

На правах рукописи



Нгуен Тьен Куэт

**МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ И ПРОГРАММНЫЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ
ОЦЕНКИ ВЛИЯНИЯ РАССТРОЙКИ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧИХ КОЛЕС
ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ТУРБОМАШИН НА ИХ ДОЛГОВЕЧНОСТЬ**

Специальность 05.13.18 - Математическое моделирование,
численные методы и комплексы программ

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Иркутск - 2018

Работа выполнена в Федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Иркутский национальный исследовательский технический университет»

Научный руководитель: кандидат технических наук, доцент
Рыжиков Игорь Николаевич

Официальные оппоненты: **Нихамкин Михаил Шмерович**
доктор технических наук, профессор, Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Пермский национальный исследовательский политехнический университет», кафедра «Авиационные двигатели», профессор кафедры

Левин Анатолий Алексеевич
кандидат технических наук, Федеральное государственное бюджетное учреждение науки Институт систем энергетики им. Л.А. Мелентьева Сибирского отделения Российской академии наук, отдел теплосиловых систем, ведущий научный сотрудник

Ведущая организация: Акционерное общество «Иркутский научно-исследовательский и конструкторский институт химического и нефтяного машиностроения», г. Иркутск

Защита состоится «20» декабря 2018 г. в 13:30 часов на заседании диссертационного совета Д 003.017.01, созданного на базе Федерального государственного бюджетного учреждения науки Институт систем энергетики им. Л.А. Мелентьева Сибирского отделения Российской академии наук (ИСЭМ СО РАН) по адресу: 664033, г. Иркутск, ул. Лермонтова, 130, к. 355.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ИСЭМ СО РАН по адресу: 664033, г. Иркутск, ул. Лермонтова, 130, к. 407 и на сайте <http://isem.irk.ru/dissert/case/DIS-2018-4/>

Отзывы на автореферат в двух экземплярах с подписью составителя, заверенные печатью организации, просим направлять по адресу: 664033, г. Иркутск, ул. Лермонтова, 130, на имя ученого секретаря диссертационного совета.

Автореферат разослан «___» _____ 2018 г.

Ученый секретарь диссертационного совета Д 003.017.01, д.т.н., профессор



Клер
Александр Матвеевич

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования. Существенное повышение параметров (температуры и давления) рабочей среды при увеличении срока службы и повышении надежности является характерным для современных энергетических турбомашин. Рабочие колеса, являясь основными элементами конструкции роторов турбомашин, работают в сложных условиях (большие скорости вращения, высокая температура, переменные давления, сложные аэродинамические нагрузки и т.д.). Исследования показали, что на практике на долговечность рабочих колес турбомашин оказывают влияние множество факторов, поэтому правильный прогноз долговечности рабочих колес турбомашин необходим не только на этапе проектирования новых турбомашин, но и при эксплуатации уже работающих конструкций для оценки их остаточного ресурса. Можно утверждать, что долговечность турбомшины определяется долговечностью наиболее нагруженных элементов конструкции ее ротора - рабочих колес.

Численные методы, в частности, метод конечных элементов (МКЭ), позволяют проводить инженерный анализ конструкций любой сложности, моделировать их работу в любых условиях (нагрузки, температура, давление, высокие скорости вращения), в короткое время получить результаты. При этом затраты (материальные, финансовые, времени) неизмеримо меньше, чем при проведении натурного эксперимента. В этой связи разработка высокоточных математических моделей на основе метода конечных элементов, эффективных алгоритмов и компьютерных программ для исследования колебаний и долговечности рабочих колес турбомашин является актуальной задачей.

В большинстве случаев при проведении численных исследований колебаний и долговечности, рабочее колесо представляется как идеальная циклически симметричная конструкция. Однако, частоты и формы колебаний циклически симметричных конструкций очень чувствительны к нарушению симметрии. В реальных рабочих колесах в той или иной степени всегда присутствует так называемая расстройка параметров колебаний. Расстройка - явление, при котором наблюдается изменение собственных частот и форм колебаний, а также напряжений в рабочих колесах вследствие любого, даже очень малого, изменения геометрии, массы, свойств материала отдельного сектора рабочего колеса. Явление расстройки параметров и ее влияние на колебания рабочих колес турбомашин описано в работах таких авторов, как Whitehead D.S., Ewins D.J., Sanliturk K.Y., Ottarsson G., Kruse M.J., Wei S.T., Bladh R., Pierre C., Bayoumy E.I., Hohlrieder M., Xiao L., Wagner L., Rao J.S., Griffin J.H., Hoosac T.M., Sinha A., Cha D., Sogliero G., Srinivasan A.V. Kühhorn A., Beirrow B., Иванов В.П., Репецкий О.В., Рыжиков И.Н., До М.Т. и др. Причины расстройки параметров разные: неоднородность материала, погрешность изготовления и сборки, износ в процессе эксплуатации и др. Чаще всего расстройка лопаток является малой величиной (т.е. собственная частота лопаток отличается всего лишь на несколько процентов от номинального значения), но она может привести к возникновению резонансных колебаний и напряжений, которые могут достичь критических значений.

В этой связи проблема оценки долговечности рабочих колес с расстройкой параметров является весьма актуальной задачей.

Целью диссертационной работы является разработка математических моделей на основе метода конечных элементов, эффективных алгоритмов и программного комплекса для исследования влияния расстройки параметров на долговечность рабочих колес энергетических турбомашин.

Для достижения этой цели необходимо решение следующих задач:

1. Развитие численных методов, разработка математических моделей и алгоритмов для расчета параметров колебаний и долговечности рабочих колес турбомашин без расстройки и с расстройкой параметров.

2. Реализация разработанных численных методов и алгоритмов в виде программного комплекса для расчета параметров колебаний и долговечности рабочих колес турбомашин и его верификация.

3. Проведение расчетной оценки влияния расстройки параметров на колебания и долговечность рабочих колес турбомашин с разработкой рекомендаций по улучшению ресурсных характеристик.

Методы исследования. Выбран метод конечных элементов в перемещениях для исследования и решения задач колебаний и долговечности. В диссертации также использованы основные положения теории упругости, теории колебаний, механики деформируемого твердого тела, теории долговечности. При проведении расчетов применены положения матричной алгебры, методы решения алгебраических систем уравнений и численного интегрирования.

Достоверность результатов. Достоверность полученных численных результатов подтверждена сравнением результатов расчетов с результатами, полученными в программе BLADIS+ и в программном комплексе ANSYS, а также с данными эксперимента и данными других авторов.

Научная новизна работы заключается в следующем:

1. Развита алгоритмы МКЭ для определения значений расстройки параметров рабочих колес, вызванной изменением массы и жесткости лопаток, отличающиеся от известных возможностью учета расстройки различных видов, вносимой в конструкцию разной массой и жесткостью.

2. Предложен и реализован метод математического моделирования рабочих колес турбомашин для расчета их динамических характеристик на основе пружинно-массовой модели (ПММ), отличающийся от известных структурой ПММ, позволяющей учесть расстройку по массе при существенном сокращении времени расчета, что важно при проектировании новых конструкций.

3. Развита численные методы и разработаны математические модели для анализа долговечности рабочих колес турбомашин с расстройкой параметров на основе МКЭ, отличающиеся от известных возможностью учета расстройки параметров различных видов, позволяющей проводить анализ степени влияния расстройки на долговечность.

4. Разработан алгоритм и создан программный комплекс для расчета параметров колебаний и долговечности рабочих колес турбомашин без учета и с учетом расстройки параметров, отличающиеся от существующих возможностью расчета долговечности рабочих колес с расстройкой различных видов для дальнейшего анализа ее влияния на долговечность.

5. На основе метода и алгоритма для ПММ разработаны расчетные модели

тестового и реального рабочих колес с учетом натурного эксперимента, отличающиеся высокой точностью, как видно из сравнения результатов расчета и эксперимента.

6. Проведен компьютерный анализ влияния разных вариантов расстройки на долговечность рабочих колес турбомашин. Исследованы 2 варианта введения расстройки путем изменения жесткости лопаток и 5 вариантов введения расстройки путем присоединения дополнительных масс к лопаткам колеса в разном порядке. Выявлены варианты, оказывающие наибольшее и наименьшее влияние на долговечность.

Соответствие паспорту специальности. Диссертационная работа соответствует области исследования специальности 05.13.18 - Математическое моделирование, численные методы и комплексы программ по п.4 «Реализация эффективных численных методов и алгоритмов в виде комплексов проблемно-ориентированных программ для проведения вычислительного эксперимента» (пункты 1-3 научной новизны), п.5 «Комплексные исследования научных и технических проблем с применением современной технологии математического моделирования и вычислительного эксперимента» (пункт 4 научной новизны), п.6 «Разработка новых математических методов и алгоритмов проверки адекватности математических моделей объектов на основе данных натурного эксперимента» (пункты 5-6 научной новизны).

Научные положения, выносимые на защиту:

1. Математические методы и алгоритмы для моделирования лопаток с расстройкой, вызванной разной массой и жесткостью лопаток.
2. Программный комплекс Life_Rotor на основе МКЭ, предназначенный для анализа собственных и вынужденных колебаний рабочих колес турбомашин с расстройкой с целью определения их долговечности.
3. Результаты численного анализа колебаний и долговечности рабочих колес энергетических турбомашин с расстройкой параметров.

Практическая значимость работы.

1. Разработанные алгоритмы и программы реализованы в виде программного комплекса «Life_Rotor» для расчета параметров колебаний и долговечности рабочих колес турбомашин. Данный программный комплекс предназначен для применения на стадиях проектирования и изготовления (сборки) энергетических турбомашин, а также при их эксплуатации.
2. Исследовано влияние различных законов расстройки лопаток рабочего колеса; выявлены качественные и количественные факторы влияния расстройки на свободные, вынужденные колебания и долговечность рабочих колес.
3. Разработаны рекомендации по оценке долговечности рабочих колес с расстройкой параметров при проектировании турбомашин, их сборке, а также при оценке межремонтного ресурса в эксплуатации.

Апробация работы. Основные положения диссертационной работы докладывались и обсуждались на международных и всероссийских научно-практических конференциях, таких как «Механики XXI Веку» (г. Братск, БрГУ, 2015); «VII Международная научно-практическая конференция "Инновации в Машиностроении" (ИНМАШ-2015)» (г. Кемерово, КузГТУ, 2015); «VI, VII всероссий-

ская научно-технические конференции "Жизненный Цикл Конструкционных Материалов"» (г. Иркутск, ИРНИТУ, 2016, 2017); «XI Международная IEEE научно-техническая конференция "Динамика систем, механизмов и машин"» (г. Омск, ОмГТУ, 2017); «VII Международная научно-практическая конференция "Климат, экология, сельское хозяйство Евразии"» (г. Иркутск, ИрГАУ, 2018); «22nd International Conference on Vibroengineering» (Moscow, 2016); «International Conference "Actual Issues of Mechanical Engineering 2017" (AIME 2017)» (Tomsk, 2017); «International scientific-practical conference "Climate, Ecology, Agriculture Of Eurasia"» (Ulaanbaatar, 2017). Диссертация прошла апробацию на семинарах и конференциях кафедры машиностроительных технологий и материалов, кафедры автоматизированных систем Иркутского национального исследовательского технического университета.

Сведения о публикациях. Основные результаты по теме диссертации опубликованы в 20 научных работах, в том числе: 5 публикаций в изданиях из списка ВАК; 4 публикации в изданиях, индексируемых в Web of Science и Scopus; 1 свидетельство о государственной регистрации программ для ЭВМ.

Объем и структура работы. Диссертационная работа состоит из введения, 4 глав, заключения, списка литературы из 160 наименований и приложения. Общий объем диссертации составляет 153 страницы, включая 69 рисунков, 13 таблиц.

Благодарности. Автор выражает глубокую благодарность и признательность проректору по международным связям Иркутского ГАУ, профессору, д.т.н. Репецкому О.В., выполнявшему роль научного консультанта и соавтора научных трудов в представленной диссертационной работе.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы исследования, определены объект и предмет исследования, цели исследования, задачи и методы их решения, приведены основные положения, выносимые на защиту, а также краткое содержание диссертации по главам.

В первой главе описана проблема оценки долговечности рабочих колес турбомашин и влияния расстройки параметров на колебания и долговечность рабочих колес. Приведены основные результаты исследований влияния расстройки параметров на динамику и долговечность рабочих колес и методы моделирования рабочих колес с расстройкой, описанные другими авторами (Whitehead D.S., Ewins D.J., Sanliturk K.Y., Ottarsson G., Kruse M.J., Wei S.T., Bladh R., Pierre C., Bayoumy E.I., Hohlrieder M., Xiao L., Wagner L., Rao J.S., Griffin J.H., Hoosac T.M., Sinha A., Cha D., Sogliero G., Srinivasan A.V. Arnold Kühhorn, Bernd Beirow, Иванов В.П., Репецкий О.В., Рыжиков И.Н., До М.Т. и др.).

Во второй главе представлены математические модели, численные методы на основе МКЭ для решения задач исследования колебаний и оценки долговечности рабочих колес турбомашин с расстройкой параметров при вынужденных колебаниях под действием внешней нагрузки. Также эта глава содержит описание сущности, вариантов применений МКЭ в технике, основных принципов МКЭ, основных алгоритмов при реализации МКЭ и видов конечных элементов.

Приведены основные алгоритмы МКЭ для прогнозирования уровней напряжения в лопатках рабочих колес турбомашин. Выполнен обзор схем для оценки влияния расстройки на колебания и долговечность рабочих колес турбомашин.

Для моделирования рабочих колес в результате тестирования выбран треугольный пластинчатый конечный элемент переменной толщины с изгибно-мембранной жесткостью STI218 (рис. 1) из пакета программ BLADIS+, показавший наилучшие результаты и минимальную трудоемкость при анализе колебаний пластинчато-оболочечных конструкций. Конечный элемент STI218 имеет три узла с шестью степенями свободы (дополнительная шестая степень свободы - поворот относительно оси перпендикулярной плоскости элемента - появляется позднее при трансформации локальной координатной системы в глобальную).

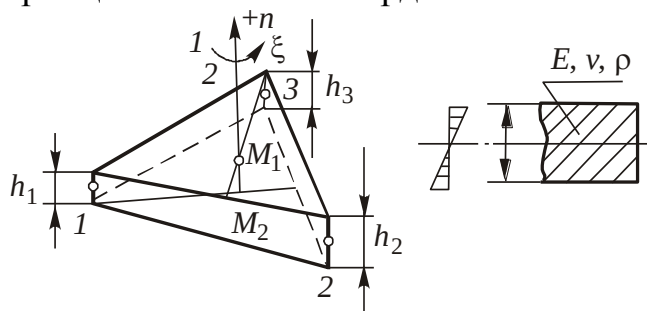


Рис.1 - Треугольный конечный элемент STI218

В главе представлены математические модели, разработанные для исследования собственных и вынужденных колебаний рабочего колеса.

Уравнение движения рабочего колеса может быть записано в матричном виде:

$$M\ddot{\delta} + C\dot{\delta} + K\delta = F(t). \quad (1)$$

Решение проблемы собственных значений циклически симметричной системы без расстройки параметров может быть получено непосредственно из уравнения свободных колебаний:

$$M\ddot{\delta} + K\delta = 0, \quad (2)$$

причем

$$\delta = \delta_0 \cos(\omega t - \beta), \quad (3)$$

после преобразования получим $(K - \omega^2 M)\delta_0 = 0$, (4)

где M - матрица масс конструкции; C - матрица демпфирования; K - основная матрица жесткости конструкции; $\ddot{\delta}$ - вектор ускорений в узловых точках; $\dot{\delta}$ - вектор скоростей; δ - вектор перемещений; δ_0 - амплитуда; ω - круговая частота системы; β - фаза колебаний.

При численном исследовании рабочих колес с расстройкой параметров с целью сокращения числа степеней свободы, снижения трудоемкости, времени расчета и других затрат исследования, автор разработал методы математического моделирования рабочих колес турбомашин с расстройкой параметров, включая метод циклической симметрии для исследования собственных колебаний циклически-симметрических систем (ЦСС) и метод математического моделирования рабочих колес на основе ПММ. Эти методы обеспечивают сходимость решения. Процесс построения эквивалентной модели на основе ПММ показан на рис. 2.

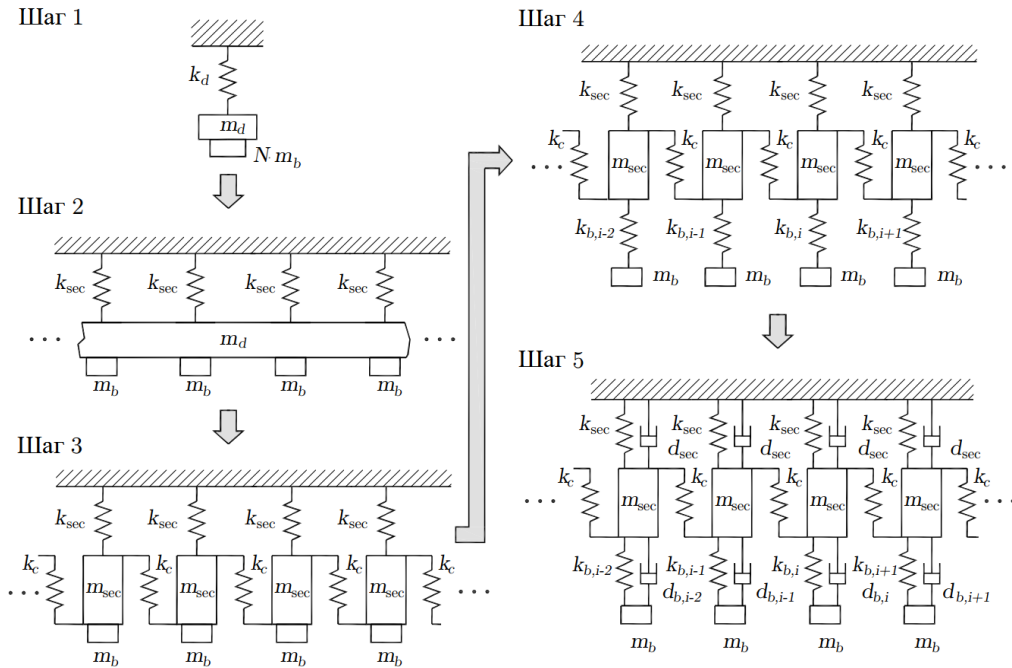


Рис. 2 - Построение эквивалентной модели рабочего колеса

Рабочие колеса, рассматриваемые как системы с конструктивной поворотной симметрией, моделируются с помощью ПММ, позволяющих сократить число степеней свободы и имеющих легкое математическое описание и небольшой размер вычислений. Эта модель хорошо подходит для расчета колебаний и долговечности рабочих колес с расстройкой параметров.

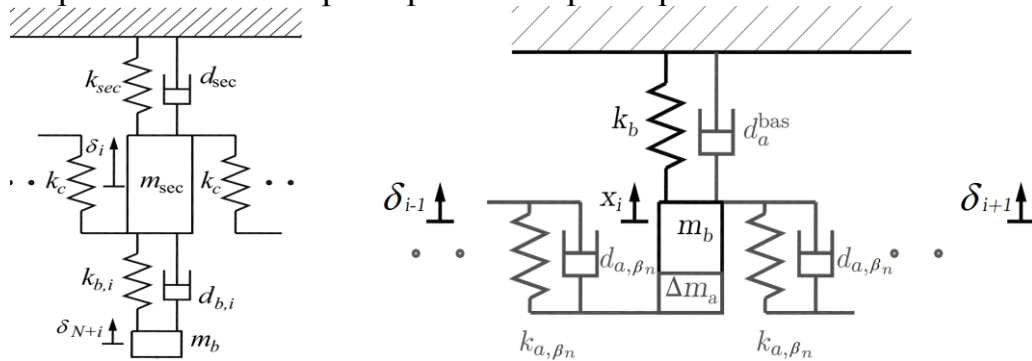


Рис. 3 - Пружинно-массовая модель одного сектора без дополнительной массы и с дополнительной массой Δm_a

При работе турбомашин колебания лопаток возбуждаются в результате воздействия многих факторов. В данной работе возбуждение колебаний лопаток моделировалось посредством 29-ти сопловых лопаток. Возбуждающая нагрузка принималась одинаковой по всей длине пера лопаток. В качестве переменной нагрузки рассматривалась сила, определяемая с помощью ряда Фурье:

$$P(t) = L_0(1 + 0.5 \cos \varphi + 0.025 \cos 2\varphi). \quad (5)$$

Уравнение движения рабочего колеса на основе ПММ может быть записано:

$$M\ddot{\delta} + D\dot{\delta} + K\delta = P(t), \quad (6)$$

Предполагается, что решение δ существует и имеет такую же формулу $\delta = \delta_0 e^{i\omega t}$ и $\delta_0 = \{\delta_{b_0}, \delta_{d_0}, \delta_{b_1}, \delta_{d_1}, \dots, \delta_{b_N}, \delta_{d_N}\}$ - вектор амплитуд перемещения сосредоточенных масс лопатки и секторов диска; $i = \sqrt{-1}$.

Уравнение (6) может быть записано как:

$$(-\omega^2[M] + i\omega[D] + [K])\delta_0 = P(t). \quad (7)$$

Вектор амплитуды перемещений сосредоточенных масс лопатки и секторов диска определяется как:

$$\delta_0 = (-\omega^2[M] + [K])^{-1} P. \quad (8)$$

Из наборов импульсов:

$$\begin{aligned} m_{\text{sec}} \ddot{\delta}_i &= -k_{\text{sec}} \delta_i - d_{\text{sec}} \dot{\delta}_i + k_c (\delta_N - 2\delta_i + \delta_{i+1}) + k_{b,1} (\delta_{N+i} - \delta_i) + d_{b,i} (\dot{\delta}_{N+1} - \dot{\delta}_i), i=1; \\ m_{\text{sec}} \ddot{\delta}_i &= -k_{\text{sec}} \delta_i - d_{\text{sec}} \dot{\delta}_i + k_c (\delta_{i-1} - 2\delta_i + \delta_{i+1}) + k_{b,1} (\delta_{N+i} - \delta_i) + d_{b,i} (\dot{\delta}_{N+1} - \dot{\delta}_i), i=2 \dots N-1; \\ m_{\text{sec}} \ddot{\delta}_i &= -k_{\text{sec}} \delta_i - d_{\text{sec}} \dot{\delta}_i + k_c (\delta_{i-1} - 2\delta_i + \delta_1) + k_{b,1} (\delta_{N+i} - \delta_i) + d_{b,i} (\dot{\delta}_{N+1} - \dot{\delta}_i), i=N; \\ m_b \ddot{\delta}_{N+1} &= -k_{b,i} (\delta_{N+i} - \delta_i) - d_{b,i} (\dot{\delta}_{N+1} - \dot{\delta}_i), i=1 \dots N, \end{aligned}$$

получаем матрицы: демпфирования D , жесткости K , масс M с добавлением Δm_a .

Уравнение движения одного сектора с дополнительной массой описывается как:

$$(\Delta m_a + m) \ddot{\delta}_i + (d_a^{\text{bas}} + 2d_{a,\beta_n}) \dot{\delta}_i - d_{a,\beta_n} (\dot{\delta}_{i-1} + \dot{\delta}_{i+1}) + (2k_{a,\beta_n} + k) \delta_i - k_{a,\beta_n} (\delta_{i-1} + \delta_{i+1}) = 0. \quad (9)$$

Поскольку идентификация выполняется на основе настроенных собственных значений, отдельные перемещения лопаток δ_{i-1} , δ_i , δ_{i+1} и вспомогательные производные по времени из-за колебаний в определенном углу β могут быть выражены через:

$$\delta_{i+k} = \hat{\delta}_i \sin(\omega t + k\beta_n); \quad \dot{\delta}_{i+k} = \hat{\delta}_i \omega \cos(\omega t + k\beta_n), \quad k = -1, 0, 1. \quad (10)$$

Заменяя перемещения лопаток δ_{i-1} , δ_{i+1} и скорости $\dot{\delta}_{i-1}$, $\dot{\delta}_{i+1}$, с соответствующими членами из уравнения (10), (9) получаем:

$$m^* \ddot{\delta}_i + d_{\beta_n}^* \dot{\delta}_i + k_{\beta_n}^* \delta_i = 0, \quad (11)$$

где $m^* = \Delta m_a + m_b$; $d_{\beta_n}^* = d_a^{\text{bas}} + 2d_{a,\beta_n} (1 - \cos \beta_n)$; $k_{\beta_n}^* = k_a^{\text{bas}} + 2k_{a,\beta_n} (1 - \cos \beta_n)$.

В третьей главе дано описание разработанного программного комплекса для исследования колебаний и долговечности рабочих колес с расстройкой параметров. Представлены блок-схемы алгоритмов, реализованных в виде программ на языке программирования пакета MATLAB. Проведено тестирование программного комплекса на примере расчета собственных колебаний модельного рабочего колеса в сравнении с данными натурного эксперимента и результатами расчета в программном комплексе ANSYS. Результаты расчета при этом имеют малую погрешность в сравнении с данными эксперимента и численными результатами, полученными в программном комплексе ANSYS. Это подтверждает достоверность результатов и возможность использовать разработанные алгоритмы и программы для анализа подобных конструкций.

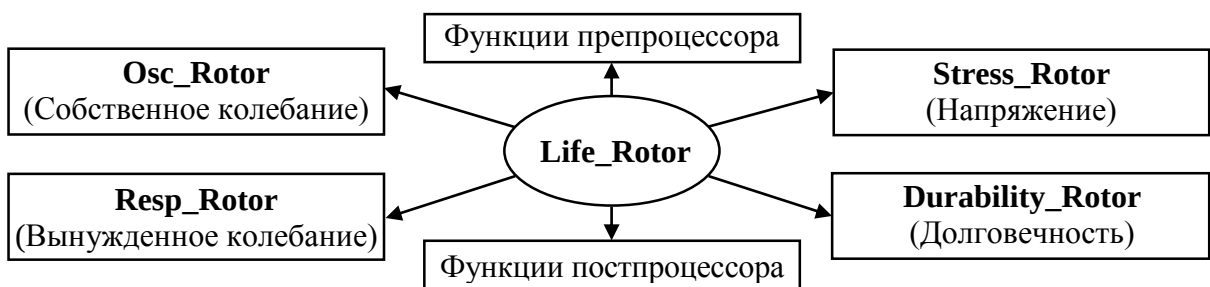


Рис. 4 - Общая схема программного комплекса Life_Rotor

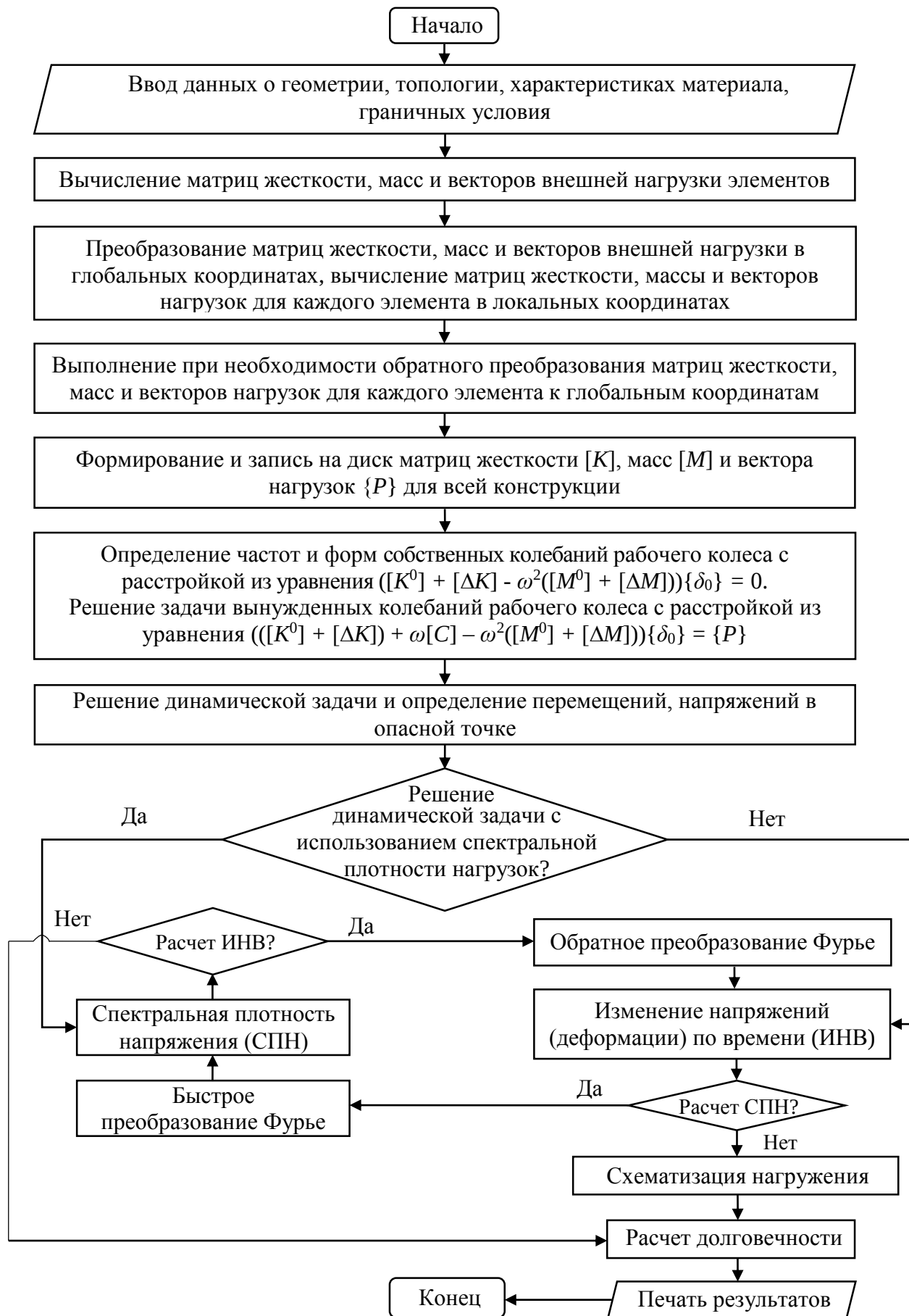


Рис. 5 - Блок-схема алгоритма для расчета колебаний и долговечности рабочих колес турбомашин

Для тестирования точности и сходимости разработанных алгоритмов и программного комплекса рассмотрена модель рабочего колеса, содержащего 24 лопатки. Геометрические размеры и характеристики материала рассчитываемой конструкции: внутренний радиус - 0.0135м, внешний радиус - 0.06м, толщина диска и лопатки - 0.002м, длина лопатки - 0.036м, ширина лопатки - 0.012м, модуль упругости - 210000 Н/мм², плотность - 7850 кг/м³, коэффициент Пуассона - 0.3. На рис. 6 и в табл. 1 представлены формы и частоты собственных колебаний модельного рабочего колеса (m - число узловых окружностей, n - число узловых диаметров) в сравнении с экспериментом и численными результатами, полученные в программном комплексе ANSYS.

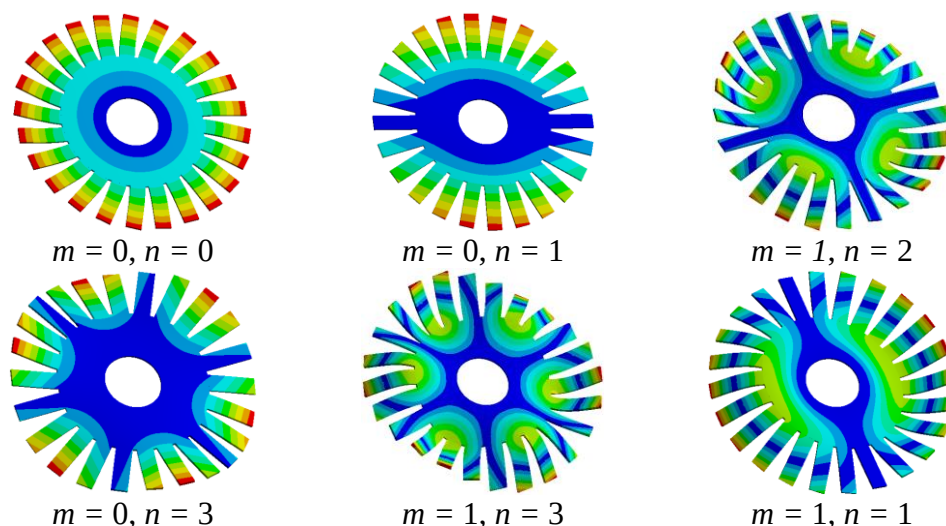


Рис. 6 - Формы собственных колебаний рабочего колеса

Табл.1 - Анализ точности алгоритма собственных колебаний рабочего колеса (значения собственных частот колебаний тестовой модели рабочего колеса, Гц)

n	$m = 0$			$m = 1$			$m = 2$		
	МКЭ	ANSYS	Эксп.	МКЭ	ANSYS	Эксп.	МКЭ	ANSYS	Эксп.
0	260.10	264.6	265	1461	1470.0	1386	4497	4274.6	4281
1	251.10	280.00	210	1522	1515.2	1361	4513	4406.0	4950
2	320.70	314.10	340	1737	1730.7	1723	4966	4861.9	5280
3	492.00	485.00	501	2147	2184.0	2109	5739	5709.7	6812
4	669.00	651.22	681	2714	2785.0	2714	6811	6860.0	7012
5	808.00	778.10	803	3354	3323.3	3452	7661	7456.0	-
6	912.00	858.00	922	4002	4030.0	4102	7675	7593.5	-
7	987.00	980.50	938	4613	4574.9	4738	7664	7568.6	-
8	1042.0	1041.0	961	5155	5048.1	5112	7599	7448.0	-
9	1080.0	1054.5	1008	5605	5430.0	5513	7545	7364.4	-
10	1105.0	1089.0	1027	5947	5742.0	5983	7486	7263.2	-
11	1119.0	1106.5	1030	6166	6140.7	6212	7437	7286.1	-
12	1124.0	1118.6	1032	6243	6354.9	6221	7416	7264.0	-

В четвертой главе представлены результаты анализа колебаний и долговечности реального рабочего колеса фирмы Rolls-Royce с использованием разработанных алгоритмов и программ. Рабочее колесо фирмы Rolls-Royce имеет 29 лопаток. Материал - титан; модуль упругости - 120100 Н/мм²; плотность - 4637 кг/м³, коэффициент Пуассона - 0.26. Общий вид рабочего колеса представлен на рис. 7.

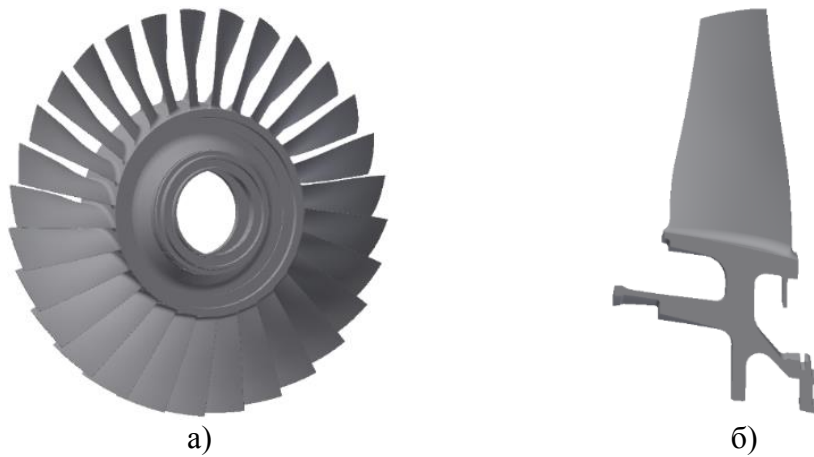


Рис. 7 - Рабочее колесо фирмы Rolls-Royce (а - колесо в сборе;
б - отдельный сектор)

Результаты расчета частот собственных колебаний рабочего колеса фирмы Rolls-Royce без расстройки на основе МКЭ с использованием элемента STI218 при разных формах колебаний, представленные в табл. 2, показывают хорошее совпадение с результатами эксперимента, а также обеспечивают сходимость решения. Основные формы колебаний одного сектора показаны на рис. 8.

Табл. 2 - Значения собственных частот колебаний рабочего колеса (Гц)

Номер лопатки	Форма 1		Форма 2		Форма 3		Форма 7		Форма 7		Форма 11	
	МКЭ	Эксп.	МКЭ	Эксп.	МКЭ	Эксп.	МКЭ	Эксп.	МКЭ	Эксп.	МКЭ	Эксп.
1	416.3	403.8	1304.5	1255.0	1843.3	1766.0	4511.5	4393.2	6265.3	6392.1	6770.1	6837.3
2	416.3	404.4	1305.5	1256.4	1843.3	1767.0	4511.5	4387.0	6265.3	6390.5	6774.1	6839.7
3	416.4	405.0	1305.5	1257.3	1843.3	1768.0	4511.6	4383.3	6265.8	6385.6	6774.1	6837.6
4	416.4	403.7	1307.3	1254.7	1843.5	1766.6	4511.6	4392.2	6305.2	6389.5	6774.3	6836.7
5	416.4	403.0	1307.3	1251.9	1843.5	1765.6	4511.6	4397.5	6305.2	6394.6	6774.3	6824.3
6	416.4	403.0	1308.6	1251.8	1844.0	1764.6	4512.0	4398.1	6312.4	6394.7	6775.7	6831.9
7	416.6	403.4	1308.6	1252.8	1844.0	1763.8	4512.0	4389.1	6312.4	6390.3	6775.7	6834.2
8	416.6	404.5	1309.4	1255.8	1844.5	1766.6	4512.8	4392.5	6316.2	6387.4	6776.5	6836.3
9	416.7	405.0	1309.4	1256.1	1844.5	1766.3	4512.8	4382.6	6316.2	6390.1	6776.5	6862.8
10	416.8	404.5	1310.2	1256.8	1844.8	1766.7	4513.4	4391.6	6319.2	6389.3	6777.4	6837.0
11	416.8	404.0	1310.2	1254.6	1844.8	1764.5	4513.4	4384.4	6319.2	6389.5	6777.4	6840.4
12	417.3	404.8	1311.1	1256.7	1845.0	1769.2	4514.0	4391.0	6322.2	6401.1	6778.9	6860.1
13	417.4	403.1	1311.1	1252.0	1845.0	1764.9	4514.0	4395.7	6322.2	6397.1	6778.9	6829.8
14	417.9	402.6	1312.1	1250.3	1845.1	1764.6	4514.5	4385.2	6325.0	6396.7	6780.2	6832.6
15	417.9	403.5	1312.2	1252.9	1845.1	1765.5	4514.5	4393.2	6325.0	6393.0	6780.2	6833.8
16	418.5	404.4	1313.2	1254.8	1845.2	1765.4	4515.1	4392.2	6328.1	6389.0	6781.3	6836.5
17	418.5	405.0	1313.2	1256.6	1845.2	1766.7	4515.1	4392.2	6328.2	6390.0	6781.3	6840.4
18	419.1	404.5	1314.2	1256.0	1845.3	1766.6	4515.7	4388.8	6331.3	6390.2	6782.3	6833.0
19	419.1	403.7	1314.2	1254.0	1845.3	1767.5	4515.7	4393.1	6331.3	6391.0	6782.3	6829.2
20	419.5	403.0	1315.2	1251.0	1845.4	1766.6	4516.2	4378.2	6334.4	6394.0	6783.1	6834.0
21	419.5	403.7	1315.2	1253.4	1845.4	1766.9	4516.2	4383.0	6334.4	6390.6	6783.1	6831.2
22	419.9	405.3	1315.9	1256.8	1845.5	1768.5	4516.8	4387.2	6337.2	6387.9	6783.8	6837.9
23	419.9	404.8	1315.9	1256.4	1845.5	1768.3	4516.8	4381.2	6337.3	6389.4	6783.8	6835.6
24	420.2	404.2	1316.5	1255.0	1845.6	1767.2	4517.2	4385.8	6339.6	6391.4	6784.4	6838.3
25	420.2	404.0	1316.5	1254.0	1845.6	1765.9	4517.2	4383.4	6339.6	6390.1	6784.4	6841.2
26	420.3	402.4	1316.9	1250.6	1845.6	1761.4	4517.5	4401.8	6341.2	6393.9	6784.8	6838.4
27	420.3	402.6	1316.9	1250.4	1845.6	1760.4	4517.5	4405.1	6341.2	6390.2	6784.8	6841.3
28	420.4	402.3	1317.1	1250.2	1845.7	1760.1	4517.7	4402.9	6342.1	6395.4	6785.0	6839.9
29	420.4	402.8	1317.1	1252.4	1845.7	1761.3	4517.7	4399.7	6342.1	6389.4	6785.0	6834.0

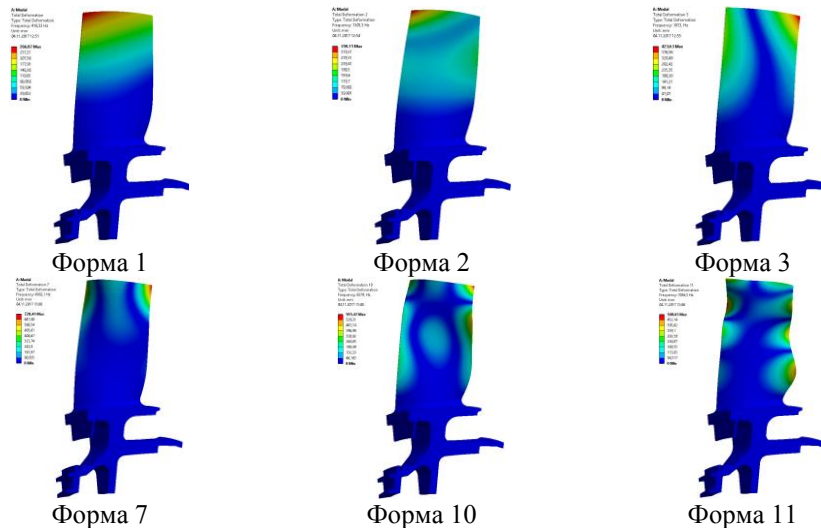


Рис. 8 - Формы собственных колебаний одного сектора рабочего колеса

Также автором проведено исследование влияния расстройки параметров, вызванной разной жесткостью и массой лопаток на собственные и вынужденные колебания рабочих колес. Блок-схема алгоритма анализа влияния расстройки параметров на колебания рабочих колес турбомашин показана на рис. 9.

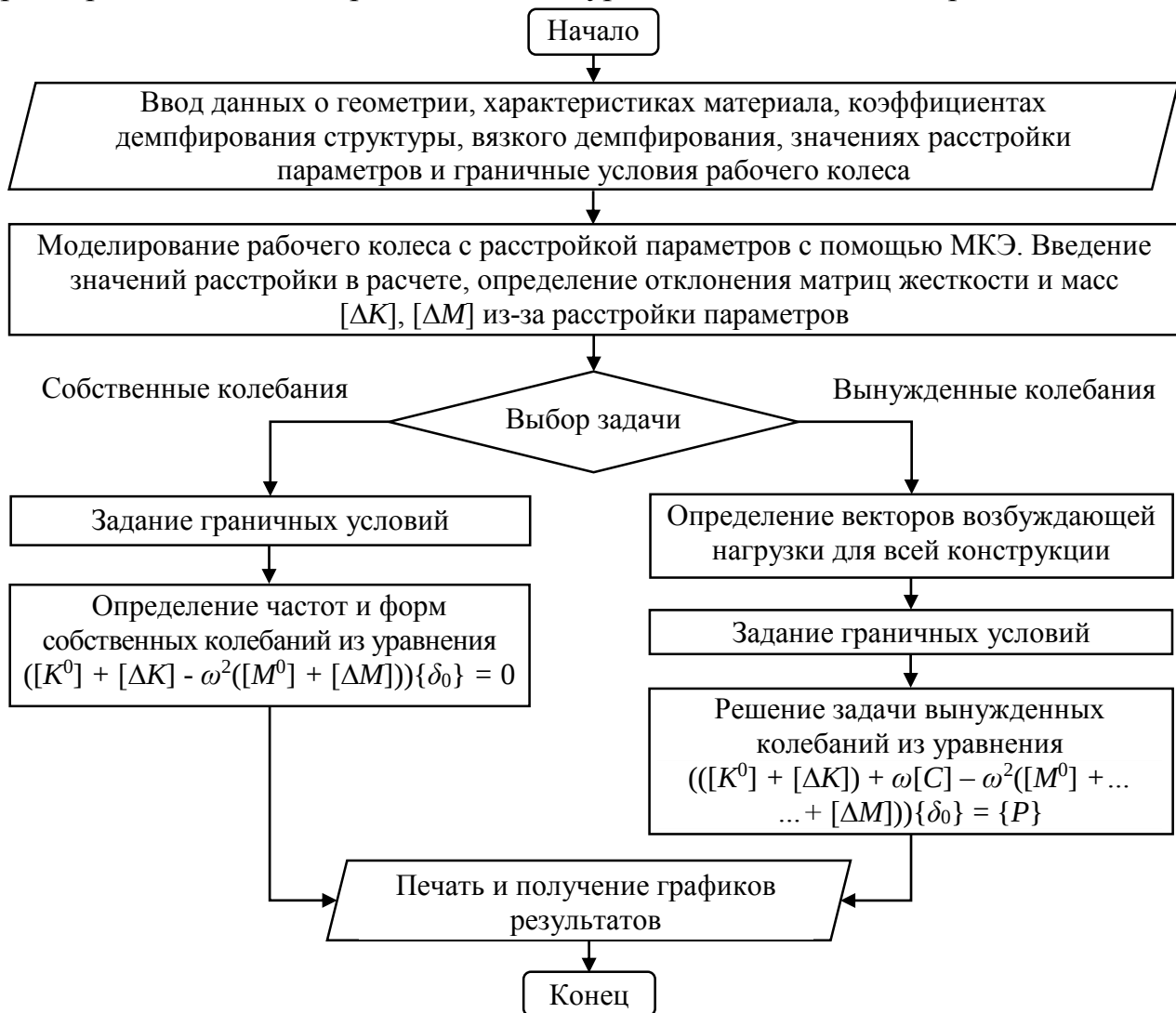


Рис. 9 - Блок-схема алгоритма анализа влияния расстройки параметров на колебания рабочих колес турбомашин

При моделировании колеса с расстройкой исследовались два варианта внесения в систему расстройки путем изменения жесткости конструкции:

- **Вариант 1 (пропорциональный)**: модуль Юнга всех лопаток изменялся на величину менее 5%. Модуль Юнга для лопатки n (E_n) определяется как:

$$E_n = E_0(1 + \Delta f_n^E), \quad (12)$$

где E_0 - номинальное значение модуля Юнга; Δf_n^E - отклонение значения для модуля Юнга n -ой лопатки.

- **Вариант 2 (не пропорциональный)**: каждая лопатка делилась на 4 части (рис. 10). Непропорциональная расстройка вводилась с использованием двух разных наборов модулей Юнга для каждой лопатки: $\Delta f_{n,1}^E$ для нижних левых и верхних правых частей лопатки, $\Delta f_{n,2}^E$ - для нижней правой и верхней левой частей лопатки.

Значение расстройки, вызванной разной жесткостью определяется как:

$$\Delta f_{r,n}^E = \frac{f_{r,n}^2 - f_{r,o}^2}{f_{r,o}^2}, \quad (13)$$

где $f_{r,n}$ - собственная частота n -ой лопатки с расстройкой параметров; $f_{r,o}$ - собственная частота лопатки без расстройки (см. табл. 2). Для варианта «1» - $\Delta f_{r,n}^E$ равно Δf_n^E при любой форме колебаний r .

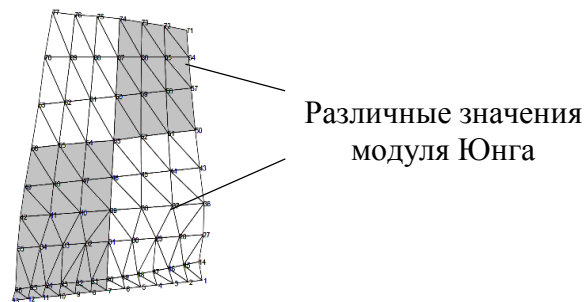


Рис. 10 - Деление лопатки на 4 части с различными значениями модуля Юнга

В результате, собственные частоты колебаний изменяются, значения расстройки при изменении модуля Юнга показаны на рис. 11.

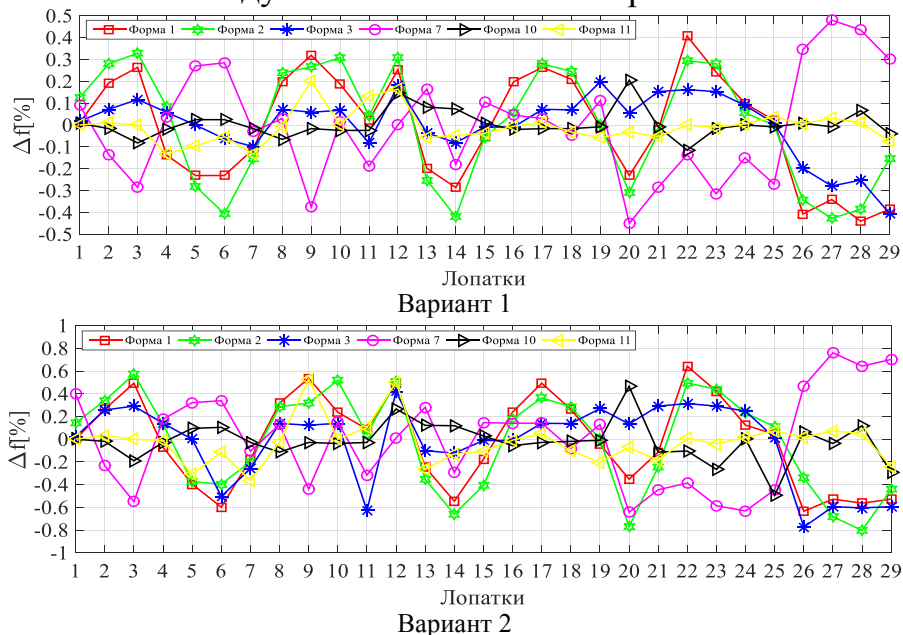


Рис. 11 - Значения расстройки при изменении значений модуля Юнга лопаток

Как видно из рисунка, значения расстройки по варианту 2 (смоделирована неоднородность материала пера лопатки) значительно больше, чем по варианту 1.

Расстройка, вызванная разной массой лопаток вводилась путем присоединения на периферии лопаток дополнительных масс (Δm , кг) (рис. 12), значения которых показаны в табл. 3.

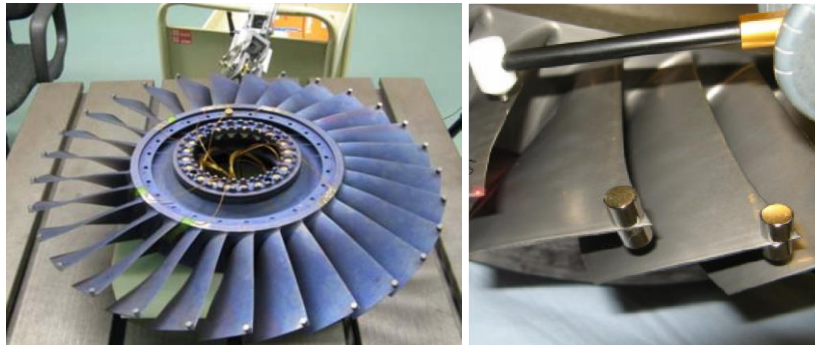


Рис. 12 - Рабочее колесо фирмы Rolls-Royce с дополнительными массами

Табл. 3 - Значения масс, присоединенных к периферии лопаток

Номер лопатки	Δm , кг	Номер лопатки	Δm , кг	Номер лопатки	Δm , кг	Номер лопатки	Δm , кг
1	0.001251440	9	0.001302003	17	0.000735542	25	0.001202183
2	0.001302147	10	0.001202100	18	0.001553548	26	0.001102121
3	0.000025486	11	0.001451640	19	0.001135789	27	0.001302524
4	0.001102156	12	0.001302100	20	0.001257365	28	0.000356542
5	0.001305234	13	0.000065488	21	0.001356856	29	0.001205558
6	0.001205214	14	0.001502634	22	0.001125158		
7	0.000802923	15	0.001600680	23	0.000085489		
8	0.001100598	16	0.001166480	24	0.001402132		

В результате расчета получены значения расстройки лопаток рабочего колеса при добавлении дополнительных масс к периферии лопаток (рис. 13).

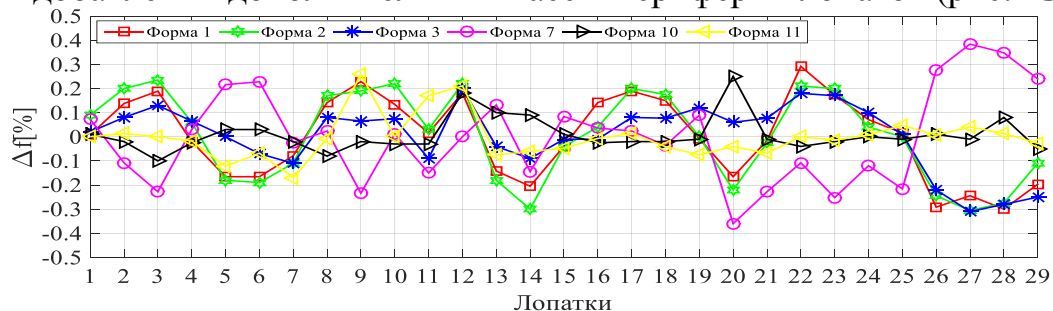


Рис. 13 - Значения расстройки лопаток основных форм колебаний

Под действием внешней нагрузки $P(t)$ частоты лопаток резко возрастают, результаты показаны на рис. 14.

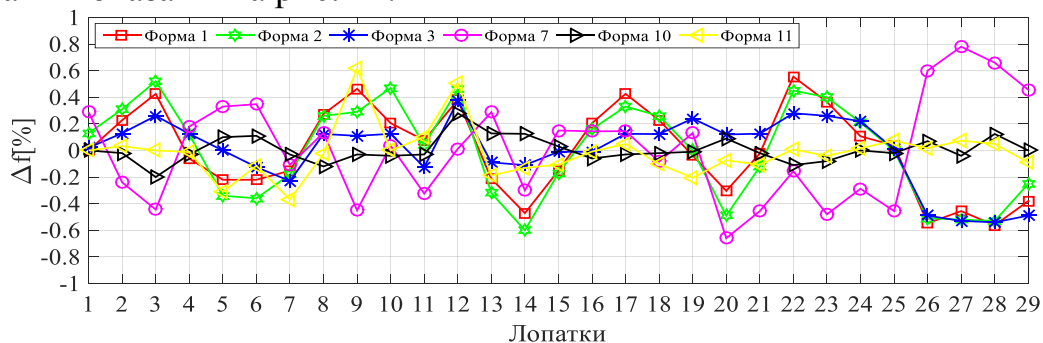


Рис. 14 - Значения расстройки лопаток при вынужденных колебаниях

Значения коэффициентов увеличения амплитуды колебаний в зависимости от числа лопаток рабочего колеса, полученные при вынужденных колебаниях, оказались меньше, чем максимальный коэффициент увеличения амплитуды $((1 + \sqrt{N}) / 2)$ (см. рис. 15).

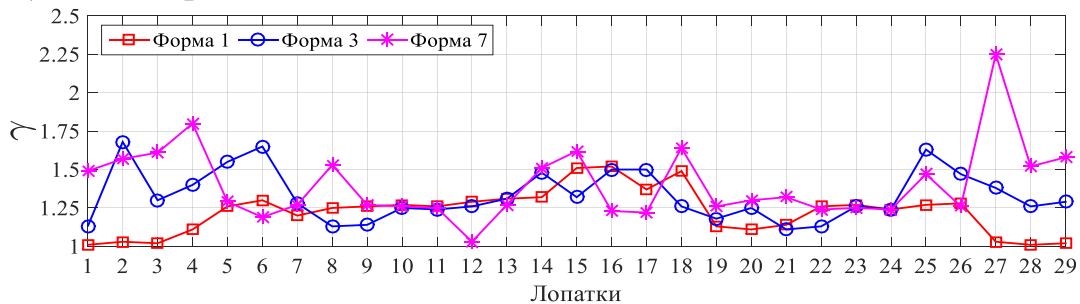


Рис. 15 - Значения коэффициентов увеличения амплитуды колебаний

Следующим этапом исследований был анализ изменения напряжений во времени в опасной точке лопатки. Блок-схема алгоритма определения динамических напряжений показана на рис. 16. Результаты расчета изменения напряжений в опасной точке лопатки в течении 5 сек. показаны на рис. 17.

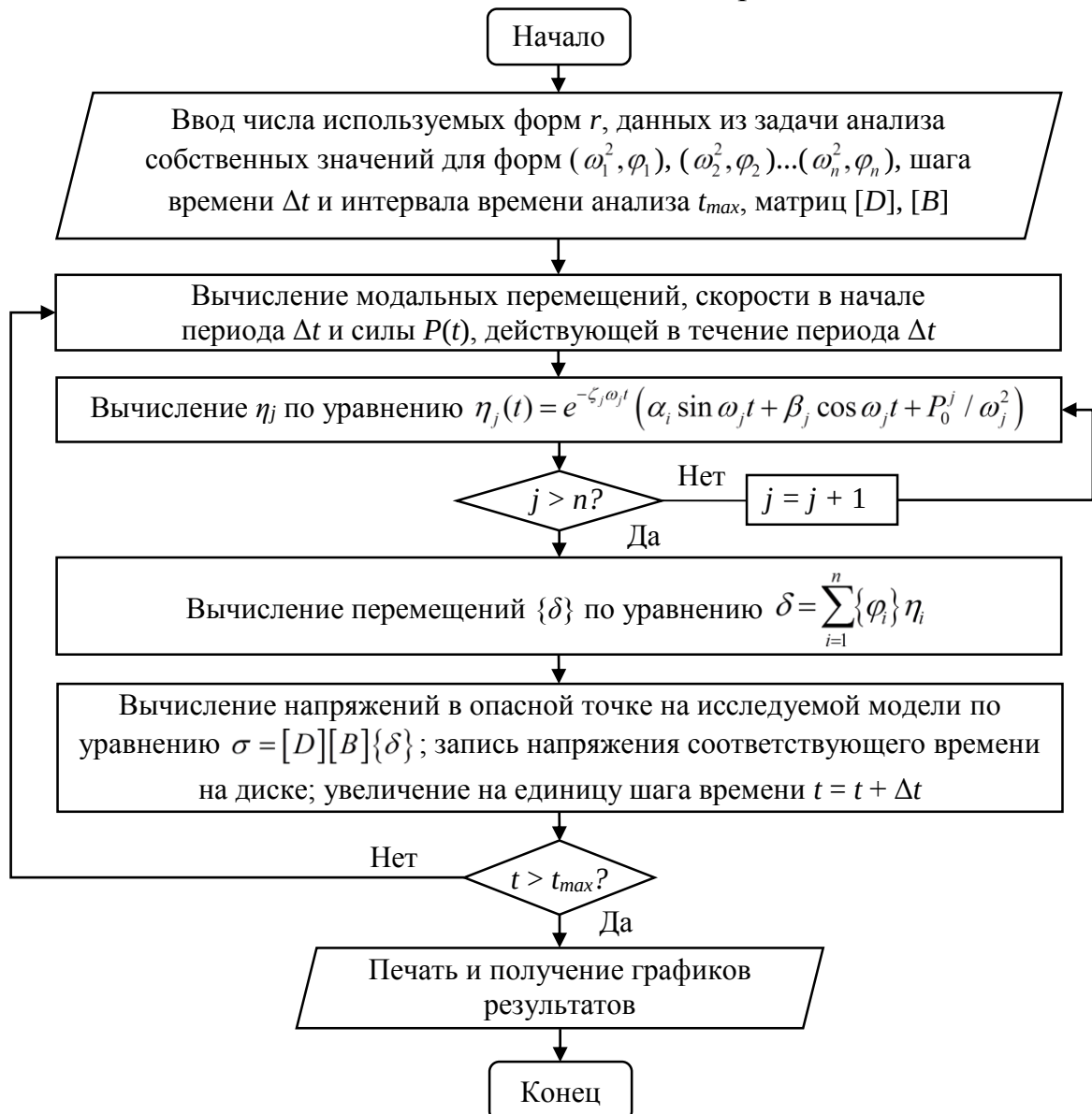


Рис. 16 - Блок-схема алгоритма определения динамических напряжений

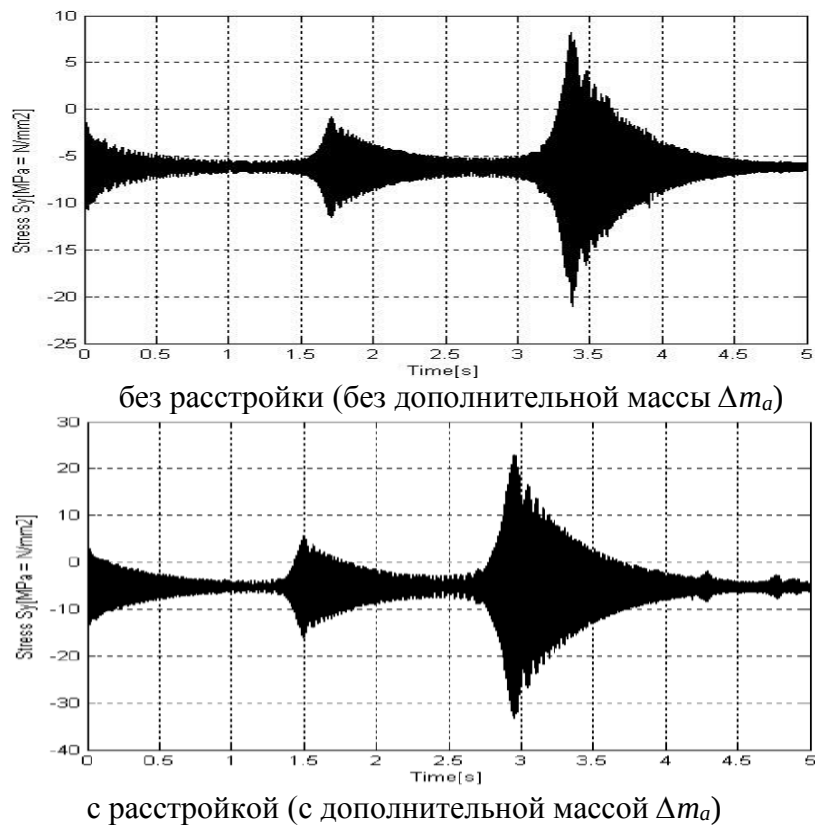


Рис. 17 - Динамические напряжения в опасной точке лопатки во времени

Следующим этапом представлены результаты анализа долговечности реального рабочего колеса с использованием разработанных алгоритмов и программ. Проведено сравнение результатов численного исследования долговечности рабочего колеса с разными вариантами распределения расстройки параметров по ободу рабочего колеса, на основе которых выработаны рекомендации для повышения долговечности рабочих колес турбомашин с расстройкой параметров. Общая схема расчета долговечности рабочего колеса показана на рис. 18.

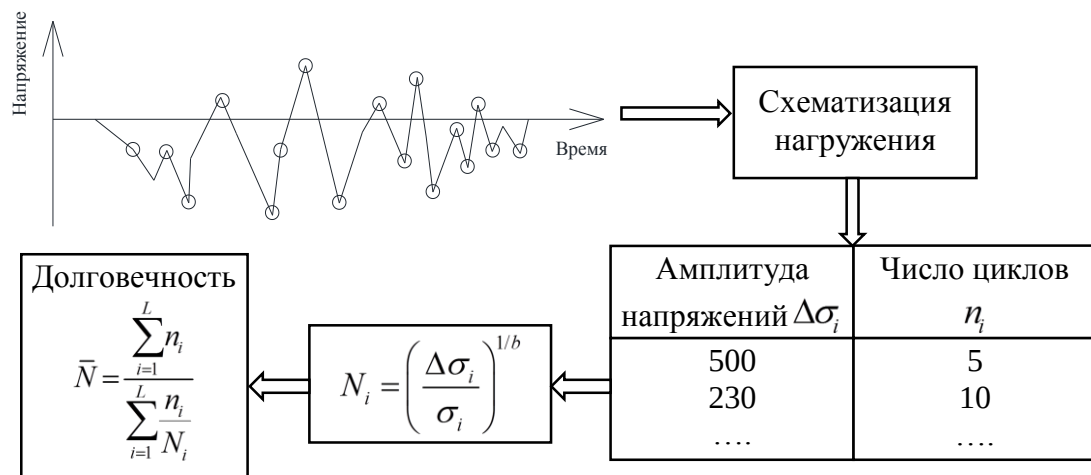


Рис. 18 - Схема расчета долговечности рабочего колеса фирмы Rolls-Royce

На рис. 19 и в табл. 4 представлены результаты расчета долговечности рабочего колеса с расстройкой, вызванной разной жесткостью лопаток в сравнении с экспериментальными данными Бранденбургского технического университета (БТУ). Исследовались 2 варианта с разным распределением значения модуля Юнга по перу лопатки (пропорциональное и непропорциональное), описанные выше.

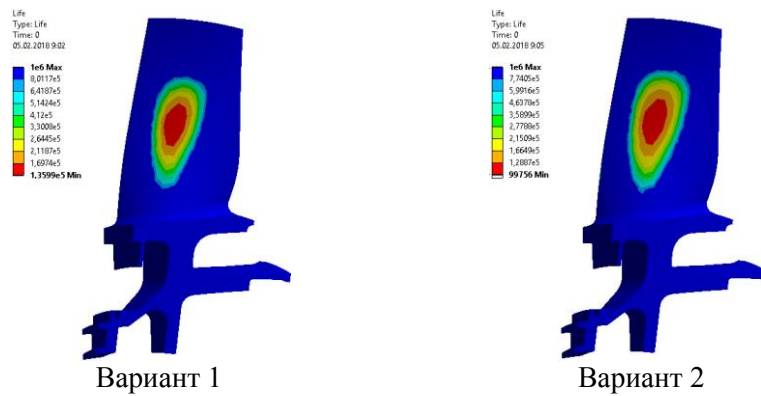


Рис. 19 - Долговечности рабочего колеса с расстройкой параметров по жесткости
Табл. 4 - Результаты расчета долговечности рабочего колеса с расстройкой параметров, вызванной разной жесткостью участков пера лопатки

Форма колебаний	Вариант 1		Вариант 2	
	Собственные частоты (Гц)			
	МКЭ	Эксп. [БТУ]	МКЭ	Эксп. [БТУ]
1	406.5682	403.8574	398.3822	397.8125
2	1332.5852	1255.0780	1271.9632	1261.0000
3	1796.3625	1766.0640	1783.4521	1766.3125
Долговечность	1.3599 E+5 ч.		0.99756 E+5 ч.	

Результаты расчета показывают, что наибольшей долговечностью обладает колесо с пропорциональным распределением модуля Юнга (вариант 1).

В табл. 5 и на рис. 20 представлено сравнение результатов расчета долговечности рабочего колеса с лопатками с разной жесткостью с использованием различных гипотез накопления усталостных повреждений. Для схематизации случайных процессов распределения динамических напряжений использовался метод «дождя».

Табл. 5 - Результаты расчета долговечности при изменении модуля Юнга и использовании различных линейных гипотез накопления усталостных повреждений

Линейные гипотезы накопления усталостных повреждений	Долговечность $\bar{N}$ (в циклах нагружений)	
	Вариант 1	Вариант 2
Palmgren - Miner	1.1890 E+5	1.0816 E+5
Haibach	1.0087 E+5	0.8909 E+5
Corten - Dolan	0.8907 E+5	0.7908 E+5
Серенсен	0.7896 E+5	0.6871 E+5

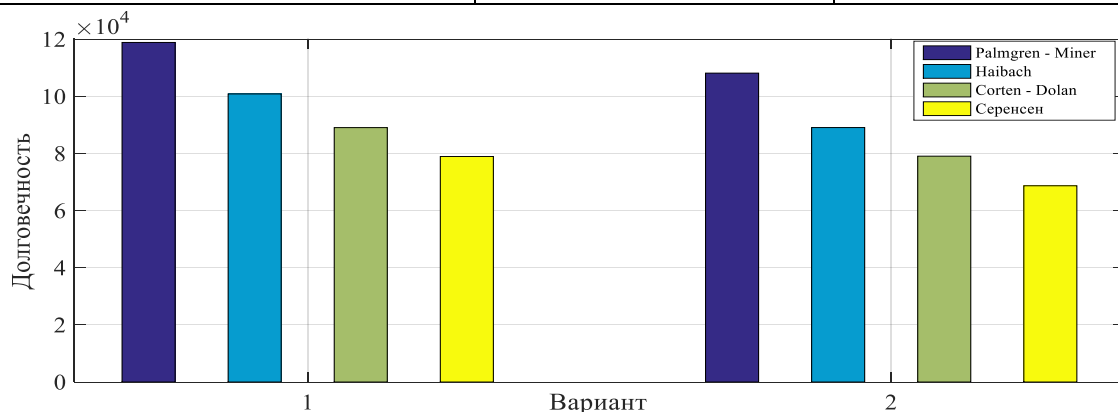


Рис. 20 - Значения долговечности при использовании различных гипотез накопления усталостных повреждений

Из результатов видно, что долговечность рабочего колеса является наибольшей при использовании гипотезы Palmgren - Miner и наименьшей при использовании гипотезы Серенсена. Это значит, что использование гипотезы Серенсена при проектировании обеспечивает наибольший запас по критерию усталостной прочности и, наоборот, гипотеза Palmgren - Miner дает наименьший запас. Известно, что гипотеза Palmgren - Miner обеспечивает надежные результаты для деталей, изготовленных из углеродистых сталей, а гипотеза Corten - Dolan для деталей турбомашин из жаропрочных сплавов. В нашем случае, целесообразнее использовать гипотезы Haibach и Серенсен, так как материал рабочего колеса - титановый сплав.

Следующим этапом исследований был анализ долговечности рабочего колеса (в часах работы и циклах нагружений) с разной степенью расстройки по массе лопаток. Были проанализированы пять вариантов распределения массы лопаток по ободу рабочего колеса:

- **вариант 1:** значения дополнительных масс одинаковые (0.00211 кг), массы присоединены к периферии 28-ми лопаток, последняя лопатка без дополнительной массы;
- **вариант 2:** значения дополнительных масс одинаковые (0.005 кг), массы присоединены к периферии 28-ми лопаток, последняя лопатка без дополнительной массы;
- **вариант 3:** значения дополнительных масс разные, массы присоединены к периферии всех лопаток в соответствии с таблицей 3;
- **вариант 4:** масса лопаток в окружном направлении постепенно увеличивается от минимума (0.000025486 кг) до максимума (0.001600680 кг) (табл. 6); на ободу имеются соседние лопатки с максимальной разницей в массе;
- **вариант 5:** масса лопаток в окружном направлении в отличие от варианта 4 изменяется не постепенно, а по «пилообразному» закону; достигнута минимальная разница в массе соседних лопаток (табл. 7).

Табл. 6 - Закон распределения дополнительных масс по варианту 4

Номер лопатки	Δm , кг	Номер лопатки	Δm , кг	Номер лопатки	Δm , кг	Номер лопатки	Δm , кг
1	0.000025486	9	0.001102156	17	0.00125144	25	0.001402132
2	0.000065488	10	0.001125158	18	0.001257365	26	0.001451640
3	0.000085489	11	0.001135789	19	0.001302003	27	0.001502634
4	0.000356542	12	0.001166480	20	0.001302100	28	0.001553548
5	0.000735542	13	0.001202100	21	0.001302147	29	0.001600680
6	0.000802923	14	0.001202183	22	0.001302524		
7	0.001100598	15	0.001205214	23	0.001305234		
8	0.001102121	16	0.001205558	24	0.001356856		

Табл. 7 - Закон распределения дополнительных масс по варианту 5

Номер лопатки	Δm , кг	Номер лопатки	Δm , кг	Номер лопатки	Δm , кг	Номер лопатки	Δm , кг
1	0.000025486	9	0.001402132	17	0.001302100	25	0.001102156
2	0.001302003	10	0.000802923	18	0.001257365	26	0.001502634
3	0.000085489	11	0.001135789	19	0.000065488	27	0.001125158
4	0.001302524	12	0.001451640	20	0.00125144	28	0.001553548
5	0.000735542	13	0.001202100	21	0.001302147	29	0.001100598
6	0.001166480	14	0.001305234	22	0.000356542		
7	0.001600680	15	0.001205214	23	0.001356856		
8	0.001102121	16	0.001205558	24	0.001202183		

В табл. 8 и на рис. 21 представлены результаты расчетов 5-ти вариантов внесения расстройки по массе.

Табл. 8 - Результаты расчета долговечности с расстройкой параметров, вызванной разной массой лопаток

Форма колебаний	Вариант 1		Вариант 2		Вариант 3	
	Собственные частоты (Гц)					
	МКЭ	Эксп. [БТУ]	МКЭ	Эксп. [БТУ]	МКЭ	Эксп. [БТУ]
1	403.3854	397.8125	410.3864	402.9375	416.3864	403.8574
2	1296.5417	1261.0000	1300.2214	1252.6875	1304.5584	1255.0780
3	1803.3784	1766.3125	1826.6854	1765.6750	1843.3258	1766.0640
Долговечность	1.6503 E+5 ч.		1.2402 E+5 ч.		1.7525 E+5 ч.	
Форма колебаний	Вариант 4			Вариант 5		
	Собственные частоты (Гц)					
	МКЭ		Эксп. [БТУ]	МКЭ		Эксп. [БТУ]
1	420.5684		-	391.2154		-
2	1360.2235		-	1125.5652		-
3	1903.2365		-	1793.3654		-
Долговечность	1.3503 E+5 ч.			1.7903 E+5 ч.		

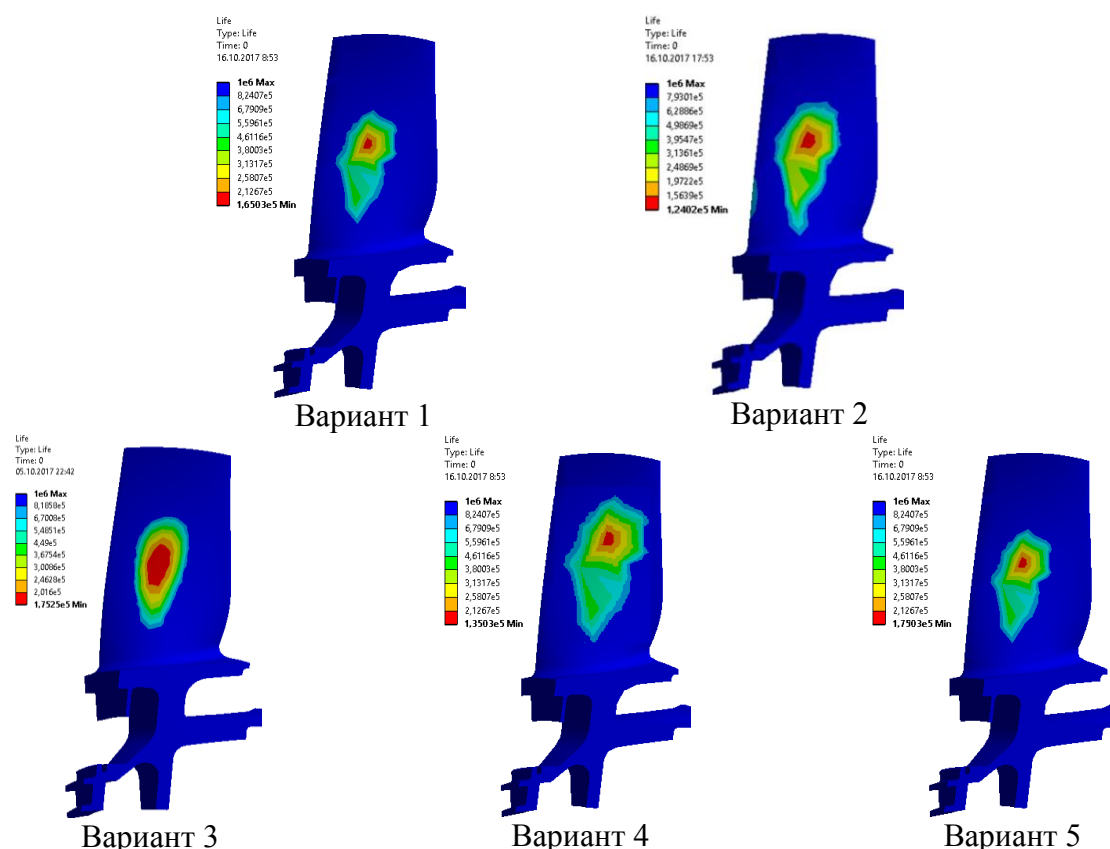


Рис. 21 - Долговечность рабочего колеса с расстройкой параметров, вызванной дополнительными массами, присоединенными к лопаткам

Из результатов видно, что наибольшей долговечностью обладает колесо, у которого разные дополнительные массы (см. рис. 21) присоединены ко всем ло-

паткам (вариант 5). Увеличение дополнительной массы, а также наличие у соседних лопаток относительно большой расстройки ведет к снижению долговечности (вариант 1 и вариант 3).

В табл. 9 и на рис. 22 представлено сравнение результатов расчета долговечности лопаток рабочего колеса с разной жесткостью с использованием различных гипотез накопления усталостных повреждений. Для схематизации случайных процессов распределения динамических напряжений также использовался метод «дождя».

Табл. 9 - Результаты расчета долговечности с различными вариантами распределением дополнительных масс при использовании различных линейных гипотез накопления усталостных повреждений

Линейные гипотезы накопления усталостных повреждений	Долговечность $\bar{N}$ (в циклах нагружений)		
	Вариант 1	Вариант 2	Вариант 3
Palmgren - Miner	1.0816 E+5	0.8124 E+5	1.0516 E+5
Haibach	0.7831 E+5	0.7284 E+5	0.8932 E+5
Corten - Dolan	0.6482 E+5	0.6174 E+5	0.7648 E+5
Серенсен	0.5582 E+5	0.5001 E+5	0.5747 E+5
Линейные гипотезы накопления усталостных повреждений	Долговечность $\bar{N}$ (в циклах нагружений)		
	Вариант 4	Вариант 5	
Palmgren - Miner	0.9185 E+5	1.0927 E+5	
Haibach	0.8024 E+5	1.0245 E+5	
Corten - Dolan	0.7015 E+5	0.9215 E+5	
Серенсен	0.6145 E+5	0.6253 E+5	

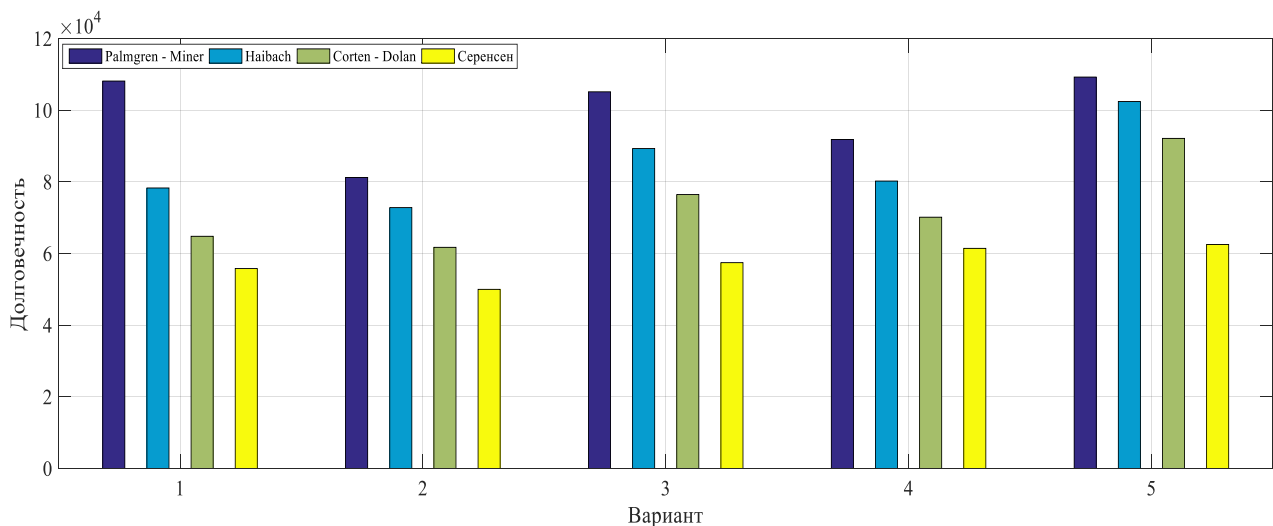


Рис. 22 - Значения долговечности при с различными линейными гипотезами накопления усталостных повреждений

Из результатов видно, что, как и в случае расстройки, вносимой разной жесткостью, долговечность рабочего колеса с лопатками разной массы является наибольшей при использовании гипотезы Palmgren - Miner и наименьшей при использовании гипотезы Серенсена. Использование гипотезы Серенсена при проектировании обеспечивает наибольший запас и, наоборот, гипотеза Palmgren - Miner дает наименьший запас.

На основе анализа результатов расчета долговечности рабочих колес с разными способами внесения расстройки были разработаны рекомендации для повышения их долговечности. Так, при оценке долговечности рабочих колес с расстройкой необходимо учитывать следующее:

1. В случае, когда известна величина изменения модуля упругости участков лопатки (например, в результате локального нагрева лопатки при нарушении условий ее охлаждения) непропорциональное изменение значения модуля упругости (вариант 2, описанный выше) приведет к снижению долговечности. Как показали расчеты, изменение модуля упругости на 5% для варианта 2 привело к снижению долговечности на 27%.

2. В случае расстройки, вносимой разной массой лопаток, наибольшей долговечностью обладает конструкция, у которой массы всех лопаток увеличены на одну и ту же величину. Наименьшая долговечность наблюдается в случае, когда соседние лопатки имеют относительно большую разницу в массе. Как показали расчеты, различие в массах соседних лопаток в 5% привело к уменьшению долговечности на 19.4%.

3. Как для «расстроенной», так и для «настроенной» системы рабочих колес использование гипотезы Серенсена при проектировании лопатки турбомшины дает наибольший запас по критерию усталостной прочности и, наоборот, гипотеза Palmgren-Miner дает наименьший запас, так как работает лучше для углеродистых сталей.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

1. Разработаны новые алгоритмы на основе МКЭ, позволяющие определить значения расстройки рабочих колес, вызванной разной массой и жесткостью лопаток. Также исследовано влияние различных закономерностей расстройки на колебания и долговечность на примере тестового и реального рабочего колеса.

2. Развиты численные методы для анализа колебаний и долговечности рабочих колес турбомашин с использованием новой эквивалентной модели на основе ПММ, а также с использованием таких методов, как метод циклической симметрии и метод моделирования уменьшенного порядка для прогнозирования уровней напряжений в лопатках.

3. Разработан алгоритм и создан программный комплекс для расчета параметров колебаний и долговечности рабочих колес турбомашин без учета и с учетом расстройки параметров. Результаты расчетов колебаний рабочего колеса фирмы Rolls-Royce хорошо согласуются с данными эксперимента и результатами, полученными в программных комплексах ANSYS, BLADIS+, а также данными других авторов.

4. Проведен компьютерный анализ влияния разных вариантов расстройки на долговечность рабочих колес турбомашин. Результаты расчета показывают, что расстройка лопаток может оказывать значительное влияние на долговечность (ресурс) рабочих колес турбомашин.

5. На основе полученных результатов разработаны рекомендации для повышения долговечности рабочих колес, которые могут быть использованы при их проектировании, изготовлении и эксплуатации.

СПИСОК РАБОТ, ОПУБЛИКОВАННЫХ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Статьи в изданиях, рецензируемых научных журналах ВАК

1. Один из подходов к оценке долговечности рабочих колес турбомашин/ Рыжиков И.Н., Репецкий О.В., **Нгуен Тьен Куэт**// Вестник ИрГТУ. - 2015. №5. - С. 22 - 27.
2. Динамика элементов роторов турбомашин на переходных режимах работы с учетом нелинейных эффектов/ Рыжиков И.Н., Репецкий О.В., **Нгуен Тьен Куэт**// Вестник ИрГТУ. - 2016. №11. - С. 61 - 68.
3. Прогнозирование уровней напряжений в лопатках рабочих колес турбомашин с расстройкой параметров/ Репецкий О.В., **Нгуен Тьен Куэт**, Рыжиков И.Н.// Вестник ИрСХА. - 2017. №78. - С. 142 - 151.
4. Численное исследование динамики и долговечности рабочих колес турбомашин с расстройкой параметров/ Репецкий О.В., Рыжиков И.Н., **Нгуен Тьен Куэт**// Вестник ПНИПУ. Аэрокосмическая техника. - 2017. №51 - С. 39 - 51.
5. Компьютерный анализ ресурсных характеристик рабочих колес газотурбинных двигателей с расстройкой параметров/ Репецкий О.В., Рыжиков И.Н., **Нгуен Тьен Куэт**// Вестник ПНИПУ. Аэрокосмическая техника. - 2018. №53 - С. 52 - 62.

Статьи в изданиях, индексируемых в Web of Science и Scopus

6. Dynamics of gas turbine engines rotors taking into account non-linear effects/ Repetckii O., Ryzhikov I., **Nguyen Tien Quyet**// Vibroengineering PROCEDIA, Vol. 8, 2016, p. 361-365.
7. Investigation of vibration and fatigue life of mistuned bladed disks/ Repetckii O., **Nguyen Tien Quyet**, Ryzhikov I.// Proceedings of the International Conference "Actual Issues of Mechanical Engineering" 2017 (AIME 2017), Vol. 133, p. 702 - 707.
8. Dynamics analysis in the design of turbomachinery using sensitivity coefficients/ Repetckii O., Ryzhikov I., **Nguyen Tien Quyet**// Journal of Physics: Conference Series, Vol. 944, 2018, p. 012096.
9. Investigation of mistuning impact on vibration of rotor bladed disks/ Repetckii O., Ryzhikov I., **Nguyen Tien Quyet**// Journal of Physics: Conference Series, Vol. 944, 2018, p. 012097.

Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ

10. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ №2018612731. Программа для расчета собственных колебаний роторов турбомашин/ Рыжиков И.Н., **Нгуен Тьен Куэт**, Репецкий О.В.// Федеральная служба по интеллектуальной собственности. 2018.

Статьи в других научных изданиях

11. Обзор математического моделирования в анализе вибрационных характеристик рабочих колес турбомашин с расстройкой параметров/ Репецкий О.В., До М.Т., **Нгуен Тьен Куэт**// Вестник ДААД. - 2014. №1(11). - С. 126 - 135.
12. Влияние расстройки параметров на частоты и формы колебаний конструкций с поворотной симметрией/ Рыжиков И.Н., **Нгуен Тьен Куэт**// Механики XXI Веку. - 2015. - С. 29 - 33.

13. Учет влияния расстройки параметров рабочих лопаток при сборке рабочих колес турбомашин/ Рыжиков И.Н., **Нгуен Тьен Кует**// Инновации в Машиностроении. - 2015. - С. 158 - 62.

14. Разработка математических моделей и численных методов для анализа долговечности лопаточных систем турбомашин с расстройкой параметров/ Репецкий О.В., Рыжиков И.Н., **Нгуен Тьен Кует**// Вестник ДААД. - 2015. №1(12). - С. 91 - 106.

15. Прогнозирование уровней напряжений в лопатках рабочих колес турбомашин с расстройкой параметров/ Рыжиков И.Н., **Нгуен Тьен Кует**// Жизненный Цикл Конструкционных Материалов. - 2016. - С. 417 - 422.

16. Применение программного комплекса ANSYS для анализа собственных колебаний рабочих колес турбомашин/ Рыжиков И.Н., **Нгуен Тьен Кует**// Байкальский вестник ДААД. - 2016. - №1(13). - С. 24 - 29.

17. Программная реализация метода конечных элементов при исследовании рабочих колес турбомашин с расстройкой параметров/ **Нгуен Тьен Кует**, Рыжиков И.Н.// Жизненный Цикл Конструкционных Материалов. - 2017. - С. 371 - 377.

18. Использование программных комплексов численного моделирования при проектировании турбомашин с учетом экологических требований/ Репецкий О.В., Рыжиков И.Н., **Нгуен Тьен Кует**, Байроу Б., Гантулга Г.// Climate, ecology, agriculture of Eurasia, 2017 - С. 257 - 262.

19. Численное исследование долговечности рабочих колес турбомашин с расстройкой параметров при использовании пружинно-массовой модели/ Репецкий О.В., Рыжиков И.Н., **Нгуен Тьен Кует**// Байкальский вестник ДААД. - 2017. - №1(14). - С. 34 - 41.

20. Математическое моделирование и компьютерный анализ деталей энергетических турбомашин с учетом экологических требований/ Байроу Б., **Нгуен Тьен Кует**, Репецкий О.В., Рыжиков И.Н.// Климат, экология, сельское хозяйство Евразии, 2018 - С. 138 - 143.