

На правах рукописи

Низаметдинов Фярит Ринатович

**Разработка методики анализа влияния относительных движений с
ограничениями во фланцевых соединениях на динамику авиационных
двигателей**

Специальность 01.02.06 – Динамика, прочность машин, приборов и
аппаратуры

Автореферат диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук



Москва – 2021

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)».

Научный руководитель: доктор технических наук, доцент
Сорокин Фёдор Дмитриевич

Официальные
оппоненты: **Келлер Илья Эрнстович**, доктор физико-математических наук, доцент, заведующий лабораторией нелинейной механики деформируемого твердого тела Института механики сплошных сред Уральского отделения Российской академии наук (ИМСС УрО РАН) — филиал ФГБУН Пермского федерального исследовательского центра УрО РАН

Тараненко Павел Александрович, кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой технической механики Федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)»

Ведущая организация: ФГБОУ ВО «Московский энергетический университет (национальный исследовательский университет)»

Защита состоится «14» апреля 2021 г. в 14:30 часов на заседании диссертационного совета Д 212.141.03 при МГТУ им. Н.Э. Баумана по адресу: 105005, г. Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.

Ваш отзыв на автореферат в 2-х экземплярах, заверенных печатью, просим направлять по указанному адресу.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им. Н.Э. Баумана и на сайте www.bmstu.ru.

Телефон для справок: +7(499)263-66-39

Автореферат разослан «_____» _____ 2021 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета
к.т.н., доцент

М.В. Мурашов

Общая характеристика работы

Актуальность темы. Фланцевые соединения – один из наиболее широко применяемых в машиностроении видов разъемных соединений, часто используемых в роторах газотурбинных двигателей (ГТД). Фланцевые соединения являются ответственными узлами, определяющими прочность и надежность конструкции в целом. Рост сложности современных машин приводит к росту требований к расчетам, предъявляемым при их проектировании, поэтому для повышения надежности узлов, содержащих фланцевые соединения, необходимо применять современные методы расчета. При решении задач роторной динамики вращающихся машин большое значение имеет определение упругих свойств фланцевых соединений и учет относительных смещений, возникающих в них в процессе сборки или эксплуатации. Особую опасность представляют относительные смещения, возникающие в процессе эксплуатации, т.к. в виду большой сложности современных ГТД некоторые стыки соединений могут собираться «вслепую» и не контролироваться после сборки. В процессе эксплуатации это может привести к небольшому относительному смещению полостей соединения (например, в рамках конструктивного зазора, вследствие неудачной конструкции или в рамках зазора, вызванного температурными деформациями). Подобные смещения могут быть весьма незначительными, однако часто рядом со стыками располагаются тяжелые диски, и даже небольшое смещение приводит к существенному увеличению инерционных нагрузок. Примером конструкции, в которой проявился этот эффект, является перспективный ГТД, при доводке которого по опытным экземплярам был отмечен дефект – повышенные вибрации. Причина заключалась в неудачной конструкции стыка вала компрессора высокого давления (КВД) и турбины высокого давления (ТВД).

Определение упругих свойств и/или величины относительных смещений для соединений сколь угодно сложной геометрической формы в настоящее время может быть выполнено с помощью метода конечных элементов (МКЭ). Однако такие МКЭ модели малопригодны для решения задач роторной динамики, поэтому разработка упрощенных математических моделей с применением структурных конечных элементов (СКЭ) для моделирования фланцевых соединений – актуальная задача для современного машиностроения. СКЭ – модель самостоятельной части конструкции с внутренней структурой, которая, как и классические КЭ, взаимодействует с другими элементами через степени свободы и описывается набором из матриц жесткости, масс, демпфирования и вектора сил. Подобные модели в своих алгоритмах не обязательно исключают применение МКЭ моделирования с использованием 3D элементов. МКЭ моделирование в комплексах общего назначения может использоваться, например, при подготовке начальных данных для упрощенной модели. Такой подход позволит многократно ускорить динамический анализ конструкции.

Роторные машины имеют в своем составе большое количество вращающихся элементов, для описания больших поворотов которых используется множество различных способов. В данной работе для описания больших поворотов был выбран вектор Эйлера. Однако вектор Эйлера (как и все способы, использующие 3 кинематических параметра) имеет существенный недостаток – наличие предельного угла поворота, что ограничивает его применение в роторной динамике. Достаточно простой и в то же время эффективный способ (применимый не только к роторной динамике) преодоления проблемы предельных углов, предложенный в диссертационной работе, также является актуальным.

Целью диссертационной работы является разработка и верификация методики выявления закономерностей, связывающих интенсивные вибрации ГТД с относительными движениями полотен фланцевых соединений, основанной на применении авторских структурных КЭ, и обеспечивающей высокое быстродействие и достаточную точность.

Для реализации поставленной цели были решены следующие задачи:

1. Проведен анализ существующих моделей фланцевых соединений авиационных ГТД и их оценка с точки зрения учета основных факторов, влияющих на динамику изделия.
2. Разработан ряд СКЭ, позволяющих значительно проще, чем альтернативные подходы, учитывать относительные смещения во фланцевых соединениях.
3. Предложена новая методика определения мгновенной матрицы демпфирования, учитывающая нелинейную зависимость её компонент от относительной скорости и трехмерное описание вращения.
4. Корректность работы предлагаемых элементов продемонстрирована решением модельных задач и сопоставлением решения с известными результатами других авторов и результатами, полученными в специализированных комплексах для решения задач роторной динамики или в МКЭ комплексах общего назначения, а также с применением альтернативных элементов.
5. Предложен и реализован прием коррекции вектора Эйлера при приближении к заданному предельному значению, который снимает проблему предельных углов.
6. Установлено существенное влияние величины относительного смещения на амплитуды реакций и виброскоростей в опорных узлах.
7. Работоспособность и эффективность разработанной методики, основанной на авторских СКЭ, подтверждена численными расчетами, как в модельной задаче роторной динамики, так и на примере реального двигателя

Методы исследования. В диссертации используются метод Ньюмарка, метод Ньютона-Рафсона, расширенный метод множителей Лагранжа, МКЭ, специализированный программный комплекс для задач роторной динамики

DYNAMICS R4 и разработанный с участием автора метод коррекции вектора Эйлера при приближении к предельному значению, решающий проблему предельных углов поворота.

Научная новизна:

1. Создана группа новых СКЭ, в частности элемент для моделирования относительных движений во фланцевых соединениях. Прямых аналогов разработанному элементу не удалось найти ни в отечественной, ни в зарубежной литературе. Характерной особенностью методики получения матрицы жесткости и вектора узловых сил элемента является ранее не применявшийся в данных задачах подход вычисления сил и жесткостей через первые и вторые производные функционала, построенного с использованием расширенного метода множителей Лагранжа.
2. Предложена и реализована усовершенствованная методика учета трения между полотнами фланцевого соединения при их относительном движении в задачах динамики системы многих тел в случае трёхмерного описания вращения. С использованием предложенной методики получены аналитические соотношения, описывающие мгновенную матрицу демпфирования, для наиболее распространенной модели трения Кулона.
3. Выявлены закономерности и степень влияния величины относительного смещения во фланцевом соединении на реакции в опорных узлах и уровень вибраций в системе.
4. Для задач роторной динамики (и не только) предложена рациональная методика коррекции вектора Эйлера, позволяющая решить проблему предельных значений углов поворота.

Достоверность результатов подтверждается строгостью использованных математических методов, проверкой разработанных алгоритмов и программ на модельных и тестовых задачах, сопоставлением полученных автором результатов с известными результатами исследований и результатами, полученными с применением МКЭ комплексов общего назначения, а также специализированного комплекса для решения задач роторной динамики.

Практическая значимость диссертации:

1. Разработанные элементы и алгоритмы позволяют предсказывать возникновение и поведение во времени относительных движений во фланцевых соединениях авиационных ГТД и степень их влияния на общую динамику двигателя уже на этапе проектирования, что позволяет повысить достоверность расчета всей системы, установить поля допусков на изготовление деталей.
2. Разработанные элементы и алгоритмы благодаря аналитическим соотношениям для матриц жесткости, масс и демпфирования, описывающим характеристики элементов, на несколько порядков экономичнее с вычислительной точки зрения, чем методики,

использующие прямое МКЭ моделирование, что позволяет существенно сократить время расчета.

3. Применение разработанных элементов будет способствовать сокращению объема экспериментальных исследований при доводке изделий, а также ускорению разработки новых конструкций.
4. С участием автора разработан и апробирован способ описания конечных поворотов с использованием вектора Эйлера, который свободен от проблемы предельных углов и позволяет рассматривать неограниченно большие повороты.

Внедрение. Результаты диссертации внедрены в учебный процесс кафедры «Прикладная механика» МГТУ им. Н.Э. Баумана и в расчетную практику научно-технического центра роторной динамики «Альфа-транзит», что подтверждено соответствующими актами.

На защиту выносятся следующие положения диссертации:

1. Методика численного расчета движения вращающихся машин с учётом относительного движения во фланцевых соединениях, основанная на быстродействующих и достаточно точных авторских СКЭ.
2. Тестирование, верификация и демонстрация успешного применения разработанных СКЭ в модельных задачах, в том числе задачах роторной динамики.
3. Анализ результатов численных расчетов перспективного ГТД с применением разработанных СКЭ.

Апробация работы. Основные положения диссертационной работы докладывались и были одобрены на семинаре молодых ученых и студентов по проблемам машиноведения имени Ю.Н. Работнова, Москва, 2020; на конференции «МИКМУС», Москва, 2019 и 2018; на конференции «Авиационные двигатели и силовые установки», Москва, 2019; на конференции «Проблемы механики современных машин», Улан-Удэ, 2018; на конференции «Механика и математическое моделирование в технике», Москва, 2017; на школе-конференции «Нелинейная динамика машин» School-NDM, Москва, 2017; на научных семинарах кафедры прикладной механики МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, 2020, 2019, 2018, 2017.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 15 научных работ, в том числе 5 работ в изданиях, рекомендованных ВАК РФ и 2 работы в изданиях, индексируемых в Scopus.

Структура и объем диссертационной работы. Диссертация состоит из введения, четырёх глав, заключения и приложения. Общий объем составляет 161 страницу, 88 рисунков и 17 таблиц. Список используемой литературы содержит 140 наименований.

Содержание работы

Во введении обоснована актуальность диссертационной работы, приведена постановка задач и краткая аннотация содержания работы по

разделах, дана оценка научной новизны и практической значимости полученных результатов и представлены методы исследования в диссертации.

В первой главе выполнен обзор работ, посвященных теоретическому и экспериментальному исследованию современного состояния проблемы моделирования и учета фланцевых соединений авиационных ГТД в составе динамической модели двигателя. Приведены примеры конструкций фланцевых соединений, применяемых в авиационных ГТД. Рассмотрены различные модели трения, обозначены эффекты, которые могут быть учтены каждой из них. Произведено сопоставление подходов к описанию больших поворотов.

Вторая глава посвящена разработке ряда СКЭ для моделирования относительных движений во фланцевых соединениях с учетом требований характерных для задач роторной динамики – быстродействие и высокая точность.

Элемент «Двумерная призматическая связь» создан при следующих допущениях:

- предполагается возможность только безотрывного скольжения;
- изгибная и контактная податливость полотен соединения не учитывается;
- относительный поворот вокруг нормали к полотнам соединения исключен.

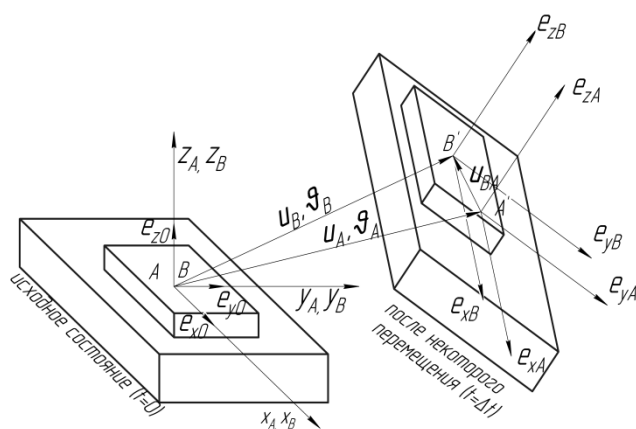


Рис. 1. Схема элемента «Двумерная призматическая связь»

Элемент «Двумерная призматическая связь» моделирует связь между двумя узлами A и B, каждый из которых в общем случае является подвижным. Каждый узел имеет свою систему координат, оси которых изначально совпадают (Рис.1). Элемент является 3-х узловым и имеет 18 степеней свободы. Один из узлов имеет произвольное расположение и используется для хранения 6

множителей Лагранжа. Для описания конечных поворотов здесь и далее используется вектор Эйлера.

При разработке элемента «Двумерная призматическая связь» использовался расширенный метод множителей Лагранжа. С учётом упомянутых ранее допущений кинематические ограничения, наложенные на элемент, могут быть представлены в следующем виде:

$$\mathfrak{g}_{BA} = -\frac{1}{2} \left(\mathbf{R}(\mathfrak{g}_B) \cdot \mathbf{R}^T(\mathfrak{g}_A) \right)_x = 0, \quad \mathbf{e}_{zA} \cdot \mathbf{u}_{BA} = \mathbf{e}_{zA} \cdot (\mathbf{u}_B - \mathbf{u}_A) = 0 \quad (1)$$

где $\mathbf{R}(\mathfrak{A})$ и $\mathbf{R}(\mathfrak{B})$ – тензоры поворота, $\mathfrak{A}$ и $\mathfrak{B}$ – векторы Эйлера узлов А и В соответственно, $\mathbf{u}_{BA}$ – вектор относительного перемещения узлов, $\mathbf{u}_A$ – вектор перемещения узла А, $\mathbf{u}_B$ – вектор перемещения узла В.

В соответствии с расширенным методом множителей Лагранжа:

$$\Phi = \lambda_1 \cdot \mathbf{f}_{BA} + \lambda_2 \cdot \mathfrak{A}_{BA} + \frac{p_1}{2} (\mathbf{f}_{BA})^2 + \frac{p_2}{2} (\mathfrak{A}_{BA})^2, \quad \mathbf{f}_{BA} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & \mathbf{e}_{zA} \cdot \mathbf{u}_{BA} \end{pmatrix}^T, \quad (2)$$

где $\mathbf{f}_{BA}$, $\mathfrak{A}_{BA}$ – невязки перемещений и поворотов, p_1 и p_2 – штрафные коэффициенты.

Для получения вектора сил и матрицы жесткости элемента использована первая и вторая вариации (2) с учетом соотношений (1):

$$\mathbf{P} = -[\mathbf{S}]^T \left(\lambda_1 + p_1 \mathbf{f}_{BA} \quad \lambda_2 + p_2 \mathfrak{A}_{BA} \quad \mathbf{f}_{BA} \quad \mathfrak{A}_{BA} \right)^T, \quad [\mathbf{K}] \approx [\mathbf{S}]^T [\mathbf{H}] [\mathbf{S}], \quad (3)$$

где $[\mathbf{S}]$ – матрица связи приращений невязок и множителей Лагранжа с приращениями узловых параметров, $\mathbf{q}$ – вектор (18×1) узловых параметров элемента. Выражение для матрицы $[\mathbf{S}]$ получено путем рассмотрения вариаций невязки перемещений и поворотов, входящих в соотношение (2) и представлено в тексте диссертации (соотношения (2.8) и (2.9)).

При моделировании динамики системы многих тел закон трения, как правило, предполагается известным и характеризуется непрерывной функцией от относительной скорости (Рис. 2). Такой подход является приближенным, однако исключает необходимость разграничения состояний скольжения и прилипания.

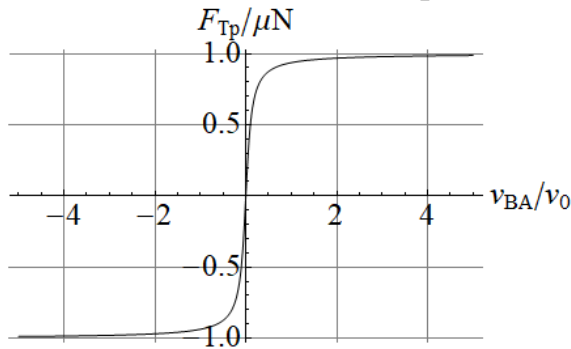


Рис. 2. Зависимость силы трения от относительной скорости

В данной работе для учёта трения между полотнами фланцевого соединения при их скольжении друг относительно друга используется модель сухого трения Кулона, однако предложенный ниже подход к учёту трения может быть без значительных изменений адаптирован для более сложных моделей:

$$\mathbf{F}_{Tp}(\mathbf{v}_{BA}) = \frac{-2\mu N}{\pi} a \operatorname{rectg} \left(\frac{|\mathbf{v}_{BA}|}{v_0} \right) \frac{\mathbf{v}_{BA}}{|\mathbf{v}_{BA}|} = \begin{Bmatrix} F_x & F_y & F_z \end{Bmatrix}^T, \quad (4)$$

где N – нормальная сила, μ – коэффициент трения, $\mathbf{v}_{BA}$ – вектор относительной скорости, v_0 – параметр чувствительности модели (скорость, которая должна задаваться много меньше характерных скоростей в моделируемой системе).

Так как в данной работе, для интегрирования уравнений движения используется неявный метод Ньюмарка, то для улучшения сходимости решения необходимо получить выражение для матрицы мгновенного демпфирования, которая связана с вариацией (4):

$$\delta \mathbf{F}_{Tp}(\mathbf{v}_{BA}) = -\underbrace{[\mathbf{C}_t]}_{3 \times 3} \cdot \delta \mathbf{v}_{BA}, [\mathbf{C}_t] = \frac{2\mu N}{\pi} \left(C_1 (\mathbf{v}_{BA} \otimes \mathbf{v}_{BA}) + C_2 \mathbf{E} \right), \quad (5)$$

Выражения для констант C_1 и C_2 приведены в тексте диссертации – соотношение (2.18).

Выражение (5) определяет блок 3×3 мгновенной матрицы демпфирования элемента – размером 18×18 .

Величина относительного смещения узлов элемента «Двумерная призматическая связь» ограничена лишь жесткостью подсистем, которые соединяет данный элемент. В большинстве реальных конструкций относительное смещение ограничено величиной зазора. В данной работе предлагается учесть ограничение на относительное смещение путем параллельной установки элемента ограничителя, представляющего собой упругую связь с зазором. Подход с разделением элементов позволяет применять элементы независимо друг от друга при необходимости.

Элемент «Упругая связь с зазором» моделирует связь между двумя узлами А и В, каждый из которых в общем случае является подвижным. Каждый узел имеет свою систему координат, оси которых изначально совпадают (Рис.3, а). Элемент является 2-ух узловым и имеет 12 степеней свободы. Выражения для вектора сил и матрицы жесткости элемента определяются из рассмотрения вариации потенциальной энергии деформаций. При наличии радиального зазора c (Рис. 3, а) в плоскости, определяемой локальными ортами $\mathbf{e}_{x0}$ и $\mathbf{e}_{y0}$, энергия деформаций должна определяться величиной взаимопроникновения – δ (Рис. 3, б), связанной с относительными перемещениями. Также энергия деформаций связи зависит от локальной матрицы жесткости в собственном базисе ($[\mathbf{K}_{loc}]$), повернутой в актуальное состояние, если она является входным параметром элемента.

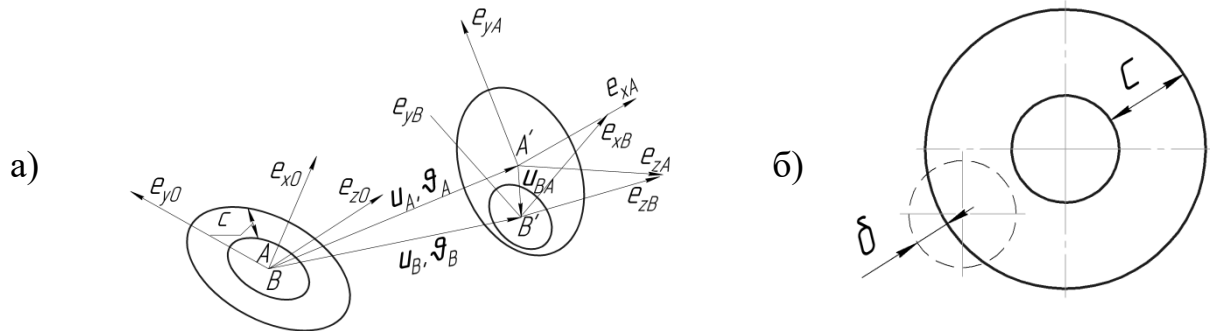


Рис. 3. Схема элемента «Упругая связь с зазором» и схема контактного взаимодействия

Энергия деформаций при наличии зазора может быть представлена в виде:

$$U = \frac{1}{2} \begin{pmatrix} \mathbf{u}_{BA} - \mathbf{c} \\ \mathbf{g}_{BA} \end{pmatrix}^T \underbrace{\begin{pmatrix} [\mathbf{R}_m] & [\mathbf{0}] \\ [\mathbf{0}] & [\mathbf{R}_m] \end{pmatrix} [\mathbf{K}_{loc}] \begin{pmatrix} [\mathbf{R}_m] & [\mathbf{0}] \\ [\mathbf{0}] & [\mathbf{R}_m] \end{pmatrix}^T}_{[\mathbf{K}^{rot}]} \begin{pmatrix} \mathbf{u}_{BA} - \mathbf{c} \\ \mathbf{g}_{BA} \end{pmatrix}, \mathbf{c} = c \frac{\mathbf{u}_{BA}}{|\mathbf{u}_{BA}|}, \quad (6)$$

где $(\mathbf{u}_{BA} - \mathbf{c})$ – вектор проникновения, $\mathbf{R}_m$ – тензор среднего поворота.

При вычислении вектора сил и матрицы жесткости потребуются

вариации относительных обобщенных перемещений:

$$\begin{pmatrix} \delta(\mathbf{u}_{BA} - \mathbf{c}) \\ \delta \mathbf{g}_{BA} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -[\mathbf{G}] & [\mathbf{0}] & [\mathbf{G}] & [\mathbf{0}] \\ [\mathbf{0}] & -[\mathbf{F}_A] & [\mathbf{0}] & [\mathbf{F}_B] \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \delta \mathbf{u}_A \\ \delta \mathbf{g}_A \\ \delta \mathbf{u}_B \\ \delta \mathbf{g}_B \end{pmatrix} = [\mathbf{S}] \begin{pmatrix} \delta \mathbf{u}_A \\ \delta \mathbf{g}_A \\ \delta \mathbf{u}_B \\ \delta \mathbf{g}_B \end{pmatrix}, \quad (7)$$

$$\mathbf{F}_{A(B)} = \frac{1}{2} ((\mathbf{R}_A \cdot \mathbf{R}_B) \mathbf{E} - \mathbf{R}_{A(B)} \cdot \mathbf{R}_{B(A)}^T) \cdot \mathbf{B}_{A(B)},$$

Из первой и второй вариации соотношения (6) с учетом соотношения (7) следуют выражения для вектора упругих сил элемента и матрицы жесткости:

$$\mathbf{P} = -[\mathbf{S}]^T [\mathbf{K}^{rot}] \begin{pmatrix} \mathbf{u}_{BA} - \mathbf{c} \\ \mathbf{g}_{BA} \end{pmatrix}, [\mathbf{K}] = [\mathbf{S}]^T [\mathbf{K}^{rot}] [\mathbf{S}] \quad (8)$$

Соотношения (8) определяют матрицу жесткости и вектор сил элемента упругой связи. При наличии ненулевого зазора ($c \neq 0$) матрица $[\mathbf{K}_{loc}]$ – рассматривается как матрица жесткости контактного взаимодействия, а $\mathbf{P}$ – вектор контактных усилий, в этом случае до выборки зазора жесткость элемента считается нулевой. Если же задается нулевая величина зазора, то элемент работает в режиме упругой опоры.

Использование соотношений (8) предполагает наличие матрицы $[\mathbf{K}_{loc}]$, которая является входным параметром элемента, полученным, например, на основе предварительного МКЭ расчета. Однако выражения для матрицы жесткости и вектора сил элемента могут быть получены также на основе решения задачи Герца о контакте двух цилиндров. Выражения для вектора сил и матрицы жесткости в этом случае принимают вид:

$$\mathbf{P} = -[\mathbf{S}]^T \begin{pmatrix} C_1 [\mathbf{E}] & [\mathbf{0}] \\ [\mathbf{0}] & [\mathbf{0}] \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \mathbf{u}_{BA} - \mathbf{c} \\ \mathbf{g}_{BA} \end{pmatrix}, [\mathbf{K}] = [\mathbf{S}]^T \begin{pmatrix} C_1 [\mathbf{E}] & [\mathbf{0}] \\ [\mathbf{0}] & [\mathbf{0}] \end{pmatrix} [\mathbf{S}] \quad (9)$$

Важно отметить, что радиальная контактная жесткость C_1 не имеет отношения к реальной жесткости из задачи Герца, а задаётся из условия минимально возможного проникновения в поверхность ограничителя в радиальном направлении. Фактически C_1 – это настроечный параметр, который выбирается расчетчиком из соображений минимизации проникновения, быстродействия и точности модели. При этом контактная жесткость из задачи Герца может использоваться для начальной оценки жесткости C_1 .

Как было отмечено ранее, при разработке элементов не учитывалась локальная податливость соединения. Данное допущение было введено на основе выполненного обзора современной научно-технической литературы. Однако проведенный обзор не позволяет полностью исключить вероятность, что при некотором сочетании параметров локальная податливость окажет заметное влияние. Существует большое количество моделей, позволяющих определить локальную податливость, но

достаточно точно и надежно ее можно определить лишь путем решения контактной задачи с привлечением МКЭ. Такой подход является достаточно ресурсоемким и неприемлем для задач роторной динамики, поэтому часто в специализированных комплексах локальная податливость вводится в модель путем установки упругого элемента между сечениями (Рис. 4, а). Матрица жесткости этого элемента должна быть предварительно рассчитана с привлечением МКЭ или какими-то иными способами (например, отдельный модуль решения контактной задачи).

При необходимости учета локальной податливости соединений с возможностью смещения полотен предлагается использовать аналогичный подход. При этом, в виду малой толщины полотен фланцевых соединений авиационных ГТД, упругая связь может быть без существенной потери точности расположена как перед, так и за соединением (Рис. 4, б, в).

В качестве связи для учета локальной податливости может применяться элемент «Упругая связь с зазором» при нулевом зазоре с задаваемой локальной матрицей жесткости. Предлагаемый подход является приближенным и не единственно возможным, однако его преимущество заключается в том, что эффекты смещения и дополнительной податливости моделируются разными элементами, каждый из которых при необходимости может быть использован независимо. Такое разграничение позволяет получить достаточно компактные аналитические выражения для описания элементов с возможностью учета больших обобщенных перемещений, что очень важно при решении задач роторной динамики.

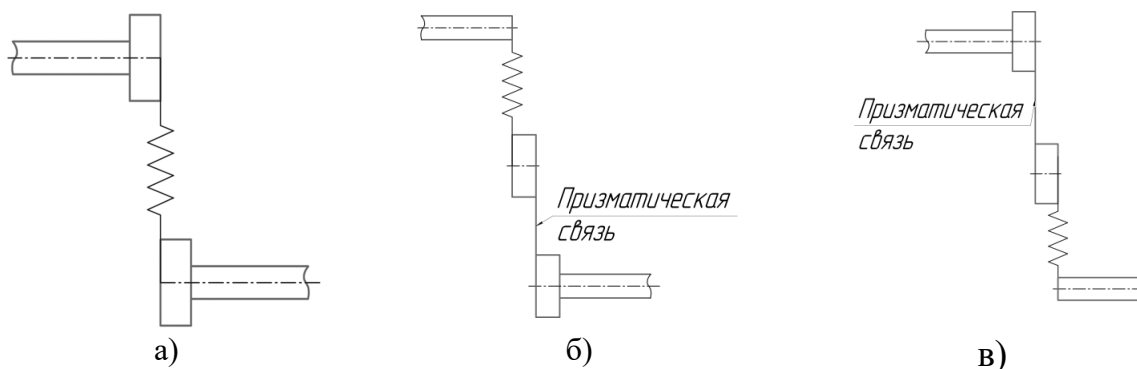


Рис. 4. Схемы учета локальной податливости

В третьей главе выполнено сопоставление результатов (задача о виброперемещении при постоянном давлении), полученных с применением разработанных элементов, с известными результатами других авторов (В.Л. Бидерман, И.И. Блехман). Сопоставлялось перемещение груза за цикл, отличие от аналитического решения менее 1%. Также был проведён дополнительный контроль с использованием комплекса общего назначения ANSYS (Рис. 5). Максимальное отличие результатов не превысило 1%. В МКЭ комплексе ANSYS задача была решена в плоской и пространственной постановках. Применение разработанных элементов ускорило решение более чем в 400 раз даже в сравнении с решением в плоской постановке, благодаря меньшей дискретизации по координате и аналитическим соотношениям для

матрицы жесткости и вектора узловых усилий.

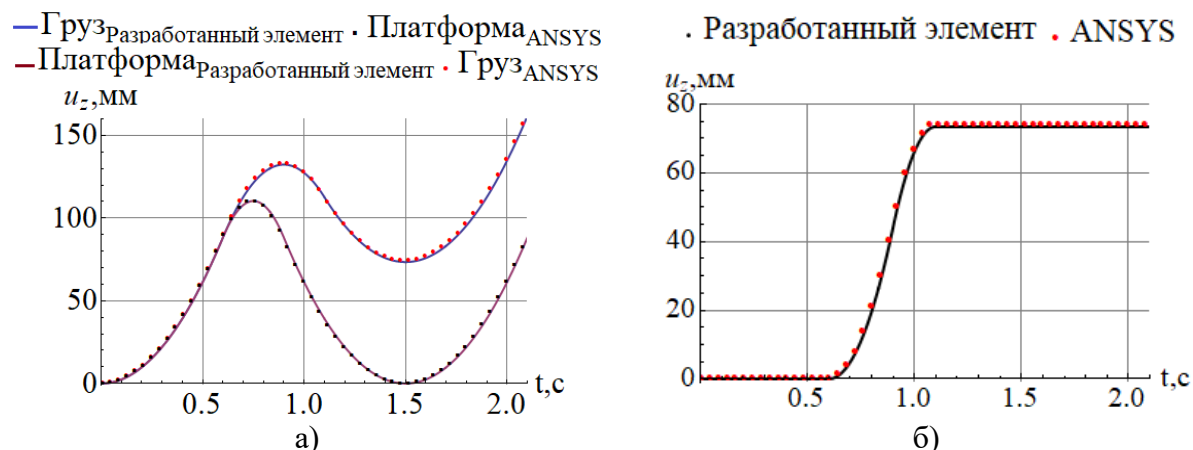


Рис. 5. Сопоставление перемещений: а) абсолютные; б) относительные

Также было выполнено сопоставление результатов, полученных при моделировании заданной параллельной несоосности в конечно-элементном комплексе общего назначения MSC Dytran и в специализированном программном продукте DYNAMICS R4 (схема задача приведена в диссертации на Рис. 3.10). Сравнение результатов в области установившегося решения (Рис. 6) позволяет сделать вывод, что все решения практически идентичны. В течение первых 0,4 с. наблюдались некоторые отличия, связанные с переходными процессами от приложения силы веса в MSC Dytran. Проводилось сопоставление с результатами, полученными при замене разработанных элементов в процессе расчета на модель абсолютно жесткого стержня (схема задача приведена в диссертации на Рис. 3.16). В этом случае сопоставлялось движение во временной области после выборки зазора для изначально соосной системы в смещенном положении, возникшем в процессе разгона. Сначала был проведен один расчет без замены, на основе которого определен момент времени, по достижении которого происходит выборка зазора (Рис. 7). Затем был проведен второй расчет с заменой на модель абсолютно жесткого стержня после выборки зазора. Сопоставление абсолютных перемещений в одном из узлов элемента представлено на Рис. 8.

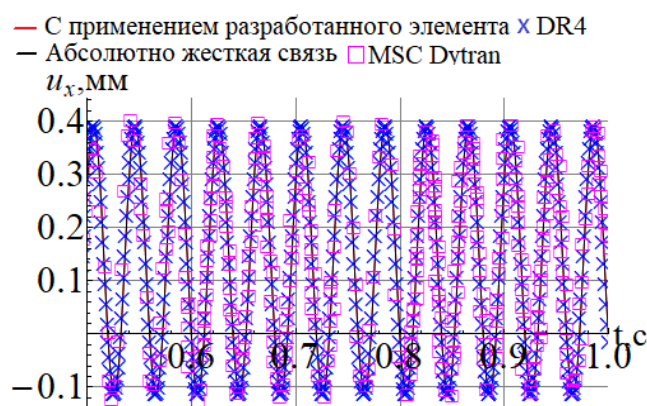


Рис. 6. Сопоставление результатов моделирования

В подтверждение того, что алгоритм замены отработал корректно и не проводится сравнение одного и того же решения, был проведен еще один расчет с заменой элементов до выборки зазора (Рис. 9, красная линия — установленный зазор; черная — фактическое относительное смещение), который подтверждает корректную

работу алгоритма замены. В третьей главе также продемонстрировано применение разработанных элементов при решении модельных задач роторной динамики. На примере ротора на жестких опорах был обнаружен эффект остаточного смещения системы в процессе торможения (Рис. 10). К моменту полной остановки изначально соосного ротора остается некоторое остаточное смещение, которое фактически нарушает исходную балансировку системы. На примере ротора на упругих опорах исследовано влияние различных параметров на результаты моделирования.

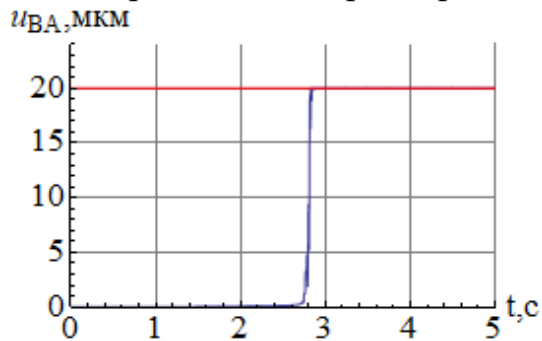


Рис. 7. Зависимость величины относительного смещения u_{BA}

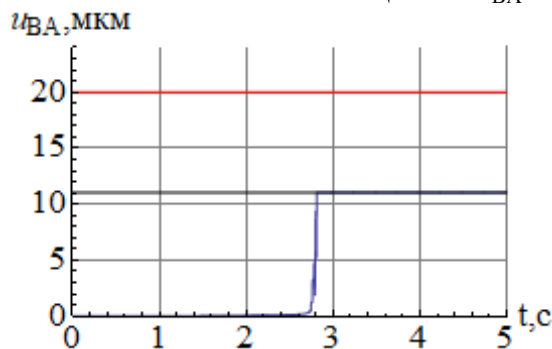


Рис. 9. Относительное смещение при замене до выборки зазора

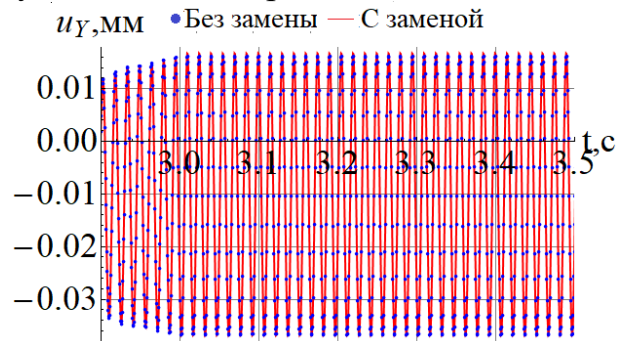


Рис. 8. Сопоставление результатов после выборки зазора

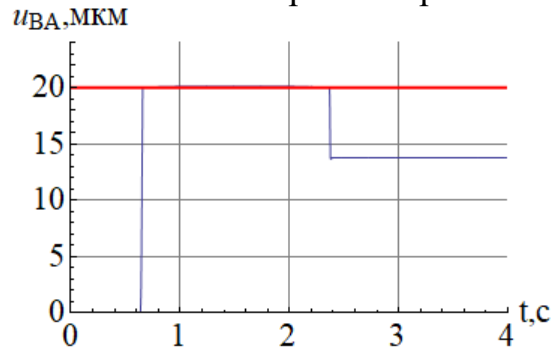


Рис. 10. Относительное смещение при моделировании режима «разгон-торможение»

В работе применялось трёхмерное описание поворотов. При этом с целью преодоления проблемы предельного угла поворота была разработана новая методика коррекции вектора Эйлера при приближении к заданному предельному значению:

$$\vartheta \rightarrow \vartheta_* = \vartheta - 2\pi \frac{\vartheta}{|\vartheta|}, \quad \omega_* = \omega \Rightarrow \frac{d\vartheta_*}{dt} = \mathbf{B}^{-1}(\vartheta_*) \cdot \mathbf{B}(\vartheta) \cdot \frac{d\vartheta}{dt},$$

$$\frac{d^2\vartheta_*}{dt^2} = \mathbf{B}^{-1}(\vartheta_*) \cdot \left(\frac{d}{dt}(\mathbf{B}(\vartheta)) \cdot \frac{d\vartheta}{dt} + \mathbf{B}(\vartheta) \cdot \frac{d^2\vartheta}{dt^2} - \frac{d}{dt}(\mathbf{B}(\vartheta_*)) \cdot \frac{d\vartheta_*}{dt} \right)$$

где ϑ_* – скорректированный вектора Эйлера.

В четвёртой главе представлено практическое применение разработанных элементов для исследования реальной конструкции на примере перспективного авиационного газотурбинного двигателя.

При проведении стендовых испытаний исследуемого двигателя по всем опытным экземплярам были отмечены повышенные вибрации

(≈ 50 мм/с), причина которых заключалась в неудачной конструкции фланцевого соединения КВД и ТВД. На ранних этапах проектирования стык КВД и ТВД имел конструкцию с подхватом со стороны диска. Рост уровня вибраций был обусловлен образованием зазора по центрирующему пояску в соединении вала с диском турбины из-за температурных деформаций. В результате происходило изменение центровки за счет смещения в рамках образовавшегося зазора, а так как рядом с этим соединением располагается массивный диск турбины, это приводило к возникновению существенного дисбаланса. Смещение полотен фланцевого соединения могло быть вызвано рядом факторов: недостаточная затяжка соединения, прохождение резонансных режимов. Перенос подхвата с диска ТВД на вал КВД исключил возможность образования зазора, и уровень вибраций пришел в норму (менее 30 мм/с).

Для качественной оценки возможности образования зазора вследствие температурных деформаций, а также оценки величины зазора, было проведено конечно-элементное моделирование узла в комплексе ANSYS (Рис.11) с учётом номинального усилия затяжки, поля температур на основном режиме работы, зависимости механических и физических характеристик материала от температуры, осевой силы на режиме, трения между полотнами, посадки по центрирующему пояску, инерционных нагрузок при постоянной скорости вращения 13300 об/мин. В результате моделирования установлено, что при номинальных значениях параметров в рассматриваемой конструкции по центрирующему пояску образуется радиальный зазор ≈ 10 -12 мкм.

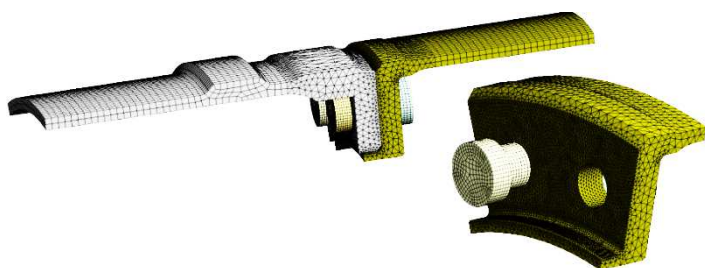


Рис. 11. КЭ модель сектора фланцевого соединения КВД и ТВД

Предварительно было проведено моделирование динамики РВД. В результате была получена зависимость величины относительного смещения как функция времени (Рис.12). Из Рис.12 видно, что при заданных параметрах во фланцевом

соединении рассматриваемого РВД возникает относительное смещение.

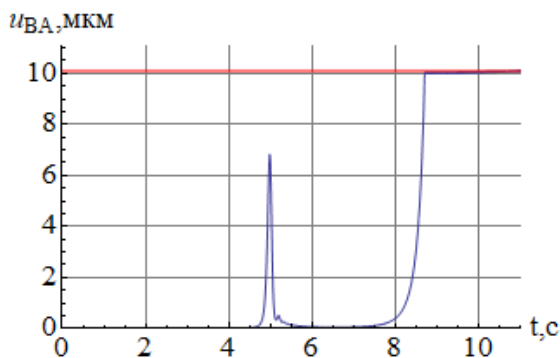


Рис. 12. Зависимость относительного смещения от времени

Первое смещение в момент времени 5 секунд обусловлено прохождением через резонанс, но величина внешней силы при заданных параметрах оказалась недостаточной для удержания в смещенном положении. Также была проведена серия расчетов с варьированием величины радиального зазора Δ и

построены зависимости амплитуд динамических составляющих реакций F_A и виброскоростей V_A в опорных узлах (Рис.13)

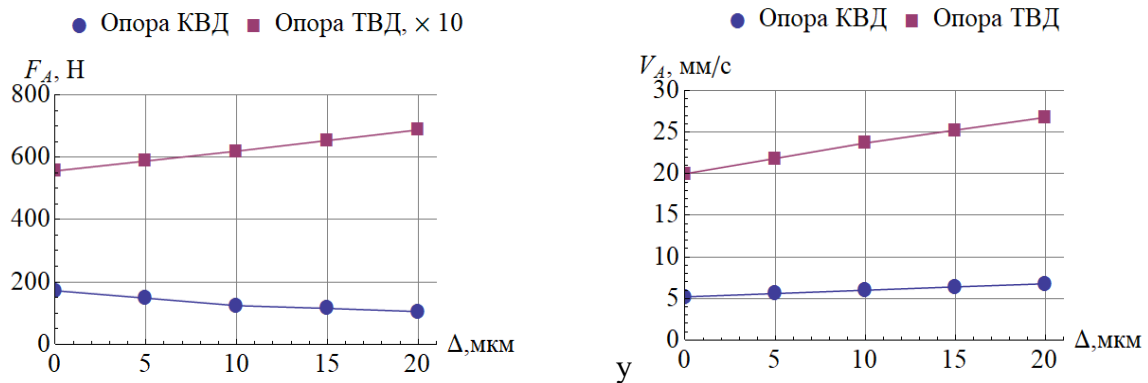


Рис. 13. Зависимость амплитуд динамических составляющих реакций и амплитуд виброскоростей в опорах для РВД

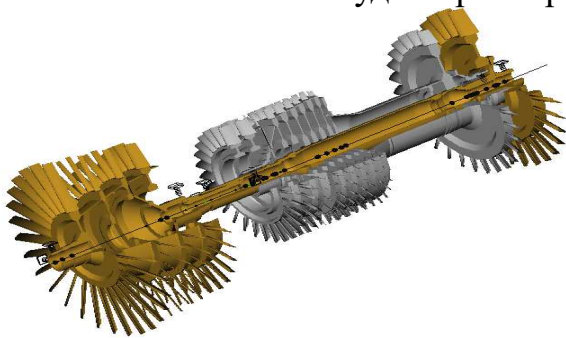


Рис. 14. Модель связанной системы роторов высокого и низкого давления

Исследуемый двигатель является двухвальным, поэтому было проведено моделирование связанной системы роторов высокого и низкого давления (Рис.14) с варьированием величины радиального зазора и построены зависимости амплитуд динамических составляющих реакций F_A (Рис.15)

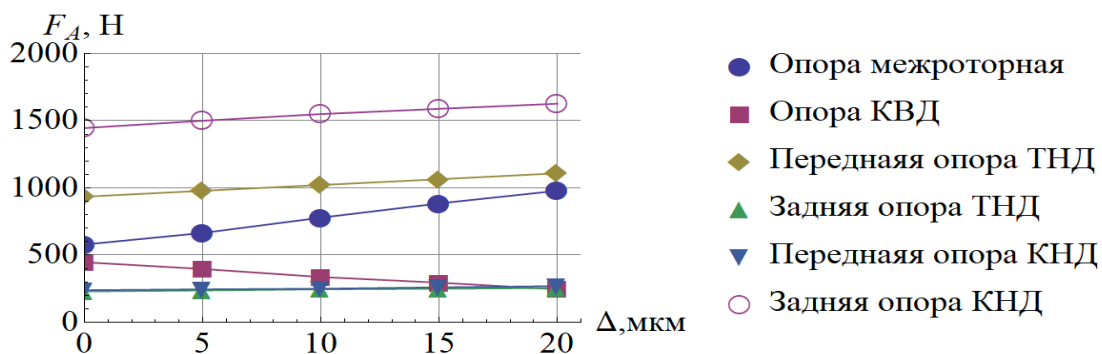


Рис. 15. Зависимость амплитуд динамических составляющих реакций в опорах для связанной системы роторов

Из анализа результатов, представленных на Рис.15, видно, что при величине относительного смещения 10 мкм амплитуда динамической составляющей реакции на межроторной опоре возрастает на 34%, а на опоре КВД при этом снижается на 24%. Во всех других опорах амплитуды также возрастают, но не столь существенно (7-10%).

Результаты, приведенные выше, позволяют сделать вывод, что небольшое относительное смещение во фланцевом соединении КВД и ТВД, обусловленное неудачной конструкцией, может приводить к существенному возрастанию уровня вибраций и нагрузок на опорные узлы. При проведении стендовых испытаний двигателя по опытным экземплярам

были отмечены повышенные вибрации, которые регистрировались датчиком, установленным в сечении, проходящем через плоскость передней опоры компрессора низкого давления на корпусе внешнего направляющего аппарата – ВНА. Поэтому было проведено моделирование двигателя с учётом корпусных элементов (Рис. 16). Корпусные элементы авиационных ГТД часто являются тонкостенными, для моделирования тонкостенных участков необходимо использовать КЭ оболочек.

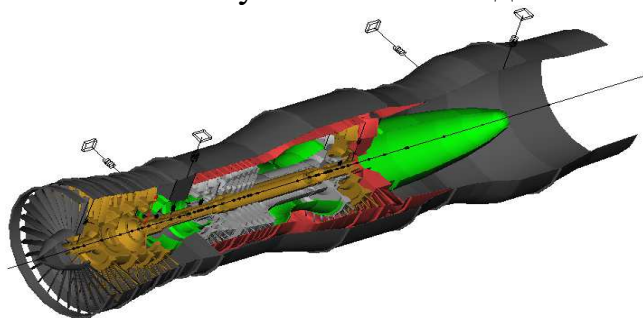


Рис. 16. Модель двигателя

В результате моделирования с учётом корпусных элементов было установлено, что при относительном смещении в 10 мкм во фланцевом соединении КВД и ТВД уровень вибрации корпуса ВНА в месте установки датчика возрос на 12 %.

Также было проведено моделирование с приближенным учетом локальной податливости соединения, величина податливости при этом была получена с применением МКЭ. Стоит отметить, что с точки зрения задач роторной динамики наибольший интерес представляет угловая податливость, величина которой для данной задачи составила $1,398 \cdot 10^{-7} \frac{\text{рад}}{\text{Н} \cdot \text{м}}$. В результате моделирования было установлено, что локальная податливость фланцевого соединения КВД и ТВД не оказывает заметного влияния на уровень вибраций корпусов, в отличие от относительного смещения, приводящего к увеличению вибраций корпуса на 12% и увеличению динамической составляющей реакции на межроторной опоре на 34%.

Основные результаты и выводы

1. В диссертации разработана методика учета влияния относительных движений с ограничениями во фланцевых соединениях на динамику ГТД. Методика основана на группе новых авторских структурных КЭ, отличительной особенностью которых является хорошее быстродействие, что является решающим фактором для их применения в задачах роторной динамики.
2. Сопоставление численных результатов, полученных с применением разработанных элементов, с результатами других авторов и с результатами, полученными в коммерческих продуктах (DYNAMICS R4, MSC Dytran, ANSYS), показало их хорошее соответствие.
3. С использованием разработанных элементов впервые расчетным путем удалось объяснить влияние относительного смещения полотен фланцевого соединения на динамику реальной конструкции авиационного двигателя.
4. Выявлено, что при относительном смещении 10 мкм полотен фланцевого соединения КВД и ТВД повышение динамической составляющей нагрузки на межроторный подшипник составило 34%.

5. С применением разработанных элементов расчетным путем продемонстрировано явление схватывания ротора при торможении, способное объяснить различный динамический отклик системы при повторном пуске.
6. Надежность разработанных элементов была продемонстрирована решением имитационных задач, в которых режим движения ротора резко меняется при учёте явлений отрыва или схватывания. Полученные результаты свидетельствуют об отсутствии численных проблем в элементах.
7. Проблему предельных углов при описании больших поворотов удалось полностью решить приемом коррекции вектора Эйлера при приближении к предельному значению.

Список публикации по теме диссертации

1. Investigation of Bending Stiffness of Gas Turbine Engine Rotor Flanged Connection / Nizametdinov F.R. et al. // Journal of Mechanics. 2020. Vol. 36. Is. 6. P. 729–736. (1,3 п.л./1 п.л.)
2. Nizametdinov F.R., Sorokin F.D. Development of geometrically nonlinear finite element «2-D prismatic joint» using the augmented Lagrangian method // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2020. Vol. 747. Is. 1. P. 1-9. (0,92 п.л./0,8 п.л.)
3. Особенности применения вектора Эйлера для описания больших поворотов при моделировании элементов конструкций летательных аппаратов на примере стержневого конечного элемента / Низаметдинов Ф.Р. [и др.] // Труды МАИ. Эл № ФС 77-69492. 2018. №. 102. URL: <http://trudymai.ru/published.php?ID=98753> (дата обращения: 08.09.2020). (3,1 п.л./2,5 п.л.)
4. Разработка конечного элемента оболочки для моделирования больших перемещений элементов конструкций летательных аппаратов / Низаметдинов Ф.Р. [и др.] // Труды МАИ. Эл № ФС 77-69492. 2019. №. 109. URL: <http://trudymai.ru/published.php?ID=111337> (дата обращения 08.09.2020). (2,4 п.л./2,1 п.л.)
5. Исследование изгибной жесткости фланцевого соединения ротора ГТД / Низаметдинов Ф.Р. [и др.] // Известия Российской академии наук. Механика твердого тела. 2019. №. 2. С. 93-100. (0,92 п.л./0,7 п.л.)
6. Низаметдинов Ф.Р., Сорокин Ф.Д. Разработка конечного элемента осесимметричной оболочки с опцией жесткого торца для решения задач статики и модального анализа тонкостенных конструкций // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2017. №. 11. С. 18-27. (1,16 п.л./ 0,9 п.л.)
7. Сопоставление способов идентификации матрицы масс конечного элемента осесимметричной оболочки, ограниченной жесткими торцами / Низаметдинов Ф.Р. [и др.] // Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана. Эл. № ФС77-48211. 2017. №. 4. DOI: 10.18698/0536-1044-22017-11-18-27. (1,73 п.л./1,4 п.л.)

8. Низаметдинов Ф.Р., Сорокин Ф.Д. Разработка геометрически нелинейного конечного элемента кинематических ограничений с применением расширенного метода множителей Лагранжа // XXXI Международная инновационная конференция молодых ученых и студентов по проблемам машиноведения (МИКМУС-2019): материалы конференции. М.: Изд-во ИМАШ РАН, 2020. С. 136-139. (0,25 п.л./0,15 п.л.)
9. Низаметдинов Ф.Р. Влияние моментной жесткости фланцевого соединения на динамику ротора // Проблемы механики современных машин: материалы VII международной научной конференции. Улан-Удэ: Изд-во ВСГУТУ, 2018. Т. 1. С. 278-282. (0,25 п.л./0,3 п.л.)
10. Низаметдинов Ф.Р., Сорокин Ф.Д., Иванников В.В. Разработка геометрически нелинейного конечного элемента оболочки с применением вектора Эйлера // XXXI Международная инновационная конференция молодых ученых и студентов по проблемам машиноведения (МИКМУС-2019): материалы конференции. М.: Изд-во ИМАШ РАН, 2020. С. 140-143. (0,25 п.л./0,15 п.л.)
11. Низаметдинов Ф.Р., Сорокин Ф.Д. Применение вектора Эйлера при разработке конечных элементов для моделирования кинематических соединений // XXX Международная инновационная конференция молодых ученых и студентов (МИКМУС-2018): материалы конференции. М.: Изд-во ИМАШ РАН, 2019. С. 159-162. (0,25 п.л./0,15 п.л.)
12. Низаметдинов Ф.Р., Сорокин Ф.Д. Особенности описания неограниченно больших поворотов конечного элемента стержня вектором Эйлера // XXX Международная инновационная конференция молодых ученых и студентов (МИКМУС-2018): материалы конференции. М.: Изд-во ИМАШ РАН, 2019. С. 163-166. (0,25 п.л./0,15 п.л.)
13. Низаметдинов Ф.Р., Сорокин Ф.Д. Разработка конечного элемента оболочки вращения с опцией жесткого торца // II всероссийская научно-техническая конференция «Механика и математическое моделирование в технике»: сборник трудов. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017. С. 197-202. (0,35 п.л./0,22 п.л.)
14. Низаметдинов Ф.Р., Сорокин Ф.Д. Кольцевой конечный элемент оболочки вращения с опцией жесткого торца и проблемы идентификации матрицы масс протяженных участков оболочек // IV Международная школа-конференция молодых учёных «Нелинейная динамика машин» School-NDM: сборник трудов. М.: Изд-во ИМАШ РАН, 2017. С. 369-379. (0,63 п.л./0,5 п.л.)
15. Низаметдинов Ф.Р., Сорокин Ф.Д. Разработка конечного элемента «двумерная призматическая связь с трением» // Всероссийская научно-техническая конференция молодых учёных и специалистов «Авиационные двигатели и силовые установки»: материалы конференции. 2019. С. 208–210. URL: https://ciam.ru/konferencii-i-seminary/sbornik_tezisov_dokladov_2019_3.pdf (дата обращения: 07.10.2020). (0,17 п.л./0,12 п.л.)