

На правах рукописи



**ШАТОХИН
ВИКТОР ФЁДОРОВИЧ**

**КОЛЕБАНИЯ РОТОРОВ ТУРБОАГРЕГАТОВ С ОБКАТОМ
РОТОРОМ СТАТОРА ПРИ ЗАДЕВАНИЯХ
(МЕТОДЫ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ И
ПРОГРАММНЫЕ СРЕДСТВА)**

Специальность 05.04.12 - " Турбомашины и комбинированные турбоустановки "

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т
диссертации на соискание учёной степени
доктора технических наук

Калуга - 2014 г.

Работа выполнена в Открытом Акционерном Обществе «Калужский турбинный завод».
(ОАО "КТЗ", г. Калуга)

Научный консультант:

Костюк Аскольд Глебович - Заслуженный деятель науки и техники, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Паровых и газовых турбин» Института энергомашиностроения и механики ФГБОУ ВПО НИУ «МЭИ»

Официальные оппоненты:

Банах Людмила Яковлевна – доктор технических наук, главный научный сотрудник Института машиноведения им. ак. А.А. Благонравова РАН.

Леонтьев Михаил Константинович – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Конструкция и проектирование двигателей» Московского авиационного института МАИ (Национального исследовательского университета).

Петухов Анатолий Николаевич - доктор технических наук, профессор, профессор кафедры 211Б Московского авиационного института (Национального исследовательского университета), начальник сектора отделения «Динамика и прочность двигателей» ФГУП «Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова».

Ведущая организация:

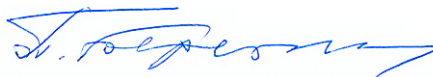
ОАО «Научно-производственное объединение по исследованию и проектированию энергетического оборудования им. И.И. Ползунова»

Защита состоится "11" декабря 2014 г. в "14.00" часов на заседании диссертационного совета Д 222.001.01 при ОАО "Всероссийский дважды ордена Трудового Красного Знамени Теплотехнический научно-исследовательский институт" (ОАО "ВТИ") по адресу: 115280, г. Москва, ул. Автозаводская, 14.

С диссертацией можно ознакомиться в научно-технической библиотеке и на сайте ОАО "Всероссийский дважды ордена Трудового Красного Знамени Теплотехнический научно-исследовательский институт" (ОАО "ВТИ") www.vti.ru.

Автореферат диссертации разослан " " 2014 г.

Учёный секретарь
диссертационного совета,
доктор технических наук



Березинец П.А.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Повышение вибрационной надёжности турбоагрегатов (ТА), способность противостоять особым динамическим воздействиям (ОДВ), связанным со специальными проектными нагрузками или нештатными воздействиями при различных условиях эксплуатации, в аварийных ситуациях относятся к важным задачам проектирования стационарных и транспортных ТА.

Воздействия на ротор или ТА в целом можно разделить на **стационарные** и **нестационарные**. **Стационарные** колебания вращающегося ротора имеют периодический характер и могут возбуждаться действием переменных сил разной природы: от неуравновешенности ротора, неточности сборки и соединения отдельных роторов в валопровод, от взаимных перемещений опор, овальности шеек роторов и т. п. Внезапная разбалансировка ротора при поломке лопатки или отрыве любого вращающегося элемента ротора, короткое замыкание, сейсмическое или импульсное (контактный или неконтактный взрыв) создают **нестационарные** воздействия. При проектировании и эксплуатации ТА необходимо определять реакцию ротора на стационарные и нестационарные воздействия. До настоящего времени при эксплуатации ТА приходится сталкиваться с повышенными вибрациями, ускоренным износом и даже повреждением их оборудования.

К числу наиболее опасных относятся нарушения соосности ротора и корпуса или тепловой небаланс, сопровождающиеся задеваниями ротором статора. Рис.1 показывает, что сила трения скольжения при задевании ротором статора не только тормозит вращение ротора, но и вызывает обратную прецессию, способствуя развитию *асинхронного обката* ротором статора. Понятие "синхронного" или "асинхронного" обката, используемое далее в тексте, предполагает совпадение или несовпадение направления прецессионного движения ротора с направлением собственного вращения ротора. Развитие относительно мало изученного явления обката при задеваниях ротором статора способно привести к серьёзным повреждениям или даже к разрушению ТА. Примеры таких разрушений ТА, приведенные в работе, показывают чрезвычайную опасность появления и взрывной характер развития асинхронного обката.

Задачей диссертации является:

- совершенствование проектирования и эксплуатации ТА путём углубленного исследования особенностей обката ротором статора, определения сил, возбуждающих асинхронный обкат;

- разработка методов математического моделирования реакции ротора ТА на *стационарные* и *нестационарные* воздействия с задеванием и без задеваний о статор и мероприятий, затрудняющих возникновение и развитие опасных колебаний.

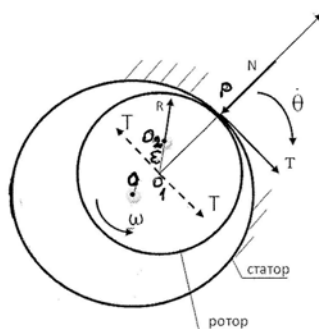


Рис. 1. Силы, действующие на ротор, при радиальном контакте ротора со статором.

Р – точка контакта ротора со статором; O – центр расточки статора; O_1 – центр сечения ротора; O_2 – положение центра масс ротора после внезапной разбалансировки; ω – угловая скорость вращения ротора; $\dot{\theta}$ – угловая скорость прецессионного движения ротора; N – реакция статора; T – сила трения скольжения; $R = M\omega^2\varepsilon$ – сила от небаланса ротора; ε – величина радиальной разбалансировки; M – масса ротора.

Для этого в диссертации:

- разработаны физические и математические модели и созданы программные средства моделирования поведения ротора ТА с задеваниями о статорные элементы, исследовано влияние параметров ротора и статора на развитие явления обката, возбуждающих сил и особенностей развития обката при контакте с *податливым* статором;
- разработаны методы и комплекс программных средств определения динамических характеристик роторов ТА при *стационарных* и *нестационарных* воздействиях: спектр частот и форм свободных колебаний, АЧХ от неуравновешенности ротора, показатели динамической устойчивости при действии неконсервативных сил масляной плёнки подшипников и аэродинамического потока, основные параметры нестационарных колебаний системы ротор-опоры ТА при импульсном кинематическом воздействии (сотрясении основания) и при внезапной разбалансировке ротора с задеванием и без задеваний о статор.

Объектом разработки и совершенствования методов моделирования колебаний роторов, исследования их основных динамических характеристик являются ТА энергетического и транспортного машиностроения, ТА специального назначения (стационарные, транспортные), насосы, компрессоры, детандеры, центрифуги и т.п. установки с вращающимися элементами, математическое моделирование динамического поведения конструкций которых определяется степенью схематизации ротора, статора и представления действующих на конструкцию сил.

Научная новизна работы заключается в том, что автором:

1. Подробно исследовано влияние на вибрацию ТА контактного взаимодействия при задеваниях роторов турбомашин о статор и показано, что наиболее опасен режим развития *асинхронного* обката, когда ось ротора прецессирует с возрастающей скоростью в сторону, обратную собственному вращению ротора.

2. Впервые разработаны:

2.1. Математическая модель, алгоритм и программные модули математического моделирования *нелинейных нестационарных колебаний* после внезапной разбалансировки симметричного ротора на анизотропных опорах при задеваниях о *податливый* статор. Динамическая характеристика податливого статора предполагается существенно нелинейной с возможностью учёта потерь энергии при деформировании статора (или перемещении статора, например, в пределах деформаций упруго-демпферных связей амортизирующего крепления статора).

2.2. Физическая и математическая модели, алгоритм и программные модули расчёта динамических характеристик нестационарных колебаний ротора *на нескольких опорах* после внезапной разбалансировки с задеванием о *податливый* статор в одном из пролётов ротора.

2.3. Представлено решение задачи нестационарных колебаний при нелинейных характеристиках опор, когда возможность контакта рассматривается не только в пролёте (между опорами), но, одновременно, в одной или нескольких опорах с потерями энергии в опорах и в статоре. Оригинальность алгоритма и результаты моделирования колебаний многоопорных роторов с задеваниями о *податливый* статор, исследования развития обката ротором статора не имеют аналогов в России и за рубежом.

2.4. Физическая модель, метод математического моделирования, алгоритм и программный модуль для определения с учётом динамических свойств статора-фундамента ТА реакции многоопорного ротора на *импульсное внешнее (кинематическое)* воздействие в виде ударной волны контактного или неконтактного взрыва, возбуждающей основание ТА (*сотрясение основания*), позволяющие оценить сохранение работоспособности конструкции ТА после импульсного возбуждения и определить «радиус безопасности» эксплуатации оборудования.

3. Рассмотрено влияние быстроедействия систем защиты ТА на погашение развивающегося обката, влияние потерь в опорах и статоре при их деформации (перемещении) на возможность стабилизации развивающегося асинхронного обката и сведения его к менее опасной установившейся форме обката с прямой прецессией ротора.

Совокупность разработанных физических моделей, методов математического моделирования колебаний роторов ТА при *стационарных* и *нестационарных*

воздействиях впервые создали для КБ заводов и эксплуатирующих организаций возможность анализа колебаний системы ротор-опоры ТА с задеванием о статор и принятия превентивных мер для предотвращения их опасного развития.

Автор защищает:

- *физические и математические модели* системы ротор-опоры агрегатов энергетического и транспортного машиностроения (турбины, насосы, компрессоры, детандеры, центрифуги и другие конструкции с вращающимися элементами) для решения задач динамики ротора при стационарных и нестационарных воздействиях;
- методы математического моделирования колебаний роторов, *алгоритмы и комплекс программных средств* определения динамических характеристик ТА на этапе проектирования, при стендовых испытаниях, в эксплуатации, **в том числе:**
 - метод, математическую модель и программный модуль для определения спектра частот и форм колебаний системы ротор-опоры ТА;
 - метод, математическую модель и программные модули исследования колебаний системы ротор-опоры с использованием *разложения движения по собственным формам колебаний* в том числе:
 - для расчёта АЧХ вынужденных колебаний от неуравновешенности ротора;
 - для анализа устойчивости движения ротора на масляной плёнке подшипников скольжения и действии рабочего потока в проточной части и уплотнениях;
 - для моделирования поведения ротора в случае детерминированного импульсного кинематического воздействия в виде параметров контактного или неконтактного взрыва, возбуждающих основание (корпус) ТА;
 - для исследования переходных колебаний ротора;
 - метод, математическую модель и программные модули для исследования движения симметричного ротора на анизотропных опорах после внезапной разбалансировки *с задеваниями и без задеваний* о статор и возможность исследования развития различных режимов обката;
 - *метод конечных элементов (МКЭ)*, в качестве основы математической модели и алгоритма программных модулей расчёта нестационарных колебаний ротора на нескольких опорах после внезапной разбалансировки и *контакте в одном из пролётов ротора*;
 - алгоритм и программный модуль исследования колебаний ротора на нескольких опорах, когда предполагается возможность *одновременного контакта в подшипниках и в пролёте ротора*, актуальный для специальных конструкций роторов на подшипниках с парой

скольжения из тугоплавких материалов и смазкой водой; метод имеет общий характер и распространяется на конструкции с любыми типами подшипников;

- *комплекс программных средств и результаты* расчётов колебаний систем ротор-опоры разных конструкций ТА при стационарных и нестационарных воздействиях.

Достоверность и обоснованность разработанных методов, математических моделей, программных средств, основных положений, выводов диссертации определяется:

- использованием фундаментальных математических и физических моделей для решения поставленных задач динамики ротора;
- выбором при разработке алгоритмов и комплекса программных средств стандартных алгоритмических языков программирования, библиотек стандартных прикладных программ для решения задач линейной алгебры, методов интегрирования систем дифференциальных уравнений высоких порядков, использованием функций удвоенной точности счёта при выполнении операций на ПК;
- верификацией алгоритмов с помощью системы тестов;
- сравнением результатов математического моделирования колебаний с экспериментальными результатами и результатами отечественных и зарубежных авторов;
- логической непротиворечивостью результатов реально наблюдавшимся процессам развития аварийных ситуаций и описаниям экспертами конечных последствий аварий.

Достоверность полученных результатов математического моделирования колебаний роторов при различных воздействиях обоснована также применением разработанных методов и программных средств в практике проектирования стационарных и транспортных турбоагрегатов предприятия ОАО «КТЗ», надёжной и длительной промышленной эксплуатацией изготовленных предприятием ТА в различных отраслях экономики России и других стран.

Практическая значимость работы заключается в том, что разработанные математические модели, методы математического моделирования колебаний, модули комплекса программных средств доведены до их практического использования в проектировании ТА энергетического и транспортного машиностроения, что позволяет системно решать задачи определения динамических характеристик роторов ТА при стационарных и нестационарных воздействиях, прогнозировать реакцию ТА на различные воздействия. Математические модели и комплекс программных средств моделирования нелинейных колебаний ротора при различных сценариях рабочего состояния ТА с возможностью анализа развития разных режимов обката в условиях задеваний ротором статора не имеет аналогов в настоящее время.

Реализация результатов работы заключается в том, что разработанный комплекс программных средств по исследованию колебаний роторных систем широко используется на ОАО «Калужский турбинный завод».

Апробация работы. Диссертационная работа обобщает исследования автора за период с 1971 по 2014 г.г. Результаты проведенных исследований, изложенные в диссертации, представлены в материалах международного научно-технического симпозиума (г. Москва-Звенигород (2003 г.)), материалах международных научно-технических конференций (г. Москва (1977 г., 1978 г., 1981 г., 2011 г., 2013 г.), Москва-Ярополец (2004 г.), г. Санкт-Петербург (Ленинград) (1979 г.), г. Киев (1978 г.), г. Волгоград (1979 г.), г. Харьков, г. Кутаиси (1981 г.)), в материалах международных конгрессов двигателестроителей (Украина, 2001-2013 г.г.), и опубликованы в ведущих научно-технических журналах.

Публикации. По теме диссертации опубликованы 41 печатные работы в том числе в рецензируемых научных журналах России, сборниках международных конгрессов и конференций – 32 работы. Программный комплекс исследования свободных, вынужденных колебаний и устойчивости многоопорных валопроводов мощных турбоагрегатов передан в Госфонд алгоритмов и программ и опубликован в сборнике Госфонда.

Личный вклад автора заключается: в формировании общей идеи и цели работы; в разработке физических и математических моделей процессов колебаний роторов ТА при различных воздействиях; в разработке алгоритмов и программных модулей комплекса программных средств по определению реакции системы ротор-опоры на различные воздействия; в выполнении исследований, на основе математического моделирования, колебаний роторов ТА различного назначения с задеванием и без задеваний о статор; в разработке методик расчёта, анализе и обобщении всех полученных результатов исследований.

Структура работы. Диссертация состоит из введения, семи глав, заключения, двух приложений и списка литературных источников, насчитывающего 188 наименований. Весь материал изложен на 283 страницах текста Word с размером шрифта 14, содержит 95 рисунков, 8 таблиц, два приложения (к главам 3, (5, 6)).

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении приводится обоснование актуальности выбранной темы исследований, формулируются цель, задачи, основные направления исследований. Отмечены причины,

нарушающие нормальную работу ТА, способствующие колебаниям ротора с задеваниями о статор и развитию явления обката, опасного для прочности ротора и статора.

В первой главе представлен обзор работ, посвящённых рассматриваемым в диссертации вопросам стационарной и нестационарной динамики роторных систем. Значимые, на уровне используемых в проектных работах, программные комплексы динамики роторов, разработанные в МЭИ (А.Г. Костюк, А.И.Куменко), во ВНИИЭМ (Э.Л.Позняк, А.Л.Цирлин, А.И.Горшков), в МАИ (М.К.Леонтьев), в КАГТУ (КАИ) им. А.Н.Туполева (С.С.Евгеньев), в ЦКТИ им. И.И. Ползунова (В.И. Олимпиев и др.) охватывают в основном задачи стационарных колебаний и динамической устойчивости роторных систем. В некоторых из них (МЭИ, МАИ) представлено исследование переходных колебаний после внезапной разбалансировки без контакта со статором, а в программном комплексе МАИ – колебания с задеваниями о статор. Примеры последствий аварий с катастрофическими последствиями (рис. 2-4), показывают необходимость глубокого изучения процесса развития обката во времени для поиска возможных способов его погашения и уменьшения сил, возбуждающих обкат.

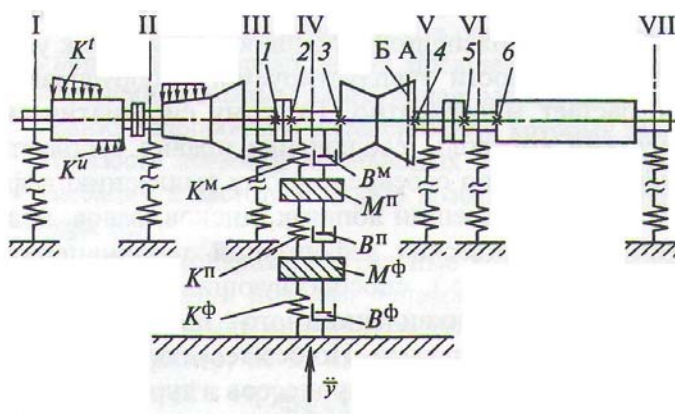


Рис. 2. Схема разрушения ТА мощностью 300 МВт.

1-6 – места разрушений, I-VII – опоры; А – плоскость внезапной разбалансировки (отрыва четырех лопаток РНД); Б - поверхность интенсивного задевания ротора о статор (обката); К- жесткость; В- демпфирование; М- масса. Индексы: м - масляный слой; п- подшипник; ф- фундамент; т, у – аэродинамические силы.

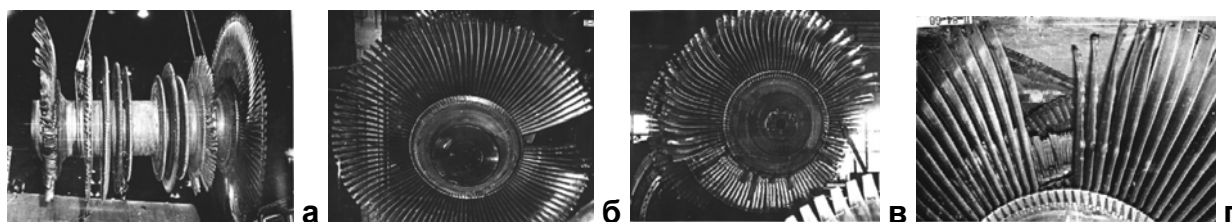


Рис. 3. Разрушения валопровода ТА 300 МВт (1968 г.) в районе ротора низкого давления.



Рис. 4. Общий вид ТА 300 МВт после аварии (2002 г.).

Динамические процессы при контактном взаимодействии ротора со статором интересуют исследователей со времени первого описания этой проблемы Ньюкирком (1926 г.). Сложность проблемы контактного взаимодействия ротора со статором (трение, удары, изменение жёсткости системы ротор-опоры, развитие различных режимов взаимодействия ротора со статором и т. п.) ограничивали возможности исследователей. Работы Э.Л. Позняка, В.И. Олимпиева, Ю.И. Неймарка, Л.Я. Банах, А.Г. Костюка, А.Н. Никифорова по исследованию движения ротора с задеваниями показали опасность контактного взаимодействия ротора с абсолютно *жёстким* статором.

В зарубежных публикациях (Smalley, Choi Y.S., Muszynska A., Lingener A. и др.) авторы с разных позиций показывают сложность процессов контакта ротора со статором и оставляют много неясных вопросов по развитию обката во времени и возбуждающим его силам. Именно сложностью процессов объясняются многочисленные определения режимов движения при задеваниях о статор, принятые в зарубежных публикациях. "Прямое" или "обратное" движение ротора с проскальзыванием сопровождается сильным истиранием контактирующих поверхностей ротора и статора, громким звуком. В реальных условиях статор не является абсолютно жёстким. Ehrich F.F. обращает внимание, что «в реальных машинах с упругим статором имеются свои особенности».

На основании изложенного формулируются цели и основные задачи диссертации.

Большая часть материала этой главы опубликована в работах [8,18,20,27].

Во второй главе приведена физическая и математическая модель переходных колебаний симметричного ротора на двух анизотропных опорах после внезапной разбалансировки *без задеваний* о статор. Математическая модель известна по публикациям [Диментберг Ф.М., Костюк А.Г. и др.] и является частным случаем математической модели колебаний с задеваниями о статор (глава 3). Описание переходных колебаний без контакта со статором приведено в диссертации как основа программного модуля, моделирующего движение ротора *в зазоре* в общей задаче нелинейных колебаний с периодическим контактом со статором. Модуль применён к

исследованию влияния демпфирования и типа ротора (жёсткий или гибкий) на характер траекторий движения ротора, в частности на факт появления обратной прецессии при колебаниях без задеваний о статор, факт разрушения симметрии прецессии при увеличении демпфирования в системе ротор-опоры. Основные результаты этой главы опубликованы в работах [10,22,24,25].

В третьей главе переходные колебания после внезапной разбалансировки исследованы на модели симметричного ротора на двух опорах и задеваниях о жёсткий и податливый статор. Взаимодействие ротора с жёстким статором определено рис.5 и зависимостями:

$$T = \chi N, \quad \chi = \chi_0 \cdot \text{sign } v_{\text{от}}, \quad v_{\text{от}} = \dot{\theta} \delta + \dot{\psi} r_E. \quad (1)$$

χ_0 – коэффициент трения скольжения; $v_{\text{от}}$ – относительная скорость ротора в окружном направлении в точке касания со статором; $\dot{\theta}$ – угловая скорость прецессии, $\dot{\psi} = \omega$ – текущая угловая скорость ротора; r_E – радиус ротора в месте задевания; δ – равномерный зазор по окружности между ротором и статором при отсутствии колебаний, когда центр O_1 совпадает с центром O ; ε – неуравновешенность ротора после внезапной разбалансировки; N – сила нормального давления на статор.

Угловая скорость прецессии достигает предельного значения:

$$\dot{\theta}_{\text{пр}} = -\dot{\psi} \frac{r_E}{\delta}, \quad (2)$$

в момент обращения в нуль относительной скорости ($v_{\text{от}} = 0$) в месте контакта.

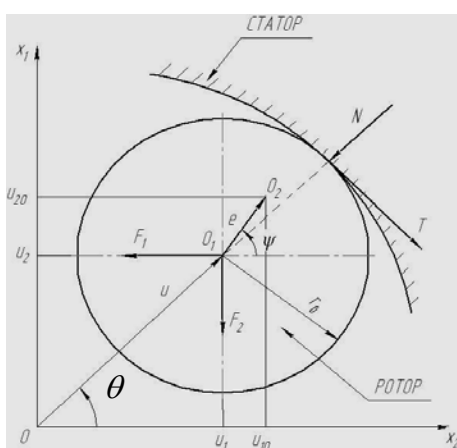


Рис. 5. Схематическая модель контакта ротора со статором

Полученная математическая модель применена к анализу одного из эпизодов в цепи событий при аварии турбоагрегата 300 МВт на Каширской ГРЭС 2002 года, когда вследствие воздействия отделившегося вращающегося фрагмента ротора на статор были

разрушены все болты фланцевого соединения ЦСД, и верхняя часть корпуса была заброшена на 14-ти метровую отметку. Результаты расчёта по разработанному алгоритму: предельная сила нормального давления, действующая на статор $N_{\text{нп}} = 34000 \text{ G}$ в 42,5 раза больше, чем усилие, необходимое для разрушения всех шпилек передней части ЦСД $P_E = 800 \text{ G}$, где G – вес ротора. Это подтверждает гигантские силы взаимодействия ротора со статором в процессе развития обката.

Пример переходного процесса с задеваниями о статор и развитием асинхронного обката показан на рис.6, где изображена траектория движения центра сечения S (точки O_1) второго пролёта ротора на трёх опорах после внезапной разбалансировки и контакте с относительно жёстким ($k=3.62 \cdot 10^8 \text{ кН/м}$) статором (математическая модель приведена в главе 4). Смещения u_1, u_2 по осям x_1, x_2 даны в относительных величинах – по отношению к номинальному зазору δ . Штриховой линией показана окружность единичного радиуса, внутри которой находится центр ротора при свободном его движении в пределах зазора между ротором и статором. Дальнейшее движение (рис.6в, $t > 0.06 \text{ с}$) является асинхронным обкатом.

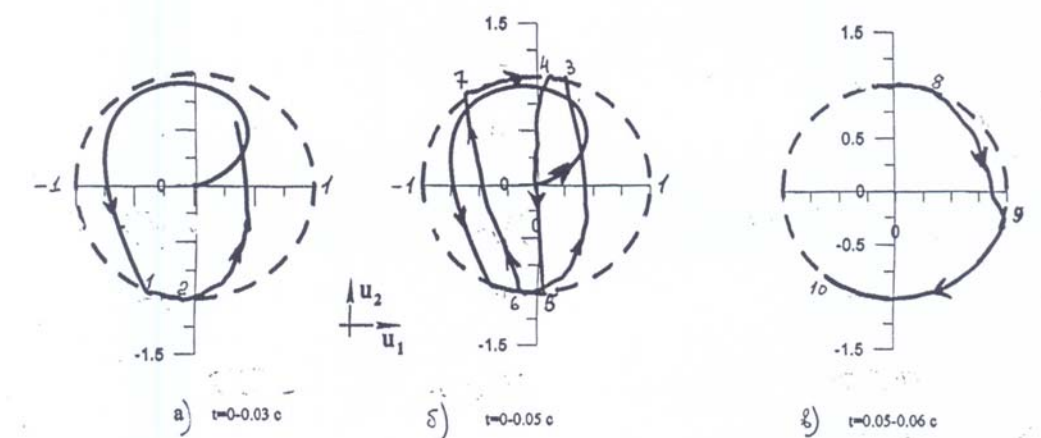


Рис. 6. Траектория движения центра ротора после внезапной разбалансировки

В случае контакта с *податливым* статором принята следующая модель взаимодействия ротора и статора при задеваниях:

$$N = k(u - \delta) \quad (3)$$

где: k – жесткость статора; $u = (u_1 + u_2)^{1/2}$; выражения $T, \chi, v_{\text{от}}$ – определены уравнениями

(1). Статор представлен в виде безинерционного жёсткого кольца, упругие связи которого в общем случае имеют нелинейную жёсткость и потери энергии при деформациях связей. Жёсткостная характеристика в координатах «сила-деформация» (рис.7) используется во всех задачах колебаний ротора с задеваниями о статор.

Характеристика рис. 7, **а** носит общий характер. Стрелками по контуру указано направление скорости.

Уравнения движения ротора при задевании статора для *общего случая* ($\dot{\psi} = \omega \neq const$) имеют вид (4). Этот случай соответствует *сценарию 1* развития переходных колебаний, когда момент на валу турбины отсутствует (стопорные клапана закрыты):

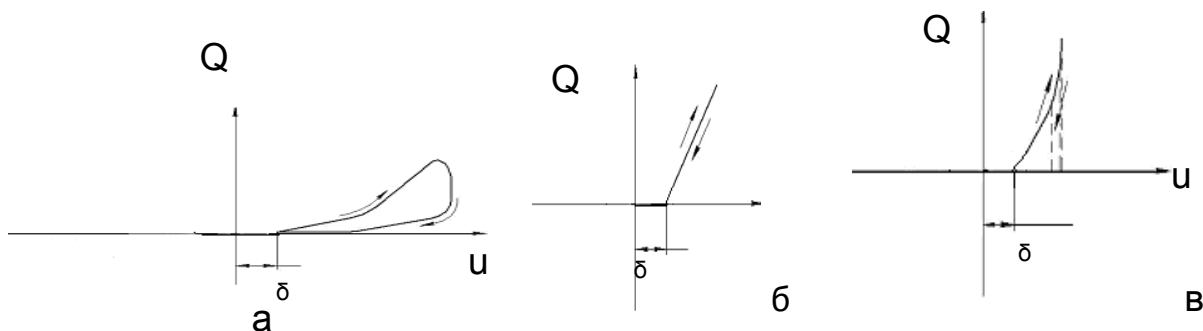


Рис. 7. Характеристика жёсткости статора.

а – реакция связи с потерями энергии; **б** – реакция связи типа ограничитель; **в** – реакция связи типа ограничитель с нелинейной жёсткостью.

$$\begin{aligned} m\ddot{u}_{10} + c_1\dot{u}_1 + k_1u_1 + N\cos\theta - T\sin\theta &= 0 \\ m\ddot{u}_{20} + c_2\dot{u}_2 + k_2u_2 + N\sin\theta + T\cos\theta &= 0 \end{aligned} \quad (4)$$

$$\ddot{\psi} = F(u_1, u_2, \dot{u}_1, \dot{u}_2, \psi)$$

После преобразований и представления в матричном виде уравнения (4) имеют вид:

$$\dot{\bar{y}} = D_3 \cdot \bar{y} + \bar{Q}_3, \quad (5)$$

$$D_3 = \begin{bmatrix} 0 & E \\ A_3 & H_3 \end{bmatrix}; \quad A_3 = \begin{bmatrix} a_1 & b & 0 \\ b & a_2 & 0 \\ c_3 & d_3 & 0 \end{bmatrix}; \quad H_3 = \begin{bmatrix} -2h_1 & 0 & 0 \\ 0 & -2h_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}.$$

В матрицу D_3 входят нулевая (0) и единичная (E) матрицы третьего порядка. Черта сверху обозначает вектор.

$$A = \frac{k}{m} \left(1 - \frac{1}{u} \right); \quad a_1 = -(p_1^2 + A); \quad a_2 = -(p_2^2 + A); \quad b = A \cdot \chi; \quad c_3 = \frac{e \cdot \delta}{\Theta} (a_1 \cdot \sin \psi + b \cdot \cos \psi);$$

$$d_3 = \frac{e \cdot \delta}{\Theta} (b \cdot \sin \psi + a_2 \cdot \cos \psi); \quad \bar{y}^T = [y_1 y_2 y_3 y_4 y_5 y_6].$$

$$\bar{Q}_3^T = [q_{31} q_{32} q_{33} q_{34} q_{35} q_{36}] - \text{вектор (транспонированный) свободных членов};$$

$$q_{31} = 0; q_{32} = 0; q_{33} = \dot{\psi} \cdot (t - t_1); q_{34} = \frac{e}{\delta} \left[F(u_1, u_2, \dot{u}_1, \dot{u}_2, \psi) \cdot \sin \psi + \psi^2 \cdot \cos \psi \right];$$

$$q_{35} = \frac{e}{\delta} \left[F(u_1, u_2, \dot{u}_1, \dot{u}_2, \psi) \cdot \cos \psi + \dot{\psi}^2 \cdot \sin \psi \right]; \quad q_{36} = \frac{\delta}{\Theta} \cdot \frac{k}{m} \cdot \chi \cdot (u-1).$$

Здесь: $p_1^2 = k_1/m; p_2^2 = k_2/m; 2h_1 = c_1/m; 2h_2 = c_2/m; \alpha_1 = \omega/p_1; \alpha_2 = \omega/p_2; e = \varepsilon/m.$

Начальные условия для решения системы уравнений (5):

$$t=0; y_1=0; y_2=0; y_3=\psi_0; y_4=0; y_5=0; y_6=\dot{\psi}; \quad (6)$$

Попеременное формирование начальных условий в моменты входа и выхода из контакта и интегрирование уравнений (5) и уравнений движения ротора в зазоре позволяет исследовать переходные колебания ротора с задеваниями о статор. В *сценарии 2* ($\dot{\psi} = \omega = const$) развития переходных колебаний, когда стопорные клапаны открыты, в системе уравнений (4) моделирования колебаний ротора с задеваниями о статор исключается третье уравнение.

В процессе контакта ротора со статором возникают *позиционные неконсервативные силы контактного взаимодействия*, способствующие возбуждению обратной прецессии ротора. Из основных уравнений (4) общей математической модели переходных колебаний можно получить выражения для позиционных сил контактного взаимодействия в виде:

$$-\bar{q}^{(k)} = A^{(k)} \bar{u}, \quad (7)$$

где: $A^{(k)} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix}^{(k)}$ - матрица коэффициентов контактной жёсткости;

$$a_{11} = a_{22} = k \cdot \left(1 - \frac{\delta}{u}\right); \quad a_{12} = -k \cdot \chi \left(1 - \frac{\delta}{u}\right); \quad a_{21} = k \cdot \chi \left(1 - \frac{\delta}{u}\right), \quad (8)$$

a_{11}, a_{22} - главные коэффициенты контактной жёсткости. Они обуславливают появление сил, препятствующих смещениям ротора, соответственно, в горизонтальном и вертикальном направлении во время контактов; a_{12}, a_{21} - побочные коэффициенты контактной жёсткости, характеризующие силы, действие которых проявляется именно в возбуждении асинхронного обката.

Неконсервативная составляющая $q_n = 0.5(a_{12} - a_{21})u$ позиционной силы контактного взаимодействия формально аналогична силе, действующей на ротор со стороны масляной плёнки подшипников скольжения, или силе аэродинамического потока в проточной части и уплотнениях турбины. Природа её – в появлении трения скольжения в процессе контакта ротора со статором. Знаки побочных коэффициентов жёсткости a_{12} и a_{21} определяют направление действия на ротор неконсервативной составляющей сил

контактного взаимодействия, обратное (возбуждение обратной прецессии ротора) по сравнению с действием на ротор сил в масляной плёнке подшипников скольжения или сил в уплотнениях. Исследование сил, возбуждающих обкат ротором статора, и их изменения в процессе развития обката выполнено в этой работе впервые.

К основным параметрам переходных колебаний ротора после внезапной разбалансировки, характеризующим разные режимы обката ротором статора, относятся:

- траектория нестационарных колебаний ротора;
- скорость $\dot{\theta}$ прецессионного движения ротора и скорость ω собственного вращения ротора в рад/с;
- относительная сила N давления ротора на статор (по отношению к весу пролёта ротора);
- относительное (по отношению к зазору δ) радиальное перемещение u ротора;
- скорость $v_{от}$ в м/сек ротора относительно статора в точке контакта;
- коэффициенты контактной жёсткости a_{ij} ($i \neq j$), характеризующие возбуждающие асинхронный обкат силы.

Результаты исследований.

Данные по системе ротор-опоры: $M = 10$ т- масса ротора; $g=9.81$ м/с²; $\omega=314$ рад/с (3000 об/мин); $r = 0.22$ м - радиус вала в месте контакта; $\delta = 2.5$ мм; $\alpha_1 = \alpha_2 = \omega/p=0.95$ (приведены результаты и для $\alpha_1 \neq \alpha_2$); $\epsilon = 0.15 \cdot 10^{-2}$ м – эксцентриситет (соответствует потере

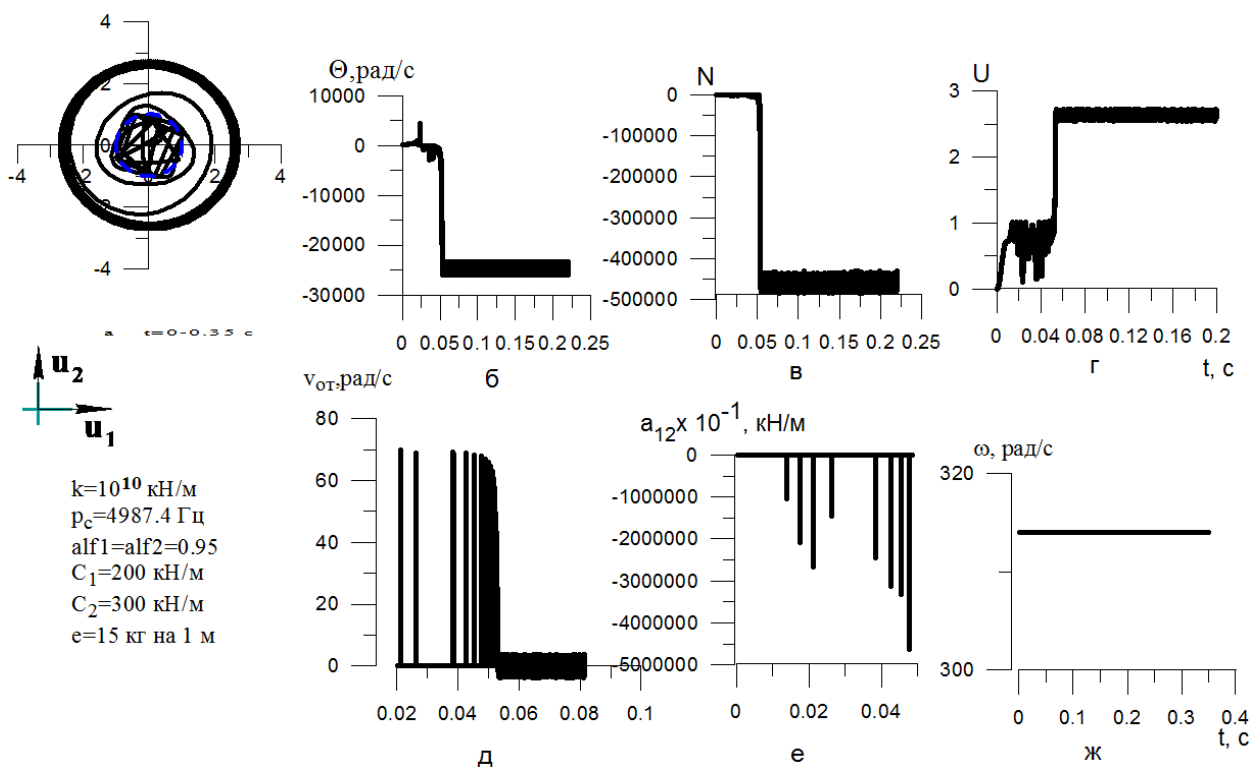


Рис. 8. Изменение во времени основных характеристик движения после внезапной разбалансировки с задеванием ротора о статор ($\omega=\text{const}$).

а - траектория движения ротора в течение времени $t = 0-0.35$ с; б - угловая скорость прецессионного движения ротора; в - относительная сила нормального давления на статор; г - относительное перемещение ротора с учётом деформации статора; д - скорость движения ротора относительно статора в месте контакта; е - побочный коэффициент контактной жёсткости; ж - угловая скорость вращения ротора.

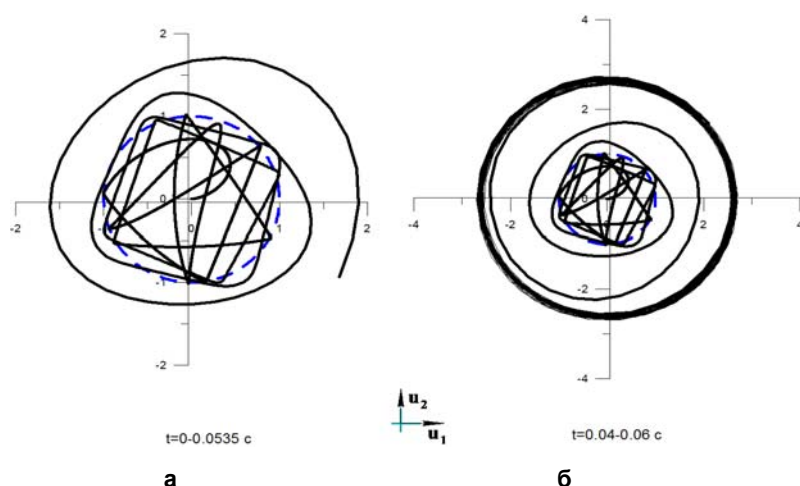


Рис. 9. Траектории движения центра ротора в промежутках времени t

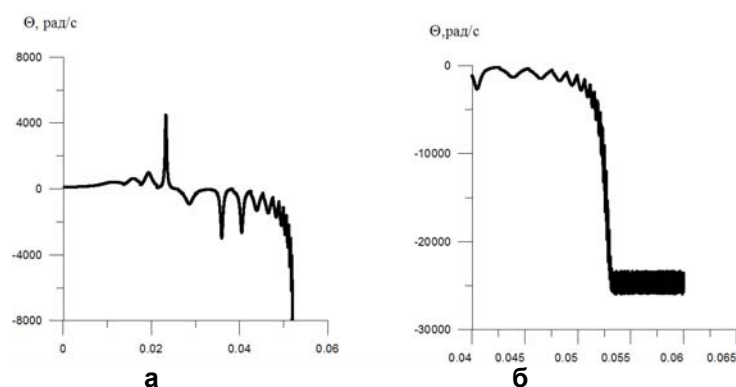


Рис. 10. Изменение во времени скорости прецессии $\dot{\theta}$ (а, б) с переходом (а) от прямой (знак +) к обратной (знак -) прецессии. массы 15 кг на 1 м или 0.15% от массы ротора на 1 м); $\chi=0.2$; $\psi_0=0$; c_1, c_2 - сопротивление колебаниям. На рис. 8-10 параметры асинхронного обката показаны на примере контакта со статором большой жёсткости ($k=10^{10}$ кН/м). Моделирование процесса переходных колебаний выполнено вплоть до предельного цикла (рис. 9, б). Среднее значение угловой скорости прецессии $\dot{\theta}_{пр\delta}$ при установившемся асинхронном обкате приближается к значению $\dot{\theta}_{пр}$, определяемому формулой (2), и равно собственной частоте $p_c = 4987.4$ Гц

Таблица 1. Зависимость частоты прецессии $\dot{\theta}_{пр\delta}$ и частоты собственных колебаний p_c системы ротор-опоры-статор от жесткости k статора при установившемся обкате

k , кН/м	10^6	10^7	10^8	10^9	10^6*	10^6**
$\dot{\theta}_{пр\delta}$, Гц	72.59	-166.3	-503.9	-1578	-72.59	-50.1
p_c , Гц	72.5	166.3	501.5	1585	72.5	49.9

* $C_1 = C_2 = 0$; ** $C_1 = C_2 = 0$; $p=0.5$ Гц – «свободный» ротор; p_c – собственная частота колебаний системы ротор-опоры-статор; Знак «-» указывает на обратную прецессию (асинхронный обкат).

системы ротор-опоры-статор. В таблице 1 и на рис. 11, а сопоставлены значения $\dot{\theta}_{\text{пр}\delta}$ и p_c в зависимости от жёсткости статора. Таким образом, развитие обката при контакте с податливым статором сопровождается увеличением угловой скорости прецессии $\dot{\theta}$ до предельного значения $\dot{\theta}_{\text{пр}\delta}$, совпадающего с ближайшей собственной частотой системы.

Разработанная математическая модель позволяет моделировать аварию на **Каширской ГРЭС 2002 года** в предположении контакта ротора, свободного от опор, с *податливым* статором (рис.12). Асинхронный обкат податливого статора с силами N давления на

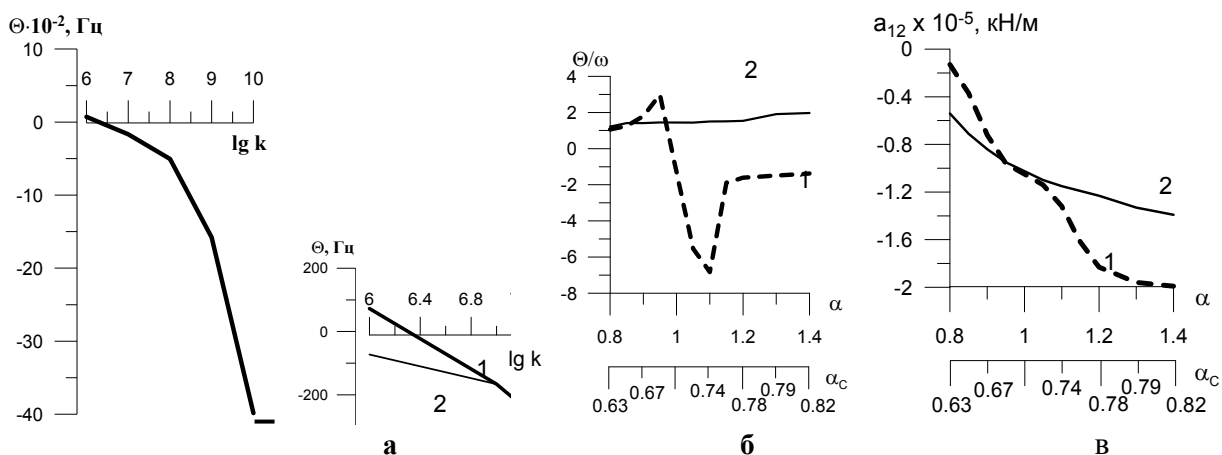


Рис. 11. Зависимость предельной скорости $\dot{\theta}_{\text{пр}\delta}$ прецессии от жёсткости k статора и отношения $\alpha = \omega/p$.

а - зависимость частоты прецессии $\dot{\Theta} = \dot{\theta}_{\text{пр}\delta}$ от жесткости k статора при установившемся обкате ротором статора (1 – при наличии сил сопротивления C_1, C_2 ; 2 – в случае $C_1 = C_2 = 0$); **б, в** - зависимость $\dot{\Theta}/\omega$ и коэффициента контактной жёсткости a_{12} от $\alpha = \omega/p$ и $\alpha_c = \omega/p_c$ (1 – при установившемся обкате; 2 – при динамическом забросе амплитуд колебаний на начальном этапе развития процесса нестационарных колебаний); жёсткость статора $k = 10^6$ кН/м; $\omega = 314$ рад/с.

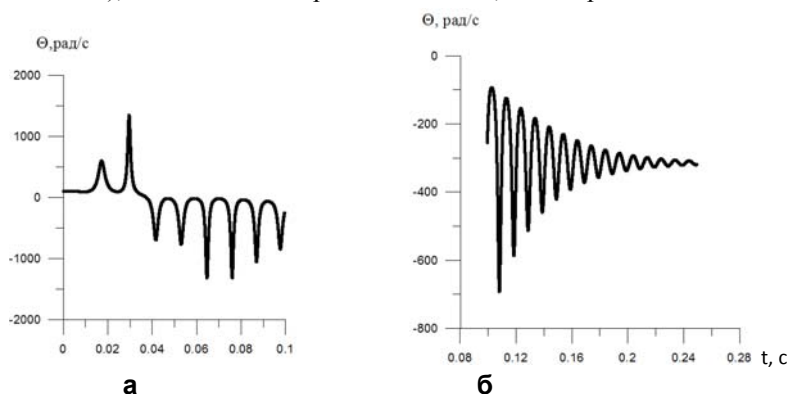


Рис. 12. Изменение во времени скорости прецессии $\dot{\theta}$ (**а, б**) при моделировании аварии на **Каширской ГРЭС** (статор податливый $k = 10^6$ кН/м; $C_1 = C_2 = 0$; $\alpha_1 = \alpha_2 = 100$ – «свободный» ротор)

статор, превышающими вес ротора в 10^5 раз, объясняется автоколебаниями с частотой, равной собственной частоте системы ротор-опоры-статор. И только увеличение демпфирования в статоре сводит процесс переходных колебаний к менее опасным колебаниям с прямой прецессией.

Исследования зависимости параметров обката от величины внезапной разбалансировки (рис.13) показывает, что допустимый уровень внезапной разбалансировки составляет $\varepsilon_d = 0.02-0.12\%$ от массы ротора на радиусе 1 м, в зависимости от отстройки ротора от резонанса. Разбалансировка, превышающая допустимый уровень ε_d , приводит к развитию переходных колебаний ротора с обратной (асинхронный обкат) прецессией с постоянным контактом со статором и быстропротекающим процессом нарастания основных параметров обката.

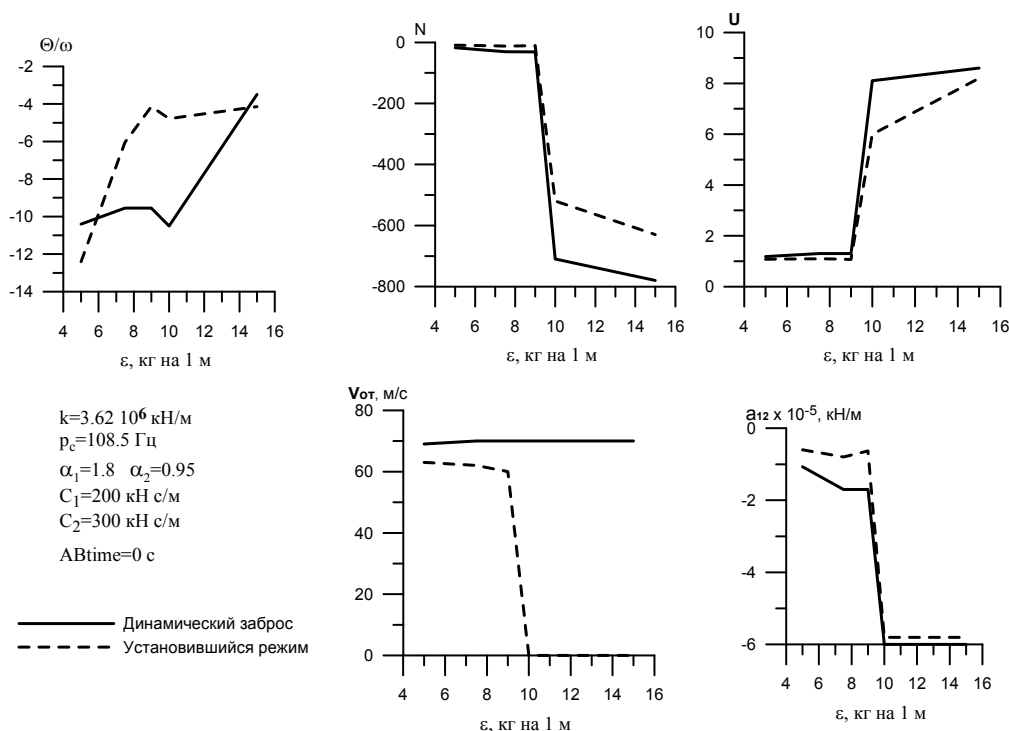


Рис. 13. Зависимость основных характеристик обката от величины разбалансировки ε ротора ($\omega \neq \text{const}$)

Быстродействие электрических систем защиты ТА $ABtime \approx 0.4-0.45$ сек; для электрогидравлических систем защиты это время необходимо удвоить. На рис. 14 показано изменение основных параметров, характеризующих обкат ротором статора, в случае использования системы защиты с быстродействием $ABtime=0.5$ сек, т.е. стопорные клапаны закрываются через 0.5 сек после подачи сигнала о превышении уровня вибрации и подача пара в турбину прекращается. Сила нормального давления на статор достигает опасных значений $N=1000 \cdot G$.

На рис. 15 показано, что возможность погашения развивающегося обката средствами защиты ТА (исключением момента на валу турбины) зависит от быстродействия средств защиты. Демпфирование в статоре (рис.16, г, е) стабилизирует развивающийся обкат и сводит асинхронный обкат к колебаниям с прямой прецессией.

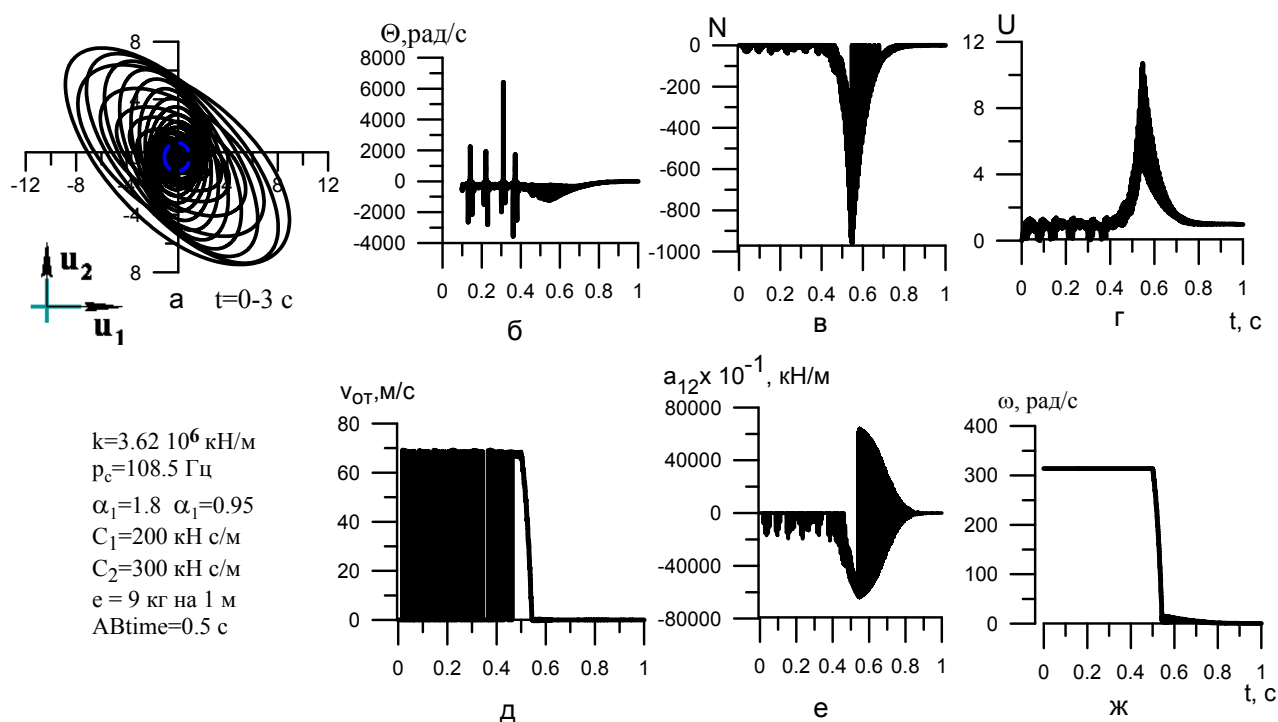


Рис. 14. Изменение во времени основных характеристик движения ротора на анизотропных ($\alpha_1 \neq \alpha_2$) опорах после внезапной разбалансировки с задеванием ротора о статор ($\omega = \text{const}$ при $t \leq 0.5$ с; $\omega \neq \text{const}$ при $t > 0.5$ с). $k=3.68 \cdot 10^6$ кН/м; $\omega=314$ рад/с.

а – траектория движения ротора; **б** – угловая скорость прецессионного движения ротора; **в** – относительная сила нормального давления на статор; **г** – относительное перемещение ротора с учетом деформации статора; **д** – скорость ротора относительно статора в точке контакта; **е** – побочный коэффициент контактной жесткости; **ж** – угловая скорость вращения ротора.

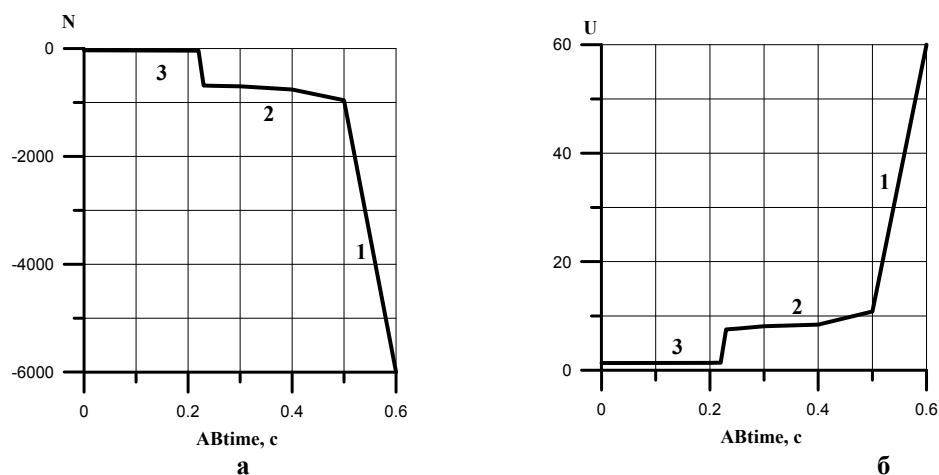


Рис. 15. Зависимость относительной силы N давления на статор (**а**) и относительных перемещений U (**б**) ротора от времени $ABtime$ срабатывания системы защиты турбоагрегата

(жесткость статора $k = 3.62 \cdot 10^6$ кН/м).

1 - $ABtime > 0.5$ с, $N \geq 1000$ Г – развитие асинхронного обката, значительный рост амплитуд U и сил N ; 2 - $ABtime = (0.2 \div 0.5)$ с, $N = (600 - 1000)$ Г – стабилизация асинхронного обката; 3 - $ABtime < 0.2$ с $\div 0$ – стабилизация асинхронного обката $N < (30 \div 40)$ Г.

На рис. 8, **е**; 14, **е** и 18, **д** показан характер изменения побочных коэффициентов $a_{12} = -a_{21}$ контактной жёсткости, определяющих возбуждающие асинхронный обкат силы как в начале (рис.8, **е**; 18, **д**), так и в течении всего процесса развития обката (рис.14, **е**).

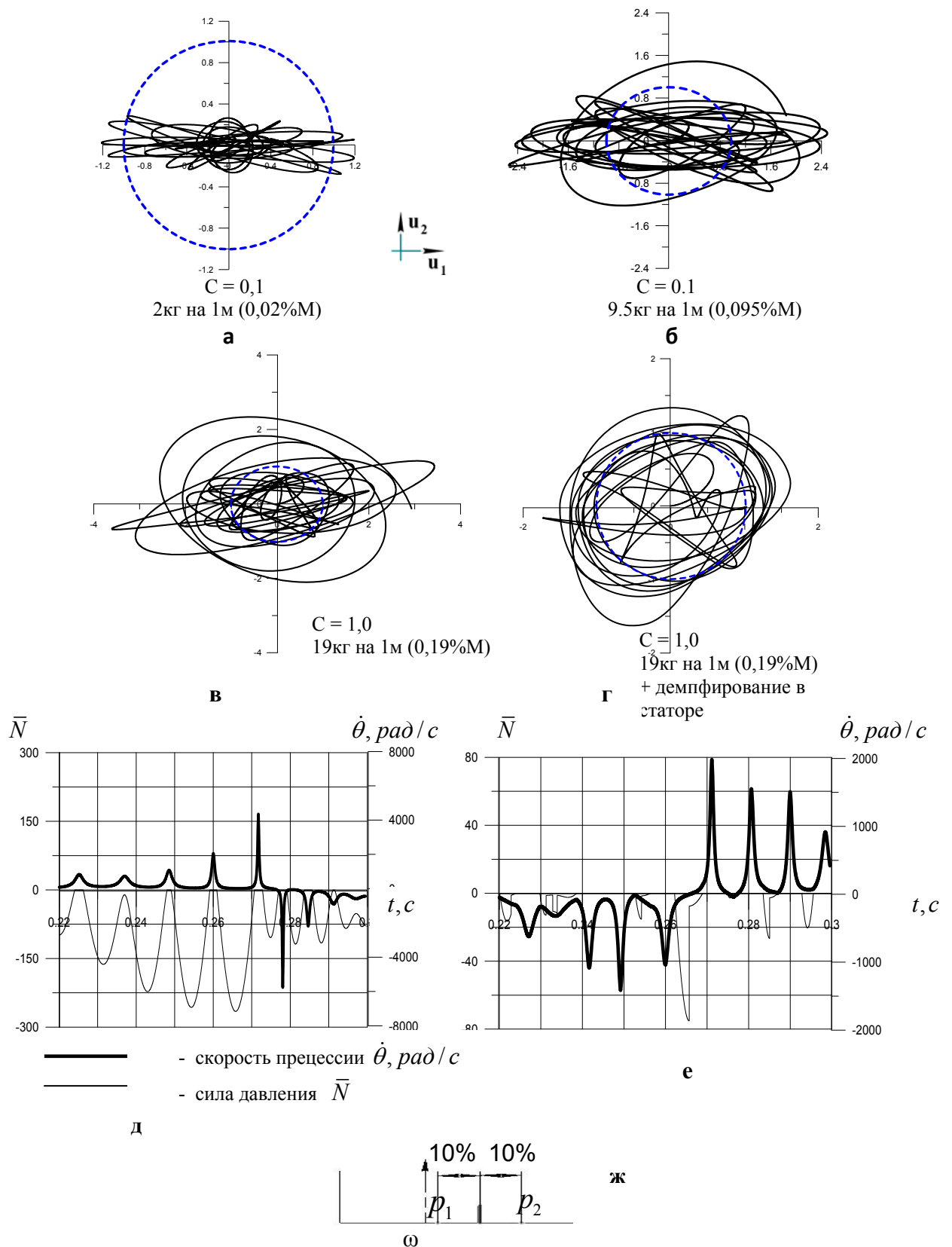


Рис. 16. Движение ротора после внезапной разбалансировки, на частоте вращения ω , близкой к собственной частоте p_1 колебаний (рис. ж).

$\omega = 282,3$ рад/с – частота вращения ротора при внезапной разбалансировке; $p_1 = 285,45$ рад/с – собственная частота колебаний ротора в горизонтальной плоскости; **а** – движение с периодическим контактом со статором; **б, в** – развитие асинхронного обката в зависимости от величины разбалансировки и сопротивления C колебаниям в системе ротор-опоры; **г, е** – пример стабилизации амплитуд асинхронного обката за счёт демпфирования в статоре.

Особенность развития обката ротором статора заключается не только в особом характере возбуждающих сил контактного взаимодействия, но и в том, что частота прецессионного движения под действием возбуждающих обкат сил увеличивается до предельного значения $\dot{\theta}_{\text{прд}}$ и приближается к собственной частоте системы ротор-опоры-статор. Развитие асинхронного обката – это автоколебательный процесс, когда возбуждающие силы присутствуют в самой системе ротор-опоры-статор, используют энергию системы для поддержания колебаний. Автоколебания сопровождаются силами, опасными для прочности ротора, статора и всей энергетической установки.

Исследование влияния основных параметров системы ротор-опоры на развитие асинхронного обката показывает, что отстройка от резонанса системы ротор-опоры, уменьшение коэффициента трения скольжения между поверхностями ротора и статора, увеличение потерь энергии в опорах и в статоре, увеличение быстродействия систем защиты ТА являются самыми кардинальными способами погашения развивающегося обката ротором статора, сведения его к колебаниям с прямой прецессией и последующим выходом на предельный цикл колебаний неуравновешенного ротора. Основные результаты, изложенные в главе 3, опубликованы в работах [10,13-14,22,23,25-27].

В четвёртой главе на основе конечно-элементной (КЭ) модели системы ротор-опоры ТА рассматриваются нестационарные колебания ротора на нескольких опорах с задеванием о статор в одном или нескольких сечениях по длине ротора. Выбор места внезапной разбалансировки и места задеваний ротора о статор определяется с одной стороны конструкцией ротора, а, с другой стороны, предварительным расчётом спектра частот и форм колебаний системы ротор-опоры ТА или линии динамического прогиба ротора при вынужденных колебаниях от заданной неуравновешенности, позволяющими определить положение пучности прогиба ротора по его длине. Внезапная разбалансировка в местах пучности прогибов ротора считается наиболее опасной.

Система уравнений движения многоопорного ротора в пределах сохранения линейных характеристик связей (опор, аэродинамических сил взаимодействия ротора с рабочим потоком) имеет вид:

$$[M] \cdot \ddot{\bar{w}} + [B] \cdot \dot{\bar{w}} + [C] \cdot \bar{w} = \bar{q} \quad (9)$$

где: $\bar{w}$ - вектор смещений (скоростей $\dot{\bar{w}}$ и ускорений $\ddot{\bar{w}}$) в сечениях ротора; $[M]$, $[B]$, $[C]$ - глобальные матрицы инерции, демпфирования, жёсткости системы ротор-опоры-уплотнения, составленные из матриц КЭ $[M]_{(i)}$, $[C]_{(i)}$.

$$\bar{w}_i = \begin{bmatrix} u_1 \\ \varphi_1 \\ u_2 \\ \varphi_2 \end{bmatrix}_i; \quad \bar{q} = m_j \omega^2 \begin{bmatrix} \varepsilon_1 & -\varepsilon_2 \\ \varepsilon_2 & \varepsilon_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos(\omega t) \\ \sin(\omega t) \end{bmatrix}; \quad \bar{\varepsilon} = \begin{bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \end{bmatrix}.$$

$\bar{q}$ - вектор внешних сил, вызванных внезапной разбалансировкой в точке j ; i – текущее сечение ротора; $\varepsilon_1, \varepsilon_2$ - составляющие неуравновешенности на оси подвижной системы координат; u, φ - смещения (u) и углы поворота (φ) в узлах конечных элементов в плоскостях 1 и 2 колебаний.

Глобальная матрица жёсткости $[C]$ системы ротор-опоры-уплотнения формируется в виде:

$$[C] = C_w + \left(K^{(M)} \right) + \left(K^{(t)} \right) + \left(K^{(u)} \right), \quad (10)$$

где: C_w – матрица жесткости ротора; $K^{(M)}, K^{(t)}, K^{(u)}$ - матрицы жёсткости опор (индекс m), аэродинамического потока (индексы t, u); круглые скобки означают, что суммирование происходит только по совпадающим сечениям (узлам) КЭ ротора и точек приложения сил со стороны подшипников, аэродинамического потока.

При контакте ротора со статором в некотором сечении j глобальная матрица жёсткости системы ротор-опоры-уплотнения, определяемая выражением (10), изменится, и для системы ротор-опоры-статор будет иметь вид:

$$[C_k] = [C] + (K_J^{(k)}), \quad (11)$$

а система уравнений движения ротора с контактом со статором преобразится в

$$[M] \cdot \ddot{\bar{w}} + [B] \cdot \dot{\bar{w}} + [C_k] \cdot \bar{w} = \bar{q}, \quad (12)$$

где: $[C_k]$ - глобальная матрица жёсткости, в j -ом элементе которой встроена матрица $K_J^{(k)}$, учитывающая параметры статора и трение скольжения в месте контакта ротора со

$$K_J^{(k)} = \begin{bmatrix} a_{11} & 0 & a_{12} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ a_{21} & 0 & a_{22} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (13)$$

статором. Для многоопорного ротора уточняется вид матрицы (13) коэффициентов контактной жёсткости статора в месте контакта (по сравнению с (7)).

Аналогично силам масляной плёнки подшипников скольжения и силам рабочего потока, возбуждающие асинхронный обкат силы в месте контакта имеют вид:

$$-\bar{q}_{j_3}^{(k)} = K_{j_3}^{(k)} \bar{w}_{j_3} \quad (14)$$

j_3 - текущий номер сечения ротора, где происходит контакт ротора со статором;

$K_{j_3}^{(k)}, \bar{w}_{j_3}$ - матрица жёсткости, составленная из коэффициентов контактной жёсткости, и

вектор смещений ротора в сечении j_3 . В случае нулевого или малого коэффициента трения скольжения неустойчивость (асинхронный обкат) не поддерживается, что показано результатами математического моделирования колебаний.

Таблица 2. Коэффициенты жёсткости позиционных сил, действующих на ротор ($\omega=314$ рад/с)

Коэффициенты жёсткости, кН/м х 10^6	Подшипники скольжения			Венцы рабочих лопаток	Контакт ротора со статором*
	Цилиндрические	Эллиптические	сегментные		
a_{11}	0.177	0.0679	0.327	0	3.62
a_{12}	0.115	0.085	0	0.15	-(0.4÷0.73)
a_{21}	-0.53	-0.25	0	-0.15	(0.4÷0.73)
a_{22}	0.23	0.44	0.147	0	3.62

*) коэффициенты контактной жёсткости для системы ротор-опоры-статор даны для жёсткости статора $k=3.62 \times 10^6$ кН/м и $\chi=0.2$. С увеличением k и χ опасность возбуждения обката возрастает.

Введением новых переменных $\bar{y}$, уравнения (9 и 12) сводятся к форме Коши:

$$\dot{\bar{y}} = D \cdot \bar{y} + \bar{Q}^1 \quad (15)$$

где:

$$D = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{E} \\ -[M]^{-1} \cdot [C] & -[M]^{-1} \cdot [B] \end{bmatrix}; \quad \bar{Q}^1 = [M]^{-1} \cdot \bar{q}; \quad \dot{\bar{y}} = \begin{bmatrix} y \\ \cdot \\ \cdot \\ \dot{y} \\ \cdot \\ \cdot \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{\bar{w}} \\ \cdot \\ \cdot \\ \ddot{\bar{w}} \\ \cdot \\ \cdot \end{bmatrix}; \quad \bar{y} = \begin{bmatrix} \bar{w} \\ \cdot \\ \cdot \\ \dot{\bar{w}} \\ \cdot \\ \cdot \end{bmatrix}$$

$\mathbf{0}$ - нулевая матрица; $\mathbf{E}$ - единичная матрица (порядок матриц $\mathbf{0}$ и $\mathbf{E}$ - $n \times 4$).

В соответствующие моменты входа или выхода из контакта формируются начальные условия для решения уравнений движения (9) или (12).

Результаты исследований. Ротор на трёх опорах с традиционными масляными подшипниками. В расчётах приняты два первых пролёта ротора ТА 300 МВт (РВД+РСНД). Контакт в опорах по баббиту подшипников в таких ТА менее опасен развитием асинхронного обката, чем контакт в пролёте, из-за малого коэффициента трения и сопротивления баббита.

Для *податливого* ($k = 3.62 \cdot 10^6$ кН/м) статора результаты исследований показаны на рис.18, а-д. Развивается асинхронный обкат. Если увеличить *демпфирование* в опорах на

20%, по сравнению с принятым для результатов рис.18, а-д, то развитие асинхронного обката нарушается и асинхронный обкат не развивается.

В случае контакта с *относительно жёстким статором* ($k = 3.62 \cdot 10^8$ кН/м) возбуждающие силы больше по величине, асинхронный обкат тем более развивается (дополнительно см. траектории движения на рис.6). Увеличение (на 50% по сравнению со

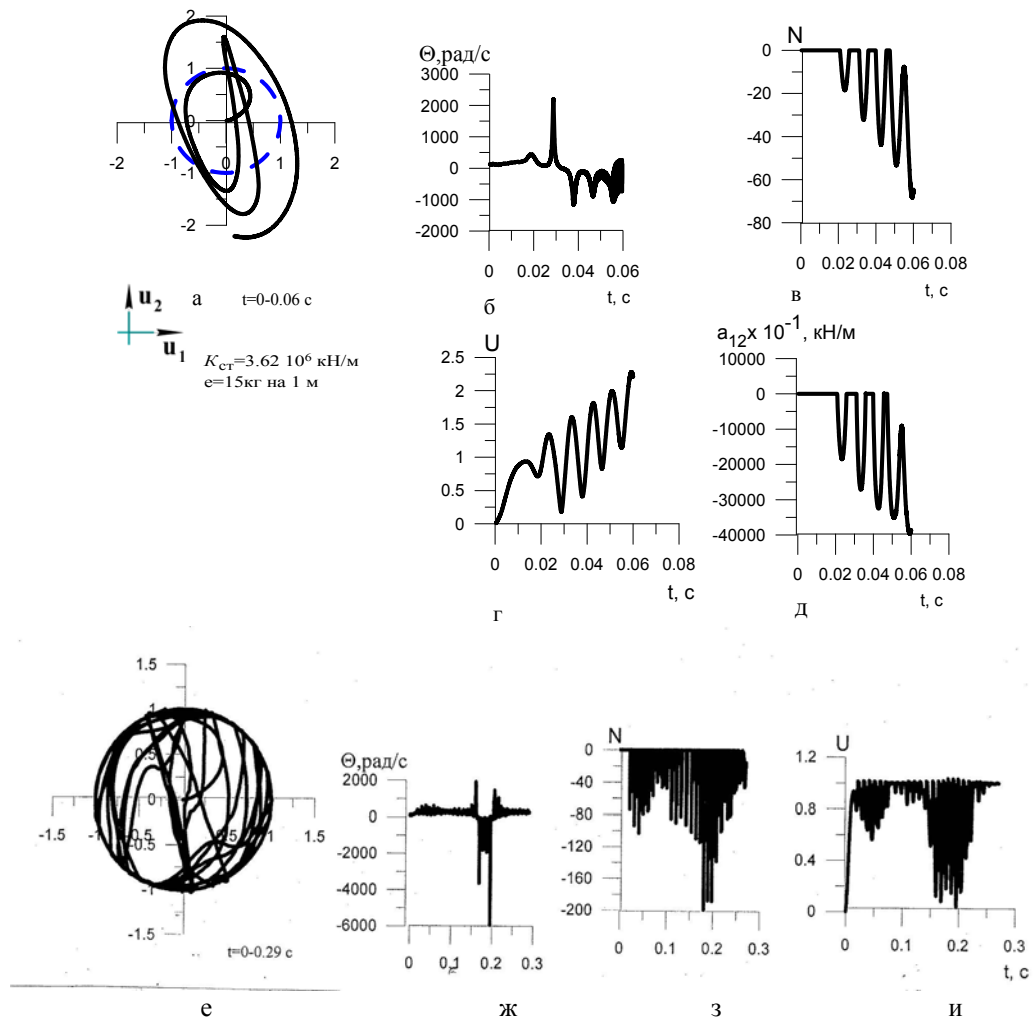


Рис. 18. Изменение во времени основных характеристик движения ротора после внезапной разбалансировки 15 кг на 1 м (0.08% M_2 на 1 м) во втором пролёте ротора на трёх опорах. **а-д** - податливый ($k = 3.62 \cdot 10^6$ кН/м) статор; **е-и** - относительно жёсткий ($k = 3.62 \cdot 10^8$ кН/м) статор; **демпфирование** в опорах увеличено на 50%; ($\omega = \text{const}$). M_2 - масса второго пролёта ротора. **а, е** - траектория движения ротора в течении времени t ; **б, ж** - угловая скорость прецессионного движения ротора; **в, з** - относительная (по отношению к весу пролёта ротора) сила нормального давления на статор; **г, и** - относительное перемещение ротора с учётом деформации статора; **д** - побочный коэффициент контактной жёсткости.

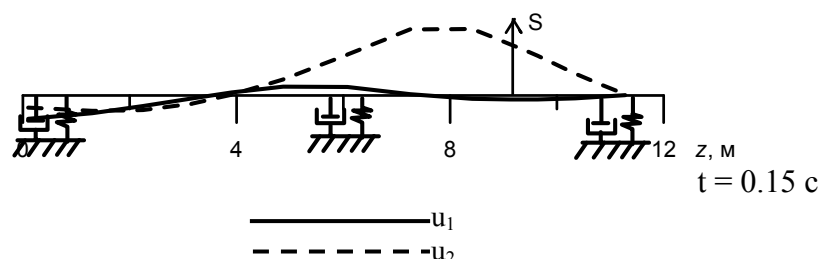


Рис. 19. Динамический прогиб ротора в момент времени t . S – сечение ротора с небалансом 15 кг на 1 м.

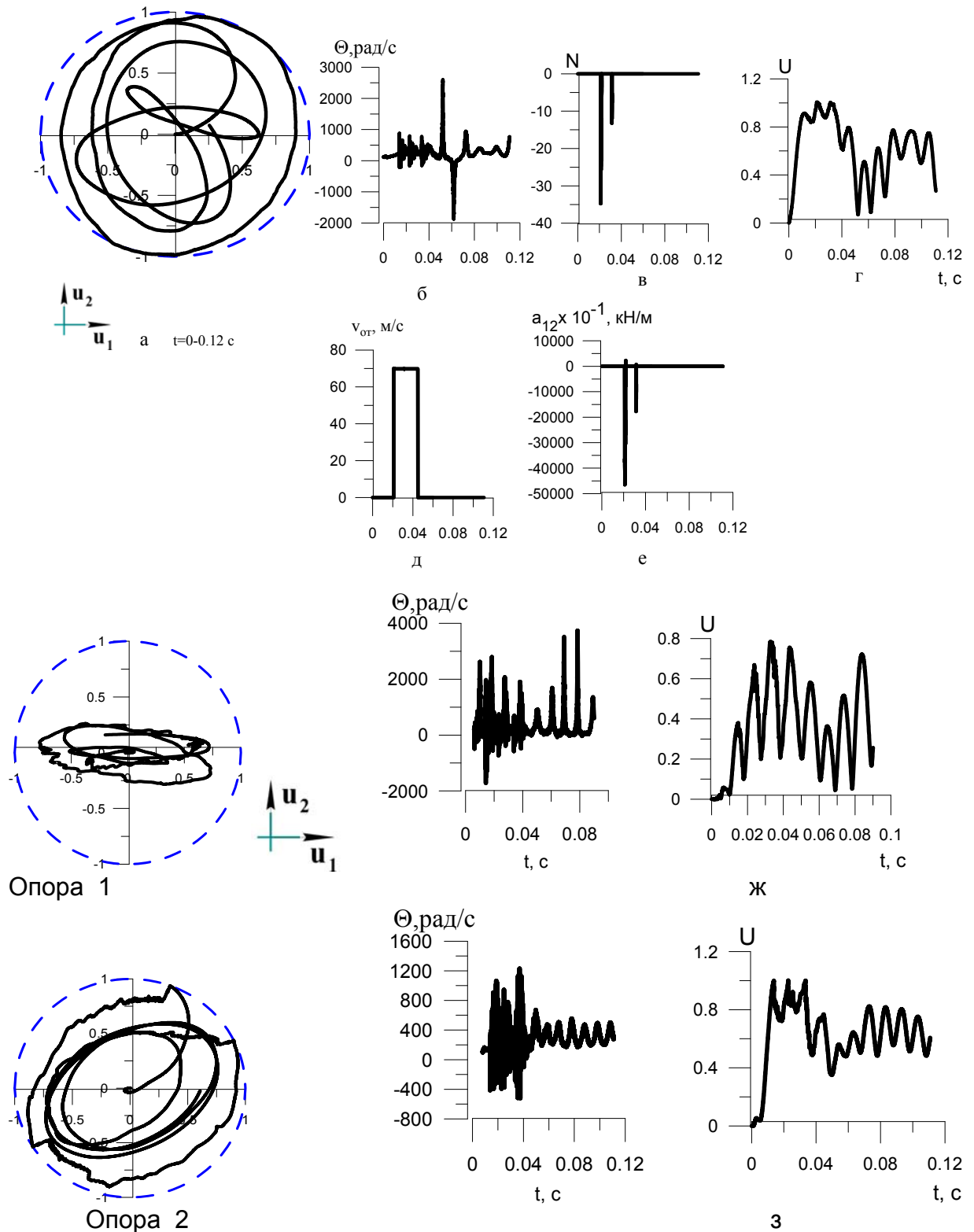


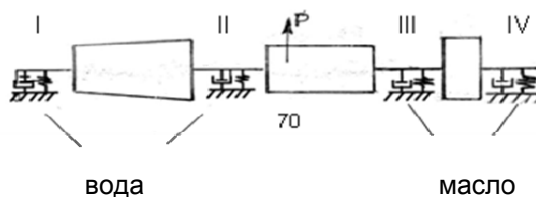
Рис. 20. Изменение во времени основных характеристик движения центра сечения S и цапф 1, 2 ротора на трёх опорах после внезапной разбалансировки 15 кг на 1 м ($0.08\% M_2$ на 1 м) во втором пролёте ротора на трёх опорах.

M_2 - масса второго пролёта ротора. Задевания в сечении S ротора и в опорах. ($\omega=314$ рад/с=const). Жёсткость тела вкладыша подшипника $k = 10^8$ кН/м; жёсткость статора в сечении S - $k = 3.62 \cdot 10^8$ кН/м. Демпфирование в опорах увеличено на 50%. а, ж, з – траектории движения ротора в течении времени t ; б, ж, з - угловая скорость прецессионного движения ротора; в - относительная (по отношению к весу пролёта ротора) сила нормального давления на статор; г, ж, - относительное перемещение ротора с учётом деформации статора; е - побочный коэффициент контактной жёсткости

случае, описываемым рис. 18, а-д) *демпфирования* в опорах нарушает развитие асинхронного обката (рис. 18, е-и). Происходит переход в колебания с прямой прецессией. Перемещения ротора ограничены величиной зазора между ротором и относительно жёстким статором. Контакт с относительно жёстким статором в процессе развития асинхронного обката сопровождается силами давления на статор в *200 раз больше веса пролёта ротора*. Динамический прогиб (рис. 19) в любой момент времени t показывает, имеется ли возможность контакта в других сечениях по длине ротора.

Моделирование нестационарных колебаний системы ротор-опоры (рис. 20) с *контактом в нескольких местах по длине многоопорного ротора (в подшипниках и корпусе одновременно)* отличается оригинальностью математической модели, алгоритма программного модуля, но требует вычислительных систем с большим быстродействием и повышенной точностью вычислений при увеличении жёсткости статора в месте контакта.

Ротор на четырёх опорах (в подшипниках 1,2 смазкой является вода, и пара трения выполнена из тугоплавких материалов; в подшипниках 3, 4 - масло). Нестационарные колебания ротора ТА с такими опорами имеют свои особенности:



- зазор между жёсткими элементами подшипников 1, II и ротором небольшой; мягкий слой баббита отсутствует;
- вода, как смазка, мало снижает коэффициент трения скольжения между поверхностями ротора и подшипника. Поэтому при возбуждении во втором пролёте контакт вращающегося неуравновешенного ротора происходит в первую очередь в опоре II, и опора II воспринимает основную нагрузку.

Примеры исследования нестационарных колебаний разных в конструктивном исполнении систем ротор-опоры-статор показывают широкие возможности разработанного комплекса программных средств в исследовании нестационарных (переходных) колебаний роторных систем ТА и, особенно, в возможности моделирования развития разных режимов достаточно грозного явления обката ротором статорных элементов в одном или нескольких сечениях по длине ротора. Основные результаты главы 4 опубликованы в работах [11,12,24,41].

В пятой главе рассматривается метод и результаты численного моделирования нестационарных колебаний многоопорного ротора при *импульсном кинематическом*

воздействии (сотрясении основания). Схематизация ротора и опор ТА показана на рис.2, 21, 22. Ротор представляется в виде стержня переменного поперечного сечения, опоры схематизируются двухмассовыми моделями в горизонтальном и вертикальном направлении колебаний; масляная плёнка для каждого подшипника скольжения - линейной жёсткостью ($K^{(м)}$) и демпфированием ($B^{(м)}$), зависящими от скорости вращения ротора. Параметры K , B , M с соответствующими индексами представляют собой матрицы второго порядка, характеризующие свойства элементов опорной системы в горизонтальном (1) и в вертикальном (2) направлении колебаний.

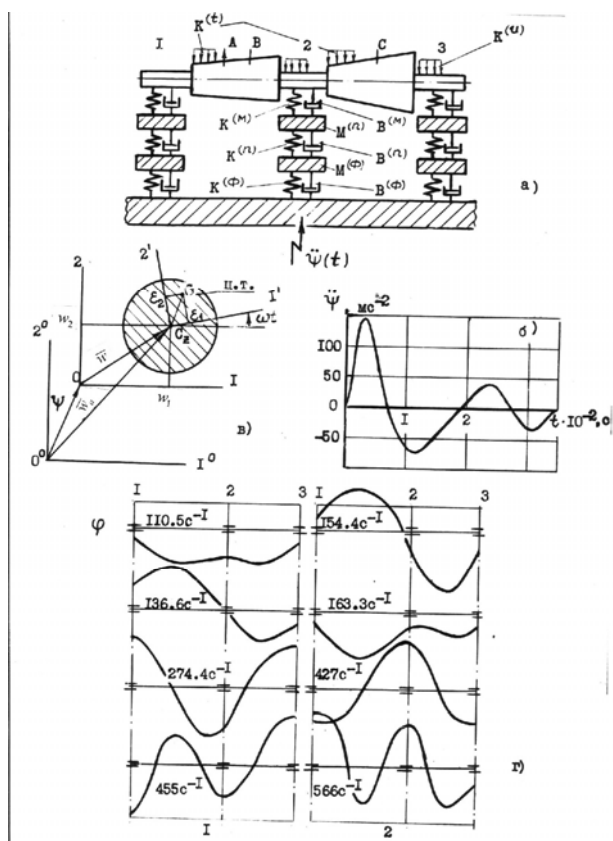


Рис. 21. Физическая модель (а) системы ротор-опоры; б) – импульс кинематического воздействия; в) – сечение неуравновешенного ротора с системой координат; w_1 , w_2 – смещение ротора относительно подвижной системы координат $1O2z$, связанной с основанием; г) – спектр частот и форм колебаний консервативной системы для горизонтального (1) и вертикального (2) направления колебаний. Индексы: м – масляный слой подшипников; п – подшипник; ф – фундамент; т, u – аэродинамические силы в проточной части турбины и в уплотнениях; K , B , M – матрицы жесткости, демпфирования, инерционности связей с индексом i, j ; 1, 2, 3 – номера опор ТА.

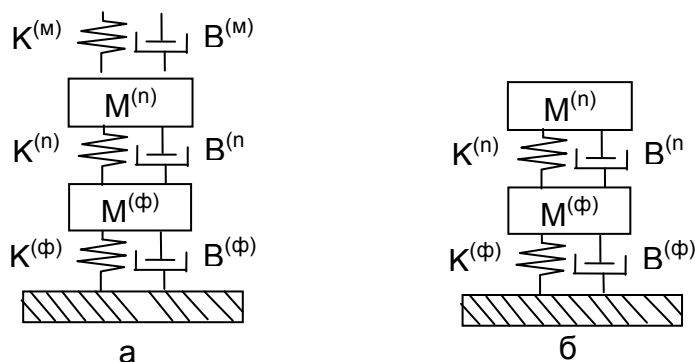


Рис. 22. Характеристики связей в системе ротор-опоры при схематизации основания.

а - схема опор (индекс i);

б - схема относительно податливых мест контакта ротора со статором (индекс j).

Тогда для j -го места контакта реакция $\bar{N}_j$ со стороны статора

$$\bar{N}_j = K_j \cdot \bar{\Delta} + B_j \cdot \dot{\bar{\Delta}}, \quad \text{где:} \quad K_j = \begin{bmatrix} k_{11} & 0 \\ 0 & k_{22} \end{bmatrix}; \quad B_j = \begin{bmatrix} b_{11} & 0 \\ 0 & b_{22} \end{bmatrix}; \quad \Delta = |\bar{w}_j - \bar{w}_j^{(n)}| - |\bar{\delta}_j|;$$

$$K_j = f(\alpha_j, k_{ii}); \quad B_j = f(\alpha_j, b_{ii}) \quad (16)$$

Выбор импульса внешнего воздействия. Нестационарные кинематические воздействия определяются, как правило, специальными условиями эксплуатации ТА, оговариваемыми в проектном задании. Ударная нагрузка (импульсное воздействие) в виде кинематического воздействия или сотрясения основания представляет собой некоторое обобщённое или экспериментально замеренное (как правило, детерминированное) воздействие. Количественно сотрясения задаются временными зависимостями перемещений, скоростей или ускорений основания. При сотрясениях, в общем случае, законы движения разных точек основания могут отличаться между собой. Для упрощения предполагается, что во всех точках входа воздействия к основанию ударный импульс одинаков, и, например, фундаментная плита ТА или корпус корабля, как единое целое перемещаются поступательно с ускорением $\ddot{\psi}(t)$ относительно неподвижных осей. Соприкосновение (контакт) вращающегося ротора со статором при больших амплитудах колебаний делает задачу существенно нелинейной и результаты решения будут зависеть от характеристик статора в месте контакта. Поэтому места контакта схематизируются двухмассовыми моделями (рис. 22, б), сходными по структуре с моделями опор (рис. 22, а) ротора. Характеристики элементов этих моделей могут быть определены из экспериментальных динамических податливостей опор и мест возможных контактов ротора со статором. Введение амортизаторов и демпферных устройств в опорную систему ТА этот подход не меняет.

Метод разложения предполагает предварительное определение спектра частот и форм свободных колебаний консервативной системы ротор-опоры любым из известных методов. В диссертации использован метод начальных параметров с добавлением процедур, повышающих точность определения частот и форм колебаний.

Основные уравнения движения системы ротор-опоры при сотрясении основания. Движение точек системы ротор-опоры в плоскости, перпендикулярной невозмущенной оси ротора, представляется как векторная сумма переносного движения $\ddot{\psi}(t)$ и относительного $\bar{W}$, то есть

$$\bar{w}_a = \bar{w} + \ddot{\psi}(t) \quad (17)$$

С учётом (17) имеем:

$$\begin{aligned}
& \left[\beta(z) \bar{w}''(z) \right]'' + \delta(z - z_i) \left\{ K_i^{(M)} \left[\bar{w}_i - \bar{w}_i^{(n)} \right] + B_i^{(M)} \left[\dot{\bar{w}}_i - \dot{\bar{w}}_i^{(n)} \right] \right\} + 2h\mu(z) \left[\dot{\bar{w}}(z) - \dot{\bar{w}}_j^{(n)} \right] + \\
& + K^{(t)} \left[\bar{w}(z) - \bar{w}_j^{(n)} \right] + K^{(u)} \left[\bar{w}'(z) - \bar{w}_j^{(n)} \right] + \mu(z) \ddot{\bar{w}}(z) = \bar{f}(z, t) - \bar{G}(z) - \\
& - \delta(z - z_j) \cdot \{ \bar{N}_j + \bar{T}_j \} - \mu(z) \ddot{\bar{\psi}}(t) \\
& M_i^{(n)} \ddot{\bar{w}}_i^{(n)} + K_i^{(n)} \left[\bar{w}_i^{(n)} - \bar{w}_i^{(\phi)} \right] + B_i^{(n)} \left[\dot{\bar{w}}_i^{(n)} - \dot{\bar{w}}_i^{(\phi)} \right] = K_i^{(M)} \left[\bar{w}_i - \bar{w}_i^{(n)} \right] + B_i^{(M)} \left[\dot{\bar{w}}_i - \dot{\bar{w}}_i^{(n)} \right] - M_i^{(n)} \ddot{\bar{\psi}}(t). \\
& M_i^{(\phi)} \ddot{\bar{w}}_i^{(\phi)} + K_i^{(\phi)} \left[\bar{w}_i^{(\phi)} - \bar{w}_i^{(n)} \right] + B_i^{(\phi)} \left[\dot{\bar{w}}_i^{(\phi)} - \dot{\bar{w}}_i^{(n)} \right] = K_i^{(n)} \left[\bar{w}_i^{(n)} - \bar{w}_i^{(\phi)} \right] + B_i^{(n)} \left[\dot{\bar{w}}_i^{(n)} - \dot{\bar{w}}_i^{(\phi)} \right] - M_i^{(\phi)} \ddot{\bar{\psi}}(t) \\
& M_j^{(n)} \ddot{\bar{w}}_j^{(n)} + K_j^{(n)} \left[\bar{w}_j^{(n)} - \bar{w}_j^{(\phi)} \right] + B_j^{(n)} \left[\dot{\bar{w}}_j^{(n)} - \dot{\bar{w}}_j^{(\phi)} \right] = \{ \bar{N}_j + \bar{T}_j \} - M_j^{(n)} \ddot{\bar{\psi}}(t) \\
& M_j^{(\phi)} \ddot{\bar{w}}_j^{(\phi)} + K_j^{(\phi)} \left[\bar{w}_j^{(\phi)} - \bar{w}_j^{(n)} \right] + B_j^{(\phi)} \left[\dot{\bar{w}}_j^{(\phi)} - \dot{\bar{w}}_j^{(n)} \right] = K_j^{(n)} \left[\bar{w}_j^{(n)} - \bar{w}_j^{(\phi)} \right] + B_j^{(n)} \left[\dot{\bar{w}}_j^{(n)} - \dot{\bar{w}}_j^{(\phi)} \right] - M_j^{(\phi)} \ddot{\bar{\psi}}(t) \\
& \bar{T}_j = \begin{bmatrix} 0 & \chi_j \\ -\chi_j & 0 \end{bmatrix} \bar{N}_j
\end{aligned}$$

Предполагается, что момент на валу в процессе переходных колебаний сохраняется постоянным и $\omega = \text{const}$.

Решение системы дифференциальных уравнений представлено в виде рядов (18) по главным формам колебаний соответственной консервативной системы (СК-системы) ротор-опоры для деформационных и силовых факторов:

$$\begin{aligned}
\bar{w}(z, t) &= \sum_{S=1}^{\infty} T_S(t) \bar{\varphi}_S(z) & \bar{w}_i^{(n)}(t) &= \sum_{S=1}^{\infty} T_S(t) \bar{\varphi}_{S_i}^{(n)} & \bar{w}_i^{(\phi)}(t) &= \sum_{S=1}^{\infty} T_S(t) \bar{\varphi}_{S_i}^{(\phi)} \\
\bar{w}_j^{(n)}(t) &= \sum_{S=1}^{\infty} T_S(t) \bar{\varphi}_{S_j}^{(n)} & \bar{w}_j^{(\phi)}(t) &= \sum_{S=1}^{\infty} T_S(t) \bar{\varphi}_{S_j}^{(\phi)}
\end{aligned} \quad (18)$$

Индекс i относится к опорам, индекс j к местам контакта ротора со статором. $T_S(t)$ – скалярные функции времени; $\bar{\varphi}^* = \begin{bmatrix} \varphi_1 & \varphi_2 \end{bmatrix}$ – собственные функции, определяемые решением однородного уравнения колебаний для консервативной системы ротор-опоры. Звездочка обозначает транспонированный вектор. Составляющие $\bar{\varphi}_1$, $\bar{\varphi}_2$ являются деформационными и (или) силовыми факторами s -ой главной формы колебаний для перемещений φ , углов поворота θ , изгибающих моментов M , поперечных сил P – для ротора, перемещений в связях в направлении 1 и 2 колебаний.

С учётом конечного числа членов разложения (18) разрешающие дифференциальные уравнения в матричном виде приобретают вид:

$$\ddot{\bar{T}} + L' \dot{\bar{T}} + A \bar{T} = \sum_{k=1}^5 \bar{P}_k, \quad (19)$$

где:

$$\bar{T}^* = [T_1 T_2 \dots T_n]; \bar{P}_k^* = [q_1^{(k)}(t) q_2^{(k)}(t) \dots q_n^{(k)}(t)]; \quad k = 1 \dots 5;$$

$n=2 \times \Gamma_k$ - число собственных частот консервативной системы ротор-опоры, рассчитанных для направлений 1 и 2 колебаний.

Введением новой переменной $\bar{V} = \bar{T}$ система уравнений (19) приводится к виду, удобному для численного интегрирования:

$$\begin{aligned} \bar{W} &= D\bar{W} + \bar{Q}, \\ \bar{W}^* &= [T_1 T_2 \dots T_n V_1 V_2 \dots V_n] \\ \bar{Q}^* &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & \dots & 0 & q_1^{(1)}(t) + q_1^{(2)}(t) + \dots + q_1^{(k)}(t) & q_2^{(1)}(t) + q_2^{(2)}(t) + \dots + q_2^{(k)}(t) + \\ \dots + q_2^{(k)}(t) & \dots & q_n^{(1)}(t) + q_n^{(2)}(t) + \dots + q_n^{(k)}(t) \end{bmatrix}; \\ D &= \begin{bmatrix} 0 & E \\ -A & -L' \end{bmatrix}. \end{aligned} \quad (20)$$

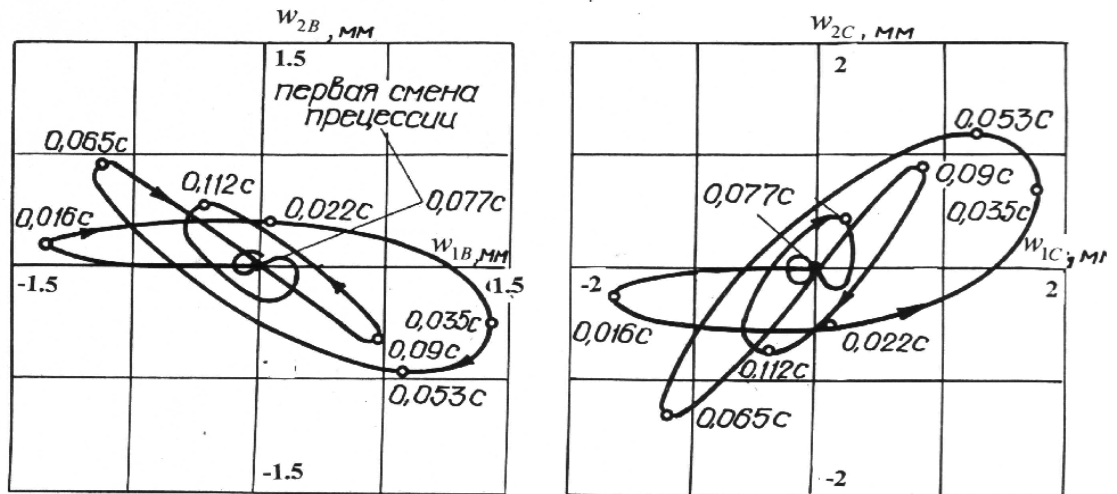
Условие контакта (задевания) ротора о статор:

$$\bar{w}_j - \bar{w}_j^{(n)} = \bar{\delta}_j \Rightarrow \sum_{S=1}^{\infty} T_S(t) [\bar{\varphi}_{Sj} - \bar{\varphi}_{Sj}^{(n)}] = \bar{\delta}_j. \quad (21)$$

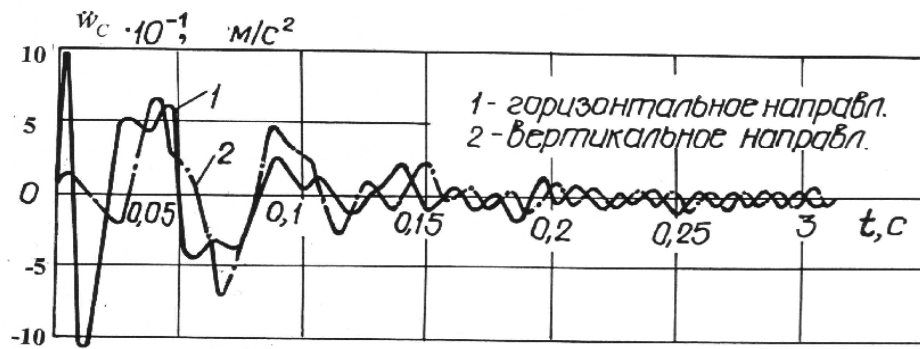
В матрицы уравнений (19,20) входят: p_k – собственные частоты колебаний системы ротор-опоры; a_{kS} , l'_{kS} – обобщённые коэффициенты жёсткости (a_{kS}) и коэффициенты демпфирования (l'_{kS}) при колебаниях системы ротор-опоры; $\bar{F} = \begin{bmatrix} \cos \psi_0 \\ \sin \psi_0 \end{bmatrix}$ – вектор, компонентами которого являются синус и косинус угла ψ_0 – направление импульсного воздействия в плоскости, перпендикулярной невозмущенной оси ротора; $\bar{\psi}(t) = \bar{F} \ddot{\psi}(t)$ – вектор импульсного воздействия; Δ_k – нормирующий множитель; p_{1k} – составляющая сил неуравновешенности ротора; $p_{2k}, \dots, p_{4k}$ – составляющие внешнего импульсного воздействия; p_{5k} – весовая составляющая; E – единичная матрица; 0 – нулевая матрица. Порядок блочных матриц, входящих в матрицу D , определяется числом членов разложения $n=2 \times r_k$.

Конструктора чаще всего интересуют перемещения и перегрузки, испытываемые элементами ТА, поэтому программный модуль сформирован либо по системе функций разложения для деформационных, либо по системе функций разложения для силовых параметров.

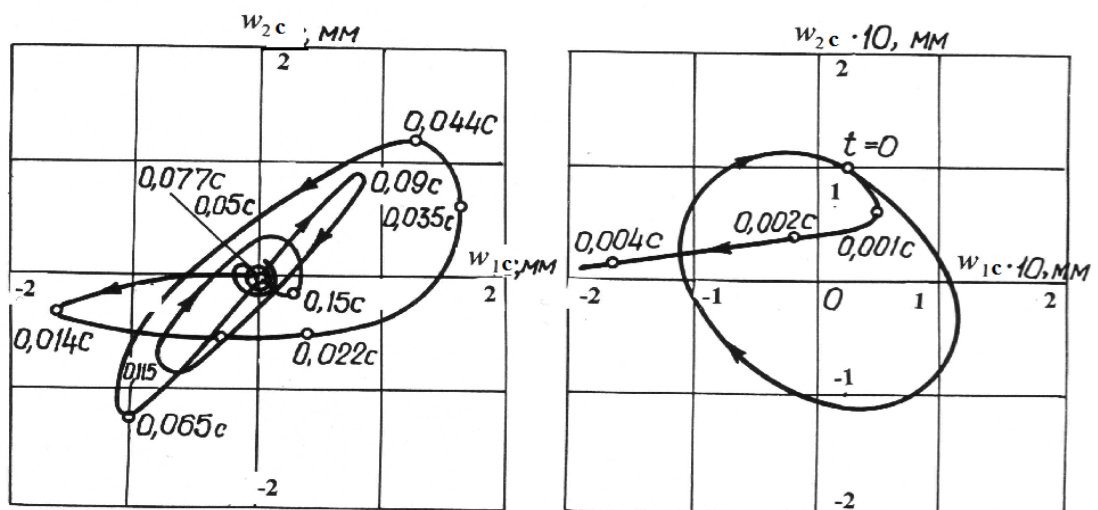
Результаты численного моделирования движения ротора в зазоре при детерминированном импульсном воздействии. Основные предположения: кинематическое воздействие в горизонтальной плоскости ($\psi_0=0$); неуравновешенность ротора 1 кг·м в сечении А первого пролета (рис. 21, а); линейность характеристик масляной пленки



a



б



в

Рис. 23. Траектории движения (а, в) центров сечений В и С ротора после кинематического импульсного воздействия и изменение (б) ускорения центра сечения С от времени; а - для идеально отбалансированного ротора; в - для неуравновешенного ротора (справа - момент срыва с траектории стационарных вынужденных колебаний от неуравновешенности вследствие импульсного воздействия).

подшипников скольжения; линейность характеристик опор; отсутствие контакта ротора со статором. Так как ротор неуравновешен, то предполагается формирование вектора $\mathcal{W}_0$ начальных условий нестационарных колебаний и, следовательно, предварительное решение задачи вынужденных колебаний системы ротор-опоры от заданной неуравновешенности ротора (глава 6). Спектр частот и форм колебаний $\bar{\varphi}$ (для перемещений) консервативной системы ротор-опоры, используемый в разложении (18), показан на рис. 21, г. Аналогично $\bar{\varphi}$ (рис. 21, г) определяется спектр разложения для расчёта поперечных сил и изгибающих моментов в сечениях ротора.

На рис. 23 результаты нестационарных колебаний представлены в виде траекторий движения центров сечений В и С ротора и ускорений сечения С в зависимости от времени: **а, б** - для идеально отбалансированного ротора; **в** - для ротора с неуравновешенностью в сечении А (рис. 21, а); $\varepsilon_A(z)=1$ кг на м). На рис. 23, в (справа) изображено движение центра сечения С неуравновешенного ротора непосредственно после импульсного воздействия. Показан момент срыва с траектории стационарных колебаний, определяемой уровнем исходной неуравновешенности 1кг·м. Рядом (слева) показано дальнейшее движение центра сечения С вплоть до установившихся стационарных колебаний от исходной неуравновешенности. Сравнение показателей динамической реакции системы ротор-опоры ТА с допускаемыми значениями позволяет судить о возможности эксплуатации изделия после импульсного воздействия.

Податливость опорной системы и ротора уменьшает величины перегрузок (ускорений) элементов ротора на 30-40% по сравнению с ускорениями исходного импульса. Для неуравновешенного ротора параметры динамической реакции системы ротор-опоры на 8-10% выше, чем для идеально отбалансированного ротора. При расчете перемещений достаточно учитывать три-четыре формы колебаний для каждого направления (1 и 2), а для определения ускорений необходимо учитывать 5-6 форм. Предложенная физическая и математическая модели, разработанный алгоритм моделирования процесса колебаний при сотрясении основания не имеют аналогов.

Основные результаты главы 5 опубликованы в работах [3,9,19,28,32]. Исследования колебаний амортизированных систем при импульсных воздействиях опубликованы в работах [5-7,16,17, 29-31,39].

В шестой главе рассматривается математическая модель и результаты численного моделирования *стационарных* колебаний многоопорного ротора от заданной неуравновешенности, *нестационарных* колебаний после внезапной разбалансировки и *динамической устойчивости* ротора в связи с действием неконсервативных сил рабочего

потока и сил масляной плёнки подшипников скольжения. Каждая опора схематизируется двухмассовыми моделями (рис. 2, 21), приведенные характеристики которых (масса, жёсткость, демпфирование) определяются по экспериментальным динамическим податливостям опор типовых ТА. Основой всех задач динамики ротора, представляемых в этой главе, является математическая модель, изложенная в главе 5. Все задачи решаются в *линейной* постановке.

Математическая модель и алгоритм расчёта **вынужденных колебаний** системы ротор-опоры методом разложения по собственным формам колебаний соответствует разрешающим уравнениям (19, 20) при сохранении в правой части уравнений возбуждения только от неуравновешенных сил p_{1k} ротора. Пример спектра разложения для ротора на трёх опорах приведен на рис. 21, г), а для ротора на семи опорах – на рис. 24. Критерием точности расчёта спектра частот и форм колебаний (рис. 24) является отсутствие неоправданных «задирааний» линий форм колебаний на последней опоре.

На рис. 25, а приведены результаты расчёта АЧХ для одного из вариантов исполнения турбоагрегата 300 МВт при кососимметричной форме неуравновешенности ротора РНД и сопоставление с результатами эксперимента. Точкой отмечены результаты эксперимента

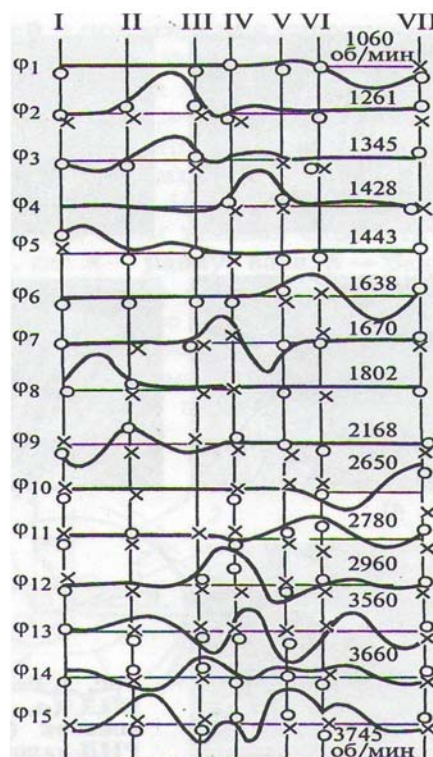


Рис. 24. Спектр частот и форм колебаний системы ротор-опоры ТА 300 МВт в вертикальном направлении колебаний.

I-VII - номера опор; -- форма колебаний валопровода; ° - смещение приведенной массы подшипника; × - смещение приведенной массы фундамента.

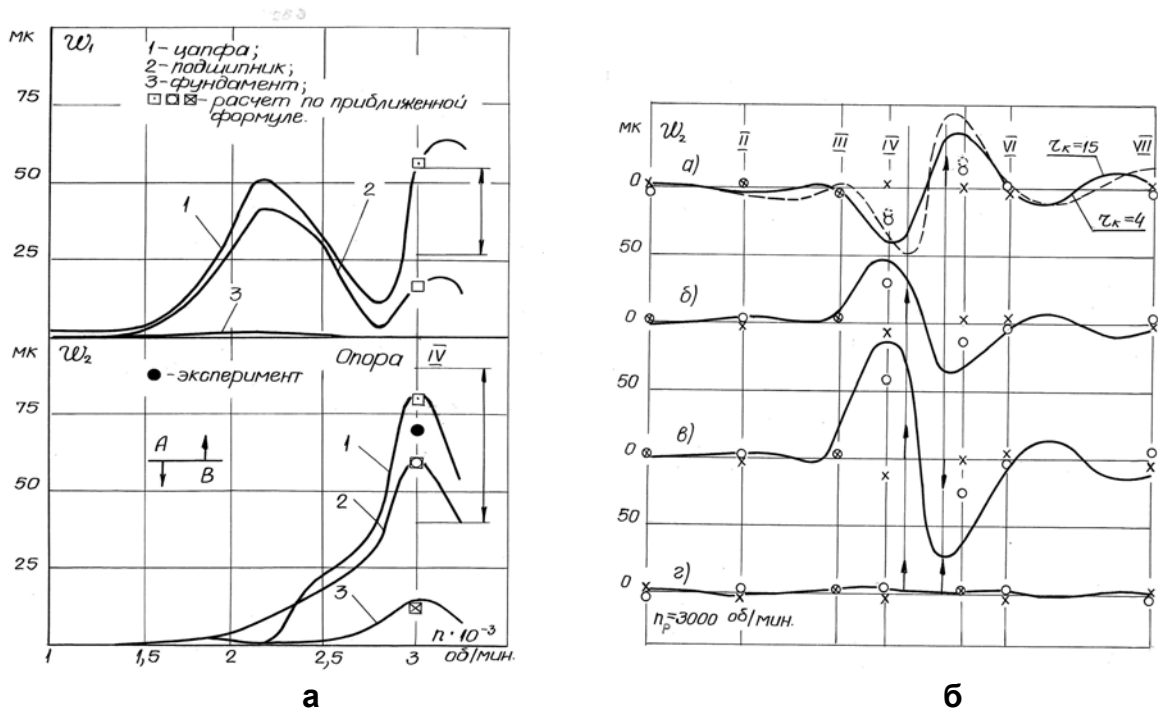


Рис. 25. АЧХ в районе опоры IV (а) и линии динамического прогиба (б) одного из вариантов исполнения ТА 300 МВт при возбуждении единичным небалансом в сечениях А и В РНД на радиусе балансировочного паза 0.64 м.

для ТА, динамические характеристики опор которого были определены экспериментально и приняты в исходных данных расчёта; стрелкой указан разброс величин амплитуд вибрации, замеренных на крышке подшипника IV на рабочей скорости (3000 об/мин), трёх других ТА.

На рис. 25, б показаны линии динамического прогиба ротора и смещения масс опор при разной неуравновешенности ротора РНД. Вблизи рабочей скорости вращения проявляется резонанс по второй изгибной форме колебаний РНД (рис. 26, б, (а-в)). Для рассматриваемой системы ротор-опоры ТА рабочая скорость вращения является нечувствительной скоростью (рис. 25, г) для симметричной системы грузов, расположенных в балансировочных плоскостях РНД. Показано, что 1400 об/мин является нечувствительной скоростью вращения для кососимметричной системы грузов в балансировочных плоскостях РНД. Результаты расчётов сопоставлены с экспериментом для случая сосредоточенной и кососимметричной неуравновешенности РНД. На рис. 25, б показано влияние числа членов разложения Γ_k на точность расчёта динамического прогиба ротора.

Математическая модель и алгоритм расчёта **динамической устойчивости** системы ротор-опоры методом разложения по собственным формам колебаний соответствует разрешающим уравнениям (19, 20) с нулевой правой частью, т.е. для исследования

устойчивости системы ротор-опоры надо воспользоваться разрешающим уравнением

вида: $\dot{\bar{W}} = D\bar{W}$, где: $D = \begin{bmatrix} 0 & E \\ -A & -L' \end{bmatrix}$. (22)

Анализ устойчивости основан на применении метода, предложенного Zubovым В.И., и сводится к простым операциям рекуррентного перемножения матриц (24). Составляется характеристическое уравнение, соответствующее переходу в новую плоскость:

$$L_u + \rho E = 0, \quad (23)$$

где: ρ – характеристическое число; E – единичная матрица порядка $2 \cdot n$.

$$L_u = E + 2(D - E)^{-1} \quad (24)$$

Если система устойчива, то корни характеристического уравнения (23) – собственные значения матрицы L_u – будут лежать внутри единичного круга с центром в начале координат, т.е. будут меньше единицы. Алгоритм определения устойчивости при матричном представлении системы уравнений оказывается достаточно компактным и применимым к любому числу уравнений системы. Программный модуль определения динамической устойчивости входит, как составная часть, в общий комплекс программных средств динамики роторных систем.

Сопоставление результатов определения динамической устойчивости системы ротор-опоры в процессе исследовательских работ по доводке конструкции турбонасосного агрегата (К-17-1,5П+ПТН-1500-350) на предприятии ОАО "КТЗ" по предлагаемой методике и методике, разработанной А.П.Ручновым (МЭИ, КБ "Приборостроение", г. Тула), показало небольшую разницу в оценке положения границы динамической устойчивости (6-8%) для разных вариантов исполнения конструкции.

Математическая модель и алгоритм расчёта колебаний системы ротор-опоры методом разложения по собственным формам колебаний (разрешающие уравнения (19, 20)) позволяет при заданных начальных условиях исследовать **переходные колебания многоопорного ротора ТА после внезапной разбалансировки**. Начальные условия записываются в виде: $t = 0 \quad \bar{W} = 0; \quad \dot{\bar{W}} = 0$, или для функций $T_k(t)$ уравнений (19): $t = 0 \quad T_k(t) = 0; \quad \dot{T}_k(t) = 0; \quad (k = 1 \div n)$. Метод разложения по собственным формам колебаний применён к исследованию переходных колебаний после внезапной разбалансировки в сечении В пролёта РНД ротора 300 МВт. Основные результаты главы 6 опубликованы в работах [1,2,4,15,33-38].

В седьмой главе показано, что результаты моделирования колебаний системы ротор-опоры ТА при разных воздействиях не противоречат полученным экспериментальным данным и результатам отечественных и зарубежных авторов.

Результаты исследований питательного турбонасосного агрегата (ПТНА) К-17-1.5П+ПН-1500-350 с гибкой пластинчатой муфтой.

В таблице 3 и на рис. 27, 28 приведены результаты расчётного исследования частот, форм колебаний и АЧХ системы роторов ПТНА с использованием разработанных в диссертации методов математического моделирования. Физическая модель соответствует рис. 26. Здесь: 1, 2, 3, 12 – номера опор агрегата. Жёсткость плёнки воды в щелевых уплотнениях насоса, играющих роль дополнительных опор, определена по специально разработанной автором методике. На рис. 26, б показаны номера сечений, где расположены уплотнения. Неуравновешенность ротора задана в сечении 19 (пролёт турбины) и в сечениях 39, 46 (пролёт муфты).

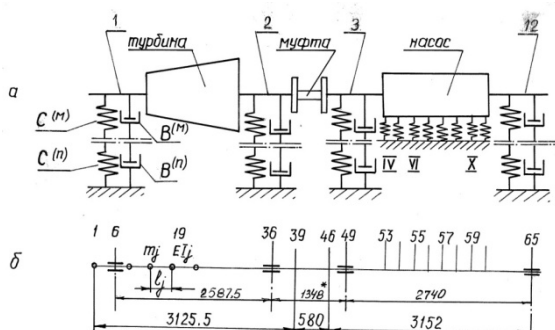


Рис. 26. Физическая модель ПТНА.

Таблица 3. Спектр частот колебаний системы роторов турбина-гибкая муфта-насос ПТНА с учётом податливости плёнки масла подшипников.

Изгибная жёсткость диска муфты EI, Н×м ²	Жёсткость опор, кН/м	
	2×10 ⁵	1×10 ⁵
32.21×10 ³	184.8 497.1 619.5	210.5 552.6 695.9
161.1×10 ³	185.6 540.4 629.08	213.25 607.4 762.7

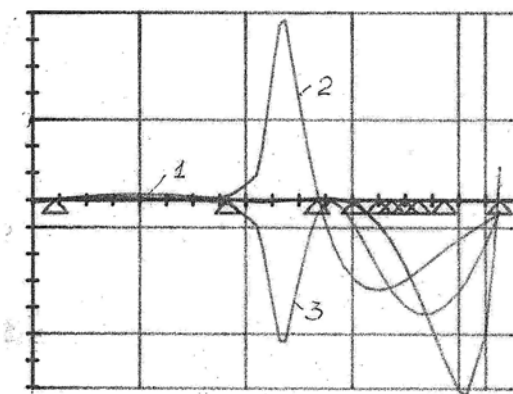


Рис. 27. Формы колебаний системы роторов ПТНА.

1, 2, 3 – номера форм

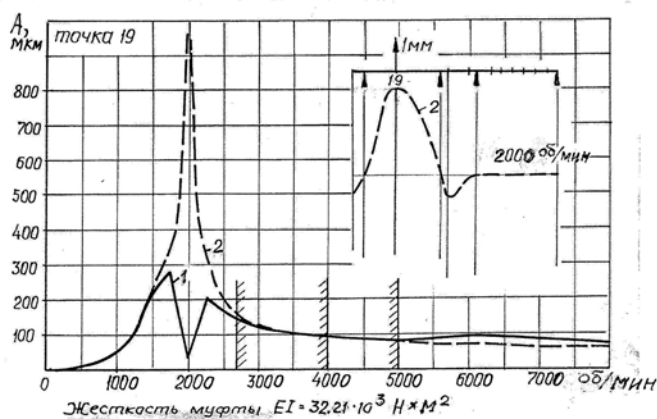


Рис. 28. АЧХ системы роторов и

динамический прогиб на резонансной частоте

1 - горизонтальное, 2 - вертикальное направление колебаний.

В результате исследовательских работ резонансы системы роторов турбина-гибкая муфта-насос ПТНА выведены за рабочий диапазон оборотов, а питательные турбонасосные агрегаты российского производства (в частности ОАО «КТЗ») не уступают по вибрационным характеристикам и надёжности (рис. 29) насосным агрегатам зарубежных фирм («KSB», «Sulzer»).

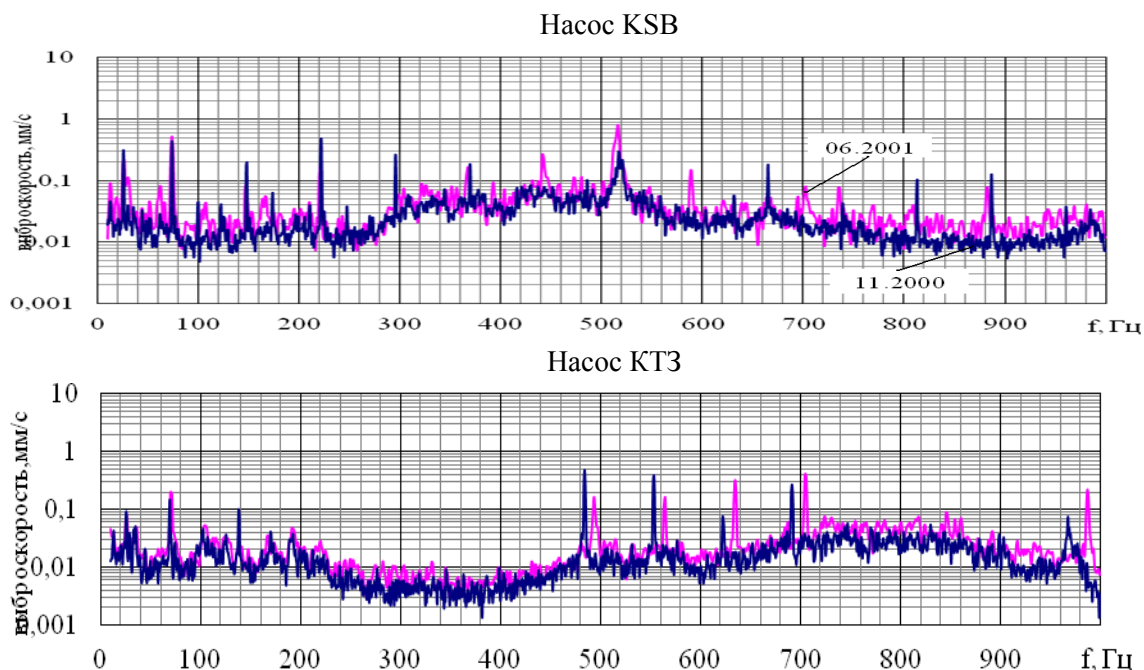


Рис. 29. Изменение спектра вибрации подшипников насосов фирм «KSB» и ОАО «КТЗ» в вертикальном направлении за семь месяцев эксплуатации (испытания на Пермской ГРЭС).

Расчётно-экспериментальные исследования ротора на четырёх опорах. Стеновая система роторов (рис.30) состоит из трёх пролётов: пролёта турбины, нагрузочного устройства и гидротормоза. В таблице 4 и на рис. 31, 32 приведены результаты расчётного исследования частот, форм колебаний и АЧХ стеновой системы роторов. Неуравновешенность ротора задана в сечении Р второго пролёта (рис. 30, 32).

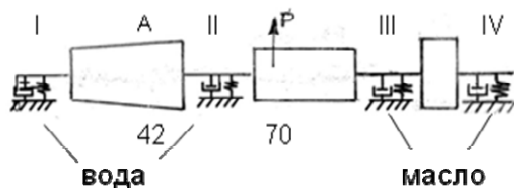


Рис. 30. Физическая модель системы роторов.

Таблица 4. Спектр частот колебаний системы роторов с учётом податливости плёнки воды и масла подшипников скольжения.

Частоты, Гц	Жесткости опор:	
	$K^{(n)}_{1,2} = 0.1 \cdot 10^6 \text{ кН/м}$ $K^{(n)}_{3,4} = 0.1 \cdot 10^7 \text{ кН/м}$	$K^{(n)}_{1,2} = 0.1 \cdot 10^7 \text{ кН/м}$ $K^{(n)}_{3,4} = 0.1 \cdot 10^7 \text{ кН/м}$
f_1	21.16	22.07
f_2	24.92	25.42
f_3	42.3	42.33
f_4	64.85	64.86

АЧХ (рис.32) системы роторов, полученная математическим моделированием вынужденных колебаний, и АЧХ ротора турбины (рис.33), полученная на разгонно-балансирующем стенде, практически совпадают по положению резонансной зоны.

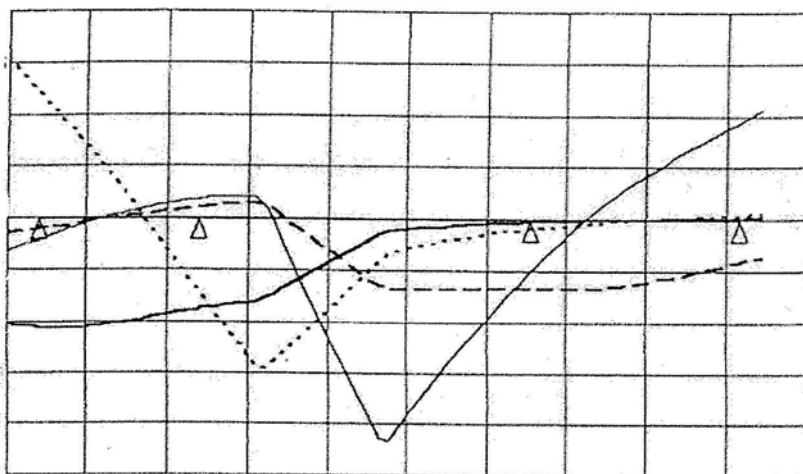
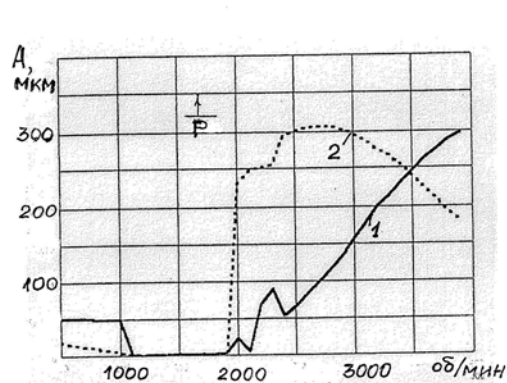
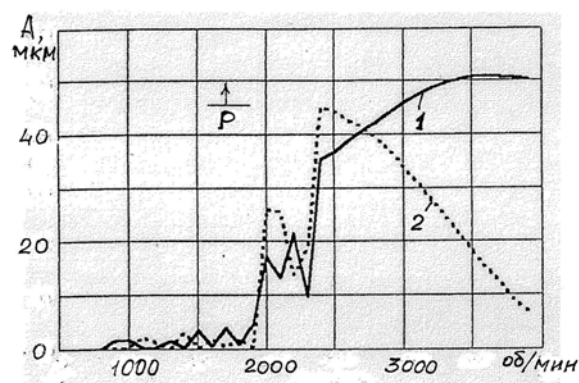


Рис.31. Формы колебаний системы роторов: — f_1 ; --- f_2 ; - - - f_3 ; ··· f_4 .



Сечение Р (второй пролёт)



Сечение А (первый пролёт)

Рис. 32. АЧХ системы роторов при неуравновешенности во втором пролёте.
1 - горизонтальное; 2 - вертикальное направление колебаний.

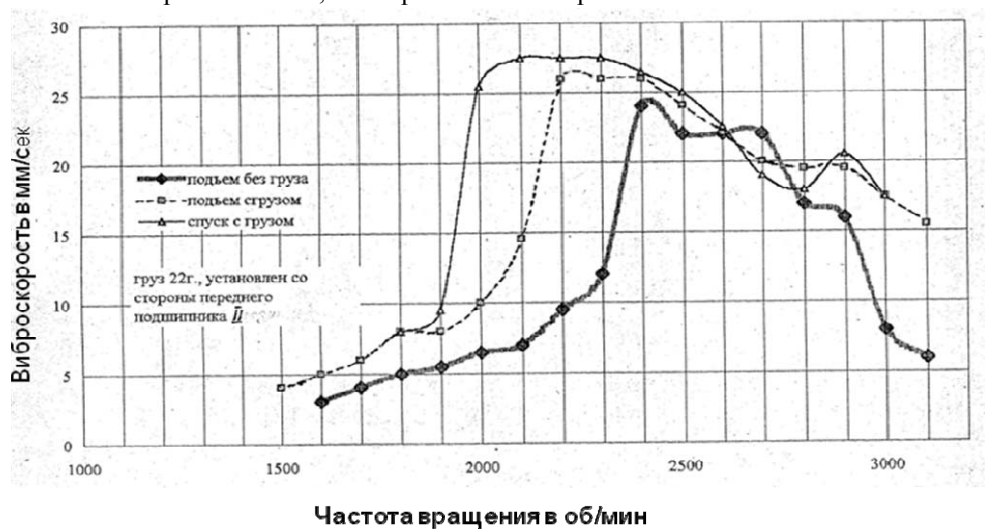


Рис. 33. АЧХ ротора турбины при неуравновешенности в сечении Р (получена на разгонно-балансирующем стенде).

Моделирование процесса обката ротором статора для системы роторов (рис. 30) показало, что контакт ротора в первую очередь произойдёт с подшипником II и сопровождается большими нагрузками. Экспериментально зафиксированное развитие аварии (рис.34) при обратном переходе через резонансную зону и выход из строя подшипника II системы роторов подтверждает результаты моделирования контактного взаимодействия ротора со статором. Изменение числа оборотов ротора силами трения в процессе периодических задеваний ротором подшипника II и восстановление заданных оборотов системой регулирования представлено на рис. 34, а.

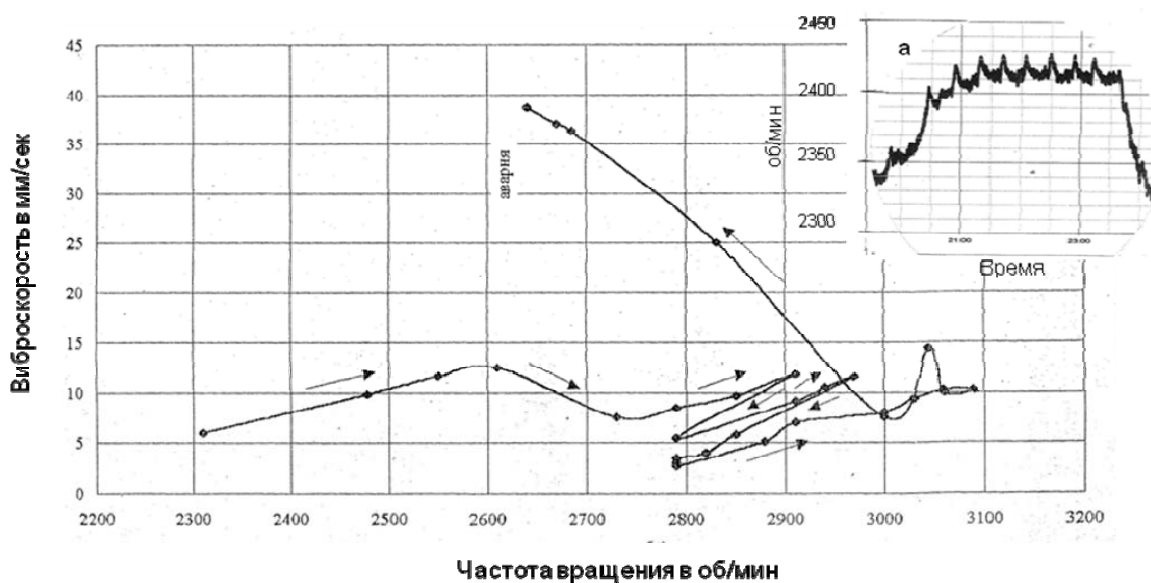


Рис. 34. Развитие аварии четырёхопорного ротора при неуравновешенности во втором пролёте.
а – изменение скорости вращения ротора в процессе периодических контактов с подшипником II.

Результаты исследований отечественных и зарубежных авторов. Данные Никифорова А.Н. (ИМАШ РАН) по численному моделированию обката ротором жёсткого статора (рис. 35) и результаты численного, экспериментального моделирования, приведенные в работах Fatarella F., Williams R.J. (рис. 36), подтверждают правильность физической и математической моделей обката и программных средств, разработанных в диссертации.

Достоверность математического моделирования колебаний роторов ТА и развития обката ротором статора, обосновывается логической непротиворечивостью опыту эксплуатации ТА и экспериментальным данным: а) сопоставлением результатов моделирования вынужденных колебаний ротора от неуравновешенности с экспериментальными данными для реальных конструкций ТА, результатами испытаний на разгонно-балансировочном и натурном стендах (глава 6, 7); б) примерами последствий катастрофических разрушений ТА (глава 1), причиной которых был обкат ротором статора; в) последствиями задеваний ротором статора (большие амплитуды вибрации) с

ротора по статору.

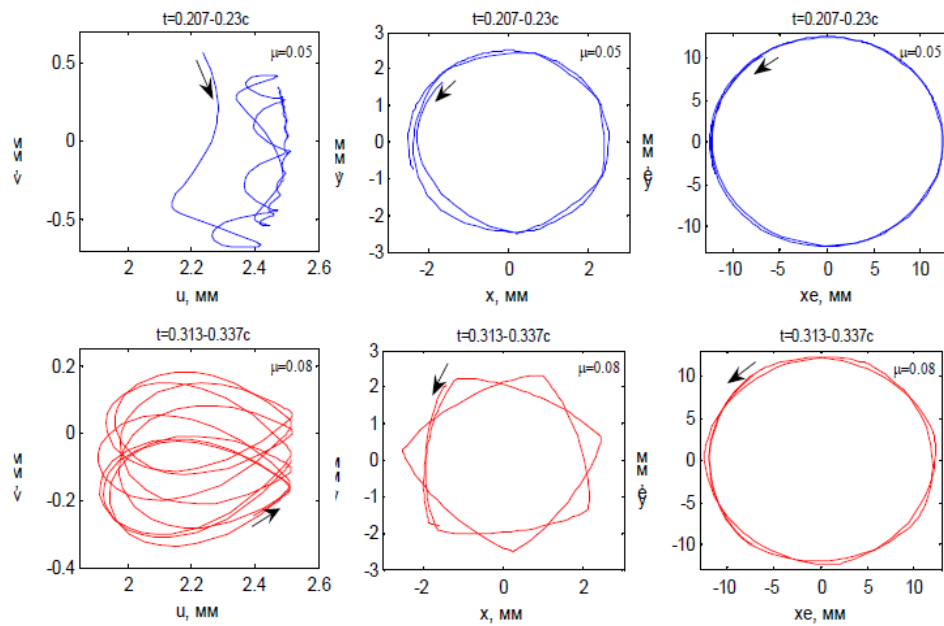


Рис.35. Траектории движения центра сечения ротора при обкате абсолютно жёсткого статора в зависимости от времени t и коэффициента трения скольжения μ (по данным Никифорова А.Н.)

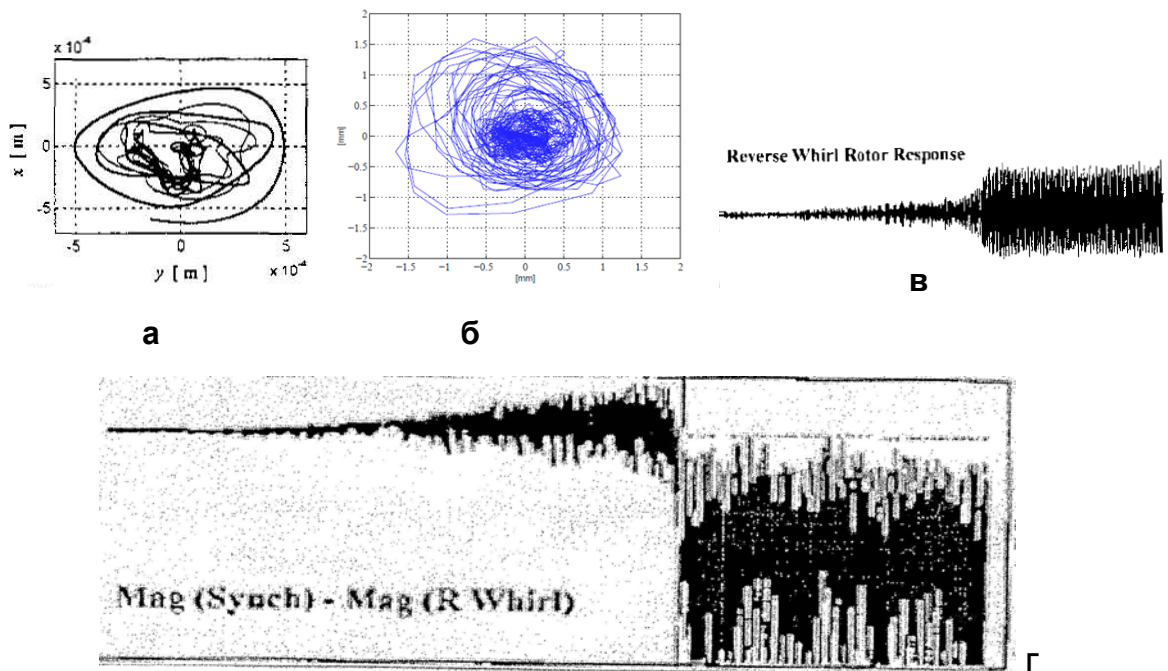


Рис.36. Результаты численного (а) и экспериментального (б, в, г) исследования движения жесткого ротора при асинхронном обкате (реверсивном вихревом движении ротора).
а — траектория движения (орбита) диска в начале развития асинхронного обката; **б** — экспериментальная траектория при обкате; **в** — амплитудная характеристика асинхронного обката; x, y — составляющие перемещений в вертикальном и горизонтальном направлении (**а**). **г** — переход от синхронного к асинхронному обкату при «сильной» разбалансировке ротора (по данным Fatarella F., Williams R.J.).

начальными фазами развития обката (глава 1); г) результатами математического и экспериментального моделирования обката ротором статора (глава 7) и результатами российских (рис.35), зарубежных (рис. 36) исследователей.

На рис. 37 показана структура разработанного комплекса программных средств динамики ротора.



Рис. 37. Структура комплекса программных средств исследования динамики ротора.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Разработанные в диссертации физические и математические модели, алгоритмы и комплекс программных средств исследования реакции ротора ТА на *нестационарные* воздействия с задеваниями о статор позволили подробно исследовать причины и основные особенности развития малоизученного явления обката ротором статора. В отличие от работ других авторов рассмотрен контакт не только с *жёстким*, но и с *податливым* статором, нелинейная характеристика которого задаётся в координатах «сила-деформация» в зависимости от направления скорости деформации (перемещений) статора и позволяет учесть нелинейную жёсткость и потери энергии в элементах статора в процессе их контактного взаимодействия с ротором. Математические модели, алгоритмы и программные модули исследования движения ротора с задеваниями о статор, разработанные в главах 3, 4 не имеют аналогов.

2. Впервые показано, что наиболее опасный режим (асинхронный обкат) возбуждается неконсервативными позиционными силами контактного взаимодействия ротора и статора.

Природа этих сил в трении скольжения в месте контакта.

$$-\bar{q}^{(k)} = A^{(k)} \bar{u}, \quad \text{где: } A^{(k)} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix}^{(k)}$$

Максимальных (предельных) значений коэффициенты контактной жёсткости ($a_{11}=a_{22}=k$; $a_{12}=-\chi k$; $a_{21}=\chi k$), а, следовательно, и позиционные силы контактного взаимодействия достигают при развитии асинхронного обката. Уровень сил, возбуждающих асинхронный обкат, на порядок и более превышает силы в масляной плёнке подшипников скольжения и многократно увеличивает опасность колебаний ротора с задеваниями о статор.

3. При обкате ротором статора частота прецессионного движения под действием возбуждающих обкат сил увеличивается до предельного значения $\dot{\theta}_{\text{прд}}$, совпадающего с ближайшей собственной частотой системы. Автоколебательный процесс развития асинхронного обката сопровождается силами, опасными для прочности всей энергетической установки; частота колебаний установившегося обката равна собственной частоте системы ротор-опоры-статор.

4. Позиционные силы контактного взаимодействия возбуждают асинхронный обкат только в моменты времени, пока продолжается взаимодействие ротора со статором; при разрыве контакта эти силы перестают действовать ($a_{ij}=0$) на ротор до следующего задевания ротором статора. Неконсервативная составляющая сил контактного взаимодействия пропорциональна жёсткости статора, коэффициенту трения скольжения между поверхностями ротора и статора, перемещениям ротора в процессе контакта и зависит от отношения величины зазора к смещению ротора в процессе колебаний. Режим, когда генератор после внезапной разбалансировки не отключён от сети ($\omega=\text{const}$), способствует развитию асинхронного обката. Предельная скорость прецессии при контакте с абсолютно жёстким статором $\dot{\theta}_{\text{пр}} = -\psi \frac{\omega}{\varepsilon}$; при контакте с податливым статором $\dot{\theta}_{\text{прд}} < \dot{\theta}_{\text{пр}}$, зависит от динамических свойств системы ротор-опоры и равна собственной частоте системы ротор-опоры-статор ($\dot{\theta}_{\text{прд}} = p_c$).

5. Допускаемый уровень ε_d внезапной разбалансировки зависит от параметров системы ротор-опоры-статор, типа ТА, его конструктивных особенностей, условий эксплуатации, степени опасности его разрушения и составляет $\varepsilon_d = 0.02-0.12\%$ от массы ротора на радиусе 1 м, в зависимости от отстройки от резонанса. Внезапная разбалансировка вблизи

резонанса или при переходе ротора через резонанс снижает величину ϵ_d . Разбалансировка, превышающая допустимый уровень ϵ_d , вызывает развитие переходных колебаний ротора с обратной (асинхронный обкат) прецессией с постоянным контактом со статором и быстропротекающим процессом нарастания основных параметров обката.

6. Разработанные в диссертации математические модели и программные модули на основе МКЭ для исследования режимов обката пригодны для разных систем ротор-опоры ТА. При традиционных масляных подшипниках и заливкой баббитом вкладышей развитие асинхронного обката при контакте в опорах менее опасно, чем при контакте в пролёте между опорами, где коэффициент трения скольжения, как правило, в несколько раз выше. При использовании в подшипниках пар скольжения из тугоплавких материалов со смазкой водой и малыми зазорами контакт с жёсткими элементами опор более вероятен и при обкате ротором статора подшипники воспринимают основные нагрузки.

7. Уменьшение жёсткости статора, коэффициента трения скольжения между поверхностями ротора и статора, увеличение демпфирования при перемещениях ротора и статора, отстройка от резонанса делает систему ротор-опоры-статор более устойчивой против возбуждения асинхронного обката.

8. Быстродействие обычных средств защиты не обеспечивает погашение обката. Закрытие стопорных клапанов и отключение генератора от сети приводит к торможению ротора силами трения в месте контакта, выходу из резонансной зоны и погашению обката при условии быстродействия средств защиты не более 0.22 сек. Увеличение времени срабатывания средств защиты приводит к возрастанию сил контактного взаимодействия и более опасным последствиям.

9. Демпфирование в системе ротор-опоры (особенно в статоре) ограничивает амплитуды предельного цикла, нарушает развитие асинхронного обката и приводит к менее опасным колебаниям. Оно затягивает по времени развитие опасного режима обката и сводит процесс к колебаниям с прямой прецессией с установившимся предельным циклом (если момент M на валу турбины $\neq 0$) или к затухающим колебаниям (если $M=0$). Примерами конструктивного исполнения демпферного устройства является противоударная амортизация транспортных ТА.

10. Исследования колебаний роторов ТА при *нестационарном* импульсном кинематическом воздействии (сотрясении основания), показали, что податливость опорной системы и ротора уменьшает величины перегрузок (ускорений) элементов ротора на 30-40% по сравнению с ускорениями исходного импульса. Для неуравновешенного ротора параметры динамической реакции системы ротор-опоры на 8-

10% выше, чем для идеально отбалансированного. Сравнение показателей динамической реакции системы ротор-опоры ТА с допускаемыми значениями позволяет судить о возможности эксплуатации изделия после импульсного воздействия.

11. Методы, математические модели и программные модули комплекса программных средств моделирования *стационарных* и *нестационарных* колебаний ротора с задеваниями и без задеваний о статор применяются в практике проектирования роторных систем ТА различного назначения, насосов, центрифуг предприятия ОАО "КТЗ". Достоверность результатов подтверждается практикой надёжной эксплуатации изделий ОАО "КТЗ": питательный турбонасосный агрегат К-17-1.5-ПН-1500-350 (ОК-18ПУ), питательный насос ПН-1500-350, турбоагрегат К-25-0.6 Гео ("Камчатка 25" для Мутновской ГеоЭС) с геотермальной турбиной, центрифуг типа ОГШ, приводных турбин ОК-10, ПТ-212 и других механизмов.

По теме диссертации опубликованы следующие работы в разных изданиях.

Ведущие рецензируемые научные журналы из перечня ВАК.

1. Костюк А.Г. Колебания турбоагрегата на фундаменте, вызываемые неуравновешенностью валопровода / А.Г. Костюк, В.Ф. Шатохин // Теплоэнергетика. - 1971. - №12. - С.79-82.
2. Костюк А.Г. Расчёт пороговой мощности крупных турбоагрегатов / А.Г. Костюк, В.Ф. Шатохин, Н.М. Иванов // Теплоэнергетика. -1974. - №3. - С.15-19.
3. Шатохин В.Ф. Нестационарные колебания системы ротор-опоры при сотрясении основания / В.Ф. Шатохин // Машиноведение. -1989. - №2. - С.78-83.
4. Шатохин В.Ф. О частотных характеристиках ротора питательного насоса ПН-1500-350 / В.Ф. Шатохин // Вестник машиностроения. -1999. - №6. - С.13-19.
5. Кирюхин В.И. Исследование нестационарных колебаний многомассовой амортизированной системы с демпферными устройствами во втором каскаде / В.И. Кирюхин, А.В. Кирюхин, В.Ф. Шатохин, Е.А. Циклин // Вестник машиностроения. -2002. - № 9. - С. 13-16.
6. Шатохин В.Ф. Исследование нестационарных колебаний многомассовой амортизированной системы с металлическими ограничителями перемещений во втором каскаде / В.Ф. Шатохин, Е.А. Циклин // Вестник машиностроения.- 2001.- №12.-С.6-11.
7. Шатохин В.Ф. Влияние типа связи на динамические характеристики амортизированного оборудования при нестационарном кинематическом воздействии. / В.Ф. Шатохин // Вестник машиностроения. -2005. -№ 2. - С. 26-30.

8. Шатохин В.Ф. Некоторые предложения по предотвращению катастроф, связанных с разрушением турбоагрегатов // Вестник машиностроения. 2007. - №6. - С. 25-31.
9. Шатохин В.Ф. Численный анализ колебаний турбоагрегата в случае импульсного кинематического воздействия / В.Ф. Шатохин // Вестник машиностроения. – 2008. - № 8. - С.14-20.
10. Костюк А.Г. Движение неуравновешенного ротора с задеванием о статор / А.Г. Костюк, В.Ф. Шатохин, О.А. Волоховская // Теплоэнергетика. -2012. - № 2 , - С. 3-11.
11. Костюк А.Г. Численное моделирование нестационарных колебаний после внезапной разбалансировки многоопорного ротора с задеванием о статор / А.Г. Костюк, В.Ф. Шатохин, С.Д. Циммерман // Электрические станции. - 2012. - №9. - С. 33-41.
12. Шатохин В.Ф. Развитие обката неуравновешенного ротора по статору / В.Ф. Шатохин // Электрические станции.- 2013. - №11 . - С.17 -28.
13. Костюк А.Г. Особенности движения ротора с задеванием о статор / А.Г. Костюк, В.Ф. Шатохин, О.А. Волоховская // Теплоэнергетика. -2013. -№9. –С. 21-27 .
14. Шатохин В.Ф. Исследование развития обката ротора по статору в условиях разного быстрогодействия систем защиты турбоагрегата // Теплоэнергетика. -2014. -№7.
15. Шатохин В.Ф. О причине автоколебаний центрифуги / В.Ф. Шатохин, Б.Н. Зотов // Вестник машиностроения. -1998. - №3. - С.13-18.

Сборники докладов Международных конгрессов, конференций.

16. Шатохин В.Ф. Исследование динамических характеристик амортизированных систем механизмов при нестационарных (ударных) воздействиях. / В.Ф. Шатохин, С.Д. Циммерман // Материалы VIII международного конгресса двигателестроителей. Научно-технический журнал «Авиационно-космическая техника и технологии». - Харьков. -ХАИ. -2003. - №40/5. - С.181.
17. Шатохин В.Ф. Перемещения и ускорения, испытываемые амортизированным оборудованием, в случае нестационарного кинематического воздействия при изменении параметров удерживающих связей. Материалы IX международного конгресса двигателестроителей. / В.Ф. Шатохин, С.Д. Циммерман // Научно-технический журнал «Авиационно-космическая техника и технологии». - Харьков. -ХАИ. - 2004.- №8.- С.88-94.
18. Шатохин В.Ф. Разработка системы предотвращения катастроф агрегатов. Часть 1. Анализ катастрофических аварий и постановка задачи / В.Ф. Шатохин, С.Д. Циммерман // Материалы X международного конгресса двигателестроителей. Научно-технический журнал «Авиационно-космическая техника и технологии». - Харьков. -ХАИ. -2005. - №10/26. - С.19-31.

19. Шатохин В.Ф. Колебания ротора турбоагрегата при нестационарном кинематическом воздействии. Метод расчёта / В.Ф. Шатохин, С.Д. Циммерман // Материалы XI междунар. конгресса двигателестроителей. Научно-технический журнал «Авиационно-космическая техника и технология».- Харьков.-ХАИ.- 2006.- №8/34.- С.57-68.
20. Шатохин В.Ф. Предопределённость развития ликвидационного процесса турбоагрегата и примеры его последствий / В.Ф. Шатохин, С.Д. Циммерман // Материалы XII международного конгресса двигателестроителей. Научно-технический журнал «Авиационно-космическая техника и технология».- 2007. -№8 (44). - С.95-102.
21. Шатохин В.Ф. Оценка возможности развития обката после мгновенной разбалансировки ротора / В.Ф. Шатохин, С.Д. Циммерман // Материалы XIII международного конгресса двигателестроителей. Научно-технический журнал «Авиационно-космическая техника и технология».- Харьков. -ХАИ. - 2008. - №8 (55). - С.150-155.
22. Костюк А.Г. Исследование движения ротора в зазоре с контактом о статор после мгновенной разбалансировки / А.Г. Костюк, В.Ф. Шатохин, С.Д. Циммерман // Материалы XIV международного конгресса двигателестроителей. Научно-технический журнал «Вестник двигателестроения». -Запорожье. - АО «Мотор Сич»- 2009. - № 3. - С. 113-121.
23. Шатохин В.Ф. Влияние параметров в месте контакта ротора со статором на развитие обката после мгновенной разбалансировки ротора / В.Ф. Шатохин, С.Д. Циммерман // Материалы XV международного конгресса двигателестроителей. Научно-технический журнал «Авиационно-космическая техника и технология». -Харьков. -ХАИ. - 2010. -№9 (76). - С. 87-96.
24. Костюк А.Г. Численное моделирование нестационарных колебаний после внезапной разбалансировки многоопорного ротора с обкатом неуравновешенного ротора по статору / А.Г. Костюк, В.Ф. Шатохин, С.Д. Циммерман // Материалы XVI международного конгресса двигателестроителей. Научно-технический журнал // «Авиационно-космическая техника и технология». -Харьков. -ХАИ. - 2011. - №8/85. - С.81-93.
25. Шатохин В.Ф. Особенности развития обката неуравновешенного ротора по статору / В.Ф. Шатохин, С.Д. Циммерман // Материалы XVII международного конгресса двигателестроителей. Научно-технический журнал «Вестник двигателестроения». - Запорожье. - АО «Мотор Сич»- 2012. -№ 2. - С. 105-112.
26. Шатохин В.Ф. Влияние быстрогодействия системы защиты турбоагрегата на развитие обката ротора по статору / В.Ф. Шатохин, С.Д. Циммерман // Материалы XVIII международного конгресса двигателестроителей. Научно-технический журнал

«Авиационно-космическая техника и технология». -Харьков. -ХАИ. - 2013. -№9 (106). - С.115 -126.

27. Шатохин В.Ф. Влияние быстродействия систем защиты турбоагрегата на погашение развивающегося обката ротора по статору. / В.Ф. Шатохин // Сб. докладов V11 международной научно-технической конференции 19-21 ноября 2013г. "Проблемы вибрации, виброналадки, вибромониторинга и диагностики оборудования электрических станций". - Москва. Россия. – С.146-164.

28. Шатохин В.Ф. Нестационарные колебания роторных систем при ударных сотрясениях произвольной формы / В.Ф. Шатохин // Вопросы кораблестроения. Сер. Корабельные энергетические установки. -Л.: ЦНИИ «РУМБ». -1983.

29. Вагонов В.И. О некоторых случаях нестационарных колебаний амортизированных систем с жёсткими ограничителями перемещений / В.И. Вагонов, Е.Б. Карпин, В.Ф. Шатохин, // Вопросы кораблестроения. Сер. Корабельные энергетические установки. Л.: ЦНИИ «РУМБ». - 1979. - Вып. 10. - С.99-106.

30. Шатохин В.Ф. Влияние диссипативных характеристик амортизаторов на погашающую способность амортизации при ударных сотрясениях / В.Ф. Шатохин, В.И. Вагонов // Вопросы кораблестроения. Сер. Корабельные энергетические установки. Л.: ЦНИИ «РУМБ». -1984. - Вып. 23. - С. 72-78.

31. Болотин В.В. Метод расчета сложных амортизированных систем на ударные воздействия / В.В. Болотин, В.И. Кирюхин, Е.Б. Карпин, В.Ф. Шатохин, Ю.П. Самсонов // Вопросы кораблестроения. Серия «Корабельные энергетические установки». Л.:ЦНИИ «РУМБ». -1976. - Вып. 2. - С.99-107.

32. Шатохин В.Ф. Метод расчета нестационарных колебаний системы валопровод-статор-фундамент (ВСФ) / В.Ф. Шатохин, Е.Е. Лобанов // Виброзащита человека-оператора и колебания в машинах: Сб. докладов III Всесоюзного симпозиума «Влияние вибраций на организм человека и проблемы виброзащиты». -М.: Наука. - 1977. - С.303-311.

33. Шатохин В.Ф. Расчёт свободных, вынужденных колебаний и устойчивости многоопорных валопроводов мощных турбоагрегатов / В.Ф. Шатохин, А.Г. Костюк // Сб. алгоритмов и программ. Госфонд алгоритмов и программ. П00502. ИР.14.3/АЛГОЛ/. - 1974. - Вып.1.

Сборники научных трудов.

34. Костюк А.Г. Расчёт границы динамической устойчивости крупных турбоагрегатов / А.Г. Костюк, В.Ф. Шатохин, Н.М. Иванов // М.: Сб. трудов МЭИ. -1972. - №127.

35. Костюк А.Г. Расчёт переходных колебаний валопровода при внезапной разбалансировке / А.Г. Костюк, В.Ф. Шатохин // Труды МЭИ. - 1972. - №99. - С. 29-34.

36. Шатохин В.Ф. Расчётное определение динамических характеристик многоопорных валопроводов мощных турбоагрегатов на фундаменте / В.Ф. Шатохин // Диссертация канд. техн. наук. -М.: МЭИ. -1972. -167 С.
37. Костюк А.Г. Вынужденные колебания и динамическая неустойчивость крупных турбоагрегатов. / А.Г. Костюк, В.Ф. Шатохин // Доклад на научно-техническом семинаре по вопросам аэродинамики, вибрации и регулирования паровых турбин большой мощности // -Л.: ЦКТИ им. Ползунова. - 21-22.09. 1971.
38. Шатохин В.Ф. Стационарные и нестационарные колебания системы валопровод-статор-фундамент (программный комплекс для ЭВМ) / В.Ф. Шатохин // Доклад на научно-техническом семинаре «Вибрационная и противоударная защита машин и установок» // -Л.: НТО им. ак. А.Н. Крылова. - 1-2. 11. 1979.
39. Шатохин В.Ф. О нестационарных колебаниях нелинейной амортизированной системы с ограничителями перемещений и демпферными устройствами во внешнем и внутреннем каскадах амортизации / В.Ф. Шатохин, А.В. Кирюхин, Ю.П. Самсонов // Тезисы докладов XIV симпозиума «Динамика виброударных (сильно нелинейных)» систем // Москва-Звенигород: РАН, Научный совет по проблемам машиноведения и технологических процессов, ИМАШ им. ак. А.А. Благонравова. - 05.2003. – С.143-144.
40. Перфилов В.Г. Исследование вибрации лопаток радиальной центробежной турбины / В.Г. Перфилов, Ю.И. Проценко, В.И. Портнов, В.Ф. Шатохин // Сб. НИИФОРМТЯЖМАШ. Двигатели внутреннего сгорания. Повышение надёжности и долговечности. - М. - 1968. - №4-68-11. - С. 18-24.
41. Костюк А.Г. Численное моделирование нестационарных колебаний после внезапной разбалансировки многоопорного ротора с обкатом неуравновешенного ротора по статору / А.Г. Костюк, В.Ф. Шатохин, С.Д. Циммерман // Сб. докладов VI – ой н/техн. конференции «Проблемы вибрации, виброналадки, вибромониторинга и диагностики оборудования электрических станций». М.: ОАО «ВТИ». - 2011. - С.126-139.