационного ГТД, где были выявлены пороговые значения коэффициентов эксцесса, характеризующих потерю устойчивости. Разработан алгоритм диагностики.

Среди работ, посвященных исследованию использования и разработке демпфирующих устройств для снижения вибронапряжений, следует отметить

работы А.Н. Баранова [43], В.А. Фролова [44–47], Ю.И. Зыкунова и др. [48], В.С. Виганта и др. [49].

В соавторстве В.А. Фроловым и А.И. Белоусовым [44] представлены конструкции лопаток компрессоров с демпфирующими устройствами. В работе отмечена трудность установки на двигатель серийного производства по причине отлаженности технологического процесса и существенном изменению геометрии. Объектами исследования стали направляющие и рабочие лопатки с различных двигателей ТРДД. Для решения проблемы было предложено несколько видов демпфирующих устройств. Все варианты показали хорошие демпфирующие свойства при испытаниях.

В работе [49] авторы предлагают свое изобретение демпфера. Демпфер выполнен в виде рулона из микропроволочной сетки и припаян к бандажным полкам смежных лопаток в рабочем колесе турбомшины. Изобретение позволяет обеспечить демпфирование колебаний лопаток малоразмерных турбомашин.

Авторы работы [50] решают задачу размещения демпфирующего устройства между поверхностями не только в пере лопатки, но и в замке. Положительное влияние такого размещения обусловлено обеспечением трения между поверхностями и соответственно увеличением эффективности демпфирования вибраций лопаток. Эффективность демпфирования колебаний увеличивается за счет увеличения площади поверхностей трения и взаимодействия стержня и пластины между собой за счет передачи энергии от стержня к пластине. Форма поперечного сечения стержня может быть любой. Пластина одновременно выступает осевым фиксатором лопатки в пазу диска. Количество отверстий и соответствующих им стержней в лопатке может быть различным.

Среди зарубежных исследований проблем, связанных с разработкой и использованием демпфирующих устройств следует отметить работы P. Pravin [51], V. Firrone Christian [52], M. Zendehbad [53]. Большинство рассматриваемых работ посвящены применению демпфирующих устройств и результатам экспериментальных исследований.

В [51] представлены экспериментальные исследования демпфирующих эффектов при обработке ограниченного слоя путем наложения ограничивающего слоя и ограниченного слоя вязкоупругим материалом (VEM). Численное моделирование проводилось с помощью конечно-элементного программного пакета MSC/NASTRAN. Авторами для измерения демпфирования был предложен метод энергии деформации (MSE). Результаты расчетов подтверждены экспериментальными данными, полученными для сегментированной балки CLD. Расчетная оценка показала достоверность результатов в сравнении с экспериментальными данными.

Снизить вибронапряжения в деталях так же возможно путем изменения конструкции этой детали. Авторами в работе [54] был разработан ряд конструктивных изменений конструкции сталеразливочного станда с целью устранения концентраций напряжений.

В соавторстве В.И. Черных и А.Л. Михайловым [55] было запатентовано изобретение, относящееся к способам снижения вибрации в рабочих лопатках турбомашин. Суть подхода заключается в прекращении подачи топлива в одну из форсунок на резонансной частоте вращения ротора и восстановлении подачи топлива после прохождения резонансного режима. Кратковременность работы при этом не вызывает существенного ухудшения эффективности. Таким образом, уменьшение вибрационных напряжений в рабочих лопатках турбомашин осуществляется за счет изменения окружной неравномерности потока газа на резонансных режимах.

В других работах А.Л. Михайлова в соавторстве с В.В. Посадовым [56, 57] предлагают способ отстройки от автоколебаний рабочего колеса турбомашин и способ расстановки лопаток ротора турбомашин. Задача отстройки рабочего колеса от автоколебаний решается тем, что не менее половины лопаток изготавливают с демпфирующим покрытием или из материала с другими демпфирующими свойствами и расставляют их на рабочем колесе турбомашин, чередуя через одну лопатки с покрытием и без покрытия или лопатки из материалов с различными демпфирующими свойствами. Способ расстановки лопаток ротора

турбомашины заключается в попарной установке лопаток по значению радиальных статических моментов в порядке убывания. Таким образом, лопатки с наибольшими радиальными статическими моментами предыдущей и следующей пар располагаются в разных полуплоскостях диска. Такой способ расстановки лопаток снижает массу ротора и величину начального дисбаланса ротора на стадии его сборки.

Способы расстановки лопаток в рабочем колесе с целью снижения вибрации, понижения пульсации давления и излучаемого шума также исследуются и другими авторами [58–60]. Техническим результатом работы [58] является повышение устойчивости рабочего колеса турбомашин к автоколебаниям при обеспечении уровня дисбаланса рабочего колеса в соответствии с требованиями конструкторской документации. Расстановка выполняется по весовым характеристикам и частотам собственных колебаний лопаток по наиболее опасным формам. В качестве весовой характеристики используют массу лопатки или статический момент, или суммарный статический момент лопатки.

В.Э. Сарен и Н.М. Савин в своей работе [59] предлагают устройство проектирования крайних венцов, при котором группы венцов имеют равные или кратные числа лопаток, и взаимное окружное расположение крайних венцов определяется из условия минимума пульсации аэродинамической нагрузки на лопатках среднего венца группы. Предложенное правило расположения венцов обеспечивает сохранение или некоторое повышение газодинамических характеристик турбомашин (степень изменения давления и коэффициент полезного действия).

В работе группы авторов [60] из Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королева проведено исследование влияния профиля Шварова и антивибрационной полки на характеристики компрессоров газотурбинных двигателей с высокими динамическими напряжениями. Осуществлена оценка газодинамических характеристик компрессора при геометрии лопаток с антивибрационной полкой (без полки) с применением на некоторых ступенях профиля Шварова, а также

проводилась установка пятого направляющего аппарата под различными углами. Результаты анализа показали, что к увеличению КПД приводит отсутствие антивибрационной полки. Отсутствие антивибрационной полки возможно благодаря установке направляющего аппарата под разными углами. Профиль Шварова, наоборот, немного понижает КПД и увеличивает расход воздуха. Однако, такие изменения геометрии способствуют снижению уровня вибронапряжений в лопатках.

Много исследований ведется в области снижения возбуждающих сил [61–63] путем изменения геометрии лопаток компрессора или при внедрении разношаговости. Так, авторы работы [61] для ослабления интенсивности возбуждающих сил применили сопловой аппарат с разношаговыми решетками, а также поставили попарно бандажированные рабочие лопатки с частотой $z_{CA} \cdot f_n$, где f_n – частота вращения ротора, z_{CA} – количество лопаток соплового аппарата. Исследованы два варианта ступени турбины: с исходной геометрией соплового аппарата, имеющей одинаковые площади геометрического горла в каждом межлопаточном канале, и с геометрией соплового аппарата, полученной чередованием двух типов секторов с уменьшенной и исходной площадью горла. Представленные результаты получены на основе численного моделирования вязкого нестационарного течения газа в ступени трансзвуковой турбины с помощью домашнего кода SunFlow, в котором реализовано численное решение осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье – Стокса. Неоднородность набегающего на рабочие лопатки потока усугубляется температурными перепадами между горячим ядром потока и холодными струями от пленочного охлаждения лопатки и утечек на трактовых поверхностях. Поэтому при моделировании были учтены все выдувы охлаждающего воздуха и утечки по стыкам полок до рабочего колеса. В результате замены соплового аппарата с постоянной площадью проходных сечений на сопловой аппарат с переменной площадью получено снижение аэродинамической возбуждающей силы на 12,5 %. Проведено тензометрирование лопаток. Экспериментально замеренные

напряжения, возникающие в пере попарно бандажированной лопатки под действием этой силы, в среднем снизились на 26 %.

В работе [63] авторы продолжают развивать тему использования разношаговой установки с изменением геометрии. Поводом для проведения данного исследования послужило разрушение роторной лопатки последней ступени КСД изделия ОАО «Кузнецов». Цель данного исследования – поиск приемлемого метода снижения уровня динамических напряжений в роторных лопатках. Авторы применили совокупность подхода по снижению динамических напряжений в лопатках за счет отстройки от опасных гармоник путем изменения собственной частоты совместно с подходом снижения окружной неравномерности потока. Для отстройки роторных лопаток от опасных гармоник авторами предложено использовать профиль Шварова, показан на Рисунке 1.4. Применение лопаток со специальным профилем Шварова позволило снизить уровень динамических напряжений в 1,8 раза.



Рисунок 1.4 – Лопатка с классическим профилем пера (*а*) и лопатка с профилем Шварова (*б*)

Однако этого сокращения оказалось недостаточно для устранения проблем разрушения лопастей. Одним из способов уменьшения окружной неоднородности газового потока является использование направляющих лопаток с различным шагом по окружности и различным углом поворота лопаток перед кольцевыми стойками рамы [64, 65]. Этот метод позволяет перераспределять поток между

различными проходами лопаток и регулировать положение зон высокого давления. Анализ полученных результатов показал, что использование по окружности различных углов поворота и тангажа позволяет добиться значительного снижения уровня гармонического возбуждения, действующего на лопатки, следующими за направляющим аппаратом, и, как следствие, уровня динамических напряжений.

В результате проведенных исследований разработан ряд подходов по повышению динамической прочности лопаток компрессора ГТД. Каждый из предложенных подходов позволил достичь цели, заключающейся в снижении уровня динамических напряжений в роторных лопатках.

В работе [66] для установления оценки возможных максимальных внутренних усилий по их сечениям используется энергетический подход. Авторы вводят понятие энергетического резерва живучести. Энергетический резерв живучести состоит из удельной энергии разрушения (энергия, равная работе, необходимой для разрушения единицы объёма материала) и удельной энергии его целостности (энергия, рассматриваемая как параметр энергетического состояния материала; при этом подразумевается, что для разрушения единицы объёма материала требуется равная этой энергии работа). Если удельная работа, совершённая над материалом к некоторому моменту T , то величину $E(t)$ назовём энергетическим резервом живучести элемента конструкции, сделанного из этого материала. Разрушение элемента сооружения происходит при исчерпании этого запаса. Данный подход рассмотрен на стержневой модели.

Такие зарубежные авторы, как Жером Дюпе [67], Шмит-Соренсен Дженс [68], проводят исследования по снижению уровня вибраций в лопатках газотурбинных двигателей.

В работе [67] представлен способ снижения уровней вибраций. Суть подхода заключается в определении значений тангенциального геометрического смещения оси штабеля в каждом из сечений лопатки, при котором сокращается слагаемое, соответствующее обобщенной аэродинамической силе. Таким образом на стадии проектирования лопатки осуществляется контроль над уровнем вибрационных напряжений.

В работе [68] представлено изобретение, предупреждающее возникновение резонансных колебаний валов силовых установок.

Авторами О.Н. Бабенко и Т.И. Прибора [69] предложен подход регулировки вибронпряжений в рабочих лопатках компрессора ГТД с помощью формообразования пера в пределах допустимых отклонений основных размеров. Проведено исследование процентного изменения значения собственных частот у лопаток компрессора с различной геометрией пера. Установлен характер изменения частот по 1-й, 2-й изгибной и 1-й крутильной формам колебаний для различных вариантов формообразования пера в пределах допускаемых отклонений основных размеров.

Еще одним из способов регулировки уровня вибронпряжений является применение бандажной полки.

Б.Е. Васильев и Л.А. Магеррамова в своей работе [70] рассматривают несколько конфигураций бандажной полки с целью снижения вибронпряжений рабочих лопаток турбины газотурбинных двигателей. В работе изучено влияние некоторых конструктивных особенностей бандажных полок рабочих лопаток высокотемпературных турбин газотурбинных двигателей на напряженно-деформированное состояние полки. Решена задача оптимизации углов бандажной полки с целью увеличения длительной прочности и уменьшения вытяжки.

Под руководством О.Г. Вассерберга в ряде работ [71, 73] описываются конструкции бандажной полки рабочего колеса турбомшины. Так, в работе [71] поставлено решение задачи усовершенствования рабочей лопатки с бандажной полкой с целью обеспечения плавного вхождения в сцепление бандажными полками без задиров острыми гранями.

Среди зарубежных авторов, работающих над разработкой конструкции бандажных полок, можно выделить Брокка Ханс-Эгон [73]. В работе представлена конфигурация бандажной полки позволяющая снизить опасность повреждения лопаток при их закручивании и обеспечить простоту и технологичность установки лопаток на роторе турбины. На Рисунке 1.5 показана конфигурация бандажной полки. Особенность изобретения заключается в изготовлении лопаток с

двигателей к самолету без создания сложных систем виброизоляции двигателя за счет исключения условий для протекания в воздушно-газовом тракте ТРДД волновых процессов, приводящих к образованию в виброспектре двигателя инфранизких частот и, как следствие, потерь тяги. Способ снижения вибрационного воздействия силовой установки летательного аппарата, содержащей турбореактивные двухконтурные двигатели с закапотированным вентилятором, независимо от степени двухконтурности двигателей, через узлы крепления на конструкцию планера, заключающийся в устранении условий для возникновения волновых процессов в проточной части двигателей, сопровождающихся потерями тяги и появлением в вибрационном спектре двигателя инфранизких частот, отличающийся тем, что расчетным методом выбирают соотношение длин внутреннего и внешнего контуров двигателя в пределах больше 1,41 или меньше 0,9 для всех возможных условий эксплуатации летательного аппарата.

Малый объем работ направлен на разработку методик прогнозирования и оценки динамических напряжений в лопатках турбомшины.

В ряде работ [75, 76] авторы предлагают различные подходы прогнозирования динамических напряжений в лопатках рабочих колес турбомашин с учетом расстройки параметров. В работе [75] для оценки динамических напряжений в лопатках предлагается использовать нормализованные коэффициенты напряжений. Для моделирования рабочих колес с расстройкой параметров могут использоваться пружинно-массовые модели, приведенные на Рисунке 1.6. Для лопатки без расстройки (один груз m_b и одна пружина k_b) напряжение пропорционально $k_b|x|$, где $|x|$ – амплитуды деформации пружины.

Коэффициент напряжения расстроенной лопатки в сравнении с настроенной системой может быть определен в виде:

$$\Delta\sigma = (1 + \delta)|x|/|x_{cb}|, \quad (1.2)$$

где δ – безразмерное значение расстройки жесткости лопатки, $|x_{cb}|$ – амплитуда вынужденных колебаний консольной лопатки. Таким образом, коэффициент

напряжения может быть получен с помощью $(1+\delta)$ и коэффициента перемещения $|x|/|x_{cb}|$. Если даны коэффициент напряжения и напряжение настроенной консольной лопатки, то можно определить напряжение любой лопатки. Однако при использовании конечно-элементной модели упругая деформация лопатки включает деформации диска и консольной лопатки. Поэтому напряжения консольной лопатки и лопатки системы — «диск – лопатки» разные. Для оценки напряжения лопатки расстроенной системы может использоваться нормализованный коэффициент напряжения (НКН).

$$НКН = \sqrt{(1 + \delta)E_m/E_{cb}}, \quad (1.3)$$

где E_m – максимальная энергия деформации лопатки системы «диск – лопатки» в течение одного периода колебания, E_{cb} – максимальная энергия деформации в течение одного периода вынужденных колебания настроенной консольной лопатки. НКН можно представить и в виде амплитуды колебаний. Далее приводится оценка уровня напряжений в лопатках. В данной работе авторы приходят к выводам, что предложенные для приближенной оценки наибольшего уровня напряжений лопаток в расстроенной системе «диск – лопатка» три нормированных коэффициента НКН показывают хорошее согласование с нормализованным наибольшим напряжением по Мизесу.

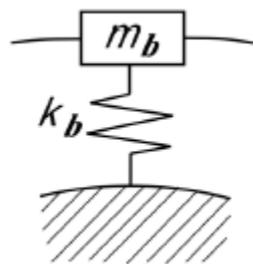


Рисунок 1.6 – Пружинно-массовая модель диска с лопатками

В работе [76] представлена оценка математической модели для решения задач динамики рабочих колес с расстройкой параметров. Также в программном комплексе ANSYS проведен расчет долговечности рабочего колеса фирмы Rolls-

Roусе. Верификация расчетных данных показала хорошее согласование с экспериментом.

Н.В. Шуваев в своей работе [77] представляет численное решение задачи об оценке интенсивности возбуждения колебаний лопаток компрессора газового двигателя на резонансных режимах. Метод базируется на гармоническом анализе, используется информация о распределении комплексных амплитуд колебаний давления и на поверхности лопаток и перемещений по собственным формам колебаний. Аэродинамические расчеты проведены в нестационарной трехмерной постановке в программном комплексе ANSYS CFX с использованием TBR-модели, позволяющей моделировать статор-ротор взаимодействие без необходимости использования постановки 360° . Модальный анализ проведен в ANSYS Mechanical с учетом связанности колеблющихся лопаток и диска.

В настоящее время среди программных продуктов представлено множество многофункциональных пакетов оптимизации (IOSO NM, WB, Solidworks, Comsol Multiphysics и др.), позволяющих проводить изменение геометрии по множеству параметров для получения максимальных значений по различным критериям [78–82]. Изменение геометрии обусловлено повышением газодинамических параметров, снижением массы (топологическая оптимизация), улучшением вибрационных характеристик, снижением переменных напряжений, увеличением жесткости и т.п. Применение топологической оптимизации деталей зачастую возможно только при условии изготовления данной детали по аддитивной технологии с условием выполнения требований по массе и характеристикам конструктивной прочности материала. Оптимизации геометрии детали с целью улучшения газодинамических параметров [78–80] – наиболее частая задача при проектировании лопаток компрессора и турбины турбомашин, при этом прочностные характеристики либо стараются не ухудшить, либо не учитывают в оптимизации. Так, в работе [81] приведена демонстрация технологии многодисциплинарной оптимизации на примере лопатки экспериментального компрессора NASA Rotor 37 по ряду критериев: повышение расхода воздуха, повышение КПД, повышение минимального запаса, уменьшение центробежной

силы от лопатки на диск. Для оптимизации использовался программный продукт IOSO NM. На первом этапе оптимизации обеспечивается выполнение заданных газодинамических и прочностных ограничений для каждой схемы параметризации. Уже на втором этапе выполняется оптимизация по нахождению максимума целевых функций (увеличение КПД компрессора и снижение центробежной нагрузки от лопатки) для каждой схемы параметризации. В качестве параметров заданы некоторые геометрические размеры сечений профиля пера. В результате оптимизации авторы получили вариант ступени NASA Rotor 37, обеспечивающий относительное повышение КПД на 2,1 % и снижение центробежной нагрузки от лопатки на диск на ~ 9 % при удовлетворении требований аэродинамики и прочности.

Среди работ по оптимизации геометрии ведутся работы в направлении оптимизации дисков [82, 83] с целью улучшения прочностных характеристик и циклической долговечности. Автор работы [82] А.В. Сальников предлагает воспользоваться пакетом многокритериальной оптимизации IOSO NM для доработки основного и лабиринтного дисков турбины высокого давления ТРДД. Параметры (всего 28), доступные для изменения, показаны на Рисунке 1.7.

Задача двухкритериальной оптимизации для минимизации массы рабочего колеса и максимизации циклической долговечности решена с учетом требований. Постановка и решение задачи оптимизации заняло у авторов не более двух недель.

В другой работе [83] группа авторов выработала механизм оптимизации дисков ГТД. Оптимизация основана на неоднократной сравнительной оценке возможных вариантов. Оптимизация проходит в несколько шагов с помощью программного пакета ANSYS по циклу «расчет – оценка – изменения». Проводится оценка статической прочности (коэффициент запаса k_{min}), несущей способности по разрушающим оборотам (коэффициенты k_{b1} и k_{b2} , коэффициент запаса по потенциальной энергии k_{ENERG}), малоцикловая прочность N_{Σ} . Авторы отмечают, что разрушение наступает при достижении удельной потенциальной энергии деформации в какой-либо точке критического значения. Удельная потенциальная энергия деформации является суммой двух составляющих: энергии изменения

объема без изменения форм и энергии изменения формы без изменения объема. Критическое значение удельной потенциальной энергии зависит только от механических свойств материала и определяется как площадь под кривой деформации, полученной при испытаниях образца на разрывной машине. Применение такого механизма оптимизации позволяет снизить массу конструкции, уменьшить время и трудоемкость проектирования, с сохранением ее работоспособности.

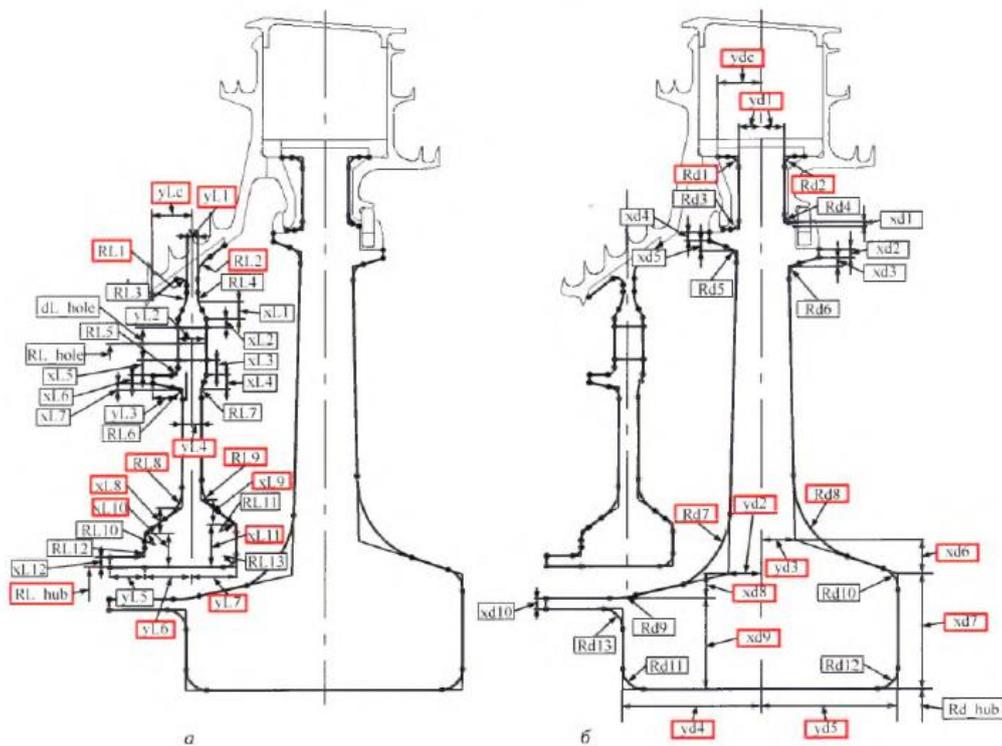


Рисунок 1.7 – Схема параметризации изменяемой части КЭ модели: (а) – лабиринтный диск; (б) – основной диск

Группа авторов под руководством Б.Ф. Шорра в работе [84] предлагает подход к решению задачи определения динамических напряжений в деталях машин применительно к лопаткам компрессора рабочего колеса ГТД при установившихся вынужденных (в частности, резонансных) колебаниях и амплитудно-зависимом демпфировании в материале. Характеристики демпфирования в материале определяются обработкой результатов испытаний образцов на вибростенде. Нестационарные газодинамические нагрузки, возбуждающие колебания, предполагаются заданными. В качестве примера приводится расчет коэффициента

рассеяния энергии по трем формам колебаний одной из лопаток компрессора ГТД на основе полученных авторами экспериментальных данных по рассеянию энергии в титановом сплаве ВТ6. Титановые сплавы имеют низкий уровень демпфирования, которому соответствуют острые пики АХЧ, получаемые обычно возбуждением на электродинамическом вибраторе колебаний образцов на околорезонансных частотах при нескольких уровнях амплитуд напряжений. Получив экспериментальные характеристики демпфирования образца для данной формы, выводят условие энергетического баланса, связывающее характеристики демпфирования в материале и в деталях в целом. При уже известных характеристиках материала авторы получают характеристику демпфирования для других деталей из того же материала при заданных формах колебания. Далее, имея характеристику демпфирования материала, находят коэффициент соответствия характеристик условного подобия. В качестве контрольного элемента удобно принимать точку с максимальным значением напряжений σ_{max} . В работе приведен пример расчета динамических напряжений в лопатке компрессора.

Б.Ф. Шорр, Е.А. Локштанов, Ю.М. Халатов [85] предложили вероятностно-статистический метод оценки прочности по переменным напряжениям:

$$k_v = \frac{\sigma_{-1расч}}{\sigma_{д.расч}}, \quad (1.4)$$

где k_v – коэффициент запаса прочности, определяемый на вероятностно-статистической основе;

$\sigma_{-1расч}$ – расчетная величина предела выносливости;

$\sigma_{д.расч}$ – расчетная величина действующих напряжений.

Среди работ зарубежных авторов, занимающихся проблемой определения и оценки вибронапряжений, можно выделить такие как [86,87].

В работе [86] группа специалистов из Мадрасского технологического университета (Индия) предлагает методику прогнозирования вынужденных колебаний лопаток паровой турбины за счет синхронного нагружения (под собственным весом и воздействием центробежных сил). Авторы проводят оценку вибрационных характеристик и отклонения амплитуды напряжений в трех

постановках: аналитической, оценка консольной балки (элементы Beam189) и в трехмерной постановке (элементы Solid186). В работе было отмечено, что центробежный эффект за счет вращения вызывает напряжения в теле, которые эквивалентны дополнительной жесткости.

Установлено, что этот ротодинамический эффект вызывает изменение собственных частот, критической скорости и вибрационный отклик конструкции. Настоящий анализ ограничивается рассмотрением нагрузки только под действием собственного веса. При этом конструкция принята надежной под действием реальной нагрузки.

Вторая группа специалистов из Индии (Rao L. Umamaheswara из Инженерного колледжа Адитья в Сурампалем и Rao K. Mallikarjuna из Университетского инженерного колледжа в Какинада) в работе [87] предлагает проектировать лопатки газовых турбин, опираясь на максимальные напряжения и суммарные перемещения. Для анализа напряженного состояния используется программный пакет ANSYS. Авторы рассматривают два варианта хвостовика турбинной лопатки и три марки сплавов (мягкая сталь, Inconel 718, и H155), показанных на Рисунке 1.8. Перемещения лопатки оцениваются по точкам периферийного сечения, показанном на Рисунке 1.9.



Рисунок 1.8 – Геометрия лопатки: (а) – с одной секцией замка; (б) – с замком елочного типа

Результаты анализа показали, что применение замка елочного типа имеет более низкий уровень напряжений, по сравнению с односекционным замком. Авторы сделали вывод, что использование сплава Inconel 718 при изготовлении

лопатки способствует возникновению меньших перемещений и напряжений, нежели при использовании других рассмотренных вариантов сплавов.

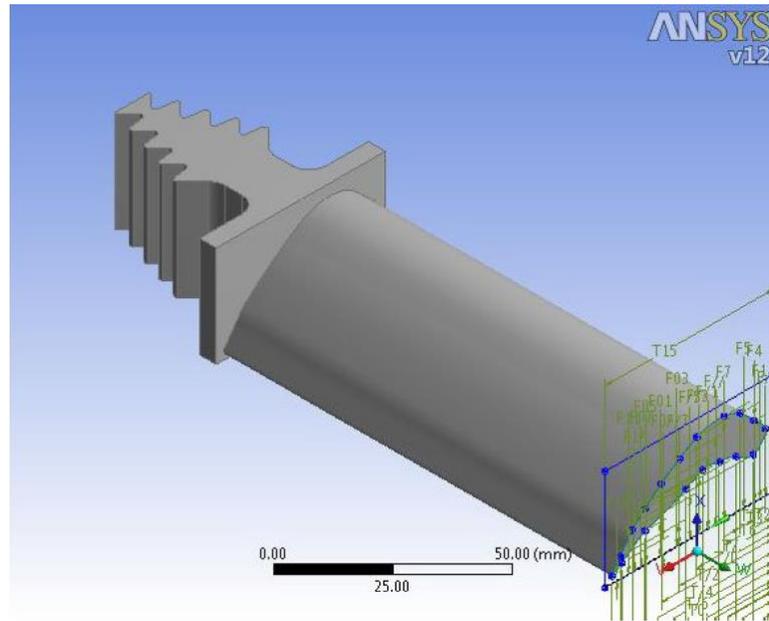


Рисунок 1.9 – Твёрдотельная модель турбинной лопатки с замком елочного типа

D. Backman and R.J. Greene в работе [88] представляют результаты анализа термоусталостных напряжений в лопатках турбины в диапазоне от 68 Гц до 3,4 кГц. В исследовании используются два пера лопатки промышленного производства и упрощенные лабораторные образцы. Методика основана на регистрации циклических смещений поверхности пера лопаток, а, следовательно, и в циклическом изменении напряжений на поверхности. Результаты представлены в виде блоков инфракрасных снимков, которые затем используются для создания карт нормализованной суммы главных поверхностных напряжений и, следовательно, собственных форм колебаний, включая первые 4 формы колебаний. Термоупругое изменение температуры, которое происходит на поверхности лопаток при возбуждении, связано с циклическим изменением суммы главных поверхностных напряжений:

$$\Delta T = -\frac{\alpha T}{\rho C_p} \Delta(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3), \quad (1.5)$$

где T – абсолютная температура, α – коэффициент температурного расширения материала лопатки, ρ – плотность материала лопатки, C_p – удельная теплоемкость

при постоянном давлении. Так как на поверхности компонента будет существовать условие плоского напряжения, параметры материала в приведенном выше уравнении приблизительно не зависят от температуры, если ΔT мало, то уравнение можно сократить до:

$$AS = \Delta(\sigma_1 + \sigma_2), \quad (1.6)$$

где A – константа калибровки, S – величина термоупругого отклика, σ_1, σ_2 – главные напряжения.

В своем исследовании авторы столкнулись с трудностями настройки инфракрасной камеры: величина выдержки, скорость затвора, применение сегментирования и т.д. В результате было разработано два подхода для определения поверхностных напряжений на лопатке.

Два специалиста с факультета прикладных наук Университета в Пльзене, J. Kellner и V. Zeman выполнили математическое моделирование стационарных вынужденных колебаний лопаточного диска с лопатками [89]. Генерируются устойчивые вынужденные колебания за счет аэродинамических сил, действующих по длине лопатки. Использование метода модального синтеза сжимает математическую модель вращающегося лопаточного диска для расчета устойчивых колебаний. Анализ динамических напряжений лопаток основан на расчете зависимого от времени приведенного напряжения в поперечных сечениях лопаток с использованием гипотезы напряжения Хьюбера – Мизеса – Хенки. Рассматривается интенсивность напряжений в любой точке профиля лопасти на расстоянии ξ от начала фактического элемента лопасти e (Рисунок 1.10) и, определяемая координатами η, ζ от центра тяжести профиля, выражается вектором напряжений:

$$\sigma^{(e)}(\zeta, \eta, \zeta, t) = [\sigma_{\xi}^{(e)} \sigma_{\eta}^{(e)} \sigma_{\zeta}^{(e)} \tau_{\eta\zeta}^{(e)} \tau_{\zeta\xi}^{(e)} \tau_{\xi\eta}^{(e)}]^T. \quad (1.7)$$

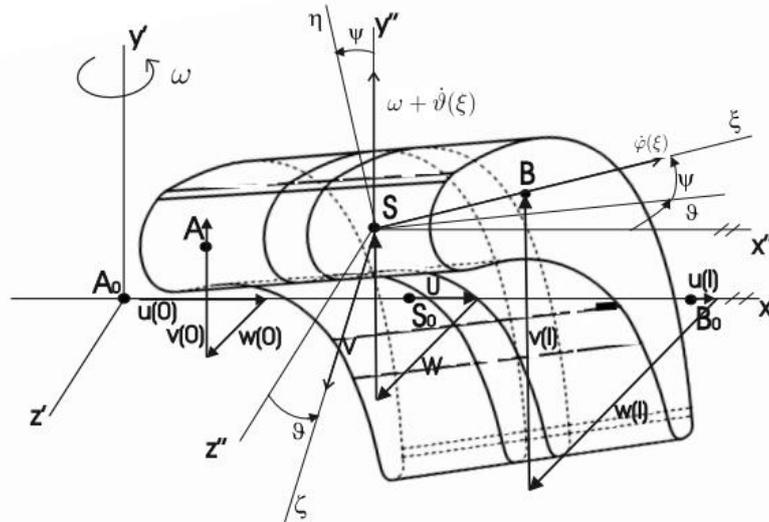


Рисунок 1.10 – Схема элементов лопатки

Приведенные напряжения получены из уравнения:

$$\sigma_{red}^e(\xi, \eta, \zeta, t) = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_\xi - \sigma_\eta)^2 + (\sigma_\eta - \sigma_\zeta)^2 + (\sigma_\xi - \sigma_\zeta)^2 + 6(\tau_{\zeta\eta}^2 + \tau_{\xi\eta}^2 + \tau_{\xi\zeta}^2)}, \quad (1.8)$$

где $\sigma_\xi = \bar{\sigma}_\xi \cos \omega_\kappa t - \bar{\sigma}_\xi' \sin \omega_\kappa t$ и т.д.

На основе представленного метода создано оригинальное программное обеспечение в коде MATLAB. Представленный метод применяется к реальному ротору турбомашин с лопатками с бандажной полкой. Представлен анализ напряжений лопаток на вращающемся диске, возбуждаемых аэродинамическими силами. По сравнению с напряженными условиями диаграммы Хай – Смита, можно сказать, что анализируемая лопатка удовлетворяет критерию для лопаток турбины по усталости высокого цикла. Представленные результаты получены на модели с циклической симметрией. Внедренный метод и разработанное программное обеспечение позволяют проводить динамическое моделирование напряжений несовершенного лопаточного диска, вызванных неточностью изготовления. Математическая модель вращающегося лопаточного диска в параметрической форме будет использована для коррекции параметров на основе экспериментальных данных и последующей оптимизации по критерию динамических напряжений.

Авторы [90–92] приводят анализ влияния газодинамических и центробежных нагрузок на лопатки при проектировании двигателей.

Группа специалистов с кафедры машиностроения из Индийского инженерного колледжа Чатурведи в работе [90] приводит анализ напряженно-деформированного состояния в лопатках паровой турбины. Работа была выполнена в два этапа. На первом этапе была подготовлена трехмерная конечно-элементная модель лопатки турбины. На втором этапе написан исходный программный код для вычисления номинальных напряжений в каждой секции лопаток. Максимальное напряжение получено с помощью конечно-элементного анализа.

Рассчитаны коэффициенты концентрации термических и усталостных напряжений в каждой секции лопаток по следующей формуле:

$$K_t = \sigma_{e,max} / \sigma_{e_n,max}, \quad (1.9)$$

где $\sigma_{e,max}$ – максимальные напряжения по Мизесу на лопатке,

$\sigma_{e_n,max}$ – номинальные напряжения по Мизесу в лопатке.

График распределения коэффициента концентрации термических и усталостных напряжений показан на Рисунке 1.11.

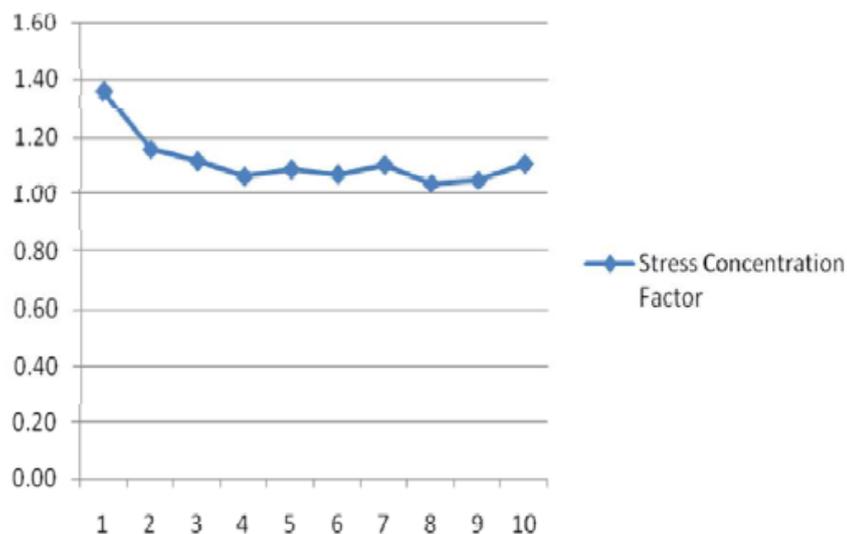


Рисунок 1.11 – Распределение коэффициента концентрации термических и усталостных напряжений

Отмечено, что вследствие комбинированного воздействия тепловых и динамических нагрузок при температурах свыше 540 °С выявлено превышение допустимых пределов.

Коллеги из Шанхайского Университета электроэнергии в [91] представляют анализ напряженного состояния усиленных лопастей ветротурбины из стекловолокна. В 3D-постановке с помощью программного продукта ANSYS определяется напряженно-деформированное состояние. Наиболее важной из задач работы полагается выявление влияния тепловых нагрузок на термические напряжения. По результатам анализа было получено распределений напряжений с концентратором в середине и корне лопасти. Также показано отсутствие влияния тепловых нагрузок на термические напряжения. Результаты конечно-элементного анализа были сравнены с прочностью на растяжение материала и безопасными перемещениями. Сопоставление показало, что данные напряжения не превышают допустимый уровень, и перемещения не являются критичными. Таким образом, была доказана безопасность и надежность конструкции лопасти ветротурбины.

Kiam Beng Yeo, Wai Heng Choong и Wen Yen Hau в работе [92] представляют и обсуждают конечно-элементный анализ распределения напряжений лопастей морских винтов вследствие гидродинамического нагружения. Анализ позволил лучше понять сложную форму морского винта и взаимодействие с гидродинамическими нагрузками. В анализе был принят пропеллер из нержавеющей стали. Для расчета распределения напряжений применено гидродинамическое нагружение из расчета распределения давления. Исходя из анализа, распределение напряжений лопасти винта предсказало высококонцентрированную область вблизи ступицы, уменьшающуюся с ростом значения радиуса винта. Наибольшее значение получено при превышении предела текучести нержавеющей стали и отклонении острия лопасти к корпусу судна.

Выводы по главе 1

Обзор работ по анализу и оценке уровня вибронапряжений в различных конструкциях показывает, что исследования по данной теме в основном носят экспериментальный характер. Однако в связи с появлением в последнее время новых и усовершенствование старых программных продуктов стало возможно достаточно точно прогнозировать уровень вибронапряжений с помощью математического моделирования.

В частности, если говорить про лопадки турбомашин, общественности представлено множество работ по экспериментальному исследованию вибрационных характеристик и переменных напряжений как по определенным формам колебаний, так и по определенному спектру частот вращения двигателя. Авторы в своих работах говорят об сложностях в разработке схем препарирования, в подключение регистрирующей аппаратуры, в непосредственном проведении самих испытаний. Некоторые авторы пытаются предварительно спрогнозировать уровень вибронапряжений в лопадке численным методом анализа. Важно отметить, что для современных сложных криволинейных профилей лопаток и лопаток, изготовленных из композитных материалов и материалов с ортотропными свойствами, разработанные методы анализа уровня вибронапряжений сложно, а за частую и невозможно применить. Среди рассматриваемых научных изысканий не было обнаружено работ, в которых был введен какой-либо качественный или количественный критерий оценки разработанной схемы препарирования или коэффициента пересчета намеренных напряжений в реальные действующие. Нет единой методики пересчета полученных в результате экспериментального исследования напряжений.

Дальнейшее научное изыскание отвечало на вопросы: как бороться с высоким уровнем напряжений и как оценивать реальный уровень вибронапряжений, в том числе и при доработке лопаток турбомашин. Доработка геометрии лопаток может быть выполнена по следующим причинам:

- для получения необходимых аэродинамических параметров;

- для повышения прочности лопатки;
- для снижения уровня вибронапряжений;
- для отстройки лопатки от резонансной частоты колебаний и т.п.

Для снижения уровня вибронапряжений применяют следующие мероприятия:

- частотная отстройка от резонансов в рабочем диапазоне двигателя (менять частоту возмущающей силы или собственные частоты);
- демпфирование высоконагруженных деталей, в том числе и лопатки;
- изменение геометрии лопатки с высоким уровнем вибронапряжений.

Задача демпфирования достаточно хорошо изучена. Эффективность множества видов демпферов, применяемых в различных деталях двигателя, подтверждена экспериментальными исследованиями. В данном направлении перспективными являются работы по математическому моделированию эффективности работы разных видов демпферов по конкретным формам колебаний, что позволяет снизить затраты на множество испытаний, лишь ограничится экспериментальным подтверждением эффективной работы определенного демпфера. Однако не всегда возможно применить демпфер в условиях существующей конструкции или его эффективность минимальна.

Работы в области управления влияния возмущающих сил напрямую связаны с решением большого объема нестационарных задач в области численного моделирования. Изменение влияние возмущающих сил на исследуемую лопатку напрямую связано с изменением геометрии, структуры или порядка предшествующих объектов. Изменение частоты возмущающей силы возможно при изменении количества или геометрии лопаток статора, внедрении разношаговости. При численном моделировании таких процессов необходимо одновременно рассматривать газодинамический, прочностной и технологический аспекты, что сводится к решению неподъемной по ресурсам задачи. Некоторые исследователи пытаются решать задачу оптимизации с использованием программных пакетов. Однако совместно решать задачу газодинамики с задачей прочности мало у кого получается. В таких работах, как правило, задается множество изменяемых

параметров геометрии лопатки и совсем мало газодинамических и прочностных критериев, чтобы получить решаемую задачу. Поэтому наиболее эффективным является решение задач оптимизации по отдельности.

Изменение геометрии лопатки с целью снижения динамических напряжений и резонансной отстройки широко применяется в проектировании по причинам простоты реализации, широкого спектра инструментов (в том числе и многопараметрической оптимизации) и малых временных затрат. Однако эффективность по снижению динамических напряжений или резонансной отстройки каждого из вариантов необходимо проверять на испытаниях в составе натурального двигателя, что значительно увеличивает временные и финансовые затраты. Действенных расчетных методов прогнозирования динамических напряжений в измененных лопатках на данный момент не существует.

Таким образом, вытекают следующие задачи для исследования:

1. Разработка расчетного метода оптимального размещения тензорезисторов на деталях (в том числе на лопатках) газотурбинного двигателя.
2. Разработка расчетного метода оценки изменения уровня вибронпряжений в лопатках ГТД при изменении геометрии лопаток в процессе их прочностной доводки.
3. Верификация и валидация разработанных методов на лопатках двухконтурного газодинамического двигателя для гражданской авиации.
4. Корректировка алгоритма прочностного проектирования и подготовки испытаний лопаток газотурбинного двигателя с учетом разработанных методов.

ГЛАВА 2. РАСЧЕТНЫЙ МЕТОД ОПТИМАЛЬНОГО РАЗМЕЩЕНИЯ ТЕНЗОРЕЗИСТОРОВ НА ДЕТАЛЯХ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

По мере усложнения и повышения требований, предъявляемых к характеристикам летательных аппаратов, возрастает роль математического моделирования при планировании испытаний. Для создания конкурентоспособного двигателя необходимо повышать коэффициент полезного действия (КПД) и снижать массу двигателя, что требует повышения газодинамических параметров. Это приводит к появлению более сложного профиля лопаток. Усложнение профиля лопаток влечет за собой усложнение форм колебаний, которые, в свою очередь, трудно зафиксировать на испытаниях.

Основным методом экспериментального контроля и определения динамических напряжений в деталях ГТД является тензометрирование. Работа тензорезисторов основана на их чувствительности к деформациям [104, 105]. Тензорезистор измеряет деформации в одном направлении, а именно вдоль оси тензорезистора. Ориентация приклейки тензорезистора при препарировании лопатки, как правило, выбирается в радиальном или хордовом направлении, в направлении вдоль кромки или периферии лопатки. Такое расположение достаточно легко исполнить. Тензорезистор также может быть размещен под некоторым заданным углом к выбранному направлению. Тензометрирование под углом более трудоемкий процесс, и погрешность размещения может достигать до 30 % в зависимости от размеров объекта. Тензорезистор может быть расположен в любом месте на гладкой поверхности с учетом подложки тензорезистора. Подложка выступает связующей частью детали и тензорезистора. На расположение тензорезистора наложены некоторые ограничения: нельзя располагать тензорезистор в местах скругления, в местах, где нельзя полностью или частично расположить подложку. Расположение тензорезистора может не совпадать с местом максимального напряжения в лопатке, а его размеры могут быть больше зоны локальной концентрации напряжения.

В настоящее время проведено множество исследований [21, 22] по подготовке испытаний деталей различных двигателей, особенно много работ по

подготовке лопаток ГТД к их тензометрированию. Из основных проблем тензометрирования лопаток можно выделить следующие: ограниченность каналов вывода токопроводов (размер и количество тензорезисторов), необходимость размещения тензорезисторов в места максимальных деформаций и необходимость зафиксировать динамические напряжения с наибольшей точностью. При планировании тензометрирования разрабатываются схемы препарирования деталей [93, 94]. Зачастую схемы препарирования разрабатываются на основе многолетнего опыта экспериментальных исследований деталей подобной конструкции [95] или на основании предварительных экспериментальных исследований в лабораторных условиях [100–102]. Такие схемы препарирования, как правило, не могут зафиксировать реальные действующие напряжения на резонансах с большой точностью или требуют проведения дополнительных экспериментальных исследований с препарированием детали. Каждое экспериментальное исследование требует привлечения больших временных и финансовых затрат. Также сложность препарирования при регистрации высокочастотных форм колебаний связана с локальностью зон концентрации напряжений, которые можно определить в результате модального анализа [96–99]. В связи с чем работы в области расчетного определения мест размещения тензорезисторов с целью определения динамических напряжений с высокой точностью [26] имеют большую значимость в подготовке экспериментальных исследований лопаток.

Методы определения вибронапряжений в лопатках на этапе проектирования в настоящее время разработаны недостаточно. Для разработки схем препарирования деталей ГТД разработан метод определения оптимального размещения тензорезисторов, включающий в себя расчетное определение коэффициента чувствительности тензорезистора к формам колебаний. Метод основан на расчете собственных частот и форм колебаний.

2.1. Разработка расчетного метода оптимального размещения тензорезисторов на деталях газотурбинного двигателя

Разработанный метод основан на результатах конечно-элементного анализа вибрационных характеристик лопатки. Расчет вибрационных характеристик проводится на основных режимах работы двигателя с соответствующими тепловыми и центробежными нагрузками.

При разработке метода оптимального размещения тензорезисторов были введены новые понятия:

- коэффициента ЧТФК – это есть отношение величины измеренного вибронапряжения по тензорезистору к максимальному значению вибронапряжений в профильной части лопатки при той же форме колебаний:

$$K_{ij} = \frac{\varepsilon_{s_1 s_1}}{\varepsilon_{max}}, \quad (2.1)$$

где K_{ij} – коэффициент чувствительности тензорезистора i к собственной форме колебаний j (осредненный по узлам КЭ-сетки на поверхности лопатки, Рисунок 2.1), $\varepsilon_{s_1 s_1}$ – осредненная по площади рабочей части тензорезистора относительная деформация в точке установки датчика i в направлении вектора \bar{s}_1 , который совпадает с осью тензорезистора, ε_{max} – максимальное значение первой главной деформации на поверхности профильной части лопатки;

- коэффициент «покрытия» формы колебаний – показатель, при котором все расчетные формы колебаний регистрируются тензорезисторами с коэффициентом ЧТФК $\geq 0,5$.

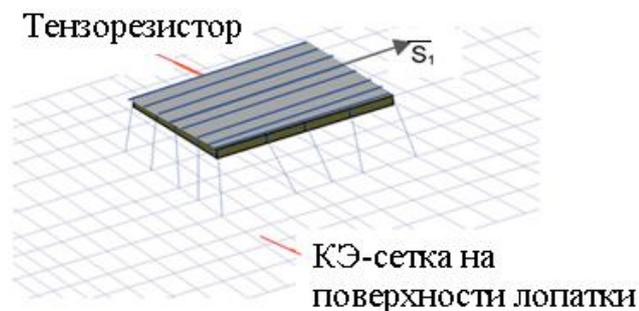


Рисунок 2.1 – Схема осреднения коэффициента ЧТФК по поверхности лопатки

Коэффициент «покрытия» форм колебаний говорит о качественной оценке разработанной схемы препарирования и выражается в процентах. В случае, если два тензорезистора и более в разработанной схеме препарирования регистрируют одну и ту же форму колебаний, такие датчики считаются дублирующими.

Для снижения погрешностей оценки динамических напряжений в лопатке схема препарирования тензорезисторами должна быть такой, чтобы значения коэффициентов ЧТФК датчиков были максимальны. При этом имеют место ограничения на количество и размещение датчиков, на значения коэффициентов ЧТФК. Количество датчиков (n), устанавливаемых на одной лопатке, ограничено возможностями тензометрической аппаратуры и токосъемников. На расположение датчиков на поверхности лопаток накладываются ограничения, обусловленные технологией монтажа датчиков. Так, невозможна наклейка тензорезисторов в галтели перехода к ножке хвостовика, на кромках пера, а также в местах, где возможен контакт со смежными деталями.

Низкие значения коэффициентов ЧТФК приводят к низкой точности определения динамических напряжений из-за того, что влияние погрешностей измерения усиливается.

2.1.1. Расчет вибрационных характеристик и распределения напряжений

Разработанный метод основан на анализе вынужденных колебаний лопатки под действием переменных газодинамических сил. Сначала определяются собственные частоты и формы колебаний лопатки. Свободные колебания в методе конечных элементов описываются однородной системой уравнений:

$$[M]\{\ddot{\delta}\} + [K]\{\delta\} = 0, \quad (2.2)$$

где $\{\delta\}$ – вектор узловых перемещений, $[K]$ – матрица жесткости, $[M]$ – матрица масс. Система (2.2) имеет нетривиальное решение при значениях ω , обращающих в ноль определитель

$$\det|[K] - \omega^2[M]| = 0. \quad (2.3)$$

Значения ω_i являются собственными частотами колебаний, а соответствующие им векторы $\{\delta_0\}_i$ характеризуют собственные формы колебаний

лопатки. Для собственных форм вводится масштаб так, чтобы выполнялось соотношение:

$$\{\delta_0\}_i^T [M] \{\delta_0\}_i = I, \quad (2.4)$$

где индекс T обозначает транспонирование, I – единичная матрица.

Вынужденные колебания лопатки возникают вследствие воздействия на лопатку внешних сил (главным образом, газодинамических), которые являются квазипериодическими и, как правило, кратны частоте вращения ротора. Чтобы определить потенциально возможные резонансные режимы колебаний лопатки, используется диаграмма Кембелла (Рисунок 2.2). Резонансные колебания имеют место при тех частотах вращения ротора n , при которых одна из собственных частот колебаний лопатки $f_i = \omega_i / 2\pi$ совпадает с частотой одной из гармонических составляющих периодических внешних сил: $f_i = kn$ (где k – номер гармоники к частоте вращения).

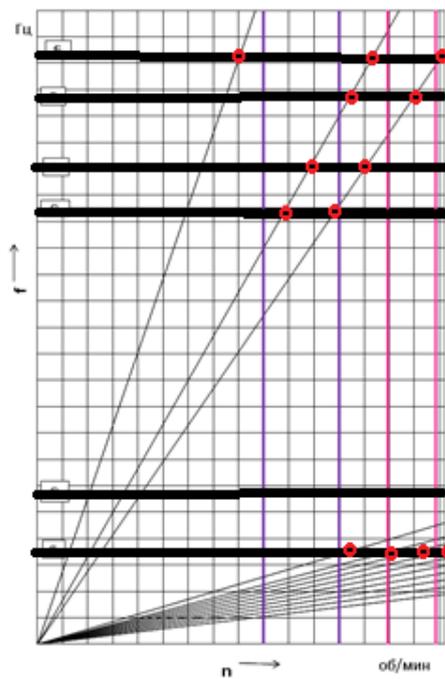


Рисунок 2.2 – Диаграмма Кемпелла

Определенным таким образом собственным частотам ω_i , реализующимся на резонансных режимах, соответствуют собственные формы колебаний $\{\delta_0\}_i$. Известные соотношения метода конечных элементов позволяют по условным перемещениям узлов i -й собственной формы колебаний $\{\delta_0\}_i$ определить соответствующие им поля деформаций и напряжений:

$$\{\varepsilon\} = [B]\{\delta_0\}; \{\sigma\} = [D](\{\varepsilon\} - \{\varepsilon_0\}) + \{\sigma_0\}, \quad (2.5)$$

где $[B]$ – матрица дифференцирования, $[D]$ – матрица упругости, $\{\varepsilon_0\}$ – начальные деформации, $\{\sigma_0\}$ – остаточные напряжения.

Расчет вибрационных характеристик проводится на основных режимах работы двигателя с соответствующими тепловыми и центробежными нагрузками.

Расчет собственных форм проводится с использованием пакета конечно-элементного анализа конструкций. При построении конечно-элементной модели можно использовать любой тип элемента: 4-, 8- или 20-узловые элементы [106].

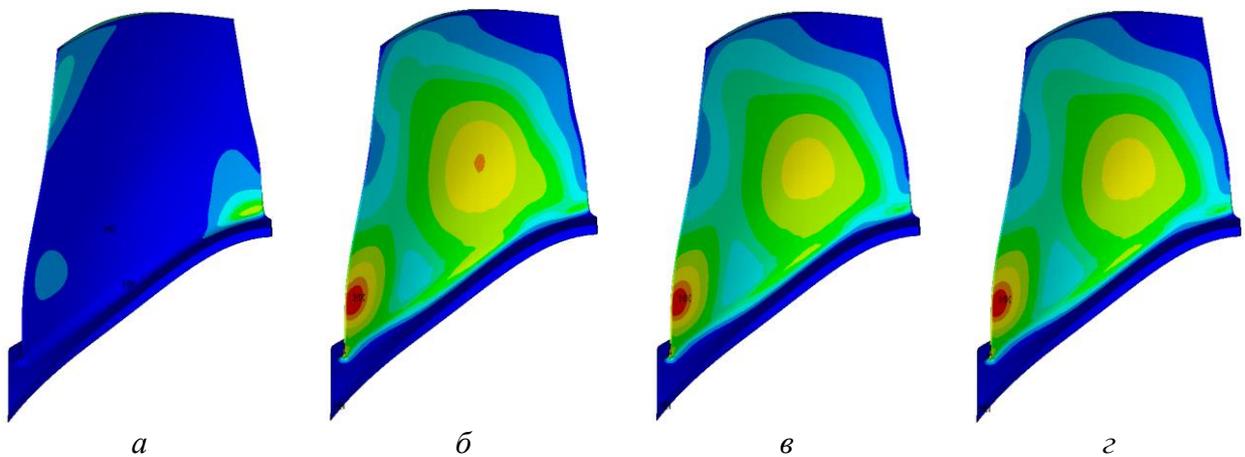


Рисунок 2.3 – Распределение (а) первых главных напряжений; (б) интенсивности напряжений; (в) эквивалентных напряжений; (г) главных деформаций на компрессорной лопатке по первой форме колебаний

В зависимости от задачи рассматривается один из подходов, описанных на Рисунке 2.3. По результатам расчета могут быть рассмотрены распределения первых главных напряжений, интенсивности напряжений, эквивалентных напряжений или главные деформации в зонах возможного размещения тензорезисторов. Для лопаток такими областями являются поверхности пера. Но зоны максимальных напряжений могут находиться в местах, не пригодных для расположения тензорезисторов. Такими местами являются грани контакта, грани, не смежные с гранями размещения тензорезисторов, и грани с резким изменением геометрии (радиуса перехода и скругления).

Расчет собственных форм проводится на рабочем режиме, с соответствующим тепловым состоянием и центробежными нагрузками. Весомую роль в определении собственных частот и форм колебаний играет правильность задания совместных перемещений. Выбор расчетной схемы определяется с учетом реальных условий работы объекта (условиями проводимого испытания).

Отметим еще один важный аспект в определении максимальных эквивалентных напряжений: качество разбиения конечно-элементной сетки. Величина динамических напряжений будет отличаться для элементов различных типов, а также зависеть от размеров этих элементов. Вдобавок размер конечного элемента должен быть в несколько раз меньше тензорезистора.

2.1.2. Определение коэффициентов чувствительности форм колебаний

Отношение величины измеренного напряжения по тензорезистору к максимальному уровню динамических напряжений в детали назовем коэффициентом чувствительности форм колебаний тензорезистора.

Для определения коэффициента чувствительности форм колебаний необходимо создать файлы с данными, полученными по расчету. Например, для лопаток такие файлы будут включать:

- 1) координаты главных узлов (узлы на поверхности лопатки без промежуточных узлов) с поверхности корыта;
- 2) координаты главных узлов с поверхностей корыта и спинки;
- 3) список из элементов и принадлежащих им узлов с поверхностей корыта и спинки;
- 4) деформации главных узлов с поверхностей корыта и спинки.

Для удобства можно создать компоненты с узлами этих поверхностей без промежуточных узлов.

Исходными данными для определения коэффициентов чувствительностей форм тензорезистора по результатам расчетов является положение и вектор ориентации тензорезистора на объекте.

Расчет коэффициентов чувствительностей форм тензорезисторов на базе расчета собственных частот и форм колебаний проводится в следующей последовательности:

1. Осуществляется расчет собственных частот и форм колебаний, выявляются области возможного расположения тензорезисторов (спинка и корыто профиля лопатки). Для каждой формы колебаний определяется значение максимальных эквивалентных напряжений (σ_{\max}).

2. Во всех точках (узлах) рассматриваемой области определяются система координат $(\vec{n}, \vec{s}_1, \vec{s}_2)$, в которой вектор \vec{h} является нормалью к поверхности детали, вектор \vec{s}_1 лежит в плоскости нормальной к вектору \vec{h} и касательной к поверхности детали и совпадает с направлением ориентации тензорезистора, вектор \vec{s}_2 нормален к вектору \vec{s}_1 и \vec{h} .

3. Во всех точках (узлах) рассматриваемой области и по всем формам колебаний определяется тензор деформации в новой системе координат $(\vec{n}, \vec{s}_1, \vec{s}_2)$. Компонента тензора деформации ε_{s_1} (в направлении \vec{s}_1) является деформацией вдоль тензорезистора. Произведение модуля упругости E на компоненту тензора деформации ε_{s_1} является напряжением в направлении ориентации тензорезистора. При анализе напряжений принято допущение, что действует только одноосное растяжение, т.е. не учитываются поперечные деформации [105]. Считаем, что

$$\sigma_x = E \cdot \varepsilon, \sigma_y = \sigma_z = 0. \quad (2.6)$$

4. Определяем чувствительность форм в каждом узле по всей области тензорезистора. Чувствительность формы колебаний определяется сразу во всей области возможного расположения тензорезисторов для заданной ориентации. Для последующего анализа или выбора положения тензорезистора реализована возможность графического представления результата.

5. Для всех рассматриваемых тензорезисторов по базе тензорезистора (ширина, длина) проводится осреднение чувствительности форм, определяются

погрешности измерения при неточности расположения тензорезистора или при некотором смещении тензорезистора.

На первом шаге для каждой точки (узла) в рассматриваемой области возможного расположения тензорезистора определяется вектор \vec{n} , который является нормалью к поверхности детали.

Поверхность рабочей грани разбита на конечные элементы. На грани элемента, лежащей на поверхности детали, выбираем три узла и строим через них плоскость.

Уравнение плоскости, проходящей через три узла с координатами (x_1, y_1, z_1) , (x_2, y_2, z_2) , (x_3, y_3, z_3) , записывается так:

$$Ax + By + Cz + D = 0, \quad (2.7)$$

где

$$\begin{aligned} A &= y_1 * z_2 + y_2 * z_3 + y_3 * z_1 - y_1 * z_3 - y_2 * z_1 - y_3 * z_2, \\ B &= x_1 * z_3 - x_1 * z_2 + x_2 * z_1 - x_2 * z_3 - x_3 * z_1 + x_3 * z_2, \\ C &= x_1 * y_2 - x_1 * y_3 - x_2 * y_1 + x_2 * y_3 + x_3 * y_1 - x_3 * y_2 \\ D &= x_3 * y_2 * z_1 - x_3 * y_1 * z_2 - x_2 * y_3 * z_1 + x_2 * y_1 * z_3 + x_1 * y_3 * z_2 - x_1 * y_2 * z_3. \end{aligned} \quad (2.8)$$

Вектор единичной внешней нормали в каждом из трех узлов $\vec{n} = (n_1, n_2, n_3)$ определяется так:

$$\begin{aligned} n_1 &= \frac{A}{\sqrt{A^2 + B^2 + C^2}}, \\ n_2 &= \frac{B}{\sqrt{A^2 + B^2 + C^2}}, \\ n_3 &= \frac{C}{\sqrt{A^2 + B^2 + C^2}}. \end{aligned} \quad (2.9)$$

Узел может принадлежать нескольким конечным элементам. В этом случае нормаль определяется в каждом из этих элементов. Результирующее направление нормали в данном узле будет определяться через сумму единичных векторов нормалей в каждом элементе.

Далее определяется вектор \vec{s}_1 , который лежит в плоскости, нормальной к вектору \vec{n} , и совпадает с направлением ориентации тензорезистора \vec{t}_n . Для этого проецируем вектор \vec{t}_n на плоскость, нормальную к вектору \vec{n} . Вектор \vec{s}_2 , определяется из условия нормальности к векторам \vec{n} и \vec{s}_1 . Полученная тройка

векторов определяет новую систему координат $(\vec{n}, \vec{s}_1, \vec{s}_2)$ в узле. В каждом узле на поверхности будет своя система координат.

Во всех точках (узлах) рассматриваемой области и по всем формам колебаний определяется тензор деформации в новой системе координат $(\vec{n}, \vec{s}_1, \vec{s}_2)$:

$$\varepsilon'_{ij} = \alpha_{ik} \alpha_{jm} \varepsilon_{km} \quad i, j, k, m = 1 \dots 3 \quad (2.10)$$

Тензор деформаций в исходной системе координат:

$$\varepsilon_{km} = \begin{pmatrix} \varepsilon_{xx} & \varepsilon_{xy} & \varepsilon_{zx} \\ \varepsilon_{xy} & \varepsilon_{yy} & \varepsilon_{yz} \\ \varepsilon_{zx} & \varepsilon_{yz} & \varepsilon_{zz} \end{pmatrix} \quad (2.11)$$

Матрицы поворота:

$$\alpha_{ij} = \begin{pmatrix} n_1 & s_{11} & s_{21} \\ n_2 & s_{12} & s_{22} \\ n_3 & s_{13} & s_{23} \end{pmatrix}. \quad (2.12)$$

Компонентами матрицы поворота являются координаты направляющих векторов системы $(\vec{n}, \vec{s}_1, \vec{s}_2)$, ε'_{ij} – тензор деформаций в новой системе координат $(\vec{n}, \vec{s}_1, \vec{s}_2)$.

В новой системе координат компонента тензора деформации $\varepsilon_{s_1 s_1}$ является деформацией в направлении ориентации тензорезистора.

Вычисление чувствительности форм колебаний во всех узлах рассматриваемой области выполняется по формуле (2.10):

$$K_{ij} = \frac{E \cdot \varepsilon_{s_1 s_1}}{\sigma_{max}} = \frac{\sigma_{тр}}{\sigma_{max}}, \quad (2.13)$$

где E – модуль упругости, σ_{max} – максимальное напряжение в лопатке без учета зоны закрепления.

Коэффициент чувствительности форм колебаний в зависимости от объекта исследования возможно определять с помощью одного из подходов:

а) через главные деформации $\varepsilon_1 = \frac{1}{E} [\sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3)]$,
 $\varepsilon_3 = \frac{1}{E} [\sigma_3 - \mu(\sigma_1 + \sigma_2)]$:

$$K_{ij} = \frac{\varepsilon_{s_1 s_1}}{\varepsilon_{max}}, \quad (2.14)$$

б) через интенсивность напряжений

$$\sigma_i = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 + (\tau_{12}^2 + \tau_{23}^2 + \tau_{31}^2]}:$$

$$K_{ij} = \frac{E \cdot \varepsilon_{s_1 s_1}}{\sigma_{intmax}} = \frac{\sigma_{тр}}{\sigma_{intmax}}; \quad (2.15)$$

в) через эквивалентные напряжения

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]}:$$

$$K_{ij} = \frac{E \cdot \varepsilon_{s_1 s_1}}{\sigma_{seqvmax}} = \frac{\sigma_{тр}}{\sigma_{seqvmax}}; \quad (2.16)$$

г) через первые главные напряжения $\sigma_1 = \frac{E}{1-\mu^2}(\varepsilon_1 + \mu\varepsilon_2)$,

$$\sigma_2 = \frac{E}{1-\mu^2}(\varepsilon_2 + \mu\varepsilon_1):$$

$$K_{ij} = \frac{E \cdot \varepsilon_{s_1 s_1}}{\sigma_{s_1max}} = \frac{\sigma_{тр}}{\sigma_{s_1max}}; \quad (2.17)$$

где E – модуль упругости сплава на режиме, μ – коэффициент Пуассона материала исследуемого объекта.

При разработке схемы препарирования статорных и роторных лопаток вентилятора (также СА), КНД, КВД из металла коэффициент чувствительности форм колебаний тензорезистора возможно определять любым способом (по главным напряжениям/деформациям, через интенсивность или эквивалентные напряжения). Для рабочей лопатки вентилятора (РЛВ) из композита и роторных лопаток турбины (ТВД, ТНД) из монокристалла с анизотропными свойствами [108, 109] материала корректно определять коэффициент чувствительности через деформации.

В итоге проводится осреднение коэффициентов чувствительности форм колебаний по базе тензорезистора и вычисляются погрешности измерения напряжений при смещении положения тензорезистора.

Далее приведено определение коэффициента чувствительности форм колебаний через распределение эквивалентных напряжений.

2.1.3. Метод определения оптимального размещения тензорезисторов

Выбор оптимального размещения тензорезисторов или разработка схемы препарирования выполняется исходя из целей последующего экспериментального исследования.

Выделим следующие типы экспериментального исследования с учетом тензометрирования объекта:

1) исследование напряжений с приемлемой чувствительностью форм по всем формам колебаний, по которым возможны резонансы;

2) исследование напряжений с максимально возможной чувствительностью форм и точностью измерений по конкретной группе (одна или несколько) собственных форм колебаний лопатки, по которым существуют резонансы в рабочем диапазоне двигателя и ожидаются высокие напряжения.

Первый тип экспериментального исследования чаще всего применяется, когда известно мало информации по объекту испытания. Строгих ограничений по количеству, размеру и типу тензорезисторов не накладывается. Второй тип? Наоборот? оптимально использовать в случае уточнения уже существующих обширных экспериментальных данных исследуемого объекта [110].

Маленький размер тензорезистора позволит получить более точное значение коэффициента и увеличит вероятность значения коэффициента принадлежать первому диапазону. Такой подход наиболее эффективен для второго типа экспериментального исследования.

В случае первого типа экспериментального исследования значимость размера тензорезисторов не столь велика. Наоборот, большие тензорезисторы позволяют затронуть одновременно несколько зон максимальных деформаций по различным формам, но при этом значение коэффициента может и не принадлежать первому диапазону. В таком случае критерием оценки значения коэффициента чувствительности станет коэффициент «покрытия» формы тензорезисторами.

Задача оптимального размещения тензорезисторов при подготовке испытаний ставится следующим образом: тензорезистор должен располагаться на поверхности лопатки так, чтобы коэффициент ЧТФК принимал максимальное значение по всем формам колебаний, что, в свою очередь, позволит обеспечить

снижение погрешностей оценки динамических напряжений в лопатке. Количество датчиков (n), устанавливаемых на одной лопатке, ограничено возможностями тензометрической аппаратуры и токосъемников. Также ограничения по расположению датчиков на поверхности лопаток связаны с размерами ровной поверхности лопатки и технологией монтажа датчиков (подложка, место под вывод проводов). В соответствии с нормативными документами значения коэффициентов ЧТФК используемых датчиков должны быть не ниже $K^*=0,5$.

Задачу расчета оптимального расположения тензорезисторов при измерении вибронапряжений в лопатке можно сформулировать следующим образом:

$$I = \frac{1}{n*m} \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m K_{ij} \rightarrow \max \quad (2.18)$$

$$K_{ij} \geq K^*, \text{ где } K^* = 0,5 \quad (2.19)$$

$$X_i \in F, \quad (2.20)$$

где n – количество тензорезисторов, m – количество собственных форм колебаний, которые могут реализоваться в качестве резонансных на возможных режимах работы двигателя, F – поверхность лопатки, пригодная для расположения тензорезисторов с учетом их размеров с подложкой и токопроводами, X_i – координаты места расположения тензорезистора, K^* – минимальное значение коэффициента ЧТФК, допускаемое из соображений точности измерения динамических напряжений.

Решение задачи оптимизации (2.18) – (2.20) реализовано в программных продуктах, написанных на языке Visual Fortran 6.0 и адаптированных для работы с программным продуктом конечно-элементного анализа. Они реализуют метод прямого перебора узлов КЭ-сетки на поверхности, приемлемой для размещения тензорезисторов, например, на профильной части лопатки, координаты которых удовлетворяют ограничениям на расположение датчиков (2.20) с учетом их фактических размеров с подложкой и токопроводами.

На каждом шаге вычисляются значения коэффициентов чувствительности K_{ij} и проверяется выполнение условия (2.19). Таким образом, программа позволяет подбирать оптимальное расположение тензорезисторов в трех направлениях:

радиальном, хордовом и под заданным углом. Направление задается вектором по отношению к осям двигателя. Также существует возможность варьировать допуск на расположение тензорезистора в зависимости от места наклейки. Результатом оптимизационного расчета является расположение и ориентация тензорезисторов в соответствии с (2.18) – (2.20). Кроме того, программные продукты позволяют визуализировать поле распределения коэффициента чувствительности по перу лопатки в трех направлениях.

Разработанные программные продукты позволяют решать задачу проверочного расчета. В этом случае исходными данными являются количество, координаты расположения и векторы ориентации тензорезисторов, максимальное значение главных деформаций в профильной части лопатки, количество рассматриваемых собственных форм колебаний, а также данные о размерах тензорезистора. Результатом расчета являются осредненные по каждому датчику значения коэффициента ЧТФК для заданных форм колебаний. Кроме того, разработанные программные продукты позволяют оценивать влияние погрешностей установки датчиков на рассеяние значений коэффициентов ЧТФК.

Ограничением при разработке схемы препарирования является ограниченное количество тензорезисторов на объекте и ограничения по размещению тензорезисторов на объекте.

Анализируя несколько схем препарирования, можно оценить их коэффициент «покрытия» и выявить наиболее значимую схему. И уже новые схемы препарирования разрабатывать с целью «покрытия» опасных форм колебаний, проявившихся на всех проведенных испытаниях.

2.1.4. Отработка метода определения оптимального положения тензорезисторов

Отработка метода определения оптимального положения тензорезисторов выполнена на лопатках компрессора высокого давления. К ним были применены три варианта схем препарирования. Два варианта схем разработаны на базе опыта экспериментальных исследований лопаток и предварительного анализа

результатов расчета вибрационных характеристик лопаток. Третий вариант схем разработан с использованием метода определения оптимального размещения тензорезисторов на базе результатов расчета собственных частот и форм колебаний изолированных лопаток. Расчет собственных форм проведен с использованием пакета конечно-элементного анализа. При построении конечно-элементной модели использованы 20-узловые элементы.

При анализе схем препарирования оценивалось количество «покрытых» собственных форм колебаний тензорезисторами.

Для каждой схемы препарирования были взяты пять рабочих лопаток с замком по типу «ласточкин хвост». Схемы препарирования для каждого варианта приведены на Рисунке 2.4.

В варианте 1 для всех лопаток использовалась одинаковая схема препарирования. Тензорезистор $T1$ расположен в корневом сечении на корыте лопатки вдоль входной кромки, тензорезистор $T2$ расположен на спинке вдоль торца лопатки. При первом варианте препарирования лопаток общее количество тензорезисторов равно 10.

Во втором варианте препарирования лопаток общее количество тензорезисторов равно 14.

Лопатка 1 – все тензорезисторы расположены на спинке, $T1$ и $T2$ – в радиальном положении, а $T3$ расположен под углом.

Лопатки 2, 3, 4, 5 – все тензорезисторы расположены на спинке под разными углами.

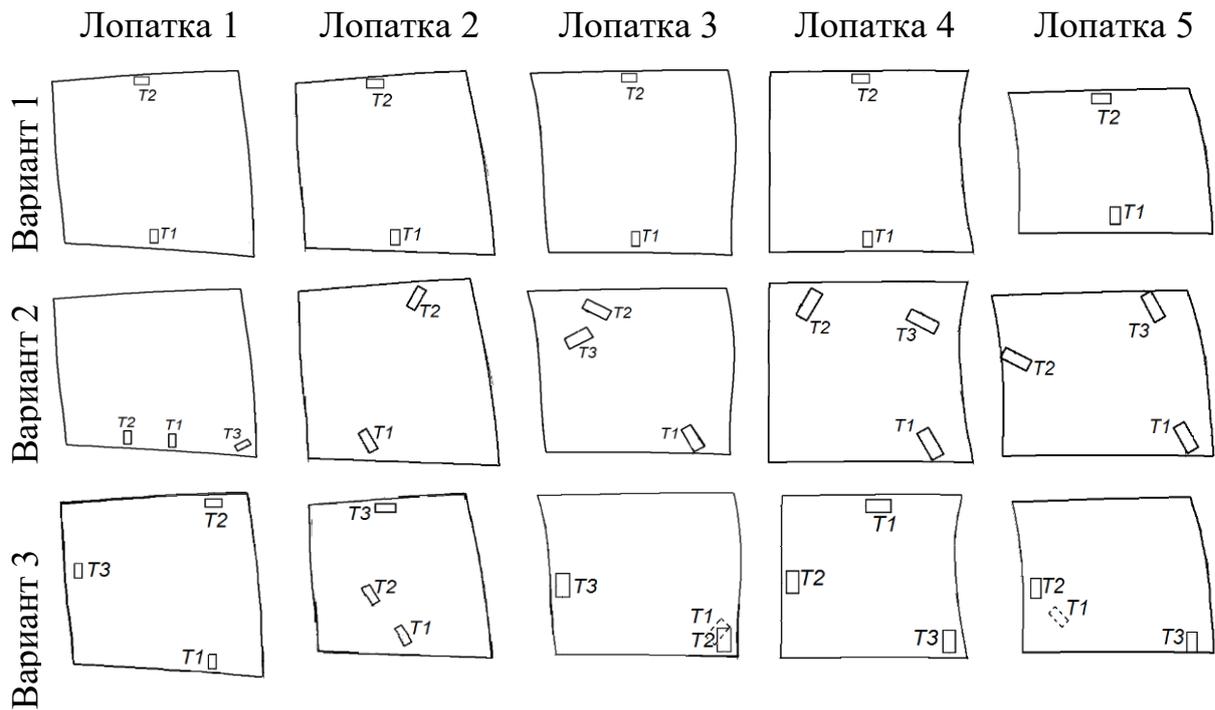


Рисунок 2.4 – Схемы препарирования рабочих лопаток КВД (перо лопаток)

Третий вариант препарирования лопаток имеет общее количество тензорезисторов, равное 15 тензорезисторам. При разработке нового варианта схем препарирования преимущественно выбиралась ориентация тензорезисторов в горизонтальном, радиальном направлениях или под углом 45° к горизонтальному направлению (пунктиром показаны тензорезисторы, расположенные со стороны спинки).

Тензорезисторы расположены следующим образом:

Лопатка 1 – $T1$, $T2$ расположены на спинке, $T3$ – на корыте. $T1$ и $T3$ – в радиальном положении, а $T2$ расположен в горизонтальном направлении.

Лопатка 2 – $T1$, $T2$ расположены на спинке, $T3$ – на корыте. $T1$ и $T2$ – под углом, а $T3$ расположен в горизонтальном направлении.

Лопатка 3 – $T1$ расположены на спинке, $T2$ и $T3$ – на корыте. $T2$ и $T3$ – в радиальном положении, а $T1$ расположен под углом.

Лопатка 4 – все тензорезисторы расположены на корыте, $T2$ и $T3$ – в радиальном положении, а $T1$ расположен в горизонтальном направлении.

Лопатка 5 – $T1$ расположены на спинке, $T2$ и $T3$ – на корыте. $T2$ и $T3$ – в радиальном положении, а $T1$ расположен под углом.

По результатам анализа схемы препарирования первого варианта видно, что данного количества тензорезисторов недостаточно для «покрытия» всех расчетных форм. Многие резонансные формы на рабочих лопатках не «покрыты». Результаты анализа «покрытия» форм тензорезисторами в процентном соотношении приведены в Таблице 2.1. Для данной схемы препарирования коэффициент «покрытия» форм колебаний в среднем по всем лопаткам составляет 46 %. В такой схеме препарирования технологических трудностей с препарированием не возникло.

По результатам анализа схем препарирования второго варианта видно, что не все анализируемые формы колебаний «покрыты». Результаты анализа «покрытия» форм тензорезисторами в процентном соотношении приведены в Таблице 2.1. Для данной схемы препарирования коэффициент «покрытия» форм колебаний в среднем по всем лопаткам составляет 66,7 %. При препарировании лопаток возникли технологические трудности с размещением тензорезисторов. На первой и четвертой лопатках вывод проводов тензорезисторов осложняется близким размещением к галтели.

По всем лопаткам, кроме второй, для третьего варианта имеется полное «покрытие» собственных форм колебаний, по которым возможны резонансы в рабочем диапазоне. Результаты анализа коэффициентов «покрытия» форм тензорезисторами в процентном соотношении приведены в Таблице 2.1. Для данной схемы препарирования коэффициент «покрытия» форм колебаний составляет 87,7 %. Особых технологических трудностей при препарировании лопаток не было.

Таблица 2.1 – Уровень «покрытия» тензорезисторами форм колебаний при препарировании рабочих лопаток КВД

Показатель	Лопатка 1	Лопатка 2	Лопатка 3	Лопатка 4	Лопатка 5	Ср. значение
Вариант 1						
Кол-во покрытых форм	3	7	6	4	6	-
Общее кол-во форм	13	11	11	10	15	-
Коэффициент «покрытия», %	23,1	63,6	54,5	40,0	40,0	46,0
Вариант 2						
Кол-во покрытых форм	5	7	7	7	3	-
Общее кол-во форм	10	10	10	10	10	-
Коэффициент «покрытия», %	50	70	70	70	30	66,7
Вариант 3						
Кол-во покрытых форм	11	9	10	9	7	-
Кол-во покрытых форм (относ.)*	13	10	10	9	7	-
Общее кол-во форм	13	11	11	10	8	-
Коэффициент «покрытия», %	84,6	81,8	90,9	90,0	87,5	87,7
Коэффициент «покрытия» (относ.), %	100,0	90,9	90,9	90,0	87,5	90,7
Примечание: * - количество покрытых форм, вычисленных по отношению к максимальным напряжениям в первой перемычке, полке или галтели.						

Для третьей схемы по формам колебаний, по которым на лопатках концентраторы напряжений расположены в местах, труднодоступных для размещения тензорезисторов, определены чувствительности форм колебаний по отношению к максимальному значению интенсивности напряжений в профиле лопатки. Таким образом, если взять максимальные напряжения на профиле лопатки и по отношению к ним определить чувствительности форм, то доля «покрытия» форм колебаний незначительно увеличиться до 90,7 %.

2.2. Верификация расчетного метода оптимального размещения тензорезисторов на деталях газотурбинного двигателя

Генеральным направлением развития газотурбинных двигателей является повышение термодинамических параметров рабочего цикла. Одним из средств обеспечения высоких параметров цикла стало создание лопатки компрессора без бандажной полки.

Отсутствие антивибрационной полки позволяет улучшить аэродинамические характеристики при относительной малой массе лопатки, но проблема снижения уровня динамических напряжений для такой лопатки компрессора является весьма актуальной.

Для успешного проведения испытаний проектируемого газотурбинного двигателя необходим контроль вибрационного состояния деталей двигателя. Основным методом экспериментального контроля и оценки динамических напряжений в деталях ГТД является тензометрирование. Важной задачей при планировании тензометрирования является разработка схем препарирования деталей. Схемы препарирования деталей могут быть разработаны на основе предварительных экспериментальных исследований в лабораторных условиях [100, 109] или на основе расчетного определения вибрационных характеристик и распределения динамических напряжений в лопатках [110 – 112]. Расчеты собственных частот и форм колебаний проводятся с помощью конечно-элементного пакета моделирования. На основании этих расчетов разработан метод определения оптимального размещения тензорезисторов, включающий в себя расчетное определение значения коэффициента чувствительности тензорезистора к формам колебаний (ЧТФК).

Для повышения достоверности расчетов вибрационных характеристик, распределения напряжений и метода разработки схем препарирования на основе расчетов в данной работе проведена валидация расчетов путем сравнения расчетов с экспериментальными исследованиями лопатки компрессора на вибростенде.

2.2.1. Объект исследования

Объект исследования представляет собой рабочую лопатку компрессора. Лопатка представляет собой лопасть рабочего колеса турбомашин. Лопатка состоит из пера, ножки и хвостовика замкового соединения. Ножка лопатки спрофилирована как продолжение пера с утолщением, с плавным переходом к хвостовику. Рабочая лопатка компрессора изготовлена из титана.

2.2.2. Расчет вибрационных характеристик и распределения напряжений

Расчет собственных форм колебаний проведен для условий испытаний на вибростенде, в качестве граничных условий задан запрет перемещений во всех направлениях по контактным граням хвостовика. В расчете задана температура лопатки 20 °С, соответствующая условиям лабораторного исследования на вибростенде ВЭДС-1500.

Расчет собственных форм проведен с использованием пакета конечно-элементного анализа конструкций ANSYS [105, 113, 114]. При построении конечно-элементной модели использованы 20-узловые элементы SOLID186. Конечно-элементная модель состоит из 443 454 узлов и 115 432 элементов.

2.2.3. Расчет коэффициентов чувствительности форм колебаний на лопатках компрессора при расчетном моделировании испытаний на вибростенде

Коэффициент ЧТФК – это есть отношение величины измеряемого вибронапряжения по тензорезистору к максимальному значению вибронапряжения в детали. Коэффициент ЧТФК, получаемый по результатам расчета, запишется так:

$$K_T^{расч} = \frac{[\sigma_v^{m/p}]^{расч}}{[\sigma_v^{max}]^{расч}}, \quad (2.21)$$

где $[\sigma_v^{m/p}]^{расч}$ – расчетное значение вибронапряжения по тензорезистору с учетом осреднения по базе тензорезистора,

$[\sigma_v^{max}]^{расч}$ – расчетное максимальное значение вибронапряжения в детали.

Выделим три диапазона для значений коэффициента $K_T^{расч}$:

- приемлемые по величине значения – от 0,350 и выше (допустимой величиной коэффициента пересчета является $k = [\sigma_v^{\max}]^{расч} / [\sigma_v^{m/p}]^{расч} \leq 3$. Это соответствует значению $K_T^{расч} \geq 0,35$, поскольку коэффициент ЧТФК – это величина, обратная коэффициенту пересчета);
- «нежелательно приемлемые» значения (использовать только при отсутствии приемлемых значений) – от 0,150 до 0,349;
- неприемлемые значения – ниже 0,149.

В зависимости от задач исследования можно ввести различные диапазоны приемлемости значений. В данном случае стоит задача «покрыть» как можно большее количество форм, поэтому введенного диапазона будет достаточно.

Контроль напряжений при испытаниях по конкретной форме будем считать возможным, если по этой форме:

- один тензорезистор и более показывают приемлемые значения коэффициента ЧТФК,
- два тензорезистора или более показывают «нежелательно приемлемые» значения коэффициента ЧТФК, при этом необходимо сравнивать показания двух тензорезисторов и более.

Для расчетного определения коэффициентов ЧТФК в тензорезисторах на детали сначала проводится расчет вибрационных характеристик – определяются значения собственных частот колебаний и распределение напряжений по собственным формам. После обработки результатов расчета вычисляются коэффициенты ЧТФК по формулам (2.14)–(2.17).

Тензорезистор измеряет деформации в одном направлении, а именно вдоль оси тензорезистора. Направление, или ориентация приклейки тензорезистора при препарировании лопатки, как правило, выбирается в радиальном (вдоль кромки) или горизонтальном направлении (вдоль хорды). Тензорезистор также может быть приклеен к лопатке под некоторым заданным углом к выбранному направлению. Деформация определяется в зоне, ограниченной размерами тензорезистора, в ней же проходит осреднение деформации.

Для определения коэффициента ЧТФК необходимо знать положение и вектор ориентации тензорезистора на лопатке, а также размеры тензорезистора.

В случае, если коэффициент ЧТФК принимает значение, равное единице, тензорезистор находится в зоне максимальных напряжений. В том случае, если в процессе препарирования практически невозможно разместить тензорезистор в зоне максимальных напряжений, возможно разместить тензорезистор вблизи зоны максимальных напряжений. Соответственно, как правило, значение коэффициента ЧТФК принимает значение ниже единицы.

2.2.4. Экспериментальные исследования вибрационных характеристик рабочей лопатки компрессора

Экспериментальные исследования вибрационных характеристик рабочей лопатки компрессора в количестве 2 штук с условными номерами № 1 и 2 проведены при возбуждении на вибростенде в диапазоне частот $f = 0 \dots 900$ Гц. По результатам экспериментальных исследований рабочих лопаток компрессора определены собственные частоты и распределения вибронапряжений по профилю лопатки [93, 98, 103, 104, 114–117].

При экспериментальном исследовании использовано две схемы препарирования лопатки. Условная схема препарирования приведена на Рисунке 2.5.

Первый вариант схемы препарирования состоит из 50 тензорезисторов. Тензорезисторы № 1–7, 22–33, 46–50 расположены со стороны спинки, тензорезисторы № 8–21, 34–45 расположены со стороны корыта.

Второй вариант схемы препарирования состоит из 60 тензорезисторов. Схема препарирования для лопаток была доработана, по сравнению с первым вариантом, добавлением новых тензорезисторов. Тензорезисторы № 1–7, 22–33, 46–59 расположены со стороны спинки, тензорезисторы № 8–21, 34–45, 40' расположены со стороны корыта.

Для первой схемы применялись тензорезисторы базой 5 мм, для второй схемы – базой 6,35 мм.

В представленных схемах препарирования тензорезисторы расположены в радиальном направлении (№ 1–7, 22–33), в направлении вдоль периферии (№ 46–50) и вдоль кромок лопатки (№ 8–21, 34–45).

2.2.5. Сравнение результатов расчета с экспериментальными исследованиями

По результатам экспериментальных исследований рабочих лопаток компрессора определены:

- собственные частоты (в относительных величинах по отношению к первой изгибной форме), представленные в Таблице 2.2;
- распределения вибронапряжений в относительных величинах (по отношению к максимально замеренным напряжениям) или эпюры вибронапряжений по проявившимся собственным формам.

По результатам расчета определены собственные частоты, представленные в Таблице 2.2. По результатам расчета определены распределения вибронапряжений в лопатках по собственным формам.

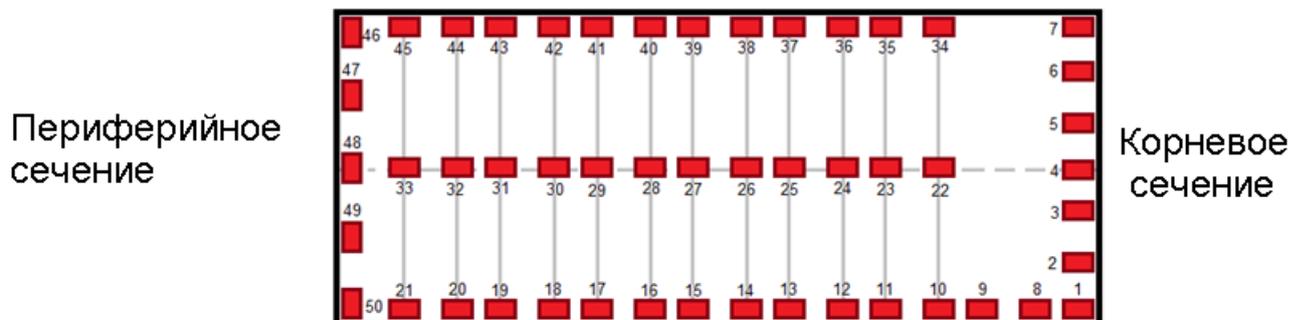


Рисунок 2.5 – Условная схема препарирования

Таблица 2.2 – Сравнительный анализ собственных частот колебаний лопаток по результатам расчета и лабораторного исследования

№ формы	Форма колебания	Результаты экспериментального исследования. Частота, усл. ед.			Частота, полученная по результатам расчета, усл. ед.	Отклонение, %
		№1	№2	Среднее		
$f1$	1-я изгибная	1,01	0,99	1,00	1,00	0,40
$f2$	2-я изгибная	2,82	2,82	2,80	2,87	2,00
$f3$	1-я крутильная	4,58	4,61	4,60	4,83	5,00
$f4$	3-я изгибная	7,26	7,20	7,23	7,63	6,00
$f5$	2-я крутильная	10,17	-	10,17	10,86	6,80

Анализ первого и второго вариантов схем препарирования лопаток компрессора показал практически одинаковые результаты по распределению коэффициента ЧТФК. Различия состоят в разном количестве тензорезисторов на первом и на втором вариантах схем препарирования по периферии и выходной кромке со стороны корыта.

В Таблице 2.3 по собственным формам лопатки приведен пример расположения зон с максимальными напряжениями и максимальные значения коэффициентов ЧТФК в тензорезисторах по рассматриваемым схемам препарирования. Из таблицы 2.3 видно, что максимальные значения коэффициента ЧТФК в тензорезисторах принимают значения от 0,5 до 0,9.

Таблица 2.3 – Пример расположения зон максимальных напряжений в лопатке компрессора

№ формы	Описание зоны с максимальными напряжениями, полученными по расчету	Тензорезистор с максимальным значением коэффициента ЧТФК		
		№ т/р	Значение коэфф. ЧТФК	Описание зоны размещения т/р
<i>f1</i>	На ножке со стороны корыта на входной кромке	8	0,802	Рядом с ножкой на корыте со стороны входной кромки
<i>f2</i>	На ножке со стороны корыта на входной кромке	8	0,800	Рядом с ножкой на корыте со стороны входной кромки
<i>f3</i>	На ножке со стороны корыта на выходной кромке	40	0,674	На корыте со стороны выходной кромки посередине
<i>f4</i>	На ножке со стороны корыта на входной кромке	8	0,799	Рядом с ножкой на корыте со стороны входной кромки
<i>f5</i>	На корыте со стороны входной кромки вверху	20	0,914	На корыте со стороны входной кромки вверху

В Таблице 2.2 представлено сравнение собственных частот, полученных расчетным путем, с результатами эксперимента. Отклонение по собственным частотам результатов эксперимента от расчета незначительно. С ростом формы и собственной частоты отклонение растет, максимальное отклонение по второй крутильной форме 6,8 %.

По результатам расчета и эксперимента сравниваются собственные частоты лопатки компрессора.

Сравниваются тензорезисторы, в которых максимальные напряжения и максимальный коэффициент ЧТФК, полученные по результату эксперимента и расчета.

Для сравнения распределения вибронапряжений рассматривается отклонение расчетных и экспериментальных эпюр вибронапряжений. Построение

эпюр распределения напряжений по результатам эксперимента проводится в следующем порядке:

- определяется тензорезистор с максимальным значением напряжения;
- в каждом тензорезисторе рассматриваются соотношения значения напряжения к максимальному значению напряжения: $K_T^{\text{экспер.}} = \sigma / \sigma_{\text{max}}$. В тензорезисторе с максимальным значением напряжения данное соотношение равно 1,0;
- строятся эпюры вибронапряжений в лопатке для групп тензорезисторов, например, в зависимости от расстояния от подошвы замка.

При расчете коэффициентов ЧТФК в тензорезисторе рассматривается соотношение по отношению к максимальному напряжению в лопатке. В зоне максимальных напряжений, как правило, разместить тензорезистор невозможно. Поэтому для сравнения расчетных и экспериментальных эпюр распределения напряжений масштабируем расчетные значения коэффициента ЧТФК для каждого тензорезистора по максимальному абсолютному значению коэффициента ЧТФК:

$$[K_T^{\text{расч}}]^{\text{масш}} = \frac{K_T^{\text{расч}}}{\max |K_T^{\text{расч}}|}, \quad (2.22)$$

где $K_T^{\text{расч}}$ – коэффициент ЧТФК;

$\max |K_T^{\text{расч}}|$ – максимальное абсолютное значение коэффициента ЧТФК из всех тензорезисторов.

Для сравнения расчетных и экспериментальных эпюр распределения напряжений рассмотрено отношение:

$$K_1 = \frac{K_T^{\text{эксп}}}{[K_T^{\text{расч}}]^{\text{масш}}}. \quad (2.23)$$

Также оценивается отклонение эксперимента и расчета:

$$\Delta = \frac{|K_T^{\text{эксп}} - [K_T^{\text{расч}}]^{\text{масш}}|}{|[K_T^{\text{расч}}]^{\text{масш}}|} \cdot 100 \%. \quad (2.24)$$

При сравнительном анализе выделено несколько групп по месту расположения тензорезисторов: подошва по спинке, входная кромка по корыту, вдоль по спинке, выходная кромка по корыту и периферия по спинке. Для каждого

тензорезистора определено отклонение расчета от эксперимента. Для подгрупп определено среднее и максимальное отклонение.

Результаты сравнительного анализа по первым пяти формам на входной кромке по корыту, вдоль по спинке, по выходной кромке по корыту представлены на Рисунке 2.6.

В Таблице 2.4 приведен пример отклонения эксперимента и расчета для тензорезисторов по приемлемым и по нежелательно приемлемым тензорезисторам.

По рекомендации М.Е. Колотникова и П.В. Макарова [117] величину допустимого отклонения лабораторного исследования от расчета необходимо установить не более 25 %. Предполагается, что при отклонении больше 25 % от измеряемого значения данные тензорезисторы неприменимы для оценки максимальных вибронапряжений.

Результаты сравнения для первой и второй формы колебаний лопатки показали, что для тензорезисторов:

- с приемлемыми значениями коэффициентов ЧТФК – среднее отклонение расчета и эксперимента меньше 9 %, а максимальное отклонение меньше 25 %;
- с нежелательно приемлемыми значениями коэффициентов ЧТФК – среднее отклонение расчета и эксперимента меньше 17 %, а максимальное отклонение меньше 40 %.

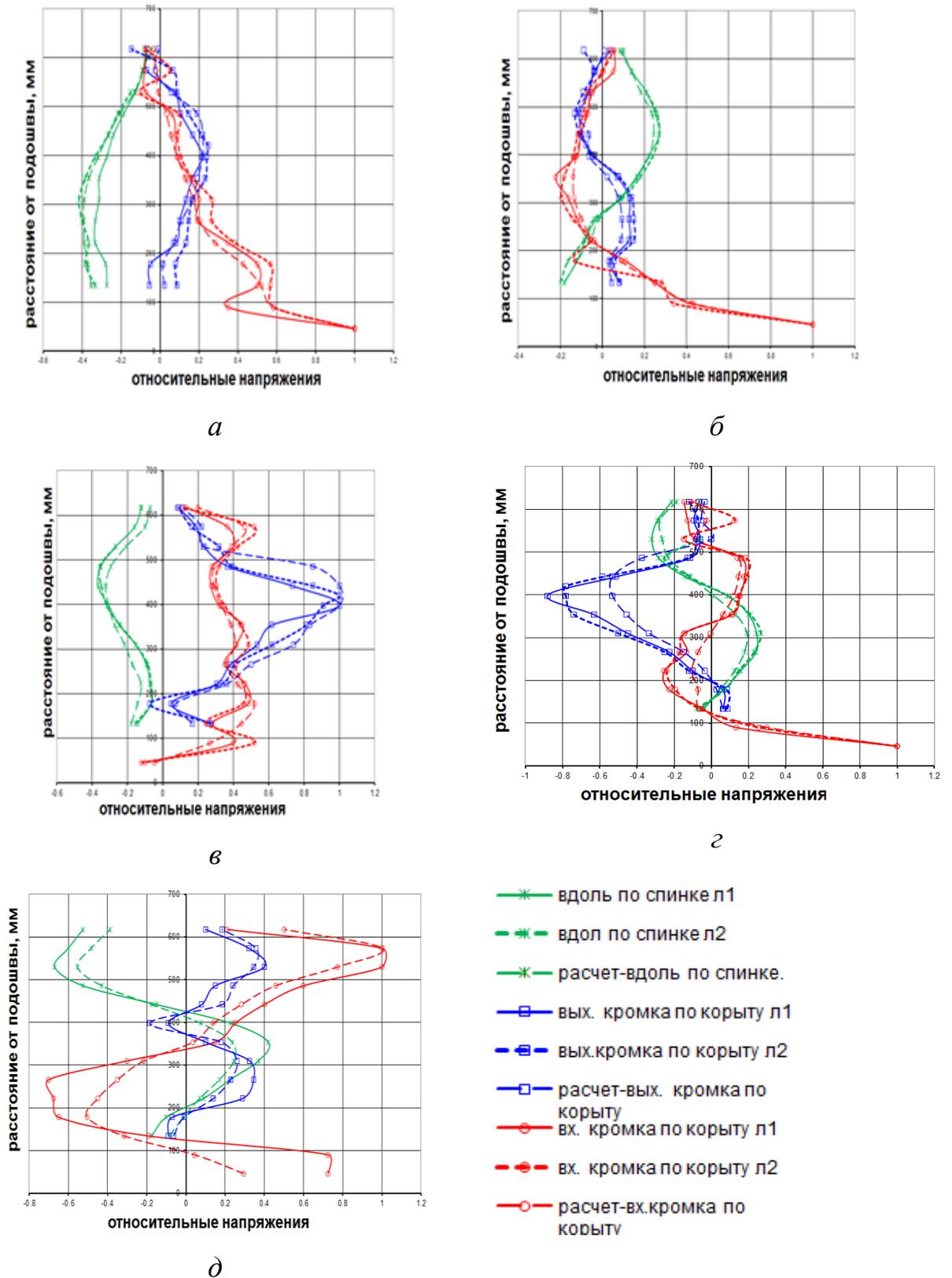


Рисунок 2.6 – Распределение вибронпряжений в лопатке компрессора при колебаниях лопатки с относительными частотами $f1=1,0$ (*а*); $f2=2,87$ (*б*); $f3=4,83$ (*в*); $f4=7,63$ (*г*); $f5=10,86$ (*д*)

Таблица 2.4 – Пример отклонения распределения напряжений в тензорезисторах

№ формы	Форма колебания	Отклонение, %	
		Среднее, %	Максимальное, %
<i>f1</i>	1-я изгибная	8,85*	24,5
		<i>16,2**</i>	<i>40,0</i>
<i>f2</i>	2-я изгибная	0,0	0,0
		<i>9,5</i>	<i>16,0</i>
<i>f3</i>	1-я крутильная	16,9	36,4
		<i>14,3</i>	<i>70,4</i>
<i>f4</i>	3-я изгибная	35,0	64,4
		<i>41,3</i>	<i>84,8</i>
<i>f5</i>	2-я крутильная	40,1	100,0
		<i>61,6</i>	<i>>100</i>

Примечание: * – жирным приведены значения по приемлемым значениям коэффициента ЧТФК
 ** – курсивом приведены значения по нежелательно приемлемым коэффициентам ЧТФК.

По третьей форме колебаний наблюдается увеличение отклонений расчетных и экспериментальных значений, а именно для тензорезисторов:

- с приемлемыми значениями коэффициентов ЧТФК – среднее отклонение расчета и эксперимента составляет 17 %, а максимальное отклонение равно 37 %;
- с нежелательно приемлемыми значениями коэффициентов ЧТФК – среднее отклонение расчета и эксперимента составляет 15 %, а максимальное отклонение равно 70 %.

Для более высоких форм колебаний наблюдается повышение величин отклонений более чем на 30 %.

Для тензорезисторов с неприемлемыми значениями коэффициентов ЧТФК – отклонения расчета и эксперимента могут быть больше 100 %.

Выводы по главе 2

В главе 2 представлены результаты разработки метода определения наилучшего размещения тензорезисторов (улавливать максимальные напряжения по каждой форме колебаний). Введены понятия «коэффициент чувствительности форм колебаний» и «коэффициент покрытия» формы колебаний. Для автоматизированной обработки результатов расчетов вибрационных характеристик разработан программный код, которая позволяет вычислять коэффициенты чувствительности форм колебаний при любом расположении и ориентации тензорезисторов на элементе ГТД. С использованием данной программы анализируется количество «покрытых» форм колебаний, что позволяет выбирать оптимальное расположение тензорезисторов. Приведены результаты применения метода на лопатках компрессора высокого давления. Было рассмотрено три варианта схем препарирования лопаток. Наилучшие показания по «покрытию» собственных форм показал вариант схемы препарирования, разработанный с использованием расчетного метода определения оптимального размещения тензорезисторов. Остались без «покрытия» собственные формы, по которым на лопатках концентраторы напряжений расположены не на профиле, а в местах, труднодоступных для размещения тензорезисторов (таких как галтель, перемычка, ножка и т.п.). Результаты апробации показали высокую степень применимости разработанного метода.

Рассмотрены ограничения применения разработанного метода для компрессорных лопаток. Представлены результаты варианта расположения тензорезисторов в зоне первой перемычки замка, полки или галтели (зоны, на которые оказывает влияние заделка и большая кривизна детали). Для оценки вибронапряжений при тензометрировании рабочей лопатки компрессора можно использовать только тензорезисторы с приемлемым значением коэффициентов ЧТФК.

Проведена валидация расчета распределения динамических напряжений и расчетного метода разработки схемы препарирования для рабочей лопатки

компрессора. Полученные результаты свидетельствуют о высокой адекватности метода определения оптимального расположения тензорезисторов для первых трех форм колебаний.

Применение разработанного метода определения оптимального размещения тензорезисторов и определение коэффициентов чувствительности форм колебаний возможно не только для лопаток, но и для корпусов, кронштейнов, деталей подвески. Также метод оптимального расположения тензорезисторов возможно использовать на основе расчетов расчета напряженно-деформированного состояния для подготовки испытаний на статику.

ГЛАВА 3. РАСЧЕТНЫЙ МЕТОД ОЦЕНКИ ИЗМЕНЕНИЯ УРОВНЯ ВИБРОНАПРЯЖЕНИЙ В ЛОПАТКАХ КОМПРЕССОРА ГТД

3.1. Объект исследования

Объект исследования представляет собой рабочие лопатки компрессора. Лопатки представляют собой лопасти рабочих колес турбомашин в случае моноколес или в случае лопаток с замковым соединением состоят из перьев, ножек и хвостовиков замкового соединения. Ножки лопаток профилированы как продолжение пера с утолщением, с плавным переходом к хвостовику. Рабочие лопатки компрессора могут быть изготовлены из титана или никелевого сплава.

3.1.1. Особенности вибронпряженного состояния лопаток КВД

Создание современных конкурентоспособных авиационных двигателей приводит к росту газодинамических параметров турбомашин. Одновременно с этим происходит значительное увеличение уровня динамических вибронпряжений в лопатках КВД. Уровень вибрационных напряжений в первом приближении можно рассматривать как линейную комбинацию напряжений, вызванных резонансными колебаниями (вибрационный фон), являющимися следствием нестационарных явлений в газоздушном тракте КВД, и представить в виде выражения:

$$\sigma_{V\Sigma} = \sigma_{Vрез} + \sigma_{Vфон} \quad (3.1)$$

Проблемами нестационарных явлений в компрессоре газотурбинных двигателей занимались с 70-х гг. прошлого века. К аэродинамическим нестационарным явлениям в проточной части КВД можно отнести следующие факторы:

- обтекание аэродинамических решеток неравномерным и периодически нестационарным потоком. Неоднородность вызывается, например, вязкими кромочными следами за лопатками неподвижной решетки и т.п.;

- обтекание решеток потоком со значительной турбулентностью, образовавшейся после распада вихревых следов. Здесь типичны воздействия случайного характера, подчиняющиеся статистическим законам;
- вращающийся отрыв (срыв), возникающий в решетке турбомашин. Вращающимся отрывом (срывом) называется неустановившаяся самовозбуждающаяся асимметрия потока, возникающая в решетке при превышении некоторого критического угла входа;
- помпаж или автоколебания газа, текущего через компрессор и коммуникации.

Иными словами, нестационарные аэродинамические явления в компрессоре можно представить в виде схемы на Рисунке 3.1.



Рисунок 3.1 – Классификация нестационарных процессов в турбомашинах

Вибрационный фон в деталях КВД как явление стационарных случайных колебаний описан в работе [116], где отмечается, что источником интенсивных случайных колебаний лопаток является сильная завихренность потока, возникающая, как правило, вследствие отрыва потока во входном устройстве. Колебания лопаток в сильно завихренном потоке носят характер вынужденных. Поскольку реальные потоки во входных устройствах, а тем более за предыдущими

ступенями многоступенчатых турбомашин всегда являются турбулентными и завихренными, на любой турбомашине и при любом режиме ее работы наблюдаются случайные колебания лопаток, так называемый фон.

Этимология возникновения вибрационного фона в лопатках КВД может носить различный характер:

- недостаточное осевое расстояние между рабочей лопаткой и лопаткой направляющего аппарата первой ступени КВД;
- широкополосное возбуждение лопаток турбулентным пульсирующим потоком на входе и за высоконагруженной РК 1-й ступени КВД (нестационарность и окружная неравномерность);
- применение изогнутых в окружном направлении продольных осей направляющих лопаток КВД;
- изменение нагрузок, действующих на лопатки КВД со стороны потока, при неравномерном изменении радиального зазора по окружности.

Каждая представленная гипотеза подлежит обязательной экспериментальной проверке и анализу с применением различных методик.

3.2. Метод оценки изменения уровня вибронапряжений в лопатках на основе расчета вибрационных характеристик

3.2.1. Расчетный метод оценки изменения уровня вибронапряжений

При проектировании деталей ГТД численное моделирование позволяет проанализировать большое количество вариантов конструкции деталей, что особенно актуально при их доводке (например, по вибронапряжениям). Используя программные пакеты оптимизации, возможно автоматизировать процесс доводки деталей. Таким образом, задача создания расчетных методик оценки изменения уровня вибронапряжений в деталях ГТД является наиболее актуальной при условии, что разработанные методики оценки изменения уровня вибронапряжений будут реализованы без проведения дополнительных экспериментальных исследований.

Одним из основных узлов ГТД является компрессор высокого давления (КВД), в свою очередь, лопатки являются неотъемлемым компонентом КВД.

В современных ГТД ступени компрессора высокого давления становятся более нагруженными. В связи с этим усложняются геометрические формы профиля пера лопатки и, следовательно, появляются сложные формы колебаний. При испытании таких лопаток сложно зафиксировать максимальный уровень вибронпряжений. С другой стороны, основными причинами поломок лопаток КВД являются усталостные трещины [3, 4, 6, 9], вызванные повышенным уровнем вибронпряжений.

В настоящий момент существующие расчетные методики анализа и оценки изменения уровня вибронпряжений недостаточно развиты. Существующие методики можно разделить два основных типа:

Гармонический анализ. Колебания лопатки раскладываются по собственным формам, и определяется отклик лопатки на возбуждение от неравномерного газового потока. Проводится анализ вибронпряжения по конкретной собственной форме с заранее известным коэффициентом демпфирования и с известной амплитудой возбуждающей силы от неравномерного газового потока. В таком методе зачастую необходим расчет всего рабочего колеса для определения возбуждающих нагрузок на лопатку от неравномерного газового потока, что требует больших вычислительных ресурсов. Недостатком гармонического анализа является неопределённость как значения силы, так и демпфирования.

Решение нестационарной задачи обтекания неравномерным газовым потоком лопатки или решение задачи аэроупругости. Вибронпряжения в лопатках определяются путем моделирования упругих колебаний в неравномерном газовом потоке. Сложности в осуществлении этой задачи кроются в ее ресурсоемкости и в определении исходных данных.

Использование таких методов оценки изменения уровня вибронпряжений целесообразно применять в качестве окончательной проверки. В случае же, когда надо перебрать множество вариантов на этапе доводки [12, 16, 39, 41, 55–57, 70, 77,

88–91, 105, 118], необходим более простой и действенный метод. Предложен простой метод оценки изменения уровня вибронпряжений в лопатках компрессора, основанный на 3D-расчете собственных частот и форм колебаний. На основании данного подхода был сформулирован расчетный метод оценки изменения уровня вибронпряжений в лопатках компрессора ГТД с измененной геометрией по отношению к исходной геометрии. Существует предположение, что при изменении геометрии лопатки работа возбуждающих колебания сил существенно не изменится.

Одним из способов снижений уровня динамических напряжений является изменение аэродинамического профиля лопатки [71, 75, 87]. Такие изменения могут быть направлены на снижение концентрации динамических напряжений в лопатке. Оценка изменения динамических напряжений [42] будет проводиться для измененной геометрии по отношению к исходной путём масштабирования напряжения по значению кинетической энергии. Таким образом, изменяя геометрию лопатки и проводя сравнительные расчеты, можно подобрать вариант, который позволяет снизить динамические напряжения в лопатках.

Применять расчетную методику оценки изменения вибронпряжений можно как в случае уже выявленного по результатам эксперимента высокого уровня вибронпряжений, не удовлетворяющего допустимым значениям, так и в случае сравнительной оценки двух геометрий одного объекта до экспериментального исследования [23, 24, 32–34, 40, 42]. В первом случае можно сразу спрогнозировать, какой уровень вибронпряжений будет в новой геометрии, а во втором можно быстро и без дополнительных затрат узнать, как будет влиять изменение геометрии на уровень вибронпряжений.

3.2.2. Этапы расчетного метода оценки изменения уровня вибронпряжений

Оценка изменения уровня вибронпряжений с использованием расчетного метода состоит в следующем.

1. Выполняется первоначальный 3D-расчет вибрационных характеристик лопатки исходной геометрии [105, 120]. Разрабатывается схема препарирования

оптимального размещения тензорезисторов на основе расчета вибрационных характеристик [118]. По результатам экспериментальных исследований выполняется обработка результатов тензометрирования лопатки исходной геометрии ГТД. Для лопатки определяются запасы по сопротивлению усталости, определяются допустимые значения вибронапряжений по каждой форме колебаний. По результатам анализа результатов испытаний и расчета вибрационных характеристик исходной геометрии лопатки определяются зоны максимальных динамических напряжений по формам колебаний и резонансные режимы. Таким образом получаем исходные данные для дальнейшего изменения лопатки.

2. Разрабатываются мероприятия по измененной геометрии лопатки с целью отстройки от резонансов и/или снижения динамических напряжений (при отсутствии возможности отстройки). На основе сравнительных расчетов лопатки исходной и измененной геометрии проводится оценка изменения уровня вибронапряжений в лопатке измененной геометрии. Распределение динамических напряжений в лопатке исходной геометрии выбирается за основу, с которой и будет проходить сравнение. Динамические напряжения в лопатке измененной геометрии масштабируются по суммарной потенциальной или кинетической энергии к исходной лопатке по каждой форме колебаний. Прогнозируется процентное изменение динамических напряжений для лопаток измененной геометрии по каждой форме колебаний. На основе полученных данных расчета лопатки измененной геометрии и экспериментального исследования разрабатывается схема тензометрирования с использованием метода оптимального размещения тензорезисторов для новой геометрии лопатки.

3. Выполняется анализ результатов тензометрирования лопатки измененной геометрии. По результатам испытаний измененной геометрии выполнена валидация метода оценки уровня вибронапряжений и подтверждение прогнозируемого снижения вибронапряжений.

3.2.3. Расчетный метод оценки изменения уровня вибронпряжений

Разработанный метод основан на результатах конечно-элементных анализа вибрационных характеристик лопатки. Расчет вибрационных характеристик проводится на основных режимах работы двигателя с соответствующими тепловыми и центробежными нагрузками.

Для описания колебаний конструкции, применив уравнение Лагранжа для движения точек, можем записать уравнение движения:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F\}, \quad (3.2)$$

где K – матрица жесткости, M – матрица обобщенных масс, C – матрица демпфирования.

Решением уравнения $\det[K] - \omega^2[M] = 0$ будут значения собственных частот ω . При этом учитываем, что демпфирование постоянно.

Типичный конечный элемент e определяется узловыми точками i, j, m и т.д. n прямолинейными границами. Пусть перемещения любой точки внутри элемента задаются вектор-столбцом

$$\{f\} = [N]\{\delta\}^e = [N_i, N_j, N_m \dots] \begin{Bmatrix} \delta_i \\ \delta_j \\ \delta_m \\ \vdots \end{Bmatrix}, \quad (3.3)$$

где компоненты $[N]$ являются в общем случае функциями положения, а $\{\delta\}^e$ представляют собой перемещения узловых точек рассматриваемого элемента.

В случае плоского напряженного состояния вектор-столбец

$$\{f\} = \begin{Bmatrix} u(x, y) \\ v(x, y) \end{Bmatrix} \quad (3.4)$$

содержит горизонтальное и вертикальное перемещение типичной точки внутри элемента, а столбец

$$\{\delta\}^e = \begin{Bmatrix} u_i \\ v_i \end{Bmatrix} \quad (3.5)$$

содержит соответствующие перемещения узла i .

Функции N_i, N_j, N_m должны быть выбраны таким образом, чтобы при подстановке в (2) координаты узлов получались соответствующие узловые перемещения. Очевидно, что в общем случае

$$N_i(x_i, y_i) = I \text{ (единичная матрица)}, \quad (3.6)$$

тогда как

$$N_i(x_j, y_j) = N_i(x_m, y_m) = 0 \quad (3.7)$$

и т.д., что, в частности, достигается соответствующим выбором линейных относительно x и y функций.

Если известны перемещения во всех точках элемента, то в них можно также определить и деформации. Они находятся с помощью соотношения, которое в матричной форме может быть записано в виде

$$\{\varepsilon\} = [B]\{\delta\}^e. \quad (3.8)$$

Отсюда легко получить матрицу $[B]$, если известны функции формы N_i, N_j, N_m . В том случае, когда функции линейные, деформации постоянны по всему элементу.

В общем случае находящийся внутри элемент, может иметь начальные деформации, обусловленные температурными воздействиями, усадкой, кристаллизацией и т.п. Если обозначить эти деформации через $\{\varepsilon_0\}$, то напряжения будут определяться разностью между существующими и начальными деформациями.

Кроме того, удобно предположить, что в рассматриваемый момент времени в теле существуют некоторые остаточные напряжения $\{\sigma_0\}$, которые, например, можно измерить, но нельзя предсказать без знания полной истории нагружения материала. Эти напряжения можно просто добавить к общему выражению. Таким образом, в предположении упругого поведения соотношения между напряжениями и деформациями будут линейными:

$$\{\sigma\} = [D]\{\varepsilon\}, \quad (3.9)$$

где $[D]$ – матрица упругости, содержащая характеристики материала.

Выражение для U в этом случае может быть получено из (3.8) и (3.9) в виде

$$U = \frac{1}{2} \int \{\sigma\} \cdot \frac{1}{E} \cdot \{\sigma\} dV = \frac{1}{2E} \int \{\sigma\}^2 dV \quad (3.10)$$

При проектировании исходной лопатки по расчету модального анализа определены максимальные динамические напряжения (S_{\max_p1}) и суммарная потенциальная энергия (U_{p1}). В результате экспериментального исследования этой же исходной лопатки была получена максимальная амплитуда динамических напряжений ($S_{\max_э1}$), при этом лопатка в испытаниях обладает какой-то потенциальной энергией ($U_{э1}$). Тогда, используя (3.10), можно получить следующее соотношение:

$$U_{э1} = U_{p1} \cdot \left(\frac{S_{\max_э1}}{S_{\max_p1}} \right)^2. \quad (3.11)$$

Одним из критериев оценки при проектировании лопатки является соответствие максимальных динамических напряжений допустимым значениям ($[K_\sigma]$). Зачастую при сопоставлении намеренных динамических напряжений с $[K_\sigma]$ выявляется значительное превышение, и, как следствие, встает необходимость в доработке лопатки с незначительным изменением ее профильной части. Тогда для измененной геометрии лопатки можно записать (3.11) в следующем виде:

$$U_{э2} = U_{p2} \cdot \left(\frac{S_{\max_э2}}{S_{\max_p2}} \right)^2. \quad (3.12)$$

Оценить изменение реально действующих напряжений на измененную конструкцию профильной части лопатки возможно расчетным путем, но принимая несколько допущений. Во-первых, при изменении профильной части геометрии лопатки вносятся малые изменения. Во-вторых, эти малые изменения профильной части не влияют на газовую динамику и на демпфирование, т.е. измененная лопатка при работе в составе двигателя воспринимает такой же аэродинамический поток и демпфирование, как и исходная лопатка. В-третьих, эти малые изменения не влияют на изменение собственных форм колебаний.

Исходя из этих предположений, вытекает, что подводится примерно одинаковая энергия из потока к обоим лопаткам. Если принять эту энергию за постоянную величину в расчете и испытаниях для исходной лопатки, то можно масштабировать энергию деформации по суммарной потенциальной энергии.

Считаем, что суммарная потенциальная энергия деформации будет очень близкой для исходной и измененной лопаток (так как вносим малые изменения в конструкцию), поэтому мы можем сравнивать их по напряжениям, т.е. предположим, что $U_{э2} = U_{э1}$. Таким образом, измененная лопатка в целом деформируется так же, как и исходная.

Из (3.11) и (3.12), учитывая $U_{э2} = U_{э1}$, получим соотношение для расчетного прогнозирования действующих напряжений в измененной геометрии профильной части лопатки:

$$S_{max_э2} = S_{max_э1} \cdot \left(\frac{S_{max_p2}}{S_{max_p1}} \cdot \sqrt{\frac{U_{p1}}{U_{p2}}} \right), \quad (3.13)$$

где $E_{\sigma} = \frac{S_{max_p2}}{S_{max_p1}} \cdot \sqrt{\frac{U_{p1}}{U_{p2}}}$ – коэффициент изменения максимальных динамических напряжений в лопатке при изменении ее профильной части геометрии в процессе проектирования (прочностной доводки).

Оценка изменения динамических напряжений начинается с определения отношения потенциальных энергий в исходной лопатке к доработанной геометрии лопатки по расчету [121, 122]:

$$E_{en} = \frac{\Pi_1}{\Pi_2}, \quad (3.14)$$

где Π_1 – потенциальная энергия лопатки с исходной геометрией по расчету;

Π_2 – потенциальная энергия лопатки с доработанной геометрией по расчету.

Далее определяется коэффициент масштабирования по напряжениям по расчету e_{σ} :

$$e_{\sigma} = \sqrt{E_{en}}. \quad (3.15)$$

Тогда значение максимальных динамических напряжений в новой лопатке определяются как:

$$\sigma_m = \sigma_{2max} \times e_{\sigma}, \quad (3.16)$$

где σ_{2max} – значение максимального эквивалентного напряжения для оптимизированной лопатки.

По результатам сравнения определяется коэффициент изменения максимальных динамических напряжений в лопатке измененной геометрии по отношению к напряжениям в лопатке исходной геометрии:

$$E_{\sigma} = \frac{\sigma_m}{\sigma_{1max}} = \frac{\sigma_{2max} \cdot e_{\sigma}}{\sigma_{1max}}, \quad (3.17)$$

где σ_{1max} – значение максимального эквивалентного напряжения в исходной лопатке.

Такой метод сравнения справедлив при локальном изменении геометрии лопатки, которое не приводит к изменению частот и форм собственных колебаний лопаток. Существует предположение, что изменение геометрии не изменяет уровень аэродинамического возбуждения лопатки и демпфирования.

3.2.4. Апробация метода оценки изменения уровня вибронапряжений

По результатам обработки испытаний рабочих лопаток в основном проявились первая изгибная, первая крутильная и высокочастотные (вызванные неравномерностью потока от лопаток НА) формы. Поэтому мероприятия по снижению уровня вибронапряжений в основном разрабатываются для проявившихся форм, однако оценка изменения уровня вибронапряжений производится для всех расчетных форм колебаний. Также отслеживается изменение формы колебаний по расчету в измененной геометрии лопатки.

В.П. Иванов и И.А. Биргер в своих работах [102, 113] указывают на влияние классических приемов по изменению геометрии лопаток на изменение собственных частот и форм колебаний. К классическим приемам относятся изменение толщины корневого сечения профиля пера, обрезке уголков периферийного сечения пера и изменение толщины периферийного сечения пера лопатки. Перечисленные мероприятия хорошо снижают вибронапряжения в лопатках по первой изгибной, крутильной и высокочастотным формам колебаний. Поэтому рассмотрим влияние этих мероприятий на изменения вибронапряжений в компрессорной лопатке с замковым соединением.

По отдельности рассмотрено влияние корневого утолщения профиля лопатки на 20 %, которое должно привести к снижению уровня вибронапряжений

по низкочастотным изгибно-крутильным формам колебаний, утолщение периферийного сечения на 20 % и подрезка уголка лопатки, направленные на снижение вибронпряжений по высокочастотным формам лопатки. На Рисунке 3.2 приведено схематическое изображение аэродинамического профиля пера лопатки с подрезанным уголком.

Проводится расчет собственных частот и форм колебаний изолированной лопатки в упругой постановке. В качестве граничных условий накладываются центробежные силы и распределение теплового состояния по радиусу, а также запрет по всем направлениям по контактным граням и торцам полки.

По расчету определяется распределение эквивалентных напряжений и уровень кинетической энергии. Распределение эквивалентных напряжений и распределение кинетической энергии на компрессорной лопатке по крутильной форме для исходной и измененной геометрий показаны на Рисунках 3.2, 3.4. Значения напряжений приведены в единой шкале к максимальному значению напряжений по каждой форме в исходной геометрии лопатки.

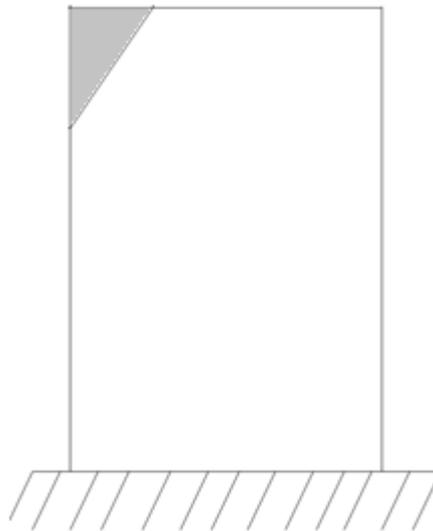


Рисунок 3.2 –Схематическое изображение аэродинамического профиля пера лопатки с подрезанным уголком (вид со стороны корыта)

На Рисунке 3.5 приведена резонансная диаграмма компрессорной лопатки с десятью первыми расчетными формами колебаний. Для оценки изменения уровня напряжений особое внимание уделяется первой изгибной и высокочастотной (по

расчету шестой) формам колебаний. Для более точного определения опасных резонансных режимов желательно знать рабочий диапазон работы двигателя на основных режимах.

Зная рабочий диапазон, можно расчётным способом определить опасные формы колебаний с резонансными режимами и уже для этих форм колебаний разрабатывать мероприятия по снижению уровня вибронпряжений.

Так как для апробации метода взята условная компрессорная лопатка, то рабочий диапазон неизвестен, поэтому будем считать, что резонансные режимы возникнут на первой изгибной форме колебаний и на какой-нибудь высокочастотной форме колебаний, например, по шестой расчетной. На резонансной диаграмме также нанесены некоторые низкие гармоники, имеющие пересечение только с первой формой. То есть по всем этим гармоникам возможно возникновение резонанса по первой изгибной форме колебаний.

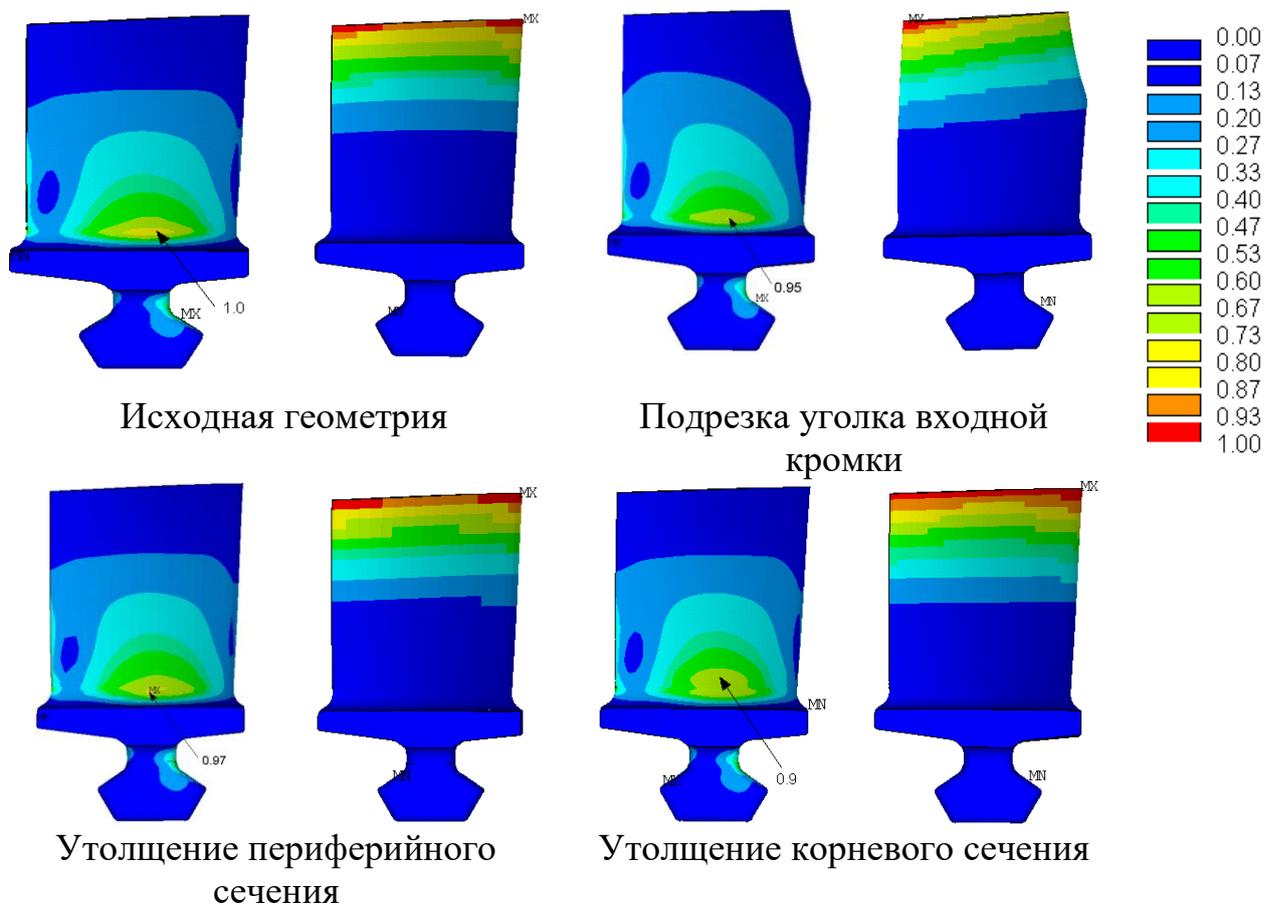


Рисунок 3.3 – Распределение эквивалентных напряжений и кинетической энергии на форме 1

Результаты сравнения собственных частот колебаний и динамических напряжений компрессорной лопатки приведены в Таблице 3.1. Значения собственных частот приведены к значению первой формы колебаний исходной геометрии лопатки.

Утолщение корневого сечения пера ведет к увеличению жесткости, следовательно, лопатке необходимо совершить большую работу, чтобы начать изгибаться по первой форме колебаний. Таким образом, кинетическая работа лопатки по первой изгибной форме увеличивается, и наблюдается небольшой рост собственной частоты. Максимальные вибронапряжения по первой изгибной форме колебаний находятся в корневом сечении на спинке в зоне перехода пера в галтель вдоль оси пера. Мероприятия по утолщению корневого сечения приводят к уменьшению уровня вибронапряжений по первой изгибной форме колебаний на 11 %.

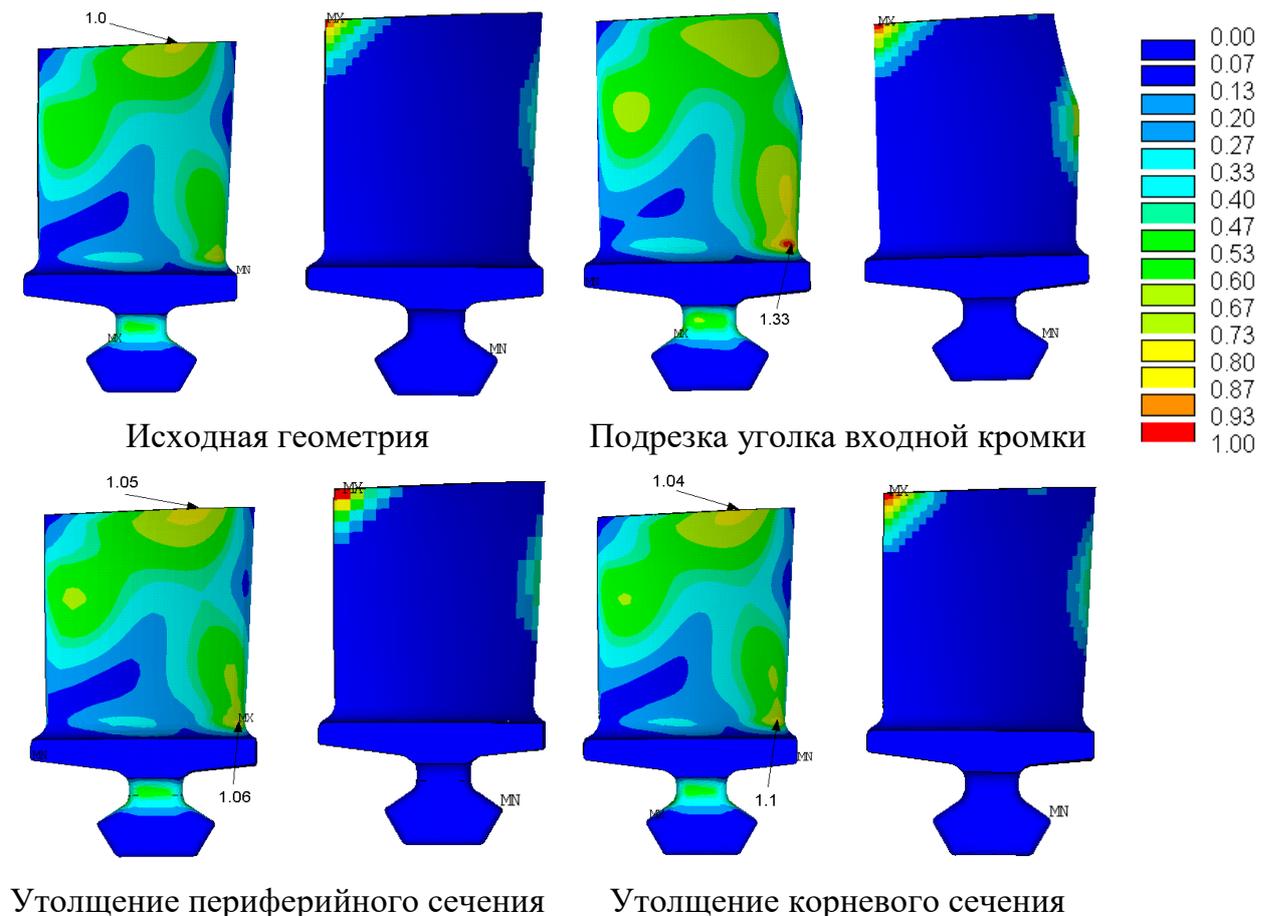


Рисунок 3.4 – Распределение эквивалентных напряжений и кинетической энергии на шестой форме колебаний

При утолщении периферийного сечения мероприятия привели к увеличению уровня вибронпряжений до 25 % по высокочастотной крутильно-изгибной форме колебаний. По остальным расчетным формам колебаний уровень вибронпряжений существенно не изменился.

Подрезка уголка входной кромки показала снижение вибронпряжений по высокочастотной одиннадцатой форме колебаний до 58 %.

Мероприятия по снижению вибронпряжений также используются для отстройки от резонанса по значению собственных частот.

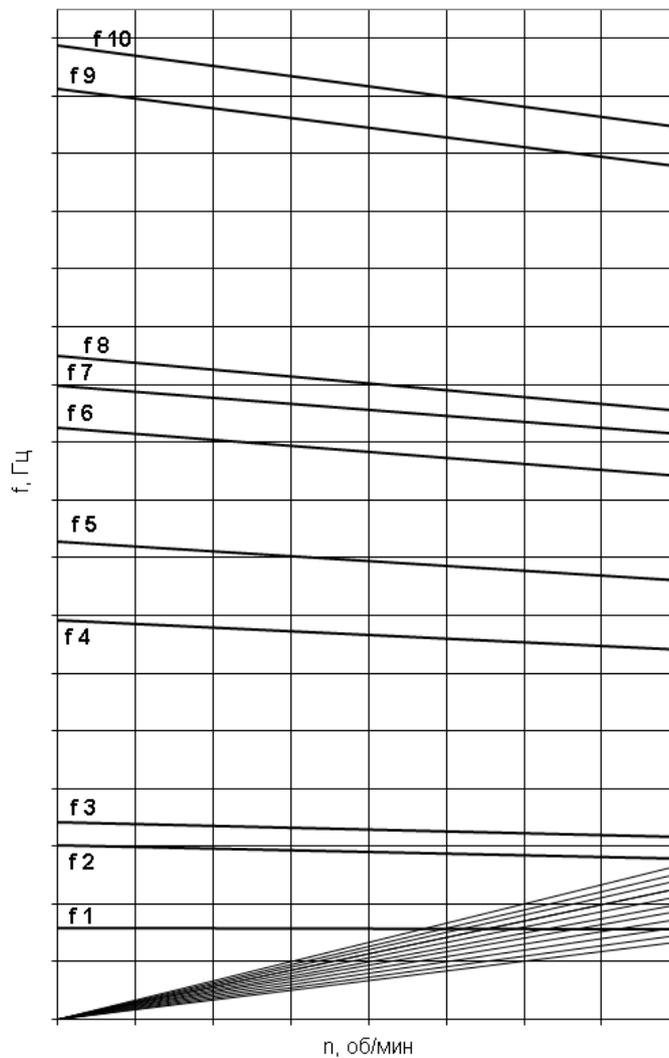


Рисунок 3.5 – Резонансная диаграмма для компрессорной лопатки

При оценке изменения уровня вибронапряжений стоит обратить внимание на изменение распределения эквивалентных напряжений. Можно выделить два вида изменений распределения эквивалентных напряжений:

1. Концентратор напряжений может перейти в другое место, но при этом форма останется та же, что и при исходной геометрии. В этом случае можно ввести поправочный коэффициент $(\frac{\sigma_{\max \text{изм}}}{\sigma_{\max \text{исх}}} - 1)$, показывающий, на сколько отличаются напряжения в измененной геометрии в зоне максимума и в зоне расположения максимума исходной геометрии. Если этот коэффициент незначителен, то им можно пренебречь и проводить оценку изменения уровня вибронапряжений к максимальным значениям.

2. Другой случай изменения распределения напряжений приводит к изменению формы колебаний. Работа, совершаемая при изменении формы колебаний, будет значительно отличаться, а значит, будет нарушено предположение о равенстве энергий. Поэтому проводить оценку изменения уровня вибронапряжений по этим формам нельзя.

Рассмотренные мероприятия по изменению геометрии рабочей лопатки не привели к изменению форм колебаний, а при изменении зоны максимума по некоторым высокочастотным формам колебаний поправочный коэффициент очень мал, и им можно пренебречь.

Таблица 3.1 – Результаты сравнения собственных частот колебаний и вибронпряжений компрессорной лопатки

№ формы	Собственная частота лопатки по результатам расчета, усл. ед.				Прогнозируемые изменения напряжения после доработки лопатки, %		
	Исходная конструкция лопатки	Варианты доработки лопатки			Варианты доработки лопатки		
		Подрезка уголка входной кромки лопатки	Утолщение периферийного сечения	Утолщение корневого сечения	Подрезка уголков лопатки	Утолщение периферийного сечения	Утолщение корневого сечения
<i>f1</i>	1,00	1,05	1,00	1,01	>2,3%	<2,7%	<11,4%
<i>f2</i>	1,78	1,98	1,77	1,78	<7,7%	<1,8%	<1,6%
<i>f3</i>	2,03	2,10	2,03	2,03	>31,4 %	>0,6 %	<2,5 %
<i>f4</i>	4,10	4,17	4,11	4,11	>13,3%	>5,0%	>3,1%
<i>f5</i>	4,87	4,92	4,87	4,87	<4,6%	>6,2%	>3,2%
<i>f6</i>	6,02	6,11	6,03	6,03	>19,6 %	>24,6 %	>7,8 %
<i>f7</i>	6,49	6,54	6,50	6,53	>21,0 %	<3,0 %	<7,4 %
<i>f8</i>	6,75	8,11	6,75	6,75	<13,4 %	>5,9 %	>0,7 %
<i>f9</i>	9,45	9,60	9,44	9,45	<15,2 %	>0,7 %	>2,0 %
<i>f10</i>	9,89	9,98	9,90	9,92	<25,2 %	<8,7 %	<5,2 %
<i>f11</i>	10,61	10,70	10,63	10,62	<58,3 %	<2,7 %	<0,8 %

3.3 Применение расчетного метода оценки изменения уровня вибронапряжений на лопатке КВД

В рамках доводки двухконтурного двигателя для пассажирского самолета выполнена доработка компрессорной лопатки с применением метода оценки изменения уровня вибронапряжений. Результаты испытаний доработанной лопатки использованы при валидации метода.

3.3.1. Результаты экспериментального исследования лопатки КВД исходной конструкции

Метод тензометрирования широко применяется при экспериментальном исследовании для определения уровня динамических напряжений в деталях ГТД, в том числе и в лопатках КВД. Для точного определения уровня динамических напряжений очень важно разместить тензорезисторы в места максимальных деформаций. Схема препарирования рабочей лопатки КВД разрабатывалась с использованием метода определения оптимального размещения тензорезисторов на базе результатов расчета собственных частот и форм колебаний лопатки. На рисунке 3.6 показана схема тензометрирования пера рабочей лопатки КВД исходной конструкции.



Рисунок 3.6 – Схемы препарирования пера рабочей лопатки КВД исходной конструкции

Схема препарирования рабочей лопатки КВД разрабатывалась исходя из задачи «покрытия» всех расчетных форм колебаний, поэтому значения коэффициентов чувствительности некоторых проявившихся собственных форм ниже приемлемого уровня ($K_{\text{чув}} < 0.35$) [119].

Тензорезисторы, показанные пунктирной линией, располагаются на противоположной стороне лопатки (спинка/корыто).

В Таблице 3.2 приведены коэффициенты чувствительности форм колебаний тензорезисторов для лопатки КВД.

Так как зачастую не всегда возможно расположить тензорезистор в зону максимальных напряжений в лопатке, намеренные динамические напряжения по тензорезистору не будут показывать максимальное значение. Для того чтобы определить максимальный уровень динамических напряжений, проводят пересчет с учетом коэффициента чувствительности форм колебаний. Тогда далее будет корректно проводить сравнение пересчитанных динамических напряжений с допустимыми. Таким образом, для лопаток КВД, в которых напряжения превышают допустимые с требуемым запасом по сопротивлению усталости, необходимо разработать мероприятия по доводке геометрии с целью снижения уровня вибронапряжений.

По результатам экспериментального исследования рассматриваемой РЛ КВД выявлены резонансы по первой крутильной форме как в области проходных режимов, так и в области длительных режимов. Измеренные динамические напряжения на резонансе в области длительных режимов превышают допустимое значение. Также выявлен резонанс с высоким уровнем динамических напряжений по высокочастотной форме колебаний, лежащий в области длительных режимов работы двигателя. Значения максимальных измеренный ($\sigma_{\text{визм}}$) и пересчитанных с учетом коэффициента чувствительности форм колебаний ($\sigma_{\text{впер}}$) вибронапряжений по проявившимся резонансам представлены в Таблице 3.3. В Таблице 3.3 в колонках приведены значения окружной скорости (n) и собственной частоты (f) в относительных величинах к минимальному значению.

Таблица 3.2 – Коэффициент чувствительности форм колебаний тензорезисторов для лопатки КВД

Номер формы	K_{T1}	K_{T2}	K_{T3}	K_{T4}	Кол-во т/р с $K_{чув} < 0.350$
1	0,563	0,008	0,149	0,105	1
2	0,704	0,105	0,068	0,114	1
3	0,19	0,75	0,317	0,408	2
4	0,036	0,172	0,019	0,683	1
5	0,391	0,119	0,23	0,029	1
6	0,099	0,906	0,178	0,163	1
7	0,349	0,156	0,455	0,134	1
8	0,095	0,145	0,035	0,973	1
9	0,413	0,016	0,013	0,353	2
10	0,082	0,048	0,661	0,014	1
11	0,024	0,721	0,007	0,139	1
12	0,018	0,364	0,167	0,003	1
13	0,031	0,081	0,116	0,075	0
14	0,008	0,128	0,075	0,55	1
15	0,079	0,072	0,688	0,052	1

Таблица 3.3 – Максимальные вибронапряжения лопатки РК КВД

$\sigma_{визм}$	$\sigma_{впер}$	№ расчетной формы	n, усл. ед.	f, усл. ед.
7,9	12,3	2	1,0	1,0
7,9	8,5	2	1,1	1,0
10,6	11,1	2	1,2	1,0
7,2	4,1	6	1,1	3,9
16,5	16,1	8	1,2	4,3

3.3.2. Изменение геометрии лопатки компрессора высокого давления с целью снижения уровня вибронапряжений

По результатам испытаний лопатки исходной геометрии КВД была разработана лопатка измененной геометрии. Изменение лопатки заключается в частичном перепрофилировании пера лопатки с выпрямлением входной и выходной кромок, локальными утолщениями со стороны корыта на 15 %, перераспределением площадей сечений и утолщением радиуса выходной кромки в корневом сечении на 25 %. Схематическое изображение мероприятий

приведено на Рисунке 3.7. На Рисунке 3.7: показаны изменения распределения толщины кромок по сечениям, изменение распределения площадей и изменение геометрии лопатки, где красным цветом приведена зависимость для измененной геометрии, а синим – для исходной.

Мероприятия по перепрофилированию лопатки КВД были проведены с условием сохранения газодинамических характеристик.

Для лопаток измененной геометрии выполнен расчет вибрационных характеристик.

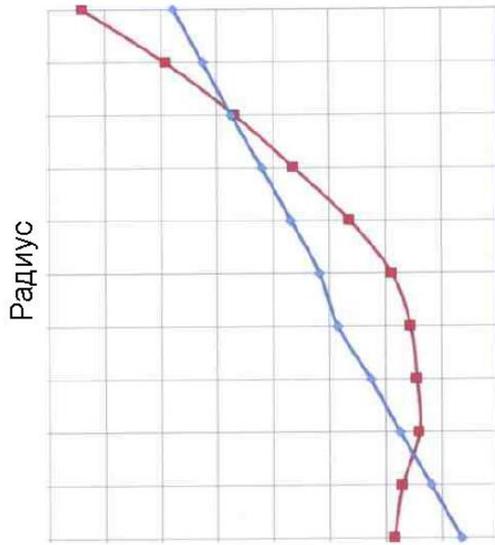
Расчет проведен на рабочем режиме при воздействии соответствующих тепловых и центробежных нагрузок. Большое влияние на расчетное определение собственных частот и форм колебаний оказывают условия заделки, задание совместных перемещений. Выбор расчетной схемы определяется с учетом реальных условий работы объекта.

Также при определении максимальных динамических напряжений важно учитывать качество разбиения конечно-элементной сетки. Величина динамических напряжений будет отличаться для элементов различных типов, а также зависеть от размеров этих элементов.

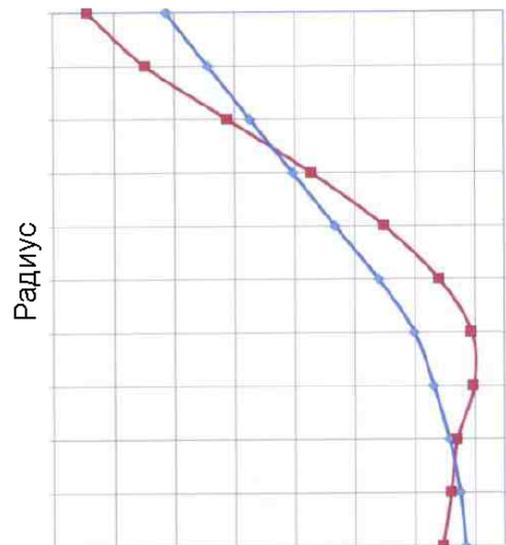
Результаты сравнения собственных частот колебаний и динамических напряжений лопаток исходной и измененной геометрий приведены в Таблице 3.4. Значения собственных частот приведены по отношению к первой форме колебаний исходной геометрии. По всем формам колебаний измененной геометрии наблюдается увеличение значений собственных частот.

На Рисунке 3.8 показана резонансная диаграмма лопаток исходной и измененной геометрий. На диаграмме приведены первые 11 расчетных форм колебаний по исходной и первые 10 форм колебаний по измененной геометрии. Для оценки изменения уровня вибронапряжений особое внимание уделяется опасным формам колебаний, проявившимся на испытании, а именно первой крутильной (см. Таблицу 3.4, вторая форма) и высокочастотной (см. таблицу 3.4, восьмая форма). На диаграмме розовым и фиолетовым цветами выделен рабочий диапазон.

Изменение толщины кромок по сечениям



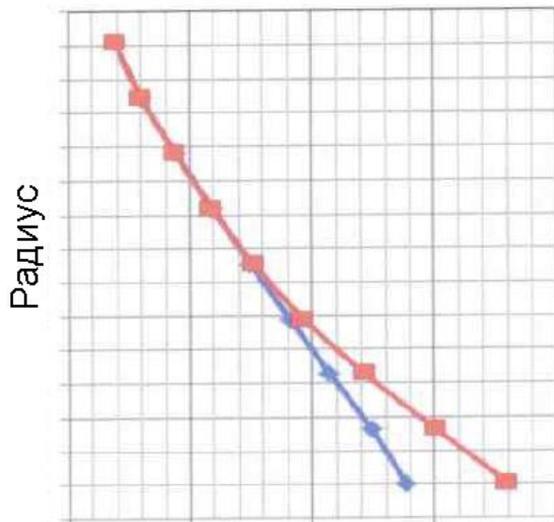
Толщина входной кромки



Толщина выходной кромки

Распределение площадей сечений

Локальные утолщения со стороны корыта



Площадь сечений

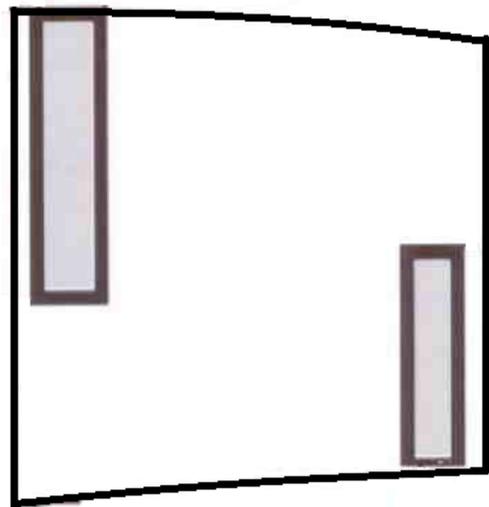
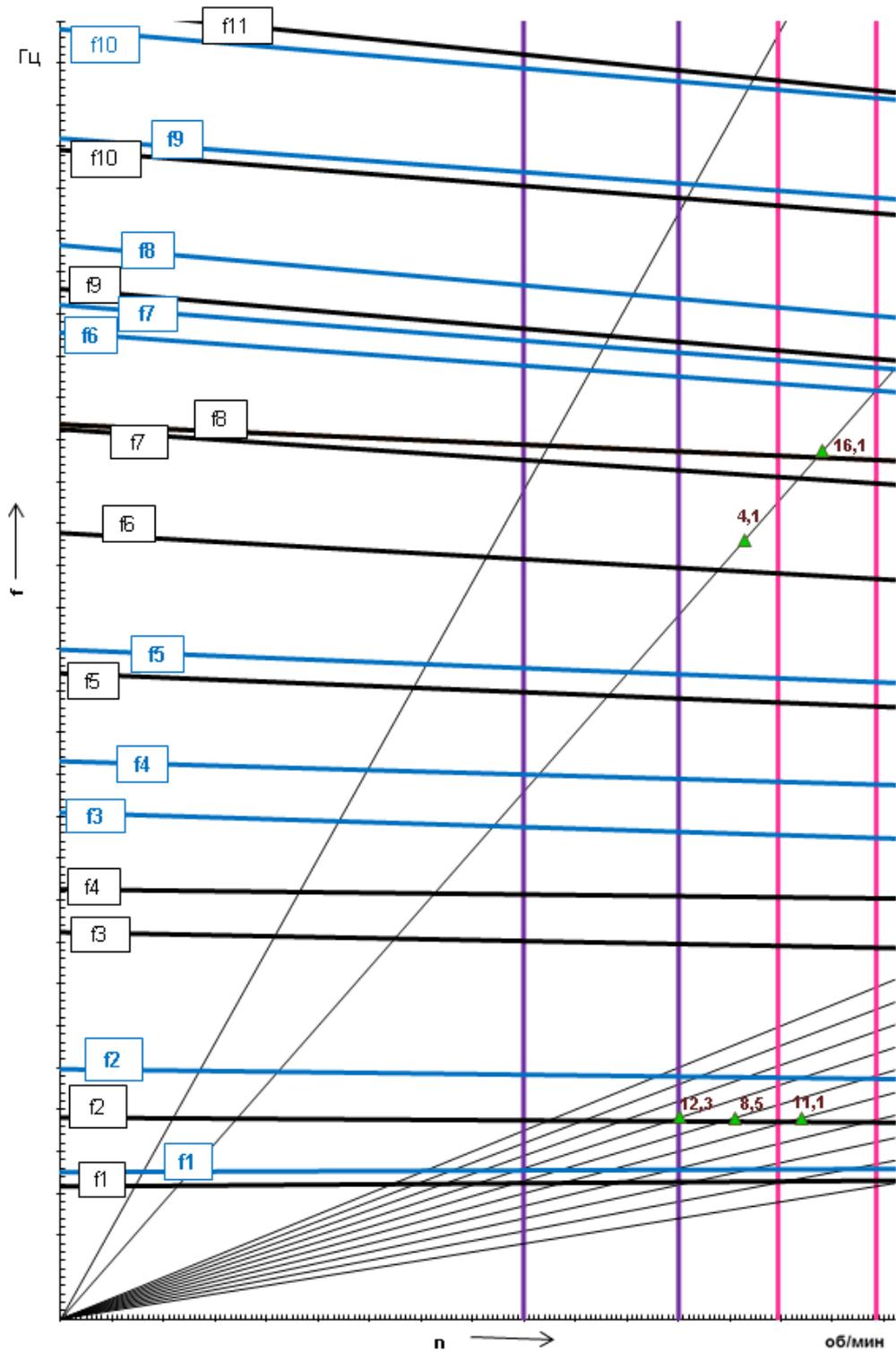


Рисунок 3.7 – Схема лопатки изменённой геометрии КВД



▲ – точки резонансов по результатам испытаний (цифры обозначают уровень намеренных вибронпряжений)

— – собственные формы по результатам расчета исходной геометрии

— – собственные формы по результатам расчета измененной геометрии

Рисунок 3.8 – Резонансная диаграмма колебаний лопатки КВД по результатам испытаний и расчета лопаток исходной и измененной геометрии

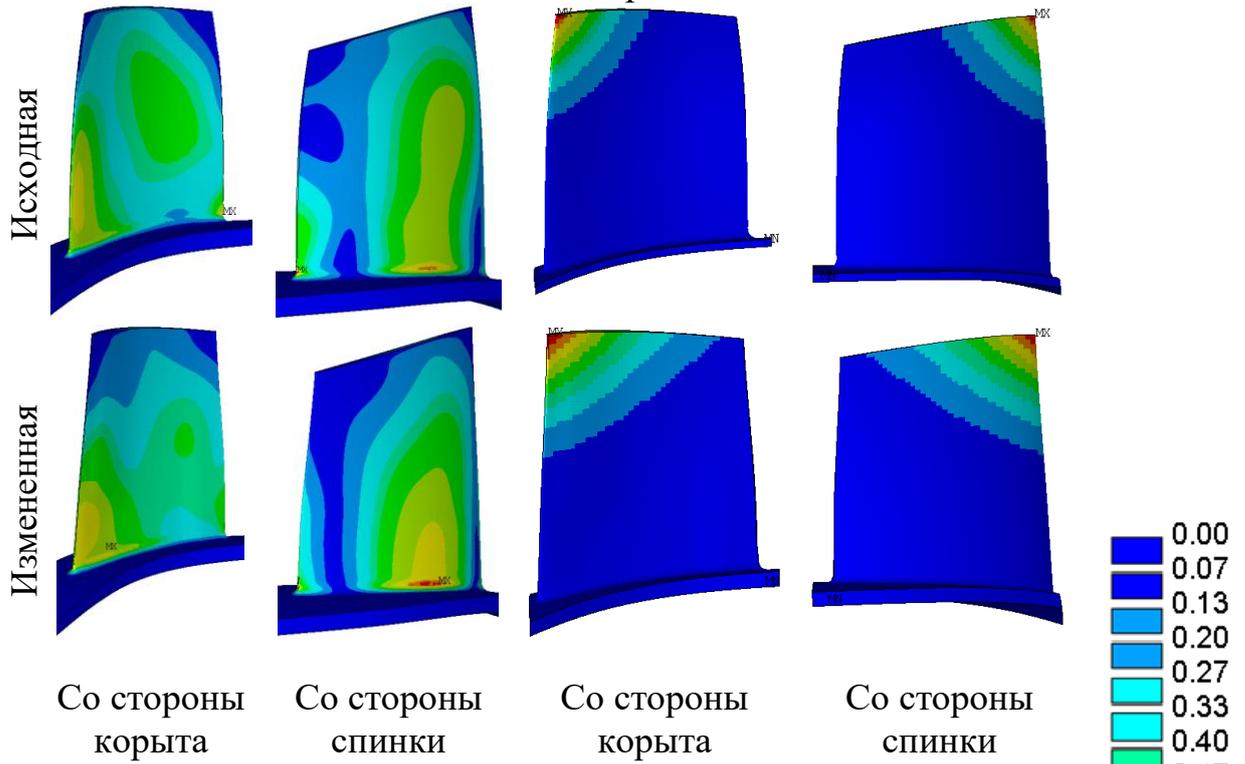
Распределение эквивалентных напряжений и распределение плотности кинетической энергии на лопатке по опасным формам колебаний для исходной и измененной геометрий показаны на Рисунках 3.9 и 3.10. Значения напряжений приведены в единой шкале к максимальному значению напряжений по каждой форме в лопатке исходной геометрии.

Разработанное мероприятие приводит к локальному перераспределению напряжений и перестановке местами некоторых высокочастотных форм колебаний. В целом по всем расчетным формам колебаний наблюдается снижение вибронпряжений. Так, по первой изгибной форме колебаний снижение вибронпряжений прогнозируется на 31 %, по первой крутильной форме колебаний – почти на 47 %, по высокочастотной снижение не столь существенное и прогнозируется примерно на 17,5 %. По рассматриваемым формам колебаний разработанное мероприятие приводит к отстройке от резонансов. По опасной высокочастотной форме колебаний мероприятие не способствовало снижению напряжений до допустимого уровня, но увеличение частоты колебаний привело к выведению проявившегося резонанса далеко за пределы длительного режима работы двигателя.

Таблица 3.4 – Результаты оценки изменения уровня вибронапряжений лопатки КВД

Исходная геометрия		Измененная геометрия		Максимальные напряжения по результатам испытаний в исходной конструкции лопатки	Прогнозируемые напряжения после изменения лопатки (прогнозируемое изменение напряжения)
№ формы	Собственная частота лопатки по результатам расчета, усл. ед.	№ формы	Собственная частота лопатки по результатам расчета, усл. ед.		
1	1,00	1	1,08	-	<31,2 %
2	1,42	2	1,73	12,3	6,5 (<46,8 %)
3	2,68	3	3,46	-	<19,8 %
4	3,04	4	3,85	-	<16,3 %
5	4,41	5	4,59	-	<12,5 %
6	5,33	6	6,69	4	1,9 (<52,3 %)
7	6,02	7	6,85	-	-
	-	8	7,22	-	-
8	6,19	9	8,08	16,1	13,1 (<17,4 %)
9	6,91	-	-	-	-
10	7,96	10	8,80	-	<9,1 %
11	8,85	11	10,88	-	<42,1 %

Форма 1



Форма 2

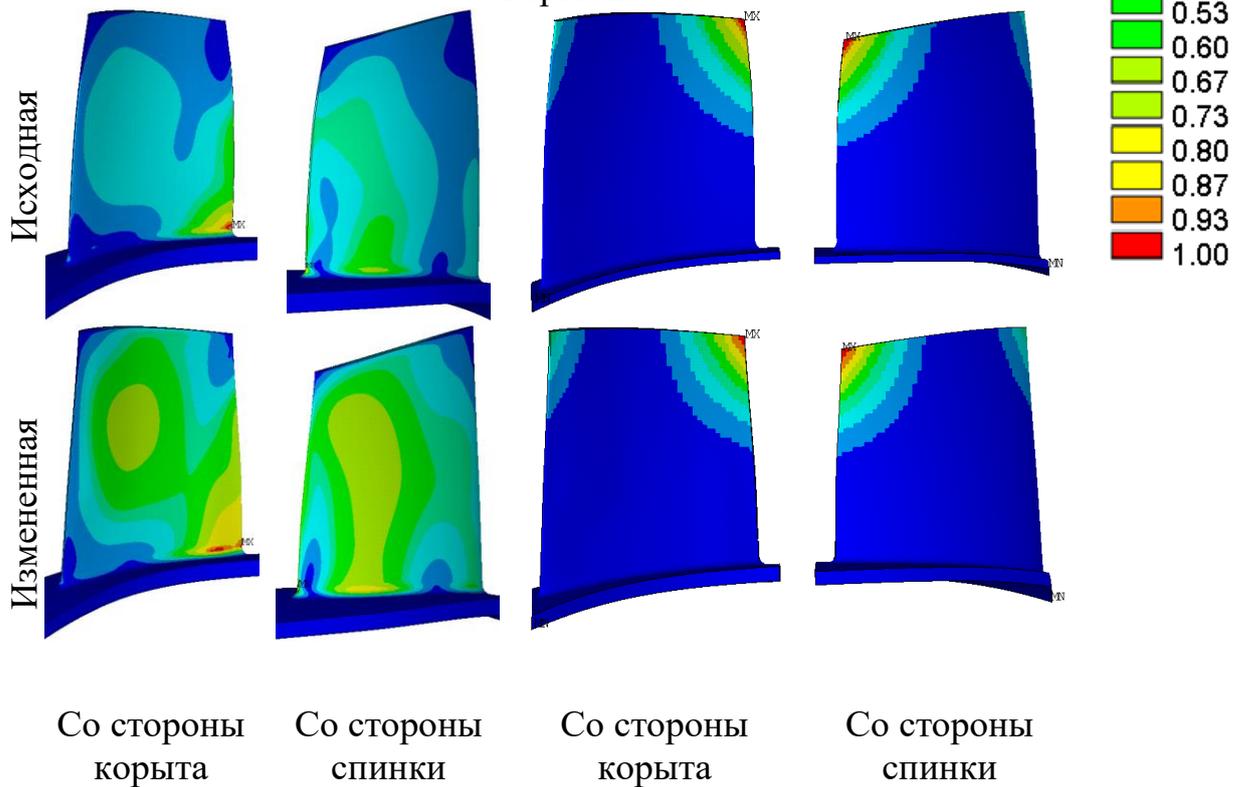
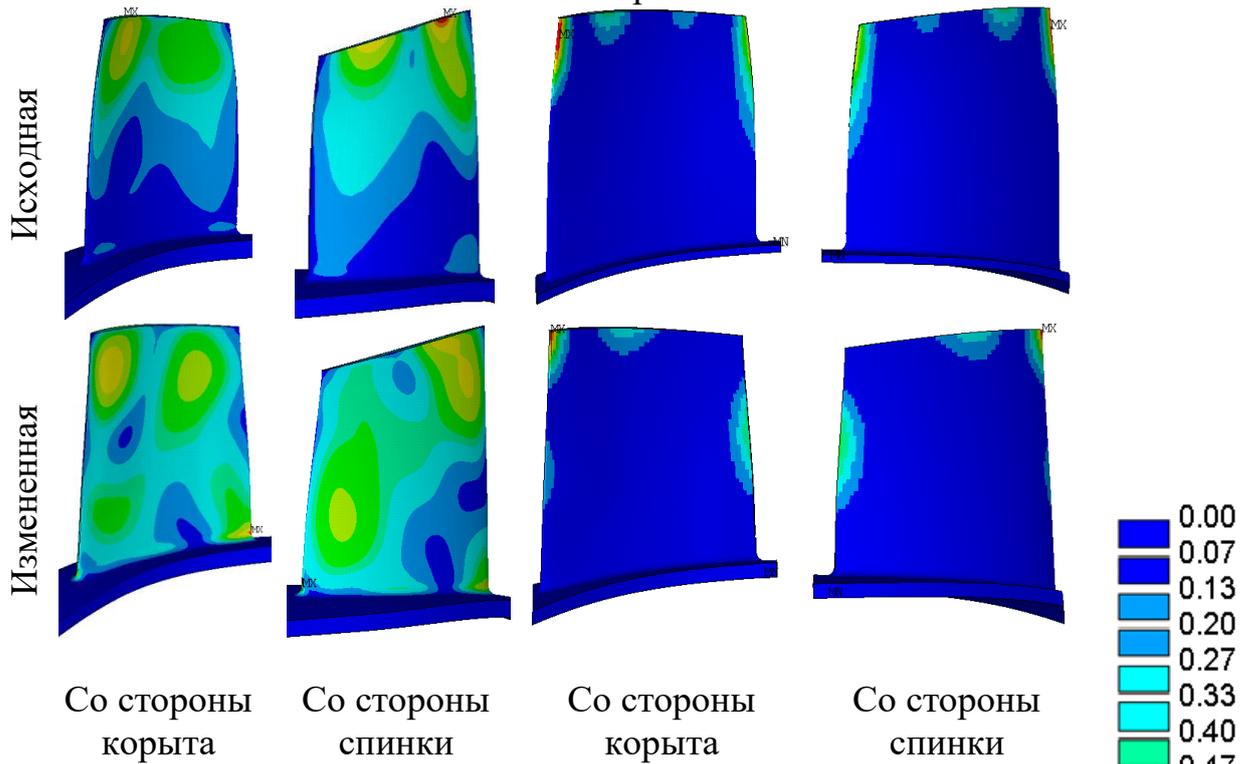


Рисунок 3.9 – Распределение эквивалентных напряжений и кинетической энергии

Форма 6



Форма 8 (9)

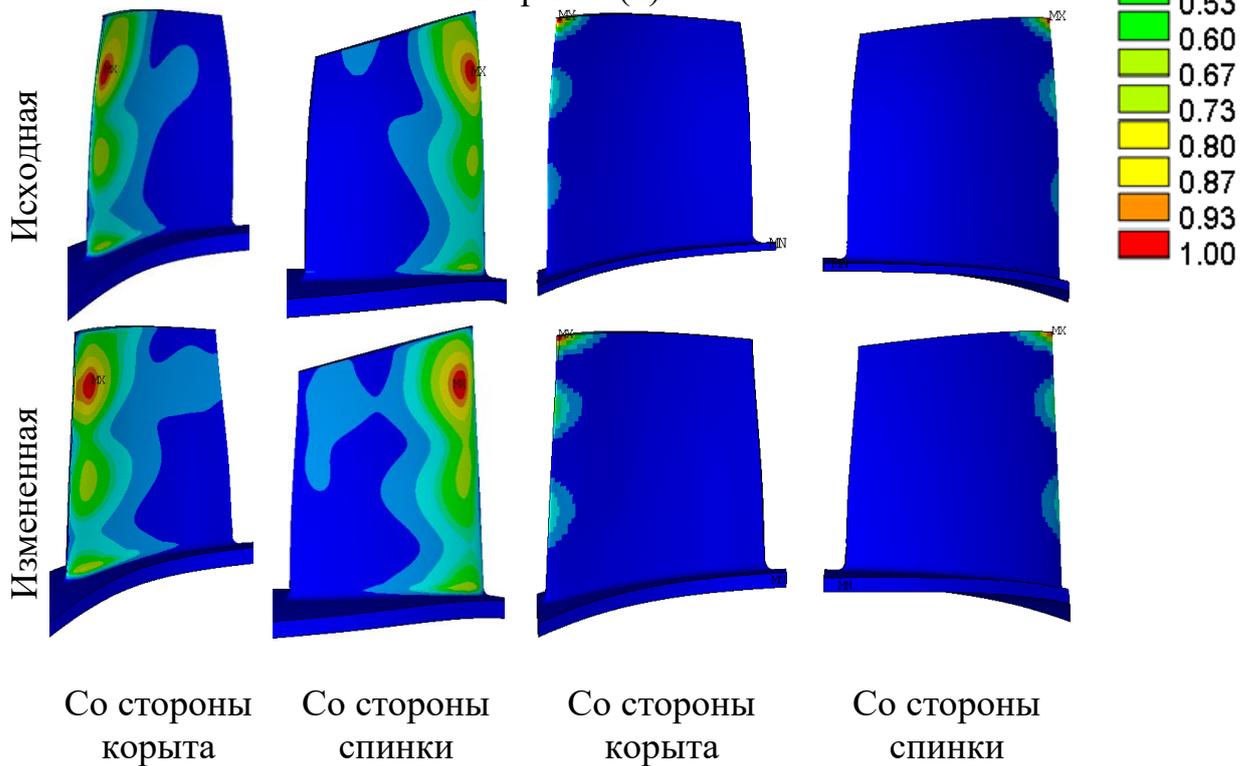


Рисунок 3.10 – Распределение эквивалентных напряжений и кинетической энергии

3.3.3. Результаты экспериментального исследования лопатки компрессора высокого давления измененной конструкции

Для подтверждения эффективности примененных мероприятий по изменению геометрии на рабочей лопатке КВД были проведены экспериментальные исследования ротора КВД с рабочей лопаткой измененной геометрией. Для измененной лопатки была разработана схема препарирования с применением методики оптимального размещения тензорезисторов [119 – 122].

Схема препарирования рабочей лопатки КВД разрабатывалась исходя из задачи «покрытия» расчетных форм колебаний, по которым проявился резонанс на испытании с лопаткой исходной геометрией. Поэтому будем использовать диапазоном приемлемых значений коэффициентов чувствительности форм колебаний $K_{\text{чув}} \geq 0,500$.

Выполнено тензометрирование лопатки измененной геометрии КВД. На Рисунке 3.11 показана схема препарирования тензорезисторами рабочей лопатки КВД измененной конструкции, в Таблице 3.5 приведены коэффициенты чувствительности для разработанной схемы препарирования. Все тензорезисторы расположены с одной стороны лопатки. Среди используемых тензорезисторов только датчик ТЗ для лопатки имеет направление вдоль хорды лопатки, остальные же расположены в радиальном направлении.

Таблица 3.5 – Коэффициент чувствительности форм колебаний тензорезисторов для лопатки КВД

Номер формы	K_{T1}	K_{T2}	K_{T3}	Кол-во т/р с $\square 0.500$
1	0,783	0,450*	0,04	2
2	0,13	0,831	0,049	1
3	0,311	0,244	0,313	0
4	0,584	0,093	0,113	1
5	0,065	0,385	0,075	0
6	0,05	0,578	0,202	1
7	0,08	0,236	0,53	1
8	0,382	0,291	0,05	0
9	0,407	0,032	0,139	0
10	0,05	0,255	0,233	0
11	0,013	0,02	0,444	0
12	0,03	0,021	0,476*	1
13	0,153	0,197	0,08	0
14	0,219	0,029	0,107	0
15	0,002	0,147	0,257	0

Приложение: * – использованы для пересчета.



Рисунок 3.11 – Схемы препарирования лопаток КВД измененной конструкции

Результаты экспериментального исследования лопатки измененной геометрии КВД представлены в Таблице 3.6. В Таблице 3.6 в колонках приведены значения окружной скорости (n) и собственной частоты (f) в относительных величинах к минимальному значению.

Таблица 3.6 – Максимальные измеренные вибронпряжения лопатки КВД

$\sigma_{\text{визм}}$	$\sigma_{\text{впер}}$	№ расчетной формы	n, усл. ед.	f, усл. ед.
5,6; 4,8; 5,2	7,2; 6,1; 6,6	1	1,1	1,0
6; 5,4; 5,5	6; 5,4; 5,5	-	1,3	4,8
7,5; 6,8; 7,5	9,6; 8,7; 9,6	1	1,5	1,0
4	4,8	2	1,0	1,7
5; 4,8	6; 5,8	2	1,1	1,7
5,5; 5,7	6,6; 6,9	2	1,1	1,7
6,6; 4,4	6,6; 4,4	-	1,3	4,8
6,1; 5,3	6,1; 5,3	1	1,5	1,0
4,1	4,1	13	1,4	11,2

3.3.4. Валидация расчетного метода оценки изменения уровня вибронпряжений

По результатам испытаний лопатки измененной геометрии выполнена валидация метода оценки изменения уровня вибронпряжений и подтверждение прогнозируемого снижения вибронпряжений.

По результатам экспериментальных исследований и расчета вибрационных характеристик рабочих лопаток компрессора исходной и измененной геометрий определены:

- резонансные режимы и соответствующие им собственные частоты (в относительных величинах по отношению к первой собственной частоте колебаний лопаток исходной геометрий), представленные в Таблице 3.7;
- уровень вибронпряжений на определенных резонансных режимах в относительных величинах, приведенные в Таблице 3.8.

Таблица 3.7 – Сравнительный анализ собственных частот колебаний лопаток по результатам расчета и экспериментального исследования

№ формы	Собственная частота, усл. ед.				Отклонение экспериментальных от расчетных частот, %	
	по результатам эксперимента		по результатам расчета			
	исходная	измененная	исходная	измененная	исходная	измененная
1	-	1,09	1,0	1,08	-	0,3–0,4
2	1,44–1,46	1,81–1,82	1,42	1,73	1,9–2,7	4,8–5,1
6	5,62	-	5,33	6,69	5,4	-
8	6,26	-	6,19	7,22	1,2	-
13	-	12,15	10,17	12,10	-	0,4

По результатам расчета и эксперимента сравниваются собственные частоты лопатки компрессора.

В Таблице 3.7 представлено сравнение собственных частот, полученных расчетным путем, с результатами эксперимента. Отклонение по собственным частотам, полученным по результатам эксперимента, от расчетных незначительно. С ростом формы и собственной частоты отклонение растет, максимальное отклонение по первой изгибной форме 5,1 %.

Для сравнения распределения вибронапряжений рассматривается отклонение расчетных и экспериментальных эпюр вибронапряжений. Построение эпюр распределения напряжений по результатам эксперимента проводится в следующем порядке:

- определяется тензорезистор с максимальным значением напряжения;
- в каждом тензорезисторе рассматривается соотношения значения напряжения к максимальному значению напряжения: $K_T^{\text{экспер.}} = \sigma / \sigma_{\text{max}}$. В тензорезисторе с максимальным значением напряжения данное соотношение равно 1,0;
- строятся эпюры вибронапряжений в лопатке для групп тензорезисторов, например, в зависимости от расстояния от подошвы замка.

Расчет коэффициентов чувствительности форм колебаний в тензорезисторе рассматривается по отношению к максимальному напряжению в лопатке. В зоне

максимальных напряжений, как правило, разместить тензорезистор невозможно. Поэтому для сравнения расчетных и экспериментальных эпюр распределения напряжений масштабируем расчетные значения коэффициента чувствительности форм колебаний для каждого тензорезистора по максимальному абсолютному значению коэффициента:

$$\sigma_{\nu \text{ изм ср}(1,2)} = \frac{\sum_{i=1}^k \sigma_{\nu \text{ изм } i}}{k}, \quad (3.18)$$

где k – количество лопаток,

$\sigma_{\nu \text{ изм ср}1}$ – средние измеренные напряжения по результатам испытаний до мероприятий,

$\sigma_{\nu \text{ изм ср}2}$ – средние измеренные напряжения по результатам испытаний с мероприятиями.

В каждом из испытаний было испытано по 9 лопаток. Величина $\sigma_{\nu \text{ изм ср}(1,2)}$ по каждой форме колебаний вычисляется как среднее значение для 9 лопаток.

Для сравнения экспериментальных значений вибронапряжений лопаток исходной и измененной геометрий рассмотрено отношение:

$$\sigma_{\text{изм.эксп}} = \left| 1 - \frac{\sigma_{\nu \text{ изм ср}2}}{\sigma_{\nu \text{ изм ср}1}} \right| \cdot 100 \%. \quad (3.19)$$

Также оценивается отклонение экспериментального снижения вибронапряжений от прогнозируемых по расчету:

$$\Delta = \frac{|\sigma_{\text{расч}} - \sigma_{\text{изм.эксп}}|}{|\sigma_{\text{изм.эксп}}|} \cdot 100 \%. \quad (3.20)$$

В Таблице 3.8 приведены значения отклонения экспериментального снижения вибронапряжений от прогнозируемых по расчету для исходной и измененной геометрий.

Таблица 3.8 – Оценка изменения уровня вибронапряжений

№ формы	σ_v изм ср1	σ_v изм ср2	Изменение σ по эксперименту $\sigma_{\text{эксп}}$, %	Изменение σ по расчету $\sigma_{\text{расч}}$, %	Отклонение расчета от эксперимента Δ , %
1	-	6,1	-	31,2	-
2	8,8	5	43,2	46,8	8,4
6	7,2	-	-	52,3	-
8	16,5	-	-	17,4	-
13	-	4,1	-	-*	-
Примечание: * – изменение формы колебаний.					

Для лопатки КВД расхождение по крутильной форме колебаний составило 8,4 %. Формы колебаний, проявившиеся на испытании исходной геометрии, не проявились при испытании измененной геометрии, а наоборот, появились новые формы колебаний.

Сравнительный анализ собственных частот лопатки показал максимальное отклонение расчетной частоты от экспериментальной по крутильной форме колебаний 5 %. По первой изгибной и высокочастотным формам колебаний отклонение не превысило 1 %.

Для лопатки КВД отклонение прогнозируемого уровня вибронапряжений по результатам расчетной оценки от экспериментально намеренных напряжений составляет 8,4 % по крутильной форме колебаний.

Такие значения отклонений считаются приемлемыми.

Таким образом, расчетный метод оценки изменения уровня вибронапряжений можно применять при проектировании компрессорных лопаток газотурбинных двигателей.

Выводы по главе 3

В главе 3 представлены результаты разработанного метода оценки изменения уровня вибронапряжений в лопатках ГТД. Расчетный метод основан на равенстве кинетической энергии двух лопаток с незначительным изменением геометрии с целью снижения уровня вибронапряжений и отстройки от резонанса. Проведено применение метода для трех вариантов изменения геометрии пера модельной лопатки: подрезка входной кромки, утолщение периферийного сечения и утолщение корневого сечения. Результаты применения показали удовлетворительную адекватность разработанного метода.

Рассмотрены условия применимости расчетного метода оценки изменения уровня вибронапряжений в лопатках ГТД.

Разработан простой метод оценки изменения уровня вибронапряжений в лопатках ГТД на основе расчета собственных частот и сравнительном анализе результатов расчета. Разработанный метод позволяет расчетом оценить уровень вибронапряжений в новой конструкции лопатки, по сравнению с таковым в лопатке-прототипе.

Такая расчетная оценка изменения уровня вибронапряжений может применяться как для доработки лопатки, так и при проектировании новых лопаток.

На примере рабочей лопатки компрессора выполнены все этапы по доработке лопатки для снижения динамических напряжений:

- расчет и анализ результатов экспериментальных исследований исходной лопатки компрессора;
- разработка мероприятий для снижения вибронапряжений и разработка новой конструкции лопатки, расчетная оценка изменения уровня вибронапряжений в новой лопатке по отношению к исходной;
- экспериментальные исследования новой лопатки и валидация расчетного метода оценки изменения уровня вибронапряжений.

Усовершенствован алгоритм проектирования рабочих лопаток КВД с учетом применения разработанных методов анализа и оценки изменения уровня вибронапряжений.

Разработанный расчетный метод оценки значительно сокращает время проектирования и экономит материальные ресурсы.

Расчетный метод оценки изменения уровня вибронапряжений можно использовать при проектировании компрессорных лопаток ГТД.

ГЛАВА 4. КОРРЕКТИРОВКА АЛГОРИТМА ПРОЧНОСТНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ДОРАБОТКИ ЛОПАТОК

4.1. Этапы проектирования двухконтурного газотурбинного двигателя для гражданской авиации

Процесс проектирования авиационного двигателя является технологически сложным и трудоемким. При проектировании авиационных двигателей большое внимание уделяется достижению высоких удельных параметров и основных технических данных, которые заметно должны превышать современный уровень.

Наиболее современным способом проектирования новых двигателей является принцип использования единого базового газогенератора в различных ГТД. Газогенератор представляет собой основной узел двигателя, состоящий из компрессора высокого давления, камеры сгорания и турбины высокого давления; это наиболее сложный и определяющий узел двухконтурного двигателя. Варьируя в широких пределах конструкции и основные данные вентилятора, компрессора низкого давления и турбины низкого давления, можно при одном и том же газогенераторе создать семейство двигателей самого различного значения и в то же время резко сократить финансовые затраты на создание двигателей.

Процесс проектирования авиационного двигателя состоит из нескольких этапов:

1) техническое предложение – совокупность конструкторских документов, содержащие технические и технико-экономические обоснования целесообразности создания нового двигателя на основании анализа технического задания, предварительных расчетов и конструкторских проработок;

2) эскизный проект – полная разработка конструкции двигателя со всеми основными узлами и деталями. Более подробные расчеты оптимизации

вариантов конструкции изготовления макетов, рассмотрение и утверждение эскизного проекта;

3) технический проект – это совокупность конструкторских документов, представляющих собой окончательные технические решения, являющиеся исходными данными для разработки и выпуска рабочей документации;

4) разработка рабочей документации – это заключительная стадия проектирования, проводится с учетом конкретной технологии изготовления и испытания двигателя и всех его узлов. В состав рабочей документации входят все чертежи, расчеты и методики, технические условия на изготовление и испытание схемы и чертежей общих видов. Для отработки конфигурации двигателя и окончательной укладки коммуникаций изготавливается полноразмерный макет двигателя, который затем устанавливается на макет летательного аппарата и согласовывается с его размерами.

Каждая стадия проектирования считается завершенной после ее утверждения и проведения необходимых согласований. Фактор времени в двигателестроении имеет большое значение, так как новые образцы быстро морально устаревают. На практике существуют разработанные системы графиков параллельно-последовательного проведения работ. Такие работы требуют большого внимания исполнителей, но, с другой стороны, они способствуют большой глубине и качеству проработки проекта на разных стадиях. На стадиях разработки эскизного и технического проекта принимает участие большой коллектив расчетчиков, конструкторов, технологов, металлургов и других специалистов. В это вовлечены отраслевые институты, которые оценивают уровень основных параметров двигателя, возможности их достижения, надежность, расчет запасов прочности, а также уровень технологичности изготовления и трудоемкости деталей, применение новых материалов, а также степени унификации и стандартизации.

Создание двигателя после завершения проектирования и до начала его серийного производства также проходит ряд стадий:

- 1) изготовление опытной партии двигателей и выполнение доводочных работ;
- 2) проведение испытаний двигателя и получение подтвержденных основных данных;
- 3) проведение ряда длительных стендовых испытаний по проверке прочности и надежности двигателя;
- 4) проведение специальных испытаний по отработке и проверке двигателя на соответствие предъявленным техническим требованиям;
- 5) летные испытания на летающих лабораториях и специальных высотных стендах;
- б) проведение государственных испытаний и внедрение в серийное производство.

Таким образом при проектировании авиационного двигателя необходимо выполнить большой объем экспериментальных исследований, в том числе и для определения уровня вибронапряжений узлов двигателя. На стадии выполнения доводочных работ одним из направлений является усовершенствование лопаток компрессора ГТД с целью выполнения требования по уровню допустимых вибронапряжений. Для качественного проведения доводочных работ был разработан расчетный метод оценки изменения уровня вибронапряжений в деталях при незначительном изменении геометрии. Расчетный метод применим в условиях уже имеющихся экспериментальных данных.

4.2. Корректировка алгоритма проектирования рабочих лопаток КВД с учетом применения разработанных методов

Проектирование рабочих лопаток КВД начинается с построения аэродинамического профиля. Профилирование лопатки выполняется специалистами по газовой динамике с использованием в качестве исходных данных предполагаемого расхода воздуха, степени повышения давления, КПД компрессора, давления и температуры атмосферного воздуха, рабочей частоты

вращения и т.п. После построения аэродинамический профиль проверяется на прочность.

Суть проектирования состоит в том, что, с одной стороны, необходимо сбалансировать прочностные и аэродинамические характеристики с обеспечением необходимых показателей запасов, уровня динамических напряжений и высокими показаниями газодинамических параметров, с другой стороны – сбалансировать совокупность ее геометрических и конструкторско-технологических признаков. Наиболее оптимальный вариант геометрии профильной части лопатки проверяется на соответствие нормативным требованиям при экспериментальных исследованиях натурного двигателя. Важной задачей при экспериментальных исследованиях натурного двигателя является своевременное определение действующих динамических напряжений в лопатках.

Зачастую по итогам экспериментальных исследований натурного двигателя проявляются резонансы в основном диапазоне работы двигателя с высокими динамическими напряжениями, что приводит к необходимости дорабатывать лопатки. Это достигается, в частности, изменением геометрии лопатки с последующей проверкой при испытаниях натурного двигателя. В отдельных случаях с первой попытки не удается получить нужный результат, что приводит к дополнительным временным и финансовым затратам.

Ранее доработка лопаток без расчетной оценки изменения динамических напряжений проводилась по традиционной схеме (Рисунок 4.1) при многократном проведении испытаний лопаток измененной геометрии в составе натурного двигателя для подтверждения эффективности доработки. Применение разработанного метода оценки изменения динамических напряжений позволяет проектировать лопатку еще на стадии первоначального проектирования, когда прогнозируется проявление опасных резонансов в основном диапазоне работы двигателя и возникает необходимость в снижении динамических напряжений на них. При этом пропадает необходимость в доработке лопаток, следовательно, и

в проведении проверочных испытаний, что приводит к экономии финансовых и временных затрат.

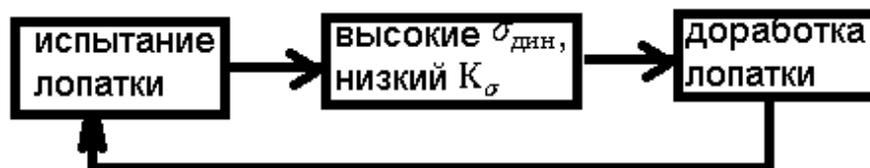


Рисунок 4.1 – Традиционная схема доработки лопаток

Скорректированный алгоритм проектирования лопаток двухконтурного газодинамического двигателя для пассажирских самолетов:

1. Техническое предложение (компрессорные и турбинные лопатки): техническое задание, технические условия.
2. Эскизный проект (компрессорные лопатки): аэродинамический профиль лопатки, 1D-расчет (запас статической прочности, подбор выносов).
3. Технологический проект (компрессорные и турбинные лопатки): лопатка целиком с элементами крепления, 1D-расчет (запас статической прочности, уточнение выносов, напряжение среза и смятия, определение холодного состояния), 2D-расчет (определение радиальных и осевых перемещений, тепловых нагрузок), 3D-расчет (НДС, циклический ресурс, вибрационные характеристики с определением динамических напряжений и опасных резонансов в основном диапазоне работы двигателя; **проектирование профиля лопатки, выполняющего требования по отстройке от опасных резонансов в основном диапазоне работы двигателя, перераспределение резко–градиентных концентраторов динамических напряжения и создание геометрии с заведомо низкими динамическими напряжениями по основным формам колебаний с применением метода оценки изменения уровня динамических напряжений**).
4. Выпуск КД (компрессорные и турбинные лопатки).
5. Подготовка и проведение испытаний (компрессорные и турбинные лопатки): **разработка схем препарирования с применением метода оптимального расположения тензорезисторов**, экспериментальная проверка

на соответствие нормативным документам по динамическим напряжениям и запасам.

б. При необходимости – доработка лопатки с целью снижения динамических напряжений, увеличения запасов динамической прочности и резонансной отстройке с применением метода оценки изменения уровня динамических напряжений (компрессорные и турбинные лопатки).

Корректировка алгоритма проектирования лопатки затронула алгоритм прочностного проектирования, который можно разбить на этапы:

Первый этап. Прочностное проектирование аэродинамического профиля.

Цель расчета на статическую прочность пера лопатки заключается в определении напряжений и эквивалентного запаса прочности по напряжениям в различных сечениях по длине пера лопатки. Для рабочих лопаток замкового типа частной целью является определение напряжений смятия по контактными граням в хвостовике, напряжений среза, напряжений растяжения и изгиба в перемычке.

Эквивалентный запас прочности по напряжениям определен с учетом длительности работы на основных режимах двигателя за назначенный ресурс. Напряжения в рабочих лопатках компрессоров определяются для эксплуатационных режимов, являющихся наиболее нагруженными с точки зрения прочности. Величины сил, возникающих в рабочей лопатке, зависят от частоты вращения ротора, скорости и высоты полета летательного аппарата и от действующей на лопатку температуры воздуха или газа.

Профильная часть рабочих лопаток рассматривается как стержень переменного сечения, жестко заземленный в основании, и рассчитывается на прочность на основных рабочих режимах от действия центробежных и аэродинамических нагрузок.

В первом приближении рассматривается только перо лопатки, без корневой части, замка и диска.

Исходными данными для подбора выносов является профиль лопатки в «горячем» положении. При подборе выносов необходимо добавить возможность

фиксации лопатки в «горячем» положении для одного из двух направлений в осевом или окружном. Результатом оптимизации является лопатка в «холодном» положении. Осуществляется перевод пера лопатки из «горячего» в «холодное» состояние на одном выбранном режиме.

Во втором приближении осуществляется перевод геометрии лопатки из «горячего» в «холодное» состояние и подбор выносов с учетом дисковой и замковой частей без решения контактной задачи.

После получения удобоваримых результатов одномерных расчетов проводятся расчеты по определению напряженно-деформированного состояния и вибрационных характеристик в трехмерной постановке.

Формы колебаний изолированной лопатки и колеса при большом количестве узловых диаметров совпадают, поэтому в целях экономии времени расчеты проводятся для изолированных лопаток.

По результатам расчета собственных частот и форм колебаний строятся резонансные диаграммы Кемпбелла, на которых отмечаются основные диапазоны работы двигателя. Анализируются резонансные режимы.

Второй этап. Расчетная доводка изолированных лопаток и лопатки в составе диска.

На втором этапе проводятся экспериментальные исследования лопаток с применением метода определения оптимального размещения тензорезисторов на лопатки КВД, в результате которого определяются динамические напряжения. При превышении нормативных требований по прочности выполняется доработка профильной части лопатки.

Доводка лопатки происходит путем изменения геометрии пера лопатки с целью снижения статических и динамических напряжений и частотной отстройки от резонансов по низшим и высшим гармоникам, соответствующим числу предшествующих и последующих лопаток НА.

Для рабочих лопаток КВД выполняется оценка допустимых динамических напряжений с учетом асимметрии цикла от статических напряжений.

Если проектируемые лопатки имеют большие перемещения на периферии, то на каждом этапе доводки необходимо проводить проверку «холодного» положения.

На этом этапе для экономии времени целесообразно использовать программные пакеты многокритериальной оптимизации.

Доработка лопаток происходит с использованием метода оценки изменения уровня вибронапряжений.

Третий этап. Подготовка и проведение экспериментальных исследований спроектированных лопаток КВД на натуральных двигателях.

Для повышения эффективности испытаний лопаток КВД разработка схем препарирования должна выполняться с применением метода определения оптимального размещения тензорезисторов.

При получении по результатам анализа экспериментальных исследований высокого уровня вибронапряжений проводится дальнейшая доработка геометрии лопаток с использованием метода оценки изменения уровня вибронапряжений.

Скорректированный алгоритм прочностного проектирования лопатки представлен на Рисунке 4.2.

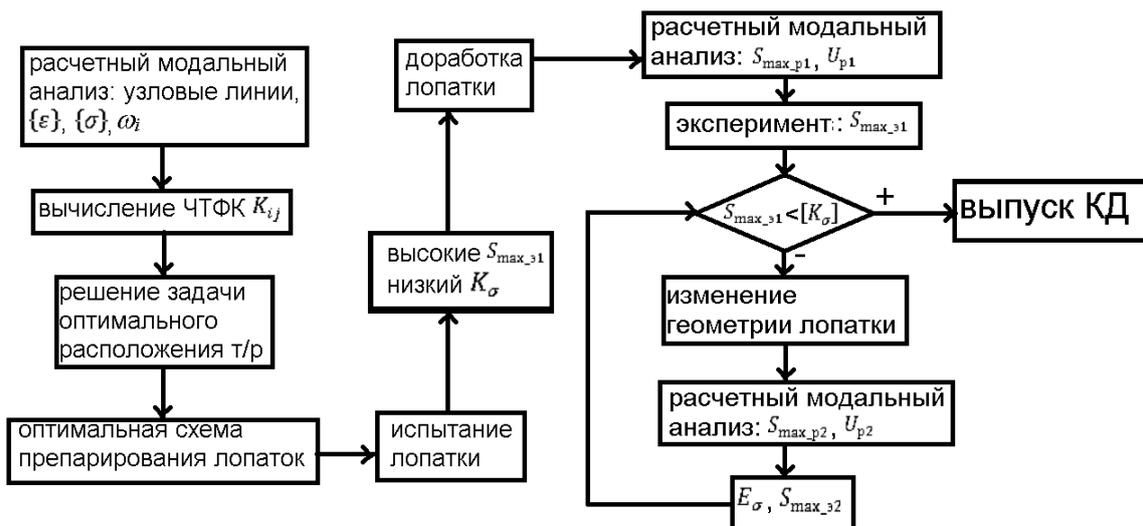


Рисунок 4.2 – Блок-схема скорректированного алгоритма прочностного проектирования лопаток

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проведения математического моделирования и экспериментальных исследований можно сделать следующие выводы:

1. Разработан расчетный метод оптимального размещения тензорезисторов. Выполнена валидация и верификация разработанного метода. Метод реализован при разработке схем препарирования компрессорных и турбинных лопатках ГТД.

2. Разработан метод оценки изменения уровня вибронапряжений в лопатках ГТД при доработке профильной части. Выполнена валидация разработанного методов. Метод применен при проектировании доработке компрессорных и турбинных лопатках ГТД.

3. Скорректирован алгоритм прочностного проектирования и подготовки испытаний лопаток двухконтурного газодинамического двигателя для пассажирских самолетов с учетом разработанных методов.

4. Материалы диссертационной работы оформлены Пивоваровой М.В. в виде Руководящего технического материала (РТМ08.124), внедренного на АО «ОДК- Авиадвигатель».

5. Применение разработанных методов в проектировании лопаток и при подготовке к испытаниям лопаток двухконтурного газотурбинного двигателя позволяет существенно снизить технические, временные и финансовые затраты.

6. Результаты диссертационной работы подтверждены Актом внедрения результатов диссертации производственный процесс в АО «ОДК- Авиадвигатель» и Актом внедрения результатов диссертации в образовательный процесс ФГАОУ ВО «Пермский национальный исследовательский политехнический университет».

7. Перспективы дальнейшей разработки темы заключается в распространении метода оптимального размещения тензорезисторов на все детали, на которых исследуется динамическое напряженное состояние. В частности, на детали газотурбинного двигателя, изготовленные из композиционных и интерметаллидных материалов. Кроме того, доработка

интерфейса и функционал программного комплекса определения оптимального положения тензорезисторов (например, непосредственный поворот тензорезистора под заданным углом и определение коэффициента чувствительности для таких тензорезисторов по всем расчетным формам колебаний).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Братухин, А.Г. Основные технологии создания газотурбинных двигателей для магистральных самолетов / А.Г. Братухин, Ю.Е. Решетников, А.А. Иноземцев. – Москва : Авиатехинформ, 1999. – 554 с. ISBN 5-901109-03-1.
2. Медников, А.Ф. Определение длительности инкубационного периода процесса каплеударной эрозии рабочих лопаток последних ступеней проектируемых паровых турбин большой мощности : дис. ... канд. техн. наук. / А.Ф. Медников. – Москва, 2012.
3. Уланов, А.М. Вибрация и прочность авиационных двигателей и неэнергетических установок / АМУ. – Самара, 2011. – 58 с.
4. Залужский, В.С. Повышение надежности лопаток последних ступеней паровых турбин / В.С. Залужский, П.Н. Плотников // Труды первой научно-технической конференции молодых ученых Уральского энергетического института : сб. докл. – 2016. – С. 107– 110.
5. Капралов, В.М. Вибрации лопаток осевого компрессора в условиях вращающегося срыва /В.М. Капралов // Научно-технические ведомости СПбГПУ. – 2009. – № 3. – С. 70– 75.
6. Сундуков, А.Е., Опыт выявления причин повышенной вибрации газотурбинных двигателей при их стендовых испытаниях / А.Е. Сундуков, Е.В. Сундуков, С.М. Плотников // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. – 2015. – №2. – С. 184– 192.
7. Контроль вибрационного состояния лопаток турбин в эксплуатационных условиях как способ повышения надежности их работы / **К.Н. Боришанский, Б.Е. Григорьев, С.Ю. Григорьев, А.В. Наумов.** – Энергетик. – 2010. – № 8. – С. 26– 29.
8. Боришанский, К.Н. Анализ автоколебаний бандажированных рабочих лопаток мощных паровых турбин дискретно-фазовым методом / К.Н. Боришанский // Энергетические машины и установки. – 2008. – № 3. – С. 29– 36.

9. Боришанский, К.Н. Методика непрерывного контроля вибрационного состояния рабочих лопаток турбомашин / К.Н. Боришанский, Б.Е. Григорьев, С.Ю. Григорьев. // Теплоэнергетика. – 2000. – № 5. – 46 с.

10. Боришанский, К.Н. Повышение точности регистрации автоколебаний лопаток паровых турбин в условиях эксплуатации / К.Н. Боришанский // Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. – 2015. – № 1 (214). – С. 37–47.2.

11. Боришанский, К.Н. Метод контроля вибрационного состояния турбоагрегата в условиях эксплуатации / К.Н. Боришанский // Тяжелое машиностроение. – 2015. – № 11–12. – С. 2–6.2.

12. Численный анализ вибрационного состояния рабочей лопатки последней ступени энергетической газовой турбины при воздействии нестационарного газового потока / **А.И. Боровков** [и др.] // Авиационно-космическая техника и технология. – 2011. – №8. – С. 35–41.

13. Разработка метода прогнозирования уровня вибронапряжений в лопатках ГТД / **Р.В. Журавлев**, Р.А. Диденко, Н.С. Лугинина, Д.В. Габов // Электронный журнал «Труды МАИ». – 2010. – № 65. – С. 19.

14. Михайлов, А.Л. Оптимизация конечно-элементной модели механической конструкции при расчете НДС / А.Л. Михайлов, А.А. Лысенко // Вестник двигателестроения. – 2012. – № 2. – С. 174–179.

15. Кухтинский, А.Э. Оценка динамических характеристик рабочего колеса турбины низкого давления авиационного двигателя / А.Э. Кухтинский, В.М. Лимонова, П.В. Максимов // Электронный журнал «Современные проблемы науки и образования». – 2013. – №4. – С. 9.

16. Вибрации и статическая прочность лопаток турбокомпрессора / **Ю.С. Воробьев**, Е.В. Тишковец, В.А. Потанин, В.А. Касьянов // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2003. – № 40/5. – С. 76–78.

17. Определение динамических напряжений и деформаций в сталежелезобетонных мостах / **В.М. Картопольцев**, В.М. Сафронов, А.В. Картопольцев, Б.Д. Колмаков // Вестник ТГАСУ. – 2016. – № 3. – С. 194– 204.
18. Huang, X. Static and dynamic stress analyses of the prototype high head Francis runner based on site measurement / X. Huang, C. Oram, M. Sick // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. – 2014. – P. 11.
19. Развитие методов исследования колебаний лопаток рабочих колес турбомашин при стендовых испытаниях / С.Ю. Данилкин, В.В. Шкуров, Т.И. Мазикина [и др.] // Вестник УГАТУ. – 2019. – №2 (84). – С. 17– 25.
20. Возможности применения беспроводных датчиков с чувствительными элементами на поверхностных акустических волнах при испытаниях авиационных двигателей / А.С. Швецов, А.А. Меркулов, Б.И. Минеев [и др.] // Авиационные двигатели, 2020. – № 4(9). – С. 67– 74.
21. Jarkko, Tikka. STRAIN GAUGE CAPABILITIES IN CRACK DETECTION. Paper presented in the 4th International Workshop on Structural Health Monitoring / Tikka Jarkko, Hedman Risto, Siljander Aslak // Stanford. – 2003. – P. 15– 17.
22. Пособие по выполнению экспериментальных лабораторных работ по дисциплине «Конструкция и прочность авиационных двигателей» / **Л. В. Москаленко**, М. В. Папушин, Б. П. Умушкин, Б.А. Чичков. – Москва, 2004. – С. 33– 43.
23. Григорьев, В.А. Испытания авиационных двигателей / В.А. Григорьев, А.С. Гишваров. – Москва : Машиностроение, 2009. – 504 с. ISBN 9- 785- 94275- 435- 8.
24. Методика экспериментального модального анализа лопаток и рабочих колес газотурбинных двигателей / **А.А. Иноземцев**, М.Ш. Нихамкин, Л.В. Воронов, А.Б. Сенкевич, А.Ю. Головкин, Б.Р. Болотов // Тяжелое машиностроение. – 2010. – № 11. – С. 2–6.
25. Собственные частоты и формы колебаний полой лопатки вентилятора ГТД / **А.А. Иноземцев**, М.Ш. Нихамкин, Л.В. Воронов, И.Л.

Гладкий, А.Ю. Головкин, Б.Р. Болотов // *Авиационная промышленность*. – 2010. – № 3. – С. 3–7.

26. Teufel, P. Robust and optimal strain gauge positions for blade vibration testing / P. Teufel, J. Poland // *SIMULIA Community Conference*. – 2015.

27. Скороходов, А.В. Испытания газотурбинных газоперекачивающих агрегатов и вспомогательного оборудования / А.В. Скороходов, В.Л. Блинов, О.В. Комаров. – Екатеринбург: Издательство Уральского университета, 2020. – 136 с.

28. Исследование вибрационной напряженности лопаток 15-ступенчатого соевого компрессора. / **М.Е. Колотников**, С.Ю. Данилкин, В.А. Телешев, П.В. Макаров // *Газотурбинные технологии*. – 2020. – №2. – С. 36–39.

29. Каиров, А.С. Экспериментальное исследование распределения переменных вибронапряжений в рабочих лопатках турбомашин / А.С. Каиров, С.А. Моргун // *Прогресивні технології і системи машинобудування*. – 2013. – №1, 2(45). – С. 131–138.

30. Расчетно-экспериментальные исследования собственных частот и форм колебаний лопатки спрямляющего аппарата из полимерных композитных материалов / **М.А. Гринев**, А.Н. Аношкин, П.В. Писарев, Г.С. Шипунов, М.Ш. Нихамкин, А.А. Балакирев, И.П. Конев, А.Ю. Головкин // *Вестник ПНИПУ. Механика*. – 2016. – №4. – С. 106–119.

31. Nikhamkin, M., Bolotov V. Experimental and finite element analysis of natural modes and frequencies of hollow fan blades / M. Nikhamkin, V. Bolotov // *Applied Mechanics and Materials*. – 2014. – №467. – P. 306–311.

32. Гуськов, М.А. Исследование вибрации и оценка эффективности методов защиты от вибрации / М.А. Гуськов, А.В. Коробов, Ю.Н. Сайгина. – Москва, 2012. – 34 с.

33. Михайлов А.Л. Вибродиагностика повреждений деталей машин на основе исследования их собственных форм колебаний / А.Л. Михайлов, С.В. Крюков // *Проблемы прочности*. – 2008. – № 5. – С. 121–128.

34. Бойко, В.М. Анализ вибрационного состояния высокочастотных малоразмерных ГТД на базе газогенератора двигателя АИ-450 / В.М. Бойко, В.А. Седристый // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2007. – № 9 (45). – С. 121–123.

35. Способ экспериментального определения динамических характеристик преобразователей напряжение-частота / **В.Г. Кнорринг**, Л.Н. Кнорринг, Я. Р. Ясик. – Свидетельство № 748868. – Ленинград. – 1980.

36. Способ определения форм и частот собственных колебаний вращающегося ротора / В.Н. Вернигор, А.Л. Михайлов. – Свидетельство № 2244279. – Москва. – 2005.

37. Колотников, М.Е. Исследование динамической напряженности широкохордного вентилятора при стендовых испытаниях / М.Е. Колотников, П.В. Макаров, В.М. Сачин // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2008. – № 9 (56). С. 58–64.

38. Вибрационная диагностика технического состояния ГТД в составе газоперекачивающих агрегатов [Электронный ресурс] / **А.А. Дегтярев**, М.Е. Колотников, В.Г. Кульчихин [и др.] // *Электронные текстовые данные*. – Режим доступа: http://www.alfatran.com/pubs/vdgteep_ru.pdf. – Заглавие с экрана (дата обращения 07.02.2018).

39. Зеленый, Ю.А. Дальнейшая оптимизация системы охлаждения профиля пера лопаток соплового аппарата ТСД / Ю.А. Зеленый, О.А. Петрова // *Вестник двигателестроения*. – 2008. – № 3. – С.45–48.

40. Исследование геометрических параметров пазов диска компрессора типа «ласточкин хвост» и определение их оптимального сечения / **Н.В. Гончар**, Д.В. Павленко, М.А. Трубников, В.М. Чернецов // *Вестник двигателестроения*. – 2007. – № 1. – С. 60–65.

41. Шкловец, А. О. Снижение переменных резонансных напряжений в лопатках рабочих колес в последней ступени КСД / А. О. Шкловец, М. Н. Сеньчев, П. Т. Джибилов // *Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета*. – 2012. – № 3 (34). – С. 50–56.

42. Посадов, В.В. Разработка методов вибрационной диагностики и аэроупругих колебаний компрессора ГТД при стендовых испытаниях: дис. ... канд. техн. наук. / В.В. Посадов. – Рыбинск, 2017. – 177 с.
43. Оценка вибронпряжений трубопроводов атомных электростанций / **А.Н. Баранов**, С.М. Полищук, А.С. Кипоренко, А.А. Манузин // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2006. – № 2/2 (20). – С. 147–149.
44. Фролов, В.А. Демпфирующие устройства в конструкциях лопаток компрессора двигателей семейства НК / В.А. Фролов, А.И. Белоусов // Вестник Самарского государственного университета. – 2011. – № 3 (27). – С. 242-250.
45. Фролов, В. А. Проблемы вибрационной прочности лопаточных венцов авиационных ГТД / В.А. Фролов, Жуков, А.С. Сердотецкий // Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов: сб. науч. тр. / КуАИ. – Куйбышев, 1978. – Вып. 8. – С. 41–47.
46. Фролов, В.А. Концептуальные подходы к решению проблемы вибропрочности лопаток турбомашин (концепция классификации и ее роль в решении проблемы) / В. А. Фролов // Проблемы и перспективы развития двигателестроения / Самар. гос. аэрокосм. ун-т. – Самара : СГАУ, 1998. – Вып. 2, ч. 1. – С. 102–109.
47. Старцев, Н.И. Демпфирование колебаний лопаток турбокомпрессора ГТД – современный взгляд / Н.И. Старцев, В.А. Фролов, А.М. Мишин // Проблемы и перспективы развития двигателестроения: сб. статей международной научно-технической конференции – СГАУ. – Самара, 1996. Ч.2. – С. 204.
48. Ротор турбины / Ю.И. Зыкунов, А.Р. Котельников, Н.В. Крылов, Е.Ю. Марчуков // Свидетельство № 2460886 Москва, Роспатент. – 2012.
49. Рабочее колесо турбомашин / В.С. Вигант, В.Н. Климов, В.Г. Костогрыз, Ю.Г. Кошолоп, В.А. Радченко // Свидетельство № 2433278 Омск, Роспатент. – 2011.
50. Портер А.М. Лопатка газотурбинного двигателя / А.М. Портер, А.Л. Водогалин // Свидетельство № 64698 Москва. – 2007.

51. Pravin, P. Hujare. EXPERIMENTAL AND NUMERICAL ANALYSIS OF THE EFFECT OF SEGMENTATION ON MODAL LOSS FACTOR OF CONSTRAINED LAYER DAMPED BEAM / P. Hujare Pravin, D. Sahasrabudhe Anil, D. Chinchawade Senket // Proceedings of the ASME 2014 International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference, August 17-20, 2014. – Buffalo, New York, USA. – 2014. – P. 1–8.

52. Firrone, Christian M. MODELLING THE MICROSLIP IN THE FLANGE JOINT AND ITS EFFECT ON THE DYNAMICS OF A MULTI-STAGE BLADED DISK ASSEMBLY / M. Christian Firrone, Battiatto Giuseppe, Bogdan I. Epureanu // Proceedings of ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, June 13-17, 2016. – Seoul, South Korea, 2016. – P. 1–11.

53. Zendeabad M. EXPERIMENTAL STUDY OF AERO-MECHANICAL DAMPING OF FULL-SCALE WIND TURBINES / M. Zendeabad, N. Chokani, R. S. Abhari // CA 1–12, June 16-20, 2014, Düsseldorf, Germany.

54. Конструктивные приемы снижения концентрации напряжений в сталеразливочных стендах МНЛЗ / Л.В. Булатов, И.Ф. Волегов, В.С. Горлицын, Т.Г. Химич, М.В. Масаев // Неделя металлов в Москве. 13–17 ноября 2006 г. : сб. трудов конференций и семинаров / под ред. редкол. Н. В. Пасечник . – Москва : ВНИИметмаш : Metallurgizdat, 2007. – С. 228–234.

55. Способ снижения вибраций в рабочих лопатках турбомашин / А.Л. Михайлов, В.И. Черных // Свидетельство № 2598985 Москва. – 2016.

56. Способ отстройки рабочего колеса турбомашин от автоколебаний / А.Л. Михайлов, В.В. Посадов // Свидетельство № 2317419 Москва. – 2008.

57. Способ расстановки лопаток ротора турбомашин / А.Л. Михайлов, В.В. Посадов // Свидетельство № 2317418 Москва. – 2008.

58. Способ комплектования лопаток рабочего колеса турбомашин / В.В. Посадов, В.В. Посадов, С.В. Багров // Свидетельство № 2590983 Москва. – 2016.

59. Осевая турбомашина с пониженным уровнем пульсаций давления, возбуждающих вибрации лопаток и излучаемый шум / В.Э. Сарен, Н.М. Савин // Свидетельство № 2280169 Москва. – 2006.

60. Попов, Г.М. Исследование влияния формы проточной части последней ступени многоступенчатого компрессора на его характеристики и структуру потока / Г.М. Попов, А.В. Кривцов, Д.А. Колмакова // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. – 2012. – № 5(36). – С. 184–190.

61. Кухтин, Ю.П. Снижение вибронпряженности попарно бандажированных рабочих лопаток турбины / Ю.П. Кухтин, Р.Ю. Шакало // АВІАЦІЙНО-КОСМІЧНА ТЕХНІКА І ТЕХНОЛОГІЯ. – 2020. – №7(167). – С. 52–58.

62. Зыонг, Ле Тиен. Оптимизация системы конвективно-плёночного охлаждения рабочих лопаток турбины высокого давления современных и перспективных ГТД / Ле Тиен Зыонг, В.Г. Нестеренко // Двигатель. – 2018. – №5. – С. 2–5.

63. Rational Design of Gas Turbine Engine compressor to provide the required dynamic strength level of rotor blades / D. Kolmakova, A. Shklovets, G. Popov, A. Ermakov // Proceedings of ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, June 13-17, 2016. – Seoul, South Korea, 2016. – P. 1-13.

64. Sladojević, I., Sayma, A.I., Imregun, M., 2007, “Influence of stagger angle variation on aerodynamic damping and frequency shifts”, Proceedings of the ASME Turbo Expo. – Vol. 5. – P. 683700.

65. Influence of stagger angle on aerodynamic sound performance of compressor cascade / Yang, Y., Yang, A., Dong, R., Chen, E., Dai, R., 2012 // Hangkong Xuebao/Acta Aeronautica et Astronautica Sinica. – 2012. – Vol. 33(4). – P. 588–596.

66. Бондаренко, В.М. Оценка динамических напряжений и моментов в конструктивных элементах сооружений / В.М. Бондаренко, Е.А. Ларионов //

Строительная механика инженерных конструкций и сооружений. – 2006. – № 2. – С. 93–98.

67. Способ снижения уровней вибраций лопаточного колеса газотурбинного двигателя / Дюпэ Жером, Ломбар Жан-Пьер, Мита Сами, Шарма Виранда // Свидетельство № 2447293. SNEКМА. – 2012.

68. Устройства для предотвращения резонансных колебаний валов силовых установок / Дженс Шмит-Соренсен // Свидетельство № 541444, Государственный комитет Совета Министров СССР по делам изобретений и открытий. – 1977.

69. Бабенко, О.Н. Методы регулирования частот собственных колебаний рабочих лопаток компрессора ГТД / О.Н. Бабенко, Т.И. Прибора // Вестник двигателестроения. – 2016. – № 1. – С. 101–106.

70. Васильев, Б.Е. Анализ влияния конфигурации бандажных полок лопаток турбин перспективных двигателей на прочностные характеристики / Б.Е. Васильев, Л.А. Магеррамова // Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета. – 2015. – № 3 (69). – С. 28–32.

71. Вассерберг, О.Г. Рабочая лопатка с бандажной полкой / О.Г. Вассерберг, В.Н. Макаров, Г.Е. Хлебников // Свидетельство № 2064593 – ОАО «Ленинградский металлический завод». – 1996.

72. Вассерберг, О.Г. Бандажная полка рабочей лопатки / О.Г. Вассерберг, Е.Д. Консон, В.Н. Макаров, Ю.Н. Неженцев, О.М. Холтобин // Свидетельство № 2063518 – ОАО «Ленинградский металлический завод». – 1996.

73. Ханс-Эгон Брокк. Ротор турбины, а также способ и приспособление для его изготовления // Свидетельство № 2375589 – Ман Турбо АГ. – 2009.

74. Скорик Б.П. Способ снижения вибрационного воздействия силовой установки летательного аппарата // Свидетельство № 2574498 – ПАО «ТАНТК им. Г.М. Бериева». – 2016.

75. Репецкий, О.В. Прогнозирование уровней напряжений в лопатках рабочих колес турбомашин с расстройкой параметров / О.В. Репецкий, Нгуен Тьен Куэт, И.Н. Рыжиков // Вестник ИрГСХА. – 2017. – № 78. – С. 142–151.

76. Репецкий, О.В. Прогнозирование уровней напряжений в лопатках рабочих колес турбомашин с расстройкой параметров / О.В. Репецкий, И.Н. Рыжиков, Нгуен Тьен Куэт // Вестник ПНИПУ. Аэрокосмическая техника. – 2017. – № 51. – С. 39–50.

77. Шуваев, Н.В. Численная оценка интенсивности возбуждения колебаний лопаток газотурбинного двигателя на резонансных режимах / Н. В. Шуваев // Климовские чтения 2016: сб. докладов научно-технической конференции. – Санкт-Петербург: Скифия принт, 2016. – С. 138–149.

78. Семенова, А.В. Целевые функционалы при оптимизации рабочего колеса поворотно-лопастной гидротурбины / А.В. Семенова, Д.В. Чирков, А.Е. Лютов // Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. – 2014. – №3 (202). – С. 97–106.

79. Семенова, А.В. Многоцелевое оптимизационное проектирование формы лопасти рабочего колеса поворотно-лопастной гидротурбины / А.В. Семенова, Д.В. Чирков, В.А. Скорospelов // Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. – 2015. – №1 (214). – С. 59–70.

80. Lampart Piotr. 3D shape optimization of turbomachinery blading / Piotr Lampart, Sergey Yershov // American society of mechanical engineers, pressure vessels and piping division (Publication) PVP, July 22-26. – 2001. – P. 115–125.

81. Буюкли, Т.В. Демонстрация технологии многодисциплинарной оптимизации на примере лопатки экспериментального компрессора / Т.В. Буюкли, Г.М. Попов, Е.С. Горячкин // Авиационные двигатели. – 2019. – №4(5). С. 45–54.

82. Сальников, А.В. Оптимальное проектирование конструкции дисков ТВД / А.В. Сальников // Авиационные двигатели. – 2019. – №1(2). – С. 49–58.

83. Галимханов, Б.К. Особенности оптимизации дисков ГТД / Б.К. Галимханов, А.В. Копертех, Р.К. Латыпов // Научно-технические проблемы современного двигателестроения : Сб. докладов всероссийской научно-технической конференции. – Уфа, 2016. – С.158–163.

84. К расчету динамических напряжений в лопатках компрессоров авиационных ГТД при амплитудно-зависимом рассеянии энергии в материале / **Б.Ф. Шорр**, Г.В. Мельникова, Н.Н. Серебряков, А.Д. Бортников // Сб. докладов X всероссийской научной конференции «Нелинейные колебания механических систем». – Нижний Новгород. – 2016. – С.846–855.

85. Шорр, Б.Ф. Об одном возможном подходе к вероятностной оценке вибрационной прочности деталей турбомашин / Б.Ф. Шорр, Е.А. Локштанов, Ю.М. Халатов // Проблемы прочности. – 1972. – №11. – С.11–14.

86. Mohan, R.S. Vibration analysis of a steam turbine blade / R.S. Mohan, F. Sarkar, A.S. Sekhar // Inter-nose 2014, November 16-19, 2014. – Melbourne Australia, 2014. – P. 1–10.

87. Umamaheswara Rao L. Design and analysis of a gas turbine blade by using FEM / L. Umamaheswara Rao, K. Mallikarjuna Rao // International Journal of Latest Trends in Engineering and Technology (IJLTET). November 2014. – 2014. – P. 19–24.

88. Backman, D. Gas Turbine Blade Stress Analysis and Mode Shape Determination / D. Backman and R.J. Greene // Applied Mechanics and Materials, Trans Tech Publications. – Switzerland, 2008. – P. 281–287.

89. Kellner, J. Blade dynamic stress analysis of rotating bladed disks / J. Kellner, V. Zeman // Applied and Computational Mechanics. – 2007. – Vol. 1. – P. 77–86.

90. G. Ghugal, Sandip. Determination of stress concentration factor in steam turbine blade by finite element method / Sandip G. Ghugal, Rajendra K. Pohane and Sandeep M. Pimpalgaonkar // International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research. – Vol. 2, № 3. – 2013. – P. 55–60.

91. The Modeling and Stress Analysis of Wind Turbine Blade / **Hao Wang**, Bing Ma, Jiaojiao Ding, Shuaibin Li // TELKOMNIKA Indonesian Journal of Electrical Engineering. – Vol.12, No.6. – 2014. – P. 4178 – 4183.
92. Kiam, Beng Yeo. Prediction of Propeller Blade Stress Distribution Through FEA / Beng Yeo Kiam, Wai Heng Choong, Wen Yen Hau // Journal of Applied Sciences. – Vol. 14. – P. 3046–3054.
93. Асатуриян, В.И. Теория планирования эксперимента / В.И. Асатуриян // Москва : Радио и связь, 1983. – 248 с.
94. Герасименко, В.П. Математические методы планирования испытаний воздушно-реактивных двигателей / В.П. Герасименко // Харьковский авиационный институт, 1982. – 104 с.
95. Основы технологии создания газотурбинных двигателей для магистральных самолетов / **А.Г. Братухин**, Ю.Е. Решетников, А.А. Иноземцев [и др.]. – Москва : Авиатехинформ, 1999. – 553 с.
96. Горбунов, Г.М. Испытания авиационных воздушно-ракетных двигателей / Г.М. Горбунов, Э.Л. Солохин. – Москва : Машиностроение, 1967. – 257 с.
97. Испытания авиационных двигателей / **В.А. Григорьев**, С.П. Кузнецов, А.С. Гишваров [и др.]. – Москва : Машиностроение, 2009. – 504 с.
98. Леонтьев, В.Н. Испытания авиационных двигателей и их агрегатов / В.Н. Леонтьев, С.А. Сиротин, А.М. Теверовский. – Москва : Машиностроение, 1976. – 216 с.
99. Солохин, Э.Л. Испытания воздушно-ракетных двигателей / Э.Л. Солохин // Москва: Машиностроение, 1975. – 356 с.
100. Методика экспериментального модального анализа лопаток и рабочих колес газотурбинных двигателей / **А.А. Иноземцев**, М. Ш. Нихамкин, Л.В. Воронов, А.Б. Сенкевич, А.Ю. Головкин, Б.П. Болотов // Тяжелое машиностроение. – 2010. – № 11. – С. 2–6.

101. Григорьев, В.А. Стенды, стендовое оборудование, датчики и средства измерений при испытаниях ВРД / В.А. Григорьев, И.И. Морозов, В.Т. Анискин. – Самара : Изд-во СГАУ, 2006. – 64 с.
102. Иванов, В.П. Колебания рабочих колес турбомашин / В.П. Иванов // Москва : Машиностроение, 1983. – 224 с.
103. Датчики измерительных систем / Ж. Аш [и др.]. – Москва : Мир, 1992. – 424 с.
104. Ножницкий, Ю.А. Сертификация авиационных двигателей / Ю.А. Ножницкий, В.К. Куевда, М.Ф. Мокроус // ЦИАМ, 1980-2000. Научный вклад в создание авиационных двигателей. – Москва : Машиностроение, 2000. – кн. 1. – С. 669-674.
105. Зенкевич, О. Метод конечных элементов в технике / О. Зенкевич. – Москва : Мир, 1975. – 256 с.
106. Тимошенко, С.П. Теория упругости / С.П. Тимошенко, Дж. Гудьер // Москва: Наука, 1975. – 576 с.
107. Упругие свойства монокристаллов никелевых сплавов / А.И. Кривко, А.И. Епишин, И.Л. Светлов, А.И. Самойлов // Проблемы прочности. – 1988. – № 2. – С. 68–75.
108. Малинин, Н.Н. Прикладная теория пластичности и ползучести: учебник для студентов вузов / Н.Н. Малинин. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва : «Машиностроение», 1975.
109. Собственные частоты и формы колебаний полой лопатки вентилятора ГТД / **А. А. Иноземцев**, М. Ш. Нихамкин, Л. В. Воронов, Б. П. Болотов, И. Л. Гладкий, А. Ю. Головкин // Авиационная промышленность, 2010. – № 3. – С. 8–11.
110. Отработка расчетного метода снижения динамических напряжений в пустотелой лопатке вентилятора / **М.В. Пивоварова**, В.А. Бессчетнов, Л.В. Сараева, А.А. Стром // Сборник тезисов НТКД-2014. – Москва, 2014. – С. 174–177.

111. Пивоварова, М. В. Расчетный метод оценки изменения уровня вибронапряжений в компрессорных лопатках газотурбинных двигателей / М. В. Пивоварова, В. А. Бессчетнов // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Механика. – 2021. – № 2. – С. 118–131.
112. Бикмеев, А.Т. Компьютерное моделирование процесса остывания полой лопатки ГТД после сверхпластической формовки / А.Т. Бикмеев, С.В. Иванов, С.И. Перепелица // Вестник УГАТУ. – 2012. –Т. 16, № 7 (52). – С. 38–42.
113. Биргер, И.А. Расчет на прочность деталей машин: справочник / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иоселевич. – Москва: Машиностроение, 1979. – 702 с.
114. Нормы прочности авиационных газотурбинных двигателей гражданской авиации. –6-е изд. – Москва : ЦИАМ, 2004.
115. Пригоровский, Н.И. Методы и средства определения полей деформаций и напряжений: справочник / Н.И. Пригоровский. – Москва : Машиностроение, 1983.
116. Солохин, Э.Л. Испытания воздушно-ракетных двигателей / Э.Л. Солохин // Москва : Машиностроение, 1975. – 356 с.
117. Бесконтактные измерения колебаний лопаток турбомашин. – Москва : Машиностроение, 1993. – 240 с.
118. Колотников, М.Е. Один из подходов к оценке динамической напряженности лопаток вентилятора при тензометрировании / М.Е. Колотников, П.В. Макаров // Вестник двигателестроения, 2009 г. – №3. С. 176- 180.
119. Пивоварова, М.В., Бессчетнов В.А. Разработка расчетного метода определения оптимального размещения тензорезисторов и определение коэффициентов чувствительности форм колебаний / М.В. Пивоварова, В.А. Бессчетнов // Вестник пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокосмическая техника. – 2017. – № 50. – С. 5–14.
120. Верификация расчета распределения динамических напряжений и расчетного метода разработки схемы препарирования для рабочей лопатки

компрессора / М. В. Пивоварова, В. М. Лимонова, А. В. Артемов, В. А. Бессчетнов // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокосмическая техника. – 2017. – № 49. – С. 72–80.

121. Пивоварова, М. В. Оптимизация схемы препарирования лопаток газотурбинных двигателей датчиками при определении динамических напряжений / М. В. Пивоварова, М. Ш. Нихамкин // Авиационные двигатели. – 2024. – № 1 (22). – С. 118–131.

122. Пивоварова, М.В. Разработка способа обрыва рабочей лопатки компрессора высокого давления на заданной частоте вращения / М.В. Пивоварова, И.Л. Гладкий. – Текст : непосредственный // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Механика. – 2023. – № 3. – С. 53-62.

123. Вибрации в технике: справочник в 6 т. / ред. В.Н. Челомей (пред.) – Москва : Машиностроение. – 1980. – Т.3. – Колебания машин, конструкций и их элементов / под. ред. Ф.М. Диментберга, К.С. Колесникова. 1980. – 544 с.

124. Арнольд, В.И. Математические методы классической механики / В.И. Арнольд. – Москва : Наука, 1974. – 431 с.

125. Михлин, С.Г. Вариационные методы решения задач математической физики / С.Г. Михлин. – Москва : Наука, 1970. – 512 с.

УТВЕРЖДАЮ

Первый заместитель
управляющего директора-
генерального конструктора-
начальник ОКБ
АО «ОДК-Авиадвигатель»



Т.Н. Хайрулин

2024 г.

АКТ

внедрения результатов диссертации Пивоваровой М.В.

Мы, нижеподписавшиеся, составили акт о том, что результаты диссертации Пивоваровой М.В. внедрены и используются в АО «ОДК-Авиадвигатель»:

- метод оптимального расположения тензорезисторов применен к $\approx 80\%$ всех препарируемых в настоящее время деталей;
- метод оценки изменения уровня и эпюры напряжений применен при доводке компрессорных и турбинных лопаток высокого и низкого давления двигателей семейства ПД.

Внедрение указанных подходов в процесс подготовки испытаний значительно повышает точность определения вибронпряжений.

Усовершенствование процесса проектирования и доводки лопаток позволило снизить уровень вибронпряжений в лопатках компрессора высокого давления двигателя ПД-14 порядка 50 %.

Материалы диссертационной работы оформлены Пивоваровой М.В. в виде Руководящего технического материала (РТМ08.124), внедренного на АО «ОДК-Авиадвигатель».

Главный конструктор
семейства двигателя ПД

И.В. Максимов

Начальник отд. 299

И.Г. Габов

Начальник КО-2992

И.Л. Гладкий

Начальник КО-2993

А.С. Миленин

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего образования
«Пермский национальный
исследовательский политехнический
университет» (ПНИПУ)

614990, Пермский край, г. Пермь,
Комсомольский проспект, д.29,
тел. 8(342) 219-80-67,
факс 8(342) 212-39-27, e-mail: rector@pstu.ru
<http://www.pstu.ru>

УТВЕРЖДАЮ

Проректор по образовательной
деятельности Пермского
национального исследовательского
политехнического университета,
профессор, доктор педагогических
наук

« 03 »

*Март*И.Ю. Черникова
2025 г.

АКТ

**внедрения результатов диссертационной работы
в образовательный процесс**

В ФГАОУ ВО «Пермский национальный исследовательский политехнический университет» внедрены в образовательный процесс результаты диссертационной работы «Разработка методов анализа и оценки изменения вибронпряжений при изменении геометрии лопаток газотурбинных двигателей в процессе их прочностной доводки и их экспериментальном исследовании» Пивоваровой Марии Владимировны на кафедре «Авиационные двигатели» в рамках дисциплины «Ресурсное проектирование и надежность АД» по направлению 24.05.02 Проектирование авиационных и ракетных двигателей.

Эффективность от внедрения значительно повышает умения и навыки учащихся ВУЗа в понимании процесса подготовки и проведения экспериментального исследования, а также в понимании процесса возникновения и определения динамических напряжений в компрессорных и турбинных лопатках ГТД.

Зам. заведующего кафедрой

«Авиационные двигатели», к.т.н., доцент

А.И. Плотников