

Черепанов Иван Евгеньевич

**Математическое моделирование взаимодействия
деформируемого ротора и газодинамического кольцевого
зазора**

Специальность 1.2.2 —
«Математическое моделирование, численные методы и комплексы
программ»

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Работа выполнена в Федеральном государственном автономном образовательном учреждении высшего образования «Пермский национальный исследовательский политехнический университет».

Научный руководитель: доктор технических наук, доцент
Модорский Владимир Яковлевич

Официальные оппоненты:

Ведущая организация:

Защита состоится — — — г. в —:— часов на заседании диссертационного совета Д—.—.— при **Название учреждения** по адресу: **Адрес**.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке **Название библиотеки**.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью учреждения, просьба направлять по адресу: **Адрес**, ученому секретарю диссертационного совета Д—.—.—.

Автореферат разослан — — — —2024 года.

Телефон для справок: +7 (—) ——. —.

Ученый секретарь
диссертационного совета

Д—.—.—,
д-р физ.-мат. наук

Фамилия Имя Отчество

Общая характеристика работы

Актуальность темы. Непрогнозируемое возникновение недопустимых вибраций при работе роторных машин с уплотнениями в виде кольцевого зазора представляет собой сложную техническую проблему. Наиболее распространенный тип бесконтактных газовых уплотнений, используемый в турбомашинах, лабиринтные уплотнения. Лабиринтные уплотнения широко применяются в авиационных двигателях и компрессорах ГПА. Лабиринтные уплотнения в компрессорах ГПА более нагружены из-за высоких рабочих давлений, в то же время число их значительно больше в авиационном двигателе. Конструкция лабиринтного уплотнения также может в значительной степени влиять на газодинамические силы, возникающие в каналах лабиринта, которые в свою очередь могут отрицательно влиять на динамику роторной системы.

Аварийный останов энергетических установок может привести к колоссальным убыткам. Поэтому к каждому элементу конструкции, в том числе уплотнениям, предъявляются высокие требования к надежности работы.

Предельным для ГПА считается уровень вибраций в опорах не превышающий 40 мкм.

К известным причинам, вызывающим вибрации, могут относиться остаточные механические дисбалансы из-за неточностей изготовления деталей, наличия несимметрично расположенных элементов, неоднородности материала заготовки и погрешностей сборки. Для исключения механических дисбалансов применяют балансировку.

Для снижения влияния газодинамических нестационарных процессов применяются оптимизационные методы проектирования проточной части и рабочих колес компрессора. Для исключения возникновения помпажных явлений разработчики вынуждены ограничивать рабочий диапазон компрессора.

Появление и широкое распространение методов компьютерного анализа позволило создавать энергоэффективные силовые установки. С другой стороны развитие материалов привело к появлению новых сплавов, обладающих высокими физико-механическими характеристиками. В результате повысились скорости вращения роторов, рабочие давления с одновременным уменьшением геометрических размеров и материалоемкости изделий, что в некоторых случаях привело к снижению жесткости конструкции в целом. Конструкции, обладающие невысокой жесткостью, и работающие при повышенных газодинамических нагрузках склонны к колебаниям при взаимодействии с газовым потоком.

В статье авторами (Кистойчев А.В., Лун-Фу А.В., Урьев Е. В.) рассматривается случай возникновения колебаний в компрессоре ГПА. При попытке вывести компрессор на номинальный режим работы происходило появление низкочастотной вибрации, что приводило к аварийному останову. Авторы связали причину повышенных вибраций с автоколебаниями системы в результате воздействия неконсервативных газодинамических сил, возникающих в проточной

части. Проведенный анализ показал возможность возникновения неконсервативных сил в лабиринтных уплотнениях. С использованием оценочной формулы авторы определили, что наибольшие рециркуляционные силы по величине жесткости возникают в лабиринтном уплотнении разгрузочного устройства.

Решением проблемы стала доработка конструкции втулки уплотнения разгрузочного устройства в виде серии осевых и радиальных отверстий, соединяющих камеру давления с внутренней полостью лабиринтного уплотнения.

Таким образом, в ряде случаев применение только методов механической балансировки не позволяет снизить величину вибраций до требуемых значений. Необходимо уточнение существующих методов, поиск новых, ранее не учитываемых факторов, приводящих к возникновению вибраций. Таким фактором может быть учет газовой динамики при моделировании динамики ротора. Наиболее надежные результаты могут быть получены в ходе проведения натурального эксперимента. Но проведение исследовательских испытаний с использованием полноразмерных компрессоров ГПА чрезвычайно дорого и связано с проведением опасных работ. Поэтому целесообразным представляется проведение исследований на базе численного эксперимента, в рамках решения связанной аэроупругой задачи (2FSI).

Большой вклад в исследование колебаний и вибраций конструкций, работающих при высоких нагрузках, внесли Андрейченко И.Л., Бага В.Н., Бадыков Р.Р., Белобородов С.М., Виноградов А.С., Давыдов А.В., Евгеньев С.С., Егоров А.М., Зайцев Н.Н., Иванов А.В., Касьянов С.В., Кистойчев А. В., Костюк А.Г., Марцинковский В.А., Новиков Д.К., Пугачев А.О., Равикович Ю.А., Сальников А.Ф., Темис Ю.М., Тисарев А.Ю., Урьев Е.В., Фалалеев С.В., Футин В.А. и др.

Целью данной работы является разработка и исследование математической модели динамического взаимовлияния деформируемого ротора и газодинамического кольцевого зазора.

Для достижения поставленной цели необходимо было решить следующие **задачи**:

1. Разработать математическую модель ротора с газодинамическим кольцевым зазором, базирующуюся на уравнениях механики деформируемого твердого тела и газовой динамики;
2. Обнаружить условия возникновения автоколебательного процесса ротора с газодинамическим кольцевым зазором с использованием связанного подхода;
3. Установить зависимости колебательных процессов ротора с газодинамическим кольцевым зазором от геометрических, газодинамических, физико-механических и кинематических параметров;
4. Разработать рекомендации, позволяющие на этапе проектирования добиться уравновешенности ротора.

Научная новизна:

1. Разработана математическая модель взаимовлияния деформируемого ротора и газодинамического кольцевого зазора, базирующаяся на уравнениях газовой динамики и механики деформируемого твердого тела.
2. Установлена связь характеристик колебаний ротора от геометрических, газодинамических, физико-механических и кинематических параметров, отличающаяся от известных тем, что определяется с учетом радиальных колебаний вала и окружных колебаний газа.
3. Обнаружено сочетание параметров, при котором возникают автоколебания ротора и газа в кольцевом зазоре.
4. Выявлен механизм автоколебаний ротора с учетом действия газодинамической нагрузки в кольцевом зазоре. Было показано, что на режиме, при котором наблюдаются расходящиеся колебания, происходит синхронизация действия газодинамической силы и движения ротора.

Практическая значимость заключается в разработке рекомендаций, позволяющих на этапе проектирования обеспечить газодинамическую балансировку ротора, и методики аэроупругого расчета уплотнений, которая внедрена на ПАО НПО «Искра».

Сформулирован новый подход к численному моделированию ротора компрессора: необходимо совместное решение газодинамической задачи и задачи по определению напряженно-деформированного состояния ротора компрессора с применением численного связанного подхода, что позволяет с единых методологических позиций изучить и раскрыть физическую сущность возникновения и протекания непрогнозируемых опасных колебательных процессов и явлений. Это позволит уже на этапе проектирования найти пути обеспечения работоспособности газодинамических установок летательных аппаратов и наземных установок.

Методы исследования. Для решения поставленных в работе задач использовались подходы численного моделирования газовой динамики и механики деформируемого твердого тела в связанной постановке применительно к кольцевому зазору уплотнения в составе ротора компрессора.

Достоверность полученных результатов обеспечивается применением известных подходов математического моделирования, лицензионного программного обеспечения, математических моделей, базирующихся на использовании фундаментальных законов сохранения массы, импульса, энергии, стандартных процедур планирования вычислительных экспериментов и спектрального анализа полученных сигналов. Достоверность полученных результатов подтверждается качественным и количественным совпадением с экспериментальными и расчетными данными, полученными другими авторами.

Апробация работы. Основные результаты работы докладывались на международных и всероссийских конференциях: Всероссийской научной конференции с международным участием «Параллельные вычислительные технологии (ПаВТ) 2020», XXII Всероссийской научно-технической конференции

«Аэрокосмическая техника, высокие технологии и инновации. АКТТИ - 2021», XXIII Всероссийской научно-технической конференции «Аэрокосмическая техника, высокие технологии и инновации. АКТТИ - 2022», XXI Международной конференции по методам аэрофизических исследований (ICMAR 2022), Международная научно-техническая конференция «Проблемы и перспективы развития двигателестроения» (2023).

Личный вклад. Автором лично выполнены численные исследования, изложенные в диссертационной работе, включая разработку математической модели, методики и плана проведения вычислительных экспериментов, проведение моделирования, анализ и оформление результатов в виде публикаций и научных докладов.

Публикации. Результаты по теме диссертации изложены в 10 печатных изданиях, 5 — в периодических научных журналах, индексируемых Web of Science и Scopus, 2 — в тезисах докладов.

Содержание работы

Во **введении** обосновывается актуальность исследований, проводимых в рамках данной диссертационной работы, формулируется цель, ставятся задачи работы, излагаются научная новизна и практическая значимость представляемой работы, методы исследования, обосновывается достоверность полученных результатов.

Первая глава посвящена анализу причин возникновения вибраций роторов компрессоров ГПА. Несмотря на большое число опубликованных работ, посвященных проблеме вибраций, известны случаи проявления непрогнозируемой неустойчивости при работе компрессора ГПА. В ряде случаев существующими методами механической балансировки не удается снизить величину вибраций до требуемых значений. Требуется уточнение существующих методов, поиск новых, ранее не учитываемых факторов, приводящих к возникновению вибраций. Тенденция снижения жесткости роторов компрессоров и рост давления приводит к проявлению аэроупругих эффектов, учет которых для сложной конструкции возможен численными методами на суперкомпьютере. Поэтому вторая часть первой главы посвящена существующим подходам решения задач аэроупругости в технике. В ряде работ приводятся результаты моделирования аэроупругих колебаний в рабочих колесах, лабиринтных уплотнениях и разгрузочном устройстве компрессора ГПА, но, в связи со сложностью задачи, элементы рассматривались раздельно, независимо и поэтому процессы взаимовлияния, механизм возникновения колебаний выявить и изучить было невозможно.

Вторая глава посвящена созданию и описанию концептуальной и физической модели ротора компрессора ГПА, позволяющей осуществлять поиск параметров, при которых проявляются аэроупругие эффекты.

Сформулирована система допущений, которая позволила разработать математическую и твердотельную модели ротора. Задача рассматривается в связанной 2FSI постановке, поэтому модель включает две подобласти — газодинамическую и твердотельную.

Твердотельная подобласть представляет собой ротор, который состоит из вала в опорах и установленного на нем диском. Диаметр диска выбран характерным для диаметров лабиринтных уплотнений, устанавливаемых на покрывных дисках рабочих колес и на разгрузочном устройстве компрессора ГПА.

- Ширина диска равна ширине моделируемого уплотнения;
- Деформирование вала рассматривается в упругой постановке;
- Моделируется одна ступень компрессора с уплотнением;
- Жесткость опор принята постоянной;
- В явном виде учитывается вращение;
- Вращение вала происходит с постоянной скоростью;
- Учитывается технологический дисбаланс конструкции, который моделируется сосредоточенной массой, установленной на диске;
- Учитывается сила тяжести;
- Материал ротора неоднородный;
- Ограничено осевое перемещение вала на одном из торцов.

Газодинамическая подобласть представляет собой кольцевой канал постоянной толщины, расположенный на периферийной поверхности диска.

- Ширина канала равна ширине уплотнения и диска;
- Моделируется однофазный нереагирующий поток;
- Рабочее тело — воздух;
- Газодинамическая область в начальный момент времени равномерно заполнена газом при определенном значении давления и температуры. В процессе моделирования параметры газа перераспределяются в объеме расчетной области под воздействием колебаний вала;
- Моделируется лабиринтное уплотнение;
- Осевым перетеканием газа в зазоре пренебрегается, так как скорость вращения, радиального деформирования вала и тангенциального перетекания в ЛУ во много раз больше скорости осевого течения газа в зазоре;
- Рассматривается модель совершенного газа, обладающего вязкостью.

В соответствии с принятой системой допущений разработана математическая модель, которая базируется на нестационарных уравнениях газовой динамики и механики деформируемого твердого тела.

Уравнения газовой динамики включают в себя закон сохранения массы, импульса, энергии, замыкаются уравнением состояния идеального газа и моделью турбулентности, а также начальными и граничными условиями. Математическая модель газодинамической задачи включает в себя следующие соотно-

шения: Уравнение сохранения массы газа:

$$\frac{\partial \rho_r}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_r \bar{c}) = 0 \quad (1)$$

где ρ_r — плотность газа;

\bar{c} — вектор скорости газодинамического потока;

t — время.

Уравнение сохранения импульса газа:

$$\frac{\partial(\rho_r \bar{c})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_r \bar{c} \times \bar{c}) = -\nabla p + \nabla \cdot \tau \quad (2)$$

где p — статическое давление.

Выражение тензора вязких напряжений τ имеет вид:

$$\tau = \mu(\nabla \bar{c} + (\nabla \bar{c})^T) - \frac{2}{3} \delta \nabla \cdot \bar{c} \quad (3)$$

где μ — динамическая вязкость газа;

δ — дельта Кронекера.

Уравнение сохранения энергии газа:

$$\frac{\partial(\rho_r h^*)}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_r \bar{c} h^*) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + \nabla \cdot (\bar{c} \cdot \tau) \quad (4)$$

где h^* — энтальпия торможения;

T — статическая температура газа;

λ — коэффициент теплопроводности (удельная теплопроводность).

Энтальпия торможения выражается через сумму статической энтальпии и кинетической энергии газа:

$$h^* = h + \frac{1}{2}(\bar{c})^2 \quad (5)$$

где $h=h(T,p)$ — статическая энтальпия.

Описанные выше уравнения дополнены определяющими соотношениями состояния для плотности и энтальпии газа. Для идеального газа справедливы следующие уравнения:

$$\rho_r = \frac{Mp}{R_0 T} \quad (6)$$

$$dh = c_p dT \quad (7)$$

где M — молярная масса идеального газа;

R_0 — универсальная газовая постоянная;

c_p — изобарная теплоемкость газа.

Динамика ротора описывается дифференциальным уравнением движения:

$$\nabla \cdot \sigma + \bar{F} = \rho_r \frac{d\bar{u}}{dt} \quad (8)$$

где σ — тензор напряжений Коши;

ρ_r — плотность материала конструкции;

\bar{u} — вектор перемещений ротора;

\bar{F} — вектор внешних сил.

Вектор внешних сил включает действие газодинамической нагрузки, силы тяжести, реакцию упругих опор:

$$\bar{F} = p\bar{n}dS + \rho\bar{g} + k\bar{u} \quad (9)$$

где dS — элемент поверхности, на который действует газодинамическая сила;

\bar{g} — вектор действия силы тяжести;

k — коэффициент жесткости упругих опор.

В зависимости от рассматриваемого элементарного объема ротора комбинация действующих сил будет различной.

Для связи перемещений и деформаций ротора используются геометрические уравнения (формулы Коши):

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u_x}{\partial x} \quad \gamma_{xy} = \frac{\partial u_x}{\partial y} + \frac{\partial u_y}{\partial x} \quad (10)$$

$$\varepsilon_y = \frac{\partial u_y}{\partial y} \quad \gamma_{yz} = \frac{\partial u_y}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial y} \quad (11)$$

$$\varepsilon_z = \frac{\partial u_z}{\partial z} \quad \gamma_{zx} = \frac{\partial u_z}{\partial x} + \frac{\partial u_x}{\partial z} \quad (12)$$

где u_x, u_y, u_z — компоненты вектора перемещений;

$\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z$ — деформации растяжения;

$\gamma_{xy}, \gamma_{yz}, \gamma_{zx}$ — угловые деформации.

Ограничиваясь малостью деформаций и изотропностью материала конструкции связь между деформациями и напряжениями допустимо описывать обобщенным законом Гука:

$$\varepsilon_x = \frac{1}{E} [\sigma_x - \mu(\sigma_y + \sigma_z)] \quad \gamma_{xy} = \frac{\tau_{xy}}{G} \quad (13)$$

$$\varepsilon_y = \frac{1}{E} [\sigma_y - \mu(\sigma_z + \sigma_x)] \quad \gamma_{yz} = \frac{\tau_{yz}}{G} \quad (14)$$

$$\varepsilon_z = \frac{1}{E} [\sigma_z - \mu(\sigma_x + \sigma_y)] \quad \gamma_{xz} = \frac{\tau_{xz}}{G} \quad (15)$$

где E — модуль упругости материала конструкции;

G — модуль сдвига материала конструкции;

μ — коэффициент Пуассона материала конструкции;

$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$ — компоненты тензора напряжений.

Модуль сдвига однородного изотропного материала связан с модулем упругости и коэффициентом Пуассона соотношением:

$$G = \frac{E}{2(1 + \mu)} \quad (16)$$

Из-за больших перемещений ротора в результате вращения расчеты проводились с учетом геометрической нелинейности — отсутствие пропорциональной зависимости между нагрузками и перемещениями.

Для построенной численной модели достигнуто условие сеточной сходимости, выполненное для каждой из подобластей отдельно и совместно.

Далее приведены результаты верификации отдельных численных моделей твердотельной и газодинамической подобластей на предмет возможности описания колебательных процессов, в том числе резонансных режимов.

Для твердотельной подобласти построена диаграмма Кэмпбелла. Первая критическая частота для выбранной модели ротора компрессора достигается при частоте вращения 68 Гц (4100 об/мин). При фиксированных значениях частот вращения получены траектории движения точки на оси вращения вала в центральном сечении установки диска (рисунок 1). При частоте вращения 3500 об/мин можно видеть, что траектория имеет установившееся движение по эллиптической траектории (рисунок 1, а). При приближении к критической частоте 4100 об/мин форма траектории движения принимает расходящуюся форму (рисунок 1, б). После перехода критической частоты при частотах вращения 4750 и 5000 об/мин траектория движения становится установившейся, но при этом имеет более сложную форму, напоминающую вращающийся эллипс (рисунок 1, в-г). На графике (рисунок 1, г) второй линией показана траектория движения при отсутствии дисбаланса в системе. Можно видеть, что величина колебаний в горизонтальной плоскости уменьшилась, а в вертикальной осталась без

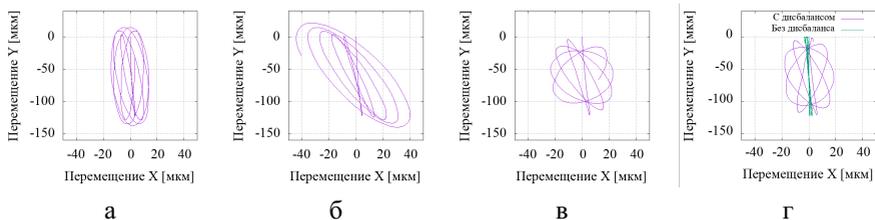


Рис. 1 — Траектории движения точки на оси вала при различных скоростях вращения: а) 3500 об/мин., б) 4000 об/мин., в) 4750 об/мин., г) 5000 об/мин.

изменений. Это связано с тем, что в начальный момент времени конструкция находится в недеформированном состоянии и отсутствие сил демпфирования приводит к установлению незатухающих колебаний в вертикальной плоскости. Выполненный статический расчет показал совпадение величины статического прогиба с положением равновесия.

В газах в отличие от твердых тел при приложении внешней нагрузки начинается одновременное распространение акустических волн и массопереноса. Такое поведение затрудняет выполнение анализа собственных частот газа, находящегося во внутренних полостях конструкции сложной формы.

Один из подходов определения собственных частот заключается в определении отклика исследуемого объекта на внешнее возмущение. По проведенным экспериментам строится характеристика зависимости отклика конструкции от частоты прикладываемого внешнего возмущения. Появление всплесков на частотной характеристике будет соответствовать собственным частотам исследуемого объекта.

Такой подход может быть применен к определению собственных частот газа, находящегося в зазорах лабиринтных уплотнений, вычислительными методами газовой динамики. В качестве расчетной модели выбран кольцевой канал, заполненный газом при начальном давлении и температуре. В качестве возмущающего воздействия заданы колебания внутренней стенки кольца вдоль одной из радиальных осей с амплитудой 10 мкм. Моделируемый интервал времени составил 0,25 с, что соответствует разрешению в частотной области после преобразования Фурье 4 Гц. В качестве отклика системы рассматривалась величина давления на внешней стенке кольца. На рисунке 2 приведены графики колебаний давления в контрольной точке от времени и частотный спектр сигнала. В спектре колебаний давления газа в зазоре можно отметить преобладающий пик на частоте 240 Гц, а так же кратные ему пики на частотах 472 и 708 Гц.

Таким образом, совпадение парциальных частот в газе и конструкции не обнаружено. Тем не менее, как известно, при рассмотрении элементов в единой системе возможно сближение парциальных частот. Поэтому, дальнейшие исследования проводились в 2FSI постановке для динамической системы «газ-конструкция».

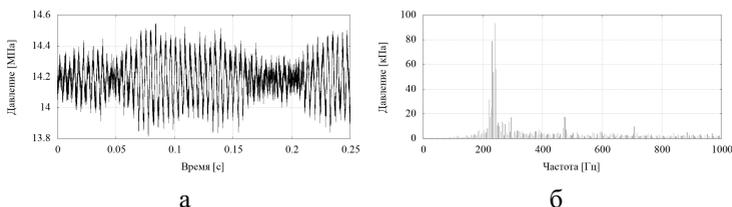


Рис. 2 — Колебания давления в газодинамическом зазоре (а) регистрируемый сигнал (б) спектр колебаний

В конце главы приводится разработанный план проведения вычислительных экспериментов для поиска значимых факторов, влияющих на процесс возникновения аэроупругих колебаний ротора компрессора ГПА.

Третья глава посвящена поиску и исследованию факторов, влияющих на процесс возникновения аэроупругих колебаний ротора компрессора ГПА.

В первую очередь было выполнено сравнение результатов поведения твердотельной модели ротора с учетом и без учета газодинамики лабиринтного уплотнения. Траектории движения точки на оси вращения ротора в центральном сечении установки диска представлены на рисунке 3.

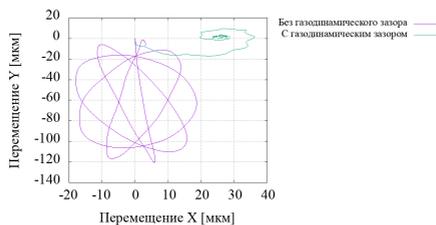


Рис. 3 — Влияния газодинамического зазора на траекторию движения

Газодинамический зазор, в рассматриваемом случае, оказывает демпфирующее влияние на конструкцию и препятствует вертикальным колебаниям вала, что видно при сравнении с расчетом твердотельной конструкции. При этом происходит смещение точки, вблизи которой происходят колебания, вправо относительно недеформированного состояния. Это происходит в связи с возникновением газодинамического клина в зазоре, который отжимает вал в сторону. При этом величина колебаний в вертикальной плоскости значительно превосходит величину колебаний в осевом направлении.

Далее рассмотрено влияние различных параметров модели на динамику ротора с учетом газодинамического зазора: силы тяжести, дисбаланса ротора, направления вращения, величины газодинамического зазора, начальной температуры и давления в газодинамическом зазоре.

Из полученных результатов сделан вывод, что наибольшее влияние на колебания ротора оказывает начальное давление в газодинамическом зазоре (рисунок 4). Увеличение начального давления в газодинамическом зазоре привело к уменьшению смещения траектории движения в горизонтальной плоскости.

При этом траектория движения, полученная для начального давления 14 МПа, имеет расходящийся характер.

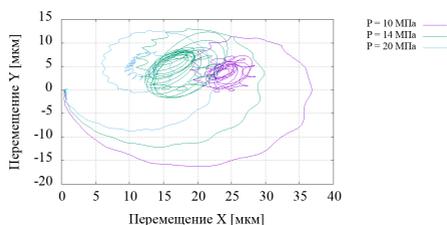


Рис. 4 — Влияние начального давления газа в зазоре на траекторию движения точки на оси вращения вала

По временным зависимостям давления в точке, находящейся в газодинамическом зазоре на поверхности диска, выполнен спектральный анализ (рисунок 5).

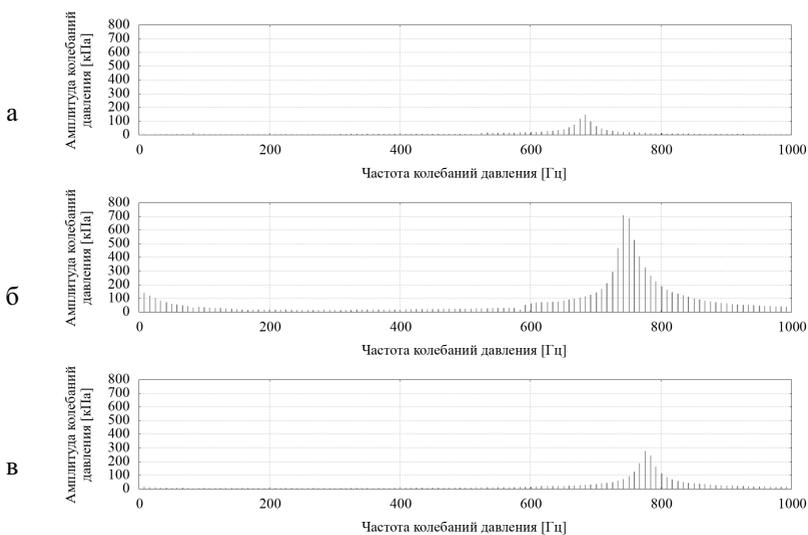


Рис. 5 — Спектры амплитуд колебания давления в газодинамическом зазоре в зависимости от начального давления: (а) 10 МПа, (б) 14 МПа, (в) 17 МПа

Из спектрограмм, представленных на рисунке видно, что с изменением начального давления меняется амплитуда и частоты резонансных колебаний давления в газодинамическом зазоре.

Обработка полученных спектрограмм позволила построить графики зависимостей амплитуд и частот резонансных колебаний давления от начального давления в газодинамическом зазоре. Результат такой обработки представлен на рисунке 6. Из представленного графика видно, что при определенном зна-

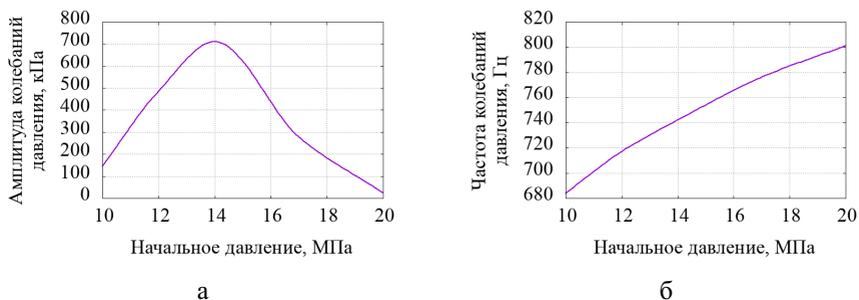


Рис. 6 — Изменение максимальной амплитуды (а) и частоты колебаний (б) давления в зазоре в зависимости от начального давления

чении начального давления (14 МПа) в газодинамическом зазоре существует максимум амплитуды колебаний давления (рисунок 6, а). Частота наблюдаемых максимумов на спектрограммах увеличивается по закону близкому к линейному (рисунок 6, б). Результаты аналогичной обработки для перемещений точки на оси вращения вала показали схожий характер изменения амплитуды колебаний перемещений в зависимости от начального давления в зазоре. Частоты колебаний газа и конструкции для одинаковых значений начального давления в рамках одного расчета совпадают.

Начальное давление, при котором наблюдается максимум колебаний давления в газодинамическом зазоре и конструкции ротора, в работе названо резонансным.

Далее приводятся результаты исследования различных параметров модели на резонансное давление: модуля упругости вала, массы ротора, ширины и диаметра уплотнения, величины газодинамического зазора, начальной температуры газа и частоты вращения.

В **четвертой главе** приводится сравнение результатов вычислительных экспериментов с аналитическими решениями, вычислительными и физическими экспериментами. Разработана методика расчета и описан механизм аэроупругих колебаний.

С целью отработки методики численного решения задач взаимодействия газа и конструкции в связанной двухсторонней постановке решена задача, объединяющая две модельные задачи: о движении поршня в трубе и о нагружении консольного стержня осевой сжимающей силой. Численное решение данной задачи ранее было получено и опубликовано в работах Модорского В.Я. Расчетная схема представлена на рисунке 7. В левой части расположен консольно-закрепленный стержень длины L_s , к которому справа примыкает газодинамическая область. В правой части газодинамической области находится поршень, движущийся со скоростью $V_{п}$. На остальных границах задано условие стенки. В начальный момент времени стержень находится в равновесии, а газ неподвижен и равномерно заполняет весь объем.

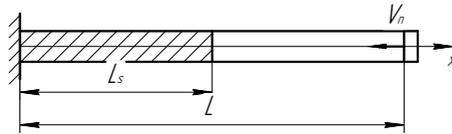


Рис. 7 — Схема расчетной области

На рисунке 8 представлены результаты численного моделирования в виде распределения по длине давления в газе и напряжений в стержне для различных моментов времени.

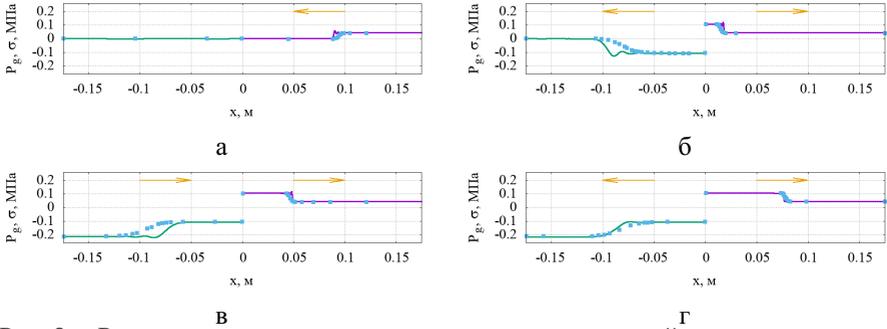


Рис. 8 — Распределение параметров давления и напряжений по длине расчетной области (а) $t=0,257$ мс (б) $t=0,604$ мс (в) $t=0,733$ мс (г) $t=0,862$ мс

После начала движения поршня в канале начинает распространяться волна сжатия (рисунок 8, а). Достигая края расчетной газодинамической области, происходит взаимодействие со стержнем, в результате которого в конструкции происходит распространение волны сжатия (рисунок 8, б). На границе областей выполняется условие равенства давления газа и нормальных напряжений в конструкции. Из-за более высокой скорости распространения волн в конструкции, волна в стержне успевает многократно отразиться от границ расчетной области, в то время как волна в газе не успевает достигнуть поршня (рисунок 8, в-г).

Проверка выбранного алгоритма двухстороннего связывания между газом и конструкцией (2FSI) выполнялась по экспериментальным данным и результатам вычислительного эксперимента, полученных Giordano, J., Jourdan, G., Burtshell, Y., Medale, M., Zeitoun, D. E., Houas, L. в ударной трубе с установленной пластиной, которая деформируется при взаимодействии с ударной волной. Схема экспериментальной установки представлена на рисунке 9, а.

В трубе имеется область высокого давления и область низкого давления, разделенных мембраной. В области низкого давления расположена деформируемая пластина толщиной 1 мм и высотой $h = 40$ мм. После разрыва мембраны в трубе начинает распространяться ударная волна. В ходе проведения эксперимента получена зависимость перемещений верхней кромки пластины от времени. На рисунке 9, б представлены результаты вычислительного эксперимента

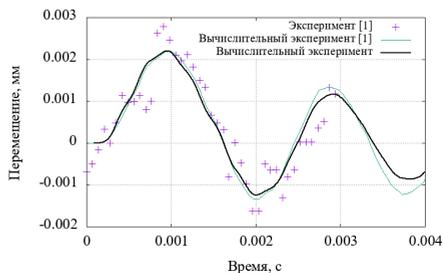
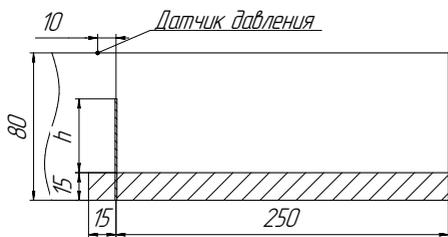


Рис. 9 — Эксперимент в ударной трубе: (а) Схема экспериментальной установки (б) график перемещений верхней кромки пластины от времени

и результаты, полученные Giordano, J. и др. Полученные результаты показали корректное определение деформации конструкции под воздействием потока газа.

На рисунке 10, а представлена траектория движения точки на оси вращения вала в течение 50 мс, что соответствует 5 оборотам ротора, при начальном давлении 14 МПа, при котором наблюдаются резонансные колебания. Векторы вдоль траектории указывают направление действия газодинамической силы, а изменение ее цвета указывает на момент времени в соответствии с цветовой шкалой.

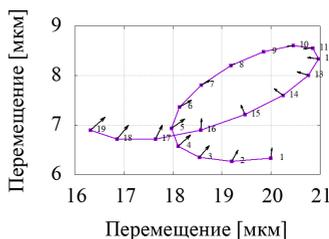
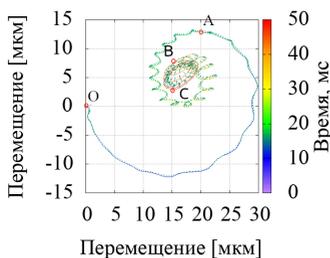


Рис. 10 — Траектория движения точки на оси вращения вала на резонансном режиме: (а) на интервале от 0 до 50 мс (б) петлеобразный участок траектории на интервале от 37,3 до 39,1 мс

В целом механизм сводится к взаимовлиянию деформируемого вала и подвижного газодинамического клина, возникающего в зазоре ЛУ. Газодинамический клин воздействует на вал, отклоняя и приподнимая его, а вал в свою очередь воздействует на клин, формируя и перемещая его в зазоре.

В заключении даны рекомендации по исключению возникновения аэроупругих колебаний.

На этапе проектирования необходимо вывести «резонансное» давление, на котором возникает повышенный уровень вибраций, за пределы рабочих давлений. Увеличение «резонансного» давления достигается:

1. Уменьшением ширины лабиринтного уплотнения. Проведенные расчеты показали линейную зависимость между шириной уплотнения и «резонансным» давлением: уменьшение ширины уплотнения в 2 раза увеличивает «резонансное» давление в два раза;
2. Уменьшением диаметра лабиринтного уплотнения. Уменьшение диаметра уплотнения на 20% увеличивает «резонансное» давление на 20%;
3. Увеличением жесткости вала (уменьшением его длины и увеличением его диаметра).

В заключении в краткой форме излагаются итоги выполненного диссертационного исследования. Основные научные и практические результаты работы заключаются в следующем:

1. Разработана модель ротора в связанной постановке, позволяющая исследовать колебания ротора с учетом газодинамических процессов в уплотнениях. Определены парциальные частоты ротора и газодинамического зазора и частоты системы в связанной постановке.
2. Выполненные расчеты в связанной постановке показали качественное и количественное влияние газодинамического зазора на колебания ротора. Возникающее при вращении ротора распределение давления газа в зазоре смещает точку, вблизи которой происходят колебания, от равновесного положения ротора.
3. В связанной постановке проведен анализ влияния геометрических, массовых, физико-механических, кинематических и газодинамических параметров на движение ротора.
4. Обнаружено давление, при котором наблюдаются максимальные значения амплитуд колебаний перемещений ротора и давления газа в зазоре уплотнения. Это «резонансное» давление может не совпадать с рабочим. Для выбранной модели ротора и уплотнения величина «резонансного» давления, при которой возникли расходящиеся колебания, составила 14 МПа.
5. Разработаны практические рекомендации для этапа проектирования по снижению вибраций. Снижение вибраций достигается исключением «резонансного» давления из рабочего диапазона давлений.
6. Полученные зависимости показали, что «резонансное» давление смещается при изменении жесткости вала, ширины, диаметра и зазора уплотнения. При варьировании других параметров «резонансное» давление оставалось постоянным, но при этом изменялась амплитуда колебаний ротора.
7. Методика численного моделирования колебаний ротора с учетом газодинамических процессов в уплотнениях подтверждена сравнением с

аналитическими решениями, вычислительными и физическими экспериментами других авторов.

8. Описан механизм колебаний ротора с учетом действия газодинамической нагрузки уплотнения. Для этого одновременно рассмотрены процесс деформирования ротора и изменения давления в газодинамическом зазоре. В результате было показано, что на режиме, при котором наблюдаются расходящиеся колебания, происходит синхронизация действия газодинамической силы и движения ротора. При таком движении угол между равнодействующей газодинамической силой и вектором скорости центра тяжести сечения ротора изменяется в диапазоне 75-95 град. При $\phi < 90^\circ$ происходит усиление колебательного процесса, а при $\phi > 90^\circ$ — демпфирование.

Публикации автора по теме диссертации

В изданиях, входящих в международную базу цитирования Scopus

1. Applying Parallel Calculations to Model the Centrifugal Compressor Stage of a Gas Transmittal Unit in 2FSI Statement [Текст] / I. E. Cherepanov [и др.] // International Conference on Parallel Computational Technologies. — 2020. — С. 321–335.
2. *Cherepanov, I. E.* Numerical investigation of rotor-dynamic system on taking into account gas in labyrinth seals clearances [Текст] / I. E. Cherepanov, V. Y. Modorskii, A. V. Babushkina // Journal of Physics: Conference Series. T. 2308. — IOP Publishing. 2022. — С. 012012.
3. *Черепанов, И. Е.* Влияние геометрических, кинематических, газодинамических параметров на динамическое состояние ротора с учетом газодинамического потока в зазорах лабиринтных уплотнений [Текст] / И. Е. Черепанов, В. Я. Модорский, А. В. Бабушкина // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Механика. — 2022. — № 4. — С. 13–31.
4. *Cherepanov, I. E.* Influence of Methane-Hydrogen Mixture Characteristics on Compressor Vibrations [Текст] / I. E. Cherepanov, V. Y. Modorskii // Fluid Dynamics & Materials Processing. — 2024. — Т. 20, № 5. — С. 1031–1043. — URL: <http://www.techscience.com/fdmp/v20n5/57023>.
5. Численное моделирование процессов взаимовлияния волны возмущения в водороде и перегородки в модельном канале [Текст] / И. Е. Черепанов [и др.] // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Механика. — 2023. — № 6. — С. 68–77.

В сборниках трудов конференций

6. Моделирование колебательных 2FSI-процессов в канале переменного сечения лабиринтного уплотнения центробежного компрессора [Текст] / И. Е. Черепанов [и др.] // Математическое моделирование в естественных науках. — 2019.
7. *Черепанов, И. Е.* Численное моделирование аэроупругих колебательных процессов в компрессоре газоперекачивающих агрегатов [Текст] / И. Е. Черепанов, В. Я. Модорский // Аэрокосмическая техника, высокие технологии и инновации — 2022. — 2022.

В прочих изданиях

8. Численное моделирование ступени центробежного компрессора газоперекачивающего агрегата в 2FSI-постановке [Текст] / И. Е. Черепанов [и др.] // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокосмическая техника. — 2019. — № 56. — С. 83–91.
9. *Черепанов, И. Е.* Влияние газа в зазорах лабиринтных уплотнений на динамическое состояние ротора [Текст] / И. Е. Черепанов, В. Я. Модорский, А. В. Бабушкина // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокосмическая техника. — 2021. — № 66. — С. 106–114.
10. *Черепанов, И. Е.* Разработка математической модели для исследования динамических процессов в лабиринтном уплотнении ступени центробежного компрессора [Текст] / И. Е. Черепанов, А. О. Микрюков, В. Я. Модорский // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокосмическая техника. — 2021. — № 66. — С. 115–124.

Черепанов Иван Евгеньевич

Математическое моделирование взаимовлияния деформируемого ротора и
газодинамического кольцевого зазора

Автореф. дис. на соискание ученой степени канд. тех. наук

Подписано в печать XX.XX.2024. Заказ № _____

Формат 60×90/16. Усл. печ. л. 1. Тираж 100 экз.

Типография _____

