На правах рукописи

Ballano/

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 "

Диссертация на соискание учёной степени доктора технических наук

Калуга - 2014 г.

СОДЕРЖАНИЕ

| Аннотация | 6 |
|---|------------------|
| Введение | |
| ГЛАВА 1. СОСТОЯНИЕ ПРОБЛЕМЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ДИН | АМИЧЕСКОЙ |
| НАДЁЖНОСТИ ТУРБОАГРЕГАТОВ (ТА) ПРИ СТАЦИОНА | РНЫХ И |
| НЕСТАЦИОНАРНЫХ ВОЗДЕЙСТВИЯХ | |
| 1.1. Схематизация системы ротор-опоры ТА и математич | неские модели |
| колебаний роторов | |
| 1.2. Анализ катастрофических аварий ТА, связанных с ра | азвитием явления |
| обката | |
| 1.2.1. Описание аварий ТА, не сопровождавшихся катас | грофическими |
| последствиями | 51 |
| 1.3. Анализ результатов исследований нестационарных | (переходных) |
| колебаний роторов ТА и развития обката ротором ст | атора56 |
| ГЛАВА 2. НЕСТАЦИОНАРНЫЕ (ПЕРЕХОДНЫЕ) КОЛЕ | БАНИЯ РОТОРА |
| ПОСЛЕ ВНЕЗАПНОЙ РАЗБАЛАНСИРОВКИ ПРИ | ОТСУТСТВИИ |
| ЗАДЕВАНИЙ О СТАТОР (ДВИЖЕНИЕ В ЗАЗОРЕ) | |
| 2.1. Переходные колебания ротора на двух анизотропных | опорах68 |
| 2.1.1. Дифференциальные уравнения движения ротора | а в зазоре 70 |
| 2.1.2. Влияние демпфирования на характер траектори | й движения |
| ротора в зазоре (движение без контакта) | |
| 2.1.3. Влияние типа ротора (жёсткий или гибкий) на | характер |
| движения в зазоре после внезапной разбалансир | оовки ротора74 |
| ГЛАВА З. НЕСТАЦИОНАРНЫЕ (ПЕРЕХОДНЫЕ) КОЛЕ | БАНИЯ РОТОРА |
| ПОСЛЕ ВНЕЗАПНОЙ РАЗБАЛАНСИРОВКИ ПРИ ЗАДЕВАІ | НИЯХ О СТАТОР |
| (МЕТОД И РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ) | 79 |
| 3.1. Кинематика процесса обката и качественная оценка с | ил при |
| контакте с абсолютно жёстким статором | 79 |

| 3.2. Модель ротора и условий его взаимодействия с податливым |
|--|
| статором при задеваниях |
| 3.3. Уравнения движения ротора при задеваниях о статор |
| 3.4. Силы, возбуждающие асинхронный обкат ротором статора101 |
| 3.5. Структура программного модуля численного моделирования |
| переходных колебаний ротора с задеванием и без задеваний о |
| статор105 |
| 3.6. Результаты исследований107 |
| 3.6.1. Представление параметров статора в месте контакта с |
| ротором107 |
| 3.6. 2. Исследование особенностей развития обката при контакте |
| ротора с податливым статором108 |
| 3.6.3. Влияние параметров статора в месте контакта с ротором на |
| развитие обката после внезапной разбалансировки |
| ротора120 |
| 3.6.4. Разбалансировка вблизи резонанса в случае переменной скорости |
| вращения ротора и возможность стабилизации |
| развивающегося явления обката129 |
| 3.6.5. Влияние быстродействия системы защиты ТА на развитие |
| обката ротором статора134 |
| ГЛАВА 4. ДВИЖЕНИЕ НЕУРАВНОВЕШЕННОГО МНОГООПОРНОГО |
| РОТОРА ПОСЛЕ ВНЕЗАПНОЙ РАЗБАЛАНСИРОВКИ С ЗАДЕВАНИЕМ О |
| СТАТОР. РАЗРАБОТКА АЛГОРИТМА И ПРОГРАММНЫХ МОДУЛЕЙ НА |
| ОСНОВЕ КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОЙ МОДЕЛИ РОТОРА149 |
| 4.1. Основные предположения152 |
| 4.2. Колебания неуравновешенного многоопорного ротора в зазоре |
| между ротором и статором154 |

4.3. Колебания неуравновешенного многоопорного ротора при

| задеваниях о статор в пролёте между опорами169 |
|--|
| 4.4. Интегрирование уравнений движения ротора после внезапной |
| разбалансировки (без контакта и с контактом со статором)173 |
| 4.5. Структура программного модуля численного моделирования |
| переходных колебаний многоопорного ротора с задеванием и без |
| задеваний о статор175 |
| 4.6. Исследование движения системы ротор-опоры после внезапной |
| разбалансировки и задеваниях о статор в одном из пролётов |
| многоопорного ротора177 |
| 4.6.1. Представление параметров опор и статора в месте контакта с |
| ротором178 |
| 4.6.2. Результаты исследований178 |
| 4.7. Исследование движения системы ротор-опоры после внезапной |
| разбалансировки при одновременном задевании в опорах и в |
| пролёте между опорами186 |
| ГЛАВА 5. НЕСТАЦИОНАРНЫЕ КОЛЕБАНИЯ СИСТЕМЫ РОТОР-ОПОРЫ |
| ПРИ СОТРЯСЕНИИ ОСНОВАНИЯ |
| 5.1. Выбор параметров основания и импульса внешнего воздействия192 |
| 5.2. Основные уравнения движения системы ротор-опоры при |
| сотрясении основания198 |
| 5.3. Структура программного модуля численного моделирования |
| нестационарных колебаний ротора при сотрясении основания208 |
| 5.4. Результаты численного моделирования движения ротора при |
| детерминированном импульсном воздействии |
| ГЛАВА 6. СТАЦИОНАРНЫЕ КОЛЕБАНИЯ СИСТЕМЫ РОТОР-ОПОРЫ ТА, |
| ДИНАМИЧЕСКАЯ УСТОЙЧИВОСТЬ, КОЛЕБАНИЯ РОТОРА ПОСЛЕ |
| ВНЕЗАПНОЙ РАЗБАЛАНСИРОВКИ (МЕТОД И РЕЗУЛЬТАТЫ |
| ИССЛЕДОВАНИЙ) |
| |

6.1. Экспериментальные динамические податливости опор ТА и

| выбор параметров заменяющих двухмассовых моделей опор221 |
|---|
| 6.2. Спектр частот и форм колебаний системы ротор-опоры ТА223 |
| 6.3. Вынужденные колебания системы ротор-опоры ТА от |
| неуравновешенности ротора (метод и результаты расчётов)228 |
| 6.4. Результаты исследований АЧХ и линий динамического |
| прогиба многоопорного ротора от неуравновешенности разной |
| формы |
| 6.5. Устойчивость движения многоопорного ротора ТА при действии |
| неконсервативных сил подшипников скольжения и сил рабочего |
| потока |
| 6.6. Переходные колебания многоопорного ротора после внезапной |
| разбалансировки |
| ГЛАВА 7. РАСЧЁТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ. |
| ПОДТВЕРЖДЕНИЕ ОСНОВНЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЯМИ |
| ОТЕЧЕСТВЕННЫХ И ЗАРУБЕЖНЫХ АВТОРОВ |
| 7.1. Результаты исследований питательного турбонасосного агрегата |
| (ПТНА)243 |
| 7.2. Расчётно-экспериментальные исследования ротора на четырёх |
| опорах |
| 7.3. Результаты исследований отечественных и зарубежных авторов |
| 7.4. Некоторые предложения по разработке системы предотвращения |
| катастроф ТА251 |
| 7.5. Структура комплекса программных средств динамики ротора255 |
| ЗАКЛЮЧЕНИЕ |
| ЛИТЕРАТУРА |
| Список условных обозначений |
| ПРИЛОЖЕНИЕ к главе 3 |
| ПРИЛОЖЕНИЕ к главе 5,6. Обозначения, принятые в главе 5, 6 |
| |

В диссертации приведены физические модели роторных систем и методы математического моделирования стационарных И нестационарных (переходных) колебаний роторов турбоагрегатов (ТА) при действии разного функционированием ТА, а также вызываемых рода сил, вызываемых специальными условиями эксплуатации. На основе математических моделей разработаны алгоритмы задач динамики ротора и программные модули, составляющие комплекс программных средств, позволяющий решать задачи проектирования, доводки на стендах и модернизации роторных систем ТА необходимых различного назначения с определением динамических характеристик системы ротор-опоры ТА. Задачи стационарной динамики роторных систем решались многими авторами (А.Г.Костюк, Э.Л.Позняк, В.И.Олимпиев, А.И.Куменко, М.К.Леонтьев, С.С.Евгеньев) с использованием разных физических моделей, разработкой комплекса программных средств, реализующих линейные задачи роторной динамики. Некоторые программные комплексы позволяли исследовать переходные колебания после внезапной разбалансировки ротора или крутильные колебания после короткого замыкания в генераторе в линейной постановке.

В последние десятилетия, в связи с разработкой конструкций ТА, с новыми эксплуатационными факторами, вызывающими повышенные вибрации, ускоренный износ и даже повреждения оборудования актуальной стала проблема исследования колебаний ротора с задеваниями о статорные элементы ТА. Эта фундаментальная проблема связана также со стремлением многих исследователей объяснить причины аварий TA. которые носили катастрофический характер и развивались за короткое время на фоне предшествующей нормальной работы установки.

Анализ аварийных ситуаций показал, что развитию аварии предшествует нормальной работы ТА вследствие какого-либо воздействия, нарушение приводящего в некоторых случаях к контакту вращающегося ротора со статором. В процессе контакта поверхностей ротора и статора возникают неконсервативные позиционные, возбуждающие обкат ротором статора силы, привести (при определённых условиях) К которые могут развитию обката асинхронного появлению значительных сил контактного И взаимодействия ротором статором, между И опасных ДЛЯ прочности конструкции. Уровень сил, возбуждающих асинхронный обкат, значительно превышает силы в масляной плёнке подшипников скольжения, действующие на ротор в процессе стационарных колебаний от неуравновешенности, чем и объясняется опасность колебаний ротора с задеванием о статор. Разработке методов исследования относительно мало изученного явления - развития обката ротором статора и, особенно, сил взаимодействия ротора со статором в процессе их контакта уделено заметное внимание в диссертации. В случае задеваний ротора о статор решается нелинейная задача нестационарных колебаний системы ротор-опоры-статор (с нелинейной характеристикой жёсткости статора и потерями энергии при перемещениях (деформациях) статора).

Решение каждой из задач стационарной и нестационарной динамики ротора физической сопровождается изложением И математической моделей исследования стационарных и нестационарных колебаний, информацией о структуре программного модуля для решения задачи и примерами его использования в расчётной практике проектирования. В основу математических моделей положен аналитический метод с интегрированием полученных систем дифференциальных уравнений, метод разложения по собственным формам колебаний, метод конечных элементов (МКЭ) с учётом характеристик системы ротор-опоры-уплотнения. Комплекс программных средств динамики ротора используется при проектировании ТА различного назначения, центрифуг, насосов на предприятии OAO «KT3». Приведены результаты экспериментальных исследований, достоверность подтверждающие разработанных методов математического моделирования колебаний роторов.

Введение

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 ТА в ротор ИЛИ целом определить на можно как стационарные нестационарные. Стационарные колебания ИЛИ 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. Динамическое поведение ротора ТА при различных воздействиях зависит от его динамических характеристик. Динамические характеристики ТА либо характеризуют ТА как конструкцию, обладающую некоторыми свойствами (например, спектр частот и форм свободных колебаний ротора ТА на опорах), либо определяются откликом (реакцией) ТА на заданные воздействия в различных (в том числе и специальных) условиях эксплуатации. В динамические характеристики входят: спектр частот и форм колебаний, амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) системы ротор-опоры при действии неуравновешенных сил, показатели динамической устойчивости системы ротор-опоры, показатели реакции ротора на детерминированное импульсное кинематическое воздействие в виде взрыва, землетрясения, реакция ротора на внезапную разбалансировку (как внезапное воздействие непосредственно на ротор). Реакция роторной системы на отмеченные воздействия определяется значениями перемещений, скоростей и

ускорений в характерных сечениях ротора и опор, расчётом силовых факторов (изгибающих моментов, поперечных сил) и сил взаимодействия между ротором и статором в случае их контактного взаимодействия.

При проектировании роторов ТА необходимо определять реакцию ротора ТА на стационарные и нестационарные воздействия. Практика эксплуатации турбоагрегатов различного назначения показывает, что в случае достаточно сильных воздействий поперечные колебания ротора могут сопровождаться задеваниями (контактом) ротора с ограничивающими движение ротора статорными элементами. Например, в проточной части турбины, насоса, к таким элементам могут быть отнесены уплотнения различных типов, а также подшипники и сам корпус конструкции. Сопротивление перемещениям, которое испытывает ротор в процессе задеваний (контакта) с такими элементами, носит явно нелинейный характер.



Рис._1. Силы, действующие на ротор при его радиальном контакте со статором. P – точка контакта ротора со статором; O - центр расточки статора; O_1 – центр сечения ротора; O_2 положение центра масс ротора; ω – угловая скорость 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

Контактное взаимодействие ротора со статором является фактором возбуждения обката ротором статора с быстропротекающим процессом возрастания сил между ротором и статором. На рис.1 показано, что сила трения скольжения при задевании ротором статора с одной стороны вызывает торможение ротора, а, с другой стороны, способствует возбуждению обратной прецессии ротора с развитием асинхронного обката ротором статора.

Развитие обката ротором статора будем определять движением вращающегося ротора с периодическим или постоянным контактом со статором и появлением в моменты контакта силы трения скольжения при проскальзывании ротора относительно статора. Понятие развитие или «асинхронного» обката предполагает совпадение или «синхронного» несовпадение направления прецессионного движения ротора с направлением собственного вращения ротора в процессе колебаний. Об установившемся обкате можно говорить при приближении к нулю (для неуравновешенного ротора) относительной скорости v_{от} ротора в точке контакта со статором.

Нарушение нормальной работы ТА и колебания с большими амплитудами [50,139,149], задеванием о статорные элементы возможны по разным причинам. Отметим некоторые из них:

- импульсное (кинематическое) воздействие в виде ударной волны неконтактного или контактного взрыва (специфическая задача обеспечения ударостойкости установок специального назначения с вращающимися элементами); землетрясения;

- значительная неуравновешенность ротора, например, при пуске плохо прогретого турбоагрегата и, как следствие, вынужденные колебания ротора с амплитудами, превышающими величину радиального зазора между ротором и статором;

 воздействие неконсервативных сил в подшипниках и в проточной части турбины, вызывающее самовозбуждающие колебания ротора большой амплитуды;

- попадание посторонних предметов в проточную часть турбины, компрессора, насоса;

- нарушение соосности ротора с корпусом при сборке, либо за счёт некомпенсированных усилий на корпус от трубопроводов, расцентровок опор в процессе эксплуатации ТА;

 падение давления в системе смазки подшипников и выход из строя защитного слоя подшипника (выплавление баббита по какой либо причине) могут вызвать соприкосновение ротора с телом подшипника;

 применение в конструкции подшипников пар трения из тугоплавких материалов, с малыми зазорами, работающих на водяной смазке и весьма чувствительных к перекосам и нарушениям соосности ротора относительно статорных элементов;

- внезапная разбалансировка ротора, связанная с отрывом одной или нескольких лопаток или любого из вращающихся элементов ротора (бандажа, участка диска).

Анализ отказов в работе оборудования электрических станций, выполненный в [38, 39], показывает, что повреждения лопаточного аппарата ТА с потерей лопаток случаются достаточно часто. Например, по оценкам исследовательского института США EPRI [13], причиной 73% случаев вынужденных остановов паровых турбин ЭС являлись поломки рабочих лопаток.

В действиях [126] оператора энергоблока ТЭС нарушение нормальной работы ТА рассматривается как событие (первопричина), перерастание которой в аварийную ситуацию зависит от надёжности энергооборудования, средств защиты ТА, процессов, происходящих в ТА в связи с событием, а также решений оперативного персонала, действия которого строго регламентированы. Аксиому конечной надёжности элементов оборудования, как и функциональных действий оперативного персонала, никто не отменял. Поэтому при расследовании причин аварий "человеческий фактор" не исключается. Исследователей интересуют как первопричины, так и, в значительной степени,

развитие аварийных ситуаций, чтобы предусмотреть возможные меры по исключению или ограничению их опасных последствий.

Увеличение интенсивности отказов в работе оборудования электрических делает неотложной задачу либо существенной станций модернизации отработавших гарантированный ресурс блоков, либо проектирования и изготовления новых конструкций с учётом достижений научных исследований. Так, в 2012 году Мосэнерго рассматривал предложения по модернизации 30 теплофикационных блоков Т-250. Особенно критическим остаётся состояние в теплоэнергетике Украины [152], где абсолютное большинство энергоблоков ТЭС выработали свой проектный и продлённый ресурс. На АЭС к 2030 году в эксплуатации останется восемь-девять ТА из действующих на сегодняшний день. В таком же состоянии находятся ТА производства ОАО «Турбоатом» вне границ Украины: 135 турбин на ТЭС и 92 турбины на АЭС. Теория катастроф [96] подтверждает, что в последние годы наибольшую опасность несут техногенные катастрофы. По статистике МЧС России на них приходится 91% крупных чрезвычайных происшествий (ЧП), а на природные бедствия – всего 7%. По части техногенных ЧП число аварий возросло по сравнению с поздними советскими годами в несколько раз (в год). Поэтому разработка методов определения динамических характеристик роторных систем при различных воздействиях, поиск способов уменьшения тяжести последствий аварийных ситуаций представляет собой весьма актуальную задачу.

Статистика [170] показывает, что «среди 275 отказов газотурбинных двигателей, трение скольжения о статор, связанное с задеваниями ротором второй основной причиной (10.2%) после отказов, является статора, определяемых многоцикловой усталостью (22.5%)». При задеваниях (контакте) со статором, сопровождающемся проскальзыванием ротора по статору, возбуждающих ситуация осложняется появлением нового класса СИЛ, связанных с контактным взаимодействием между поверхностями ротора и статора.

Начальные режимы взаимодействия вращающегося ротора со статором иногда определяются понятиями «мягкого» и «жёсткого» задеваний ротором статора [118]. B первом случае — ЭТО задевания ротора об усики подпружиненных диафрагменных, концевых уплотнений или других элементов статора (корпуса, баббитового слоя подшипников скольжения). "Мягкие" задевания приводят к незначительным отклонениям по виброскорости, что на временных трендах. Опасность их заключается в диагностируется возможности возбуждения низкочастотной вибрации (НЧВ) ротора с большой амплитудой, если запас по устойчивости движения ротора не соответствует требованиям отстройки по НЧВ. "Жёсткие" задевания характеризуются значительными амплитудами вибрации, когда возможен контакт ротора не только с элементами уплотнений, но и с жёсткими элементами корпуса (статора) с возможным развитием синхронного или асинхронного обката ротором статора.

Проблема обката заключается в том, что многие авторы, используя разные модели, считают последствия обката действительно опасными, но сам процесс развития обката практически мало изучен, как и характер сил, способных его поддерживать. Моделирование колебаний системы ротор-опоры в условиях задеваний, определение характера движения ротора при периодическом и постоянном контакте co статором, определение, например, уровня разбалансировки ротора, который опасен развитием аварийной ситуации с задеваниями ротора о статор, исследование сил, возникающих вследствие контакта вращающегося ротора со статором, является важным направлением работ в выяснении характера развития обката.

Следует отметить, что в русский технической литературе термин «обкат ротором статора», «режим обкатывания ротором статора» используется, начиная с работ Л.Я. Банах, Ю.И. Неймарка, В.И. Олимпиева, Э.Л. Позняка [3,18,89,104] и других авторов. В более ранней работе [2] состояние вала, вращающегося в подшипнике без смазки с зазором (обкатывание на малых

скоростях вращения), исследовалось Артоболевским И.И., Костициным В.Т., Раевским Н.П. с целью использования этого явления в различных полезных механизмах.

На основании теоремы о сложении скоростей при плоском движении твёрдого тела для точки Р (рис.1) контакта ротора с жёстким неподвижным статором, отсутствии проскальзывания (скорость т. Р ротора по отношению к статору $v_{or} = 0$) легко получается зависимость (1):

$$\dot{\theta} = -\omega \cdot r/\delta, \tag{1}$$

Здесь: θ - скорость прецессии вала; ω - угловая скорость вращения; r - радиус вала в точке контакта; δ - радиальный зазор между валом и статором. Так как величина r примерно на два порядка больше, чем радиальный зазор δ , то угловая скорость прецессии, в соответствии с указанной зависимостью, возрастает в сотни раз по сравнению с ω , что влечет за собой появление значительных сил давления на корпус (статор). Приведённая зависимость (1) идеализирует сложное явление обката, но в тоже время заставляет задуматься, что же на самом деле представляет собой обкат ротором статора как в форме траекторий движения центров сечений ротора, так и сил, возникающих в процессе контакта ротора со статором, кинематических характеристик движения ротора?

Реакция ротора ТА на *импульсное кинематическое воздействие* в виде взрыва, землетрясения является одной из важнейших характеристик сохранения работоспособности ТА специального назначения. Особенно это важно для установок, цикл работы которых не должен прерываться в специфических условиях эксплуатации, или транспортных ТА для кораблей различных типов. Конструктора интересует реакция ротора в виде перемещений, ускорений, силовых факторов в сечениях ротора на детерминированное воздействие, представляемое в виде временных зависимостей ускорений (скоростей или перемещений), действующих на корпус (основание) ТА. В диссертации последовательно представлены основные задачи динамики ротора, решение которых необходимо при проектировании и модернизации ТА. Дано описание физической и математической моделей колебаний ротора при воздействиях непосредственно на ротор и при кинематическом возбуждении основания. Значительное внимание уделено исследованию развития явления обката ротором статора, как возможного развития колебаний ротора с задеваниями о статор. Для моделирования колебаний ротора при различных воздействиях разработаны специальные программные модули, входящие в комплекс программных средств математического моделирования процессов колебаний системы ротор-опоры.

В главе 1 на основе анализа публикаций показано состояние проблемы TA обеспечения динамической надёжности при стационарных И колебаниях. Приведено нестационарных описание последствий катастрофических аварий ТА различного назначения, причиной которых являются задевания ротором статора, переходящие при определённых условиях в обкат ротором статора. Примеры последствий аварий с явными признаками начала развития обката и повреждениями, устранение которых возможно в процессе восстановительного ремонта, показывают, что необходимо более глубокое изучение процесса развития обката во времени для поиска способов погашения развивающегося обката и уменьшения сил, возбуждающих обкат. Показано, что не так важно, что является первопричиной нарушения нормальной работы ТА, приводящей к задеваниям ротором статора, и отмечены способствующие некоторые важные обстоятельства, развитию обката, сопровождающегося силами, способными привести к нарушениям целостности установки. В главах 2,3,4,6 в качестве возбуждающего воздействия принята разбалансировка сопровождающаяся внезапная ротора, переходными колебаниями системы ротор-опоры с задеваниями и без задеваний о статор.

В главе 2 представлен алгоритм в матричном виде и описание программного модуля исследования переходных колебаний без задеваний о

статор. Решение линейной задачи (без задеваний о статор) необходимо с двух позиций: - описание движения ротора в зазоре, как части общего процесса колебаний с задеваниями в случае периодических контактов ротора со статором; - выявление некоторых особенностей движения ротора в зазоре, и возможность оценки допустимого уровня разбалансировки ε_d , которая не приводит к контактам ротора со статором.

В главе 3 рассмотрена модель взаимодействия ротора с абсолютно жёстким и с податливым статором при задеваниях. Приведена математическая модель колебаний симметричного ротора на двух анизотропных опорах, дан анализ сил, возбуждающих асинхронный обкат ротором статора. Представлен алгоритм в матричном виде и структура программного модуля численного исследования переходных колебаний симметричного ротора после внезапной разбалансировки с разрывами контакта и при постоянном контакте ротора со статором. Выполнены численные исследования развития различных режимов обката ротором статора в зависимости от изменения параметров системы ротор-опоры-статор. Показано влияние податливости и демпфирования в статоре на возбуждающие обкат силы и возможность сведения развивающегося асинхронного обката к менее опасным колебаниям с синхронной прецессией и переходом на предельный цикл колебаний. Определена предельная скорость прецессии ротора при установившемся обкате в случае контакта с абсолютно жёстким и податливым статором. Решена задача о влиянии быстродействия систем защиты ТА на погашение развивающегося обката.

В главе 4 метод конечных элементов (МКЭ) применён к исследованию колебаний многоопорного ротора после внезапной разбалансировки с задеваниями и без задеваний о статор. Алгоритм в матричном виде и структура программного модуля исследования переходных колебаний ротора при задеваниях в одном из пролётов ротора, а также при задеваниях в опорах и в пролёте ротора одновременно имеют оригинальную трактовку. Результаты исследований переходных колебаний показывают возможность

развития асинхронного обката ротором статора, увеличивающуюся с увеличением жёсткости статора, коэффициента трения скольжения в местах задеваний и уменьшением потерь энергии в опорах и в статоре при колебаниях. Показано применение разработанного численного метода к исследованию колебаний ротора на опорах с масляными подшипниками скольжения и с парами скольжения на основе тугоплавких материалов с водяной смазкой. Исследования выполнялись для реальных конструкций роторов на трёх и четырёх опорах.

В главе 5 рассмотрены нестационарные колебания системы ротор-опоры с несколькими опорами при сотрясении основания, т.е. при кинематическом воздействии на ротор со стороны основания (фундамента). При этом каждая из опор схематизирована двухмассовыми моделями В горизонтальном И вертикальном направлении колебаний, определяющими свойства статорафундамента ТА. Основные уравнения движения системы ротор-опоры в матричном виде выведены с использованием метода разложения движения системы по собственным формам колебаний соответственной консервативной системы (СК-системы) ротор-опоры. Показана структура программного модуля и применение численного метода к исследованию колебаний ротора при детерминированном импульсном воздействии. Исследовалось движение центров сечений ротора и опор, поперечных сил и изгибающих моментов уравновешенного ротора и ротора с небалансом после импульсного кинематического воздействия.

В главе 6 физическая и математические модели стационарных линейных колебаний, устойчивости движения и переходных колебаний многоопорного ротора методом разложения движения по собственным формам колебаний СКсистемы ротор-опоры рассмотрены как частные задачи общего алгоритма исследования колебаний неуравновешенного ротора при сотрясении основания. Приведен алгоритм в матричном виде и структура программных модулей для расчёта спектра частот и форм колебаний, АЧХ вынужденных колебаний от

неуравновешенности, динамической устойчивости и переходных колебаний после внезапной разбалансировки многоопорного ротора. Экспериментальные исследования ТА 300 МВт подтверждают результаты математического моделирования колебаний.

В главе 7 сопоставлены результаты исследований, приведенные В диссертации, с результатами других авторов и результатами экспериментов. что полученные результаты математического Показано, моделирования колебаний при различных воздействиях не противоречат экспериментальным результатам, результатам отечественных и зарубежных авторов, а по многим позициям уточняют ИX, раскрывают проблемные вопросы. В части представления нелинейных колебаний с задеваниями о податливый статор разработанные методы и полученные результаты не имеют аналогов. Важным достоверности разработанных доказательством методов математического моделирования является опыт эксплуатации и стендовых испытаний ТА, подтверждающий развитие обката ротором статора с разными последствиями.

Определены условия, способствующие или нарушающие развитие асинхронного обката ротором статора. Разработана принципиальная схема (рис.7.14) системы предотвращения катастроф (СПКА) ТА, включающая меры снижения опасности развития аварийных ситуаций.

Программные модули отдельных задач динамики ротора представлены структурно в виде общего комплекса программных средств (рис.7.15), объединённого единым способом задания исходной информации и способом оформления результатов исследований, для решения актуальных задач динамики ротора.

Объектом исследования, разработки и совершенствования методов моделирования колебаний роторов 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 роторных конструкций которых определяется степенью схематизации ротора, статора и представления действующих на конструкцию сил.

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.

Программные средства должны обеспечить на стадии проектирования, доводки и модернизации ТА получение *основных динамических характеристик системы ротор-опоры ТА*.

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 статор. задеваниях 0 податливый Динамическая характеристика при предполагается существенно нелинейной податливого статора C 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 результаты моделирования алгоритма И 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 статорафундамента TA реакции многоопорного ротора на *импульсное внешнее* (кинематическое) воздействие в виде ударной волны контактного или неконтактного взрыва, возбуждающей основание TA (*compяceние основания*), позволяющие оценить сохранение работоспособности конструкции TA после импульсного возбуждения и определить «радиус безопасности» эксплуатации оборудования.

3. Рассмотрено влияние быстродействия 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 привентивных мер для предотвращения их опасного развития.

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».

В силу ограниченности объёма представленной работы сюда не вошли работы автора по исследованию возбуждающих сил в цилиндрических уплотнениях насосов, исследовательские работы по динамике турбонасосного агрегата К-17-1,5П+ПТН-1500, турбоагрегата К-25-0.6 Гео ("Камчатка 25" для ГеоЭС) с геотермальной турбиной и других конструкций Мутновской роторных систем ТА, центрифуг, разработанных предприятием ОАО «КТЗ», на котором автор имеет честь трудиться более 40 лет. Значительное число работ (технические и исследовательские отчёты СКБ ОАО «КТЗ», научные статьи в журналах и сборниках) выполнено автором по результатам проектирования и доводки амортизированных систем механизмов специального назначения (при и нестационарных воздействиях) [8,35,37,131,135,146,184]. стационарных Конструкции находятся в эксплуатации уже несколько десятков лет. Исследования выполнены с помощью специального комплекса программ

расчёта амортизированных систем, в разработке и совершенствовании которого автор принимал самое активное участие. Экспериментальное и теоретическое исследование вибрационной прочности лопаток И дисков радиальных центростремительных турбин турбокомпрессоров для наддува дизелей выполнено автором в период его работы в Отделе Главного Конструктора по Машиностроению (ОГКМ) предприятия «Коломенский тепловозостроительный завод». Результаты исследований по указанным направлениям отражены в технических отчетах предприятий ОАО «Калужский турбинный завод» и «Коломенский тепловозостроительный завод».

Автор несомненно должен отметить существенное влияние на материалы, изложенные в этой работе, научного направления, начавшего развиваться с конца 60-х годов XX века на кафедре турбин МЭИ (ТУ) под руководством заслуженного деятеля науки и техники, профессора А.Г. Костюка по фундаментальному теоретическому и экспериментальному исследованию динамических характеристик роторов ТА при взаимодействии со статором через масляный слой подшипников скольжения и аэродинамический поток в проточной части и уплотнениях турбин. Автор этой работы был первым аспирантом профессора А.Г. Костюка по тематике «динамика ротора». Математическое моделирование стационарных, нестационарных колебаний, устойчивости движения ротора на масляной плёнке подшипников скольжения и взаимодействии с силами рабочего потока в проточной части и уплотнениях ТА стало темой кандидатской диссертации автора [143]. В дальнейшем работы по совершенствованию методов математического моделирования колебаний роторных систем, развитию новых методов исследования были продолжены автором (на предприятии ОАО «КТЗ»), А.И. Куменко, А.П. Ручновым, Н.М. Ивановым и другими учениками профессора А.Г. Костюка на кафедре турбин МЭИ (ТУ) и на ряде предприятий и учебных центров России. Под влиянием профессора А.Г. Костюка в значительной мере формировались и научные МЭИ (ТУ) представления автора. Школа профессора А.Г. Костюка В

продолжает интенсивно работать и в непростое настоящее время. Продолжающиеся контакты выпускников и научного руководителя школы профессора А.Г. Костюка оставляют приятные ощущения увлечённости техническими идеями.

Автор выражает свою признательность предприятию ОАО «КТЗ» в лице генерального конструктора предприятия, д. т. н., профессора Ю.Л. Лукашенко, главного инженера к.т.н. С.Д. Циммермана, главного конструктора по прочности В.Н. Чеботарёва, начальника лаборатории прочности к.т.н. Д.А. Аркадьева за моральную поддержку в выполнении представляемой работы. Конкретная помощь в оформлении некоторых результатов и в части вариантных расчётов была оказана сотрудником СКБ ОАО «КТЗ» инженером-конструктором первой категории Н.В. Губановой.

Апробация работы. Основные результаты исследований, изложенные в диссертации, представлены в материалах международных конгрессов двигателестроителей (Украина, 2002 - 2013 г.г.), международных научнотехнических симпозиумах (г. Звенигород) и международных научнотехнических конференциях (г. Москва, г. Санкт-Петербург (Ленинград), г. Киев, г. Волгоград, г. Харьков, г. Кутаиси) и опубликованы в ведущих научнотехнических 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 [181].

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; 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)).

ГЛАВА 1. СОСТОЯНИЕ ПРОБЛЕМЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАДЁЖНОСТИ ТУРБОАГРЕГАТОВ (ТА) ПРИ СТАЦИОНАРНЫХ И НЕСТАЦИОНАРНЫХ ВОЗДЕЙСТВИЯХ.

Подавляющее число исследовательских работ по динамике роторных систем посвящено анализу линейных колебаний и лишь немногие работы затрагивают нелинейные колебания роторов: колебания с нелинейными характеристиками опор [78-80,83,103] или колебания с задеваниями о статорные элементы [2,3,9,50,82,89,104,163-167].

Решение задач вибрационной надёжности роторных систем турбоагрегатов (ТА) различного назначения на этапе проектирования, доводки на стендах и в эксплуатации предполагает выбор физической и математической моделей, как инструмента исследования реальной конструкции. При этом решение задач нестационарных колебаний (как правило, более трудоёмких) меняет в определённой степени лишь математическую модель исследований, сохраняя основу физической модели исследования стационарных колебаний. В случае нелинейных колебаний (например, колебаний ротора с задеваниями о статор) математическая модель оказывается более сложной в реализации алгоритма, даже при упрощении физической модели. Поэтому изучение основных закономерностей колебаний ротора при стационарных и нестационарных воздействиях исследователи стараются выполнять на относительно простых моделях симметричного ротора на двух опорах. С другой стороны, потребность В количественной оценке результатов математического моделирования процесса колебаний требует усложнения физических моделей конструкций ТА с целью исследования моделей более адекватных реальности.

Выбор физической модели определяется степенью схематизации реальной конструкции ТА, возможностями математического описания процесса колебаний и создания программных средств получения численных результатов исследования динамических характеристик ТА, определяющих его

надёжность. Решение разных стационарной динамическую задач И нестационарной динамики роторов на основе принятой модели приводит авторов К разработке комплекса программных средств (программных комплексов), в которых несколько задач динамики ротора ТА (в зависимости от потребностей практики проектирования предприятия) объединены единым способом задания исходной информации по динамической модели и способом представления результатов расчёта.

Проектирование ТА с соответствующими нормативам динамическими характеристиками (спектр частот и форм собственных колебаний, АЧХ, показатели устойчивости движения ротора при наличии В системе неконсервативных сил масляной плёнки подшипников и сил рабочего потока в проточной части и уплотнениях) обеспечивает длительную эксплуатацию ТА в Нестационарные воздействий. нормальных условиях стационарных воздействия определяются либо специальными условиями эксплуатации, оговариваемыми в проектном задании, либо относятся к нарушениям нормальной работы ТА, которые необходимо предусмотреть, и лучше заранее проверить конструкцию на проявление возможных нештатных ситуаций. В разделе 1.1, в основном, анализируются математические модели, методы и результаты исследований колебаний роторов при стационарных воздействиях. Анализ методов и результаты исследований нестационарных колебаний выделены в отдельный раздел 1.3.

1.1. Схематизация системы ротор-опоры ТА и математические модели колебаний роторов.

Начиная с 60-х годов прошлого века, для решения проблемы обеспечения динамической надёжности ТА в эксплуатации, стали разрабатываться физические модели (расчётные схемы) ТА различной степени сложности и их математические модели. Сотни статей и докладов на научных симпозиумах и конгрессах за рубежом и в России посвящены проблеме разработки математических и физических моделей: от расчётных схем роторов на двух опорах до многомассовых и многоопорных систем с большим числом степеней свободы. Например, работы иностранных исследователей Sony A.G. [117], Thomas H.J., Kramer E., Ольфорд Д.С. [93] и других авторов относятся к фундаментальным исследованиям вопросов динамики Работы роторов. отечественных учёных в постановке задач исследования, методов их решения не уступают зарубежным исследованиям, а в ряде направлений отличаются качественно более глубоким раскрытием проблем. В работах А.Г. Костюка [41-58], В.И.Олимпиева [87-92], Э.Л.Позняка [101-106], А.П.Филиппова [127], В.М.Фридмана [128], М.К.Леонтьева [108] модель представления агрегата, как системы, определяется решаемой задачей и степенью описания физических процессов в турбомашинах при взаимодействии вращающегося ротора через рабочий поток, масляную плёнку подшипников скольжения со статоромфундаментом. Поэтому остановимся лишь на кратком анализе ставших привычными за это время в расчётных схемах представлений ротора, опор, статора, фундамента разными исследователями математического ДЛЯ моделирования колебаний ротора.

Большое количество работ в настоящее время по исследованию стационарных колебаний, устойчивости движения роторов на масляной плёнке подшипников скольжения и действии возбуждающих сил в проточной части, уплотнениях турбин, насосов подтверждают актуальность проблемы вибрационной надёжности ТА. В комплексе, с представлением программных продуктов для ПК и использованием их в заводской практике, решены задачи в работах А.Г. Костюка, Э.Л.Позняка, В.И.Олимпиева, М.К.Леонтьева. В период 70-90-х годов 20-го века в практике проектирования КТЗ, ЛМЗ, ВТИ и ряда других предприятий России математические модели, алгоритмы и программы, разработанные Э.Л. Позняком [102,105], А.Г. Костюком [41-58] широко использовались и продолжают использоваться в настоящее время. Уровень разработки алгоритмов столь высок, что лишь моральное старение класса вычислительных машин конца прошлого столетия и снятие их с производства (замена на ПК) привели к невозможности дальнейшего использования в проектировании некоторых разработок, например, программного комплекса [105]. Значимые, на уровне используемых в настоящее время в проектных работах, программные комплексы динамики роторов, разработанные в МЭИ (А.Г. Костюк), во ВНИИЭМ (Э.Л.Позняк), в МАИ (М.К.Леонтьев), в КАГТУ (КАИ) (С.С.Евгеньев), охватывают в основном задачи стационарных колебаний и динамической устойчивости роторных систем.

Общим в этих методах исследования является представление динамической системы ТА из трёх связанных между собой отдельных подсистем [12]:

- 1. Ротор (валопровод) с его упругими и инерционными характеристиками.
- 2. Масляная плёнка подшипников скольжения и аэродинамический поток в проточной части и уплотнениях турбины.
- 3. Статор-фундамент.

Что касается первой динамической системы, то её схематизация выработана ещё в работах [23,105,177]. Валопровод разбивается на участки, изгибную жёсткость которых можно считать постоянной; массы участков либо распределяются по концам участков в случае цепной многомассовой модели ротора, либо равномерно распределены по длине участка. Выбор представления основных геометрических и инерционных параметров ротора определяется методом решения задачи. Большее число участков физической модели предполагает большую степень динамического подобия модели и реальной конструкции ротора. Но последнее связано с увеличением объёма вычислений, накоплением ошибки при использовании различных численных методов. Поэтому целесообразен рациональный выбор числа участков в зависимости от числа рассчитываемых собственных частот. Считается достаточным иметь 3-4 участка между узлами высшей определяемой формы колебаний [23]. Вычислительные комплексы высокого класса точности позволяют решать задачи практически без отмеченных ограничений. Как правило, исследователи разрабатывают специальные вспомогательные программы ДЛЯ расчета геометрических и инерционных характеристик по рабочим чертежам ротора, а также параметров жёсткости, демпфирования подшипников и возбуждающих сил рабочего потока в проточной части и уплотнениях.

В ряде работ [70,72,73,157] экспериментально показано, что характеристики масляной плёнки с большой степенью точности можно считать линейными в пределах малых отклонений цапфы от состояния равновесия. Так в [73] для силиконового масла отмечено, что, пока толщина плёнки смазки составляет не менее 25% от величины радиального зазора в подшипнике, линейные зависимости с хорошей степенью точности определяют реакцию плёнки Пропорциональность неуравновешенными смазки. между грузами И амплитудами колебаний выдерживалась с точностью до 20% при трёхкратном увеличении грузов. Амплитуда колебаний при этом составляла 0.5 от величины зазора в подшипнике. Эксперимент выполнен на двухопорном консольном роторе.

Демпфирование колебаний в роторных системах, как показали исследования, происходит не только за счёт внутреннего трения в материале вала или выдавливания масла при перекашивании цапфы в процессе колебаний вала, а, в основном, при движении цапфы, когда её ось остаётся параллельной оси подшипника [73].

Третья (статор-фундамент) представляется динамическая система расчётными моделями разной степени сложности, что зависит от возможностей математического моделирования рассматриваемой задачи, степени влияния динамических характеристик опор и статора на колебания всей системы роторопоры. В дальнейшем все физические модели отличаются большей или меньшей сложностью представления второй и третьей систем. Естественно, следует стремиться к возможно более простой схематизации динамической системы ротор-опоры и переходить к более сложной, когда становится очевидной неспособность более простой модели отображать определяющие черты динамического поведения ТА. Например, при исследовании обката ротором статора В некоторых конструкциях необходимо учитывать демпфирование в статоре, особенно, при амортизирующем креплении корпуса (рамы) ТА с демпферными устройствами, что используется в конструкциях транспортных ТА для восприятия импульсных воздействий или воздействий при значительных амплитудах бортовой и килевой качки. В связи с этим точность определения характеристик системы опоры-статор приобретает всё большее значение, что влечёт за собой разработку более сложных моделей третьей динамической системы.

Необходимость учёта связанности колебаний ротора и опор показана ещё работами Ф.М. Диментберга, А.Г. Костюка, А. Тондла, Э.Л. Позняка и В.И. Олимпиева. Учёт продольной связанности колебаний статора-фундамента работами А.И. Куменко [59-61,63] реализован С использованием экспериментальных динамических жёсткостей второй динамической системы (опор, статора-фундамента). Поэтому определение свойств опор (особенно статора-фундамента), экспериментальных динамических характеристик исследование взаимодействия ротора с масляной плёнкой подшипников, с рабочим потоком в проточной части и уплотнениях турбомашин с целью уточнения моделирования динамических систем продолжает оставаться

актуальным направлением в исследовании динамики роторных систем и сил, действующих на ротор [21,22,31,41-48,59-67,79-81,97].

Конструктивные особенности опор и статора определяют разные модели третьей динамической системы. Например, в работах Ф.М. Диментберга, В.Я. Кальменса предлагалось аппроксимировать экспериментально полученную кривую динамической податливости опоры выражением для амплитуды колебаний консервативной системы с одной степенью свободы

$$\Delta = 1/k^{(n)} (1 - \omega^2/p^2)$$
(1.1)

а в случае системы «масляная плёнка-опора» выражением

$$\Delta = 1/k^{(M)} + 1/k^{(n)}(1 - \omega^2/p^2)$$
(1.2)

Инерционные свойства опор учтены сначала в работах [102,103,105] и далее в работах [25,108]:

$$\Delta = \frac{-m^{(n)}\omega^2 + k^{(n)} + k^{(M)}}{(-m^{(n)}\omega^2 + k^{(n)})k^{(M)}}$$
(1.3)

Более общее представление динамических свойств статора-фундамента в поперечном (горизонтальном и вертикальном) направлении в виде двухмассовых моделей опор приведено в [51-54,105,143,144] и показано в главах 5, 6.

Подробный анализ сил действующих на ротор со стороны масляной плёнки подшипников скольжения и рабочего потока в проточной части и уплотнениях турбомашин с анализом симметричной и несимметричной составляющих, ответственных как за некоторое изменение податливости опорной системы ротора, так и за возбуждение автоколебаний в системе ротор-опоры, приведён в большом количестве работ [41,46,59,88,102] и стал уже классическим подходом к учёту действия этого рода сил на ротор в физических моделях. На основе разработанных во ВНИИЭМ [15,101-103,105], ВТИ [28,29,], ЦКТИ [87], МЭИ ΤУ [41-43,45,48] И других организациях методов математического моделирования можно определить динамические коэффициенты (жёсткость,

демпфирование) масляной плёнки для различных типов подшипников и аэродинамических сил рабочего потока в проточной части и уплотнениях турбомашин. Методы расчётов характеристик подшипников скольжения, например, оформлены в виде атласов [15,119] или отдельных программ для ПК, что значительно упрощает их использование в проектных расчётах. В некоторых случаях программные модули численного определения динамических коэффициентов масляной плёнки подшипников скольжения встраиваются непосредственно в комплекс программ динамики ротора [25,108]. Традиционный порядок учёта отмеченных сил в различных задачах динамики ротора приведён в разделах этой работы с учётом зависимости жёсткости и демпфирования масляной плёнки подшипников от скорости вращения ротора.

Наиболее распространённые приближённые методы исследования динамики ротора сводятся к следующим четырём:

- 1. Метод начальных параметров.
- 2. Метод динамических жёсткостей или податливостей.
- Метод разложения решения по собственным формам колебаний или по какой-либо другой системе функций.
- 4. Метод конечных элементов с интегрированием полной системы дифференциальных уравнений.

Каждый из методов имеет свои достоинства и недостатки, но они постоянно применяются в расчётной практике до настоящего времени.

Метод начальных параметров в матричной форме и переходные матрицы рассматриваются в работах [32,105,177]. В работе Э.Л. Позняка и А.И. Цирлина [105] дано наиболее полное изложение метода начальных параметров, развитого на случай анализа вынужденных колебаний и устойчивости роторов ТА. Особенностью метода является представление опор в виде совокупности последовательно расположенных масс, связанных упругими и вязкими элементами. Ротор рассматривается в виде дискретной многомассовой модели. Из уравнений движения ротора при поступательных и угловых перемещениях по двум направлениям после исключения времени получается система рекуррентных соотношений, связывающих деформированное состояние в начале и в конце участка дискретной схемы ротора. Получаемая окончательно система линейных уравнений решается для задачи устойчивости (решение системы однородных уравнений) и задачи вынужденных колебаний (решение системы неоднородных уравнений). Учёт возмущений от неравножесткости ротора генератора, электромагнитных возбуждающих сил и динамических свойств масляной плёнки различных типов подшипников С ИХ конструктивными особенностями [15,101] определил длительное турбостроительных использование программного комплекса на ряде предприятий вплоть до появления нового поколения вычислительных машин и персональных компьютеров. Недостатком программного комплекса было отсутствие рекомендаций по переходу от реальной опоры к её многомассовой модели и уменьшение точности счёта с увеличением числа масс и числа опор физической модели ТА.

Комплексное решение задач по теоретическому и экспериментальному исследованию динамических характеристик ротора и опор ТА, исследованиям возбуждающих ротор неконсервативных сил в подшипниках и в проточной турбомашин выполнялось лаборатории вибрации ЦКТИ части В под [87,88,90-92]. руководством В.И.Олимпиева От работ других исследовательских центров работы ЦКТИ отличаются значительным объёмом экспериментальных исследований на стендах и натурных объектах. Например, экспериментальные динамические податливости опор ТА впервые были получены в ЦКТИ [94,95]. В настоящее время, в связи с разработкой однодискового кругового вибратора и системы замеров вибрации, необходимые исследования опор ТА выполняются и лабораторией вибрации ОАО «ВТИ» [22].

Методы и программные средства динамики роторных систем, разработанные на кафедре паровых и газовых турбин Национального исследовательского университета МЭИ под руководством А.Г. Костюка, отличает единый идеологический подход к решению задач стационарных и нестационарных колебаний роторов ТА, полнота учёта параметров системы ротор-опоры:

 моделирование третьей динамической системы ТА упруго-инерционнодемпферными опорами в горизонтальной и вертикальной плоскости колебаний
 [53] или экспериментальными динамическими податливостями типовых опор ТА [59-61];

 теоретические и экспериментальные исследования аэродинамических возбуждающих сил в уплотнениях турбин [41-43,45-49];

- применение различных численных методов исследования (метода начальных параметров, метода разложения по собственным формам колебаний, метода конечных элементов) [41,44,49,53,59,63,143] к исследованию вынужденных, переходных колебаний и устойчивости роторных систем;

- теоретические исследования взаимодействия цапфы ротора с масляной плёнкой подшипников скольжения [44,79,80].

Большое количество результатов исследований представлено в публикациях Куменко А.И. [59-68]: от исследовательского комплекса программ для расчётов спектра частот собственных колебаний, АЧХ, применения разных численных методов к исследованию колебаний роторных систем, применения метода суперэлементов для повышения точности результатов и до ответов на конкретные вопросы практики эксплуатации ТА (влияние расцентровок опор, несовершенств сборки элементов валопровода и других факторов на вибрационную надёжность ТА). В программном комплексе А.И. Куменко представлена возможность решения задач нестационарных крутильных колебаний роторов после короткого замыкания в генераторе и движения ротора в зазоре (без контакта со статором) после внезапной разбалансировки ротора. Различные режимы движения ротора с задеванием о статор (обкат ротора по статору) в публикациях и в комплексе программных средств [25,63,105] не рассматриваются.

Исследовательские работы кафедры «Турбины и двигатели» УГТУ (УПИ) (Уральского политехнического института) под руководством Урьева Е.В. [123-125] охватывают значительный круг проблем вибрационной надёжности ТА: от численных исследований динамики роторных систем, совершенствования методов балансировки гибких роторов и до разработки средств диагностики роторных машин. Все задачи решаются в линейной постановке. В опубликованных результатах не затрагивается разработка средств исследования динамических характеристик в случае задеваний ротора о статор. Некоторые результаты, например, совместное влияние демпфирования и податливости опор на частотные характеристики ротора подтверждают ранее выполненные исследования других авторов [53,143]. Защемляющий эффект демпфирования в подшипниках скольжения действительно наблюдается, но в большей степени для жёстких роторов и особенно наблюдается при сопоставлении расчётных значений собственных частот и расчётных и экспериментальных резонансных 30H.

В работах КАГТУ (КАИ) им. А.Н.Туполева [25] рассматривается применение метода и программных средств расчётного анализа АЧХ от действия неуравновешенных сил системы роторов, связанных муфтами разной изгибной жёсткости. Опоры представляются одномассовыми моделями с учётом свойств масляной плёнки подшипников скольжения. Дифференциальные уравнения стационарных колебаний решаются методом гармоническим составляющим [12, т.3]. Определяются разложения по критические частоты вращения роторной системы и формы (моды) колебаний. Следует отметить, что по опыту автора формы колебаний ротора, приведённые в [25] со значительными смещениями на последней опоре, говорят либо о большой динамической податливости последней опоры по сравнению с

остальными опорами, либо о недостаточной точности счёта по разработанному алгоритму на типовых ПК. Нестационарные колебания роторов и колебания с задеваниями о статорные элементы в опубликованной реализации математической модели и программных средств [25] не рассматриваются.

Программный комплекс «Dynamics R4 для профессионалов» [108], разработанный в МАИ (М.К. Леонтьев), ориентирован на исследование (в общем случае) роторных систем авиационных динамики многовальных двигателей с учётом корпусных элементов и подвески. Возможность решения основных динамических задач роторных систем (определение критических) частот вращения, колебаний ротора при дисбалансе с учётом упругодемпферных опор с подшипниками качения, расчёт колебаний ротора при внезапной разбалансировке и импульсных воздействиях) предопределили применение этого программного комплекса на предприятиях авиационной промышленности (ОАО «НПО «Сатурн», г. Рыбинск, ОАО «Авиадвигатель», г. Пермь и других предприятиях России). Комплекс программных средств распространяется фирмой «Альфа-Транзит» по всему миру. В последние годы его возможности расширяются на исследование динамических характеристик многоопорных роторов ТА на подшипниках скольжения. Третья динамическая система представлена опорами в виде одномассовых моделей. Свойства масляной плёнки подшипников скольжения рассчитываются ПО геометрическим параметрам пары скольжения с помощью встроенного программного модуля.

В алгоритмах решения задач динамики роторных систем, в зависимости от характера возбуждающих сил, используются как методы модального анализа, метод начальных параметров, так и методы прямого интегрирования уравнений движения динамической модели роторной системы. В программном комплексе [108] представлена возможность исследования движения ротора в зазоре и движения с касаниями о статорные элементы, но, к сожалению, алгоритм математического моделирования движения ротора с касаниями (задеваниями) о
статор, как и результаты исследований параметров нестационарных колебаний, не опубликованы в доступном автору печатном издании.

В работе [161] показано применение метода конечных элементов для расчёта вынужденных колебаний и устойчивости роторов на подшипниках скольжения. В модели используется два типа элементов: балочные элементы с распределённой массой, включая жёсткие диски, и жёсткостные, демпфирующие характеристики плёнки подшипников скольжения, зависящие от скорости вращения ротора. Для балочного элемента вводятся базисные функции с единичными деформациями (угловыми, линейными), на его концах и защемлении противоположного конца. Приведены результаты расчёта АЧХ и устойчивости ротора на нескольких опорах.

Заметный вклад в развитие методов расчёта вынужденных колебаний роторов ТА внесли А.П. Филиппов и его ученики [127]. В работах Н.Г.Шульженко [153-155] исследуются вынужденные колебания ротора ТА на пространственном фундаменте. Несмотря на сложность второй динамической системы и большое число степеней свободы автором получены интересные данные по влиянию свойств фундамента на динамику ротора. При анализе модели автор не показывает способов определения и учёта жёсткости, демпфирования подшипников и аэродинамических сил в уплотнениях и проточной части.

Динамическая надёжность ТА не может быть обеспечена без решения задачи устойчивости движения ротора при действии циркуляционных сил в подшипниках и в проточной части турбомашин. Поэтому все рассмотренные программные И исследовательские работы [25]выше комплексы 63,105,112,143,169] позволяют определять динамическую устойчивость ротора в условиях выбранных авторами моделей. Наиболее глубокие исследования динамической устойчивости выполнены в МЭИ ТУ под руководством А.Г. Костюка. Проблема динамической устойчивости рассмотрена с учётом влияния ряда определяющих факторов: типа и конструкции подшипников

скольжения, частотных характеристик роторов высокого (РВД) и среднего (РСД) давления, типа и конструкции уплотнений с разработкой мер снижения уровня аэродинамического возбуждения с помощью стабилизирующих устройств и виброустойчивых подшипников [41-49,51-53,61,112,114].

Таким образом, для определения динамических характеристик ТА при стационарных колебаниях и устойчивости движения ротора в связи с действием неконсервативных сил подшипников скольжения на настоящее время существует, по крайней мере, 4 программных комплекса [см. публикации 25,63,108,143], принятые в проектных организациях ряда отечественных предприятий. Практика эксплуатации ТА различного назначения постоянно подтверждает необходимость расширения программных комплексов на решение ряда задач нестационарной динамики роторных систем ТА (колебаний после внезапной разбалансировки ротора, после кинематического воздействия, колебаний с задеваниями о статор).

Движение ротора с задеваниями о статор встречаются достаточно часто в эксплуатации, при сдаточных испытаниях ТА на стендах и представляет собой нарушение нормальной работы установки. Задевания вращающимся ротором статора происходят с проскальзыванием ротора и вызывают разную степень повреждений: от смятия усов уплотнений, натиров на контактных поверхностях и до полного разрушения ТА.

В следующем разделе (1.2) для подтверждения опасности колебаний ротора с задеваниями о статор попытаемся *максимально точно описать факты аварийных ситуаций, как их увидели эксперты*, анализируя цепочку событий, и запечатлели в актах осмотров последствий аварий. В некоторых исключительных случаях будем лишь обращать внимание на некоторую общность развития событий и последствий аварий. Описание случаев аварий ТА приводятся с целью обратить внимание на последствия развития событий, причиной которых часто оказываются не до конца изученные явления.

1.2. Анализ катастрофических аварий ТА, связанных с развитием явления обката

Аварии с полным разрушением случаются с малыми и большими по мощности агрегатами, но катастрофические последствия сопровождают, естественно, аварии мощных установок. К тому же аварии мощных установок общественное внимание, более тщательно привлекают анализируются экспертными комиссиями и их описания попадают в открытую печать. Предупреждению аварий способствуют плановые и профилактические ремонты с тщательной дефектоскопией ответственных деталей, осмотры и мониторинг вибрационного состояния ТА. И это правильно (болезнь лучше предупредить). Но всё-таки огромных затрат на предупреждение аварий и катастроф оказывается недостаточно, т.к. они продолжают случаться. За последние десять-пятьнадцать лет в России произошли две крупнейшие аварии с пожарами турбин, генераторов: ТА 135 МВт ТЭЦ ВАЗа и блока 300 МВт Каширской ГРЭС с разрушением машинного зала. Опасность возрастания их числа в перспективе определяется выработкой ресурса основным парком энергетических машин страны. В настоящее время выполняется модернизация энергоблоков 300 МВт, а их только в России 58. Всего было изготовлено 130 энергоблоков такой мощности и практически все действуют до настоящего времени. По одним оценкам выработка ресурса большинства блоков составляет 70% (а по другим оценкам 80%) установленной мощности оборудования станций (ЭС). В связи с этим многократно увеличивается электрических возможность аварийных ситуаций на ЭС. Атомная и тепловая энергетика к наиболее традиционно относятся ответственным отраслям промышленности, а в сложившихся условиях внимание к увеличению надёжности эксплуатируемого оборудования станций возрастает многократно. Систематический и более жёсткий за появлением трещин в контроль элементах валопровода продолжает оставаться важной, но далеко не

единственной задачей. Актуальной задачей считается изучение особенностей развития обката и сил его возбуждающих. Чтобы исследовать механизм развития процесса обката ротором статора, на первом этапе важно обобщить имеющиеся данные по катастрофическим авариям и на этой основе попытаться разработать методы исследования развития этого процесса и, возможно, способы предотвращения опасного развития аварийной ситуации. Последнее невозможно без теоретического анализа переходных процессов при различных воздействиях на ротор (внезапной разбалансировке, внешнем импульсном (кинематическом) воздействии и т. п. воздействиях, сопровождающихся большими амплитудами колебаний ротора и возможными задеваниями ротора о статор). Учёт податливости и демпфирования в элементах системы роторопоры, в частности характеристик масляной плёнки подшипников скольжения самих опор, в проектных расчётах без задеваний ротором статора И [25,53,54,63,67,68,105,143] с помощью существующих программных комплексов позволяет заметно повысить точность определения АЧХ ТА и положение резонансных зон при стационарных воздействиях, что является определяющим при выборе опасных зон для оценки реакции роторной системы на заданное нестационарное воздействие.

<u>Описание катастрофических аварий</u>. Сообщения о катастрофических авариях ТА начали появляться с 60-70-х годов прошлого века, когда в эксплуатацию стали вводиться мощные энергетические агрегаты в различных странах. Если в условиях предельных нагрузок материалов деталей агрегатов, по какой либо причине, не используется накопленный опыт, нарушается технология проектирования, изготовления или эксплуатации, то по указанным или другим причинам поломки основных вращающихся деталей возможны, что может стать началом развития явления обката. Проектируемые ТА, как и действующие, не имеют средств предотвращения опасного развития аварии и перерастания её в катастрофическую аварию, средств сглаживания ударных нагрузок. В работах [104,139,172,173] описаны имевшие место в Англии и Японии в 1969-1972 г.г. четыре аварии с турбоагрегатами мощностью 90, 330, 500, 600 МВт. Характерной чертой аварий являлась поломка валопроводов во многих сечениях по длине и, как следствие, полное разрушение агрегатов с пожаром и разрушением перекрытий зданий. Так, валопровод ТА 87 МВт атомной станции Хинкли Поинт в Англии длиной ~ 20 м разорвался на 6 частей (пять изломов). Авария была вызвана внезапным несимметричным отрывом больших кусков (секторов) у двух дисков ротора ЦНД. Поперечные изломы вала располагались как в зоне «эпицентра» аварии (левый ЦНД), так слева и справа от эпицентра (на роторе ЦВД, роторе второго ЦНД и далее – на участке валопровода между турбиной и генератором). При этом разрушились упорный подшипник и шесть из семи опорных подшипников. Валопровод ТА 600 МВт длиной ~ 51 м разорвался на 17 частей. Разрушение всех валопроводов носило ярко выраженный силовой характер с деформациями кручения и изгиба и с признаками малоцикловой усталости.

В России первая катастрофа произошла в 1967 г. на Новочеркасской ГРЭС. ТА №3 мощностью 300 МВт, длиной ~30 м, общей массой 130 т на семи опорах был полностью разрушен. Валопровод турбоагрегата включал в себя ротор высокого давления, ротор среднего давления, ротор низкого давления и ротор генератора. Роторы соединялись в валопровод в пяти сечениях с помощью трёх муфт, две из которых имели гибкие гофры. Станция имела три ТА такой мощности. Один из них был в плановом ремонте, на другом (за 2 месяца до катастрофы ТА №3) произошёл отрыв участка диска последней ступени РНД. ТА №2 находился поэтому в процессе послеаварийного обследования. Таким образом, тепловая станция юга России была полностью выведена из строя, что вызвало большой общественный резонанс. Разрушение валопровода (рис.1.1;1.2) произошло в шести сечениях, т.е. в процессе катастрофической аварии валопровод разорвался на семь частей. В сечениях разрушились следующие элементы: 1 – болты соединительной



Рис.1.1. Схема разрушения ТА мощностью 300 МВт. 1-6 – места разрушений, I-VII – опоры; А – плоскость внезапной разбалансировки (отрыва четырёх лопаток РНД); Б- поверхность интенсивного задевания ротора о статор (обката); К- жёсткость; В- демпфирование; М- масса. Индексы: м - масляный слой; п- подшипник; ф- фундамент; t, u – аэродинамические силы.



Рис.1.2. Разрушения валопровода ТА 300 МВт (1968 г.) в районе ротора низкого давления.



Рис. 1.3. Общий вид ТА 300 МВт после аварии (2002 г.) по данным [26].





Рис.1.5. Последствия аварии ТА 25 МВт (2005 г). а – повреждения лопаток и дисков, срабатывание шипов крепления бандажей; б – задняя часть ротора генератора от опоры до муфты возбудителя; в – срез по сечению шейки ротора генератора; г – трещина на роторе перед насосом-импеллером.



Рис. 1.6. Последствия аварии ТА **2.5 МВт** (2013 г.). а – вид со стороны возбудителя после аварии; б – до аварии.

муфты, 2 – гофра соединительной муфты: 3 – вал РНД, 4 – вал РНД, 5 – болты соединительной муфты, 6 - вал РГ. Разрушения в сечениях валопровода носили силовой характер; какая либо версия о накоплении усталостных повреждений полностью исключается. Кроме самого валопровода были разрушены его опоры с 3-ей по 7-ую. Практически полностью были разрушены все диафрагмы ЦНД второго и третьего паровых потоков. Лопаточный аппарат РНД был разрушен полностью (рис.1.2), причём наиболее значительные повреждения имела 4-ая ступень 3-его парового потока, у которой диск был покороблен и на нём образовалась выработка глубиной до 15 мм на радиусе ~0.65 м протяжённостью ~180°. Большинство лопаток этой ступени разрушилось и вывалилось из своих пазов. Характер деформации силовых шпонок указывал на то, что торможение валопровода происходило именно диском 4-ой ступени. Также в районе 4-ой ступени погнут вал РНД - угол между плоскостями ступиц 4-ой и 5-ой ступеней равен ~2°. В РГ кроме разрушения вала имели место значительные натиры на бандажном кольце со стороны турбины за счёт трения о статор генератора и его обмотку. Лопаточный аппарат РСД и РВД практически повреждений не имел. Анализ разрушений показал, что непосредственной причиной катастрофической аварии явилось образование на РНД значительной неуравновешенной силы величиной ~500 т из-за внезапного отрыва четырёх лопаток 5-ой ступени третьего парового потока РНД (место

отрыва показано на рис.1.1), у которых корневые сечения были ослаблены усталостными трещинами. При вылете они срезали кромки ещё четырёх лопаток (рис.1.2, б, в, г). Авария развивалась в течение короткого промежутка времени. Принятая версия: причиной, приведшей к одновременному отрыву группы лопаток, было внезапное короткое замыкание на выводах силового трансформатора. вызвавшее нестационарные крутильные колебания В валопроводе. Последнее привело отрыву К лопаток И внезапной разбалансировке ротора с последующим развитием нестационарных изгибных колебаний валопровода. При этом значительную роль сыграла недостаточная отстройка [53,143,156] пролёта РНД от резонанса по второй изгибной форме колебаний. Отрыв лопаток произошёл в районе пучности второй изгибной формы колебаний (динамического прогиба) ротора. На рис. 6.4 (глава 6) показан спектр частот и форм колебаний для этого ТА, рассчитанный с учётом динамических характеристик плёнки подшипников скольжения И экспериментальных динамических характеристик опор ТА. Форма колебаний $\phi_{14} = 49.1$ Гц (горизонтальное направление колебаний, [143]) и $\phi_{12} = 49.3$ Гц (вертикальное направление, рис.6.4, глава 6) со значительными смещениями в ступеней РНД подтверждают опасность районе последних внезапной разбалансировки ротора ТА в этих сечениях на рабочей частоте (50 Гц).

Сценарий разрушения валопровода агрегата мощностью 300 МВт предполагается следующим [104]:

- существовал эпицентр, от которого разрушение распространялось практически симметрично в обе стороны по валопроводу;
- силовой характер разрушения (деформации кручения и изгиба);
- наличие натиров диска 4-ой ступени с явными признаками торможения позволяет сделать предположение, что началом разрушения валопровода стал контакт диска 4-ой ступени со статором. Проскальзывание прецессирующего ротора при постоянном контакте со статором происходило одной стороной с выработкой металла, уменьшением

угловых скоростей собственного вращения, приближением к резонансной зоне, возрастанием силы прижатия ротора к статору и последующим развитием процесса обката. В [14,104] это опасное явление получило название синхронного и асинхронного (в развитии) обката ротором статора.

В 1972 году катастрофа с пожаром, разрушением перекрытий машинного зала произошла на Ермаковской станции (Казахстан). Причина: угон ротора изза отказа генератора системы защиты (нарастающий гул, удар (взрыв), за которым с небольшими интервалами в несколько секунд произошло ещё несколько ударов). Каждый удар, по-видимому, соответствовал моменту разрушения одного из узлов. Доказательством угона агрегата был осмотр состояния лопаток ротора. Он показал наличие значительных пластических деформаций лопаток (удлинения до 20-25 мм с ярко выраженными шейками в наиболее напряжённых сечениях, с отрывом по этим сечениям). Разрушения ТА Ермаковской станции до мелочей повторяют разрушения ТА на Новочеркасской станции и на других станциях. Следовательно, процесс развития обката имеет общий характер и не зависит от фирмы изготовителя.

Показательна катастрофическая авария ТА 300 МВт Каширской ГРЭС в 2002 году [26]. Практически полностью были разрушены (рис.1.3) паровая турбина, генератор, конденсатор, повреждены фундамент ТА, несущие колонны стеновых ограждений со стороны генератора, обрушилась кровля машинного зала в четырёх пролётах. На рис.1.3 показан общий вид ТА 300 МВт после аварии, а на рис.1.4 – места (3-8) разрушений в районе РНД. Валопровод турбины разрушился по восьми сечениям; по трём сечениям разрушился ротор генератора. Передняя часть корпуса РСНД сорвана и выброшена на 14-ти метровую отметку в зону паропроводов быстродействующей редукционноохладительной установки (БРОУ) – столь была велика *сила нормального давления со стороны ротора на корпус*. При этом предварительно было преодолено сопротивление разрыву шпилек соединения с нижней частью

корпуса. Ротор РСНД разрушен посередине и полумуфте. Все изломы носят силовой характер. Поверхность излома ротора генератора со стороны водоводных отверстий имеет признаки трещин коррозионно-усталостного происхождения. Эпицентром разрушения была передняя часть ротора генератора (излом по галтели посадочной поверхности втулки вентилятора). Излом в этом сечении имел сложный характер: 30% занимала кольцевая зона усталостной трещины с характерными притёртостями; остальная часть - долом грубого рельефа, характерный для силового скручивания. Согласно [26] катастрофическая авария произошла «в результате короткого замыкания и пожара генератора, которые вызвали разрушения с заклиниванием роторов турбины и генератора ...из-за накопленных повреждений». Отмечается наложение нескольких причин, ключевой из которых является разрушение ротора генератора после образования и развития до критического размера поверхностной усталостной трещины в зоне галтели около посадочного кольца под ступицу вентилятора. А толчком к началу развития обката было разрушение титанового бандажного кольца генератора со стороны возбудителя с повреждением обмотки статора генератора и последующим коротким замыканием в обмотке статора. Следует отметить, что после капитального ремонта, проведения всех регламентных работ по турбине и генератору, обследования электрической части генератора, ТА отработал до аварии 11 суток. Непосредственно перед аварией ТА функционировал нормально: нагрузка была равна 235 МВт; параметры пара и вибрация находились в пределах нормы. Характер изломов на роторе генератора говорит о том, что бочка ротора генератора испытывала торможение, а инерционные моменты ротора со стороны соседних участков закручивали ротор. Силовой характер изломов в нескольких сечениях по длине валопровода трудно объяснить чистым торможением ротора без привлечения гипотезы асинхронного обката и сопутствующего ему удара, когда энергия вращения ротора в короткий промежуток времени перекачивается в энергию разрушения при контакте

ротора со статором. Радиальный контакт вращающегося ротора со статором после развития трещины до критического размера, по-видимому, был неизбежен, и развитие обката ротором статора с последующим появлением значительных радиальных сил не исключено. К сожалению, по оставшимся фрагментам ротора и статора невозможно установить наличие характерных натиров на внутренней поверхности корпуса, диафрагм и бандажах рабочих лопаток, поверхности ротора, связанных с начальным проявлением радиальных задеваний ротора о статор и последующим переходом в обкат по статору. наблюдались на Подобные дефекты элементах турбин, благополучно вышедших из начальной фазы развития обката (раздел 1.2.1). В главе 3 для абсолютно модели контакта ротора с жёстким статором на основе аналитического решения задачи проанализировано явление обката и сделана попытка объяснить некоторые поразительные черты Каширской аварии. Численно обоснован факт возможности появления огромных сил давления на корпус, разрыва шпилек крепления верхней и нижней половин корпуса.

Крупное разрушение ТА мощностью 135 МВт [39] произошло на ТЭЦ ВАЗа (Волжского автомобильного завода) в июне 2002 года. При стабильной работе ТА и нагрузке 105 МВт произошёл хлопок и возгорание заднего подшипника генератора с водородным охлаждением. Сработала система защиты, после чего был зафиксирован удар в районе турбины, повысилась вибрация, и далее произошло короткое замыкание на роторе генератора. В процессе выбега консольная часть генератора со стороны контактных колец оторвалась и отлетела на расстояние 4 метра. Пожар распространился по всей турбине. При обследовании ТА обнаружены оторванными рабочие лопатки (на три четверти по окружности) и щека диска 20-ой ступени ротора средне-низкого давления (РСНД), полное разрушение опор возбудителя и задней опоры генератора. Причина разрушения: развитие усталостной трещины на консоли возбудителя. Утечка водорода, возгорание в районе заднего подшипника с последующим коротким замыканием могли быть как первопричиной развития аварии, так и результатом отрыва лопаток и щеки диска 20-ой ступени. Динамические нагрузки после КЗ или после воздействия инерционных сил в районе 20-ой ступени на ротор могли привести к отрыву консоли возбудителя, разрушению заднего подшипника генератора и подшипников возбудителя. Усталостная трещина на консоли возбудителя, как и усталостная трещина на галтели втулки вентилятора ТА Каширской ГРЭС не были во время обнаружены при профилактических осмотрах и ремонте.

Авария турбоагрегата 25 МВт (рис.1.5, а-г) в ноябре 2005 года закончилась полным выходом из строя энергетической установки. Официальной причиной является повреждение переднего подшипника турбины из-за нарушения подачи смазки с последующим контактом ротора со статорными элементами, потерей сектора диска пятой ступени, полным разрушением лопаток на двух ближайших ступенях (четвёртой и седьмой), разрывом валопровода по трём сечениям и явной трещиной под ~45° ещё в одном сечении. Значительную остаточную деформацию получила передняя гибкая опора. Анализ показал другую возможную причину: отсутствие компенсатора на выхлопном патрубке, что могло стать причиной нарушения соосности ротора и статора и задеваний о статор. Натиры, срабатывание шипов на бандажах лопаток и потеря лопаток на нескольких дисках говорят о повреждениях в моменты задеваний начальной фазы обката с синхронной прецессией и интенсивном проскальзывании по статору. Последствия аварии указывают как на большие моменты кручения, так и на значительные силы давления между ротором и статором. Отрыв сектора диска мог быть как следствием, так и причиной развития аварийной ситуации. При восстановлении ТА предприятие предполагает использовать ЛИШЬ фундамент и корпус ТА.

На рис.1.6 показаны последствия аварии ТА 2.5 МВт. Корпус возбудителя разрушен, а обмотка ротора возбудителя повреждена на дуге 140-160 °, что характерно при задеваниях с синхронной прецессией ротора.

Из приведенных примеров понятно требование соблюдения правил проектирования, эксплуатации ТА, опасность появления усталостных трещин во вращающихся элементах ТА, необходимость выявления их при ремонтах ТА. Работа обслуживающего персонала, вложения капитала в людские ресурсы, аппаратное обеспечение станций в настоящее время сосредоточены именно на раннем выявлении дефектов (усталостных трещин лопаток, дисков и валов, недопустимых пластических деформаций ползучести теплонапряжённых деталей ТА), способных вызвать задевания о статор при колебаниях ротора. Эти меры дают свои положительные результаты, но не исключают аварийных ситуаций по причине старения металла и оборудования, а также определяемого объективными квалификации условиями снижения обслуживающего персонала. Существующая оценка остаточного pecypca стареющего оборудования, как и меры раннего выявления дефектов, способных стать началом развития процесса обката, также не лишены недостатков:

-низкая эффективность самих методов и средств контроля;

-возможность контроля только поверхности изделий (оценить состояние глубинных слоёв металла и металла сварных соединений невозможно);

-зоны концентрации напряжений, являющиеся основными источниками развития повреждений, как правило, затруднены для контроля, а возникновение повреждений часто определяется действием рабочих нагрузок;

-традиционные методы неразрушающего контроля непригодны для контроля дефектов на ранней стадии их развития.

Можно указать ещё ряд причин, затрудняющих выявление дефектов при плановых и профилактических ремонтах, что лишь подтверждает факт отсутствия иллюзий по поводу послеремонтных гарантий. Как известно, катастрофическая авария на Каширской ГРЭС произошла через полторы недели после ремонта. Изучение причин катастрофических аварий показывает, что часть аварийных ситуаций [149, раздел 1.2.1] с контактом ротора со статором не перерастает в катастрофическую аварию. Поэтому моделирование развития

колебаний вращающегося ротора после контакта со статором представляется весьма важной задачей для выяснения процесса развития явления обката.

В [167] отмечается, что при контакте ротора со статором ротор «подвергается высокочастотным периодически изменяющимся напряжениям и деформациям, которые могут привести к серьезным повреждениям вала или разрушению всей машины». Угроза целостности ТА также возникает из-за высоких контактных нагрузок, которые могут вызвать быстрое торможение вала и повреждения соприкасающихся элементов ротора и статора. Дополнительно, исключать воздействия не следует тепловые при задеваниях о статор на контактирующие элементы. Экспериментальные наблюдения [167] показывают, что «воздействия трения скольжения на ротор усиливаются медленным прохождением через критику при увеличении и снижении частоты вращения или длительной работой непосредственно вблизи критики».

1.2.1. Описание аварий ТА, не сопровождавшихся катастрофическими последствиями

При аварии транспортного ТА средней мощности (1986 год) наблюдались основные признаки развития обката ротором статора: большие амплитуды вибрации, визуально наблюдавшиеся в виде размытых контуров трубопроводов и элементов установки, громкий звук. Авария не имела тяжёлых последствий (разрушения установки не произошло) только по причине установки рамы ТА на податливые элементы (амортизаторы) И наличии существенного демпфирования в специальных устройствах, представляющих собой резиновые ограничители с большими коэффициентами потерь в них. Податливые элементы амортизирующих устройств рамы ТА обеспечили возможность значительных перемещений при колебаниях (на порядок больше величины зазора между ротором и статором), а демпферные устройства амортизирующего крепления - потери энергии при нестационарных колебаниях с контактом со

статором. Анализ причин и последствий аварии показал, что непосредственной причиной начала аварии стал остаточный тепловой прогиб ротора (тепловой небаланс) из-за нарушений технологии остановки и пуска турбины. Внешние признаки обката, указанные выше, отмечались обслуживающим персоналом. Аварийная остановка ТА по высокому уровню вибрации привела к незначительным повреждениям, позволила отремонтировать ротор, получивший остаточный прогиб 0.24 мм. После ремонта узлов и балансировки ротора, ТА был передан в эксплуатацию, но использовался далее только в учебных целях.

Второй случай (2006 г.) явно выраженного обката ротором статора этого типа ТА в условиях эксплуатации имел худшие последствия из-за несрабатывания системы защиты. Отключение ТА было выполнено вручную (с пульта управления) при появлении больших амплитуд колебаний всей установки, звуковых признаков развивающегося обката. На рис.1.7 показаны повреждения некоторых элементов ТА после обката ротором статора, прерванного на более поздней стадии его развития по сравнению с первым случаем обката.

На роторе (рис.1.7, а) имеются явные признаки развития синхронного обката с проскальзыванием в виде полного срабатывания уплотнений, значительных натиров бандажей лопаток и самого тела ротора с одной стороны на дуге менее 150° (характерный признак начала процесса синхронного обката с проскальзыванием). Баббитовый слой переднего сегментного подшипника выработан полностью с явными нарушениями стальной поверхности колодок (рис.1.7, в). Трубопровод подвода острого пара по фланцу соединения с турбиной раскрыт на 20 мм, что подтверждает появление значительных сил, возбуждавших колебания установки на амортизаторах С большими амплитудами. Ротор получил прогиб 2.5 мм из-за отсутствия нормального выбега и заклинивания (провернуть ротор было невозможно); значительные

нарушения имела поверхность передней по ходу пара опорной шейки (рис.1.7, б). Повреждения переднего подшипника и характерные натиры на заднем



а



б





Г



подшипнике (рис.1.7, г) с отрывом двух призонных болтов крепления верхней и нижней крышек показывают, что ротор при обкате двигался по конической траектории с вершиной конуса в центре заднего подшипника. Причина аварии – неправильная сборка переднего сегментного подшипника, вызвавшая заклинивание колодок, срабатывание фрикционного слоя, а затем задевания о стальные бурты корпуса подшипника, установленные с зазором 0.7 мм, полное выплавление баббитового слоя 1.5 мм с развитием в последующем обката и значительных амплитуд колебаний всей амортизированной установки. Рабочее число оборотов ротора перед аварией было значительно меньше (в 2.5 раза) первой критической скорости ротора на собственных опорах скольжения (расчёт подтверждён экспериментом). Сценарий развития аварии предполагается следующим: после выплавления баббитового слоя передняя

опора перестала выполнять свою функцию и собственная частота колебаний ротора в условиях большой податливости передней опоры приблизилась к рабочей частоте вращения ротора, что способствовало развитию асинхронного обката ротором статора и колебаниям всей установки с большими амплитудами.

Следует иметь в виду, что эксплуатация установки в предаварийный период осуществлялась с явным нарушением ограничений как по вибрации, так и по контролируемым параметрам подшипников из-за нарушений в работе системы защиты TA, и только при угрожающем развитии явления обката (громкий звук, большие амплитуды колебаний всего корпуса) установка была отключена. Авария показательна по своему развитию, особенно переходом к значительным возбуждающим колебания силам, что является характерным признаком начала развития асинхронного обката. Наличие амортизирующих устройств с демпфированием не позволило аварии перерасти в её катастрофическую фазу, что подтверждает безопасность конкретного типа TA в условиях возможного развития асинхронного обката.

Другой пример: авария ТА малой мощности ограничилась разрушением подшипника из тугоплавкого материала, в связи с обкатом ротора по подшипнику. Причиной повышенных амплитуд вибрации при приближении к резонансу и контакта ротора с подшипником была установка значительной неуравновешенной массы-имитатора на консоли ротора турбины перед гибкой муфтой (стендовая система роторов четырёхопорная). Система защиты ТА сработала по превышению допустимого уровня вибрации. Значительное трение в проточной части ТА между графитовыми вставками и усиками бандажных уплотнений ступеней (усики уплотнений прорезали канавки в графитовых вставках ещё при контрольных пусках) привело к быстрому выходу ротора из резонансной зоны на выбеге и прекращению дальнейшего развития аварии.

В процессе стендовых испытаниях турбины 73 МВт наблюдались начальные признаки развития синхронного обката (рис.1.8) при задеваниях

вращающегося ротора о статор. Срабатывание шипов лопаток на дуге 90-140° в местах контакта дисков со статором в пролёте ротора и выработка усиками дорожек в сотовых уплотнениях сопровождались большими амплитудами вибрации всей установки. Последствия развития обката привели к необходимости ремонта бандажей лопаток и замене уплотнений.





Рис.1.8. Повреждения (*a*, б) ротора и сотовых уплотнений турбины мощностью 73 МВт. *a* – цвета побежалости, срабатывание шипов лопаток в местах контакта дисков со статором в пролёте ротора; б – выработка дорожек в сотовых уплотнениях.

В заключение выполненного анализа аварий ТА можно сделать следующий вывод: задевания ротора о статор (контакт вращающегося ротора со статором) являются достаточно частым явлением при стендовых испытаниях и в эксплуатации энергетических, транспортных ТА. Вызываются они многими эксплуатационными конструктивными, монтажными И недостатками, нарушениями инструкций по эксплуатации. Последствия задеваний бывают также весьма разными – от повреждений подшипников и уплотнений с простым последующим ремонтом до полного разрушения ТА. Но во всех случаях наблюдается процесс развития нестационарных нелинейных колебаний ротора с задеваниями о статорные элементы, сопровождающийся появлением в некоторых случаях огромных разрушительных сил давления на статор. «Загадочные» процессы контактного взаимодействия ротора со статором, приводящие иногда к практически мгновенному разрушению установок с вращающимися роторами, привлекают внимание исследователей.

1.3. Анализ результатов исследований нестационарных колебаний роторов ТА и развития обката ротором статора.

Нестационарные (переходные) колебания ротора ТА в линейной постановке исследовались авторами для разных физических моделей ТА. Ценность их результатов заключалась в оценке амплитудных значений перемещений ротора и силовых факторов в сечениях ротора при отсутствии контакта ротора со статором, в определении некоторых показателей (величины внезапной разбалансировки, радиуса безопасности - расстояния от точки взрыва до исследуемого объекта и т.п.), когда воздействие не приводит к контакту ротора со статором и результаты линейного решения оправданы. Контакт ротора со статором – это серьёзный сбой в нормальной работе турбомашины, насоса, компрессора. Вероятность контакта ротора со статором значительно возрастает вследствие более высоких требований к эксплуатационным качествам ТА, уменьшения зазоров между ротором и статором (например, с применением сотовых уплотнений) и увеличением строительных размеров.

Динамические процессы при контактном взаимодействии ротора со статором интересовали исследователей со времени первого описания этой проблемы Ньюкирком (1926 г.). До настоящего времени физические модели исследования динамических процессов с задеваниями ротора о статор, в основном, ограничиваются моделями симметричного ротора при контакте с *абсолютно жёстким статором* [3,82,89,104].

Специальная литература по развитию синхронного или асинхронного обката достаточно скудная. В большей части результаты теоретических и экспериментальных работ по колебаниям ротора с задеваниями относятся к исследованиям трения скольжения в динамике ротора. Из работ, более явно затрагивающих опасность развития обката ротором статора, следует отметить работы Л.Я. Банах [3], Ю.И. Неймарка [18], Э.Л. Позняка [104], В.И. Олимпиева [89], А.Г. Костюка [55]. Определённый акцент на опасности отдельных режимов контакта ротора со статором отмечается работами А.Н. Никифорова [82]. За рубежом ведутся интенсивные исследования движения ротора с задеваниями, но особую ценность имеют результаты [167,175], экспериментально подтверждающие опасность контактного взаимодействия ротора со статором.

Сложность математического моделирования нестационарных колебаний, естественно, сказывается на выборе исследователями физических моделей ТА. В работе [2] для одномассовой модели теоретически и экспериментально рассмотрено движение вала, вращающегося в цилиндрическом гладком подшипнике (обкатывающего подшипник) без смазки. Результаты исследований: число «обеганий вала по подшипнику» подчиняется зависимости (1, Введение); направление «обегания подшипника» – обратное направлению вращения вала. При R=7.5 мм и δ =1 мм число обеганий в 7.5 раз больше числа оборотов вала. Так как обкат вала по подшипнику совершается без скольжения, то это «создаёт возможность продолжительной работы без значительного колебаний использования таких для создания вибраторов, износа» И пульсаторов и других механизмов.

В [9] в приложении к планетарным фрикционным вибровозбудителям для производства бетонных работ рассмотрены математические модели качения диска по внутренней поверхности горизонтального и вертикального цилиндра с позиций теории гироскопов. Опасность режима обкатывания ротором статора с точки зрения появления значительных сил в работах [2,9] не рассматривается.

В работе [156] дается (иносказательно) анализ последствий Новочеркасской аварии: причиной разрушения валопровода турбоагрегата 300 МВт признаются значительные напряжения в сечениях ротора при изгибных колебаниях в процессе внезапной его разбалансировки в связи с вылетом одновременно четырёх лопаток РНД. Физическая (расчётная) модель из двух масс построена с учётом частотных характеристик реальной конструкции ротора (РНД). Для численной оценки перемещений при нестационарных колебаниях принят метод

разложения по главным формам колебаний выбранной модели. В работе [104], как показано ниже, в качестве основной причины разрушения валопровода турбоагрегата 300 МВт выдвигается крутильный удар, и физическая модель валопровода построена из других предположений.

В [34] задача определения усилий, передаваемых на опоры и фундамент ТА в связи с внезапной разбалансировкой ротора решается в линейной постановке (без задеваний о статор) методом разложения по собственным формам колебаний ротора на изотропных опорах. Приведенный коэффициент демпфирования учитывает демпфирование стояка подшипника и масляного слоя. Побочные члены матриц демпфирования в опорах в расчёте [34] не учитываются. Максимальные значения усилий на опоры в предположении отсутствия контакта ротора со статором при переходных колебаниях в 1.5-2 больше колебаний усилий при установившемся процессе раза OT приобретенной неуравновешенности.

В [14] делается попытка объяснения многочисленных разрушений машин с консольно расположенными дисками (либо дисками, расположенными вблизи одного из концов пролёта между подшипниками), «асинхронной прецессией роторов под действием больших крутящих моментов нагрузки». Показано, что при больших значениях вращающего момента может возникнуть асинхронная прецессия co значительными амплитудами. Рекомендуется подавлять асинхронную прецессию путём повышения жёсткости гибких роторов (т.е. изменением частотных характеристик ротора) и повышением демпфирования. Появление интенсивной «прецессионной вибрации» с увеличением нагрузки при испытаниях компрессоров и насосов недостаточно понятно из-за отсутствия ясности в возбуждающих силах при вращении ротора. Контакт вращающегося ротора со статором в этой работе не рассматривается, но сам факт внимания к опасности асинхронной прецессии интересен.

В [18] обкат рассматривается как движение без проскальзывания при соприкосновении ротора с ограничивающей поверхностью - «прецессирование

с возрастающей скоростью в сторону, противоположную вращению ротора». При возникновении установившегося обката угловая скорость прецессии определяется выражением (1, Введение). Делается вывод о возможности развития одного из трёх режимов движения ротора в зависимости от параметров системы ротор-подшипник. При этом в [18] и в других работах [3,9,82,89,104] ограничивающие движение ротора поверхности (подшипники скольжения, ограничительные кольца, уплотнения, детали корпуса) в турбинах, насосах, компрессорах и других конструкциях для краткости названы подшипниками и считаются *абсолютно жёсткими*.

Наиболее полное, по оценке исследователей, качественное описание, классификация режимов обката ротором статора, и, в некоторой степени, количественное обоснование опасности режимов обката. примеров разрушительных последствий развития обката в отечественной и зарубежной практике эксплуатации ТА выполнено в работе Э.Л.Позняка [104]. На примере двухмассовой модели автор показал опасность крутильных напряжений удара) при обкате ротором (крутильного статора. Причины развития асинхронного обката определены действием трения скольжения в месте контакта ротора и статора. Для выбранной модели показан короткий промежуток времени (0.02 сек, т. е. в пределах времени одного оборота ротора ТА) развития обката с опасными для прочности элементов ТА напряжениями кручения. Терминология Э.Л. Позняка [104] по трём режимам обката (развитие синхронного, асинхронного обката, режим с периодическим контактом ротора со статором) принята определяющей при дальнейшем изложении материала диссертации.

Банах Л.Я. [3] теоретически и экспериментально показала разнообразие режимов движения ротора, сопровождающих контакт ротора *с абсолютно жёстким статором*. Рассматривается вертикальный вал с обильной смазкой и горизонтальный вал с постоянно действующей силой прижатия от веса и недостаточной смазкой. Вал, прижатый весом к подшипнику может двигаться

как маятник, и при угловой скорости вращения $\omega = 2(g/\delta)^{1/2}$ возможен параметрический резонанс. Это четвёртый режим движения ротора при контакте со статором в дополнение к рассмотренным ранее в [104]. Следует отметить, что выводы Э.Л. Позняка в [104], его существенные обобщения по различным проявлениям обката в значительной мере опираются на экспериментальные и теоретические исследования Л.Я. Банах, В.И. Олимпиева, Ю.И. Неймарка.

В работе А.Н. Никифорова [82] достаточно полно представлено развитие системных процессов во времени, появление «виброударного или быстро следующего за ним непрерывно контактного движения ротора», показана возможность опасного «режима контактной работы ротора» с огромными динамическими нагрузками на статор и ротор. Коэффициенты упругого и вязкого сопротивлений контактных поверхностей выражаются при помощи коэффициентов восстановления И длительности удара BO времени. Тангенциальная составляющая в точке контакта, по сравнению с законом Кулона, имеет более общее выражение: коэффициент трения скольжения зависит от «длительности контакта ротора со статором по сравнению с обычным промежутком времени, в течение которого длится удар двух твёрдых тел (10⁻⁴ с)», т.е. коэффициент трения – величина переменная. По данным [82] для отдельных пар материалов коэффициент трения скольжения может иметь значения не менее 0.2 (до 0.8 максимум), а для других пар - не более 0.25 (0.05 минимум). Автор приводит значения критического коэффициента трения скольжения, при котором "реализуется сравнительно безопасное прямое скольжение ротора, а в случае его превышения в системе ротор-статор возможны недопустимые виброударное движение и обкатка ротора". За последние два десятилетия исследования А.Н. Никифорова дают наиболее систематизированное полное представление 0 режимах контактного взаимодействия симметричного ротора на двух опорах с абсолютно жестким

статором. В работе [82] возбуждающие обкат силы определены как силы трения.

В зарубежных публикациях много работ посвящено осмыслению проблемы колебаний ротора с контактом со статором. Из-за сложности явления обката и многообразия режимов взаимодействия ротора со статором результаты, полученные разными авторами, достаточно трудно сравнивать по причине конфигураций испытательных стендов, физических разных моделей И используемой методологии решения задачи. Поэтому, например, при исследовании влияния коэффициента трения и жесткости опор (корпуса) авторы приходят к разным результатам. Однако в главной цели этих исследований (физических основ явления, степени его опасности для работы ТА, характера действия трения скольжения) можно надеяться на полезный опыт исследований.

Den Hartog [165] обращает внимание на опасность не только радиальных, но и боковых контактов дисков вращающегося ротора с элементами статора, a Smalley [167] на разрушающие вибрации, которые могут иметь место «во время выбега, если возникает трение скольжения при прохождении через критическую скорость в процессе снижения частоты вращения ротора». Медленное увеличение или снижение частоты вращения при прохождении через критическую скорость могут выявить очень «разные проявления динамических процессов со значительными незатухающими колебаниями».

Choi Y.S. [164] показывает, что коэффициент трения скольжения можно считать главным параметром, который способствует появлению разных режимов движения ротора.

Миszynska A. [175,176] провела серию экспериментальных исследований динамических реакций ротора для случая "периодических контактов со скольжением" - *виброударного движения* ротора по статору. Было показано влияние зазора на параметры движения ротора. В ряде работ Muszynska A. и другие авторы сообщают, что контактное взаимодействие ротора и статора приводит к хаотическим и почти хаотическим вибрациям ротора. В [176] Muszynska A. приводит литературный обзор по круговому контактному истиранию в роторных машинах.

Fatarella F. [167] даёт описание конструкции экспериментальной установки, а также приводит обзор работ по теоретическому и экспериментальному исследованию режимов движения ротора при контакте со статором.

Кraker D., Crooijmans M.T. и von Campen D.N. [162] ввели модель ротора с учетом трения скольжения между вращающейся и стационарной частью, причем характеристика корпуса моделировалась нелинейной экспоненциальной возвращающей силой. Масса статора не учитывалась. В данном исследовании пришли к заключению, что обкат (*обратное кольцевое движение*) никогда не бывает устойчивым.

Zhang W. [180] показал для гибкого ротора, что в недемпфированном случае нижний предел частоты обката, при котором есть возможность «длительного *обратного кольцевого движения*, является низшей собственной частотой колебаний ротора» (рассматривается случай податливого статора).

Ehrich F.F., Begg, Zhang W. [167]: «любое *вихревое движение*, вызванное трением (катастрофически неограниченное или просто незатухающее) следует рассматривать как *неустойчивое»*.

Lingener A. [174] провел ряд экспериментальных исследований по обкату (*обратному кольцевому движению*) гибкого ротора. Главный вывод исследований Lingener A. состоит в том, что «невозможно пройти через какуюлибо собственную частоту колебаний объединенной системы ротор-статор, возбуждаемой трением скольжения» в месте контакта. Существенно, что выводы исследований [174,180] сделаны для контакта с податливым статором.

Wu и Flowers [167] исследовали влияние трения скольжения на динамику ротора при переходных режимах с прохождением через критическую скорость. Вибрация, когда движение вала "впадает" в обкат, становится сильной и создает очень громкий звук. Сильная вибрация и громкий звук подтверждаются очевидцами событий развивающегося обката ротором статора [149,167].

Ghauri M.K., Fox C.H.и Williams E.J. [170] представили исследование переходного процесса гибкого ротора в условиях контакта между ротором и статором. Моделью служила система с десятью степенями свободы. Расчет движения системы производился кусочно-линейным способом. Наблюдались периодический и постоянный контакт (*частичное и полное кольцевое трение скольжения*). Показано, что обкат не совсем дивергентное движение, а ограничен устойчивым предельным циклом, что наблюдалось в экспериментах.

В экспериментах в качестве источника возбуждения для создания контакта между ротором и статором применялись электромагнитные вибраторы малой мощности. В некоторых более поздних экспериментах был использован большой дисбаланс ротора для возбуждения колебаний ротора с контактом со статором. Например, в одном из опытов [167] на периферии ротора была закреплена масса 1.1 кг при весе ротора ~22 кг (т.е. 5% от массы ротора), что привело к контакту ротора со статором и вызвало сильное трение скольжения при скорости вращения ротора значительно ниже первой критической частоты вращения. Показано «развитие синхронного движения и увеличение высокочастотной составляющей» обката с достижением предельного цикла, «самоподдерживающего состояния». Сила нормального как давления составляла ~10G (G - вес ротора). В отличие от других исследований, здесь рассматривалось движение неуравновешенного ротора.

Choy F.K. и Padovan J. [164], при численном моделировании колебаний ротора с задеваниями, рассматривали корпус как жесткое безинерционное кольцо, опирающееся на радиальные пружины, и исследовали переходную характеристику, связанную с трением скольжения между облопаченным ротором и его корпусом. Рассмотрены три принципиально разных режима движения ротора: с периодическими ударами, постоянным контактом и хаотическими

соударениями ротора о статор, что хорошо согласуется с экспериментальными результатами [3] и классификацией [104].

В программном комплексе ANSYS (раздел «Динамика нелинейных быстропротекающих процессов», Explicit Dynamics) [158, 159] рассматривается возможность исследования ряда быстропротекающих процессов взаимодействия тел, но программного обеспечения решения конкретной задачи контактного взаимодействия вращающегося ротора со статором не приведено.

Результаты экспериментальных работ зарубежных авторов в основном соответствуют случаю постоянного момента на валу, поддерживающего угловую скорость вращения вала $\omega = const$. Действительно, как показано в главе 3, - это наиболее реальная постановка задачи, если учесть, что время исключения действия момента на валу (время закрытия стопорных клапанов с TA) помощью средств защиты превышает часто время развития быстропротекающего процесса контактного взаимодействия ротора co статором.

В зарубежной технической литературе используется целый спектр определений разных режимов движения ротора с контактом (задеваниями) указывает на многофакторную зависимость 0 статор, что процессов контактного взаимодействия ротора со статором (трение, удары, жёсткость системы ротор-опоры периодически меняется). В таблице 1 приведены известные автору определения режимов движения ротора с контактом со статором, принятые в публикациях. В скобках приведены определения режимов, принятые в диссертации.

Многообразие режимов осложняет ответ на основной вопрос конструктора: как развивается обкат ротором статора во времени, каковы силы контактного взаимодействия ротора со статором и их опасность с точки зрения целостности установки? Как показывает анализ аварий (рис.1.1-1.8), развитие обката может привести к разным последствиям вплоть до разрушения установки.

Таблица 1. Некоторые определения режимов движения ротора с контактом со статором.

| "full annular rotor rub" | - "прямое кольцевое трение ротора " |
|---|---|
| | (развитие синхронного обката с проскальзыванием) |
| "backward rolling with sli | pping" - " обратное вращение с проскальзыванием" |
| | (развитие асинхронного обката с проскальзыванием) |
| "forward rolling with slipp | bing" - "вращение вперёд с проскальзыванием" |
| | (развитие синхронного обката с проскальзыванием) |
| "forward synchronous slipping" - " синхронное движение вперёд с проскальзыванием" | |
| | (развитие синхронного обката с проскальзыванием) |
| "reverse whirl" | - «реверсивное вихревое движение», что предполагает |
| | возможность перехода от прямой прецессии к обратной в |
| | процессе развития обката. |

*) Прямое или обратное движение ротора с проскальзыванием сопровождается сильным истиранием контактирующих поверхностей и громким звуком.

Задача о колебаниях ротора в случае импульсного кинематического воздействия (например, при действии контактного или неконтактного взрыва, землетрясении и т.п.) менее представлена в печати. Определение реакции конструкции на детерминированное импульсное возбуждение необходимо для достаточно большого класса механизмов: например, исследование динамики специального амортизированного оборудования атомных станций, оборудования кораблей различного назначения (в том числе и силовых установок), или механизмов и устройств, действие которых не должно прерываться даже в экстремальных условиях. Для таких механизмов предполагаются специальные амортизирующие устройства, обеспечивающие погашение импульса внешнего воздействия. Моделирование некоторое колебаний при кинематическом возбуждении необходимо для определения безопасного радиуса воздействия, оценки ударостойкости деталей и узлов специальных изделий, и результаты поэтому менее отражены в публикациях.

При ударных сотрясениях относительно простой формы «ускорение основания - время» (прямоугольник, волна или полуволна синусоиды) вопросы расчёта колебаний простых одномассовых систем схематизации реальных конструкций исследованы достаточно подробно [1]. Усложнение физических моделей конструкций и импульса внешнего воздействия при нестационарных колебаниях в дальнейшем сводилось к увеличению числа амортизированных тел и упругих связей (количества амортизаторов) между ними, усложнением представления потерь энергии в связях [8,10,117,131,135,146].

В работе [16] метод разложения по собственным формам колебаний применён к исследованию нестационарных колебаний (без контакта со статором) ротора на двух податливых опорах с жёстким основанием. Такая схематизация и математическая модель стали значительным шагом вперёд в исследовании механических систем с вращающимися роторами при сотрясении основания.

Каждая из отмеченных выше задач стационарной и нестационарной динамики ротора представляет собой самостоятельное исследовательское направление. При проектировании ТА различного назначения необходимо методическое и программное обеспечение для моделирования поведения ТА в условиях его эксплуатации (стационарные колебания), и моделирование поведения ТА в опасных нештатных (может быть, аварийных) ситуациях, связанных с задеваниями ротора о статор.

Последствия аварийных ситуаций и выполненные исследователями работы по динамике роторных систем показывают существенно важное направление, которому предполагается уделить внимание в диссертации: разработка новых методов математического моделирования **стационарных и нестационарных** колебаний роторов TA с возможностью определения *реакции* ротора на разные воздействия и исследование малоизученного явления обката ротором статора.

ГЛАВА 2. НЕСТАЦИОНАРНЫЕ (ПЕРЕХОДНЫЕ) КОЛЕБАНИЯ РОТОРА ПОСЛЕ ВНЕЗАПНОЙ РАЗБАЛАНСИРОВКИ ПРИ ОТСУТСТВИИ ЗАДЕВАНИЙ О СТАТОР (ДВИЖЕНИЕ В ЗАЗОРЕ)

Практически, переходные колебания без задеваний о статор возникают при весьма малых разбалансировках, поскольку номинальные зазоры В турбомашинах обычно являются небольшими величинами ЛИШЬ незначительно превышающими одну тысячную долю диаметра вала в любом сечении ротора. После разбалансировки повышается контролируемый уровень вибрации турбоагрегата, и, в случае превышения установленных норм, должны быть приняты соответствующие меры снижения вибрации – балансировка ротора. Разработанные (глава 2, глава 6) алгоритмы и программные модули исследования движения ротора без задеваний не только позволяют ответить на вопрос о допускаемой величине разбалансировки E_d, когда задеваний о статор ещё не происходит, но и являются необходимой составной частью общего алгоритма движения ротора с периодическим контактом со статором при нелинейных колебаниях.

Математическая модель линейных колебаний ротора после внезапной разбалансировки приведена в [41]. Представление здесь математической модели линейных колебаний ротора в матричной форме позволяет показать логику алгоритма, используемую в остальных разделах диссертации и сохранить системность изложения алгоритма колебаний ротора с периодическими контактами со статором.

2.1. Переходные колебания ротора на двух анизотропных опорах.

Принимаем упрощенную модель ротора в виде вращающегося абсолютно твердого тела на анизотропных упругих опорах, совершающего



Рис.2.1. Схематическая модель ротора и действующих на него сил (при N=0; T=0 - контакт ротора со статором отсутствует)

плоское движение внутри статора (рис.2.1). В системе декартовых точка О – центр расточки статора, совпадающая с координат x_1Ox_2 положением статического равновесия идеально отбалансированного ротора; G, m - вес, масса ротора; u_1 , u_2 – динамические смещения центра ротора (точка O₁); *U*₁₀, *U*₂₀ – динамические смещения центра массы ротора (точка O₂); $u = (u_1^2 + u_2^2)^{0.5}$ - модуль вектора смещения центра ротора; Е эксцентриситет (модуль вектора смещения центра массы по отношению к центру ротора); heta – угол прецессионного движения ротора; ψ – угол поворота ротора ($\dot{\psi} = \omega$ - угловая скорость вращения ротора в момент разбалансировки); *p*₁, *p*₂ – собственные частоты колебаний ротора в горизонтальном (1) направлении и в вертикальном (2) направлении ($\alpha_1 = \omega/p_1$; $\alpha_2 = \omega/p_2$); δ – радиальный зазор между ротором и статором; t – время. Здесь и далее точка над буквой означает дифференцирование по времени.

Положение ротора в любой момент движения полностью определено, если известны три величины: u_1 , u_2 и ψ . Предполагаем, что ротор имеет упругие связи, действие которых определяется силами F_1 , F_2 , приложенными в центре ротора и пропорциональными смещениям u_1 и u_2 то есть

$$F_1 = -k_1 u_1;$$
 $F_2 = -k_2 u_2,$ (2.1)

где k₁, k₂ – жесткости упругих связей в горизонтальном и вертикальном направлениях. В общем случае k_1 и k_2 учитывают жесткости масляного слоя подшипников и жесткости концевиков ротора. Для простоты предполагаем, что жесткости упругих связей – одинаковы, но в горизонтальном и вертикальном направлениях – различаются, поэтому $k_1 \neq k_2$. При отсутствии колебаний, когда центр O₁ совпадает с центром O, между ротором и статором имеется δ. В равномерный ПО окружности зазор исходном состоянии (до разбалансировки) ротор имеет массу m_0 и центральный момент инерции Θ_0 относительно оси (точки О₁). После разбалансировки масса ротора т и центральный момент инерции Θ относительно центра массы O_2 .

Считаем, что силы внешнего сопротивления пропорциональны скоростям перемещений \dot{u}_1 , \dot{u}_2 центра сечения ротора:

$$F_3 = -c_1 \dot{u}_1; \qquad F_4 = -c_2 \dot{u}_2, \qquad (2.2)$$

*С*₁, *С*₂ – коэффициенты пропорциональности, различные для горизонтального и вертикального направления колебаний.

В некоторый момент, принимаемый за начало отсчета времени, идеально отбалансированный ротор, вращающийся с постоянной угловой скоростью $\dot{\psi} = \omega$, внезапно претерпевает разбалансировку. Под действием неуравновешенной силы возникнут переходные колебания ротора. При определенных условиях: умеренной разбалансировке, удаленности системы от резонансов, значительном зазоре δ и других случаях смещение ротора u не достигнет значения δ ($u < \delta$), и при переходных колебаниях не возникнет задевание ротора о статор. Ротор через некоторое время войдет в режим

стационарных вынужденных колебаний. В этом случае силы N и T (рис.2.1) в течение всего процесса переходных колебаний равны нулю.

2.1.1. Дифференциальные уравнения движения ротора в зазоре

Из рис.2.1 следует связь смещений центра масс O₂ и центра ротора O₁ в виде:

$$u_{10} = u_1 + \varepsilon \cos \psi; \ u_{20} = u_2 + \varepsilon \sin \psi \tag{2.3}$$

Проектируя все силы, действующие на ротор, на оси x_1 и x_2 получаем, учитывая (2.1 и 2.2), два уравнения движения ротора:

$$m\ddot{u}_{10} + c_1\dot{u}_1 + k_1u_1 = 0$$

$$m\ddot{u}_{20} + c_2\dot{u}_2 + k_2u_2 = 0$$
(2.4)

Принимая во внимание зависимость (2.3), имеем систему:

$$\ddot{u}_{1} + 2h_{1}\dot{u}_{1} + p_{1}^{2}u_{1} = e\omega^{2}\cos(\omega t + \psi_{0})
\ddot{u}_{2} + 2h_{2}\dot{u}_{2} + p_{2}^{2}u_{2} = e\omega^{2}\sin(\omega t + \psi_{0})$$
(2.5)

где:

$$p_1^2 = \frac{k_1}{m}; p_2^2 = \frac{k_2}{m}; 2h_1 = \frac{c_1}{m}; 2h_2 = \frac{c_2}{m}; e = \varepsilon_m$$

Параметры $2h_1$, $2h_2$ принимаются постоянными величинами, характеризующими демпфирование ротора в горизонтальном и вертикальном направлениях. Угол ψ_0 (значение ψ в момент t=0) определяет направление вектора $\overline{\mathcal{E}}$ в момент внезапной разбалансировки (начальный угол поворота ротора). Если $\psi_0 = 0$, то вектор $\overline{\mathcal{E}}$ в этот момент направлен по оси x_1 , если $\psi_0 = \frac{\pi}{2}$, то по оси x_2 . Вторые члены в (2.5), пропорциональные скоростям \dot{u}_1 и \dot{u}_2 , отражают силы демпфирования (внешнего трения), значимые для ротора вблизи резонансов. Собственный вес ротора G=mg явно не входит во второе уравнение (2.4) вследствие выбора начала координат О в точке статического равновесия вращающегося идеально уравновешенного ротора.

Для проведения численных расчетов переходного процесса в любом случае целесообразно свести систему (2.5) к каноническому виду

$$\dot{y}_{i} = f_{i}(y_{1}, y_{2}, y_{3}, y_{4}, t) (i=1, 2...4)$$
(2.6)

где введены обозначения

$$y_1 = u_1; y_2 = u_2; y_3 = \dot{u}_1; y_4 = \dot{u}_2;$$
 (2.7)

Эта процедура соответствует сведению уравнений (2.5) к форме Коши с целью их последующего интегрирования. В векторной форме уравнения (2.5) для численного интегрирования будут иметь вид:

$$\dot{\overline{y}} = D_1 \cdot \overline{\overline{y}} + \overline{Q_1} \quad , \qquad (2.8)$$
$$D_1 = \begin{vmatrix} 0 & E \\ A_1 & H_1 \end{vmatrix}$$

Черта вверху обозначает вектор в (2.8). В матрицу D_1 входят: нулевая (0) и единичная (Е) матрицы второго порядка. Остальные члены матрицы D_1 определяются матрицами второго порядка:

$$A_{1} = \begin{vmatrix} -p_{1}^{2} & 0\\ 0 & -p_{2}^{2} \end{vmatrix}; \qquad H_{1} = \begin{vmatrix} -2h_{1} & 0\\ 0 & -2h_{2} \end{vmatrix}$$

 $\overline{y}^{T} = [y_1 y_2 y_3 y_4]$ -вектор (транспонированный) перемещений и скоростей ротора ; $\overline{Q_1}^{T} = [q_1 q_2 q_3 q_4]$ - вектор (транспонированный) свободных членов уравнения (2.5 или 2.8);

$$\overline{q_1} = 0; \quad \overline{q_2} = 0; \qquad \qquad q_3 = e\omega^2 \cos(\omega t + \psi_0); \\ q_4 = e\omega^2 \sin(\omega t + \psi_0).$$

Уравнение (2.8) интегрируется методом Рунге-Кутты при соответствующих начальных условиях: в момент внезапной разбалансировки начальные условия могут быть выбраны нулевыми t=0; $u_1(0) = u_2(0) = \dot{u}_1(0) = \dot{u}_2(0) = 0$

Дополнительно определяются следующие величины:

- скорость и ускорение ротора в рассматриваемый момент времени;

- угол $\theta = \arccos\left(\frac{u_1}{u}\right)$ положение центра ротора при его движении вокруг

центра расточки статора.

По приведенному алгоритму разработан соответствующий программный модуль, при помощи которого выполнено исследование переходных процессов для некоторых характерных случаев. Представление изложенного алгоритма в матричном виде (2.8) позволяет решать задачу Коши с помощью библиотеки стандартных программ алгоритмического языка Fortran. Расчёты выполнялись в безразмерных единицах;

$$\overline{u_1} = u_1/\delta; \quad \overline{u_2} = u_2/\delta; \quad \overline{\varepsilon} = \varepsilon/r; \quad \overline{\delta} = \delta/r$$
 (2.9)

Здесь черта вверху означает безразмерную величину.

В качестве модели исследования переходного процесса после внезапной разбалансировки далее выбран ротор на двух опорах со следующими параметрами:

- масса ротора, где произошла разбалансировка М = 10 т ; g=9.81 м/c²;

- $\dot{\psi}$ = ω – угловая скорость вращения ротора в момент внезапной разбалансировки;

 $-\alpha_1 = \omega/p_1; \ \alpha_2 = \omega/p_2; \psi_0 = 0.$

При 3000 об/мин промежуток времени t=0.1 сек соответствует 5 оборотам ротора. Силы демпфирования (внешнего трения) при движении внутри зазора ротора со статором определяются двумя коэффициентами c_1 =200 кH·c/м, c_2
=300 кН ·с/м (на основании известных расчётных и экспериментальных оценок).

Величина воздействия на ротор при внезапной разбалансировке задаётся Будучи физически эксцентриситетом ε. понятной, величина Е малопоказательна при сравнении реакции разных по массе роторов на внезапную разбалансировку. Поэтому в комментариях к рисункам траекторий m ; эквивалентная эксцентриситету движения указывается Е масса оторвавшегося груза на радиусе 1 м. Величина m_i' определяется из равенства

сил
$$m_j \cdot \omega^2 \cdot \varepsilon_j = m_j' \cdot \omega^2 \cdot R$$
, где $R=1$ м.

Для условной ориентировки положения ротора относительно жёсткого элемента статора на рисунках траекторий переходных колебаний указывается штриховой линией окружность радиусом δ в относительных единицах (радиус окружности равен 1). Перемещения ротора u также определяются в относительных (по отношению к зазору δ) единицах.

2.1.2. Влияние демпфирования на характер траекторий движения ротора в зазоре (движение без контакта)

Ротор вращается в равножёстких опорах: $\alpha_1 = \alpha_2$; $(p_1 = p_2)$; $\omega = 314$ рад/с. Траектории переходных колебаний в этом случае зависят от соотношения $\alpha = \omega/p$ и от величины демпфирования C_1 , C_2 ротора. Из результатов моделирования представляет интерес динамический заброс амплитуд переходного процесса и амплитуды установившихся колебаний.

На рис. 2.2 приведены результаты расчёта установившихся траекторий движения геометрического центра ротора после внезапной разбалансировки. Результаты (рис. 2.2а-2.2в) установившихся колебаний получены при отсутствии демпфирования и, как показано, имеют разное количество

«петель». Траектории движении - это результат наложения двух движений: колебаний с собственной частотой *р* и колебаний с частотой *w* вращения неуравновешенного ротора. В соответствии с 1-ым законом Ньютона колебания продолжаются бесконечно и симметрия прецессии сохраняется, так как в системе без демпфирования нет сил, препятствующих этим колебаниям. Характер траекторий и количество петель на траектории зависят от соотношения α=ω/ *p*. Экспериментально траектории с петлями наблюдались исследованиями [3]. На рис. 2.2, г показан процесс разрушения установившейся траектории (разрушения симметрии прецессии), приведенной на рис. 2.2, а, если демпфирование составляет половину от полного демпфирования (С=0.5). При демпфировании, равном полному демпфированию (С=1.0, т. е. с 1=200 кН ·с/м, $c_2 = 300$ кH·с/м.), колебания с собственной частотой относительно быстро затухают и далее сохраняются лишь вынужденные колебания с частотой ω (рис. 2.2, д; 2.2, е) – предельная траектория. Пример показателен, так как траектории движения с петлями получались в [58] для более сложной модели ротора с демпфированием в масляной плёнке опорных подшипников скольжения.

Разрушение симметрии прецессии демпфированием показано в докторской диссертации Пасынковой И.А. [99].

Для случая неравножёстких опор ротора ($\alpha_1 \neq \alpha_2$) существует своя закономерность установившегося процесса колебаний при малом демпфировании, так как происходит сложение колебаний с тремя частотами и траектория зависит от близости частоты возбуждения ω к одной из собственных частот p_1 , p_2 .

2.1.3. Влияние типа ротора (жёсткий или гибкий) на характер движения в зазоре после внезапной разбалансировки ротора.

Ротор на неравножёстких опорах α₁ ≠ α₂; (*p*₁=285.45 рад/с; *p*₂=348.9 рад/с). Для этого ротора переходные колебания без задеваний исследовались

при внезапной разбалансировке на нескольких рабочих частотах о вращения ротора при сохранении отстройки от собственных частот не менее 10%. Схематическое изображение отстройки частоты разбалансировки ω (пунктирная стрелка на горизонтальной оси) от собственных частот (p_1, p_2) показано на рисунках 2.3, а-2.3, в (внизу). Характер траекторий переходных колебаний в этих случаях определяется близостью частоты ω вращения ротора в момент внезапной разбалансировки к одной из собственных частот ротора (*p*₁, *p*₂) и величиной демпфирования *c*₁, *c*₂. При малом демпфировании, составляющем 10% от полного демпфирования с₁, с₂ (т.е. С=0.1), траектории движения (рис.2.3, а-2.3, в) имеют ту же форму, что и при полном демпфировании, но с максимальными амплитудами в 1.5 - 2 раза большими. Для случая (рис. 2.3, б), когда внезапная разбалансировка произошла на частоте ω и при этом $p_1 < \omega < p_2$, установившиеся колебания происходят *с обратной* прецессией.

Таким образом, решение линейной задачи нестационарных колебаний ротора после внезапной разбалансировки позволяет определить расчетом величины возникающих смещений ротора. Заброс амплитуд колебаний переходного процесса относительно уровня амплитуд установившихся колебаний от неуравновешенности, количественно зависит от отстройки ротора ОТ резонансов, величины эксцентриситета после разбалансировки И демпфирования в системе ротор-опоры. Установившийся режим колебаний наступает через несколько (10-15) оборотов ротора и представляет собой вынужденные колебания с частотой, равной частоте о вращения ротора. Траектории движения центра ротора в каждом его сечении имеют, как правило, форму эллипса с различным отношением полуосей: от единицы (круговые колебания – траектории представляют собой окружности) до нуля (траектории вырождаются в прямые линии).

Непосредственно после разбалансировки и в последующем колебания всегда возникают с прямой прецессией, но при выполнении условия $p_1 < \omega < p_2$

переход от прямой прецессии к обратной происходит ещё до контакта ротора со статором, т.е. при колебаниях в зоне без задеваний, что показано на примерах расчета в [50,133].

В главе 6 переходные колебания ротора без контакта со статором рассматриваются для многоопорного ротора (на семи упруго-инерционновязких опорах) с применением математической модели, основанной на методе разложения смещений точек системы по собственным формам колебаний.

Выводы к главе 2.

1. Программный модуль, разработанный на основе математической модели колебаний ротора в зазоре (без контакта со статором), применён к исследованию влияния демпфирования на характер траектории движения ротора при разных значениях $\alpha = \omega / p$. Выяснено, что экспериментальные и расчётные траектории (симметрия прецессии ротора) с петлями можно объяснить недостаточным демпфированием в системе ротор-опоры. Число петель зависит от отношения $\alpha = \omega / p$. С увеличением демпфирования в системе ротор-опоры происходит разрушение симметрии прецессии, что подтверждает исследования И.А. Пасынковой [99].

2. На примерах переходных колебаний гибкого ротора показано изменение направления прецессии ротора от прямой к обратной при колебаниях без задеваний (линейные колебания), если угловая скорость разбалансировки ω лежит между двумя собственными частотами гибкого ротора ($p_1 < \omega < p_2$).

3. Установившийся режим колебаний наступает через несколько (10-15) оборотов ротора и представляет собой вынужденные колебания с частотой, равной частоте вращения ротора.

4. Разработанный на основе математической модели программный модуль входит составной частью в общий комплекс программных средств (рис.7.15).

76



Рис. 2.2. Движение геометрического центра неуравновешенного ротора в зазоре (без контакта со статором) после внезапной разбалансировки в горизонтальной (1) плоскости в зависимости от соотношения частот ($\alpha=\omega/p$) при отсутствии сопротивления движению (рис. 2.2, a-2.2, в) и с демпфированием (рис.2.2, г-2.2, е); $p_1 = p_2 = p$ - собственные частоты колебаний ротора на равножёстких опорах; $\omega = 314$ рад/с - частота вращения ротора при внезапной разбалансировке; C= 1.0; 0.5; 0 – означает, соответственно, принятое демпфирование($C_1=200$ кH·c/м, $C_2=300$ кH·c/м), демпфирование в 2 раза меньшее и отсутствие демпфирования.



Рис. 2.3. Движение ротора на неравножёстких опорах в зазоре после внезапной разбалансировки 2 кг на 1 м (0,02% М) в зависимости от типа ротора и величины демпфирования в системе, *P*₁ = 285,45 p/c; *P*₂ = 348,9 p/c – собственные частоты ротора для горизонтального и вертикального направления колебаний; ω - частота вращения ротора при внезапной разбалансировке;
а, в – жёсткий и гибкий ротор, соответственно; б – ротор с *P*₁ < ω < *P*₂ (установившиеся колебания с обратной прецессией. С – демпфирование в системе (принятое демпфирование с₁=200 кH · с/м, c₂=300 кH · с/м).

ГЛАВА З. НЕСТАЦИОНАРНЫЕ (ПЕРЕХОДНЫЕ) КОЛЕБАНИЯ РОТОРА ПОСЛЕ ВНЕЗАПНОЙ РАЗБАЛАНСИРОВКИ ПРИ ЗАДЕВАНИЯХ О СТАТОР (МЕТОД И РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ)

3.1. Кинематика процесса обката и качественная оценка сил при контакте с абсолютно жёстким статором.

В этом разделе на основе аналитического решения задачи рассматривается обобщенная качественная картина движения ротора после внезапной разбалансировки, возникшей вследствие потери некоторой массы (вылетевшей поломанной лопатки или иного фрагмента ротора) при последующем контакте ротора с *абсолютно жёстким* статором и показана опасность появления значительных сил, возникающих в процессе развития явления обката.

На рис.2.1 приведены схема контакта ротора со статорам и основные кинематические и динамические параметры при их задевании. При контакте ротора и статора в точке их соприкосновения появляется нормальная сила N и касательная сила трения T. Предполагается, что

$$T = \chi N, \tag{3.1}$$

$$\chi = \chi_0 \, \text{sign } v_{\text{or}} \,, \tag{3.2}$$

$$\mathbf{v}_{\mathrm{or}} = \dot{\boldsymbol{\theta}} \ \delta + \ \dot{\boldsymbol{\Psi}} \ \boldsymbol{r}_{\boldsymbol{B}} \tag{3.3}$$

где χ_0 – коэффициент сухого трения; v_{от} – относительная скорость ротора в окружном направлении в точке *P* касания со статором; $\dot{\theta}$ – угловая скорость прецессии; $\dot{\psi}$ – текущая угловая скорость ротора (принимаемые положительными при вращении против часовой стрелки); r_B - радиус ротора или вала в месте задевания.

При $v_{or} = 0$ имеем sign $v_{or} = sign 0 = 0$, и касательная сила *T* также обращается в нуль; при $v_{or} = \dot{\theta} \ \delta + \psi \ r_{\rm B} > 0$ сила трения T > 0; при $v_{or} < 0$ сила T < 0. Подчеркнем, что для сил *N* и *T* за положительные приняты направления, совпадающие с направлениями этих сил на рис.2.1.

До первого касания ротор совершает несколько оборотов. Число оборотов до первого касания тем меньше, чем больше разбалансировка, то есть чем больше эксцентриситет є.

Принципиально обстоятельств: возможно такое стечение большая разбалансировка, большие коэффициенты трения и др., при которых после первого касания произойдет «прилипание» ротора к статору и возникнет обкат (по всей окружности статора). Возможен более сложный полный процесс, когда после первого касания и частичного обката (по части окружности статора) ротор отойдет от статора вследствие действия упругих восстанавливающих сил вала и масляной пленки подшипников, а также под воздействием центробежных сил инерции $m \psi^2 \varepsilon$ неуравновешенной массы ротора m, вращающейся относительно мгновенного центра вращения Q_1 (рис. 2.1). После отхода от статора в одном месте может наблюдаться касание в другом месте, и таких касаний (ударов) может быть несколько. При каждом касании появляется сила Т, действие которой всякий раз способствует увеличению отрицательной скорости прецессии.

Пример подобного процесса показан на рис. 3.1, где изображена траектория движения центра сечения S (точки Q_1) после внезапной разбалансировки во втором пролёте ротора на трёх опорах. Трёхопорный ротор по геометрии, инерционным характеристикам участков и параметрам масляной плёнки опор соответствует двум пролётам ротора TA 300 MBT, общая физическая модель которого приведена на рис.1.1 (глава 1). Расчет выполнен при весьма жестком статоре ($k = 3,62 \cdot 10^8$ кH/м) по методике и программе,

представленной в главе 4 и в [56,58]. Разбалансировка соответствует потере массы 15 кг на радиусе 1 м. Данные по ротору:

- масса второго пролета ротора, где произошла разбалансировка m2=18.86 т;
- угловая скорость при внезапной разбалансировке $\psi = \omega = 314$ рад /с;
- номинальный зазор $\delta = 2,5$ мм; коэффициент трения $\chi_0 = 0,15;$
- радиус ротора в месте задевания $r_{E} = 0,22$ м.

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.



Рис.3.1. Траектория движения центра ротора после внезапной разбалансировки

Начало процесса (момент разбалансировки) соответствует точке *О*. Цифрами 1–10 отмечены последовательные точки траектории центра ротора. Направления движения центра по траектории показаны стрелками.

Из рис. 3.1, *а* следует, что первое касание в точке 1 наблюдается в момент, когда ротор совершил примерно один оборот (через ~ 0,02 с после разбалансировки), на участке 1–2 наблюдается проскальзывание ротора по статору, на участке 2–3 - происходит свободное движение. В точке 3 (рис. 3.1, δ) возникает повторное касание, участок 3–4 соответствует скольжению. В точке 4 (рис. 3.1, δ) ротор вторично отстает от статора и совершает свободное

движение в зазоре до соприкосновения со статором в третий раз в точке 5. Движение ротора от точки O до точки 5 представляет собой *прямую прецессию* – движение центра происходит против часовой стрелки и совпадает по направлению с угловыми скоростями : d > 0, $\psi > 0$. Начиная с точки 5 ротор совершает *обратную прецессию*, при которой d < 0. Это является следствием воздействия касательной силы T, направленной всегда навстречу относительной скорости v_{or} (рис. 1, рис. 2.1). Далее на участке 5–6 наблюдается скольжение (частичный обкат) уже при отрицательной скорости прецессии; на участке 6–7 – свободное движение в зазоре, а на участке 7–8 – очередной (четвертый) частичный обкат.

При каждом касании вследствие действия силы T происходит возрастание по абсолютной величине скорости обратной прецессии $|\dot{e}|$. В точке 8 наблюдается последнее временное отставание ротора от статора вследствие действия восстанавливающих упругих сил и, в первую очередь, центробежных сил инерции $m \psi^2 e$ при вращении неуравновешенной массы относительно точки Q_1 .

В точке 9 начинается непрерывный обкат ротора по статору с возрастанием скорости прецессии $|\vartheta|$ под действием силы T, которая сама возрастает пропорционально увеличению силы нормального давления ротора на статор N. Расчет процесса проведен до точки 10 и несколько далее за ней примерно на протяжении половины оборота ротора по окружности.

Дальнейшее движение является обкатом (развитием асинхронного обката), при котором относительная скорость скольжения ротора по статору уменьшается, если момент на валу равен нулю, и, наконец, приближается к нулю - $v_{or} = \theta \ \delta + \psi \ r_B \sim 0$, а скорость прецессии достигает предельного значения:

$$\theta_{\rm np} = -\psi \, \frac{r_{\rm B}}{\delta},\tag{3.4}$$

где $\psi = \omega$ – угловая скорость вращения ротора в данный момент.

При условии (3.4) касательная сила *T* обращается в нуль и ее влияние на скорость прецессии прекращается.

В разделе 3.4 появление обратной прецессии (асинхронного обката) ротора рассматривается как самовозбуждающийся процесс под действием сил контактного взаимодействия ротора со статором.

Вследствие действия сил неуравновешенности $m_{\psi}^{1/2}$ я скорость касания v_{от} изменяется по некоторому периодическому закону, и это приводит к периодическому же изменению силы *T*. Поэтому при $\mathfrak{s} \neq \mathfrak{0}$ движение в процессе полного обката происходит при угловой скорости прецессии, изменяющейся также по периодическому закону при среднем значении, близком к величине (3.4). Частота этих изменений весьма велика и близка к значению

$$\omega = \psi \left(1 + \frac{r_{\rm B}}{s}\right). \tag{3.5}$$

Движение ротора в процессе непрерывного обката по жесткому статору.

Считается, что ротор и статор при касании рассматриваются как абсолютно твердые тела, а их соприкосновение происходит как «абсолютно неупругое», то есть радиальная составляющая скорости ротора при контакте со статором полностью гасится, тангенциальная же составляющая полностью сохраняется по величине и направлению.

В этом случае согласно рис. 2.1 имеем зависимости:

$$u_{10} = u_1 + \varepsilon \cos \psi = \delta \cos \theta + \varepsilon \cos \psi,$$

$$u_{20} = u_2 + \varepsilon \sin \psi = \delta \sin \theta + \varepsilon \sin \psi,$$
 (3.6)

где δ – величина постоянная, равная номинальному зазору.

Очевидно, что движение ротора будет полностью определено, если известны величины θ и ψ . Контакт ротора со статором сохраняется при условии N>0.

Нормальная сила N [55] для случая ротора на равножёстких опорах ($\Omega^2 = p_1^2 = p_2^2$)

$$N = m\tilde{\alpha}(\theta^2 - \Omega^2) + m\epsilon\psi^2 \cdot \cos(\psi - \theta), \qquad (3.7)$$

В частном случае в = 0 система дифференциальных уравнений обката [см. 55] приобретает вид:

$$\ddot{\theta} + \chi \cdot \left(\dot{\theta}^2 - \Omega^2\right) = 0, \tag{3.8}$$

$$\ddot{\psi} + \chi \mu \cdot \left(\delta / r_{\rm B} \right) (\theta^2 - \Omega^2) = 0. \tag{3.9}$$

Она имеет точное решение, например, при начальных условиях

$$t = 0; \qquad \phi(0) - \phi_0, \qquad \psi(0) - \omega_0. \tag{3.10}$$

Сила *N* определяется из соотношения (3.7) при z = 0.

<u>Представляет интерес случай</u>, когда $\Omega = 0$. Он соответствует обкату «свободного» ротора (без подшипников), подобно тому, как фрагмент ротора среднего давления обкатывался по статору при Каширской аварии 2002 года (глава 1, [26]).

Для указанного частного случая можно получить решение уравнений движения в виде:

$$-\dot{\theta} = \frac{|\theta_0|}{1 - |\theta_0|\chi t}, \qquad (3.11)$$

$$\dot{\psi} - \omega_0 - \mu \frac{\delta}{r_{\rm b}} \cdot \left| \dot{\theta}_0 \right| \cdot \frac{\chi \left| \dot{\theta}_0 \right| t}{1 - \chi \left| \dot{\theta}_0 \right| t}. \tag{3.12}$$

Сила N в этом случае определяется соотношением:

$$N = m\delta \theta^2$$

Приложение результатов. Предложенный подход применён к анализу одного из эпизодов при аварии турбоагрегата 300 МВт на Каширской ГРЭС 2002 года [26].

В процессе аварии произошло событие, не имеющее прецедентов: от ротора турбины отделился фрагмент – передняя часть РСНД – при скорости вращения, близкой к номинальной. Вследствие воздействия отделившегося вращающегося фрагмента на статор были разрушены все шпильки фланцевых соединений ЦСД, и верхняя часть корпуса была заброшена на паропроводы БРОУ (глава 1).

Чертеж фрагмента ротора представлен на рис. 3.2, где I - сечение стыковки муфт РВД и РСД, по которому произошло разрушение болтового соединения; II – сечение между 4-м и 5-м дисками, где произошло разрушение вследствие скручивающего инерционного момента при торможении силой трения.

Для применения полученных решений к анализу эпизода аварии примем следующие исходные данные:

- масса фрагмента ротора m = 7 т;
- момент инерции массы фрагмента $\Theta = 0.6 \text{ т} \cdot \text{m}^2$;
- зазор в уплотнениях $\delta = 6$ мм; радиус касания $r_{\rm E} = 0,3$ м;
- начальная скорость вращения 🖓 🛛 = 300 рад / с;
- начальная скорость прецессии $\dot{\Theta}_0 = -300$ рад /с.

По исходным данным с помощью полученных зависимостей были определены:

- предельная скорость прецессии $|\phi_m| = 7470,7$ рад /с;
- предельная угловая скорость вращения ротора $\psi_{\rm m} = 149,4$ рад /с;
- предельная сила нормального давления, действующая на статор

$$N_{\rm mp} = 2,34 \cdot 10^9 \, \text{H} \rightarrow 239 \cdot 10^3 \, \text{Tc}$$

$$N_{\rm mp} = 34000 \, {\rm G}$$
, где ${\rm G} - {\rm Bec}$ ротора)

В данном примере весь процесс обката до достижения предельных параметров длится примерно 0,2 секунды.

Интерес представляет сопоставление усилия N_{mp} с сопротивлением разрыву соединений фланцев горизонтального разъема ЦСД. Рассчитаем ориентировочно сопротивление разрыву всех шпилек передней части корпуса ЦСД.

Согласно данным атласа [6], фланец передней части ЦСД имеет 12 шпилек 100 мм, шесть шпилек 70 мм и двенадцать шпилек 50 мм. Общая площадь сечений всех шпилек $F_{\mu\nu} \cong 1400 \text{ см}^2$. Считаем, что все шпильки в рабочем состоянии имеют напряжение затяжки $\sigma_{\Xi} = 250 \text{ МПа}$ (обычно $\sigma_{\Xi} = 200 \div 300 \text{ МПа}$). Принимаем, что временное сопротивление стали 25X1MФ составляет $\sigma_{\Xi} = 640 \text{ МПа}$ [122].



Рис.3.2. Фрагмент ротора среднего давления.

1 – каминные уплотнения; 2 – уплотнения на разгрузочном поршне; 3 – диафрагменные уплотнения.

Тогда усилие, необходимое для разрушения всех шпилек передней части ЦСД (разрушающее усилие) составляет

$$\mathbb{P}_{\mathbb{B}} = F_{\mathbb{B}}(\sigma_{\mathbb{B}} - \sigma_{\mathbb{I}}) = 54,6-10^6 \text{ H} \rightarrow 5,57 -10^3 \text{ rc.}$$

$$\mathbf{P}_{\mathbf{B}} = 800 \text{ G}$$
, где $\text{G} - \text{вес ротора}$)

Сопоставление значений показывает, что предельная сила N_{mp} , действующая на статор, более чем в сорок раз превышает сопротивление

фланцевого соединения. Тем самым подтверждена опасность появления значительных сил в процессе развития обката, а одна из загадок Каширской аварии получила вполне чёткое объяснение: *разрушение корпуса ЦСД* произошло вследствие асинхронного обката отделившегося фрагмента РСД, вызвавшего чрезвычайно большие радиальные усилия.

3.2. Модель ротора и условий его взаимодействия с податливым статором при задеваниях

Реальные конструкции рамы, корпуса ТА в местах задеваний (контакта) не являются абсолютно жёсткими, а некоторые конструкции рам и корпусов связаны с фундаментом амортизаторами, жёсткостные характеристики которых (рис.3.8) достоверно могут быть известны из эксперимента. В общем случае, можно говорить о свободном движении ротора в радиальном зазоре $\delta_0 = 0.3 - 1.2$ между ротором и усиками уплотнений при последующем слабом MM сопротивлении движению ротора со стороны элементов уплотнений (пружин и т.п.), и далее о контакте ротора с более жёстким элементом статора, деформации либо корпуса, либо амортизаторов. В сечении ротора, где нет уплотнения, контакт ротора может произойти только по относительно жёсткому элементу статора, и тогда δ принимается равным δ_0 , т.е. в любом случае окружность, изображаемая на рисунках штриховой линией и равная δ указывает, что далее движение ротора происходят с контактом с относительно жёстким элементом статора. Задание зазора δ_0 показывает начальную границу «слабых» взаимодействий ротора со статором. Опыт моделирования колебаний с задеваниями показывает, что развитие асинхронного обката более вероятно при контакте с жёстким элементом статора.

На рис. 3.3, 3.4 показана физическая модель симметричного ротора на двух опорах и схема взаимодействия ротора с *податливым* статором. Статор



Рис. 3.3. Физическая модель ротора на анизотропных опорах



Рис. 3.4. Схема контакта ротора с податливым статором.

P – точка контакта ротора со статором; O_2 - положение центра масс ротора; r - радиус ротора; O – центр расточки статора; O_1 – центр сечения ротора; u - смещение ротора; k - жёсткость статора; k_1, k_2 – жёсткость опор соответственно в горизонтальном и вертикальном направлении; ψ -угол поворота ротора в момент внезапной разбалансировки; ω – угловая скорость ротора; θ - угол прецессии; $\dot{\theta}$ - угловая скорость прецессионного движения ротора; N – реакция статора; T - сила трения скольжения; F_1, F_2 - силы со стороны опор ротора

представлен в виде безинерционного жёсткого кольца, упругие связи которого в общем случае имеют нелинейную жёсткость и потери при деформациях связей.

Принимаем следующую модель взаимодействия ротора и статора при задеваниях с учётом зависимостей 3.2 и 3.3:

$$N = k(u - \delta); \tag{3.13}$$

$$T = \chi N, \qquad (3.14)$$

где *k* – коэффициент жесткости статора.

В дальнейшем принято, что жёсткость статора в месте контакта представляется либо в форме зависимости «сила-деформация» Q = f(u)(рис.3.5, б, в), либо в форме обобщённой характеристики – гистерезисной петли, когда учитываются не только деформация, но и направление скорости деформации в точке контакта ротора со статором. Тогда $Q = f(u, \dot{u})$, и характеристика статора представляется в виде петли гистерезиса (рис.3.5, а), где Q не зависит от величины \dot{u} , а зависит лишь от направления \dot{u} (направление скорости на рис.3.5 указано стрелками).



Рис.3.5. Характеристика жёсткости статора.

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

При этом под "деформированием" статора следует понимать, в том числе, и перемещения статора на податливых или демпферных устройствах. Последнее весьма существенно, так как уже несколько десятков лет в эксплуатации

находятся силовые установки, упруго-демпферные связи корпусных конструкций которых позволяют определённые значения перемещений статора. Таким образом, обобщённые характеристики (рис. 3.5) жёсткости статора позволяют учитывать не только зависимость силы от деформации собственно конструкции статора в случае жёсткого его крепления к фундаменту, но и зависимость силы от перемещений статора на упругодемпферных элементах в случае использования амортизирующих устройств статора (корпуса, рамы ТА) с потерями энергии в их элементах.

Основание использования в математической модели контактного взаимодействия ротора со статором (рис.3.5, а) потерь энергии в элементах статора, можно пояснить на модели ТА (рис.3.6) с амортизаторами.

Амортизирующие крепления механизмов и приборов широко используются в различных установках [1,8,35.37,131,135,146] для решения двух основных задач:

- обеспечение необходимой виброакустической эффективности;

снижение уровня ускорений (перегрузок) и деформаций связей
 элементов оборудования при нестационарных воздействиях, т.е. для погашения
 энергии импульсного воздействия.

Первая задача решается с использованием мягкой низкочастотной амортизации (на основе резиновых или пневматических амортизаторов), обеспечивающих снижение передачи энергии колебаний на фундаментные конструкции. Вторая задача решается введением в конструкцию дополнительных устройств – ограничителей перемещений (демпферных, стабилизирующих устройств), например, на основе специальных резин, обладающих большими потерями при их деформировании.

Модель ТА с упруго-депферными элементами статора. Предполагается, что ТА смонтирован на раме. Между рамой и фундаментом расположены упругодемпферные элементы, ограничивающие перемещения установки по всем направлениям. На рис.3.6 представлена модель ТА с упруго-демпферными элементами (рис.3.7, *в*), позволяющими обеспечить, как требования



Рис. 3.6. Модель ТА с упруго-демпферными элементами. 1 – ТА; 2 - статор (рама, корпус) ТА; а– боковые, б– опорные; в – упорные (осевые); г– полётные элементы амортизирующего крепления; Х – продольная ось (вдоль оси ТА); У, Z – поперечная и вертикальная оси, соответственно.

снижения виброактивности, так и требования погашения энергии воздействия. Решение каждой из задач в отдельности упрощает конструкцию, приведенную на рис. 3.7, в: для обеспечения погашения энергии ударного воздействия используются демпферы-ограничители (рис. 3.7, *a*), а для уменьшения передачи энергии в фундаментные конструкции используются упругие элементы (например, по типу рис. 3.7, б). Позиция 1 на рис.3.7, в показывает положение демпфера-ограничителя конструкции, а позиция 2 В положение пневматического упругого элемента на основе резинокордной оболочки. Изменение резинокордной оболочке давления В меняет жёсткостные характеристики упругих элементов, следовательно, a, И частотные

характеристики механизма на упругих элементах. При разработке конструкций виброизолирующих и противоударных устройств оптимизируются величины зазоров δ_1 , δ_2 , δ_3 , в пределах которых работает низкочастотная амортизация на основе резинокордных оболочек, а после её шунтирования (когда зазор δ_2 =0) – силовое воздействие воспринимает демпфер-ограничитель 1 для погашения (стабилизации) колебаний. Подобные конструкции используется для приборов защиты транспортных силовых установок, И специального На оборудования. 3.8 показаны рис. типы динамических (ударных) демпферов-ограничителей характеристик зависимости состава В ОТ специальных резин и энергии ударного воздействия.





б



Рис. 3.7. Упруго-демпферное устройство.

а- демпфер-ограничитель; *б* – упругий элемент; *в* – упруго-демпферное устройство;
1 - демпфер-ограничитель; 2 – резинокордный элемент (оболочка); => - канал для подкачки воздуха в резинокордную оболочку; δ₁, δ₂, δ₃ - рабочие зазоры.



Рис. 3.8. Типы динамических (ударных) характеристик демпферных устройств. а – зависимость (1,2,3) ударных характеристик от типа резины демпфера-ограничителя; б – ударная характеристика демпфера-ограничителя АДП-2400; в – ударная характеристика амортизатора при однотипных, но разных по энергии воздействиях.

Экспериментальные характеристики для некоторых амортизаторов получены в исследовательских центрах России, а их использование показано в [37,135,146]. *Характеристики* «сила-деформация» демпферов-ограничителей и амортизаторов приняты при моделировании развития явления обката и оценки возможности погашения (стабилизации) колебаний в процессе развивающегося обката, вызванном внезапной разбалансировкой ротора.

После внезапной разбалансировки в рамках обобщённой модели возможны три разных сценария развития процесса переходных колебаний. *Первый* –

процесс развивается при постоянной угловой скорости $\psi = \omega$ =const ротора. Он реализуется, когда электрический генератор не отключен от сети, стопорные клапаны не закрыты и на валу действует постоянный момент. *Второй сценарий* соответствует отключению электрического генератора от сети, и тогда рассматривается процесс с изменением угловой скорости ψ ротора *(случай*

 $\psi = \omega \neq const$). Можно предполагать, что изменение (уменьшение) угловой скорости ω вращения ротора будет значимым в случае появления задеваний (при $u > \delta$), когда силы трения, тормозящие вращение ротора, возрастают по сравнению с силами сопротивления c_1, c_2 при движении ротора в пределах зазора δ . Но в этой ситуации с большой вероятностью могут развиваться самовозбуждающиеся колебания в форме асинхронного обката ротора от действия неконсервативных сил контактного взаимодействия ротора и статора [раздел 3.4]. Определяющим в поведении ротора будут динамические характеристики системы ротор-опоры, уровень возбуждающих И демпфирующих сил. Третий сценарий учитывает время t срабатывания системы защиты турбоагрегата, когда непосредственно после внезапной разбалансировки момент на валу сохраняется (ω =const), а после срабатывания системы защиты (в некоторый момент времени t=ABtime) стопорные клапаны закрываются и процесс переходных колебаний развивается с уменьшением

угловой скорости вращения ротора, (т.е. $\psi = \omega \neq const$) в процессе периодического или постоянного контакта со статором.

3.3. Уравнения движения ротора при задеваниях о статор

Проектируя силы, действующие на ротор, на оси x₁ и x₂ (рис.2.1) получаем два уравнения движения ротора при задевании статора в виде:

$$m\ddot{u}_{10} + c_1\dot{u}_1 + k_1u_1 + N\cos\theta - T\sin\theta = 0$$

$$m\ddot{u}_{20} + c_2\dot{u}_2 + k_2u_2 + N\sin\theta + T\cos\theta = 0$$
(3.15)

Принимая гипотезы (3.13) и (3.14), и учитывая, что $\cos \theta = \frac{u_1}{u}; \sin \theta = \frac{u_2}{u}; u = (u_1^2 + u_2^2)^{1/2}$ из (3.15) получаем уравнения

движения неуравновешенного ротора при задевании о статор в форме:

$$\ddot{u}_{1} + 2h_{1}\dot{u}_{1} + p_{1}^{2}u_{1} + \frac{k}{m}(1 - \frac{\delta}{u})(u_{1} - \chi u_{2}) = e(\ddot{\psi}\sin\psi + \dot{\psi}^{2}\cos\psi):$$

$$\ddot{u}_{2} + 2h_{2}\dot{u}_{2} + p_{2}^{2}u_{2} + \frac{k}{m}(1 - \frac{\delta}{u})(u_{2} + \chi u_{1}) = -e(\psi\cos\psi - \dot{\psi}^{2}\sin\psi),$$
(3.16)

где параметры $2h_1$, $2h_2$, p_1 , p_2 , e аналогичны параметрам, описанным в главе 2.

Движение при условии $\psi = \omega = const$. Непосредственно после момента разбалансировки (когда контакта со статором нет) из (3.16) имеем систему, аналогичную (2.5):

$$\ddot{u}_{1} + 2h_{1}\dot{u}_{1} + p_{1}^{2}u_{1} = e\omega^{2}\cos(\omega t + \psi_{0})$$

$$u_{2} + 2h_{2}\dot{u}_{2} + p_{2}^{2}u_{2} = e\omega^{2}\sin(\omega t + \psi_{0})$$
(3.17)

Система (3.17) решается при начальных условиях $u_1(0) = u_2(0) = \dot{u}_1(0) = \dot{u}_2(0) = 0$ до момента времени, когда смещение $u = (u_1^2 + u_2^2)^{1/2}$ достигает значения б. Алгоритм решения системы уравнений (3.17) изложен в главе 2.

В момент $t=t_1$, когда $u=\delta$ возникает контакт ротора и статора. После этого решают систему (3.16) при правых частях (3.17) с учетом нелинейных членов и при начальных условиях, получаемых из решения системы (3.17) для момента $t=t_1$. При решении системы (3.16) следят за значением u, и если в некоторый момент t=t₂ значение u, уменьшаясь, достигает значения δ , то фиксируются значения $u_1(t_2), u_2(t_2), \dot{u}_1(t_2), \dot{u}_2(t_2)$ и, начиная с этого момента, вновь решению переходят К системы (3.17) с начальными условиями, соответствующими моменту t₂. Поступая так и в дальнейшем, определяют колебаний за желаемый отрезок времени, процесс соответствующий нескольким оборотам ротора. В этом заключается принципиальное отличие от [104], где начальные условия выбираются из постоянства контакта ротора со статором.

Движение при переменной $\dot{\psi}$. Для случая переменной скорости вращения необходимо для замыкания системы третье уравнение, основанное на теореме об изменении кинетического момента системы. После задевания

$$\dot{G} = M$$
 , (3.18)

где *G* - момент количества движения ротора относительно неподвижной точки О

$$G = m \cdot u_{10} \cdot \dot{u}_{20} - m \cdot \dot{u}_{10} \cdot u_{20} + \Theta \dot{\psi} \quad , \tag{3.19}$$

Θ - момент инерции диска относительно центра массы (точки O₁) после разбалансировки; М – момент внешних сил относительно точки О

$$M = (k_1 u_1 + c_1 \dot{u}_1) u_2 - (k_2 u_2 + c_2 \dot{u}_2) u_1 - T(u + r_{\theta})$$
(3.20)

Выполнив ряд преобразований, получим третье уравнение в виде

$$\ddot{\psi} = F(u_1, u_2, \dot{u}_1, \dot{u}_2, \psi)$$
, (3.21)

где обозначено

$$F = \frac{m}{\Theta} \left\{ -e \sin \psi \left[2h_1 \dot{u}_1 + p_1^2 u_1 + \frac{k}{m} (1 - \frac{\delta}{u})(u_1 - \chi u_2) \right] + e \cos \psi \left[2h_2 \dot{u}_2 + p_2^2 u_2 + \frac{k}{m} (1 - \frac{\delta}{u})(u_2 + \chi u_1) \right] - \chi \frac{k}{m} (u - \delta) r_{\theta} \right\}$$
(3.22)

В результате для случая $\dot{\psi} \neq const$ получаем три уравнения (3.16), (3.21) относительно трех искомых величин u_1 , u_2 , ψ .

Алгоритм решения задачи в случае переменной $\dot{\psi}$ принципиально такой же, как и в случае $\dot{\psi} = const$, если учесть, что при переходе от свободного движения ротора в зазоре к движению с касанием ротора о статор и при обратном переходе необходимо вычислять и учитывать шесть переменных величин: $u_1, u_2, \dot{u}_1, \dot{u}_2, \psi, \dot{\psi}$.

Для проведения численных расчетов переходного процесса в любом случае целесообразно свести систему (3.16), (3.21) к каноническому виду

$$y_i = f_i(y_1, y_2, y_3, y_4, y_5, y_6, t); (i = 1, 2...6)$$
, (3.23)

где:

$$y_1 = u_1; y_2 = u_2; y_3 = u_1; y_4 = u_2; y_5 = \psi; y_6 = \psi$$
 (3.24)

В развернутом виде система (3.23) для общего случая - при контакте ротора и статора и при переменной угловой скорости ψ - может быть записана в форме 3.25, 3.26.

Уравнения (3. 25), (3. 26) описывают в общем виде как свободное движение (при отсутствии контакта ротора со статором), так и, отмеченные выше, сценарии развития процесса переходных колебаний: $\dot{\psi} = \omega = const$; $\dot{\psi} = \omega \neq const$,....

$$\dot{y}_{1} = y_{3}; \dot{y}_{2} = y_{4};$$

$$\dot{y}_{3} = -p_{1}^{2}y_{1} - 2h_{1}y_{3} - \frac{k}{m}(1 - \frac{\delta}{(y_{1}^{2} + y_{2}^{2})^{\frac{1}{2}}})(y_{1} - \chi y_{2}) + e(F \sin y_{5} + y_{6}^{2} \cos y_{5});$$

$$\dot{y}_{4} = -p_{2}^{2}y_{2} - 2h_{2}y_{4} - \frac{k}{m}(1 - \frac{\delta}{(y_{1}^{2} + y_{2}^{2})^{\frac{1}{2}}})(y_{2} + \chi y_{1}) + e(-F \cos y_{5} + y_{6}^{2} \sin y_{5});$$

$$\dot{y}_{5} = y_{6}; \dot{y}_{6} = F,$$

(3. 25)

$$F = \frac{m}{\Theta} \Biggl\{ -e \sin y_5 \Biggl[p_1^2 y_1 + 2h_1 y_3 + \frac{k}{m} (1 - \frac{\delta}{(y_1^2 + y_2^2)^{\frac{1}{2}}})(y_1 - \chi y_2) \Biggr] + e \cos y_5 \Biggl[p_2^2 y_2 + 2h_2 y_4 + \frac{k}{m} (1 - \frac{\delta}{(y_1^2 + y_2^2)^{\frac{1}{2}}})(y_2 + \chi y_1) \Biggr] - \chi \frac{k}{m} ((y_1^2 + y_2^2)^{\frac{1}{2}} - \delta) r_6 \Biggr\}$$
(3. 26)

Свободное движение (движение неуравновешенного ротора внутри зазора). Для получения уравнений следует в (3.25), (3.26) принять $F = 0, y_5 = \omega \cdot t, y_6 = \omega$, исключить из (3.25) последние два уравнения и нелинейные члены, пропорциональные k.

Движение с задеванием о статор (условие $\psi = \omega = const$). Для получения соответствующих уравнений следует в (3.25), (3.26) принять $F = 0, y_5 = \omega \cdot t, y_6 = \omega$ и исключить последние два уравнения.

В общем случае ($\psi = \omega \neq const$) для свободного движения в (3.25), (3.26) следует исключить нелинейные члены (пропорциональные k), а для движения с задеванием - следует решать полную систему (3.25), (3.26).

Таким образом, на каждом временном интервале $t_1 - t_0$, $t_2 - t_1$, $t_3 - t_2$... решение сводится к решению задачи Коши для вариантов системы уравнений (3.25), (3.26) при соответствующих начальных условиях. Для каждого

последующего интервала начальные условия определяются по результатам решения задачи для предыдущего интервала.

Алгоритм сценариев развития переходных колебаний ротора далее оформляется в матричном виде (аналогично изложенному в главе 2 порядку). Интегрирование дифференциальных уравнений движения ротора выполняется с помощью стандартных программ библиотеки алгоритмического языка Fortran.

Для общего случая ($\dot{\psi} = \omega \neq const$) в матричном виде уравнения (3.25), (3.26) будут иметь вид:

$$\overline{y} = D_3 \cdot \overline{y} + \overline{Q_3}, \qquad (3.27)$$

$$D_{3} = \begin{bmatrix} 0 & E \\ A_{3} & H_{3} \end{bmatrix}; \quad A_{3} = \begin{bmatrix} a_{1} & b & 0 \\ b & a_{2} & 0 \\ c_{3} & d_{3} & 0 \end{bmatrix}; \quad H_{3} = \begin{bmatrix} -2h_{1} & 0 & 0 \\ 0 & -2h_{2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix};$$

Черта вверху обозначает вектор шестого порядка в (3.27).

В матрицу D_3 входят: нулевая (0) и единичная (Е) матрицы третьего порядка. Остальные члены матрицы D_3 определяются по формулам:

$$a_{1} = -(p_{1}^{2} + A); \qquad a_{2} = -(p_{2}^{2} + A); \qquad A = \frac{k}{m} \left(1 - \frac{1}{u} \right);$$

$$b = A \cdot \chi; \qquad c_{3} = \frac{e \cdot \delta}{\Theta} \left(a_{1} \cdot \sin \psi + b \cdot \cos \psi \right);$$

$$d_{3} = \frac{e \cdot \delta}{\Theta} \left(b \cdot \sin \psi + a_{2} \cdot \cos \psi \right); \qquad y^{-T} = \left[y_{1} y_{2} y_{3} y_{4} y_{5} y_{6} \right] - \frac{e \cdot \delta}{\Theta} \left(b \cdot \sin \psi + a_{2} \cdot \cos \psi \right);$$

- вектор (транспонированный) перемещений, скоростей ротора. Здесь, для удобства программирования сгруппированы сначала перемещения (u_1, u_2, ψ) ,

а потом производные ($\dot{u_1}$, $\dot{u_2}$, $\dot{\psi}$) от перемещений:

$$(y_1 = u_1; y_2 = u_2; y_3 = \psi; y_4 = u_1; y_5 = u_2; y_6 = \psi).$$

 $\overline{Q}_3^T = [q_{31}q_{32}q_{33}q_{34}q_{35}q_{36}]$ - вектор (транспонированный) свободных членов уравнения (3.27). Составляющие вектора определяются зависимостями:

 $\begin{aligned} q_{31} &= 0; q_{32} = 0; q_{33} = \dot{\psi} \cdot (t - t_1); \\ q_{34} &== \frac{e}{\delta} \bigg[F \bigg[u_1, u_2, \dot{u}_1, \dot{u}_2, \psi \bigg] \cdot \sin \psi + \psi^2 \cdot \cos \psi \bigg] \\ q_{35} &= \frac{e}{\delta} \bigg[F \bigg[u_1, u_2, \dot{u}_1, \dot{u}_2, \psi \bigg] \cdot \cos \psi + \psi^2 \cdot \sin \psi \bigg]; \\ q_{36} &= \frac{\delta}{\Theta} \cdot \frac{k}{m} \cdot \chi \cdot (u - 1). \end{aligned}$

3.4. Силы, возбуждающие асинхронный обкат ротором статора.

Авторы работ по контактному взаимодействию ротора со статором указывают на силы трения в моменты контакта, как причину возбуждения асинхронного обката. Такое объяснение вполне достаточно в случае контакта с абсолютно жёстким статором. Здесь предполагается показать, каким образом можно представить действие сил контактного взаимодействия, как возбуждающих асинхронный обкат сил, аналогично действию сил масляного и аэродинамического происхождения? Какие параметры определяют величину этих сил при контакте с податливым статором?

Контакт ротора со статором при задеваниях сводит систему ротор-опоры, к системе ротор-опоры-статор с дополнительной связью, определяемой параметрами статора. В процессе контакта ротора со статором возникают позиционные неконсервативные силы контактного взаимодействия, способствующие возбуждению обратной прецессии ротора. Из основных уравнений (3.16 или 3.25) общей математической модели переходных колебаний можно получить выражения для позиционных сил контактного взаимодействия в виде:

$$-\overline{q}^{(k)} = A^{(k)}\overline{u} , \qquad (3.28)$$
$$-\begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \end{bmatrix}^{(k)} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix}^{(k)} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix}$$

где: $A^{(k)} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix}^{(k)}$ - матрица коэффициентов контактной жёсткости (аналогичная по форме матрице коэффициентов жёсткости, например, масляной плёнки подшипников скольжения); u_1 , u_2 - проекции радиального смещения ротора на горизонтальное (1) и вертикальное (2) направление колебаний;

$$a_{11} = a_{22} = k \cdot \left(1 - \frac{\delta}{u}\right); \quad a_{12} = -k \cdot \chi \left(1 - \frac{\delta}{u}\right); a_{21} = k \cdot \chi \left(1 - \frac{\delta}{u}\right), \quad (3.29)$$

 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, действие которых проявляется именно в возбуждении асинхронного обката. Побочные коэффициенты a_{12}, a_{21} изменяются по гиперболическому закону. Отношение (a_{ij}/a_{ii}) между побочными и главными коэффициентами контактной жёсткости равно коэффициенту χ трения скольжения между поверхностями ротора и статора. 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, когда амплитуды колебаний при обкате растут и отношение δ/u стремится к нулю. Позиционные силы контактного взаимодействия в моменты разрыва контакта ротора со статором равны нулю, так как в пределах движения ротора в зазоре действие статора на ротор отсутствует.

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 [41]. 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. Жёсткость неконсервативной

составляющей сил контактного взаимодействия $a_n = 0.5(a_{12} - a_{21})$. Таким образом, силы, возбуждающие асинхронный обкат ротора по статору, зависят от жёсткости статора, коэффициента трения скольжения при взаимодействии ротора со статором, смещений u ротора и отношения δ/u (отношения величины зазора к смещению ротора) в процессе нестационарных колебаний.

В случае контакта (задеваний) *многоопорного* ротора о статор при сохранении модели взаимодействия (3.13, 3.14) выражения для возбуждающих асинхронный обкат сил (3.28) контактного взаимодействия, коэффициентов контактной жёсткости (3.29) остаются неизменными. Меняется лишь представление этих сил в математической модели, описывающей колебания более сложной модели ротора на нескольких опорах с задеваниями о статор (глава 4).

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

 траектория нестационарных колебаний ротора в промежутке времени t исследования процесса;

- 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 $v_{or} = \delta \cdot \dot{\theta} + r \cdot \dot{\psi}$ в м/сек ротора относительно статора в моменты их контакта (в моменты отсутствия контакта знание величины и знака v_{or} несущественно и в эти моменты v_{or} условно присваивается нулевое значение с целью фиксирования на графике изменения v_{or} времени контакта и времени отсутствия контакта в процессе нестационарных колебаний ротора); контроль

величины и знака v_{ot} важен при решении задачи нестационарных колебаний с отключением генератора от сети (момент на валу турбины отсутствует) и уменьшением угловой скорости ω силами трения в моменты контактов ротора со статором;

- коэффициенты контактной жёсткости a_{ij} (i \neq j), способствующие развитию асинхронного обката;

3.5. Структура программного модуля численного моделирования исследований переходных колебаний ротора с задеванием и без задеваний о статор

Три основных сценария развития процесса переходных колебаний: $\dot{(\psi} = \omega = const; \ \dot{\psi} = \omega \neq const; \ y$ чёт времени срабатывания системы защиты t=ABtime $\neq 0$) между собой не связаны. При реализации алгоритма и программ для ПК три отдельные задачи были объединены в единый программный модуль.

В случае развития обката по *первому сценарию* интегрируется система дифференциальных уравнений четвёртого порядка, по *второму и трётьему сценариям* – система уравнений шестого порядка. Программы объединены единым способом задания исходной информации. Порядок задания исходных данных показан в таблице 3.1 (приложение к главе 3). Идентификатор itipr определяет тип жёсткостной характеристики статора в месте контакта: линейная (типа упора), нелинейная характеристика (типа упора) и характеристика с учётом потерь при перемещениях (деформациях) статора – гистерезисная петля.

При помощи разработанных программ проведено исследование переходного процесса для некоторых характерных случаев. Выбор шага Δt интегрирования уравнений движения выполнен с учётом существующих рекомендаций по частотным характеристикам ротора при контакте с жёстким элементом статора ($\Delta t < 0.1T_1$, где T_1 – период колебаний системы ротор-опоры-статор). Результатом являются зависимости от времени основных параметров переходных колебаний ротора после внезапной разбалансировки, включающих кинематические параметры движения центра ротора, а также силы давления ротора на статор в моменты контакта. Все расчёты выполняются в относительных единицах с двойной точностью счёта. На рис.3.9 показана

структура программного модуля исследования переходных колебаний ротора с задеваниями и без задеваний о статор.



Рис. 3.9. Структура программного модуля исследования переходных колебаний ротора после внезапной разбалансировки с задеванием и без задеваний о статор.

Программный модуль входит в общий комплекс (рис.7.15) программных средств исследования динамики роторных систем.

3.6. Результаты исследований.

3.6.1. Представление параметров статора в месте контакта с ротором

Жёсткостная характеристика статора в координатах «сила-деформация» приведена в таблице 3.1. Задание соответствующей перемещениям u = 5.3, 10.3, 12.8 мм силы (значения приведены в скобках) позволяет перейти от характеристики (рис.3.10) к кусочно-линейной характеристике жёсткости с совпадающими значениями силы по нагрузочной и разгрузочной участкам петли гистерезиса.

 $Q \cdot 10^{-4}$, KH



| Таблица 3.1 | |
|-------------|--|
| | |

| и, м м | 0.0 | 0.3 | 2.8 | 5.3 | 10.3 | 12.8 |
|------------------------|-----|-----|-----|--------|---------|---------|
| Q ₁ , кН | 0.0 | 0.0 | 0.5 | 9050 | 27140 | 36180 |
| Q ₂ , кН | 0.0 | 0.0 | 0.5 | 3 | 2717 | 12167 |
| * | | | | (9050) | (27140) | (36180) |

*) в скобках указаны значения сил разгрузочной части петли гистерезиса в случае отсутствия потерь в статоре.

Рис.3.10. Жёсткостная характеристика типа упора статора с учётом и без учёта потерь. 1- нагрузочная часть петли гистерезиса; 2-разгрузочная часть.

Направление скорости деформирования статора определяется на каждом шаге интегрирования системы уравнений движения ротора. Малые сопротивления движению ротора со стороны усов уплотнений, пружин обойм уплотнений учитываются заданием минимального зазора δ_0 между ротором и уплотнениями.

3.6.2. Исследование особенностей развития обката при контакте ротора с податливым статором

На основе аналитического решения задачи в разделе 3.1 показаны предельные значения кинематических характеристик при обкате ротором абсолютно жёсткого статора. Показано, что асинхронный обкат относительно жёсткого статора ротором развивается после нескольких первоначальных контактов в течение короткого промежутка времени $t_{np}\sim0.02\div0.2$ сек и сопровождается значительными силами контактного взаимодействия (силами давления на статор).

Для исследования движения ротора после внезапной разбалансировки с задеваниями о *податливый* статор приняты следующие данные:

- масса ротора M = 10 т ; g=9.81 м/c²;

- угловая скорость при внезапной разбалансировке ψ= ω = 314 рад /с;
- номинальный зазор $\delta_0 = \delta = 2,8$ мм; коэффициент трения $\chi_0 = 0,2;$
- радиус ротора в месте задевания $r = r_{\rm F} = 0,22$ м; $\alpha_1 = \alpha_2 = 0.95$;
- ε = 0.15·10⁻² м эксцентриситет (соответствует потере массы 15 кг на 1 м или 0.15% от массы ротора на 1 м);
- $\psi_0 = 0$ начальный угол поворота ротора в момент разбалансировки;
- коэффициенты внешнего сопротивления колебаниям: с₁=200 кН с/м для горизонтального направления колебаний; с₂=300 кН с/м – для вертикального направления колебаний;
- k = 10⁶ кН/м; k = 10¹⁰ кН/м два варианта жёсткостной характеристики типа упора для статора (таблица 3.1, случай отсутствия потерь). Для других значений жёсткости k = 10⁷-10⁹ кН/м основные результаты приведены в таблице 3.4.

Рассматривается, наиболее вероятный (по оценкам), сценарий переходных колебаний после внезапной разбалансировки, когда генератор не отключён от сети и $\dot{\psi} = \omega$ =const.

Исследования показывают, что при более податливом статоре ($k=10^6$ кH/м) развивается только синхронный обкат (рис.3.14-3.16). Увеличение жёсткости
(рис.3.10) статора, при сохранении остальных условий, приводит к развитию асинхронного обката. По горизонтальной оси рисунков указано время t исследования параметра; направление осей при построении траекторий движения ротора показано стрелками; перемещения центра ротора u_1 , u_2 , u, как и сила давления на статор N определяются в относительных единицах.

Случай "жёсткого" статора ($k = 10^{10}$ кH/м). На рис.3.11-3.13 приведены изменения во времени основных параметров переходных колебаний ротора после внезапной разбалансировки и контакте ротора с относительно жёстким статором. Переходные колебания начинаются с прямой прецессии (рис.3.11, а, б; рис.3.12, рис.3.13, а, б) и сопровождаются движением с ударами и отскоками от статора. При контакте угловая скорость прямой прецессии за счёт трения о статор уменьшается, увеличивая своё значение во время движения внутри зазора δ . Асинхронный обкат развивается после 0.053 сек (рис.3.11, б -г; рис.3.12, а) и параметры обката быстро достигают больших значений. B последующие моменты времени можно наблюдать значения параметров при установившемся асинхронном обкате, величина которых не оставляет возможностей сохранения целостности силовой или энергетической установки, что легко доказывается использованием алгоритма проверки прочности крепежа (раздел 3.1). Коэффициенты контактной жёсткости *а*₁₂ достигают значений -12·10⁸ кН/м. Для сравнения, побочные коэффициенты жёсткости масляной плёнки k_{21} подшипников скольжения ТА 300 МВт в 500 раз меньше $(k_{21} = -2.4 \cdot 10^6 \text{ кH/м})$. Характер изменения коэффициентов контактной жёсткости на начальном этапе контактов ротора со статором показан на рис.3.11, е. На рис.3.13, в, г показано изменение главных и побочных коэффициентов контактной жёсткости в процессе развивающегося асинхронного обката вплоть до их предельных значений. Относительная (по отношению к весу ротора) сила N давления на статор (рис.3.11, в) достигает также огромных значений.





- **a** траектория движения ротора; **б** угловая скорость прецессионного движения ротора;
- в сила нормального давления на статор; г перемещения ротора с учетом деформации статора;
- *д* скорость ротора относительно статора в точке контакта, е побочный коэффициент контактной жесткости;
- ж угловая скорость вращения ротора.



Рис. 3.12. Траектории движения центра ротора в промежутках времени t (k=10¹⁰ кH/м)



Рис. 3.13. Изменение во времени скорости прецессии $\dot{\theta}$ (a, б) и коэффициентов контактной жёсткости a_{ij} (в, г) (k=10¹⁰ кH/м)

Движение ротора сводится к установившемуся асинхронному обкату (установившимся колебаниям) при равновесии действующих на ротор сил и постоянно действующем моменте, обеспечивающем $\dot{\psi} = \omega = \text{const.}$ Относительная (по отношению к статору) скорость v_{ot} (рис.3.11, д) уменьшается практически до нуля за счёт торможения вращающегося ротора силами трения, и её колебания около нуля в последующем определяются силами ротора. неуравновешенными В СВЯЗИ С ЭТИМ возбуждающие асинхронный обкат силы, меняя знак с "+" на "-" (рис.3.13, г) уменьшаются также до нуля. Дальнейшие исследования параметров обката не имеют практического интереса, т.к. к этому моменту времени значительные силы обката и напряжения, например в элементах крепежа верхнего и нижнего корпусов турбины, во много раз превысили допускаемые. В [149], например, отмечен факт вытяжки шпилек крепежа и появление яйцеобразной формы расточки корпуса в процессе развития обката. Рис.3.11, ж показывает, что при сохранении момента на валу угловая скорость ω собственного вращения ротора поддерживается неизменной.

С увеличением жёсткости статора вычислительная работа, имеющихся в широкой продаже ПК, в процессе решения нелинейной задачи обката ротором статора значительно затягивается во времени в условиях выполнения операций с двойной точностью счёта. Поэтому при значениях $k > 10^9$ кH/м определение с достаточной степенью точности скорости $\dot{\theta}$ прецессионного движения установившегося обката требует значительного времени вычислений.

Случай "податливого" статора ($k = 10^6 \text{ кH/m}$) с сохранением остальных условий предыдущего примера. Податливость статора существенно уменьшает величину побочных коэффициентов контактной жёсткости, ответственных за возбуждение асинхронного обката в системе ротор-статор (a_{12} не превышает значений -10^5 кH/m). Величина, возбуждающих асинхронный обкат сил, оказывается недостаточной для возбуждения этого режима при принятых силах с₁, с₂ сопротивления и переходные колебания с периодическим контактом со статором происходят с прямой (или синхронной, т. е. движение ротора совпадает по направлению с направлением вращения ротора (см. рис.3.14, б)) прецессией, периодически уменьшаясь силами трения во время контактов со статором. Значения v_{от} незначительно колеблется около величины $r \cdot \dot{\psi}$, из-за



Рис. 3.14. Изменение во времени основных характеристик движения ротора после внезапной разбалансировки с задеванием ротора о статор (ω = const).

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



t=0-0.2 c

t=0.2-0.4 c

Рис. 3.15. Траектории движения центра ротора в промежутках времени t $(k=10^6 \, {\rm \kappa H/m})$



Рис. 3.16. Изменение во времени скорости прецессии $\dot{\theta}$ (*a*, δ) и коэффициентов контактной жёсткости a_{ij} (*b*, *c*) (k=10⁶ кH/м)

малого вклада составляющей $\delta \cdot \dot{\theta}$ прецессионного движения (движения вокруг центра расточки статора). На рис.3.14, д моменты движения в зазоре отмечаются условным приравниванием v_{or} нулю.

В таблице 3.2 приведены значения коэффициентов жёсткости позиционных сил, действующих на ротор турбины и способствующих самовозбуждающимся турбоагрегата колебаниям ротора (силы В плёнке подшипников, аэродинамические силы в уплотнениях, силы контактного взаимодействия). В сравнительном отношении побочные коэффициенты *a*_{ii} контактной жёсткости на начальном этапе развития асинхронного обката имеют тот же порядок, что и побочные коэффициенты жёсткости масляной плёнки подшипников скольжения, но опасность *a* ії заключается в возрастании

Таблица 3.2. Коэффициенты жёсткости позиционных сил, действующих на ротор (ω =314 рад/с)

| Коэффициенты | Подши | ипники скол | Венцы | Контакт | |
|------------------------|-----------|-------------|------------|---------|-----------|
| жесткости, | Цилиндри- | Эллипти- | сегментные | рабочих | ротора со |
| кН/м х 10 ⁶ | ческие | ческие | | лопаток | статором* |
| 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 $k = 3.62 \times 10^6$ кH/м и $\chi = 0.2$.

их значений на последующих этапах развития асинхронного обката. С увеличением жёсткости *k* статора и коэффициента χ трения скольжения в месте контакта опасность возбуждения обката возрастает.

Анализ исследований установившегося обката численным методом при различных значениях жёсткости статора (рис.3.17, а; таблица 3.3) показывает, что значение предельной $\dot{\theta}_{\rm np\delta}$ скорости прецессии колеблется около значения частоты p_c собственных колебаний системы ротор-опоры-статор (для уравновешенного ротора $\dot{\theta}_{\rm np\delta} = p_c$):

$$p_c = \sqrt{\left(k + k^{(n)}\right) / M},$$

где: $k^{(n)} = M(\omega/\alpha)^2$ - жёсткость опор и концевиков ротора; k - жёсткость статора; М - масса ротора. $\dot{\theta}_{np\delta}$ - предельная угловая скорость прецессии установившегося обката по *податливому* статору. Колебания $\dot{\theta}_{np\delta}$ относительно среднего значения при установившемся обкате объясняются действием неуравновешенной силы ротора в процессе постоянного контакта со статором. В случае относительно жёсткого ($k = 10^{10} \ \kappa H/m$) статора $\dot{\theta}_{np\delta} = 3984.4$ Гц близка (1.4% разница) к предельной частоте $\dot{\theta}_{np}$ при контакте с абсолютно жёстким статором, определяемой зависимостью (3.4, раздел 3.1).

Уменьшение сил сопротивления c_1 , c_2 движению ротора в системе роторопорры-статор сдвигает границу возбуждения асинхронного обката в сторону больших податливостей статора. Например, при отсутствии сопротивления (c_1 = c_2 =0) и жёсткости k=10⁶ кН/м (*) статора развивается не менее опасный по силам, чем в случае жёсткого статора (раздел 3.1), асинхронный обкат с частотой прецессии -72.5 Гц (таблица 3.3). Предельная частота прецессии меняется в

Таблица 3.3. Зависимость предельной частоты прецессии $\dot{\theta}_{np\delta}$ 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 ** |
|---------------------------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-------------------|--------------------|
| <i>θ</i> _{прδ} , Гц | 72.59 | -166.3 | -503.9 | -1578 | -72.59 | -50.1 |
| р _с , Гц | 72.5 | 166.3 | 501.5 | 1585 | 72.5 | 49.9 |

* $C_1 = C_2 = 0;$

** C₁ = C₂ =0; p=0.5 Гц – «свободный» ротор;

p_c – собственная частота колебаний системы ротор-опоры-статор; Знак «-» перед значением скорости прецессии указывает на обратную прецессию (асинхронный обкат), знак «+» - на прямую прецессию.



Рис.3.17. Зависимость предельной частоты $\dot{\theta}_{np\delta}$ прецессии от жёсткости k статора и отношения $\alpha = \omega/p$ при установившемся обкате ротором статора.

а - зависимость частоты прецессии $\dot{\Theta} = \dot{\theta}_{np\delta}$ от жесткости k статора (1 – при наличии сил сопротивления c₁, c₂; 2 – в случае c₁ = c₂=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 $k = 10^6$ кH/м; $\omega = 314$ рад/с.

соответствии с кривой 2 (рис.3.17, *a*). На рис.3.17, *б*, *в* для случая относительно *"податливого"* статора ($k = 10^6 \kappa H/m$) показана зависимость $\dot{\theta}_{\rm пр\delta}$ / ω и побочного коэффициента контактной жёсткости a_{12} от $a = \omega/p$ и $a_{\rm c} = \omega/p_{\rm c}$.

Моделирование аварии на Каширской ГРЭС в предположении податливого статора. В разделе 3.1 выполнен анализ одного из эпизодов аварии турбоагрегата 300 МВт Каширской ГРЭС 2002 года [26] для случая контакта ротора с абсолютно жёстким статором. Показано, что разрушение шпилек фланцевого соединения верхнего и нижнего корпусов РСНД турбины 300 МВт было неизбежным.

В случае *податливого* статора исследование колебаний выполнено для условий, приведённых в начале раздела 3.6.2 со следующими изменениями: $c_1 = c_2 = 0$; $\alpha_1 = \alpha_2 = 100$. В случае $\alpha = \omega/p = 100$ собственная частота



Рис. 3.18. Изменение во времени скорости прецессии θ (**a**, **б**) и коэффициентов a_{ij} контактной жёсткости (**b**, **г**) при моделировании аварии на Каширской ГРЭС (статор податливый k = 10⁶ кH/м; c₁= c₂=0; $\alpha_1 = \alpha_2 = 100$ - "свободный" от опор ротор).

ротора на опорах p=3.14 рад/сек (0.5 Гц), т.е. влияние опор на динамическое поведение ротора мало. Результаты моделирования переходных колебаний после внезапной разбалансировки показывают, что развитие асинхронного обката при отсутствии сил сопротивления ($c_1 = c_2 = 0$), как и в случае контакта с жёстким статором, сопровождается огромными силами N давления на статор,

превышающими вес ротора в 10⁵ раз. На рис.3.18 показан характер изменения скорости прецессии $\dot{\theta}$ (а, б) и коэффициентов контактной жёсткости (в, г) в условиях асинхронного обката податливого статора свободным ротором. Сопротивление движению свободного ротора (с₁=200 кH с/м; с₂=300 кH с/м) при сохранении остальных условий переходного процесса свободного ротора более чем на порядок уменьшает силы давления на статор при асинхронном обкате.

Таким образом, особенность развития обката ротором податливого 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 $\dot{\theta}_{\rm пр\delta}$, совпадающего с собственной частотой 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.

3.6.3. Влияние параметров статора в месте контакта с ротором на развитие обката после внезапной разбалансировки ротора

Формы (виды) траекторий движения ротора при нестационарных колебаниях с задеваниями и без задеваний о статор отличаются большим многообразием при изменении основных параметров. Зависимость от сопротивления колебаниям в зазоре (рис.2.2), величины разбалансировки ε , угловой скорости разбалансировки ω и неравножёсткости опор $\alpha_1 \neq \alpha_2$, демпфирования в системе ротор-опоры-статор (рис.3.19) дают представление о сложности классификации явления обката.

Движение с периодическим контактом ротора со статором (рис.3.19, б) характерно для всех типов роторов на начальном временном интервале движения ротора с задеванием о статор и может рассматриваться как вид траектории движения при незначительном (1.1-1.2) ε_d превышении допустимого уровня разбалансировки.

Безотрывное движение ротора по статору (рис. 3.19, в), как установившийся процесс обката, характерно для любого типа ротора при превышении ε_d (в 1.2 и более раз), увеличении коэффициента трения скольжения, увеличении жёсткости статора. Асинхронный обкат (рис. 3.19, г₁), сопровождающийся силами контактного взаимодействия, превышающими в сотни и более раз вес ротора, возникает при больших коэффициентах трения (χ >0.1) скольжения в месте контакта, незначительном демпфировании в системе. Примером развития обката в такой форме и его последствий являются катастрофические разрушения турбоагрегатов, описание которых приведены в главе 1 и в [139].



Рис.3.19. Классификация характерных видов (форм) траекторий нестационарных колебаний ротора после внезапной разбалансировки. $a_1, a_2 - движение внутри зазора \delta$; ротор на равножёстких (a_1) и неравножёстких (a_2) в направлении 1 и 2 опорах; $\delta_1, \delta_2 - движение с$ периодическими контактами со статором; в - установившийся процесс обката (с демпфированием в статоре (B_1) и без демпфирования в статоре и $\chi = 0$ (a, δ, B_2, Γ); $\Gamma_1, \Gamma_2 - обкат с возрастающими амплитудами колебаний (неустановившийся процесс асинхронного обката);$ $<math>\Gamma_1 - момент изменения направления прецессионного движения; <math>\Gamma_2 - дальнейшее развитие опасной формы обката.$ Относительно неустановившейся формы обката (рис.3.19, г) закономерен вопрос: не является ли полученный результат ошибкой численного интегрирования системы дифференциальных уравнений, описывающих движение ротора с контактом со статором? Во-первых: многочисленные расчёты подтверждают устойчивость счёта. Во-вторых: проверим рекомендуемый шаг интегрирования (Δt≤0.1·T₁):

$$T_1 = \frac{1}{f} = \frac{1}{\frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{\kappa}{M}}} = 0.1 \cdot 10^{-1} c,$$

где: к = 0.36182 · 10⁷ кH/м - жёсткость статора максимальная (в случае задания нелинейной характеристики жёсткости статора); M = 10 т - масса ротора.

Для расчётов принят шаг $\Delta t=0.1 \cdot 10^{-4}$ сек. Выбранная величина шага заведомо меньше рекомендуемого и позволяет (в случае необходимости) изменять (увеличивать) жёсткость статора в широких пределах.

На примере двух сценариев развития переходных колебаний ротора покажем влияние определяющих параметров на развитие обката.

Случай $\Psi = \omega = const$ (генератор от сети не отключён).

Влияние зазора на развитие обката. При увеличении зазора δ между ротором и относительно жёстким элементом статора возрастает и допустимый уровень Е_d разбалансировки, необходимый для обеспечения задеваний ротором статора. Приведенная на рис.3.19 классификация траекторий движения ротора с контактом со статором, если контакт произошёл, сохраняется при увеличенном зазоре и, лишь в деталях, зависит от величины зазора. Замечено, что при движении в большем зазоре ротор приобретает большую скорость и при задевании о корпус контактное усилие имеет большую величину, а возбуждение асинхронного обката более вероятно. Подобные результаты получены для контактных усилий после импульсных кинематических воздействий [8,10,35,37,131,135,146] при нестационарных колебаниях амортизированных масс в зазоре и контакте с относительно жёсткими ограничителями перемещений.

Влияние коэффициента трения скольжения χ на развитие обката. Для последующих сравнений выбран гибкий ротор ($\alpha_1 = \alpha_2 = 1.25$), отстроенный от

резонанса на 25% с зазором δ=2.8 мм. Демпфирование в статоре отсутствует. Величина разбалансировки принята заведомо выше (в 2 раза) допустимого уровня ε_d , как и коэффициент трения скольжения χ =0.2, чтобы обеспечить обкат, соответствующий рис.3.19, г. На рис.3.20 приведены траектория движения ротора после внезапной разбалансировки, а также изменение скорости прецессии θ и силы давления на статор N в процессе переходных колебаний на начальном участке интервала времени t. На рис.3.20, б те же параметры нестационарного процесса показаны для случая χ =0.05. Процесс колебаний установившийся (аналогично рис.3.19, б₁) с периодическими образом, ударами по всей окружности расточки статора. Таким необратимость развития асинхронного обката связана с большим трением в месте контакта. В случае $\chi = 0$ асинхронная форма обката не возбуждается при любой отстройке ротора от резонанса.

Влияние жёсткости статора на развитие обката. Податливость статора уменьшает силы, возбуждающие асинхронный обкат, и при большой податливости статора обкат стремится к установившейся форме колебаний опорах при отсутствии контакта. С увеличением жёсткости ротора на статора переход к опасной форме обката происходит в более короткий большими промежуток времени И С значениями сил между контактирующими поверхностями. Поэтому контакт с жёстким элементом статора несёт большую угрозу развития асинхронного обката (при сохранении прочих условий), чем с податливым элементом статора. Результаты, представленные на рис.3.17, а показывают опасность развития асинхронного обката при $k > 10^6$ кH/м и лишь уменьшение коэффициента =0.05 (рис.3.20, б) не сопровождается трения скольжения до X возбуждением асинхронного обката. По экспериментальным данным поверхностями коэффициент трения скольжения между смазкой co составляет $\chi = 0.07$.



Рис.3.20. Развитие обката гибкого ротора с $\alpha_1 = \alpha_2 = 1.25$, $\mathcal{E} = 0.12 \cdot 10^{-2}$ м (0.12%М на радиусе 1 м) после мгновенной разбалансировки при изменении коэффициента трения скольжения χ . **a** - $\chi = 0,2$ в интервале t = 0 ÷ 0,125 c; **б** - $\chi = 0,05$ в интервале t = 0 ÷ 0,325 c; **в** -

изменение $\overline{\mathbb{N}}$ и $\dot{\Theta}$ на начальном участке интервала времени t и $\chi = 0,05$.



Рис.3.21. Развитие обката гибкого ротора. $\alpha_1 = \alpha_2 = 1.25$, $\varepsilon = 0.15 \cdot 10^{-2}$ м (0.15%М на радиусе 1 м); $\chi = 0,2$; наличие **демпфирования в статоре**. **а** - траектория движения ротора (в интервале t = 0 ÷ 0,625 c); **б** - траектория движения ротора в конце интервала t; **в** - изменение \overline{N} и $\dot{\theta}$ на начальном участке интервала времени t.

Влияние демпфирования в статоре на развитие обката. Дополнительно к исходным данным (рис.3.20) учитывается демпфирование в статоре в соответствии с таблицей 3.1 (рис.3.10). Результаты, приведенные на рис.3.21, 3.22, показывают, что наиболее радикальным способом стабилизации амплитуд колебаний при развитии обката является увеличение демпфирования в статоре. Положительным в последнем случае является следующее: асинхронный обкат не развивается; силы давления на статор, всё-таки, ограничены по величине, а время для срабатывания системы защиты увеличивается и это, по-видимому, главный выигрыш в смягчении обката последствий развития ротором статора. Например, ДЛЯ рассматриваемого ротора с учётом демпфирования в статоре сила давления на статор N \leq 80·G в случае значительной по величине разбалансировки \mathcal{E} = $2,5 \cdot \epsilon_{d}$. Увеличение демпфирования в системе ротор-статор, таким образом, сглаживает последствия развития обката.

Особенно опасна внезапная разбалансировка в зоне резонанса ротора, так как допускаемый уровень разбалансировки ε_d заметно снижается. Например, разбалансировка ротора вблизи резонанса ($\alpha_1 = 1.025, \alpha_2 = 0.975$) с $\mathcal{E} = 0.02 \cdot 10^{-2}$ м (0.02% М на 1м) уже приводит к обкату с нарастающими амплитудами (рис.3.22, а). На рис.3.22, б показаны результаты стабилизации амплитуд нестационарных колебаний при значительной по величине разбалансировке (в 6 раз больше принятой для получения результатов рис.3.22, а). Таким образом, демпфирование в конструкции статора стабилизирует переходные асинхронного обката, колебания И нарушает развитие обеспечивая уменьшение амплитуд предельного цикла. Демпфирование в системе роторстатор сводит движение ротора к некоторому предельному циклу и только недемпфированной системы говорить ДЛЯ можно 0 значительном возрастании амплитуд колебаний при развитии обката.

Таким образом, развивающийся обкат может быть не только синхронным (знак +), т.е. скорость прецессии совпадает по направлению с



Рис.3.22. Развитие обката после внезапной разбалансировки ротора в резонансной зоне $(\alpha_1 = 1,025; \alpha_2 = 0,975)$.

a - $\varepsilon = 0.02 \cdot 10^{-2}$ м (0.02%М на 1м); $\chi = 0.2$; без демпфирования в статоре; **б** - ε = 0.12 · 10⁻² м (0.12%М на 1 м.); $\chi = 0.2$; с учётом демпфирования в статоре; **в**, **г** - изменение скорости прецессии $\dot{\Theta}$ ротора и силы давления \overline{N} ротора на статор для случая (**a**) и (**б**), соответственно. На рис.3.22, **в** положительное направление оси $\dot{\Theta}$, для ясности чтения рисунка, направлено вниз. **б**, **г** – пример стабилизации амплитуд за счёт демпфирования в статоре. угловой скоростью вращения ротора, или асинхронным (знак -), но, в зависимости от условий контакта, синхронный обкат переходит в асинхронный и обратно, что зависит от характеристик системы ротор-опорыстатор, инерционных сил внезапной разбалансировки ротора, а также инерционных сил, появляющихся после каждого контакта.

3.6.4. Разбалансировка вблизи резонанса в случае переменной скорости вращения ротора и возможность стабилизации развивающегося явления обката

Случай $\psi = \omega \neq const$ (электрический генератор отключен от сети, момент на валу отсутствует). В начале развития колебаний с задеваниями о статор торможение ротора вследствие периодических контактов со статором происходит достаточно медленно (в пределах принятых коэффициентов трения скольжения и уровня разбалансировки), но с ростом силы давления на статор, торможение возрастает. Цель последующих исследований заключается в моделировании возможности погашения опасного режима взаимодействия ротора со статором при уменьшении скорости вращения ротора в процессе контактов ротора со статором.

с₁=200 кН с/м; с₂=300 кН с/м – сопротивление колебаниям в системе ротор-опоры обозначим буквой «С» (потери в статоре не учитываются).

а) Внезапная разбалансировка на частоте ω =282.3 рад/с, близкой к собственной частоте p_1 =285.45 рад/с.

Даже при незначительных уровнях разбалансировки (рис.3.23, a) движение происходит с контактом со статором (движение, в основном, в горизонтальной плоскости колебаний). При увеличении разбалансировки (рис.3.23, б) показан момент перехода ротора в асинхронный обкат, характеризующийся изменением прямой прецессии ротора на обратную прецессию и увеличением амплитуд колебаний. Результаты (рис.3.23, а, б) малом демпфировании в системе (0.1 получены при ОТ полного демпфирования) и отсутствии потерь в статоре. Из-за близости частоты вращения ротора к резонансной частоте p_1 влияние демпфирования во время движения в зазоре довольно существенно, и для выхода на контакт требуется больший уровень разбалансировки, чем при исследованиях (рис.3.19), когда демпфирование не учитывалось. Поэтому для выхода на



Рис.3.23. Движение ротора после внезапной разбалансировки, на частоте вращения ω , близкой к собственной частоте p_1 колебаний (рис. ж). $\omega = 282,3$ р/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 С колебаниям в системе ротор-опоры; г, е – пример стабилизации амплитуд асинхронного обката за счёт демпфирования в статоре.

асинхронный обкат (при отсутствии потерь в статоре и полном (1.0) демпфировании в системе разбалансировка увеличена (рис.3.23, в)). Ha рис.3.23, д момент перехода в асинхронный обкат характеризуется θ ротора на обратную прецессию и изменением прямой прецессии последующим возрастанием скорости прецессии и силы давления на статор при t >0.27 с. На рис.3.23, г, е приведен пример стабилизации (погашения) амплитуд развивающегося асинхронного обката за счет демпфирования (рис. 3.10) в статоре при сохранении остальных условий расчёта, соответствующих рис.3.23, в. На рис.3.23, е показано изменение относительной (по отношению к весу ротора) силы давления ротора на статор и угловой скорости прецессии для промежутка времени 0.22-0.3 с. Стабилизация амплитуд развивающегося асинхронного обката (рис.3.23, е) при демпфировании В статоре сопровождается переходом от обратной прецессии к прямой.

б) Внезапная разбалансировка на частоте ω=352 рад/с, близкой к собственной частоте p_2 =348.9 рад/с. На рис.3.24, а показано движение в зазоре (без контакта со статором) при незначительной величине внезапной разбалансировки ротора (движение, в основном, в вертикальной плоскости колебаний из-за близости к собственной частоте p_{2} вертикальных колебаний). С увеличением разбалансировки (рис.3.24, б) движение сопровождается периодическим контактом со статором. При последующем увеличении разбалансировки (на 22%) наблюдается переход в асинхронный обкат (рис.3.24, в), если демпфирование в статоре отсутствует. Возможность стабилизации амплитуд асинхронного обката (рис.3.24, B) счёт за демпфирования в статоре показана на рис.3.24, г (t = 0-0.425 c). Траектория движения ротора на рис.3.24, д представлена для промежутка времени t=0.5с-0.625с, когда процесс стабилизации колебаний уже закончился. Колебания (рис.3.24, д) к этому моменту времени происходят в основном в горизонтальной плоскости. Это связано с тем, что в процессе контактов ротора со статором угловая скорость ω ротора от трения между ротором и статором в моменты контакта уменьшилась с 352 рад/с до 310 рад/с за время t=0-0.625с, и характер колебаний определяется, к концу исследуемого промежутка времени, близостью к первой собственной частоте p_1 =285.45 рад/с колебаний в горизонтальной плоскости. На рис. 3.24, е уменьшение угловой скорости ω вращения ротора показано в промежутке времени 0-0.15сек. Горизонтальные площадки на графике соответствуют моментам движения ротора в зазоре.

Демпфирование в системе ротор-опоры-статор позволяет стабилизировать рост амплитуд асинхронного обката ротором статора даже при переходе через резонанс. При демпфировании в статоре (рис.3.24, г, д) переход через резонанс с собственной частотой p_2 =348.9 рад/с не вызвал опасного роста амплитуд колебаний и сил давления на статор. Силы давления на статор в моменты контакта при установившемся движении (стабилизации асинхронного обката) не превышали N= 81.2 G.

Анализ влияния параметров системы ротор-опоры-статор на развитие внезапной разбалансировки режимов обката после ротора показал возможность стабилизации развивающегося асинхронного обката за счёт демпфирования (в статоре) и сведения его к синхронному обкату. В результате, действующие на статор силы оказываются меньшими по величине, хотя, естественно, зависят и от величины разбалансировки ротора и от параметров системы ротор-опоры-статор. Два случая [149] обката статора транспортных силовых установок с демпферными ротором устройствами были зафиксированы в эксплуатации, анализ последствий развития обката в которых показал, что демпфирование в статоре обеспечило, по крайней мере, целостность силовой установки в режиме развивающегося обката. Таким образом, увеличение демпфирования в системе ротор-опоры-статор сводит развивающийся асинхронный обкат к колебаниям прямой прецессией. с



а – движение в зазоре; б – движение с периодическим контактом со статором; в – момент выхода на асинхронный обкат ротором статора; г – стабилизация асинхронного обката за счёт демпфирования в статоре (t=0-0,425c); д – движение после стабилизации амплитуд при t = 0,5c – 0,625c. е - изменение угловой скорости вращения ω ротора за счёт трения в месте контакта;

3.6.5. Влияние быстродействия системы защиты ТА на погашение развивающегося обката ротором статора.

Угроза асинхронного обката связана с практически мгновенным развитием самовозбуждающихся колебаний ротора при контакте со статором и опасными для целостности ТА амплитудами колебаний ротора, силами давления на статор. Режим, когда генератор после внезапной разбалансировки не отключён от сети и на валу действует постоянный момент (ω=const), больше способствует развитию асинхронного обката [132,133].

При появлении опасности развития аварийной ситуации турбоагрегат должен быть незамедлительно отключён от сети с прекращением подачи рабочего тела (например, пара) в проточную часть турбины. Эту роль выполняет система защиты ТА, которая должна иметь высокую степень надёжности, т.е. быть практически безотказной, действовать автоматически и, самое главное, обладать достаточным быстродействием с момента возникновения сигнала, например, по предельному уровню вибрации, и до прекращения подачи пара в турбину быстрозапорными устройствами, чтобы исключить действие момента на валу турбины. В современных турбинах цепочка срабатывания различных элементов системы защиты с закрытием стопорных, обратных клапанов, вплоть до регулирующих клапанов и поворотных диафрагм, выполняет свою функцию в течение некоторого промежутка времени, определяемого временем t = ABtime. Время ABtime = t_1+t_2 зависит от типа исполнения системы защиты: электрическая или электрогидравлическая. Прохождение электрического сигнала ДО исполнительного механизма (например, до механизма закрытия стопорных клапанов) t₁=0.05 сек. Ход стопорного клапана от поступления сигнала и до закрытия клапана с прекращением подачи пара в турбину t₂≈0.35-0.4сек. В электрогидравлической системе защиты это время, по оценкам, удваивается и ABtime≈0.8-0.9 сек. К этому необходимо добавить время задержки (затягивания) подачи сигнала, вводимое иногда в алгоритм для защиты системы от

срабатывания ложными сигналами. Например, в [115] указано, что при превышении установленного предела (по виброскорости, например) происходит срабатывание реле системы защиты с запаздыванием 3 секунды. Поэтому весьма закономерен вопрос, основной смысл которого просматривается в следующем. Каким должно быть время ABtime (время срабатывания системы защиты) в случае развития аварийной ситуации с обкатом ротором статора для сглаживания последствий развития обката? Насколько сопоставимы время выхода на обкат с угрожающими величинами амплитуд колебаний и время ABtime? Как будут меняться основные параметры, характеризующие обкат ротором статора, в случае использования систем защиты с разным быстродействием? Кроме этого важно оценить ту временную точку «невозврата», когда запоздалое срабатывание системы защиты будет уже бесполезным, потому что действие возбуждающих обкат сил окажется определяющим. Конечно, в конце концов, установившееся равновесие сил в системе приведёт к стабилизации амплитуд колебаний или полному их погашению (в идеале), но в реальности «пережить» процесс обката ротором статора по условию прочности элементов ТА может оказаться невозможным.

Для ротора массой M=10 т на двух анизотропных опорах ($\alpha_1 \neq \alpha_2$, $\varepsilon = 9$ кг на 1 м; $k=3.62 \cdot 10^6$ кH/м и сохранении остальных данных раздела 3.6.2 по ротору и статору) предполагается исследовать:

- изменение основных параметров обката в процессе его развития в условиях разной продолжительности ABtime срабатывания системы защиты TA;

- дать качественную оценку системам защиты разного быстродействия с точки зрения погашающей способности развитию обката;

- оценить допустимый уровень \mathcal{E}_d внезапной разбалансировки ротора в условиях относительно благоприятного (*второго* сценария) развития переходного процесса и силах внешнего сопротивления движению ротора.

На рис.3.25-3.28 представлены изменения основных параметров обката для времени срабатывания системы защиты ABtime = 1; 0.5 и 0.2 с, т.е. по истечении

1; 0.5 или 0.2 с прекращается подача рабочего тела в проточную часть турбины. На рис.3.25 и 3.27 результаты с индексом (2) приведены для пояснения характера изменения параметров в конце временного интервала исследования нестационарного процесса колебаний; p_c - собственная частота колебаний системы ротор-опоры-статор.

Характер изменения параметров асинхронного обката в течение времени переходного процесса меняется для разных значений ABtime. Параметры асинхронного обката меньше по своим значениям, когда момент на валу перестаёт действовать раньше (в случае более быстродействующей системы защиты турбоагрегата).

ABtime = 1 сек. Можно наблюдать классическое развитие асинхронного обката (рис.3.25) с постоянным контактом ротора со статором. Амплитуды асинхронного обката достигают огромных значений. Сила давления на статор N>6000 G (более чем в 6000 раз превышает вес ротора) к моменту времени 0.6 сек (рис.3.25, в). Коэффициенты контактной жёсткости a_{ij} ($i \neq j$), характеризующие возбуждающие асинхронный обкат силы, к этому моменту достигают максимальных (предельных) значений (рис.3.25, е). Угловая скорость $\omega = 314$ рад/с собственного вращения ротора сохраняется постоянной в течение первой секунды (рис.3.25, ж) процесса в соответствии с заданным временем быстродействия системы защиты (1 сек). После начальных периодических контактов со статором и изменений направления прецессии (рис.3.25, а, б) устанавливается асинхронный обкат.



2

Рис.3.25. Изменение во времени основных характеристик движения ротора на анизотропных ($\alpha_1 \neq \alpha_2$) опорах после внезапной разбалансировки с задеванием ротора о статор (ω = const при t ≤ 1 c; $\omega \neq$ const при t > 1 c).

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



Рис.3.26. Изменение во времени основных характеристик движения ротора на анизотропных ($\alpha_1 \neq \alpha_2$) опорах после внезапной разбалансировки с задеванием ротора о статор (ω = const при t \leq 0.5 c; $\omega \neq$ const при t > 0.5 c).

a – траектория движения ротора; **б** – угловая скорость прецессионного движения ротора; **в** – сила нормального давления на статор; **г** – перемещения ротора с учетом деформации статора; **д** – скорость ротора относительно статора в точке контакта;

е – побочный коэффициент контактной жесткости; ж - угловая скорость вращения ротора; **3**, и – фазовые траектории.



Рис.3.27. Изменение во времени основных характеристик движения ротора на анизотропных ($\alpha_1 \neq \alpha_2$) опорах после внезапной разбалансировки с задеванием ротора о статор (ω = const при t \leq 0.2 c; $\omega \neq$ const при t > 0.2 c).

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





(жесткость статора $k = 3.62 \cdot 10^6 \text{ кH/м}$). 1 - ABtime > 0.5 с, N \ge 1000 G – развитие асинхронного обката; значительный рост амплитуд U и сил N; 2 - ABtime =(0.2 ÷ 0.5) с, N =(600 – 1000) G – стабилизация асинхронного обката; 3 - ABtime $< 0.2 \text{ c} \div 0$ – стабилизация асинхронного обката N < $(30 \div 40)$ G.



Рис. 3.29. Зависимость основных характеристик обката от величины разбалансировки є ротора $(\omega \neq \text{const})$





а - траектория движения ротора в течение времени t; б - угловая скорость прецессионного движения ротора; в - сила нормального давления на статор; г - перемещения ротора с учётом деформации статора; д - скорость движения ротора относительно статора в месте контакта; е - побочный коэффициент контактной жёсткости; ж - изменение угловой скорости ω вращения ротора вокруг собственной оси.

Колебания значения частоты прецессии $\dot{\theta}$ происходит около среднего значения $p_c = 108.5$ Гц. Более чётко это видно на рис.3.25(2), б в момент установившегося асинхронного обката.

ABtime = 0.5 сек. Срабатывание системы защиты через 0.5 сек после начала события (внезапной разбалансировки) сопровождается совместным влиянием двух факторов: исключение момента на валу через 0.5 сек после внезапной разбалансировки (т.е. развитие переходных колебаний начиная с t>0.5 сек идёт с уменьшением угловой скорости вращения ротора) и влияния тормозящего момента сил трения на собственное вращение ротора при каждом контакте ротора со статором. Угловая скорость ω собственного вращения и относительная скорость vor ротора (рис.3.26, д, ж) быстро уменьшаются после срабатывания системы защиты и приближаются к нулю (при t>0.54 сек), начинают колебаться около нуля из-за действия неуравновешенных сил ротора. Ротор обкатывает статор практически без скольжения. Возбуждающие обкат неконсервативные силы при колебаниях v_{от} около нуля периодически меняют знак (рис.3.26, е), т.е. попеременно стремятся возбудить синхронный и асинхронный обкат. После этого асинхронный обкат постепенно затухает и переходит в вынужденные колебания неуравновешенного ротора (рис.3.26, а-г, е). Преобладающее влияние момента сил трения скольжения и торможение вала ограничивает величину силы давления на статор (N≤1000 G). Положительный фактор системы с быстродействием 0.5 сек (после 0.5 сек момент на валу равен нулю) заключается в ограничении в какой-то мере параметров асинхронного обката силами трения. На рис.3.26, з, и фазовые траектории показывают, что асинхронный обкат под действием сил сопротивления заканчивается периодическими колебаниями внутри зазора. Колебания внутри зазора происходят с обратной прецессией (в соответствии с [55 и глава 2]). При переходном процессе силы взаимодействия (N≤1000 G) значительны по величине. «Переживёт ли» система ротор-статор воздействие от асинхронного обката, зависит от её конструктивных всплеска нагрузок особенностей? Алгоритм проверки прочности элементов конструкции приведён в

разделе 3.1. Напомним, что разрушающее усилие всех шпилек передней части ЦСД ТА 300 МВт [глава 1] составляет 800 G. Крутильные напряжения в сечениях ротора ТА определяются моментом сил трения при задеваниях и геометрическими характеристикам сечений ротора.

ABtime = 0.2 сек. Систем с таким быстродействием пока не существует. Но, показательно (рис.3.27), что более раннее отключение подачи рабочего тела в проточную часть и исключение, таким образом, момента на валу при сохранении остальных условий развития процесса, заметно уменьшает значения основных параметров (N, U,...) развивающегося асинхронного обката. Силы контактного взаимодействия не превышают значений N≤(30÷40) G. Угловая скорость собственного вращения о ротора вследствие торможения силами трения скольжения в моменты контактов уменьшается с 314 рад/с до 275 рад/с (рис.3.27, ж) в течение 3 сек от начала разбалансировки. Таким образом, переходный процесс заканчивается установившимися вынужденными колебаниями. Анизотропные опоры ($\alpha_1 \neq \alpha_2$) определяют сохранение обратной прецессии при установившихся колебаниях ротора внутри зазора (рис.3.27(1), а. б; 3.27(2), б).

На рис.3.28 приведены зависимости относительной силы давления N на статор и относительного перемещения U ротора от времени *ABtime* (быстродействия системы защиты турбоагрегата). Явно выделяются три зоны (1, 2, 3), характеристика которых показана выше на примерах изменения параметров асинхронного обката при системах защиты разного быстродействия (*ABtime=1*, 0.5, 0.2 сек). Для смягчения последствий развития явления обката необходимо иметь систему защиты турбоагрегата с быстродействием менее 0.22 сек, что в настоящее время нереально.

Если говорить о точке «невозврата», то запоздалое срабатывание системы защиты (ABtime > (0.55-0.6) с) будет бесполезным, т.к. развитие асинхронного обката может перейти в катастрофическую фазу с нарушением не только работоспособности, но и целостности установки.

Результаты исследований показывают, что время быстродействия существующих средств защиты не обеспечивает эффективную возможность погашения явления обката, хотя использование электрической системы защиты (с быстродействием 0.4-0.45 сек) может положительно сказаться на определённой стабилизации амплитуд колебаний при обкате и сглаживании его опасных последствий.

Определённая корреляция опасности асинхронного обката от величины действительно существует, оторвавшегося груза что подтверждает обоснованность использования термина «допускаемая величина разбалансировки ε_d». На рис.3.29 показано, как меняются основные параметры обката в зависимости от величины оторвавшегося груза при внезапной разбалансировке. По горизонтальной оси задана разбалансировка Е в кг оторвавшегося груза на радиусе 1 м. Для ротора на неравножёстких опорах ($\alpha_1 \neq \alpha_2$) при наличии сил допускаемый уровень внезапной разбалансировки сопротивления с₁, с₂ составляет 9 кг на радиусе 1 м ($\epsilon_d = 0.09\%$ от веса ротора на радиусе 1 м). Допускаемым уровнем ε_d внезапной разбалансировки ротора в случае задеваний ротором статора можно считать отсутствие развития обката со значительным нарастанием параметров обката и, в частности, сил взаимодействия N между ротором и статором, как это показано на рис.3.28 и 3.29. При таком выборе Ed допускается контакт ротора со статором, но необходимо сопоставление напряжений с сопротивлением разрыву шпилек горизонтального разъема и напряжениями в других элементах ротора и статора.

Результаты исследований показывают, что использование быстродействующих систем защиты ТА для погашения явления обката является положительной мерой, но обосновано для конструкций с относительно (k<5·10 ⁶ кН/м). Определяющим в возбуждении податливым статором коэффициент асинхронного обката является жёсткость статора, трения
скольжения, отстройка от резонанса и демпфирование в системе ротор-опорыстатор.

ABtime = 0.0 *сек* и $\psi = \omega \neq const$, то есть, непосредственно после внезапной разбалансировки прекращается подача рабочего тела в проточную часть турбины, и момент на валу становится равным нулю - асинхронный обкат не развивается.

Увеличение жёсткости статора ($k = 10^7$ кН/м). Контакт с более жёстким статором при сохранении остальных условий переходных колебаний заканчивается асинхронным обкатом со значительными силами взаимодействия между ротором и статором даже при малых значениях *ABtime* (N ≤ 2000· G, рис.3.30). Одновременно происходит быстрое торможение ротора (за t<0.1 сек скорость ω уменьшается до нуля) с последующим погашением обката: практически до нуля падает относительная скорость v_{or} , а сами возбуждающие силы $a_{ij} \approx 0$, (i≠j). Силы давления N и напряжения кручения в сечениях ротора и статора.

Особый интерес представляет характер изменения траектории движения ротора в разные промежутки времени развития процесса взаимодействия ротора со статором (рис.3.30(1)). Переходный процесс заканчивается колебаниями в плоскости наименьшей жёсткости (рис. 3.30(1), е и 3.24(2), а). Изменение направления прецессии от прямой к обратной и наоборот в процессе развития обката (рис.3.30, б) проявляется в возвратном возбуждении асинхронного обката и пульсацией значений N и U (рис.3.30, б-г).

Результаты исследований показывают многофакторную зависимость появления и развития различных режимов контактного взаимодействия ротора со статором, что осложняет как выявление закономерностей обката, так и объясняет многообразие терминов описания различных его проявлений исследователями. В любом случае развитие обката (синхронного или асинхронного) сопровождается проскальзыванием BO время периодических или постоянных контактов,

появлением натиров, наволакиваний на контактных поверхностях, громким звуком и значительными амплитудами вибрации всей установки, что является визитной карточкой начала контактного взаимодействия. Примеры последствий развития обката приведены в главе 1. Совершенствование систем защиты ТА, увеличение потерь энергии в системе ротор-опоры-статор (особенно в статоре [132]), соблюдение рекомендаций системы предотвращения катастроф агрегатов (СПКА) [139, глава 7] относятся к мерам предотвращения и смягчения последствий развития обката ротором статора.

Выводы к главе 3.

1. Разработана общая физическая и математическая модели колебаний симметричного ротора на двух анизотропных опорах с задеваниями 0 податливый статор, жёсткостная характеристика которого может быть «сила-деформация». Такое представлена В координатах представление параметров статора позволяет учесть не только существенную нелинейность статора при контактном взаимодействии с ротором, но и потери энергии при деформации (или перемещениях на специальных демпферных устройствах) статора.

2. Общая математическая модель колебаний ротора с задеваниями о статор интегрировании полученных дифференциальных основана на уравнений переходных колебаний с задеваниями и без задеваний о статор. Рассматривается несколько возможных сценариев развития переходных колебаний после разбалансировки ротора. Алгоритм реализации этих сценариев внезапной предполагает попеременное интегрирование уравнений движения ротора в зазоре и уравнений движения при задеваниях (контакте) ротора со статором с коррекцией начальных условий интегрирования в момент контакта и в момент разрыва контакта.

3. Разработанный программный модуль для нескольких сценариев развития переходных колебаний входит в общий комплекс программных средств (рис.7.15) динамики роторных конструкций и позволяет исследовать развитие различных

режимов контактного взаимодействия симметричного ротора со статором. Приведены результаты моделирования движения ротора при задеваниях о статор и изменение основных параметров, характеризующих обкат, в зависимости от параметров системы ротор-опоры-статор.

4. Причиной возбуждения наиболее опасной формы обката (асинхронного обката) являются неконсервативные позиционные силы контактного взаимодействия. Уровень сил, возбуждающих асинхронный обкат, значительно превышает силы в масляной плёнке подшипников скольжения, чем и объясняется опасность колебаний ротора с задеваниями о статор.

5. Позиционные силы контактного взаимодействия имеют следующие особенности:

- действуют на ротор и возбуждают обратную прецессию только в моменты времени, пока продолжается взаимодействие ротора со статором;

- максимальных (предельных) значений коэффициенты контактной жёсткости $(a_{11}=a_{22}=k; a_{12}=-\chi k; a_{21}=\chi k)$, а, следовательно, и позиционные силы достигают при асинхронном обкате.

- предельная скорость прецессии при контакте с *абсолютно жёстким* статором $\dot{\theta}_{\rm пp} = -\psi \frac{r_{\rm B}}{\delta}$; при контакте с *податливым статором* $\dot{\theta}_{\rm пp\delta} < \dot{\theta}_{\rm np}$, зависит от динамических свойств системы ротор-опоры-статор и равна собственной частоте системы $\dot{\theta}_{\rm np\delta} = p_c$ (для уравновешенного ротора). В случае асинхронного обката возникает огромная радиальная центробежная сила инерции, способная вызвать разрушение TA;

- режим, когда генератор после внезапной разбалансировки не отключён от сети (ω=const), больше способствует развитию асинхронного обката.

6. Отстройка от резонанса, уменьшение трения скольжения между поверхностями ротора и статора, увеличение потерь энергии в статоре и быстродействия систем защиты ТА являются самыми кардинальными способами

погашения развивающегося обката ротором статора, сведения его к менее опасному движению ротора с прямой прецессией.

7. Особенность развития обката ротором статора заключается в том, что частота прецессионного движения под действием инерционных сил и сил контактного взаимодействия увеличивается до предельного значения $\dot{\theta}_{\rm np\delta}$ и совпадает с собственной частотой 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. Частота автоколебаний равна собственной частоте системы ротор-опоры-статор.

8. Получено объяснение одной из загадок Каширской аварии 2002 года моделированием движения свободного от опор ротора при контакте как с *абсолютно жёстким*, так и с *податливым* статором: разрушение корпуса ЦСД произошло вследствие асинхронного обката отделившегося фрагмента РСД, вызвавшего чрезвычайно большие радиальные усилия на статор.

9. Математические модели, программные модули исследования движения ротора с задеваниями о статор, разработанные в главе 3, не имеют аналогов.

ГЛАВА 4. ДВИЖЕНИЕ НЕУРАВНОВЕШЕННОГО МНОГООПОРНОГО РОТОРА ПОСЛЕ ВНЕЗАПНОЙ РАЗБАЛАНСИРОВКИ С ЗАДЕВАНИЕМ О СТАТОР. РАЗРАБОТКА АЛГОРИТМА И ПРОГРАММЫХ МОДУЛЕЙ НА ОСНОВЕ КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОЙ МОДЕЛИ РОТОРА.

В процессе колебаний многоопорного ротора в системе ротор-опоры действуют возбуждающие силы в масляной плёнке подшипников скольжения и силы рабочего потока в проточной части и уплотнениях турбины. Поведение плёнки смазки в малом зазоре подшипника при нестационарных воздействиях не изучено. В связи с этим рекомендуется принимать значения динамических характеристик масляной плёнки в опорах скольжения, которые используются в расчётах вынужденных колебаний роторных систем [15,28,41,143,144], как линейно зависящие от перемещений и скоростей движения цапфы. Аналогичным образом в алгоритме может быть учтено действие сил аэродинамического потока в проточной части и уплотнениях. Зависимость сила-деформация (рис.3.5), принятая для описания свойств статора, позволяет учесть нелинейные характеристики плёнки смазки в зазоре, если такие данные будут получены.

Более существенное внимание следует уделить малым величинам коэффициента трения между поверхностями шейки ротора и вкладышем подшипника опоры скольжения при задеваниях. Смазка между контактирующими поверхностями уменьшает коэффициент трения скольжения до значений $\chi = 0.06$ -0.07 по сравнению с χ =0.1-0.8 - при контакте в пролёте, где нет смазки, а обработка поверхностей контакта далеко не идеальная. Поэтому, с большой вероятностью, контактное взаимодействие ротора с баббитовым слоем подшипника скольжения при наличии смазки менее способствует развитию асинхронного обката, чем контакт с корпусом (статором) в пролёте между опорами, где коэффициент трения скольжения может быть в 5-10 раз больше. Упругопластические деформации антифрикционного слоя, который обладает низкими механическими характеристиками и в цепи ротор-подшипник является слабым звеном, сопротивления ротора. оказывают малые движению Периодические задевания с проскальзыванием ротора в подшипнике могут привести к выработке баббитового слоя и последующему контакту с более жёстким элементом опоры. Зазор с жёстким элементом опоры в такой конструкции пары скольжения может быть сопоставим или даже больше зазора между ротором и статором в пролёте. Поэтому исследование колебаний с в пролёте между опорами для роторов на подшипниках задеваниями скольжения представляет практический интерес.

Применение в конструкции ТА пар скольжения на основе тугоплавких материалов с малыми зазорами и отсутствием баббита, на водяной смазке увеличивает опасность развития обката ротора по опорам скольжения. Тогда контакт ротора в пролёте между опорами может и не состояться.

Опыт стендовых испытаний конструкций с парами скольжения разного типа показывает, что разработка математической модели с контактом в пролёте и с одновременным контактом в опорах и в пролёте для ротора на нескольких опорах является актуальной задачей. При этом задача нелинейных колебаний должна решаться с использованием нелинейных характеристик опор и нелинейных характеристик статора в местах возможных контактов ротора. И, наконец, следует отметить, что условия контакта, описанные в [104,139], могут привести к последствиям, примеры которых приведены в главе 1.

За критерий допускаемой величины внезапной разбалансировки ε_d ротора можно выбрать один из факторов, определяемых, например, условиями эксплуатации ТА, степенью опасности его разрушения:

- амплитуды переходных колебаний не превышают величины зазора между ротором и статором, а контакт ротора со статором отсутствует. Это наиболее безопасный, с рассматриваемых позиций, случай развития аварийной ситуации, заканчивающийся, в определённой степени, ухудшением вибрационного состояния TA; - периодические контакты с проскальзыванием ротора, приводящие к уменьшению амплитуд колебаний и полному разрыву контакта за счёт демпфирования в системе. Такие случаи наблюдались при нарушении инструкций как в эксплуатации, так и при стендовых испытаниях ТА. В результате контактов ротора со статором приходилось частично ремонтировать облопачивание и уплотнения из-за их повреждений. Поэтому второй критерий уже несёт в себе определённую угрозу развития аварии;

- развитие обката с постоянным или периодическим взаимодействием ротора со статором. Если демпфирование в системе и в статоре недостаточное, то при определённых условиях развивается асинхронный обкат, характеризующийся нарастающими в течение долей секунды силами давления на статор, опасными с точки зрения целостности установки ТА. Момент торможения силами трения вызывает крутильные напряжения в сечениях ротора. В этом случае за критерий ε_d может быть выбрано условие, что обкат не приводит к нагрузкам, превышающим предельные по условиям прочности элементов статора или ротора (например, прочность крепежа верхнего и нижнего корпусов цилиндров ТА, напряжения кручения в сечениях ротора).

4.1. Основные предположения.

В алгоритме численного исследования нестационарных колебаний многоопорного ротора после внезапной разбалансировки с задеванием и без задевания о статор приняты следующие основные допущения:

 - ротор опирается на подшипники скольжения (опоры) и взаимодействует со статором через паровую или газовую среду в проточной части и уплотнительных устройствах, а также в месте контакта со статором, если перемещения ротора превышают величину зазора между ротором и статором; жёсткость элементов статора заметно выше жёсткости масляной плёнки опорных подшипников скольжения;

- система ротор-опоры-уплотнения до задевания ротора о статор, например в уплотнениях, является линейной;

- внезапная разбалансировка ротора происходит в одном сечении *j*;

- касание вращающегося ротора со статором происходит в одном сечении *j* (одной точке) по длине ротора; моделирование случая одновременного контакта в пролёте и в одной или нескольких опорах (подшипниках) выделено в специальный раздел 4.7;

- статор (корпус) в месте контакта рассматривается как жесткое безинерционное кольцо, опирающееся на радиальные пружины;

- до задевания ротора о статор в точке j контролируется величина зазора б между ротором и статором, определяющая момент контакта, а после задевания учитываются параметры статора (жёсткость, демпфирование, трение в месте контакта). Обобщённая характеристика $Q = f(u, \dot{u})$ (рис.3.5, а, рис.4.1) охватывает представление зависимостью "сила-деформация" большое разнообразие конструктивного исполнения возможных мест контакта ротора со статором. Алгоритм исследования колебаний ротора предполагает описание движения ротора в зазоре (линейная задача) и движения ротора с контактом со статором (нелинейная задача) с определением начальных условий интегрирования дифференциальных уравнений каждой системы уравнений.



Рис.4.1. Обобщённая характеристика жёсткости статора (см. раздел 3.2).

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

$$\begin{bmatrix} M \end{bmatrix} \cdot \overline{w} + \begin{bmatrix} B \end{bmatrix} \cdot \overline{w} + \begin{bmatrix} C \end{bmatrix} \cdot \overline{w} = \overline{q}, \quad (4.1)$$

где: \overline{W} - вектор смещений (скоростей \overline{W} и ускорений \overline{W}) в сечениях ротора; [M], [B], [C] - глобальные матрицы инерции, демпфирования, жёсткости системы ротор-опоры-уплотнения; \overline{q} - вектор внешних сил, вызванных внезапной разбалансировкой в точке j; в этом случае только две компоненты в векторе \overline{q} будут отличны от нуля.

Если в результате какого-либо воздействия (например, внезапной разбалансировки) ротор коснётся статора, то система уравнений (4.1) становится нелинейной в соответствии с нелинейностью характеристик статора (рис.4.1) как связи, сохраняющейся в процессе всего времени контакта.

4.2. Колебания неуравновешенного многоопорного ротора в зазоре между ротором и статором.

Ротор представлен в виде стержня переменного поперечного сечения с распределённой в пределах каждого участка массой $v = \rho \cdot F$ (*F* - площадь поперечного сечения участка ротора с постоянным диаметром; ρ - плотность материала;); ЕІ – изгибная жёсткость (Е – модуль упругости материала участка ротора; I - момент инерции поперечного сечения).

Пусть п – число участков (число конечных элементов) ротора.

Для цилиндрического конечного элемента (КЭ), представляющего собой стержень длиной l_i , линейной плотностью v, форму прогиба w_1 , w_2 в плоскости (1 и 2) можно представить в виде (4.2) [41]:



Рис. 4.2. Конечный элемент (а) и изменение функций Эрмита в пределах КЭ (б).

$$\overline{w} = \begin{bmatrix} w_1 \\ w_2 \end{bmatrix}$$
 - вектор смещений, (4.2)

где:

$$\begin{split} w_{1} &= u_{1} \cdot \psi_{1} + \varphi_{1} \cdot \psi_{2} + u_{1}^{(k)} \cdot \psi_{3} + \varphi_{1}^{(k)} \cdot \psi_{4} \\ w_{2} &= u_{2} \cdot \psi_{1} + \varphi_{2} \cdot \psi_{2} + u_{2}^{(k)} \cdot \psi_{3} + \varphi_{2}^{(k)} \cdot \psi_{4} \end{split}, \\ \psi_{1} &= 1 - 3 \cdot \xi^{2} + 2 \cdot \xi^{3}; \quad \psi_{2} = l \left(\xi - 2 \cdot \xi^{2} + \xi^{3} \right); \\ \psi_{3} &= 3 \cdot \xi^{2} - 2 \cdot \xi^{3}; \qquad \psi_{4} = l \left(-\xi^{2} + \xi^{3} \right); \end{split}$$

 $\xi = z/l$ - относительная координата по длине КЭ.; $u_1, \varphi_1, u_1^{(k)}, \varphi_1^{(k)}$ - параметры линейного смещения u и угла поворота φ в узлах КЭ для колебаний в плоскости 1; $u_2, \varphi_2, u_2^{(k)}, \varphi_2^{(k)}$ - то же для колебаний в плоскости 2; отсутствие индекса вверху указывает на параметры в концевом сечении в начале КЭ, индекс k вверху – в конце КЭ; ψ_i - координатные функции в виде функций Эрмита.

Координатные функции ψ_i удовлетворяют условиям непрерывности смещения u, угла поворота du/dz = u' на стыке двух смежных КЭ, поэтому упругая линия и её наклон для стержня будут непрерывны по всей длине стержня. По физическому смыслу эти функции - упругие линии конечного элемента при единичных деформациях на его концах и заделке противоположного конца [41,100].



Рис. 4.3. Составляющие вектора смещений *W* КЭ при колебаниях в двух плоскостях.

В качестве узлов (рис.4.3) выбраны концевые сечения (в начале и в конце) конечного элемента. Положительные направления параметров - смещения *u* и

угла поворота φ в узлах элемента в плоскостях 1 и 2 показаны на рис.4.2, а и рис.4.3.

Для стержневого КЭ потенциальная и кинетическая энергия определяются на основании зависимостей:

$$2 \cdot \Pi_{(r)} = \int_{0}^{l} EI \cdot \overline{w}_{i}^{2} dz; \qquad 2 \cdot K_{(r)} = \int_{0}^{l} v \cdot \dot{\overline{w}}_{i}^{2} dz, \qquad (4.3)$$

Учитывая (4.2), зависимости (4.3) после преобразований можно представить в виде:

$$2 \cdot \Pi_{(i)} = \int_{0}^{l} \overline{w}_{i}^{*} \cdot [C]_{(i)} \cdot \overline{w}_{i} \quad ; \qquad 2 \cdot K_{(i)} = \int_{0}^{l} \dot{\overline{w}}_{i}^{*2} \cdot [M]_{(i)} \cdot \dot{\overline{w}}_{i}^{2} ; \qquad (4.4)$$

Для случая колебаний в горизонтальной (1) и в вертикальной (2) плоскостях число параметров цилиндрического стержневого КЭ удваивается по сравнению с колебаниями в одной плоскости:

В (4.5) входят параметры в начале и в конце (с индексом k) КЭ; Q_1 , Q_2 поперечные силы; m_1, m_2 - изгибающие моменты в узле i-ого КЭ для плоскостей 1 и 2 колебаний.

При переходе от одного КЭ ко всей конструкции ротора как ступенчатого стержня необходимо исключить повторяющиеся параметры u, φ в узлах соседних КЭ, так как параметры в конце і–ого КЭ совпадают с параметрами в начале (i+1)–ого КЭ ((4.5), рис.4.4).



Рис. 4.4. Номера КЭ (5^к 6 – означает, что конец пятого элемента совпадает с началом шестого КЭ)

Выполнив ряд преобразований, аналогичных изложенным в [41], можно получить матрицу жёсткости $[C]_{(i)}$ и матрицу инерции $[M]_{(i)}$ для i-ого КЭ ротора в виде:

$$[C]_{(i)} = \frac{2EI}{l^3} \cdot \begin{bmatrix} 6 & 3l & -6 & 3l & & & \\ 3l & 2l^2 & -3l & l^2 & & \\ -6 & -3l & 6 & -3l & & & \\ 3l & l^2 & -3l & 2l^2 & & & \\ & & & 6 & 3l & -6 & 3l \\ & & & & 3l & 2l^2 & -3l & l^2 \\ & & & & -6 & -3l & 6 & -3l \\ & & & & & 3l & l^2 & -3l & 2l^2 \end{bmatrix}$$
(4.6)

$$[M]_{(i)} = \frac{vl}{420} \cdot \begin{bmatrix} 156 & 22l & 54 & -13l & & & \\ 22l & 4l^2 & 13l & -3l^2 & & & \\ 54 & 13l & 156 & -22l & & & \\ 13l & 3l^2 & -22l & 4l^2 & & & \\ & & & 156 & 22l & 54 & -13l \\ & & & & 22l & 4l^2 & 13l & -3l^2 \\ & & & & 54 & 13l & 156 & -22l \\ & & & & & 13l & 3l^2 & -22l & 4l^2 \end{bmatrix}$$
(4.7)

Для удобства дальнейшего представления глобальных матриц жёсткости и инерции матрицы (4.6, 4.7) представим в блочном виде:

$$[C]_{(i)} = \frac{2EI}{l^{3}} \cdot \begin{vmatrix} C_{11} & C_{12} & & \\ C_{21} & C_{22} & & \\ & & C_{11} & C_{12} \\ & & C_{21} & C_{22} \end{vmatrix}$$
(4.8)
$$[M]_{(i)} = \frac{vl}{420} \cdot \begin{vmatrix} M_{11} & M_{12} & & \\ M_{21} & M_{22} & & \\ & & M_{11} & M_{12} \\ & & M_{21} & M_{22} \end{vmatrix}$$
(4.9)

Векторы смещений u, ϕ и силовых факторов ($\overline{Q}, \overline{m}$) в узлах конечных элементов (сечениях ротора) в результате будут иметь вид:

$$\overline{w}_{i} = \begin{bmatrix} u_{1} \\ \varphi_{1} \\ u_{2} \\ \varphi_{2} \end{bmatrix}_{i}; \qquad \overline{Q}_{i} = \begin{bmatrix} Q_{1} \\ m_{1} \\ Q_{2} \\ m_{2} \end{bmatrix}_{i}, \qquad (4.10)$$

Узлом і-ого КЭ ротора в дальнейшем считается его левая граница.

Составляющими матрицы жёсткости и глобальной матрицы инерции ротора являются, соответственно, матрицы (4.8, 4.9). Для удобства работы с матрицей жёсткости ротора и глобальной матрицей инерции ротора на рис. 4.5, 4.6 слева указаны номера КЭ (от 1 до п), а для каждого КЭ индексами 1 и 2 отмечены матрицы C_{ij} и M_{ij} для направления колебаний: 1- горизонтальная плоскость; 2- вертикальная плоскость. Матрицы C_{ij} и M_{ij} , как и нулевая матрица $[0] = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$ имеют второй порядок. В рамках принятого метода наблюдается определённая регулярность строчек матриц C_w и [M]: по две строки матриц одинаковы, но сдвинуты относительно друг друга на нулевую матрицу $[0] = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$ второго порядка. Строки имеют вид: горизонтальная плоскость (1) C_{21}^i $[0] C_{22}^i + C_{11}^{(i+1)}$ $[0] C_{12}^{(i+1)}$; (4.11)

| | 1 | 1 | $C_{11}^{(1)}$ | [0] | $C_{12}^{(1)}$ | [0] | | | | | | | | |
|-----------------------------|---|---|----------------|----------------|-------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|---------------------------------|---------------------------------|------------------|--------------------|
| | | 2 | [0] | $C_{11}^{(1)}$ | [0] | $C_{12}^{(1)}$ | [0] | | | | | | | |
| | 2 | 1 | $C_{21}^{(1)}$ | [0] | $C_{22}^{(1)} + C_{11}^{(2)}$ | [0] | $C_{12}^{(2)}$ | [0] | | | | | | |
| | | 2 | [0] | $C_{21}^{(1)}$ | [0] | $C_{22}^{(1)} + C_{11}^{(2)}$ | [0] | $C_{12}^{(2)}$ | [0] | | | | | |
| | 3 | 1 | [0] | [0] | $C_{21}^{(2)}$ | [0] | $C_{22}^{(2)} + C_{11}^{(3)}$ | [0] | $C_{12}^{(3)}$ | [0] | | | | |
| $C = 2 \cdot E \cdot I_i$ | | 2 | [0] | [0] | [0] | $C_{21}^{(2)}$ | [0] | $C_{22}^{(3)} + C_{11}^{(4)}$ | [0] | $C_{12}^{(3)}$ | [0] | | | |
| $C_w = \frac{l_i^3}{l_i^3}$ | 4 | 1 | [0] | [0] | [0] | [0] | $C_{21}^{(3)}$ | [0] | $C_{22}^{(3)} + C_{11}^{(4)}$ | [0] | $C_{12}^{(4)}$ | [0] | | |
| | | 2 | [0] | [0] | [0] | [0] | [0] | $C_{21}^{(3)}$ | [0] | $C_{22}^{(3)} + C_{11}^{(4)}$ | [0] | $C_{12}^{(4)}$ | [0] | |
| | | | | | | | | | | | | | | |
| | | • | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | | |
| | | • | | | | | | | | | | | • • | |
| | n | 1 | | | | | | [0] | $C_{21}^{(n-1)}$ | [0] | $C_{22}^{(n-1)} + C_{11}^{(n)}$ | [0] | $C_{12}^{(n)}$ [| [0] |
| | | 2 | | | | | | | [0] | $C_{21}^{(n-1)}$ | [0] | $C_{22}^{(n-1)} + C_{11}^{(n)}$ | $[0] C_{1}$ | (<i>n</i>) 12 |
| | | 2 | | | | | | | [0] | $C_{21}^{(n-1)}$ | [0] | $C_{22}^{(n-1)} + C_{11}^{(n)}$ | $[0] C_1$ | (<i>n</i>) 12 |

Рис. 4.5. Матрица жёсткости ротора.



Рис.4.6. Глобальная матрица инерции ротора.

160

Следующие 2 строки сдвинуты на 2 нулевые матрицы $\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$ вправо и имеют вид:

$$\begin{bmatrix} 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \end{bmatrix} C_{21}^{(i+1)} \begin{bmatrix} 0 \end{bmatrix} C_{22}^{(i+1)} + C_{11}^{(i+2)} \begin{bmatrix} 0 \end{bmatrix} C_{12}^{(i+2)} \begin{bmatrix} 0 \end{bmatrix} (4.12) \\ \begin{bmatrix} 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \end{bmatrix} C_{21}^{(i+1)} \begin{bmatrix} 0 \end{bmatrix} C_{22}^{(i+1)} + C_{11}^{(i+2)} \begin{bmatrix} 0 \end{bmatrix} C_{12}^{(i+2)}$$

При этом:
$$C_{11} = \frac{2EI}{l^3} \cdot \begin{bmatrix} 6 & 3l \\ 3l & 2l^2 \end{bmatrix}$$
 $C_{12} = \frac{2EI}{l^3} \cdot \begin{bmatrix} -6 & 3l \\ -3l & l^2 \end{bmatrix}$
 $C_{21} = \frac{2EI}{l^3} \cdot \begin{bmatrix} -6 & -3l \\ 3l & l^2 \end{bmatrix}$ $C_{22} = \frac{2EI}{l^3} \cdot \begin{bmatrix} 6 & -3l \\ -3l & 2l^2 \end{bmatrix}$ (4.13)

Матрицы C_{ij} КЭ одинаковы для горизонтальной (1) и вертикальной (2) плоскостей колебаний из-за конструкции ротора, как тела вращения. При программировании матрица жёсткости C_w ротора строится на основе матриц второго порядка (4.13) по строкам с учётом определённой её регулярности.

Аналогичным образом формируется глобальная матрица инерции $\lfloor M \rfloor$ ротора. В результате, сформированные матрицы жёсткости C_w и инерции $\lfloor M \rfloor$ ротора являются ленточными кодиагональными матрицами. Для учёта цикличности в строках матриц жесткости и инерции ротора при создании программного модуля с формированием матриц в памяти ПК необходимо предусмотреть фиктивные участки в начале и конце конечно-элементной модели ротора (рис.4.7). Матрица $\lfloor M \rfloor$ названа глобальной (окончательной) матрицей инерции системы ротор-опоры-уплотнения уравнения (4.1), так как в дальнейшем никаких преобразований с ней производиться не будет.



Рис. 4.7. Фиктивные участки (l_1 , l_n) малой длины и параметры в начале каждого конечного элемента. n – число участков КЭ модели ротора; $l_1 = l_n = 0.001 \cdot l_{c_P}$ КЭ; l_{C_P} - средняя длина КЭ модели ротора.

К матрице жёсткости C_w ротора необходимо добавить матрицы жёсткости связей (опор, аэродинамического потока) с тем, чтобы получить глобальную матрицу [C] системы ротор-опоры-уплотнения. В общем случае силы масляной плёнки и аэродинамического потока зависят от смещений и скоростей смещений в узлах конкретных КЭ по длине ротора, где они действуют. Подробная характеристика сил в масляной плёнке подшипников скольжения и сил аэродинамического потока дана в [41-43,46,51-53]. Здесь приводятся основные зависимости, необходимые для формирования глобальных матриц жёсткости [C] и демпфирования [B].

Жёсткость и демпфирование в масляной плёнке подшипников скольжения разные в горизонтальной и вертикальной плоскостях колебаний и зависят от частоты вращения ротора, при которой произошла внезапная разбалансировка. Реакция масляной плёнки опорного подшипника скольжения:

$$-\bar{q}_{j_{1}}^{(M)} = K_{j_{1}}^{(M)}\bar{u}_{j_{1}} + B_{j_{1}}^{(M)}\dot{\bar{u}}_{j_{1}} , \qquad (4.14)$$

где: j_1 - текущий номер сечения ротора, совпадающий с номером КЭ, связанного с подшипником скольжения; $K_{j_1}^{(M)}, B_{j_1}^{(M)}, \bar{u}_{j_1}, \bar{u}_{j_1}$ - матрицы коэффициентов жёсткости и демпфирования масляной плёнки опорного подшипника, векторы линейных смещений и скоростей ротора в сечении j_1 , входящие в общий вектор \overline{W} (4.10).

Коэффициенты жёсткости и демпфирования масляной плёнки подшипников скольжения определяются по методикам, которые приведены в [15,28,29]. В матрицу жёсткости $K^{(M)}$ опор ротора войдут, таким образом, параметры жёсткости масляной плёнки каждой опоры.

Силы аэродинамического потока в проточной части и уплотнениях (индексы t, y) турбины классифицируются следующим образом:

- венцовые силы - на венцах рабочих лопаток;

- лабиринтные силы - в надбандажных, диафрагменных и концевых уплотнениях.

В общем случае, силы аэродинамического потока пропорциональны смещениям u оси вала и углу наклона φ оси вала к оси расточки уплотнения, т.е.

$$-\bar{q}_{j_{2}} = K_{j_{2}}^{(t)}\bar{u}_{j_{2}} + K_{j^{2}}^{(u)} \cdot \bar{\varphi}_{j_{2}}$$
(4.15)

где: j_2 - текущий номер сечения ротора, в котором приложены венцовые силы или лабиринтные силы; \overline{u}_{j_2} , $\overline{\phi}_{j_2}$ - вектора линейных и угловых смещений ротора в сечении j_2 , входящие в общий вектор \overline{W} . Коэффициенты жёсткости матриц $K^{(t)}$, $K^{(u)}$ определяются по методикам [41,46,48]. Каждая из матриц $K^{(M)}, K^{(t)}, K^{(u)}$ формируется отдельно. Для пояснения, на рис.4.8, 4.9 приведен пример формирования матриц жесткости, демпфирования масляной плёнки подшипников скольжения, если опора располагается в левом узле КЭ №3, и аэродинамических сил, если они действуют на ротор, например, в левом узле КЭ j_2 .

При формировании глобальной матрицы жёсткости [C] системы роторопоры-уплотнения в соответствующих сечениях, где приложены неконсервативные силы аэродинамического потока, силы масляной плёнки подшипников скольжения, матрицы жёсткости суммируются, т.е.

$$[C] = C_{W} + \left(K^{(M)}\right) + \left(K^{(t)}\right) + \left(K^{(u)}\right), \qquad (4.16)$$

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

Глобальная матрица демпфирования [B] включает в себя демпфирование $B^{(M)}$ в опорных подшипниках скольжения ротора и заполняется в местах соответствующих КЭ, связанных с опорами ротора. Силы демпфирования в материале, в соединениях ротора и силы аэродинамического демпфирования малы по сравнению с силами демпфирования в подшипниках скольжения и в представленной модели ротора не учитываются. Но, если известны их величины, (коэффициенты, пропорциональные скорости), то следует добавить их значения в соответствующих позициях матрицы [B], т.е. для всех или для части КЭ.

| | | | 1 | 2 | 2 | 3 | 4 | 5 | | 6 | 7 | 8 | | 9 | 10 | | 11 | 12 | 13 | 14 | | | |
|--------------|------------|---------|----------------|---------------|------------------|-----------|-------------|-------------------------|----------|----------|-------------------------|----------------|-------------|----------------|-------------------|-----------|---------------|------------------|----------|---------------------|-------------------|-----------------------|-------|
| КЭ | 1 | Q_1 | 0 | (|) | 0 | 0 | -6 | -3 | l_2 | 0 | 0 | | 12 | $-3l_2+3$ | l_3 | 0 | 0 | 6 | $3l_{3}$ | 4(<i>j</i> -1)+1 | u_1 | |
| N <u>∘</u> 3 | | M_{1} | 0 | (|) | 0 | 0 | 3 <i>l</i> ₂ | l | 22 | 0 | 0 | $-3l_2$ | $+3l_{3}$ | $2l_2+2$ | l_3 | 0 | 0 | $3l_{3}$ | $3l_{3}^{2}$ | 4(j-1)+3 | $arphi_1$ | |
| _ | 2 | Q_2 | 0 | (|) | 0 | 0 | 0 | | 0 | -6 | $-3l_2$ | | 0 | 0 | | 12 | $-3l_2+3l_3$ | 0 | 0 | 4(<i>j</i> -l)+2 | <i>u</i> ₂ | |
| | 2 | M_{2} | 0 | (|) | 0 | 0 | 0 | | 0 | 3 <i>l</i> ₂ | l_{2}^{2} | | 0 | 0 | | $-3l_2+3l_3$ | $2l_2 + 2l_3$ | 0 | 0 | 4(<i>j</i> -1)+4 | φ_2 | |
| Со |)OTI | ветс | твую | още | e l | КЭ | <u>Nº</u> 3 | 3 pa | спој | юж | ение | элеме | ентов | $K^{(M)}$ |) _{матр} | иць | і жёсткос | ти маслян | ой п. | лёнки | опоры бу | удет и | іметь |
| вид: | | | | | _ | _ | _ | _ | _ | _ | | _ | | | | | | | | | | | |
| 0==== | | 0 | | $\frac{1}{0}$ | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | $\frac{9}{1}$ | 10 | $\frac{11}{1}$ | 12 | 13 | 14 | | | | | | |
| Спора | r S | 9 | a | 0 (|) | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | $k_{11}^{(m)}$ | 0 | $k_{12}^{(m)}$ | 0 | 0 | 0 | $\mathbf{rr}(M)$ | | u_1 | | | |
| ает с | ` <u> </u> | 10 | \mathbf{y}_1 | 0 (|) | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | $K^{(m)}$ | - | φ_1 | | | |
| КЭ№З | 3 | 11 | | 0 (|) | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | $k_{21}^{(M)}$ | 0 | $k_{22}^{(M)}$ | 0 | 0 | 0 | | | u_2 | | | |
| | | 12 | q_2 | 0 (|) | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | | | φ_2 | | | |
| Ан | алс | ЭГИЧ | но с | грои 1 2 | 1т с 2 | ся м 3 | атр 4 | ица 5 | дем 6 | ипф 7 | иров: 8 | ания м 9 | аслян 10 | юй пл 11 | іёнки по 12 | одш 13 | ипников 14 | скольжени | 1Я | | | | |
| Опора | (| 9 | | 0 (|) | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | $b_{11}^{(M)}$ | 0 | $b_{12}^{(M)}$ | 0 | 0 | 0 | | | \dot{u}_1 | | | |
| совпал ает с | Į | 10 | | 0 (|) | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | $B^{(M)}$ | | $\dot{\varphi}_{1}$ | | | |
| КЭ№З | 3 | 11 | | 0 (|) | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | $b_{21}^{(M)}$ | 0 | $b_{22}^{(M)}$ | 0 | 0 | 0 | | - | \dot{u}_2 | | | |
| | | 12 | | 0 (|) | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | | | $\dot{\phi_2}$ | | | |

Рис. 4.8. Формирование матрицы жёсткости и демпфирования масляной плёнки подшипников скольжения, если КЭ №3 совпадает с опорой.

1 2 3… (сверху таблицы) обозначают номера столбцов матрицы жёсткости C_w ротора; 9-12 – номера строк (для КЭ №3), указывающие вместе с номерами столбцов порядок формирования матриц жёсткости и демпфирования опоры.

Если в сечении j_2 ротора (конечный элемент $\mathbb{N}_2 j_2$), действуют аэродинамические силы $K^{(t)}$ в уплотнении,

пропорциональные смещениям \overline{u}_{j_2} ротора, то для КЭ j_2 матрица жёсткости аэродинамических сил будет иметь вид:

| | | $4(j_2-1)+1$ | $4(j_2-1)+2$ | $4(j_2-1)+3$ | 4(j ₂ -1)+4 | | |
|-----|------------------------|----------------|--------------|----------------|------------------------|-----------------------------|-----------------------|
| | $4(j_2-1)+1$ | $k_{11}^{(t)}$ | 0 | $k_{12}^{(t)}$ | 0 | | u_1 |
| | $4(j_2-1)+2$ | 0 | 0 | 0 | 0 | $K^{\scriptscriptstyle(t)}$ | $arphi_1$ |
| | $4(j_2-1)+3$ | $k_{12}^{(t)}$ | 0 | $k_{22}^{(t)}$ | 0 | | <i>u</i> ₂ |
| J 2 | 4(j ₂ -1)+4 | 0 | 0 | 0 | 0 | | φ_2 |

Аэродинамические силы $K^{(y)}$ в уплотнениях турбины, пропорциональные углу перекоса вала в уплотнении, т. е. пропорциональные угловым смещениям φ_i (в сечении і) вала, формируются следующим образом:

| _ | | 4(i-1)+1 | 4(i-1)+2 | 4(i-1)+3 | 4(i-1)+4 | | |
|-----------------|----------|----------|----------------|----------|----------------|-----------|-------------|
| | 4(i-1)+1 | 0 | 0 | 0 | 0 | | u_1 |
| L/D | 4(i-1)+2 | 0 | $k_{11}^{(u)}$ | 0 | $k_{12}^{(u)}$ | $K^{(u)}$ | φ_1 |
| К <i>Э</i> ; | 4(i-1)+3 | 0 | 0 | 0 | 0 | •• | u_2 |
| 1 | 4(i-1)+4 | 0 | $k_{12}^{(u)}$ | 0 | $k_{22}^{(u)}$ | | φ_2 |

Рис. 4.9. Формирование матриц жёсткости аэродинамических сил, если КЭ № *j*₂ или № і совпадает с положением уплотнительного устройства.

Т. о., элементы матрицы $K^{(u)}$ смещены вправо и вниз на 1 позицию по сравнению с элементами матриц $K^{(M)}$, $K^{(t)}$.

Возбуждающие силы. Если представить вектор небаланса $\overline{\varepsilon} = \begin{bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \end{bmatrix}$ при внезапной разбалансировке в сечении *j* в виде составляющих ε_1 , ε_2 на оси подвижной системы координат, то при массе конечного элемента m_j две компоненты вектора \overline{q} будут иметь вид

$$\overline{q} = m_{j}\omega^{2} \begin{bmatrix} \varepsilon_{1} & -\varepsilon_{2} \\ \varepsilon_{2} & \varepsilon_{1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos(\omega t) \\ \sin(\omega t) \end{bmatrix}, \qquad (4.17)$$

где ω -- угловая частота ротора в момент внезапной разбалансировки; ($\varepsilon_1 \neq 0, \varepsilon_2 = 0$ соответствует разбалансировке в горизонтальной плоскости, $\varepsilon_1 = 0, \varepsilon_2 \neq 0$ -- разбалансировке в вертикальной плоскости).

Размерность вектора \overline{q} - $n \times 4$.

Порядок глобальных матриц системы уравнений (4.1) - *n*×4.

Проверка правильности формирования матриц основного уравнения (4.1). Наиболее корректной проверкой правильности формирования матриц основного уравнения линейных колебаний (4.1), по-видимому, будет расчет собственных частот колебаний бруса постоянного поперечного сечения на двух шарнирных опорах, состоящего из нескольких десятков КЭ. Точное аналитическое решение для такой модели на жёстких опорах известно. Результаты точного решения сопоставлены в таблице 4.1 с результатами, полученными методом начальных параметров [143,181] и методом конечных элементов (МКЭ).

Пример. М = 500 кг, l = 1 м – масса и длина бруса; EI = 10 кН·м² – изгибная жесткость; k = 1·10⁶ кН/м – жесткость опор (для метода начальных параметров и МКЭ); V =500 кг/м – линейная плотность; n = 20 – число участков (КЭ).

| Собственные частоты, | Точное решение (опоры абсолютно | Решение методом начальных параметров [143] | Решение методом МКЭ (n = 20) | | | | |
|-----------------------|------------------------------------|--|------------------------------------|--|--|--|--|
| рад/с, (1 ц) | жесткие) | $k = 1 \cdot 10^6 \text{ kH/m}$ | | | | | |
| p_1 | 43.7 (6.96) | 44.3 (7.0) | 43.7 (6.96) | | | | |
| p_2 | 174.88 (27.85) | 176.9 (28.2) | 174.75 (27.83) | | | | |
| p ₃ | 393.5 (62.66) | 397.6 (63.3) | 392.9 (62.6) | | | | |
| p ₄ | 698.85 (111.28) | 706.1 (112.4) | 697.84 (111.12) | | | | |
| p ₅ | 1091.95 (173.88) | 1100.7 (175.3) | 1089.1 (173.42) | | | | |

Таблица 4.1. Сравнительные результаты расчётов собственных частот колебаний бруса постоянного поперечного сечения на двух опорах.

Для более высоких частот: - при n = 20 15-я собственная частота (p₁₅) определяется МКЭ с точностью 2.4%.

Полученные результаты подтверждают правильность формирования матриц математической модели колебаний системы ротор-опоры МКЭ. Расчёты МКЭ здесь и далее выполняются с двойной точностью.

4.3. Колебания неуравновешенного многоопорного ротора при задеваниях о статор в пролёте между опорами ротора.

Результаты исследований [143] показывают, что наиболее опасным случаем внезапной разбалансировки ротора, при прочих равных условиях, является разбалансировка в зоне пучности колебаний ротора. Поэтому из анализа конструкции предварительно оценивается место возможной разбалансировки ротора, а из спектра частот и форм собственных колебаний (или линий динамического прогиба при вынужденных колебаниях от соответствующей неуравновешенности) ротора уточняется опасное место разбалансировки по положению пучностей прогиба. Формы собственных колебаний, линии динамического прогиба могут быть определены, например, по методикам, разработанным в [59,63,143,144] и в главе 6.

При контакте ротора со статором в некотором сечении *j* между опорами возникает их силовое взаимодействие. Принимаем модель взаимодействия ротора со статором аналогично главе 3 в виде:

$$N = k(u - \delta) \tag{4.18}$$

$$T = \chi N \tag{4.19}$$

Здесь: *и* - радиальное смещение ротора в месте контакта; сила *T* зависит от направления относительной скорости ротора в точке контакта со статором, т.е. необходимо иметь в виду зависимости 3.2 и 3.3.

В системе уравнений (4.1), описывающих движение ротора в зазоре, в случае контакта со статором в сечении j изменятся лишь уравнения для j-го конечного элемента, начало которого совпадает с j - ым сечением ротора. В уравнениях для j-го конечного элемента появятся члены, учитывающие силы взаимодействия ротора со статором в месте контакта.

Выделим из системы уравнений (4.1) два уравнения колебаний (одно для горизонтальной (1), другое для вертикальной (2) плоскости колебаний) массы

m_j в зоне касания (задевания) ротора. С учётом сил взаимодействия (4.18, 4.19) со статором получим уравнения:

$$\ddot{u}_{1} + b_{11} \cdot \ddot{u}_{1} + b_{12} \cdot \ddot{u}_{2} + c_{11} \cdot u_{1} + c_{12} \cdot u_{2} + \frac{1}{m_{j}} (R \cdot \cos\theta - T \cdot \sin\theta) = e\omega^{2} Cos(\omega t + \psi_{0})$$

$$\ddot{u}_{2} + b_{21} \cdot \ddot{u}_{1} + b_{22} \cdot \ddot{u}_{2} + c_{21} \cdot u_{1} + c_{22} \cdot u_{2} + \frac{1}{m_{j}} (R \cdot \sin\theta + T \cdot \cos\theta) = e\omega^{2} Sin(\omega t + \psi_{0})$$

$$(4.20)$$

Принимая во внимание зависимости для u_1, u_2, θ при контакте ротора со статором, получим:

$$\begin{aligned} \ddot{u}_{1} + b_{11} \cdot \dot{u}_{1} + b_{12} \cdot \dot{u}_{2} + c_{11} \cdot u_{1} + c_{12} \cdot u_{2} + \frac{k}{m_{j}} \cdot \left(1 - \frac{\delta}{u}\right) \cdot \left(u_{1} - \chi \cdot u_{2}\right) &= e\omega^{2} \cdot Cos(\omega t + \psi_{0}) \\ \ddot{u}_{2} + b_{21} \cdot \dot{u}_{1} + b_{22} \cdot \dot{u}_{2} + c_{21} \cdot u_{1} + c_{22} \cdot u_{2} + \frac{k}{m_{j}} \cdot \left(1 - \frac{\delta}{u}\right) \cdot \left(u_{2} + \chi \cdot u_{1}\right) &= e\omega^{2} \cdot Sin(\omega t + \psi_{0}) \end{aligned}$$

$$(4.21)$$

В уравнениях (4.21) члены, учитывающие параметры в месте контакта ротора со статором, можно представить, в аналогичном главе 3, виде:

$$k \cdot \left(1 - \frac{\delta}{u}\right) \cdot u_1 - k \cdot \chi \left(1 - \frac{\delta}{u}\right) \cdot u_2 = a_{11} \cdot u_1 + a_{12} \cdot u_2$$
$$k \cdot \chi \left(1 - \frac{\delta}{u}\right) \cdot u_1 + k \cdot \left(1 - \frac{\delta}{u}\right) \cdot u_2 = a_{21} \cdot u_1 + a_{22} \cdot u_2$$
(4.22)

Жёсткость статора k определяется на каждом шаге интегрирования уравнений движения в соответствии с рис. 4.1, как отношение силы к величине деформации $(u - \delta)$ статора.

Матрица жёсткости конечного элемента, соответствующего сечению *j* ротора, должна быть дополнена матрицей коэффициентов контактной жёсткости статора. При колебаниях ротора в плоскостях 1 и 2 матрица коэффициентов контактной жёсткости статора в месте контакта будет иметь вид:

$$K_{J}^{(k)} = \begin{bmatrix} a_{11} & 0 & a_{12} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ a_{21} & 0 & a_{22} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix},$$
(4.23)

Аналогично силам масляной плёнки подшипников скольжения и силам аэродинамического потока, возбуждающие асинхронный обкат силы в месте контакта можно представить в виде:

$$-\overline{q}_{j}^{(k)} = K_{j}^{(k)} \overline{w}_{j} \quad ; \qquad \qquad \overline{w}_{j} = \begin{bmatrix} u_{1} \\ \varphi_{1} \\ u_{2} \\ \varphi_{2} \end{bmatrix}_{i}$$
(4.24)

где: j - текущий номер сечения ротора, где происходит контакт ротора со статором; \overline{w}_{j} - вектор смещений ротора в сечении j; В случае нулевого или малого коэффициента трения скольжения неустойчивость (асинхронный обкат) не поддерживается, что показано зависимостями a_{12} и a_{21} .

В процессе контакта ротора со статором глобальная матрица жёсткости системы ротор-опоры-уплотнения, определяемая выражением (4.16), изменится, и для системы ротор-опоры-статор будет иметь вид:

$$\begin{bmatrix} C_{\kappa} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C \end{bmatrix} + \begin{pmatrix} K_{J}^{(k)} \end{pmatrix} , \qquad (4.25)$$

где: $K_J^{(k)}$ - матрица коэффициентов контактной жёсткости статора; элементы матрицы меняются в процессе контакта в соответствии с изменением деформации статора (рис.4.1).

Уравнение движения ротора с контактом со статором преобразится в

$$[M] \overline{w} + [B] \overline{w} + [C_{\kappa}] \overline{w} = \overline{q}, \qquad (4.26)$$

где: $[C_{\kappa}]$ - глобальная матрица жёсткости, в j-ом элементе которой встроена матрица $K_J^{(k)}$, учитывающая параметры статора и коэффициент трения скольжения в месте контакта ротора со статором. Таким образом, система

171

уравнений движения (4.26) ротора с контактом со статором будет отличаться от системы уравнений (4.1) движения ротора без контакта со статором (движение в зазоре) матрицей жёсткости.

В момент движения ротора внутри зазора δ (в начальный момент разбалансировки или после разрыва контакта со статором вплоть ДО следующего входа в контакт) решается система уравнений (4.1), а после входа в контакт со статором, вплоть до следующего разрыва контакта ротора со статором, решается система уравнений движения (4.26). В соответствующие моменты входа или выхода из контакта формируются начальные условия для решения уравнений движения (4.1) или (4.26). При этом реализуется, как и в главе 3, линейная или нелинейная, в соответствии с рис. 3.5 (или рис.4.1), характеристики жёсткости статора. Связанность колебаний ротора в двух плоскостях 1 и 2, таким образом, определяется наличием перекрёстных членов в матрицах жёсткости и демпфирования масляной плёнки подшипников скольжения выражения (4.14), аэродинамических сил по выражению (4.15) и сил, возникающих в процессе контакта со статором и описываемых уравнением (4.24).

Анализ результатов нестационарных колебаний, приведенный в главе 3, показывает, что развитие явления обката, если для него сложились соответствующие условия (величина коэффициента трения скольжения χ , величина разбалансировки \mathcal{E} , величина зазора между ротором и относительно жёстким элементом статора, незначительные потери (демпфирование) в опорах и в месте контакта со статором, достаточная жёсткость статора), происходит в короткий промежуток времени t. Существующие системы защиты (например, прекращение подачи пара в проточную часть турбины) имеют сопоставимые или более значительные временные интервалы, поэтому далее рассматривается (в соответствии с изложенным в главе 3) сценарий нестационарных колебаний ротора, когда *генератор от сети не отключён и, следовательно, \omega = const*в процессе контактов ротора со статором.

4.4. Интегрирование уравнений движения ротора после внезапной разбалансировки (без контакта и с контактом со статором).

Для интегрирования систем уравнений (4.1, 4.26) движения ротора без контакта и с контактом со статором выполняется стандартная (аналогично изложенному в главе 2 и 3) процедура сведения уравнений (4.1, 4.26) к системам уравнений первого порядка и решения полученных уравнений с использованием специальных методов [4] для задач Коши.

Уравнения движения ротора после внезапной разбалансировки при движении ротора в зазоре (без контакта со статором) и уравнения движения ротора с контактом со статором по форме одинаковы, отличаются лишь видом глобальной матрицы [*C*] жёсткости. Выполним преобразования:

$$\ddot{\overline{w}} + [M]^{-1} \cdot [B] \cdot \dot{\overline{w}} + [M]^{-1} \cdot [C] \cdot \overline{w} = [M]^{-1} \cdot \overline{q} ;$$

$$\ddot{\overline{w}} = -[M]^{-1} \cdot [C] \cdot \overline{w} - [M]^{-1} \cdot [B] \cdot \dot{\overline{w}} + [M]^{-1} \cdot \overline{q}$$
(4.27)

Введением новых переменных \overline{y} , система уравнений (4.27) сводится к виду:

$$\begin{cases} \frac{d\overline{w}}{d\tau} = \dot{\overline{w}} = \overline{y}, \\ \frac{d\overline{y}}{d\tau} = \ddot{\overline{w}} = -[M]^{-1} \cdot C \cdot \overline{w} - [M]^{-1} \cdot [B] \cdot \dot{\overline{w}} + [M]^{-1} \cdot \overline{q}; \end{cases}$$

Тогда:

$$\dot{\overline{y}} = \begin{bmatrix} y \\ \cdot \\ \cdot \\ \dot{\overline{y}} \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{\overline{w}} \\ \cdot \\ \vdots \\ \ddot{\overline{w}} \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \end{bmatrix}, \qquad \mathbf{M} \qquad \overline{\overline{y}} = \begin{bmatrix} \overline{w} \\ \cdot \\ \cdot \\ \vdots \\ \vdots \\ \cdot \end{bmatrix};$$



0 - нулевая матрица; **E** - единичная матрица (порядок матриц **0** и **E** - *n*×4) Порядок матриц системы уравнений (4.28) будет *n*×8.

4.5. Структура программного модуля численного моделирования исследований переходных колебаний многоопорного ротора с задеванием и без задеваний о статор

На рис.4.10 показана принципиальная схема из процедур, составляющих программный модуль для расчёта МКЭ переходных колебаний многоопорного Логическая схема программного модуля подробно ротора. здесь не характеризуется и призвана показать, что программа на алгоритмическом языке Fortran не является достаточно простой, так как обрабатывает большой объём входных данных по параметрам ротора, как стержня переменного поперечного сечения, параметрам опор, статора месте контакта В И параметрам аэродинамического потока.

Формирование матрицы D в процессе контактного взаимодействия ротора со статором выполняется на каждом шаге интегрирования системы уравнений (4.28). В специальном блоке программного модуля МКЭ определяется спектр частот системы ротор-опоры в моменты движения ротора без контакта и с контактом со статором, что расширяет возможности анализа полученных результатов исследования.

Алгоритм расчёта позволяет исследовать влияние различных факторов на развитие процесса обката и реакцию ротора на его возможную разбалансировку.

Программный модуль входит в общий комплекс программных средств (рис.7.15) исследования динамики роторных систем. Математическая модель, алгоритм представления задачи колебаний многоопорного ротора с задеваниями о статор не имеют аналогов.



Рис. 4.10. Структура программного модуля численного моделирования исследований переходных колебаний многоопорного ротора с задеванием и без задеваний о статор.

4.6. Исследование движения системы ротор-опоры после внезапной разбалансировки с задеваниями о статор в одном из пролётов многоопорного ротора.

Рассматривается ротор на трёх опорах, геометрические и инерционные параметры которого соответствуют двум пролётам ротора ТА 300 МВт. Неконсервативные силы в подшипниках и силы аэродинамического потока в проточной части и уплотнениях турбины, необходимые для составления глобальных матриц системы ротор-опоры-уплотнения, определяются аналогично используемым при рабочем проектировании динамики роторов программам для ПК [41,59,143,144]. Некоторые результаты переходных колебаний с задеваниями и без задеваний о статор приведены на рис.4.11-4.15.

Внезапная разбалансировка ротора задаётся согласно (4.17). Возможная её особенностями конструкции величина определяется ротора. Опасность ω разбалансировки при угловой скорости вращения возрастает С приближением к резонансной частоте колебаний системы ротор-опоры, а по длине ротора - с приближением к пучности динамического прогиба.

4.6.1. Представление параметров опор и статора в месте контакта с ротором.

Жёсткостная характеристика статора в координатах «сила-деформация» аналогична приведенной на рис.3.10. δ - зазор или перемещение ротора до контакта с элементом статора, создающим значительное сопротивление движению, т. е. имеющим большую жёсткость k. Слабое сопротивление усиков уплотнений, пружин обойм уплотнений учитывается при достижении перемещений ротора $u > \delta_0$; $(\delta_0 < \delta) \cdot \delta_0$ – минимальный зазор в уплотнении.

4.6.2. Результаты исследований

Движение ротора в пределах зазора показано на рис.4.11 в виде траекторий для разных моментов времени развития переходного процесса. Внезапная разбалансировка происходит на рабочей скорости в сечении *S* (*j*=30, рис.4.14) второго пролёта в горизонтальной плоскости при массе оторвавшегося груза 10 *кг* (0.053% M₂) на радиусе 1 м.



Рис. 4.11. Траектории движения центра сечения S ротора на трёх опорах при внезапной разбалансировке 10 кг на 1 м (0.053% М₂ на 1 м) во втором пролёте. *t*- интервал времени исследования процесса колебаний.

Развитие процесса показывает, что движение центра сечения *S* ротора происходит с прямой прецессией и постепенным переходом на установившийся режим (предельный цикл) - вынужденные колебания от приобретенной неуравновешенности. Подобные траектории рассчитываются для любого заданного сечения ротора. Допускаемой величиной внезапной разбалансировки для рассматриваемого ротора может быть принята $\varepsilon_d = 0.053\%$ M₂ на радиусе *I м*, если за выбранный критерий опасности разбалансировки принято отсутствие контакта ротора со статором.

Податливый статор. Жёсткость нагрузочной части характеристики статора в месте контакта $k = 3.62 \, 10^6$ кН/м. Развитие обката ротора по статору и изменение основных характеристик движения ротора показано на рис.4.12, 4.13. Внезапная разбалансировка происходит в сечении *S* (рис.4.14) второго пролёта ротора; масса оторвавшегося груза *15 кг* (0.08% M₂) на радиусе 1 м, что приводит к контакту ротора со статором и появлению сил контактного взаимодействия. Жёсткость и демпфирование в опорах ротора определяются масляной плёнкой разных по геометрическим размерам подшипников скольжения.

Возбуждающие силы контактного взаимодействия приводят к развитию асинхронного обката. На рис. 4.12, *а* показано начало развития асинхронного обката ротором статора, что сопровождается изменением прямой прецессии θ ротора на обратную (рис.4.12, δ) прецессию и возрастанием перемещений U ротора, сил давления *N* на статор.

Влияние увеличения демпфирования на характер развития обката показано на рис.4.13. Результаты (рис. 4.13) получены при демпфировании в опорах на 20% большем по сравнению с результатами рис. 4.12 при сохранении остальных исходных параметров. Движение на выбранном интервале времени характеризуется изменениями знака угловой скорости прецессии $\dot{\theta}$,



Рис. 4.12. Изменение во времени основных характеристик движения ротора после внезапной разбалансировки 15 кг на 1 м (0.08% M₂ на 1 м) во втором пролёте трёхопорного ротора и податливом статоре (**ω=const**).

k =3.62 10⁶ кН/м – жёсткость статора; М₂- масса второго пролёта ротора.

а - траектория движения ротора в течение времени t; **б** - угловая скорость прецессионного движения ротора; **в** - сила нормального давления на статор; **г** - перемещения ротора с учётом деформации статора; **д** - побочный коэффициент контактной жёсткости.

умеренными (относительно) перемещениями \mathcal{U} ротора и силами давления N на статор. Результаты показывают, что существует некоторый предел ротор-опоры-статор, демпфирования когда сохраняется В системе eщë опасность выхода на асинхронный обкат со значительными амплитудами колебаний, а при увеличении демпфирования обкат либо затягивается во времени (рис.4.13), либо колебания заканчиваются предельным циклом что, как минимум, увеличивает время на срабатывание автомата системы защиты ТА. Побочные коэффициенты контактной жёсткости *a*₂₁ (рис.4.13, д) a_{12} И характеризуют уровень сил, возбуждающих асинхронный обкат.

180


Рис. 4.13. Изменение во времени основных характеристик движения ротора после внезапной разбалансировки 15 кг на 1 м (0.08% M₂ на 1 м) во втором пролёте ротора на трёх опорах, податливом статоре и **увеличении демпфирования** на 20% по сравнению со случаем, описываемым рис.4.12, (**ω=const**).

а - траектория движения ротора в течение времени t; **б** - угловая скорость прецессионного движения ротора; **в** - сила нормального давления на статор; **г** - перемещения ротора с учётом деформации статора; **д** - побочный коэффициент контактной жёсткости.

В случае податливого статора величины a_{ij} в начальный момент имеют тот же порядок, что и коэффициенты жёсткости масляной плёнки подшипников скольжения. При этом силы, возбуждающие асинхронный обкат, значительно больше сил в масляной плёнке, так как определяются перемещениями U при нестационарных колебаниях, значительно превышающими амплитуды вынужденных колебаний ротора.

На рис. 4.14 показан динамический прогиб ротора в виде проекций смещений точек ротора на горизонтальную - *u*₁ и вертикальную - *u*₂ плоскости колебаний.

181



Рис. 4.14. Динамический прогиб ротора в момент времени *t*. S – сечение ротора с небалансом *15 кг* на 1 м ______ u₁ _____ u₂

Изменение параметров опор меняет характер обката податливого статора. Например, в случае изотропных опор движение ротора с контактом со статором происходит с прямой прецессией (рис.4.15, *б*). При сохранении момента на ва



Рис. 4.15. Изменение во времени основных характеристик движения ротора на изотропных опорах после внезапной разбалансировки 15 кг на 1 м (0.08%M₂ на 1 м) во втором пролёте ротора на трёх опорах (**ω=const**).

k =3.62 10⁶ кH/м – жёсткость статора; M₂- масса второго пролёта ротора. а - траектория движения ротора в течение времени t; б - угловая скорость прецессионного движения ротора; в - сила нормального давления на статор; г - перемещения ротора с учётом деформации статора; д - скорость движения ротора относительно статора в месте контакта; е - побочный коэффициент контактной жёсткости; ж - счётчик, отмечающий время контакта и время движения в зазоре (jz=1 – соответствует движению в зазоре).



Рис. 4.16. Траектория движения во времени развития переходного процесса, представленного на рис.4.15, как пример развития синхронного обката ротора по податливому статору.

лу турбины ($\omega = const$) колебания происходят с постоянным контактом со статором, начиная с t=0.09 с. Траектория движения (рис.4.15, а), построенная для нескольких промежутков времени (рис.4.16) исследования переходных колебаний, показывает развитие обката с прямой прецессией ротора (синхронный обкат). С течением времени синхронный обкат под влиянием демпфирования сводится к установившимся вынужденным колебаниям ротора от неуравновешенности.

Относительно жёсткий Жёсткость нагрузочной статор. части характеристики статора $k = 3.62 \cdot 10^{-8}$ кН/м. Результаты (рис.4.17, 4.18) показывают, что коэффициенты a_{ii} контактной жёсткости имеют на порядок большие значения, чем в случае податливого статора. Асинхронный обкат ротора по статору (в промежутке времени t = 0.16 - 0.2 сек) далее (рис. 4.17, б) переходит в обкат с прямой прецессией только из-за увеличенного (на 50% по сравнению со случаем, описываемым рис.4.12) демпфирования в опорах. Перемещения ротора ограничены величиной зазора между ротором И относительно жёстким статором (траектории движения на рис.4.17, а, 4.18). Траектория движения центра ротора непосредственно после внезапной

183



Рис. 4.17. Изменение во времени основных характеристик движения ротора после внезапной разбалансировки 15 кг на 1 м (0.08% M₂ на 1 м) во втором пролёте ротора на трёх опорах при относительно жёстком статоре и **увеличенном демпфировании** (на 50% по сравнению со случаем, описываемым рис.4.12).

k =3.62 10⁸ кН/м – жёсткость статора; М₂- масса второго пролёта ротора.

а - траектория движения ротора в течение времени t; **б** - угловая скорость прецессионного движения ротора; **в** - сила нормального давления на статор; **г** - перемещения ротора с учётом деформации статора; **д** - скорость движения ротора относительно статора в месте контакта; **е** - побочный коэффициент контактной жёсткости; **ж** - счётчик, отмечающий время контакта и время движения в зазоре (jz=1 – соответствует движению в зазоре).



Рис. 4.18. Траектория движения в конце исследуемого промежутка времени (рис.4.17, б), как пример синхронного обката ротора по жёсткому статору при увеличенном демпфировании в опорах

184

разбалансировки (с периодическими контактами, скольжением по статору и последующими отскоками) изображена на рис.3.1. Движение в конце исследуемого промежутка времени (t=0.27-0.29 с) показано на рис.4.18. Изменение направления прецессии (рис.4.17, б) - от прямой к обратной и опять к прямой - лишь подтверждает обоснованность термина "reverse whirl", как одного из режимов развития обката ротором статора. Контакт с жёстким статором в процессе развития асинхронного обката (в промежутке времени 0.16-0.2 сек) приводит к силам давления на статор в 200 раз больше веса пролёта ротора. В пересчёте на условия в главе 3 (раздел 3.1), усилие на шпильки ЦСД составляло бы 540 G, что меньше разрушающего усилия 800 G.

4.7. Исследование движения системы ротор-опоры после внезапной разбалансировки при одновременном задевании в опорах и в пролёте между опорами

Математическая модель контактного взаимодействия ротора со статором в нескольких сечениях по длине ротора практически не меняется и соответствует изложенной в разделе 4.1-4.4, но реализация алгоритма значительно усложняется с сохранением повышенных требований к точности используемых вычислительных комплексов.

В связи с усложнением задачи по количеству возможных мест контакта основные предположения раздела 4.1 необходимо уточнить и дополнить:

- касание вращающегося ротора со статором происходит в нескольких сечениях (нескольких точках) по длине ротора; в качестве возможных мест контакта выделяются все подшипники (индекс *j*₁) и сечение *j* в одном из пролётов ротора;

- моделируется случай одновременного или попеременного контакта в сечении *j* пролёта и в одной или нескольких опорах (подшипниках);

- постоянный контроль относительных перемещений ротора в указанных местах по длине ротора обеспечивает фиксирование момента входа или выхода из контакта в любой из указанных точек с корректировкой начальных условий интегрирования основных уравнений вида (4.28) переходных колебаний;

- жёсткость опоры при перемещениях ротора в пределах зазора в подшипнике равна жёсткости масляной плёнки конкретного подшипника при угловой скорости разбалансировки *ω*;

 жёсткость опоры при контакте полностью подчиняется закономерностям, представленным на рис.4.1 и описанным в разделе 4.1, но с параметрами подшипников отличными от параметров статора; - выбор зазоров δ_{r0} , δ_r (слабого и относительно сильного сопротивления движению ротора в опоре) определяется конструктивными особенностями элементов опорной системы ТА; при этом контакт в подшипнике начинается с выборки ротором зазора δ_{r0} , а зазор δ_r между ротором и относительно жёстким вкладышем подшипника служит, в частности, для визуального представления контакта ротора на рисунках траекторий движения центра сечения ротора на опоре;

 изменение начальных условий и переход от решения системы уравнений
 (4.26) к системе (4.1) происходит лишь в случае полного отсутствия контакта и движения ротора в пределах зазоров по всей длине ротора;

Результаты исследований ротора на трёх опорах с масляными подшипниками скольжения. Для конструкции ротора на трёх опорах, параметры которого приведены в разделах 3.1 и 4.6, выполнен расчёт колебаний воздействия переходных при условии OT внезапной разбалансировки в сечении S между опорами второго пролёта. Жёсткость и демпфирование масляной плёнки опорных подшипников скольжения определены по методике [15,28]. Контакт в опорах происходит после выборки зазора $\delta_{r0} = 0.4 \cdot 10^{-3}$ м – зазор в подшипнике; $\chi = 0.07$ - коэффициент трения скольжения между ротором и баббитом вкладыша подшипника после выдавливания плёнки масла.

Жёсткость тела вкладыша (опоры) K_{оп}=10⁸ кН/м (т.е. в 3.62 раза меньше жёсткости статора в пролёте). Радиус касания в подшипниках 100 мм; ω=314 рад/с.

На рис.4.19, *ж*, *з* показано, что в опорах ротора 1 и 2 происходит контакт ротора в основном с баббитом подшипника, сопротивление которого движению ротора невелико. В опоре 2 (рис.4.19, *з*) три соударения ротора с телом вкладыша большой жёсткости отражаются на характере изменения угловой скорости прецессии центра сечения S второго пролёта ротора (рис.4.19, б) в

виде 3-х всплесков в начале развития процесса. После двух коротких контактов ротора со статором в сечении S второго пролёта ротора (рис.4.19, а, в, г) переход к движению ротора в зазоре (в сечении S пролёта) объясняется увеличенным демпфированием в опорах.

Результаты исследований ротора на четырёх опорах (в подшипниках 1, 2 пара трения выполнена из тугоплавких материалов и смазкой является вода; в подшипниках 3, 4 - масло). Жёсткость и демпфирование плёнки воды подшипников 1, 2 определялись с использованием методик расчёта масляного слоя подшипников скольжения. Расчёты выполнены в связи с задеваниями во втором подшипнике при работе ТА вблизи первой критической скорости.

Нестационарные колебания. как указывалось ранее. В подобных конструкциях ТА имеют свою особенность: при возбуждении во втором пролёте контакт вращающегося неуравновешенного ротора происходит только в опоре II и опора II воспринимает основную нагрузку. Зазор в пролёте ротора (сечение P) не выбирается, контакт со статором в пролёте между опорами II и III отсутствует. Характер движения иллюстрируется траекториями движения цапф 1 и II, сечения *P* второго пролёта и основными параметрами процесса колебаний. (рис.4.20, Γ, д) переходных Результаты математического моделирования подтверждены экспериментальными исследованиями в главе 7.

Примеры колебаний исследования нестационарных разных В конструктивном исполнении систем ротор-опоры показывают широкие разработанных возможности программных модулей В исследовании нестационарных (переходных) колебаний роторных систем ТА, и особенно в возможности моделирования развития разных режимов достаточно грозного явления обката (reverse whirl) с задеваниями ротором статорных элементов в одном или нескольких сечениях по длине ротора.



Опора 2

Рис. 4.19. 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% М₂ на 1 м) во втором пролёте ротора на трёх опорах.

M₂- масса второго пролёта ротора. Задевания в сечении S ротора и в опорах. (ω=314 рад/c=const). Жёсткость тела вкладыша подшипника k = 10⁸ кH/м; жёсткость статора в сечении S - k =3.62· 10⁸ кH/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, з - относительное перемещение ротора с учётом деформации статора; е - побочный коэффициент контактной жёсткости.

189



Рис. 4.20. Переходные колебания ротора на четырёх опорах после внезапной разбалансировки между опорами II и III величиной 6 кг на 1 м (1 % от массы второго пролёта). ω=260 рад/с = const.

а-в – траектории цапфы 2 и сечения Р второго пролёта; г, д – угловая скорость прецессии и относительное перемещение центра цапфы 2; е – физическая модель системы роторов.

Выводы к главе 4.

1. Разработаны общие физические и математические модели колебаний ротора на нескольких опорах с задеваниями (контактом) ротора со статором в

190

пролёте между опорами, а также с одновременным возможным контактом в опорах и в пролёте между опорами ротора. Последнее особенно существенно для конструкций опор на основе пар скольжения из тугоплавких материалов с водяной смазкой.

2. Общая математическая модель колебаний системы ротор-опоры основана на методе конечных элементов (МКЭ) и имеет оригинальную трактовку.

3. Программные модули, разработанные на основе МКЭ, входят в общий комплекс программных средств (рис.7.15) исследования динамики роторных конструкций и позволяют моделировать различные режимы контактного взаимодействия ротора со статором, анализировать возбуждающие асинхронный обкат силы и основные параметры обката в развитии во времени.

4. На примерах исследования реальных конструкций роторов ТА с опорами разной конструкции показана как возможность развития асинхронного обката ротором статора, так и возможность сведения развивающегося асинхронного обката к движению с прямой прецессией при увеличении демпфирования в опорах, в статоре и снижения опасности последствий развивающегося обката. Анализ аварий (рис.1.7) ТА с демпферными устройствами подтверждает реальную возможность погашения явления обката и сохранения целостности силовой установки.

6. Математические модели, программные модули исследования движения ротора с задеваниями о статор, разработанные в главе 4, не имеют аналогов. Они могут быть применены к исследованию динамики ротора как в условиях «жёстких» задеваний с угрозой развития явления обката ротором статора, так и, например, в задачах «слабых» взаимодействий ротора со статором и нелинейных опорах. Исследования «слабых» взаимодействий в условиях действия неконсервативных сил плёнки подшипников скольжения и аэродинамического потока имеют не менее важное практическое значение.

ГЛАВА 5. НЕСТАЦИОНАРНЫЕ КОЛЕБАНИЯ СИСТЕМЫ РОТОР-ОПОРЫ ПРИ СОТРЯСЕНИИ ОСНОВАНИЯ

Комплекс программных средств исследования динамических характеристик ТА в определённой степени был бы неполным из-за отсутствия возможности расчёта динамической реакции системы ротор-опоры при сотрясении основания, т. е. анализа поведения системы ротор-опоры ТА в случае внешнего импульсного воздействия со стороны основания. Принятая здесь физическая и математическая модель системы ротор-опоры ТА далее (глава 6) используется при решении ряда задач стационарной динамики ТА. Этот класс задач динамики ротора разрабатывался достаточно длительное время, в течение которого автором, совместно с коллегами, были опубликованы печатные работы, сделаны доклады на конференциях и конгрессах. С целью упрощения изложения алгоритма в этой главе, некоторая доля описательной части обозначений вынесена в «Приложение к главам 5,6».

5.1. Выбор параметров основания и импульса внешнего воздействия

Ударная нагрузка (импульсное воздействие) в виде кинематического воздействия собой ИЛИ сотрясения основания представляет некоторое обобщённое экспериментально замеренное (как или правило, детерминированное) воздействие, используемое при проектировании ТА назначения. Расчёт движения ротора ТА, его специального основных динамических характеристик при импульсном воздействии необходим для оценки сохранения работоспособности ΤA В специальных условиях эксплуатации. При проектировании таких ТА основной задачей является задача ударостойкости TA детерминированном обеспечения элементов при импульсном воздействии, когда заданы не нагрузки, а параметры движения Реальный ударный основания конструкции. импульс, полученный экспериментально, имеет несколько перемен знака, определяется коротким

промежутком времени и направлением воздействия. Воздействие считается приложенным к основанию установки. Основанием будем считать статор, фундамент ТА вплоть до фундаментной плиты или корпуса корабля транспортного ТА.

Виды сотрясений. Сотрясения являются результатом взаимодействия основания с внешним воздействием в виде ударной волны контактного или неконтактного взрыва и передаются конструкции (например, ротору ТА) через места креплений (связей). Такого рода воздействия относятся к особым динамическим воздействиям (ОДВ), как и сейсмические колебания основания, отличающиеся от взрывов меньшей интенсивностью по амплитудам и более продолжительным временем воздействия. Радиус безопасности или дистанция отбора учитывают расположение потенциальных источников опасности по отношению к положению ТА. 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 будем предполагать, 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 $\psi(t)$ относительно неподвижных осей. Если основание жёсткое и собственные частоты его лежат значительно выше рабочего диапазона частот вращения ротора и частотных составляющих импульса, то ударный импульс практически не изменяется при прохождении основания. В случае нежёсткого основания исходный ударный импульс насыщается затухающими колебаниями с частотами, равными собственным частотам основания, И претерпевает существенные изменения перед воздействием на ротор. Поэтому учёт характеристик опор, статора, фундамента заметно результаты исследования влияет на движения ротора при кинематических воздействиях.

Отмеченные выше воздействия относятся к динамическим воздействиям, нарушающим стационарные процессы колебаний, вызываемые, например, неуравновешенностью ротора. Кинематическое возбуждение (ударный импульс) может воздействовать на систему уже совершающую установившиеся колебания. Это приводит к суперпозиции установившихся колебаний и колебаний от динамического воздействия.

Схематизация ротора, опор ТА показана на рис.5.1-5.3 и в некоторой мере традиционна для одного из исследовательских направлений, развиваемых кафедрой турбиностроения Московского энергетического института (МЭИ ТУ) под руководством А.Г. Костюка [51-54]. Впервые физическая модель системы ротор-опоры в этом виде была представлена в работе [53]. Ротор представляется в виде стержня переменного поперечного сечения. Основание схематизируется в виде связей ротора (опор) двухмассовыми моделями (рис.5.3, а), характеристики которых разные и отличаются для горизонтального и вертикального направления колебаний. Масляная плёнка для каждого подшипника скольжения представлена жёсткостью ($K^{(M)}$) и демпфированием ($B^{(M)}$), зависящими от скорости вращения ротора. Подробное описание способа схематизации статора-фундамента двухмассовыми моделями, методы оценки параметров жёсткости ($K^{(n)}, K^{(\phi)}$), демпфирования ($B^{(n)}, B^{(\phi)}$) и инерционности ($M^{(n)}, M^{(\phi)}$) моделей опор (моделей основания) приведены в 6 и в работах [53,143,144,181]. Параметры *К*, *В*, Mc главе соответствующими индексами представляют собой матрицы второго порядка, характеризующие свойства элементов опорной системы в горизонтальном (1) и в вертикальном (2) направлении колебаний. Дополнительно, в алгоритме задачи нестационарных колебаний при сотрясении основания учтено действие на ротор аэродинамических сил рабочего потока в проточной части, концевых и диафрагменных уплотнениях ротора (рис.5.1), описание которых дано в [41] и в главе 4.

Что касается мест возможных контактов вращающегося ротора и статора, то их динамические характеристики будут зависеть от конструкции статора (рамы транспортного агрегата). Если статор (или рама) относительно податливы (или рама амортизирована), то их можно схематизировать аналогично схеме опор TA (рис. 5.1-5.3), исключив из схемы опор (рис 5.3, а) масляную плёнку подшипников скольжения. Представление динамических характеристик статора (основания) в возможных местах контакта в виде двухмассовых моделей с различными свойствами в горизонтальной и вертикальной плоскостях колебаний позволяет с



Рис.5.1 Физическая модель (а) системы роторопоры на трёх опорах; б) – импульс кинематического воздействия; в) - сечение неуравновешенного ротора с системой координат: w₁, w₂ – смещение ротора относительно подвижной системы координат 102г, 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; t. u аэродинамические силы в проточной части турбины и в уплотнениях; К, В, М – матрицы жесткости, демпфирования, инерционности связей с индексом і, ј; 1, 2, 3 – номера опор ТА.

одной стороны иметь один обобщенный элемент для всех связей в расчетной схеме ротора на опорах, а с другой стороны, иметь возможность определять динамические характеристики этих элементов, например, экспериментальным путем на прототипах ТА, как это показано в [143, Приложение].

Введение амортизаторов и демпферных устройств в опорную систему ТА этот подход не меняет.

Тогда для j-го места контакта реакция N_j со стороны статора

$$\overline{N}_{j} = K_{j} \cdot \overline{\Delta} + B_{j} \cdot \overline{\Delta}, \text{где: } K_{j} = \begin{bmatrix} k_{11} & 0 \\ 0 & k_{22} \end{bmatrix}; \quad B_{j} = \begin{bmatrix} b_{11} & 0 \\ 0 & b_{22} \end{bmatrix};$$
$$\Delta = \left| \overline{w}_{j} - \overline{w}_{j}^{(n)} \right| - \left| \overline{\delta}_{j} \right|; \quad K_{j} = f(\alpha_{j}, k_{ii}); \quad B_{j} = f(\alpha_{j}, b_{ii}).$$



Рис.5.3. Характеристики связей в системе ротор-опоры при схематизации основания.

а - схема опор (индекс і);

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

 $k_{ii} = 0; b_{ii} = 0$ *при* $\left| \overline{w}_j - \overline{w}_j^{(n)} \right| \leq \left| \overline{\delta}_j \right|$, т. е при отсутствии контакта ротора со статором; k и b – приведенные коэффициенты жесткости, демпфирования статора в месте контакта.

На рис.5.1, в изображено сечение ротора. Точка О соответствует положению геометрического центра сечения в невозмущённом состоянии ротора; точка C_z – положению геометрического центра в произвольный момент, G – положению центра масс ротора в сечении z; 1° 0° 2° - оси неподвижной системы координат; 1 0 2 – оси подвижной системы координат, связанной с основанием (если кинематическое возбуждение отсутствует, то эта система координат неподвижная); ξ_1 , ξ_2 - оси системы координат, вращающейся с угловой скоростью ω ; ε_1 , ε_2 - неуравновешенность ротора (проекции смещения центра масс ротора в сечении z на оси подвижной системы координат); ωt – угол поворота ротора в момент времени t при его вращении вокруг собственного центра симметрии C_z .

5.2. Основные уравнения движения системы ротор-опоры при сотрясении основания

В соответствии с рис.5.1, в сложное движение точек системы ротор-опоры в плоскости, перпендикулярной невозмущенной оси ротора, можно представить как векторную сумму переносного движения $\overline{\psi}(t)$ и относительного \overline{w} , то есть

$$\overline{w}_a = \overline{w} + \overline{\psi}(t) \tag{5.1}$$

Сам ротор в расточке корпуса (подшипника) совершает прецессионное движение вокруг некоторого мгновенного центра и вращается вокруг собственной оси с угловой скоростью ω , а при больших амплитудах колебаний может касаться неподвижных элементов статора.

Как показывают исследования амортизированных систем с жёсткими ограничителями перемещений, относительно малые зазоры в опорах скольжения роторов ТА должны незначительно сказываться на изменении динамических характеристик нестационарных колебаний, как и влияние масляной плёнки в таком зазоре, так как в небольшом зазоре (до соприкосновения) колеблющиеся массы не успевают получить достаточную долю энергии импульсного воздействия. Такие рекомендации существуют в случае применения жёстких ограничителей В многокаскадных амортизированных системах со свободным зазором (без плёнки жидкости) до 3-4 мм, когда считается, что ускорения на роторе практически не отличаются от ускорений внешнего импульсного воздействия. То есть, при малых зазорах фундамент, к которому приходит внешнее импульсное воздействие, и ротор имеют одинаковые ускорения и движутся, вообще говоря, совместно. Другое мнение по этому вопросу изложено в [135,146] и численное моделирование движения в зазоре необходимо. Поведение плёнки смазки в малом зазоре (её жёсткостные и демпфирующие характеристики) при мощных импульсных воздействиях не изучено. Здесь, как и в главе 4, рекомендуется характеристики

масляной плёнки в опорах скольжения принимать, как и в расчётах вынужденных колебаний роторных систем [101,105,144], линейно зависящими от перемещений и скоростей движения цапфы.

Основные уравнения движения системы ротор-опоры при нестационарных колебаниях в случае импульсного кинематического воздействия на основании [138,140,141,144] с учётом (5.1) будут иметь вид:

$$\begin{bmatrix} \beta(z)\overline{w}''(z) \end{bmatrix}'' + \delta(z-z_i) \Big\{ K_i^{(M)} \Big[\overline{w}_i - \overline{w}_i^{(n)} \Big] + B_i^{(M)} \Big[\dot{\overline{w}}_i - \dot{\overline{w}}_i^{(n)} \Big] \Big\} + 2h\mu(z) \Big[\dot{\overline{w}}(z) - \dot{\overline{w}}_j^{(n)} \Big] + K^{(t)} \Big[\overline{w}(z) - \overline{w}_j^{(n)} \Big] + \mu(z) \ddot{\overline{w}}(z) = \overline{f}(z,t) - \overline{G}(z) - \delta(z-z_j) \cdot \Big\{ \overline{N}_j + \overline{T}_j \Big\} - \mu(z) \ddot{\overline{\psi}}(t)$$

$$(5.2)$$

$$M_{i}^{(n)}\ddot{w}_{i}^{(n)} + K_{i}^{(n)} \Big[\overline{w}_{i}^{(n)} - \overline{w}_{i}^{(d)} \Big] + B_{i}^{(n)} \Big[\dot{\overline{w}}_{i}^{(n)} - \dot{\overline{w}}_{i}^{(d)} \Big] = K_{i}^{(M)} \Big[\overline{w}_{i}^{-} - \overline{w}_{i}^{(n)} \Big] + B_{i}^{(M)} \Big[\dot{\overline{w}}_{i}^{-} - \dot{\overline{w}}_{i}^{(n)} \Big] - M_{i}^{(n)} \ddot{\overline{\psi}}(t). (5.3)$$

$$M_{i}^{(\phi)}\ddot{w}_{i}^{(\phi)} + K_{i}^{(\phi)}\overline{w}_{i}^{(\phi)} + B_{i}^{(\phi)}\dot{\overline{w}}_{i}^{(\phi)} = K_{i}^{(n)} \left[\overline{w}_{i}^{(n)} - \overline{w}_{i}^{(\phi)}\right] + B_{i}^{(n)} \left[\dot{\overline{w}}_{i}^{(n)} - \dot{\overline{w}}_{i}^{(\phi)}\right] - M_{i}^{(\phi)}\ddot{\overline{\psi}}(t) \quad (5.4)$$

$$M_{j}^{(n)}\ddot{w}_{j}^{(n)} + K_{j}^{(n)} \Big[\overline{w}_{j}^{(n)} - \overline{w}_{j}^{(\phi)} \Big] + B_{j}^{(n)} \Big[\dot{\overline{w}}_{j}^{(n)} - \dot{\overline{w}}_{j}^{(\phi)} \Big] = \Big\{ \overline{N}_{j} + \overline{T}_{j} \Big\} - M_{j}^{(n)} \ddot{\overline{\psi}}(t)$$
(5.5)

$$M_{j}^{(\phi)}\ddot{w}_{j}^{(\phi)} + K_{j}^{(\phi)}\overline{w}_{j}^{(\phi)} + B_{j}^{(\phi)}\dot{\overline{w}}_{j}^{(\phi)} = K_{j}^{(n)} \Big[\overline{w}_{j}^{(n)} - \overline{w}_{j}^{(\phi)}\Big] + B_{j}^{(n)} \Big[\dot{\overline{w}}_{j}^{(n)} - \dot{\overline{w}}_{j}^{(\phi)}\Big] - M_{j}^{(\phi)}\ddot{\overline{\psi}}(t)$$
(5.6)

$$\overline{T}_{j} = \begin{bmatrix} 0 & \chi_{j} \\ -\chi_{j} & 0 \end{bmatrix} \overline{N}_{j}$$
(5.7)

Предполагается, что момент на валу сохраняется постоянным и *@*=const. Условие контакта (задевания):

$$\overline{w}_j - \overline{w}_j^{(n)} = \overline{\delta}_j \tag{5.8}$$

ИЛИ

$$\left[\left(w_1 - w_1^{(n)} \right)^2 + \left(w_2 - w_2^{(n)} \right)^2 \right]_j = \delta_j^2; \quad tg\alpha_j = \left(\frac{w_2 - w_2^{(n)}}{w_1 - w_1^{(n)}} \right)_j; \alpha_j = arctg \left(\frac{w_2 - w_2^{(n)}}{w_1 - w_1^{(n)}} \right)_j, \alpha_j = arctg \left(\frac{w_2 - w_2^{(n)}}{w_1 - w_1^{(n)}} \right)_j, \alpha_j = arctg \left(\frac{w_2 - w_2^{(n)}}{w_1 - w_1^{(n)}} \right)_j, \alpha_j = arctg \left(\frac{w_2 - w_2^{(n)}}{w_1 - w_1^{(n)}} \right)_j, \alpha_j = arctg \left(\frac{w_2 - w_2^{(n)}}{w_1 - w_1^{(n)}} \right)_j, \alpha_j = arctg \left(\frac{w_2 - w_2^{(n)}}{w_1 - w_1^{(n)}} \right)_j, \alpha_j = arctg \left(\frac{w_2 - w_2^{(n)}}{w_1 - w_1^{(n)}} \right)_j, \alpha_j = arctg \left(\frac{w_2 - w_2^{(n)}}{w_1 - w_1^{(n)}} \right)_j, \alpha_j = arctg \left(\frac{w_2 - w_2^{(n)}}{w_1 - w_1^{(n)}} \right)_j, \alpha_j = arctg \left(\frac{w_2 - w_2^{(n)}}{w_1 - w_1^{(n)}} \right)_j, \alpha_j = arctg \left(\frac{w_2 - w_2^{(n)}}{w_1 - w_1^{(n)}} \right)_j, \alpha_j = arctg \left(\frac{w_2 - w_2^{(n)}}{w_1 - w_1^{(n)}} \right)_j, \alpha_j = arctg \left(\frac{w_2 - w_2^{(n)}}{w_1 - w_1^{(n)}} \right)_j, \alpha_j = arctg \left(\frac{w_2 - w_2^{(n)}}{w_1 - w_1^{(n)}} \right)_j, \alpha_j = arctg \left(\frac{w_2 - w_2^{(n)}}{w_1 - w_1^{(n)}} \right)_j, \alpha_j = arctg \left(\frac{w_2 - w_2^{(n)}}{w_1 - w_1^{(n)}} \right)_j, \alpha_j = arctg \left(\frac{w_2 - w_2^{(n)}}{w_1 - w_1^{(n)}} \right)_j, \alpha_j = arctg \left(\frac{w_2 - w_2^{(n)}}{w_1 - w_1^{(n)}} \right)_j, \alpha_j = arctg \left(\frac{w_2 - w_2^{(n)}}{w_1 - w_1^{(n)}} \right)_j, \alpha_j = arctg \left(\frac{w_2 - w_2^{(n)}}{w_1 - w_1^{(n)}} \right)_j, \alpha_j = arctg \left(\frac{w_2 - w_2^{(n)}}{w_1 - w_1^{(n)}} \right)_j, \alpha_j = arctg \left(\frac{w_2 - w_2^{(n)}}{w_1 - w_1^{(n)}} \right)_j, \alpha_j = arctg \left(\frac{w_2 - w_2^{(n)}}{w_1 - w_1^{(n)}} \right)_j, \alpha_j = arctg \left(\frac{w_2 - w_2^{(n)}}{w_1 - w_1^{(n)}} \right)_j, \alpha_j = arctg \left(\frac{w_2 - w_2^{(n)}}{w_1 - w_1^{(n)}} \right)_j, \alpha_j = arctg \left(\frac{w_2 - w_2^{(n)}}{w_1 - w_1^{(n)}} \right)_j, \alpha_j = arctg \left(\frac{w_2 - w_2^{(n)}}{w_1 - w_1^{(n)}} \right)_j, \alpha_j = arctg \left(\frac{w_2 - w_2^{(n)}}{w_1 - w_1^{(n)}} \right)_j, \alpha_j = arctg \left(\frac{w_2 - w_2^{(n)}}{w_1 - w_1^{(n)}} \right)_j, \alpha_j = arctg \left(\frac{w_2 - w_2^{(n)}}{w_1 - w_1^{(n)}} \right)_j, \alpha_j = arctg \left(\frac{w_2 - w_2^{(n)}}{w_1 - w_1^{(n)}} \right)_j, \alpha_j = arctg \left(\frac{w_2 - w_2^{(n)}}{w_1 - w_1^{(n)}} \right)_j, \alpha_j = arctg \left(\frac{w_2 - w_2^{(n)}}{w_1 - w_1^{(n)}} \right)_j, \alpha_j = arctg \left(\frac{w_2 - w_2^{(n)}}{w_1 - w$$

где: $\overline{\delta}_i$ - вектор, характеризующий величину зазора между ротором и статором в возможных местах контакта;

В рассматриваемой постановке решение системы дифференциальных уравнений (5.2-5.6) представим в виде рядов (5.9) по главным формам колебаний соответственной консервативной системы (СК-системы) роторопоры для деформационных и силовых факторов:

$$\overline{w}(z,t) = \sum_{S=1}^{\infty} T_S(t) \,\overline{\varphi}_S(z) \quad \overline{w}_i^{(n)}(t) = \sum_{S=1}^{\infty} T_S(t) \,\overline{\varphi}_{Si}^{(n)} \quad \overline{w}_i^{(\phi)}(t) = \sum_{S=1}^{\infty} T_S(t) \,\overline{\varphi}_{Si}^{(\phi)}$$

$$\overline{w}_j^{(n)}(t) = \sum_{S=1}^{\infty} T_S(t) \,\overline{\varphi}_{Sj}^{(n)} \quad \overline{w}_j^{(\phi)}(t) = \sum_{S=1}^{\infty} T_S(t) \,\overline{\varphi}_{Sj}^{(\phi)}$$
(5.9)

Индекс і относится к опорам, индекс ј к местам контакта ротора со статором.

Здесь: $T_{s}(t)$ – скалярные функции времени; $\bar{\varphi}^{*} = [\varphi_{1} \ \varphi_{2}]$ - собственные функции, определяемые решением однородного уравнения колебаний для консервативной системы ротор-опоры. Звездочка обозначает здесь и далее транспонированный вектор. Составляющие φ_{1} , φ_{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.

В число элементов, в которых может происходить контакт, в принципе, могут входить отдельные опоры и места статора напротив пучностей форм колебаний ротора, что при наличии спектра частот и форм колебаний консервативной системы нетрудно предварительно установить. На рис.5.1, г) показан такой спектр для ротора на трёх опорах, полученный с учётом динамических свойств масляной плёнки подшипников скольжения. В главе 6 и

[•] Направления 1 и 2 выделены в связи с анизотропией свойств масляной пленки подшипников скольжения, самих опор и статора ТА.

[•] Дополнительные пояснения величин, используемых в уравнениях, приведены на рисунках и в приложении.

в [53] для ТА 300 МВт приведен спектр частот и форм колебаний для вертикального (2) направления колебаний, а в [138] для направлений 1 и 2, рассчитанный с учётом динамических свойств масляной плёнки и динамических свойств опор ТА. Динамические свойства опор определяются экспериментально.

Если контакт ротора со статором произошёл в подшипнике, то эта связь переходит из разряда і в разряд ј (индекс і - относится к опорам; индекс ј – к местам контакта вращающегося ротора и статора). При этом элемент связи $K^{(M)}$, $B^{(M)}$ в системе связей разряда ј равен нулю, а в системе связей разряда і становится равным нулю лишь в случае соприкосновения ротора с подшипником.

Неконсервативные силы в системе ротор-опоры учитываются в форме, принятой в [53,143]:

$$K = K_c + K_a = \begin{bmatrix} k_{11} & 0 \\ 0 & k_{22} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & k_{12} \\ k_{21} & 0 \end{bmatrix},$$

где K_c , K_a – симметричная и несимметричная составляющие матриц жесткости неконсервативных сил.

Подставляя (5.9) в уравнения (5.2-5.6) колебаний ротора, опор і и статора в местах контакта ј и выполняя ряд преобразований, получим систему дифференциальных уравнений вида:

$$\begin{split} & \left[\ddot{T}_{S}(t) + p_{S}^{2}T_{S}(t)\right] \left\{ \int_{0}^{l} \mu(z)\bar{\varphi}_{k}^{*}(z)\bar{\varphi}_{S}(z)dz + \sum_{i=1}^{r}\bar{\varphi}_{ki}^{(n)}M_{i}^{(n)}\bar{\varphi}_{Si}^{(n)} + \sum_{i=1}^{r}\left[\bar{\varphi}_{ki}^{(\phi)}\right]^{*}M_{i}^{(\phi)}\bar{\varphi}_{Si}^{(\phi)} + \right. \\ & \left. + \sum_{j=1}^{r'}\left[\bar{\varphi}_{kj}^{(n)}\right]^{*}M_{j}^{(n)}\bar{\varphi}_{Sj}^{(n)} + \sum_{j=1}^{r'}\left[\bar{\varphi}_{kj}^{(\phi)}\right]^{*}M_{j}^{(\phi)}\bar{\varphi}_{Sj}^{(\phi)} \right\} + \dot{T}_{S}(t)\left\{\sum_{i=1}^{r}\left[\bar{\varphi}_{ki} - \bar{\varphi}_{ki}^{(n)}\right]^{*}B_{i}^{(m)}\left[\bar{\varphi}_{Si} - \bar{\varphi}_{Si}^{(n)}\right] + \left. + \sum_{i=1}^{r'}\left[\bar{\varphi}_{ki}^{(n)} - \bar{\varphi}_{ki}^{(\phi)}\right]^{*}B_{i}^{(n)}\left[\bar{\varphi}_{Si}^{(n)} - \bar{\varphi}_{Si}^{(\phi)}\right] + \sum_{i=1}^{r'}\left[\bar{\varphi}_{ki}^{(\phi)}\right]^{*}B_{i}^{(\phi)}\bar{\varphi}_{Si}^{(\phi)} + \right] \end{split}$$

$$+ \sum_{j=1}^{r'} \left[\overline{\varphi}_{kj}^{(n)} - \overline{\varphi}_{kj}^{(\phi)} \right]^{*} B_{j}^{(n)} \left[\overline{\varphi}_{Sj}^{(n)} - \overline{\varphi}_{Sj}^{(\phi)} \right] + \sum_{j=1}^{r'} \left[\overline{\varphi}_{kj}^{(\phi)} \right]^{*} B_{j}^{(\phi)} \overline{\varphi}_{Sj}^{(\phi)} + \int_{0}^{l} 2h\mu(z) \overline{\varphi}_{k}^{*}(z) \overline{\varphi}_{S}(z) dz \right]$$

$$+ T_{S}(t) \left\{ \sum_{i=1}^{r} \left[\overline{\varphi}_{ki} - \overline{\varphi}_{ki}^{(n)} \right]^{*} K_{ai}^{(M)} \left[\overline{\varphi}_{Si} - \overline{\varphi}_{Si}^{(n)} \right] + \left\{ \int_{0}^{l} \overline{\varphi}_{k}^{*}(z) K^{(t)} \left[\overline{\varphi}_{S}(z) - \overline{\varphi}_{Sj}^{(n)} \right] dz + \int_{0}^{l} \overline{\varphi}_{k}^{*}(z) K^{(u)} \left[\overline{\varphi}_{S}(z) - \overline{\varphi}_{Sj}^{(n)} \right] dz \right\} = \int_{0}^{l} \overline{\varphi}_{k}^{*}(z) \overline{f}(z, t) dz - \left\{ \int_{0}^{l} \mu(z) \overline{\varphi}_{k}^{*}(z) \overline{F} \overline{\psi}(t) dz - \sum_{i=1}^{r} \left[\overline{\varphi}_{ki}^{(n)} \right]^{*} M_{i}^{(n)} \overline{F} \overline{\psi}(t) - \sum_{i=1}^{r'} \left[\overline{\varphi}_{kj}^{(\phi)} \right]^{*} M_{i}^{(\phi)} \overline{F} \overline{\psi}(t) - \left\{ \int_{j=1}^{r'} \left[\overline{\varphi}_{kj}^{(\phi)} \right]^{*} M_{j}^{(\phi)} \overline{F} \overline{\psi}(t) - \sum_{j=1}^{r'} \left[\overline{\varphi}_{kj}^{(\phi)} \right]^{*} M_{j}^{(\phi)} \overline{F} \overline{\psi}(t) - \left\{ \int_{j=1}^{r'} \left[\overline{\varphi}_{kj}^{(\phi)} \right]^{*} \left[\int_{-\chi_{j}}^{0} 1 \right] \left[\sum_{i=1}^{0} \alpha_{ij} \right] \left\{ K_{j}^{(n)} \left[\overline{\varphi}_{kj}^{(n)} - \overline{\varphi}_{kj}^{(\phi)} \right] - \omega_{\alpha}^{2} M_{j}^{(n)} \overline{\varphi}_{kj}^{(n)} \right\} + \left\{ \overline{\varphi}_{kj} \left\{ \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -1 & 0 \\ -\pi_{j} \left[\sum_{i=1}^{0} \left[\sum_{i=1}^{0} \alpha_{ij} \right] \right\}^{*} \left[\begin{bmatrix} 1 & \chi_{j} \\ -\chi_{j} & 1 \\ -\pi_{j} & 1 \end{bmatrix} \left[\sum_{i=1}^{0} \alpha_{ij} \right] \left\{ B_{j}^{(n)} \overline{\varphi}_{kj} - \overline{\varphi}_{kj}^{(n)} \right] + \varepsilon_{\alpha} M_{j}^{(n)} \overline{\varphi}_{kj}^{(n)} \right\} + \left\{ \overline{\varphi}_{kj} - \overline{\varphi}_{kj}^{(n)} \right\}^{*} \left\{ \begin{bmatrix} 1 & \chi_{j} \\ -\chi_{j} & 1 \\ -\pi_{j} & 1 \\ -\pi_{j} & 1 \\ \end{bmatrix} \left[\sum_{i=1}^{0} \alpha_{ij} \overline{\varphi}_{ij} \right] \right\} + \left\{ \overline{\varphi}_{kj} - \overline{\varphi}_{kj}^{(n)} \right\}^{*} \left\{ \begin{bmatrix} 1 & \chi_{j} \\ -\chi_{j} & 1 \\ -\pi_{j} & 1 \\ -\pi_{j} & 1 \\ \end{bmatrix} \left[\sum_{i=1}^{0} \alpha_{ij} \overline{\varphi}_{ij} \right] \right\} \right\}$$

Учитывая условие ортогональности, получаем систему дифференциальных уравнений второго порядка:

$$\vec{T}_{k}(t) + p_{k}^{2}T_{k}(t) + \sum_{S=1}^{\infty} T_{S}(t) \cdot a_{kS} + \sum_{S=1}^{\infty} \vec{T}_{S}(t) \cdot l_{kS}' = p_{1k} + p_{2k} + p_{3k} + p_{4k} + p_{5k}, \quad (5.11)$$

где: p_k – собственные частоты колебаний системы ротор-опоры;

$$\begin{aligned} a_{kS} &= \sum_{i=1}^{r} \left[\bar{\varphi}_{ki} - \bar{\varphi}_{ki}^{(n)} \right]^{*} K_{ai}^{(m)} \left[\bar{\varphi}_{Si} - \bar{\varphi}_{Si}^{(n)} \right] + \int_{0}^{L} \bar{\varphi}_{k}^{*}(z) K^{(t)} \left[\bar{\varphi}_{S}(z) - \bar{\varphi}_{Sj1}^{(n)} \right] dz + \\ &+ \int_{0}^{L} \bar{\varphi}_{k}^{*}(z) K^{(u)} \left[\bar{\varphi}_{S}'(z) - \bar{\varphi}_{Sj1}^{'(n)} \right] dz; \end{aligned}$$

$$\begin{split} l'_{kS} &= \sum_{i=1}^{r} \left[\overline{\varphi}_{ki} - \overline{\varphi}_{ki}^{(n)} \right]^{*} B_{i}^{(M)} \left[\overline{\varphi}_{Si} - \overline{\varphi}_{Si}^{(n)} \right] + \sum_{i=1}^{r} \left[\overline{\varphi}_{ki}^{(n)} - \overline{\varphi}_{ki}^{(\phi)} \right]^{*} B_{i}^{(n)} \left[\overline{\varphi}_{Si}^{(n)} - \overline{\varphi}_{Si}^{(\phi)} \right] + \\ &+ \sum_{i=1}^{r} \left[\overline{\varphi}_{ki}^{(\phi)} \right]^{*} B_{i}^{(\phi)} \overline{\varphi}_{Si}^{(\phi)} + \sum_{j=1}^{r'} \left[\overline{\varphi}_{kj}^{(n)} - \overline{\varphi}_{kj}^{(\phi)} \right]^{*} B_{j}^{(n)} \left[\overline{\varphi}_{Sj}^{(n)} - \overline{\varphi}_{Sj}^{(\phi)} \right] + \\ &+ \sum_{j=1}^{r'} \left[\overline{\varphi}_{kj}^{(\phi)} \right]^{*} B_{j}^{(\phi)} \overline{\varphi}_{Sj}^{(\phi)} + \int_{0}^{l} 2h\mu(z) \overline{\varphi}_{k}^{*}(z) \overline{\varphi}_{S}(z) dz; \end{split}$$

 a_{kS} , l'_{kS} - обобщённые коэффициенты жёсткости (a_{kS}) и коэффициенты демпфирования (l'_{kS}) при колебаниях системы ротор-опоры.

$$\begin{split} p_{1k} &= \int_{0}^{L} \overline{\varphi}_{k}^{*}(z) \bar{f}(z,t) dz; \quad \bar{f}(z,t) = \omega^{2} \mu(z) \begin{bmatrix} \varepsilon_{1}(z) & -\varepsilon_{2}(z) \\ \varepsilon_{2}(z) & \varepsilon_{1}(z) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos \omega t \\ \sin \omega t \end{bmatrix}; \\ p_{2k} &= -\int_{0}^{L} \mu(z) \overline{\varphi}_{k}^{*}(z) F \psi(t) dz - \sum_{i=1}^{r} \left[\overline{\varphi}_{ki}^{(n)} \right]^{*} M_{i}^{(n)} F \psi(t) - \sum_{i=1}^{r} \left[\overline{\varphi}_{ki}^{(\phi)} \right]^{*} M_{i}^{(\phi)} F \psi(t); \\ p_{3k} &= -\sum_{j=1}^{r'} \left[\overline{\varphi}_{kj}^{(n)} \right]^{*} M_{j}^{(n)} F \psi(t) - \sum_{j=1}^{r'} \left[\overline{\varphi}_{kj}^{(\phi)} \right]^{*} M_{j}^{(\phi)} F \psi(t); \\ p_{4k} &= -\sum_{j=1}^{r'} \left[h_{1j} \left\{ K_{j}^{(n)} \left[\overline{\varphi}_{kj}^{(n)} - \overline{\varphi}_{kj}^{(\phi)} \right] - \omega_{\alpha}^{2} M_{j}^{(n)} \overline{\varphi}_{kj}^{(n)} \right\} + \\ + h_{2j} \left\{ \omega_{\alpha} B_{j}^{(n)} \left[\overline{\varphi}_{kj}^{(n)} - \overline{\varphi}_{kj}^{(\phi)} \right] + \varepsilon_{\alpha} M_{j}^{(n)} \overline{\varphi}_{kj}^{(n)} \right\} + \\ + \left[\overline{\varphi}_{kj} - \overline{\varphi}_{kj}^{(n)} \right]^{*} \begin{bmatrix} 1 & \chi_{j} \\ -\chi_{j} & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos \alpha_{j} \\ \sin \alpha_{j} \end{bmatrix} \cdot \left(M_{j}^{(n)} \cdot F \psi(t) \right)^{*} \cdot \begin{bmatrix} \cos \alpha_{j} \\ \sin \alpha_{j} \end{bmatrix}; \\ p_{5k} &= -\int_{0}^{L} \overline{\varphi}_{k}^{*}(z) \overline{G}(z) dz; \\ \Delta_{k} &= \int_{0}^{L} \mu(z) \overline{\varphi}_{k}^{*}(z) \overline{\varphi}_{S}(z) dz + \sum_{j=1}^{r} \left[\overline{\varphi}_{kj}^{(n)} \right]^{*} M_{i}^{(\phi)} \overline{\varphi}_{Sj}^{(\phi)} + \\ + \sum_{j=1}^{r'} \left[\overline{\varphi}_{kj}^{(n)} \right]^{*} M_{j}^{(n)} \overline{\varphi}_{Sj}^{(\phi)} + \sum_{j=1}^{r'} \left[\overline{\varphi}_{kj}^{(\phi)} \right]^{*} M_{j}^{(\phi)} \overline{\varphi}_{Sj}^{(\phi)} \end{split}$$

Здесь: $\bar{F} = \begin{vmatrix} \cos \psi_0 \\ \sin \psi_0 \end{vmatrix}$ - вектор, компонентами которого являются синус и косинус угла ψ_0 - направление импульсного воздействия в плоскости, перпендикулярной невозмущенной оси ротора; угол отсчитывается от оси O1 (+ против часовой стрелки, рис.5.1, в); $\ddot{\psi}(t) = \bar{F}\ddot{\psi}(t)$ - вектор импульсного воздействия; Δ_k - нормирующий множитель; p_{1k} - составляющая сил неуравновешенности ротора; $p_{2k},...,p_{4k}$ - составляющие внешнего импульсного воздействия; p_{5k} - весовая составляющая (если при выборе равновесного начального состояния действие веса ротора не учитывалось);

$$\omega_{\alpha} = \frac{d\alpha_{j}}{dt} \cong \frac{\Delta\alpha_{j}}{\Delta t}; \ \varepsilon_{\alpha} = \frac{d\omega_{\alpha}}{dt} \cong \frac{\Delta\omega_{\alpha}}{\Delta t}$$
 - скорость и ускорение изменения угла

контакта при обкате ротором статора;

$$h_{1j} = \delta_j \begin{bmatrix} \cos \alpha_j \\ \sin \alpha_j \end{bmatrix}^* \begin{bmatrix} 1 & \chi_j \\ -\chi_j & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos \alpha_j \\ \sin \alpha_j \end{bmatrix}$$
$$h_{2j} = \delta_j \begin{bmatrix} 0 & -1 \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos \alpha_j \\ \sin \alpha_j \end{bmatrix}^* \begin{bmatrix} 1 & \chi_j \\ -\chi_j & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos \alpha_j \\ \sin \alpha_j \end{bmatrix}$$

Условие контакта (задевания) ротором статора:

$$\overline{w}_{j} - \overline{w}_{j}^{(n)} = \overline{\delta}_{j} \implies \sum_{S=1}^{\infty} T_{S}(t) \Big[\overline{\varphi}_{Sj} - \overline{\varphi}_{Sj}^{(n)} \Big] = \overline{\delta}_{j} .$$
(5.12)

В практических задачах число членов разложения (5.9) конечное и система *n* уравнений (5.11) в матричной форме принимает вид:

$$\vec{T} + L'\vec{T} + AT = \sum_{k=1}^{5} \overline{P}_k,$$
 (5.13)

где:

$$\overline{T}^{*} = [T_{1}T_{2}...T_{n}];$$

$$\overline{P}_{k}^{*} = [q_{1}^{(k)}(t) q_{2}^{(k)}(t)...q_{n}^{(k)}(t)];$$

$$k = 1...5$$

n=2× *r*_k - число собственных частот консервативной системы ротор-опоры, рассчитанных для направлений 1 и 2 (соответственно горизонтального и вертикального направлений) колебаний.

Введением новой переменной $V = \dot{T}$ приводим систему уравнений (5.13) к виду, удобному для численного интегрирования:

$$\begin{split} \vec{W} &= D\vec{W} + \vec{Q} \quad (5.14) \\ \vec{W}^* &= \begin{bmatrix} T_1 T_2 \dots T_n V_1 V_2 \dots V_n \end{bmatrix} \\ \vec{Q}^* &= \begin{bmatrix} 0 \ 0 \dots 0 \ q_1^{(1)}(t) + q_1^{(2)}(t) + \dots + q_1^{(k)}(t) \ q_2^{(1)}(t) + q_2^{(2)}(t) + \\ \dots + q_2^{(k)}(t) \dots q_n^{(1)}(t) + q_n^{(2)}(t) + \dots + q_n^{(k)}(t) \end{bmatrix} \\ D &= \begin{bmatrix} 0 \ E \\ -A \ -L' \end{bmatrix}; \end{split}$$

[-A - L]Е – единичная матрица; **0** – нулевая матрица. Размерность матриц A (матрицы приведенных коэффициентов жёсткости a_{kS}), L' (матрицы приведенных коэффициентов демпфирования l'_{kS}) определяется числом членов разложения *n*.

Будем считать уравнения, описывающие колебания системы ротор-опоры (с индексом i) – первой группой уравнений, а уравнения с индексом i и j – второй группой уравнений. Первая группа уравнений описывает линейные колебания системы ротор-опоры без учёта задеваний о статорные элементы, вторая группа - нелинейные колебания. Ясно, что в процессе разрывов контакта ротора и статора и последующих новых контактов ротора и статора, необходим последовательный переход от решения системы линейных уравнений к решению системы нелинейных уравнений с учётом новых начальных условий в моменты перехода.

Особенность метода: предварительно должна быть решена задача определения системы функций – спектра частот и форм колебаний консервативной системы ротор-опоры для деформационных и силовых факторов в направлении 1 и 2 колебаний. Информация по деформационным и силовым факторам консервативной системы расширяет возможности анализа и предопределения опасных форм колебаний, сил и моментов в сечениях при нестационарных колебаниях. Далее формируются начальные условия для уравновешенного или неуравновешенного ротора и расчёта нестационарных Для колебаний системы ротор-опоры. неуравновешенного ротора, совершающего стационарные колебания, сначала необходимо решить задачу колебаний установившихся вынужденных системы ротор-опоры С неуравновешенным ротором аналогично [53,143,144] и для момента начала ударного воздействия сформировать начальные условия из результатов расчёта колебаний стационарных вынужденных ротора ОТ исходной неуравновешенности.

Система уравнений (5.14) решается методом Рунге-Кутты при начальных условиях $\overline{W}(t) = 0$ (t=0), если кинематическое воздействие подведено к системе ротор-опоры с идеально отбалансированным ротором. Если кинематическое воздействие подведено к системе, совершающей вынужденные колебания от неуравновешенности ротора, либо в других случаях ненулевых начальных условий, начальные условия имеют вид $W(t) = W_0$ при t=0, где W_0 себя функции вектор, включаюший в скалярные времени ЛЛЯ деформационных и силовых параметров, а также их первые производные в момент импульсного воздействия. В пределах зазора $\overline{\delta}_i$ решается линейная задача нестационарных колебаний ротора на опорах (первая группа уравнений) с проверкой условия контакта (5.12) на каждом шаге интегрирования системы уравнений (5.14). В дальнейшем при выходе из контакта и входе в контакт попеременно решаются первая или вторая группа уравнений с формированием соответствующих начальных условий.

В конкретном случае решения задачи с контактом вращающегося ротора со статором следует иметь в виду изменение числа связей ротора за счёт мест контакта, что приводит к изменению частотных характеристик системы роторопоры и к необходимости определения спектра разложения практически на каждом шаге интегрирования разрешающей системы уравнений. Последнее существенно увеличивает время счёта и требует мощной вычислительной базы. математическая И реализация Поэтому модель алгоритма расчёта В программном модуле исследования колебаний ротора при сотрясении основания были ограничены решением линейной задачи (без контакта со статором), когда спектр разложения (частоты и формы колебаний системы ротор-опоры) определяется для заданной скорости вращения ротора один раз в начале расчёта, и далее решается задача нестационарных колебаний при сотрясении основания. Результаты решения задачи о колебаниях ротора при сотрясении основания приведены в работах [138,144].

5.3. Структура программного модуля численного моделирования нестационарных

колебаний ротора при сотрясении основания

По приведенному алгоритму разработана программа численного колебаний многоопорного нестационарных исследования ротора при кинематическом импульсном воздействии. На рис.5.4 представлена структура программного модуля расчёта динамической реакции системы ротор-опоры при импульсном кинематическом воздействии. В блоке расчёта вынужденных колебаний от неуравновешенности определяются амплитуды стационарных колебаний от неуравновешенности и формируются начальные условия для расчёта нестационарных колебаний неуравновешенного ротора в случае внешнего импульсного воздействия.

Далее приведены результаты исследования реакции системы ротор-опоры на заданное импульсное воздействие в виде зависимости «ускорение-время» (рис. 5.1, б)) для случая *линейных* характеристик связей. Ввиду того, что конструктора чаще всего интересуют перемещения и перегрузки, испытываемые элементами ТА, программный модуль сформирован для решения каждой задачи отдельно: либо по системе функций разложения деформационных, либо по системе функций разложения в направлении 1 и 2 колебаний.

В практических расчётах число членов разложения (5.9), определяющее порядок разрешающей системы уравнений (5.13; 5.14), ограничивается числом собственных частот рабочего диапазона оборотов ротора ТА или несколькими частотами вблизи исследуемой скорости вращения ротора. Возможность снижения порядка системы уравнений зависит от связанности колебаний по главным формам, обусловленной неконсервативными силами масляной плёнки подшипников и силами аэродинамического потока. Это выражается в значениях побочных коэффициентов матриц жёсткости А и демпфирования *L*'

(5.13) по сравнению с главными (диагональными) членами. Чем меньше обобщённые коэффициенты жёсткости a_{kS} и коэффициенты демпфирования l'_{kS} (для $k \neq s$), тем меньше связанность по разным формам при колебаниях системы ротор-опоры и, тем более, уравнения (5.13; 5.14) могут рассматриваться как независимые.



Рис. 5.4. Структура программного модуля исследования нестационарных колебаний системы ротор-опоры ТА при детерминированном импульсном кинематическом воздействии.

5.4. Результаты численного моделирования движения ротора при детерминированном импульсном воздействии

Ниже приведены некоторые результаты численного моделирования колебаний ротора на трёх опорах скольжения при детерминированном импульсном воздействии без учёта задеваний о статорные элементы. Результаты показательны с точки зрения опасных мест контакта и возможных перемещений при отсутствии ограничителей коими могут быть различные элементы статорных частей ТА с принятыми в практике зазорами между вращающимися и неподвижными элементами ТА.

<u>Пример.</u> Задача нестационарных колебаний решена для ротора на трёх опорах (рис.5.1, а)) с уравновешенным и неуравновешенным ротором при

Таблица 5.1. Жёсткость и демпфирование (К^(м), В^(м)) масляной плёнки подшипников скольжения для скорости ω = 314 рад/с вращения ротора и характеристики (К^(п), К^(ф), М^(п), М^(ф), В^(п), В^(ф)) элементов опорной системы (рис.5.1, а).

| | Опора | | | | | |
|---|--------------|--------------|--------------|------------|--------------|------------|
| | 1 | | 2 | | 3 | |
| К ^(м) ·10 ⁻⁵ , кН/м | 2 | 0.4 | 2.2 | 0.45 | 2.8 | 2.2 |
| | -6.3 | 8 | -7.1 | 9 | -9.8 | 11.6 |
| В ^(м) ·10 ⁻³ , кН·с/м | 0.7 -0.68 | -0.68 4.4 | 0.8 -0.78 | -0.78 5 | 1.5 -0.78 | -0.78 5 |
| К ^(п) ·10 ⁻⁵ , кН/м | 30 0 | 0 50 | 30 0 | 0 50 | 20 0 | 0 32 |
| К ^(ф) ·10 ⁻⁹ , кН/м | 1 0 | 0 1 | 1 0 | 0 1 | 1 0 | 0 1 |

Примечание. z = 46 – число участков ротора; ω = 314 рад/с – частота вращения ротора; ψ_0 = 0 – импульсное воздействие в горизонтальной плоскости; $\varepsilon_1(z) = 1$ кг на 1м; $\varepsilon_2(z)=0$ (1 кг на 1 м – неуравновешенность ротора в сечении А первого пролета); $M^{(n)} = M^{(\phi)} = B^{(n)} = B^{(\phi)} = 0$ – для всех опор. Значения параметров для элементов опор 1,2,3 представлены в виде матриц второго порядка.

импульсном кинематическом воздействии (рис.5.1, б)). Исходные данные по масляной плёнке опор скольжения, и элементам самой опоры в соответствии с рис.5.3, а приведены в таблице 5.1. Параметры масляной плёнки подшипников скольжения приняты, согласно [15,140,143] по заданным размерам подшипников первых двух пролётов ТА 300 МВт. Геометрические параметры ротора аналогичны принятым в главе 4 и соответствуют двум пролётам ТА 300 МВт.

форм колебаний $\overline{\emptyset}$ (только перемещений) Спектр частот И ДЛЯ консервативной системы ротор-опоры, используемый в разложении (5.9), показан на рис.5.1, г). Подобный спектр частот и форм колебаний определяется для остальных деформационных и силовых факторов в сечениях ротора. На рис.5.5, в качестве примера, для бруса постоянного поперечного сечения показаны результаты расчётов полной системы функций $\overline{\phi}$ разложения (по перемещениям (линейным - w, угловым - ϕ), силовым факторам (моментам - M, поперечным силам - Q) в сечениях бруса) для первых пяти собственных частот р колебаний бруса в одной плоскости.

Условия расчета нестационарных колебаний ротора на трёх опорах: кинематическое воздействие горизонтальной $(\psi_0=0);$ В плоскости неуравновешенность ротора 1 кг на 1м в сечении А первого пролета; линейность характеристик масляной пленки подшипников скольжения; линейность характеристик опор; отсутствие контакта ротора со статором. \overline{W}_{0} Неуравновешенность формирование ротора предполагает вектора начальных условий нестационарных колебаний решением задачи вынужденных колебаний (математическая модель приведена в главе 6).

Точность расчета основных параметров нестационарных колебаний зависит от числа учитываемых членов разложения (5.9). Вклад составляющих разложения

211



Рис.5.5. Формы колебаний по деформационным и силовым факторам (w, φ , M, Q) для бруса постоянного поперечного сечения на двух опорах с $K^n = 0,1 \cdot 10^7 \kappa H / M$ для пяти собственных частот: **a** $-p_1 = 7,07$ Гц; **б** $-p_2 = 28,2$ Гц; **в** $-p_3 = 63,3$ Гц; **г** $-p_4 = 112,4$ Гц; **д** $-p_5 = 175,2$ Гц.

в общее перемещение ротора можно видеть из рис.5.6, a), б), в) при последовательном переходе от низкочастотных к высокочастотным составляющим разложения (рис.5.1, г)).

Для системы ротор-опоры с заданными в таблице 5.1 параметрами опор при расчете перемещений достаточно учитывать три-четыре формы колебаний для каждого направления (1 и 2), а для определения ускорений необходимо учитывать 5-6 форм. В результате получено, что при горизонтальном сотрясении (ψ_0 =0) из-за связанности, имеющейся в системе ротор-опоры, возникают колебания и в



Рис.5.7 Перемещения цапф и сечений В, С Рис.5.8. Ускорения цапф и сечений В, С ротора при импульсном кинематическом воздействии. Воздействии.

1, 2- горизонтальное и вертикальное направление колебаний.

вертикальной плоскости несколько меньшие по величине и запаздывающие по времени. Шаг интегрирования $\Delta t \leq 0.1 \cdot T_0$, где T_0 – период колебаний высокочастотной составляющей разложения.

На рис.5.7 показаны перемещения в зависимости от времени для цапф 1, 2, 3 и центров сечений В, С неуравновешенного ротора после импульсного кинематического воздействия; на рис.5.8 – ускорения для цапф и центров

В и С ротора. По истечении времени t_{max}≈0.2 сек колебания сечений стабилизируются, переходя В режим вынужденных колебаний OT неуравновешенности ротора. Это хорошо видно из рис.5.7; 5.8 по графикам перемещений изменения проекций И ускорений сечений ротора на горизонтальное 1 и вертикальное 2 направления колебаний.

На рис.5.9 результаты представлены в виде траекторий движения центров сечений В и С ротора и ускорений центра сечения С в зависимости от времени: а, б - для идеально отбалансированного ротора; в - для ротора с неуравновешенностью в сечении А (рис.5.1, ε_A =1 кг на 1м). На рис.5.9, 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 на 1м. Рядом показано дальнейшее движение центра сечения С вплоть до установившихся стационарных колебаний от исходной неуравновешенности.

Результаты расчетов позволяют определить возможность контакта ротора со статором. Максимальный прогиб ротора имеет место в сечении С второго пролёта ($w_C = 0.22 \cdot 10^{-2}$ м). Такие перемещения не опасны для заданной конструкции ТА; они приведут лишь к смятию усов уплотнений, а жёсткое соударение ротора и корпуса отсутствует. Максимальные перемещения в районе подшипников (цапфы 1, 2, 3) больше толщины масляной пленки и возможен







Рис.5.9. 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).

контакт цапфы и вкладыша по мягкому баббитовому слою подшипника скольжения. Смазка подшипника и слой баббита (2.5-3 мм) не способствуют появлению больших значений коэффициентов трения при контакте цапфы сопротивления деформированию ротора co статором И достаточного подшипника, а следовательно, и достаточных возбуждающих сил, способных явление асинхронного обката. Чистота обработки внутренней вызвать поверхности корпуса предполагает несравнимо большие значения коэффициента трения скольжения при контакте с корпусом, чем при контакте в подшипнике и наличии смазки в нём. Поэтому контакт с подшипником менее опасен, чем контакт с корпусом (статором) в пролёте между опорами.

Аналогично определению перемещений ($\overline{\varphi}$), скоростей и ускорений в любой заданной точке системы ротор-опоры могут быть определены и силовые факторы (изгибающие моменты - М, поперечные силы - Q) в сечениях ротора. Достаточно для каждой собственной частоты в качестве формы колебаний использовать изгибающие моменты М (или поперечные силы P) в сечениях физической модели TA (рис.5.1) и по представленному алгоритму численного моделирования нестационарных колебаний найти силы и моменты. На рис.5.10, б показаны соответствующие формы P и M для первых частот (p_1 =110.5 рад/с; p_2 =154.4 рад/с) системы ротор-опоры. Изменения изгибающих моментов в цапфе 2, сечениях В и С и поперечных сил в цапфах 1, 2, 3 во времени показаны на рис.5.10, а и 5.11.

Логика *выделения* деформационных и силовых факторов в отдельные задачи связана с потребностями проектирования. Конструктора чаще всего интересуют перемещения при нестационарных колебаниях для исключения контактов ротора со статорными элементами и ускорения в сечениях ротора для оценки ударостойкости.


Рис.5.10. Изгибающие моменты (**a**) в сечениях ротора (рис.5.1) и спектры разложения (**б**) по перемещениям $\overline{\varphi}$, поперечным силам Р, изгибающим моментам М (1, 2 - для собственных частот p_1 =110.5 рад/с; p_2 =154.4 рад/с) системы ротор-опоры.

Результаты анализа численного моделирования нестационарных колебаний ротора на трёх опорах показывают сохранение работоспособности конструкции в условиях, определяемых заданными параметрами внешнего импульсного воздействия.



Рис. 5.11. Поперечные силы на цапфах ротора.

Выводы к главе 5.

1. Задача исследования динамических характеристик многоопорного ротора воздействия случае импульсного кинематического актуальна В при проектировании ТА для специальных условий эксплуатации. Это могут быть как стационарные, так И транспортные установки, подвергающиеся кинематическим возбуждениям при взрыве или землетрясении; установки, работа которых не должна прекращаться в особых условиях эксплуатации. Такого рода воздействия относятся к особым динамическим воздействиям (ОДВ), а параметры воздействий задаются в проектном задании.

2. Разработаны физическая и математическая модели, алгоритм определения системы ротор-опоры ΤA на детерминированное импульсное реакции кинематическое воздействие при схематизации статора-фундамента ТА в виде двухмассовых моделей опор с разными инерционными, жёсткостными и демпфирующими характеристиками горизонтальном В И вертикальном направлении колебаний. Движение центров сечений ротора рассматривается в

плоскости, перпендикулярной оси ротора. В основу алгоритма расчёта положен метод разложения движения системы по собственным формам колебаний соответственной консервативной системы (СК-системы). *Впервые* для сложной схематизации ТА с многоопорным ротором разработан алгоритм и получены численные результаты нестационарных колебаний системы ротор-опоры при сотрясении основания. Импульс возбуждения приходит к ротору TA, уже совершающему колебания от неуравновешенности или к идеально отбалансированному ротору.

3. В случае импульсного кинематического воздействия и движения трёхопорного ротора без контакта со статором исследования нестационарных колебаний системы ротор-опоры показали:

 для обеспечения точности результатов при расчете перемещений методом разложения по собственным формам колебаний достаточно учитывать тричетыре формы для каждого направления (1 и 2) колебаний, а для определения ускорений необходимо учитывать 5-6 форм для каждого направления;

 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;

Сравнение параметров динамической реакции системы ротор-опоры ТА с допускаемыми значениями позволяет судить о возможности эксплуатации изделия после импульсного воздействия.

4. Программный модуль моделирования нестационарных колебаний многоопорного ротора при сотрясении основания является частью комплекса программных средств (рис.7.15) динамики роторных систем.

ГЛАВА 6. СТАЦИОНАРНЫЕ КОЛЕБАНИЯ СИСТЕМЫ РОТОР-ОПОРЫ ТА, ДИНАМИЧЕСКАЯ УСТОЙЧИВОСТЬ, КОЛЕБАНИЯ РОТОРА ПОСЛЕ ВНЕЗАПНОЙ РАЗБАЛАНСИРОВКИ (МЕТОД И РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ)

Методы расчётов динамических характеристик ТА при стационарных воздействиях разрабатывались многими научными коллективами на основании разных физических и математических моделей и их постоянное использование стало привычным в практике проектирования роторных систем ТА. Из воздействий на ротор рассматриваются силы неуравновешенности разного рода, неконсервативные и демпфирующие силы. Задачи, представленные в этом В линейной рассматриваются постановке при линейных разделе, характеристиках связей ротора (линейности характеристик масляной плёнки и опор ротора, линейности характеристик аэродинамического потока). Здесь показано применение метода начальных параметров к расчёту частот и форм колебаний и метода разложения по собственным формам колебаний системы ротор-опоры к расчёту вынужденных колебаний, динамической устойчивости и нестационарных колебаний после внезапной разбалансировки ротора ТА. Физическая модель системы ротор-опоры соответствует рис.1.1, 5.1. Оси 1° 0 ° 2° и 1 0 2 на рис.5.1 являются неподвижными осями координат.

Для достоверного представления свойств третьей динамической системы (опор) ТА, предварительно, экспериментальным путём желательно определить динамические податливости опор на прототипах ТА. Возбуждение опор выполняется, например, эксцентриковым вибратором, который устанавливается в расточку опоры ТА, собранного без ротора. Определяется АЧХ опоры в горизонтальном и вертикальном направлении при возбуждении единичной силой в частотном диапазоне вращения ротора и строится динамическая податливость опоры - зависимость амплитуды колебаний от частоты возбуждения.

6.1. Экспериментальные динамические податливости опор ТА и выбор параметров заменяющих двухмассовых моделей опор

Динамическая податливость опоры IV ТА 300 МВт, определённая экспериментально возбуждением эксцентриковым вибратором, показана на рис.6.1 (кривые 1, 3). Динамическая жёсткость двухмассовой заменяющей модели опоры на частоте возбуждения ω находится по зависимости [143]:

$$\Delta_{1} = \frac{\left[a_{11}^{(\phi)}(-m_{11}^{(n)}\omega^{2} + k_{11}^{(M)}) + k_{11}^{(n)}(-m_{11}^{(\phi)}\omega^{2} + k_{11}^{(\phi)})\right]}{k_{11}^{(M)}\left[a_{11}^{(\phi)}(-m_{11}^{(n)}\omega^{2}) + k_{11}^{(n)}(-m_{11}^{(\phi)}\omega^{2} + k_{11}^{(\phi)})\right]}, \qquad (6.1)$$

где: $a_{11}^{(\phi)} = -m_{11}^{(\phi)}\omega^2 + k_{11}^{(\phi)} + k_{11}^{(n)}$

В формуле (6.1) индексы (11) соответствуют горизонтальному направлению колебаний. Для вертикального направления колебаний двухмассовой модели опоры параметры будут иметь индекс (22). Приведенные массы двухмассовой модели опор условно обозначены, как «масса подшипника» и «масса фундамента», что в определённой степени относится и к выбору индексов при разработке алгоритма и при анализе результатов. м, n, ф - характеризуют, соответственно, масляную плёнку подшипника (*м*), стула подшипника (*n*), фундамента (ф). Обозначения и индексы связаны с общим представлением параметров жёсткости К, демпфирования В и инерционности М опор матрицами второго порядка, характеризующими параметры опор в двух взаимно-перпендикулярных направлениях; *р* – собственные частоты колебаний опоры; ω - частота возбуждающей силы; Δ_1 - динамическая жёсткость опоры. Разработанная в [143] математическая модель колебаний двухмассовой модели опоры ТА, позволяет определить параметры (масса, жёсткость, демпфирование) двухмассовой модели по экспериментальным динамическим податливостям опоры ТА. Основное допущение метода заключается в предположении малого взаимного влияния резонансов опоры, что тем более верно, чем дальше резонансы удалены друг от друга.



Рис. 6.1. Динамическая податливость опоры IV ТА 300 МВт.
 - эксперимент (1); ---- заменяющая модель (2); 1,2 - вариант опоры после модернизации: ---- – эксперимент (3 - вариант опоры до модернизации).



Рис. 6.2. Динамические жёсткости масляной плёнки подшипника IV TA 300 MBт. Значения приведены в относительных единицах. Реальные значения получаются умножением на 10^6 - для жёсткости κ (в кH/м), на 10^4 - для демпфирования β (в кH·с/м).

На рис.6.2, для примера, приведены динамические жёсткости масляной плёнки подшипника IV ТА 300 МВт, рассчитанные по методике [15]. Полные данные по динамическим характеристикам (жёсткость, демпфирование) плёнки семи

подшипников ТА, параметрам ротора и опор приведены в [143]. Модель рис.1.1 использована в расчётах АЧХ, линий динамического прогиба, коэффициентов чувствительности, устойчивости движения и переходных колебаний ротора ТА 300 МВт после внезапной разбалансировки.

6.2. Спектр частот и форм колебаний системы ротор-опоры ТА

Минимальная, но и наиболее доступная информация о динамических свойствах проектируемой системы ротор-опоры ТА получается из анализа результатов расчёта спектра частот и форм колебаний. В случае сложных физических моделей ТА, какими являются модели, приведенные на рис. 1.1; 5.1-5.3, для решения задачи собственных значений, как правило, используется один из приближённых численных методов исследования. Спектр частот и колебаний форм собственных определяется ДЛЯ соответственной консервативной системы (СК-системы) ротор-опоры TA. СК-система получается, если исключить демпфирование в элементах принятой модели ротор-опоры ТА, а характеристики жёсткости неконсервативных сил масляного слоя подшипников скольжения и аэродинамических сил рабочего потока заменить консервативными характеристиками. В результате такого матрица жёсткости неконсервативных сил преобразования (аналогично изложенному в главе 5) представляется в виде суммы симметричной (К_c) и антисимметричной (К_а) составляющих

$$K = K_c + K_a \tag{6.2}$$

В СК-системе ротор-опоры используется симметричная (K_c) часть матрицы, характеризующая консервативные силы масляного слоя подшипников и аэродинамических сил. Антисимметричная (K_a) составляющая матрицы жёсткости неконсервативных сил учитываются далее в алгоритме расчёта параметров вынужденных, нестационарных колебаний и устойчивости роторов. Алгоритм расчёта спектра частот и форм колебаний СК-системы роторопоры ТА и программная его реализация основаны на методе начальных параметров, предложенном в работах Prohl [177,178], Ивовича В.А [32]. В матричном представлении алгоритм отличается простотой и изящностью, легко программируется и получил широкое распространение у исследователей разных научных школ [53,102,105,108,143]. В основе метода лежит связь векторов кинематических и динамических параметров в соседних сечениях ротора через переходную матрицу участка ротора между сечениями. Это позволяет связать векторы параметров в крайних (начальном и конечном) сечениях ротора через произведение переходных матриц участков ротора:

$$\overline{w}_{0} = \Pi \quad \mathbf{A}_{i} \cdot \overline{w}_{z} , \qquad (6.3)$$

$$\mathbf{b}: \qquad \overline{w}_{0} = \begin{bmatrix} M \\ Q \\ \theta \\ u \end{bmatrix}_{0} ; \overline{w}_{z} = \begin{bmatrix} M \\ Q \\ \theta \\ u \end{bmatrix}_{z} ,$$

здесь:

«П» означает произведение переходных матриц участков; A_i - матрица перехода от участка к участку дискретной модели ротора; z – число участков ротора; \overline{w}_0 , \overline{w}_2 - вектора, включающие силовые (*M* - момент, *Q* - поперечная сила) и кинематические (θ - угол поворота; *u* - смещение) параметры в начале и в конце вала. Опоры в (6.3) учитываются специальными матрицами, включающими динамическую жёсткость опоры (6.1). Неконсервативные силы аэродинамического потока учитываются в системе ротор-опоры введением дополнительного массива сечений, определяющего места взаимодействия ротора и аэродинамического потока. Обычно эти сечения совпадают с положением рабочих ступеней проточной части и уплотнениями.

Применение метода начальных параметров в расчётах собственных частот показывает достаточную точность определения частот и форм колебаний роторов на 4-5 упруго-инерционно-демпферных опорах. Это подтверждается исследованиями А.И. Куменко [59], Э.Л. Позняка [102,105,106] и других

исследователей. Опыт автора показывает, что основной вклад в погрешность расчётов вносят стандартные программы матричной алгебры, заимствованное из [113], исполнение которых отличается недостаточной точностью. Это легко проверяется произведением обратной и исходной матриц с использованием стандартных программ [113] при увеличении порядка матриц. Такая операция уже при порядке матриц выше 16-20 даёт ошибку при попытке получить единичную матрицу. Более точные стандартные программы матричной алгебры содержатся, например, в библиотеках алгоритмического языка Fortran современных модификаций.

Следует отметить, что использование любого из методов определения частотных характеристик ротора не обходится без разработки дополнительных мер (отсеивание антирезонансов, масштабирование исходных данных расчёта, двойная точность счёта и т. п.), позволяющих эффективно использовать любой из методов для увеличения точности расчётов. Считается, что не так важно, какой метод используется, но важнее каким образом это делается. Расчёты роторов на податливых опорах, когда опоры заменяются пружинами с податливостями, соответствующими экспериментальным податливостям опор, выполняются без затруднений. Представление второй динамической системы более сложными моделями (рис.1.1; 5.1; 5.3, а) для каждой опоры ТА создаёт ряд затруднений в получении точных результатов по частотам и формам колебаний многоопорного ротора. При поиске нуля определителя в этом случае требуется разработка специальных методов для отсеивания антирезонансных частот (мест разрывов функции определителя (рис.6.3)).





а – на податливых оезинерционных опорах, о – на двухмассовых опорах.

В существенной мере точность расчёта частот зависит от возможностей используемой вычислительной техники.

На рис.6.4 показаны 15 частот и форм (для вертикального направления) колебаний ротора ТА 300 МВт на семи упруго-инерционных двухмассовых опорах с разными параметрами опор и масляной плёнки подшипников скольжения в горизонтальном и вертикальном направлении колебаний. Приведённый на рис.6.4 спектр частот и форм колебаний рассчитан для скорости вращения ротора 3000 об/мин методом начальных параметров. Полный спектр частот и форм (для горизонтального -1 и вертикального -2 направления колебаний) приведен в [143]. Густой спектр частот и форм

колебаний в диапазоне 0-3800 об/мин определяется не только колебаниями пролётов (по первой, второй формам), но и смещениями масс опор при колебаниях по соответствующей форме.



Рис. 6.4. Спектр частот и форм колебаний системы ротор-опоры TA 300 MBт в вертикальном (2) направлении колебаний.

I-VII - номера опор; - форма колебаний валопровада; • - смещение приведенной массы подшипника; × - смещение приведенной массы фундамента.

Например, формы колебаний 2945 об/мин (горизонтальное направление [143]) и 2960 об/мин (вертикальное направление, рис.6.4) связаны со значительным перемещением приведенной массы опоры IV, а не только смещениями центров сечений пролёта РНД.

6.3. Вынужденные колебания системы ротор-опоры ТА от неуравновешенности ротора (метод и результаты расчётов)

Физическая И математическая модель исследования вынужденных колебаний ротора ОТ неуравновешенности являются частью задачи нестационарных колебаний неуравновешенного ротора ТА, изложенной в главе 5. Выделение вынужденных колебаний в специальный модуль программного комплекса связано с постоянным использованием задачи вынужденных колебаний в проектных расчётах [53,143].

Силы масляной плёнки (6.4) подшипников скольжения и силы аэродинамического потока (6.5) в проточной части и уплотнениях турбины учитываются аналогично принятому в главах 4, 5:

$$-\overline{q}^{(M)} = K^{(M)}\overline{w} + B^{(M)}\dot{\overline{w}} \quad , \tag{6.4}$$

где:

$$\overline{q}^{(M)} = \begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \end{bmatrix}^{(M)}; \quad K^{(M)} = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} \\ k_{21} & k_{22} \end{bmatrix}^{(M)}; \quad B^{(M)} = \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} \\ b_{21} & b_{22} \end{bmatrix}^{(M)}; \quad \overline{w} = \begin{bmatrix} w_1 \\ w_2 \end{bmatrix}$$
$$-\overline{q} = K^{(t)}\overline{w} + K^{(u)}\cdot\overline{\varphi} \qquad (6.5)$$
$$\begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} w_1 \\ w_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} w_1 \\ w_2 \end{bmatrix}$$

где:
$$\overline{q} = \begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \end{bmatrix}$$
; $K^{(t)} = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} \\ k_{21} & k_{22} \end{bmatrix}^{(t)}$; $K^{(u)} = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} \\ k_{21} & k_{22} \end{bmatrix}^{(u)}$; $\overline{w} = \begin{bmatrix} w_1 \\ w_2 \end{bmatrix}$; $\overline{\varphi} = \begin{bmatrix} \varphi_1 \\ \varphi_2 \end{bmatrix}$

Основные уравнения *стационарных* колебаний системы ротор-опоры ТА при действии неуравновешенных сил разной природы формируются из уравнений нестационарных колебаний 5.2-5.6 (глава 5) и будут иметь вид:

$$\begin{bmatrix} \beta(z)\overline{w}''(z) \end{bmatrix}'' + \delta(z-z_i) \Big\{ K_i^{(M)} \Big[\overline{w}_i - \overline{w}_i^{(n)} \Big] + B_i^{(M)} \Big[\dot{\overline{w}}_i - \dot{\overline{w}}_i^{(n)} \Big] \Big\} + 2h\mu(z) \Big[\dot{\overline{w}}(z) - \dot{\overline{w}}_j^{(n)} \Big] + K^{(t)} \Big[\overline{w}(z) - \overline{w}_j^{(n)} \Big] + K^{(u)} \Big[\overline{w}'(z) - \overline{w}_j^{(n)} \Big] + \mu(z) \dot{\overline{w}}(z) = \overline{q}$$

$$(6.6)$$

$$M_{i}^{(n)}\ddot{w}_{i}^{(n)} + K_{i}^{(n)} \Big[\overline{w}_{i}^{(n)} - \overline{w}_{i}^{(\phi)} \Big] + B_{i}^{(n)} \Big[\dot{\overline{w}}_{i}^{(n)} - \dot{\overline{w}}_{i}^{(\phi)} \Big] = K_{i}^{(M)} \Big[\overline{w}_{i} - \overline{w}_{i}^{(n)} \Big] + B_{i}^{(M)} \Big[\dot{\overline{w}}_{i} - \dot{\overline{w}}_{i}^{(n)} \Big]$$
(6.7)

$$M_{i}^{(\phi)} \overline{w}_{i}^{(\phi)} + K_{i}^{(\phi)} \overline{w}_{i}^{(\phi)} + B_{i}^{(\phi)} \overline{w}_{i}^{(\phi)} = K_{i}^{(n)} \left[\overline{w}_{i}^{(n)} - \overline{w}_{i}^{(\phi)} \right] + B_{i}^{(n)} \left[\frac{\dot{w}_{i}^{(n)}}{w_{i}^{(\phi)}} - \frac{\dot{w}_{i}^{(\phi)}}{w_{i}^{(\phi)}} \right]$$
(6.8)

Решение системы дифференциальных уравнений 6.6-6.8 находится в виде рядов (6.9) по собственным формам колебаний СК-системы ротор-опоры для прогиба $\overline{w}(z, t)$ ротора, смещений приведенных масс $\overline{w}_i^{(n)}(t)$ подшипника, приведенных масс $\overline{w}_i^{(\phi)}(t)$ фундамента:

$$\overline{w}(z,t) = \sum_{S=1}^{\infty} T_S(t) \,\overline{\varphi}_S(z); \quad \overline{w}_i^{(n)}(t) = \sum_{S=1}^{\infty} T_S(t) \,\varphi_S^{(n)}; \quad \overline{w}_i^{(\phi)}(t) = \sum_{S=1}^{\infty} T_S(t) \,\overline{\varphi}_S^{(\phi)}$$
(6.9)

Описание принятых обозначений и алгоритм решения системы дифференциальных уравнений 6.6-6.8 методом разложения по собственным формам колебаний СК-системы соответствует изложенному в главе 5 алгоритму. Окончательно решается система уравнений вида 6.10

$$\ddot{T}_{k}(t) + p_{k}^{2}T_{k}(t) + \sum_{S=1}^{\infty} T_{S}(t) \cdot a_{kS} + \sum_{S=1}^{\infty} \dot{T}_{S}(t) \cdot l_{kS}' = q_{1}, \qquad (6.10)$$

где в правой части, по сравнению с (5.12), сохраняются только возбуждающие силы от неуравновешенности ротора вида $q_1(t)$, выражения значений которых могут быть представлены, например, в виде 4.17 (глава 4):

$$\overline{q_1} = \omega^2 \begin{bmatrix} \varepsilon_{11} \cos(\omega t) + & \varepsilon_{12} \sin(\omega t) \\ \cdot & \cdot \\ \varepsilon_{n1} \cos(\omega t) + & \varepsilon_{n2} \sin(\omega t) \end{bmatrix}$$
(6.11)

*Е*_{*k1*} - разложение неуравновешенности по собственным формам колебаний.

Система дифференциальных уравнений (6.10) в матричном виде будет иметь вид:

$$\ddot{\overline{T}} + L\dot{\overline{T}} + A\overline{T} = \overline{q}_1 \quad . \tag{6.12}$$

Вектора \overline{T} , $\overline{q_1}$ и матрицы L, A описаны в главе 5.

Установившийся процесс вынужденных колебаний ротора определяется решением

$$\overline{T} = \overline{a}\cos(\omega t) + \overline{b}\sin(\omega t)$$

и сводится к системе линейных уравнений вида $B\overline{x} = \overline{c}$, где: \overline{x} - вектор из составляющих векторов \overline{a} и \overline{b} ;

 \overline{c} - вектор из составляющих вектора $\overline{q}_1(t)$;

В-матрица, составленная из коэффициентов матриц *L* и *A* системы уравнений (6.12):

$$B = \begin{bmatrix} A & \omega L \\ -\omega L & A \end{bmatrix}$$

В практических расчётах число членов разложения (6.9), как и в случае нестационарных колебаний (глава 5), ограничивается числом собственных частот рабочего диапазона оборотов ротора ТА или несколькими частотами вблизи исследуемой скорости вращения ротора.

6.4. Результаты исследований АЧХ и линий динамического прогиба многоопорного ротора от неуравновешенности разной формы

Технология подготовки исходных данных для расчётов АЧХ и результаты расчётов показаны далее на примере расчёта динамических характеристик системы ротор-опоры ТА 300 МВт. Предварительно с использованием специальных программ готовится исходная информация по ротору (геометрические, жёсткостные и инерционные характеристики участков ротора), по опорам ротора (жёсткостные и демпфирующие характеристики масляной плёнки подшипников скольжения и опор, массы опор), по характеристикам аэродинамического потока. Так, на рис.6.2 представлены расчётные значения динамических характеристик масляной плёнки для одного из подшипников скольжения ТА. Возбуждающие силы аэродинамического потока в проточной части и уплотнениях ТА определены по методикам [41-43,45-49]. Спектр разложения получен решением задачи собственных значений (раздел 6.2).

В процессе исследований показано, что число r_k членов разложения (рис.6.4) может быть уменьшено до четырёх для каждой плоскости колебаний без существенной потери в точности вычислений амплитуд вынужденных колебаний. На рис. 6.5, 6.6 показаны результаты расчётов АЧХ, динамического прогиба ротора ТА при разной форме неуравновешенности РНД. Результаты сопоставлены с экспериментом (рис.6.5, а, 6.6, а) для случая кососимметричной и сосредоточенной неуравновешенности РНД. На рис 6.5, б, 6.6, б показано влияние числа членов разложения r_k на точность расчёта динамического прогиба ротора. Результаты показывают, что скорости вращения 1400 и 3000 об/мин ротора ТА 300 МВт в приведенном варианте исполнения являются нечувствительными скоростями (рис.6.5, 6.6) для кососимметричной и симметричной неуравновешенностей РНД, соответственно.



Рис. 6.5. 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.



Рис. 6.6. АЧХ опоры IV (**a**) и линии динамического прогиба (**б**) одного из вариантов исполнения ТА 300 МВт при возбуждении единичным небалансом в сечениях А, В РНД на радиусе балансировочного паза 0.64 м.

232

Приближённый расчёт амплитуд вибрации. При малом демпфировании в системе ротор-опоры и малом влиянии побочных коэффициентов жёсткости плёнки масла и рабочего потока, связанность колебаний по разным формам может быть незначительной и уравнения системы (6.10) в первом приближении можно рассматривать как независимые. Влияние каждого из уравнений будет определяться близостью соответствующей собственной частоты к расчётной частоте вращения ротора и формой неуравновешенности. Очевидно, что для резонансной зоны и незначительного демпфирования в системе ротор-опоры, можно рассматривать одно уравнение системы (6.12). Тогда из (6.10) и (6.9) может быть найдено приближённое значение амплитуды установившихся вынужденных колебаний в сечении z ротора при резонансе $\omega = p_k$ под воздействием небаланса, расположенного в сечении z_0

$$2 A_{k}(z) = 2 \varphi_{k}(z) \varphi_{k}(z_{0}) m r_{0} / \eta_{kk}, \qquad (6.13)$$

где: $\eta_{kk} = l_{kk} / p_k$ - коэффициент демпфирования системы ротор-опоры при колебаниях по форме номера k; $\varphi_k(z)$ – значение нормированной главной формы колебаний в сечении z системы ротор-опоры; $\varphi_k(z_0)$ – значение нормированной главной формы в сечении z_0 ротора, где расположен сосредоточенный небаланс массой m на радиусе r_0 от оси вращения вала. Формула (6.13) содержит главные формы одного направления (горизонтального или вертикального) и позволяет определить амплитуды вынужденных колебаний в этом направлении.

Если $m \cdot r_0 = 1 \kappa r_0$, то формула (6.13) даёт значение коэффициента чувствительности системы ротор-опоры к единичному небалансу в каком либо сечении ротора. Тогда коэффициент чувствительности:

$$G(z) = 2000 \ \varphi_k(z) \ \varphi_k(z_0) \ / \ \eta_{kk}, \tag{6.14}$$

Здесь: *G*(*z*) – коэффициент чувствительности – удвоенная амплитуда вибрации (в микронах) от возбуждения единичным небалансом.

В случае значительных антисимметричных (побочных) частей матриц неконсервативных сил точность расчёта может быть повышена по парным

учётом уравнений системы (6.10; 6.12), когда во внимание принимаются по одному уравнению для каждого направления колебаний.

В таблице 6.1 сопоставлены экспериментальные и расчётные коэффициенты чувствительности ротора ТА при возбуждении грузами единичной массы, располагаемыми в балансировочных пазах РНД.

Таблица 6.1. Сопоставление расчётных и экспериментальных коэффициентов чувствительности ротора ТА 300 МВт при неуравновешенности 1 кг в балансировочных пазах ротора РНД

| | Направление | Эксперимент | Расчёт | Расчёт по фор |
|-----------------------|-------------|-------------|-----------|---------------|
| | колебаний | | | муле (6.14) |
| | | Ν | мк / град | МК |
| G _a / γ | 1 | - | 18 / 37 | 17 |
| | 2 | 44 / 111 | 61 / 286 | 70 |
| $G_{_{B}} / \gamma$ | 1 | 49 / 62* | 18 / 37 | 17 |
| 2 | 2 | 70/ 266* | 56 / 297 | 69 |
| G_{κ} / γ | 1 | 85 / 53 | 35 / 38 | 33 |
| × , | 2 | 140 / 120 | 118 / 288 | 138 |

**) Для определения амплитудных значений виброскорости необходимо умножить значение амплитуды на соответствующее значение угловой скорости вращения ω ротора.

В таблице 6.1 приняты следующие обозначения: 1, 2- горизонтальное и вертикальное направление колебаний, соответственно; G_{κ} - удвоенная амплитуда вибрации (коэффициент чувствительности) на крышке подшипника IV в горизонтальном и вертикальном направлениях при кососимметричной форме неуравновешенности (в сечениях A и B) РНД; G_a , G_B - то же для единичной массы, расположенной в сечении A и B, соответственно, на радиусе балансировочного паза. В таблице 6.2 значения над чертой суть удвоенные амплитуды вибрации, значения под чертой - фазы колебаний в градусах. Экспериментальные данные в таблице 6.2 (за исключением отмеченных звёздочкой), соответствуют усреднённым значениям по нескольким TA подобного типа. Экспериментальные значения, отмеченные звёздочкой,

соответствуют турбоагрегату, для которого выполнен расчёт, начиная с подготовки данных по опорам и до расчёта АЧХ.

Использование методов математического моделирования динамических характеристик системы ротор-опоры ТА при стационарных воздействиях в сочетании с требуемыми нормами проектирования обеспечивает длительную эксплуатацию ТА.

6.5. Устойчивость движения многоопорного ротора ТА при действии неконсервативных сил подшипников скольжения и сил рабочего потока

ТА большой мощности, В TA, особенно И возможно появление самовозбуждающихся колебаний ротора под воздействием сил гидродинамического аэродинамического происхождения. Поэтому И определение динамической устойчивости границы как совокупности параметров работы ТА (частоты вращения, мощности ТА, температуры масла в подшипниках), при которых нарушается спокойное вращение ротора ТА и возникают автоколебания, становится важной задачей. При неизменных общих условиях автоколебания ротора могут возникнуть при повышении нагрузки ТА. Мощность, при которой возникают автоколебания ротора, называется пороговой мощностью.

Для определения границы динамической устойчивости системы роторопоры ТА проводится анализ устойчивости решения однородной системы уравнений (6.10, 6.12). Если применить способ понижения порядка уравнений, описанный в главах 3, 4, 5, получим систему уравнений первого порядка вида (6.15), в которой исключены возбуждающие силы \overline{Q} от неуравновешенности:

$$\overline{W} = D\overline{W}$$
, (6.15)
где: $D = \begin{bmatrix} 0 & E \\ -A & -L' \end{bmatrix}$ (6.16)

Обозначения в (6.15, 6.16) соответствуют главе 5.

n = 2·*r*_k - порядок блочных матриц, входящих в матрицу *D*; *r*_k - число собственных частот, рассчитанных для одного направления колебаний. Анализ устойчивости основан на применении метода, изложенного в [30] и сводится к простым операциям рекуррентного перемножения матриц (6.18).

Суть метода: составляется характеристическое уравнение, соответствующее переходу в новую плоскость:

$$L_u + \rho E = 0 , \qquad (6.17)$$

где: ρ – характеристическое число; Е – единичная матрица порядка 2· n.

$$L_u = E + 2 (D - E)^{-1}$$
(6.18)

Если система устойчива, то корни характеристического уравнения (6.17) – собственные значения матрицы L_u - будут лежать внутри единичного круга с центром в начале координат, т.е. будут меньше единицы. При возведении в некоторую степень их значения стремятся к нулю. К нулю в этом случае стремятся и элементы матрицы L_u . Таким образом, достаточно возвести в относительно высокую степень матрицу L_u . Алгоритм определения устойчивости при матричном представлении системы уравнений оказывается достаточно компактным и применимым к любому числу уравнений. Программный модуль определения динамической устойчивости входит, как составная часть, в общий комплекс программных средств (рис.7.15) динамики роторных систем.

устойчивости Задача определения применялась К исследованию устойчивости движения систем ротор-опоры для разных конструкций ТА [51,52,143]. В дальнейшем метод оценки устойчивости движения многоопорных роторов получил развитие в работах А.П. Ручнова [112]. В процессе исследовательских работ по доводке конструкции турбонасосного агрегата К-17-1,5П+ПТН-1500 на предприятии ОАО "КТЗ", включавших экспериментальное и расчётное моделирование [142], разработанный метод и метод [112] были сопоставлены по точности оценки границы динамической устойчивости авторами разработок: Шатохин В.Ф. (ОАО "КТЗ), Ручнов А.П.

(МЭИ; КБ "Приборостроение", г. Тула)). Разница в определении границы динамической устойчивости для разных конструкций систем ротор-опоры не превышала 6-8%. Таким образом, результаты, полученные с использованием математической модели и программного модуля получили подтверждение результатами Ручнова А.П., результатами расчётно-исследовательских работ ОАО «КТЗ» и длительной промышленной эксплуатацией турбонасосного агрегата на электрических станциях.

6.6. Переходные колебания многоопорного ротора после внезапной разбалансировки

Задача расчёта динамических характеристик ротора ТА при внезапной разбалансировке в линейной постановке, решение которой представлено в главе 2, 3 для симметричного ротора на двух опорах, в главе 4 – методом МКЭ для ротора на нескольких опорах, достаточно изящно решается методом разложения по собственным формам колебаний для многоопорных роторов. Система дифференциальных уравнений (6.6-6.8), в представлении решения (6.9) сводится к системе уравнений (6.10, 6.12). Предполагая, что в момент, предшествующий возникновению небаланса, ротор имел идеальную балансировку, начальные условия можно записать в виде:

$$t=0$$
 $\overline{W}=0;$ $\dot{\overline{W}}=0$,

или для функций $T_k(t)$ уравнений (6.10): t = 0; $T_k(t) = 0$; $\dot{T}_k(t) = 0$; $(k = 1 \div t)$ *n*). На рис. 6.7, а и 6.7, б представлены результаты исследований переходных колебаний после внезапной разбалансировки ротора 300 МВт в сечении В пролёта РНД. Величина разбалансировки 0.64 кг м. Задевания о статор при этом уровне разбалансировки и демпфировании в плёнке подшипников отсутствуют, что видно из траектории переходных колебаний (рис.6.7, а) центра сечения В РНД. Направление вращения ротора здесь принято по часовой стрелке, а в момент разбалансировки начальный угол поворота ротора $\psi_0 = \pi$. Дальнейшее движение точки *В* показано стрелкой. Окружностью представлена величина зазора между ротором И статором В месте разбалансировки. Амплитуды колебаний переходного процесса без задеваний о статор количественно зависят от отстройки ротора от резонанса, величины эксцентриситета после разбалансировки (величины потерянной массы). месторасположения потерянной массы: вблизи узла или вблизи пучности той формы или форм колебаний, которые по собственным частотам больше всего

приближены к собственной частоте вращения ротора в момент разбалансировки. Если потеря массы происходит в узле некоторой формы колебаний, то колебания по этой форме вообще не возникают. Напротив, при потере массы в пучности некоторой формы – по этой форме возникают колебания, особенно интенсивные при резонансных и близких к резонансным режимах. Установившийся режим колебаний наступает через несколько оборотов ротора и представляет собой вынужденные колебания с частотой, равной частоте вращения ротора.



Рис. 6.7. Переходные колебания центра сечения цапфы и приведенной массы подшипника IV ТА 300 МВт после внезапной разбалансировки в сечении В РНД. а - траектория движения цапфы; б - горизонтальные (1), вертикальные (2) перемещения цапфы и приведенной массы подшипника IV опоры.

С более подробными результатами исследований свободных, вынужденных колебаний, устойчивости и переходных колебаний роторов на двух, трёх, семи опорах с использованием метода разложения по собственным формам колебаний можно познакомиться в работах [53,54,142,143]. Сравнение результатов моделирования с экспериментальными данными для роторов на четырёх опорах приведено в главе 7.

На рис. 6.8 представлена структура программного модуля для решения отмеченных в главе 6 задач.



Рис. 6.8. Структура программного модуля численного моделирования исследований свободных, вынужденных колебаний, динамической устойчивости движения и нестационарных колебаний после внезапной разбалансировки системы ротор-опоры ТА.

Выводы к главе 6.

1. Представлены физические и математические модели колебаний системы двухмассовых опорах для решения следующих ротор-опоры на задач стационарной динамики ротора: определение спектра частот и форм свободных колебаний колебаний системы ротор-опоры, вынужденных OT неуравновешенности, динамической устойчивости ротора TA. а также переходных колебаний после внезапной разбалансировки ротора. Исследовано влияние числа членов разложения по собственным формам колебаний на

241

точность расчётов АЧХ. Результаты моделирования подтверждены экспериментальными данными (глава 6,7)

2. Математические модели и программные модули комплекса программных средств, представленные в этом разделе, применяются в практике проектирования роторных систем ТА различного назначения, насосов, центрифуг предприятия ОАО "КТЗ" в течение нескольких десятков лет.

ГЛАВА 7. РАСЧЁТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ. ПОДТВЕРЖДЕНИЕ ОСНОВНЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЯМИ ОТЕЧЕСТВЕННЫХ И ЗАРУБЕЖНЫХ АВТОРОВ

В главе 2 результаты, полученные на основе математического моделирования нестационарных колебаний ротора в зазоре (без задеваний о статор), позволили объяснить петли траекторий движения, полученные экспериментами Банах Л.Я. и расчётами автора, а также их разрушение при увеличении демпфирования в системе ротор-опоры (нарушение симметрии прецессии). Влияние демпфирования в нарушении симметрии прецессии подтверждается исследованиями Пасынковой И. А. [99].

В главе 6 результаты моделирования стационарных колебаний многоопорного ротора подтверждены экспериментальными исследованиями ТА 300 МВт (рис.6.5-6.6, таблица 6.1).

7.1. Результаты исследований питательного турбонасосного агрегата (ПТНА)

В исследовательских работах ОАО "КТЗ" по улучшению вибрационных характеристик питательного турбонасосного агрегата (ПТНА) К-17-1.5П+ПН-1500-350 программный модуль (рис.6.8) использован для определения динамических характеристик системы роторов (рис. 7.1) с гибкой муфтой (рис. 7.2). Система роторов четырёхопорная. Математическое моделирование выполнено с учётом гидродинамических сил [142] в щелевых уплотнениях насоса и в подшипниках скольжения. Исследовательские работы выполнялись на модельном и натурном стендах.



Рис.7.1. Физическая модель системы роторов турбина-гибкая муфта-насос питательного турбонасосного агрегата (ПТНА) К-17-1.5П+ПН-1500-350



Рис. 7.2. Эскиз гибкой муфты

Для системы роторов турбина - гибкая муфта - насос спектр частот и форм свободных колебаний с учётом податливости плёнки подшипников скольжения представлен в таблице 7.1 и на рис. 7.3 для разной жёсткости опор.

Таблица 7.1. Спектр частот свободных колебаний системы роторов турбина-гибкая муфта-насос ПТНА с учетом податливости плёнки масла подшипников скольжения

| Изгибная жесткость | Wectkoctb onop, KH/M | | |
|------------------------------------|--------------------------|--------------------------|--|
| $\mathcal{H} \times \mathcal{M}^2$ | 2×10 ⁵ | 1×10 ⁶ | |
| 32.21×10 ³ | 184.8 497.1 619.5 | 210.5 552.5 695.9 | |
| 161.1×10 ^ð | 185.6 540.4 629.08 | 213.25 607.4 762.7 | |



Рис. 7.3. Формы колебаний системы роторов турбина-гибкая муфта-насос ПТНА (жёсткость опор К^(п)_{1-3, 12}=0.1·10⁷ кН/м). 1, 2, 3 – номера форм.

На рис. 7.4 приведены АЧХ системы роторов при значительной неуравновешенности в сечениях 19 и (39, 46) $\varepsilon = 1$ мм, полученные разработанным методом математического моделирования (глава 6). Неуравновешенность в первом и втором (муфта) пролётах системы роторов показана стрелками. В результате исследовательских работ резонансные зоны выведены за пределы рабочего диапазона (2660-4700 об/мин) ПТНА.



Рис. 7.4. АЧХ системы роторов турбина-гибкая муфта-насос ПТНА и динамический прогиб на резонансных частотах при неуравновешенности в первом пролёте (сечение 19) и на дисках гибкой муфты (сечения 39, 46) 1 - горизонтальное; 2 - вертикальное направление колебаний.

Питательные турбонасосные агрегаты российского производства (в частности OAO «КТЗ») не уступают по вибрационным характеристикам и надёжности (рис.7.5) насосным агрегатам зарубежных фирм («KSB», «Sulzer»).





Насос КТЗ



Рис. 7.5. Изменение спектра вибрации подшипников насосов фирм «KSB» и OAO «КТЗ» в вертикальном направлении за семь месяцев эксплуатации (испытания на Пермской ГРЭС).

Расчётная граница динамической устойчивости турбонасосного агрегата (ПТНА) ОАО "КТЗ" отличается на 6-8% от расчётов, выполненных для ПТНА А.П. Ручновым (МЭИ; КБ "Приборостроение", г. Тула) по методике [112].

7.2. Расчётно-экспериментальные исследования ротора на четырёх опорах

Стендовая система роторов состоит из трёх пролётов: пролёта турбины нагрузочного устройства и гидротормоза. В таблице 7.2 и на рис. 7.7 приведен спектр разложения системы роторов (рис.7.6) для жёсткости опор K^(п)₁₋₄=0.1·10⁷



Рис. 7.6. Физическая модель системы роторов

Таблица 7.2. Спектр частот свободных колебаний системы роторов с учетом податливости плёнки воды и масла подшипников скольжения

| Частоты, Гц | Жесткости опор: $K^{(\pi)}_{1,2} = 0.1 \cdot 10^6 \ \kappa H/M$ $K^{(\pi)}_{3,4} = 0.1 \cdot 10^7 \ \kappa H/M$ | Жесткости опор: $K^{(n)}_{1,2} = 0.1 \cdot 10^7 \kappa H/M$ $K^{(n)}_{3,4} = 0.1 \cdot 10^7 \kappa H/M$ |
|----------------|---|---|
| \mathbf{f}_1 | 21.16 | 22.07 |
| f_2 | 24.92 | 25.42 |
| f3 | 42.3 | 42.33 |
| f4 | 64.85 | 64.86 |



Рис. 7.7. Формы колебаний системы роторов с учётом податливости плёнки воды и масла (жёсткость опор $K^{(n)}_{1:4}=0.1\cdot10^7$ кН/м): - f₁; --- f₂; --- f₃; - f₄

кН/м, а на рис.7.8 - АЧХ системы роторов для сечений А и Р, полученные разработанным в главе 6 методом математического моделирования.



Рис. 7.8. АЧХ системы роторов при неуравновешенности во втором пролёте. 1 - горизонтальное, 2 - вертикальное направление колебаний.



Частотавращения в об/мин

Рис. 7.9. Экспериментальная АЧХ ротора турбины при неуравновешенности в сечении Р (получена на разгонно-балансировочном стенде).

Результаты моделирования (рис.7.8) вынужденных колебаний ротора турбины при неуравновешенности в сечении Р и полученные на разгонно-

балансировочном стенде АЧХ (рис.7.9) ротора турбины, практически совпадают по положению резонансной зоны.

Моделирование процесса обката ротором статора для системы роторов (рис. 7.6) показало, что контакт ротора в первую очередь произойдёт с подшипником II и сопровождается большими нагрузками. Экспериментально зафиксированное развитие аварии (рис.7.10) 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. 7.10, а.



Рис. 7.10. Развитие аварии на стенде при неуравновешенности во втором пролёте. **a** – изменение скорости вращения ротора в процессе периодических контактов с подшипником II.

7.3. Результаты исследований отечественных и зарубежных авторов

Исследования Никифорова А.Н. [82] движения симметричного ротора на двух опорах после внезапной разбалансировки и контакте с *абсолютно жёстким* статором подтверждают (рис.7.11), что после разбалансировки "возникает серия отдельных соударений в промежутке времени 0.15-0.23 сек. Затем устанавливается безотрывное движение ротора по статору...", т.е." после серии соударений и отскоков центр ротора начинает двигаться по дуге радиуса δ " – асинхронный обкат ротором статора.

ротора по статору.



Рис.7.11. Траектории движения центра сечения ротора при обкате абсолютно жёсткого статора в зависимости от времени t и коэффициента трения скольжения µ (по данным [82])

(0.05,При коэффициентах трения скольжения малых что меньше экспериментально полученных значений 0.06-0.07 для хорошо обработанных поверхностей наличием смазки, при нагрузках, характерных С ДЛЯ скольжения), происходит "прямое синхронное скольжение подшипников ротора по статору". Увеличение коэффициента трения скольжения (0.11 для

рассматриваемой системы ротор-опоры) приводит к тому, что "центр ротора начинает прецессировать по кругу радиуса δ в обратном направлении". Исследования [82] подтверждают сравнительную безопасность "прямого скольжения ротора" – развивающегося синхронного обката и опасность асинхронного обката (обратного скольжения) значительными силами давления на статор, а также существенное влияние коэффициента трения скольжения на режимы движения ротора.

На рис.7.12 показаны траектории (орбиты) движения диска ротора и амплитудная характеристика асинхронного обката, полученные аналитическим решением (а) [171] задачи нестационарных колебаний и результаты





В

Рис.7.12. Результаты аналитического (**a**) и экспериментального (**б**, **в**) исследования движения жесткого ротора при асинхронном обкате (обратном вихревом движении ротора).

а – траектория движения (орбита) диска в начале развития асинхронного обката;
 (б) – экспериментальная траектория при обкате; в – амплитудная характеристика асинхронного обката; х, у - составляющие перемещений в вертикальном и горизонтальном направлении (а).




Рис.7.13. Результаты экспериментальных исследований [по данным 167, 179]. **а-в** траектории движения «слабо» неуравновешенного ротора с периодическими задеваниями о статор в случае приближения к резонансной частоте ротора на опорах (**a**,**б** – движение с прямой прецессией; **в** – движение с обратной прецессией; **г** – переход от синхронного к асинхронному обкату при «сильной» разбалансировке ротора.

б

развивающегося асинхронного обката ротором статора достигают угрожающих значений. Результаты получены вблизи резонанса системы ротор-опоры при отстройке 7-8%.

Экспериментальные траектории движения ротора (рис. 7.13, а-в) и переход от развивающегося синхронного обката к асинхронному (рис. 7.13, г) подтверждают достоверность моделирования колебаний ротора с задеваниями о статор в диссертации.

7.4. Некоторые предложения по разработке системы предотвращения катастроф ТА

Из анализа описанных выше аварийных ситуаций, исследований переходных колебаний с задеванием о статор развитие асинхронного обката представляет собой процесс самовозбуждающихся колебаний, когда энергия вращения ротора ТА преобразуется в короткий промежуток времени в энергию разрушения. После возникновения достаточной силы прижатия ротора к статору и возбуждающих сил контактного взаимодействия ротора со статором, ответственных за развитие явления обката, самовозбуждающийся процесс может стать необратимым, а амплитуды колебаний растут и стремятся к предельному циклу, определяемому параметрами системы и демпфированием в системе ротор-опоры-статор. В случае наличия податливых элементов (например, амортизированной рамы с демпферными устройствами) нарушению самовозбуждающегося процесса переходных колебаний (асинхронного обката) будет способствовать движение статора с амортизированной рамой и демпфирование в демпферных устройствах. Увеличение демпфирования в статорных элементах, за счёт введения специальных устройств поглощения энергии в систему амортизации, при переходном процессе будет играть положительную роль и способствует сведению асинхронного обката к менее опасным колебаниям с прямой прецессией и последующим разрывом контакта. В таблице 7.3 представлены основные условия, так или иначе влияющие на развитие режима асинхронного обката.

На рис.7.14 показана принципиальная схема предлагаемой системы предотвращения катастроф агрегатов (СПКА). Элементы, данной системы, составляющие левую часть схемы, необходимо неукоснительно соблюдать и совершенствовать. Правая же часть схемы – «Моделирование колебаний ротора с задеванием о статор» должна получить дальнейшее развитие. Развитием этой части СПКА являются математические модели и программные модули

Таблица 7.3. Условия, способствующие или нарушающие развитие

асинхронного обката ротором статора

| | Асинхронному обкату способствуют | | Нарушают режим асинхронного обката | | | | |
|---|---|----------|--|--|--|--|--|
| • | жёсткие конструкции статора в | • | соблюдение для валопровода ТА правил | | | | |
| | месте контакта, обеспечивающие | | проектирования, обеспечивающих меры по | | | | |
| | экономичную и в то же время опасную | | уменьшению амплитуд вибрации и | | | | |
| | круговую траекторию обката с радиусом | | исключению появления усталостных | | | | |
| | равным зазору б между ротором и статором; | | трещин: | | | | |
| | силы, возбуждающие обкат | | - отстройка валопровода от резонансов 1/3 n _p | | | | |
| | пропорциональны жёсткости статора и | | , 0.5 n_p , n_p , 2 n_p - изгибных колебаний с | | | | |
| | коэффициенту трения скольжения; потери | | запасом 10-15 %; крутильные колебания | | | | |
| | энергии в статоре при переходном процессе | | должны быть отстроены от оборотной n _p и | | | | |
| | в этих условиях незначительны; | | двойной оборотной 2 n _p частот; | | | | |
| • | опасными местами контакта | | - применение оптимальных типов | | | | |
| | считаются пучности формы колебаний, | | подшипников (сегментных) и лабиринтных | | | | |
| | ближайшей к рабочим оборотам частоты | | уплотнений с стабилизирующими | | | | |
| | собственных колебаний системы ротор- | | устройствами; | | | | |
| | опоры (а точнее места максимальных | | - выбор оптимального порядка открытия | | | | |
| | динамических прогибов валопровода ТА при | | регулирующих клапанов; | | | | |
| | вынужденных колебаниях на рабочих и | | - уменьшение концентраторов напряжении | | | | |
| | резонансных, для гибких роторов, оборотах); | | на переходах между относительно жесткими | | | | |
| | пучности динамических прогиоов являются | | и податливыми участками валопровода; | | | | |
| | также опасными местами разоалансировок | | - снижение до минимума перегрузок, | | | | |
| | ротора. | | связанных с коротким замыканием, и | | | | |
| • | уменьшенные зазоры между | | всинхронными колсоаниями в системах, | | | | |
| | вращающимся ротором и неподвижными | | высокого напряжения. | | | | |
| | частями туроины, увеличивающие опасноств | • | увеличение зазоров межлу жёсткими | | | | |
| | потором статора. | | элементами статора и ротора. | | | | |
| • | большие коэффициенты трения | • | усовершенствование системы тепловых | | | | |
| - | скольжения межлу контактирующими | | расширений ТА: | | | | |
| | поверхностями ротора и статора, | • | обеспечение в районе пучностей форм | | | | |
| | увеличивающие возбуждающие силы | | колебаний (максимальных динамических | | | | |
| | контактного взаимодействия; | | прогибов ротора) снижения коэффициента | | | | |
| • | близость рабочей скорости | | трения скольжения между поверхностями | | | | |
| | вращения (угловой скорости | | ротора и статора ТА (например, за счёт | | | | |
| 1 | разбалансировки) к собственной частоте | | графитовых вставок, особенно в местах | | | | |
| | колебаний системы ротор-опоры; | | относительно жёстких участков статора); | | | | |
| • | наличие резонансных зон ниже | ٠ | установка рамы с корпусными | | | | |
| | рабочей скорости вращения ротора ТА. | | конструкциями ТА или его элементов на | | | | |
| | | | амортизаторы с ограничителями | | | | |
| | | | перемещений, обладающими значительными | | | | |
| | | | потерями энергии и обеспечивающими не | | | | |
| | | | только ограничение перемещений ТА в | | | | |
| | | | поперечном направлении, но и увеличение | | | | |
| | | | потерь энергии при переходных колебаниях. | | | | |
| | | • | совершенствование центровки роторов в | | | | |
| 1 | | | расточках корпусов (диафрагм) | | | | |
| | | <u> </u> | | | | | |

комплекса программных средств (рис.7.15), описание модулей которого

приведено в диссертации.

7.5. Структура комплекса программных средств динамики ротора.

Структура разработанного комплекса программных средств (рис.7.15) динамики ротора включает *стационарные* задачи колебаний роторов и *нестационарные* задачи моделирования переходных колебаний без задеваний и с задеванием ротором статора. В главах диссертации дано подробное описание физических и математических моделей, алгоритмов и структуры программных модулей, показаны результаты применения программных модулей к исследованию динамических характеристик реальных конструкций роторов ТА при различных воздействиях.

Выводы к главе 7.

1. Достоверность математического моделирования колебаний роторов ТА и обосновывается развития обката ротором статора, логической непротиворечивостью опыту эксплуатации ТА и экспериментальным данным: а) сопоставлением результатов моделирования вынужденных колебаний ротора неуравновешенности с экспериментальными данными для реальных OT конструкций ТА, результатами испытаний на разгонно-балансировочном и натурном стендах (главы 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 начальными фазами развития обката (глава 1): Г) результатами математического и экспериментального моделирования обката ротором статора (глава 7) и результатами российских (рис. 7.11), зарубежных (рис. 7.12, 7.13) исследователей.

2. Определены условия, способствующие или нарушающие развитие асинхронного обката ротором статора (таблица 7.3).

3. Разработана принципиальная схема системы предотвращения катастроф (СПКА) ТА (рис.7.14). Приведена структура комплекса программных средств расчёта динамики ротора (рис.7.15).

257



предотвращения катастроф агрегатов (СПКА).

контактов ротора и статора, отстройка от резонансов



Рис. 7.15. 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.

 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.

$$-\overline{q}^{(k)} = A^{(k)}\overline{u}$$
, 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.

 При обкате ротором статора частота прецессионного движения под действием возбуждающих обкат сил увеличивается до предельного значения *θ*_{прδ} , 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 роторопоры-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*_{ii}=0) на ротором Неконсервативная ротор следующего задевания статора. ДО 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 (ω=const), способствует развитию асинхронного обката. Предельная скорость прецессии $b_{\rm np} = -\psi \frac{m}{\delta}$; при контакте с при контакте с абсолютно жёстким статором податливым статором $\dot{\theta}_{\rm np\delta} < \dot{\theta}_{\rm np}$, зависит от динамических свойств системы ротор-опоры и равна собственной частоте системы ротор-опоры-статор ($\dot{\theta}_{mb}$ = p_c).

5. Допускаемый уровень ε_d внезапной разбалансировки зависит от параметров системы ротор-опоры-статор, типа TA, его конструктивных особенностей, условий эксплуатации, степени опасности его разрушения и составляет ε_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 допускаемый 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 роторопоры-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 М на валу турбины ≠ 0) или к затухающим колебаниям (если М=0). Примерами конструктивного исполнения демпферного устройства является противоударная амортизация транспортных ТА.

262

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 системы ротор-опоры 8-10% реакции на 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, "КТЗ". OAO центрифуг предприятия Достоверность результатов подтверждается практикой надёжной эксплуатации изделий ОАО "КТЗ": турбонасосный агрегат К-17-1.5-ПН-1500-350 (ОК-18ПУ), питательный питательный насос ПН-1500-350, турбоагрегат К-25-0.6 Гео ("Камчатка 25" для ГеоЭС) с геотермальной турбиной, центрифуг типа ОГШ, Мутновской приводных турбин ОК-10, ПТ-212 и других механизмов.

Литература

1. Абрамович С.Ф., Крючков Ю.С. Динамическая прочность судового оборудования // Л.: Судостроение, -1967, - 511с.

2. Артоболевский И.И., Костицин В.Т., Раевский Н.П. Об одном состоянии вала, вращающегося в подшипнике без смазки с зазором // Изв. Академии наук СССР, отделение технических наук. -1949, -№2, - С.168-173.

3. Банах Л.Я. Некоторые явления, возникающие при движении вала в подшипнике с зазором // Машиноведение. -1965. -№1. - С.70-77.

4. Бартеньев О.В. Фортран для профессионалов. Математическая библиотека IMSL. ч. 3 // - М.-ДИАЛОГ-МИФИ, -2001. - 368с.

5. Бате К., Вильсон Е. Численные методы и метод конечных элементов (перев. с англ.) // М.: Стройиздат. -1982, - 512с.

6. Бидерман В.Л. Прикладная теория механических колебаний // М.: - Высшая школа. - 1972.
- 416 с.

7. Бирбраер А.Н., Шульман С.Г. Прочность и надёжность конструкций АЭС при особых динамических воздействиях // М:. Энергоатомиздат. -1989. - 304 с.

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

9. Бородин В.С. Исследование движения жёсткого ротора в режиме обкатывания статора // Автореф. кандид. диссертации. Самара, -2005. -16с.

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

11. Ванков С.Н. Карманный технический справочник для инженеров, техников и учащихся, ч.1 // ОНТИ, НКТМ-СССР. - М-Л:. - 1936, - 532 с.

Вибрации в технике. Справочник. Т 1,3,6. под ред. Ф.М. Диментберга, К.С. Колесникова.
 М.: Машиностроение. -1980.

13. Вирченко М.А., Левченко Е.Б., Аркадьев Б.А. и др. Коррозионная усталость рабочих лопаток // Энергетика. -1997. -№6. - С. 32-36.

14. Вэнс (Vance J.M.) Прецессия под действием крутящего момента - теория, объясняющая разрушения, вызванные асинхронной прецессией роторов при больших крутящих моментах

нагрузки // Тр. амер. общества инж-механиков. Энергетические машины и установки. -1978. - №2. -С. 47-54.

15. Гидродинамические и гидростатические подшипники скольжения (характеристики, анализ и методика расчётов) // Технический отчёт №ОАБ.126.752. - М.: ВНИИЭМ. - 1979. - 164 с.

16. Горшков А.И., Позняк Э.Л. Колебания и прочность стержней при ударных сотрясениях сложной формы // Машиноведение. -1978. - №5. - С.9-16.

17. Давиденко Н.Н., Соломеев В.А., Трухний А.Д., Швецов В.Л. Модернизация проточной части ЦНД паровой турбины К-500-6,4/3000 для повышения её мощности // Теплоэнергетика. - 2010. - №9. –С. 21-25.

18. Денисов Г.Г., Неймарк Ю.И., Сандалов В.М., Цветков Ю.В. Об обкате ротора по жёсткому подшипнику // Механика твёрдого тела. - 1973, - №6. - С.4-13.

19. Диментберг Ф.М. Изгибные колебания вращающихся валов // Издательство АН СССР. - 1959.

20. Добронравов В.В. и др. Курс теоретической механики // М:. Высшая школа. - 1966. - 624 с.

21. Дон Э.А., Осоловский В.П. Расцентровки подшипников турбоагрегатов // -М.: Энергоиздат. - 1994. -192 с.

22. Дон Э.А., Тарадай Д.В., Егоров Г.И., Циклин Е.А. Обследование опорных конструкций и фундамента высокооборотных турбоустановок с помощью кругового вибратора // Теплоэнергетика. - 2010. - №2. – С.45-48.

23. Дондошанский В.К. Расчёт колебаний упругих систем на электронных вычислительных машинах // М.: - 1965.

24. Дядченко Н.П. Коэффициент демпфирования системы межопорный ротор-корпус статора // Вестник машиностроения. -2003. - №7. - С. 12-19.

25. Евгеньев С.С., Савинов В.И., Сидоров И.Н. Методы и программные средства для анализа вибросостояния роторных систем турбоагрегатов // Проблемы вибрации, виброналадки и, вибромониторинга и диагностики оборудования электрических станций, Международное научно-техническое совещание. Сб. докладов. М.: - 2009, - С. 29-40.

26. Загретдинов И.Ш., Костюк А.Г., Трухний А.Д., Должанский П.Р. Разрушение турбоагрегата 300 МВт Каширской ГРЭС: причины, последствия и выводы // Теплоэнергетика. -2004. - №5. - С.5-15.

27. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике // -М.: Мир. -1975. -542 с.

28. Зиле А.З., Руденко М.Н. Статические и динамические характеристики опорных подшипников скольжения с подвижными вкладышами // Техн. отчёт ВТИ. - М.: -1974. - 85 с.

29. Зиле А.З., Руденко М.Н. Статические и динамические характеристики сегментных подшипников скольжения // Техн. отчёт ВТИ. Арх №10381. - М.: -1977. - 141 с.

30. Зубов В.И. Об одном новом методе построения областей устойчивости в пространстве допустимых значений параметров системы автоматического регулирования // Автоматика и телемеханика. – 1959. - №3.

31. Иванов Н.М. Исследование вынужденных колебаний и устойчивости роторов крупных турбоагрегатов высокого давления // Диссерт. канд. техн. наук. - М.: МЭИ. – 1974. – 204 с.

32. Ивович В.А. Переходные матрицы в динамике упругих систем, справочное пособие // М:. Машиностроение. -1969.

33. Казновский П.С., Казновский А.П., Сааков З.С., Рясный С.И. Нормативное регулирование в области обеспечения сейсмостойкости важных для безопасности систем и элементов энергоблоков АЭС // Электрические станции.-2012. -№9. - С. 17-22.

34. Каплан Д.М., Лавров В.В., Консон Е.Д. Расчётное определение усилий, передаваемых на опоры турбоагрегата при внезапной разбалансировке ротора // Энергомашиностроение. -1978. - №12. - С.18-20.

35. Карпин Е.Б., Мишенков Г.В., Самсонов Ю.П., Шатохин В.Ф. Расчёт сложных амортизированных систем // Сб. «Вопросы кораблестроения». Сер. Корабельные энергетические установки. Л.: ЦНИИ «РУМБ». - 1984. - Вып.23. - С.78-84.

36. Ковалёв И.А. Исследование и разработка методов обеспечения динамической устойчивости роторов паровых турбин // Автореф. диссерт. канд. техн. наук.-Л.: ЦКТИ. – 1978. – 23 с.

37. Кирюхин В.И., Кирюхин А.В., Шатохин В.Ф., Циклин Е.А. Исследование нестационарных колебаний многомассовой амортизированной системы с демпферными устройствами во втором каскаде // Вестник машиностроения. -2002. - № 9. - С. 13-16.

38. Комаров В.А. Безопасность, надёжность, повреждаемость, вибросостояние и диагностика оборудования ТЭС // Сб. докладов «Проблемы вибрации, виброналадки, вибромониторинга и диагностики оборудования электрических станций». –М.: ВТИ. - 2003. - С. 31-38.

39. Комаров В.А. Крупные разрушения оборудования, повреждения лопаточного аппарата и нарушения нормального вибросостояния турбоагрегатов ТЭС. Мероприятия по повышению надёжности // Сб. докладов «Проблемы вибрации, виброналадки, вибромониторинга и диагностики оборудования электрических станций». –М.: ВТИ. - 2003. - С. 39-46.

40. Концепция технической политики ОАО РАО «ЕЭС России» // Электрические станции. - 2005. - №10. - С. 2-19.

41. Костюк А.Г. Динамика и прочность турбомашин: учебник для вузов 3-е изд.// - М,: Издательский дом МЭИ. – 2007. - 476 с.

42. Костюк А.Г. Теоретический анализ аэродинамических сил в лабиринтных уплотнениях турбомашин // Теплоэнергетика. -1972. - №11. - С. 29-33.

43. Костюк А.Г. Влияние параметров пара и единичной мощности турбоагрегата на границу динамической устойчивости валопровода // Вестник МЭИ. Материаловедение, машиностроение. Сводный том статей, опубликованных в журнале «Вестник МЭИ» в 1994-1996 гг. М.: Издательство МЭИ. -1997. - С.36-45.

44. Костюк А.Г., Некрасов А.Л., Куменко А.И. Анализ субгармонических колебаний систем «ротор-подшипники скольжения» // Теплоэнергетика. -1998. -№1. – С.10-15.

45. Костюк А.Г., Куменко А.И., Серков С.А. и др. Некоторые способы повышения виброустойчивости турбоагрегатов // Теплоэнергетика. – 1978. - №5. – С. 10-13.

46. Костюк А.Г. Колебания паровых турбоагрегатов // Вибрации в технике. Справочник. -Том 3. Под ред. Ф.М. Диментберга, К.С. Колесникова. -М.: Машиностроение. - 1980.- С. 300-322.

47. Костюк А.Г., Куменко А.И., Шошин В.Г. Особенности применения сегментных подшипников для повышения устойчивости роторов турбоагрегатов // Теплоэнергетика. – 1979. - №6. – С.

48. Костюк А.Г., Петрунин Б.Н., Калашников И.А. Стабилизирующие устройства в лабиринтных уплотнениях турбомашин // Вестник МЭИ. Материаловедение, машиностроение. Сводный том статей, опубликованных в журнале «Вестник МЭИ» в 1994-1996. М.: Издательство МЭИ. -1997. - С.66-69.

49. Костюк А.Г., Ручнов А.П., Куменко А.И. Расчёт характеристик динамической устойчивости валопроводов мощных паровых турбоагрегатов // Теплоэнергетика. – 1987. - №8. – С.9-12.

50. Костюк А.Г., Шатохин В.Ф., Волоховская О.А. Движение неуравновешенного ротора с задеванием о статор // Теплоэнергетика. -2012. - № 2 , - С. 3-11.

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

52. Костюк А.Г., Шатохин В.Ф., Иванов Н.М. Расчёт пороговой мощности крупных турбоагрегатов // Теплоэнергетика. -1974. - №3. - С.15-19.

53. Костюк А.Г., Шатохин В.Ф. Колебания турбоагрегата на фундаменте, вызываемые неуравновешенностью валопровода // Теплоэнергетика. -1971. - №12. - С.79-82.

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

55. Костюк А.Г., Шатохин В.Ф., Волоховская О.А. Особенности движения ротора с задеванием о статор // Теплоэнергетика. -2013. -№9. –С. 21-27.

56. Костюк А.Г., Шатохин В.Ф., Циммерман С.Д. Численное моделирование нестационарных колебаний после внезапной разбалансировки многоопорного ротора с задеванием о статор // Электрические станции. - 2012. - №9. - С. 33-41.

57. Костюк А.Г., Шатохин В.Ф. Циммерман С.Д. Исследование движения ротора в зазоре с контактом о статор после мгновенной разбалансировки // Вестник двигателестроения. - 2009. - № 3. - С. 113-121.

58. Костюк А.Г., Шатохин В.Ф., Циммерман С.Д. Численное моделирование нестационарных колебаний после внезапной разбалансировки многоопорного ротора с обкатом неуравновешенного ротора по статору // «Авиационно-космическая техника и технология». - 2011. - №8/85. - С.81-93.

59. Куменко А.И. Исследование вынужденных колебаний системы турбоагрегат-фундаментоснование (ТФО) // Кандидатская диссертация. - М. - МЭИ – 1978. - 284с.

60. Куменко А.И. Влияние податливости и продольной связанности колебаний опор на динамические характеристики системы турбоагрегат-фундамент-основание // М.: Труды МЭИ. - 1981. - №529. - С.71-84.

61. Куменко А.И. Расчёт колебаний валопроводов турбомашин на ЭВМ // М.: МЭИ. – 1986. – 88 с.

62. Куменко А.И. Влияние эксплуатационных факторов на статические и динамические характеристики валопроводов мощных паровых турбин // Вестник МЭИ. -1994. -№3. -С. 63-69.

63. Куменко А.И. Совершенствование расчётно-экспериментальных методов исследования динамических характеристик турбоагрегатов и их элементов // Дисс. докт. техн. наук. - М.: - МЭИ. - 1999.

64. Куменко А.И. Комплексный анализ вибрационной надёжности турбоагрегата // Проблемы вибрации, виброналадки и, вибромониторинга и диагностики оборудования электрических станций, Международное научно-техническое совещание. Сб. докладов. Москва. -2009. -С. 8-19.

65. Куменко А.И., Морозова Д.С., Карев А.В. Применение математического моделирования в задачах динамики системы «турбоагрегат-фундамент-основание» (ТФО)
// Вестник МЭИ. Материаловедение, машиностроение. Сводный том статей, опубликованных в журнале «Вестник МЭИ» в 1994-1996. М.: Издательство МЭИ. - 1997. - С. 83-91.

66. Куменко А.И., Некрасов А.Л., Калинин С.В., Роло А. Анализ динамических характеристик валопровода турбоагрегата в эксплуатационных условиях // Вестник МЭИ. - 1997. - №3. - С.32-38.

67. Куменко А.И., Ручнов А.П. Результаты использования линейной модели для анализа переходных колебаний валопровода мощного турбоагрегата // М.: Труды МЭИ. - 1984. - №623. - С.173-177.

68. Куменко А.И., Стебунова Г.В. Расчёт на ЭЦВМ переходных колебаний валопровода при внезапном вылете лопатки // М.: Труды МЭИ. -1981. - Вып. 329. -С. 85-92.

69. Куржанский Ю.А., Сапожников А.И., Лаппо Е.Л. Сейсмостойкость турбоагрегатов АЭС // Теплоэнергетика. -1989. - №8. - С. 15-19.

70. Лаппа М.И. Экспериментальное исследование влияния нелинейности упругих свойств масляного слоя на критические скорости роторов // Сборник "Динамика и прочность машин". Харьков: ХГУ. - 1965. - Вып.1.

71. Лисянский А.С., Егоров Н.П., Шкляров М.И., Языков А.Е., Ковалёв И.А. Отработка и модернизация конструкций опорных крупногабаритных подшипников скольжения паровых турбин мощностью 200-1200 МВт // Тяжёлое машиностроение. - 2003. - №7. - С.13-16.

72. Лунд М. Динамические перемещения по формам колебаний гибкого ротора на жидкостных подшипниках скольжения // «Конструирование и технология машиностроения». - 1974. - №3. - С. 142-158.

73. Лунд, Оркат. Расчёт и экспериментальное исследование влияния неуравновешенности на движение гибкого ротора // «Конструирование и технология машиностроения». - 1967. - Вып.4.

74. Львов М.М., Иванов С.Б., Урьев Е.В. К вопросу о нормировании остаточного дисбаланса гибких роторов // Тяжёлое машиностроение. - 2007. - №7. - С. 8-11.

75. Мак Кракен Д., Дорн У. Численные методы и программирование на фортране. Перевод с англ. // М.: Мир. – 1977. - 584 с.

76. Михайлов А.Л. Проектирование и вибродиагностика деталей ГТД на основе исследования объёмного напряжённо-деформированного состояния // НПО «Сатурн», Рыбинск. - 2005, - С. 214.

77. Михайлов-Михеев П.Д. Справочник по металлическим материалам турбино- и моторостроения // М.-Л.: Машгиз. - 1961. - 839 с.

78. Морозов А.А. Нелинейный анализ колебаний роторов с гидродинамическими подшипниками // Автореферат канд. диссерт. - Орёл. -2010.

79. Некрасов А.Л. Расчёт нелинейных сил в подшипниках скольжения методом конечных элементов // М.: Труды МЭИ. -1992. - Вып. 520. - С.12-15.

80. Некрасов А.Л., Костюк А.Г. Нелинейные нестационарные колебания роторов в эллиптических подшипниках // Проблемы машиностроения. -1993. – Вып. 39. -С.11-21.

81. Некрасов А.Л., Куменко А.И., Потерянский Л.И. Сравнительный анализ применения подшипников разных типов для повышения запасов устойчивости роторных систем // Сборка в машиностроении, приборостроение. - 2001. - №3.

82. Никифоров А.Н. Обобщённая математическая модель ротора Джеффкота-Лаваля с учётом его проскальзывания при контакте и несоосности со статором // Вестник научнотехнического развития. -2012. - №5(57). - С. 41-56.

83. Новиков Д.К. Чаадаев Динамика ротора ГТД с учётом нелинейных демпферов опор // Вестник двигателестроения. -2012. - №2. - С.191-194.

84. О промышленной безопасности опасных производственных объектов // Федеральный закон Российской федерации. 20.06.1997 г.

85. Обобщённые результаты определения динамических характеристик опорных подшипников крупных паровых турбин // Технический отчёт. Л.: ЦКТИ. - 1980. - 88 с.

86. Оборудование атомных энергетических установок. Расчёт на прочность при сейсмическом воздействии. РТМ 108.020.37-81. Издание официальное // НПО ЦКТИ. -1986. - 36 с.

87. Олимпиев В.И. Динамические характеристики смазочного слоя подшипников // Л.: Труды ЦКТИ. - 1963. - Вып. 43. - С. 14-21.

 Олимпиев В.И. Собственные и вынужденные колебания роторов на подшипниках скольжения // Л.: Труды ЦКТИ. - 1964. - Вып. 44.

 Олимпиев В.И. Об обкате неуравновешенного гибкого ротора по статору // Машиноведение. - 1976. - №1. - С. 52-56. 90. Олимпиев В.И. Влияние конструкции бандажного уплотнения на газодинамическое возбуждение низкочастотной вибрации ротора турбины // Теплоэнергетика. -1977. - №7. - С. 24-29.

91. Олимпиев В.И. Исследование и повышение динамической надёжности роторов мощных энергетических турбин // Автореф. диссерт. докт. техн. наук. -Л.: ЦКТИ. - 1977. - 27 с.

92. Олимпиев В.И., Голод И.Л. Влияние подшипников скольжения на полигармоническую вибрацию энергетического оборудования // Л.: Труды ЦКТИ - 1991. - Вып. 265. – С. 36-43.

93. Ольфорд Д.С. Защита турбомашин от самовозбуждающихся прецессионных движений ротора // Энергетические машины и установки. Труды американского общества инженеров механиков. -1965. -Том 87. -Серия А. - №4. - С.1-15.

94. Орлов И.И. Некоторые вопросы методики и результаты исследований по определению динамических податливостей опор волопроводов мощных турбоагрегатов // Л.: Труды ЦКТИ. - 1969. - Вып. 97.

95. Орлов И.И. Кальменс В.Я., Витахова Г.С. и др. Динамические характеристики опор валопроводов мощных энергетических турбоагрегатов // Энергомашиностроение. – 1975. - №10. – С. 6-8.

96. Павлов А. Теория грядущих катастроф // Аргументы и факты. -2009. -№35(173).

97. Паровай Е.Ф. Конечно-элементное моделирование тонких слоёв смазки гидродинамических подшипников авиационных двигателей // Вестник двигателестроения. - 2012. - №2. - С.195-198.

98. Паровые и газовые турбины // под ред. Костюка А.Г., Фролова В.В. М.: Энергоатомиздат. -1985.

99. Пасынкова И.А. Динамика прецессионного движения неуравновешенного ротора // Дисс.докт. физ-матем. наук. – -Петербург.:-С-Петербургский политехн. университет. - 2006

100. Писаренко Г.С. Справочник по сопротивлению материалов // Киев: Наукова думка. - 1988. - С. 369 (734c).

101. Позняк Э.Л. Динамические свойства масляной плёнки в подшипниках скольжения // Изв. АН СССР. Механика и машиностроение. - 1961. - №6. - С.53-67.

102. Позняк Э.Л. Динамика роторов на подшипниках скольжения // Диссерт. докт. техн. наук. –М.: ВНИИЭМ. – 1971. – 438 с.

103. Позняк Э.Л. Нелинейные колебания роторов на подшипниках скольжения // Динамика гибких роторов. –М.: Наука. – 1972. - 26 с.

104. Позняк Э.Л. Крутильный удар в валопроводе при внезапной и сильной разбалансировке // Машиноведение. -1987. - №5. - С.66-74. 105. Позняк Э.Л. Цирлин А.Л. Вынужденные колебания и устойчивость произвольных роторных систем на подшипниках скольжения // Механика твёрдого тела. - 1967. - №2.

106. Позняк Э.Л., Радченко В.Т., Цирлин А.Л. О расчёте высших критических скоростей роторов и длинных валопроводов // Теплоэнергетика. -1971. - №7. –С. 63-66.

107. Поллман Е. Гидродинамически возбуждаемые вибрации в турбинах высокого давления (прецессия в потоке пара) // Труды американского общества инженеров механиков. Энергетические машины и установки. - 1978. - №2. - С.28-40.

108. Программный комплекс для расчёта динамики вращающихся машин. Dynamics R4 для профессионалов. // Научно-технический центр «Альфа-Транзит». - 2007.

109. Розенблюм В.И., Олимпиев В.И. Прочность валов турбомашин при внезапных аварийных разбалансировках // Энергомашиностроение. -1974. - №1. - С. 1-3.

110. Рунов Б.Т. Исследование и устранение вибраций паровых турбоагрегатов // - М.:
Энергоиздат. – 1982. – 382 с.

111. Рунов Б.Т., Зиле А.З., Руденко М.М. Об устойчивости роторов высокого давления паровых турбин // Электрические станции. -1976. - №6. - С. 35-39.

112. Ручнов А.П. Разработка и реализация метода расчёта динамической устойчивости роторов паровых турбин // Диссерт. канд. техн. наук. -М.: МЭИ. -1987.

113. Сборник научных программ на ФОРТРАНЕ, 2 // Матричная алгебра и линейная алгебра. Перевод с английского С.Я. Виленкина. –М.. Статистика. -1974. -223 с.

114. Серков СА. Определение аэродинамических сил в уплотнениях турбомашин, вызывающих низкочастотную вибрацию и выработка рекомендаций по повышению устойчивости движения ротора // Диссерт. канд. техн. наук. – М.: МЭИ. – 1983. – 187 с.

115. Система управления, защиты и диагностики, Руководство по защитам и блокировкам ИТ14Т-50-8,8/0.12 // Измерительные технологии. -Саров. -2012.

116. Скворцов А.И. Характеристики физико-механических свойств машиностроительных материалов, учитывающие демпфирование // Вестник машиностроения. - 2004. - №4. - С.16-19.

117. Сони А.Г., Сринивассан В. Сейсмический анализ гироскопической механической системы // Конструирование и технология машиностроения.-1983.-Том105. - №4.-С.28-34.
118. Сперлин С.С. Механическая наладка паровых турбоагрегатов. Справочное пособие // С-Петербург. - 2008. - 252 с.

119. Статические и динамические характеристики сегментных подшипников скольжения
 // Технический отчёт ВТИ. Арх. №10381. -М.: ВТИ. - 1977. – 142 с.

120. Тондл А. Динамика роторов турбогенераторов //-Л.:Энергоиздат.- 1971.-388с

121. Трунин Е.С., Тараканов В.М. Нормирование вибрации турбоагрегатов. Алгоритмы защиты. Опыт реализации на аппаратуре «АЛМАЗ_7010» // Проблемы вибрации, виброналадки и, вибромониторинга и диагностики оборудования электрических станций, Международное научно-техническое совещание. Сб. докладов. –М.: ВТИ. -2007. - С. 129-136.

122. Трухний А.Д., Крупенников Б.Н., Петрунин С.В. Атлас конструкций деталей турбин // М.: Издательство МЭИ. - 1999. - 148 с.

123. Урьев Е.В. Вибрационная надёжность паровых турбин и методы её повышения // Диссерт. докт. техн. наук. –М. – 1997. – 329 с.

124. Урьев Е.В., Жуков С.В. Об использовании сотовых уплотнений в паровых турбинах // Электрические станции. -2008. - №9. - С.40-44.

125. Урьев Е.В., Львов М.М., Олейников А.В., Иванов С.Б., Кистойчев А.В., Мартынов М.С., Зонова Е.Е., Моргуненко Д.А. Обзор работ в области вибрационной надёжности турбомашин, выполненных на кафедре «Турбины и двигатели УРГТУ-УПИ в 2007-2009 гг. и планируемых на перспективу // Проблемы вибрации, виброналадки и, вибромониторинга и диагностики оборудования электрических станций, Международное научно-техническое совещание. Сб. докладов.–М.:ВТИ.-2009,- С. 8-19.

126. Федотов Д.К. Действия оператора при нарушениях режимов работы энергоблоков ТЭС // Теплоэнергетика. -1989. -№8. -С.61-63.

127. Филиппов А.П. Колебания деформируемых систем // -М.: Машиностроение. -1970. – 736 с.

128. Фридман В.М., Привалова О.В. Метод расчёта рамного фундамента паротурбоагрегата //Сб. Динамика энергосооружений.-Вып.4.-Л.-Энергия.-1975.-С.3-11.

129. Чистов А.А. Исследование аэродинамических сил, вызывающих автоколебания ротора. Выработка рекомендаций по повышению виброустойчивости без снижения экономичности // Автореферат диссерт. канд. техн. наук. –М.: МЭИ. - 1993. – 20 с.

130. Шатохин В.Ф. Исследование развития обката ротора по статору_в условиях разного быстродействия систем защиты турбоагрегата // Теплоэнергетика. -2014. -№7. - С. 53-62.

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

132. Шатохин В.Ф., Циммерман С.Д. Влияние параметров в месте контакта ротора со статором на развитие обката после мгновенной разбалансировки ротора // Авиационно-космическая техника и технология. -Харьков. -ХАИ. - 2010. -№9 (76). - С. 87-96.

133. Шатохин В.Ф., Циммерман С.Д. Особенности развития обката неуравновешенного ротора по статору // Вестник двигателестроения. - 2012. -№ 2. - С. 105-112.

134. Шатохин В.Ф., Циммерман С.Д. Влияние быстродействия системы защиты турбоагрегата на развитие обката ротора по статору // Авиационно-космическая техника и технология. -Харьков. -ХАИ. - 2013. -№9 (106). -С.115 -126.

135. Шатохин В.Ф. Влияние типа связи на динамические характеристики амортизированного оборудования при нестационарном кинематическом воздействии. // Вестник машиностроения. -2005. -№ 2. - С. 26-30.

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

137. Шатохин В.Ф., Зотов Б. Н. О причине автоколебаний центрифуги // Вестник машиностроения. -1998. - №3. - С.13-18.

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

139. Шатохин В.Ф. Некоторые предложения по предотвращению катастроф, связанных с разрушением турбоагрегатов // Вестник машиностроения. 2007. - №6. - С. 25-31.

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

141. Шатохин В.Ф. Нестационарные колебания системы ротор-опоры при сотрясении основания // Машиноведение. -1989. - №2. - С.78-83

142. Шатохин В.Ф. О частотных характеристиках ротора питательного насоса ПН-1500-350
 // Вестник машиностроения. -1999. - №6. - С.13-19.

143. Шатохин В.Ф. Расчётное определение динамических характеристик многоопорных валопроводов мощных турбоагрегатов на фундаменте // Диссертация канд. техн. наук. -М.: МЭИ. -1972. -167 С.

144. Шатохин В.Ф. Численный анализ колебаний турбоагрегата в случае импульсного кинематического воздействия // Вестник машиностроения. – 2008. - № 8. - С.14-20.

145. Шатохин В.Ф. Развитие обката неуравновешенного ротора по статору // Электрические станции.- 2013. №11. - С.17 -28.

146. Шатохин В.Ф., Циклин Е.А. Исследование нестационарных колебаний многомассовой амортизированной системы с металлическими ограничителями перемещений во втором каскаде // Вестник машиностроения. - 2001. - №12. -С. 6-11.

147. Шатохин В.Ф. Циммерман С.Д. Разработка системы предотвращения катастроф агрегатов. Часть 1. Анализ катастрофических аварий и постановка задачи // Сб. докладов Х международного конгресса двигателестроителей «Авиационно-космическая техника и технологии». -2005. - №10/26. - С.19-31.

148. Шатохин В.Ф. Циммерман С.Д. Колебания ротора турбоагрегата при нестационарном кинематическом воздействии. Метод расчёта // Сб. докладов Х1 международного конгресса двигателестроителей «Авиационно-космическая техника и технология». - 2006. - №8/34. - С. 57-68.

149. Шатохин В.Ф., Циммерман С.Д. Предопределённость развития ликвидационного процесса турбоагрегата и примеры его последствий // Сб. докладов X11 международного конгресса двигателестроителей «Авиационно-космическая техника и технология».- 2007. - №8 (44). - С.95-102.

150. Шатохин В.Ф., Циммерман С.Д. Оценка возможности развития обката после мгновенной разбалансировки ротора // Сб. докладов Х111 международного конгресса двигателестроителей. «Авиационно-космическая техника и технология». - 2008. - №8 (55). - С.150-155.

151. Шатохин В.Ф. Влияние быстродействия систем защиты турбоагрегата на погашение развивающегося обката ротором статора //Сб. докладов VII – ой междунар. н/техн. конференции «Проблемы вибрации, виброналадки, вибромониторинга и диагностики оборудования электрических станций». М.: ОАО «ВТИ».- 2013. - С.146-166.

152. Швецов В.Л., Кожешкурт И.И., Конев В.А., Конопля А.В. Основные направления развития паротурбостроения в ОАО «Турбоатом» // Теплоэнергетика. -2012. №2. -С.16-20.

153. Шульженко Н.Г. Нестационарные и самовозбуждающиеся колебания ненагруженного неуравновешенного гибкого ротора в подшипниках скольжения // Машиноведение. – 1989. -№4. – С. 85-90.

154. Шульженко Н.Г., Жулай С.В. Вынужденные стационарные колебания многомассовых валопроводов турбоагрегатов // Проблемы машиностроения. – 1980. – Вып. 10. – С. 23-28.

155. Шульженко Н.Г., Воробьёв Ю.С. Численный анализ колебаний системы турбоагрегатфундамент // Киев: Наукова думка. -1991.

156. Щегляев А. В., Костюк А.Г. Действие внезапной разбалансировки на ротор турбогенератора // Теплоэнергетика. - 1969. - №8. - С. 5-10.

157. Ямпольский И.Д., Делятицкий М.Г., Сидоренко М.Г. Экспериментальное определение коэффициентов жёсткости и демпфирования масляной плёнки в подшипниках скольжения // Машиноведение. -1973. - №5. - С.28-30.

158. ANSYS. Расчёт форм и частот собственных колебаний (глава 63). Расчёт переходных динамических процессов // Москва. -2002 г.

159. ANSYS. Динамика нелинейных быстропротекающих процессов. Материалы конференции пользователей // ЗАО «КАДФЕМ Си-Ай-ЭС».- 2013.-С.3.

160. Deng X.(People's Republic of China), Liebich R., Gasch R. (Germany)/ Coupled bending and torsional vibrations due to rotor-to-stator contacts // Материалы конференции. C57/062 / 2000© IMechE 2000.- C.291-300.

161. Bjorklund H., Johansson K.,E., Liss &.G. ASEA (Sweden) Damping of subsynchronous oscillations in systems containing turbine generators and HVDS links // International Cjnference on Large High Voltage Electric Systems. -1980.

162. Kraker D., Crooijmans M.T., van Campen D.N. The dynamics of a rotor with rubbing // Proc. Intl. Conf. on Vibrations in Rotating Machinnery. I. Mech. Engrs. -1988-7.

163. Choi Y.S. Investigation on the whirling motion of full annular rotor rub // Journal of Sound and Vibration 258. - 2002. - P.191-198.

164. Choy F.K., Padovan J., Batur C. Rub Interfctions of Flexible Casing Rotor Systems with Base Excitations // Rotating Machinery Dynamics . -De-Vol 1. -ASME. -1987.

165. Den Hartog J.P. Mechanical vibrations, fourth edition // McGraw-Hill. -1956.

166. Dietz H. Bautechnische Lagerungsprobleme in Warmerkraftwerken. // "Mitt.VGB". - 1971. - №6. -P. 466-471.

167. Fatarella F. On the Dynamics of Reverse Whirl Due to Rotor/Stator Interaction // Imperial College of Science Tecnology & Medicine. –London. -1999. - 204 P.

168. Flowers G.T., Wu F. An experimental study of the influence of disk flexibility and rubbing on rotordynamics // Vibrations of Rotating Systems. -DE-Vol.60. -ASME. - 1993.

169. Gasch R. Vibration of large turbo-rotors in fluid-film bearings on an elastic foundation // Journal of Sound and Vibration. -1976. - P.53-73.

170. Ghauri M.K., Fox C.H., Wiliams E.J. Transient response and contact due to sudden imbalance in a flexible roto-casing system with support asymmetry // VI International conference on vibrations in rotating machinery. -I. Mech. Engrs. -9-12 September. - 1996.

171. Isaksson J.L., On the Dynamics of a Rotor Interacting with Non-Rotating Parts // Linkoping Studies in Science and Technology. -Tesis №426. –S-581 83 Linkoping. Sweden. -1994.

172. Hoppman H. Grossschaden an Dampfturbinen // Maschinenschaden. V. 46. -1973. -№1. - P.
1-6.

173. Kalderon D. Steam turbine failure an Hinkley Point "A" // Proc. IME. -1972. -V. 186. -№31. -P. 341-377.

174. Lingener A. Experimental investigation of reverse whirl of a flexible rotor // Third international conference on rotordynamics. -Edition du CNRS. -10-12-1990. -Lyon-France.

175. Muszynska A. Partial lateral rotor to stator rubs // Proc. Intl. Conf. on Vibrations in Rotating Machinery. 1. Mech. Engers. –London. -1984. - P. 327-335.

176. Muszynska A. Rotor to stationary part rubbing contact in rotating machiner // Rotordynamicx. CRC Press. (Chapter 5). -2005. - P. 327-335.

177. Prohl M.A. General Method for Calculating Critical Speeds of Flexible Rotors // Jornal of Applied Mexanics. - Vol 12. - Trans. ASME. -1945. -№2. -P. 143-148.

178. Prohl M.A. General Method for Calculating Vibration Friguensy and Stress of a Baunded Group of Turbine Buckets // Jornal of Applied Mexanics. - Vol 80. - Trans. ASME. - 1958. - №1. -P. 169-170.

179. Williams R.J. Parametric Study of Reverse Whirl Instability Using an Analytikal Eguilibrium Model // BRITE_EURAM project ROSTADYN technical report 4.17. -August 1996.

180. Zhang W. Dynamic instability of multi-degree-of-freedom flexible rotor systems due to full annular rub // Proc. of the International conference on vibrations in rotating machinery. I. Mech. Engrs. -London. - 1988. - P. 305-

Госфонд алгоритмов и программ. Конкурсы. Патенты. Доклады. Тезисы докладов.

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

182.. Диплом II степени Московского обл. управления НТО им. акад. Крылова (протокол №12) за конкурсную работу Кирюхин В.И., Шатохин В.Ф. «Разработка и внедрение комплекса программ расчёта свободных, вынужденных колебаний и устойчивости многомассовых систем валопровод-статор-фундамент». -1995.

183.Пат. Российская Федерация. 2081172. Щелевое уплотнение /А.А. Анкудинов, К.Ф. Кирсанов, В.Ф. Шатохин; ОАО «Калужский турбинный завод». Дата публикации 10.04.2002. Начало действия патента 29.06.1999

184. Шатохин В.Ф.. Кирюхин А.В., Самсонов Ю.П. О нестационарных колебаниях нелинейной амортизированной системы с ограничителями перемещений и демпферными устройствами во внешнем и внутреннем каскадах амортизации // 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.

185. Костюк А.Г.. Шатохин В.Ф. Вынужденные колебания и динамическая неустойчивость крупных турбоагрегатов. // Доклад на научно-техническом семинаре по вопросам аэродинамики, вибрации и регулирования паровых турбин большой мощности // -Л.: ЦКТИ им. Ползунова. - 21-22.09. 1971.

186. Шатохин В.Ф. Стационарные и нестационарные колебания системы валопровод-статорфундамент (программный комплекс для ЭВМ) //Доклад на научно-техническом семинаре «Вибрационная и противоударная защита машин и установок» // -Л.: НТО им. ак. А.Н. Крылова. - 1-2. 11. 1979.

187. Костюк А.Г., Шатохин В.Ф., Циммерман С.Д. Численное моделирование нестационарных колебаний после внезапной разбалансировки многоопорного ротора с обкатом неуравновешенного ротора по статору // Сб. докладов VI – ой н/техн. конференции «Проблемы вибрации, виброналадки, вибромониторинга и диагностики оборудования электрических станций». М.: ОАО «ВТИ».- 2011. - С.126-139.

188. Шатохин В.Ф., Проценко Ю.И. Исследование колебаний диска радиальной центростремительной турбины // Сб. НИИФОРМТЯЖМАШ. Двигатели внутреннего сгорания, Повышение надёжности и долговечности. М.: -1969. - №4 -69-3. - С. 34-38.

Список условных обозначений

- АЧХ амплитудно-частотная характеристика;
- АЭС атомная электрическая станция;
- ВНИИЭМ Всероссийский научно-исследовательский институт электромеханики;
- ВТИ Всероссийский теплотехнический институт;
- ГРЭС государственная районная электрическая станция;
- ГеоЭС геотермальная электрическая станция;
- ЕРП исследовательский институт США;
- КАИ (КАГТУ) Казанский авиационный институт (Казанский авиационный государственный технический университет);
- КЭ конечный элемент;
- МВт мегаватт (10⁶ ватт); ватт=джоуль/сек; джоуль=ампер*вольт
- МКЭ метод конечных элементов;
- МЦС мгновенный центр скоростей;
- МЧС министерство по чрезвычайным ситуациям;
- МЭИ (МЭИ (ТУ)) Московский энергетический институт (Московский
 - энергетический институт (технический университет));
- НЧВ низкочастотная вибрация;
- СКБ ОАО «КТЗ» Специальное конструкторское бюро Открытого Акционерного Общества «Калужский турбинный завод»;
- ПК персональный компьютер;
- ПТНА питательный турбонасосный агрегат;
- РГ ротор генератора;
- РНД ротор низкого давления;
- РСНД ротор средне-низкого давления;
- СК-система соответственная консервативная система;
- США Соединённые Штаты Америки;
- ТА турбоагрегат;
- ТЭС тепловая электрическая станция;
- ТЭЦ тепло-электро-централь;
- УПИ (УГТУ) Уральский политехнический институт (Уральский государственный технический университет);
- ЦКТИ Центральный котло-турбинный институт;
- ЧП чрезвычайные происшествия;
- ЭС электрическая станция;

Единицы измеренний:

- м метр;
- с (сек) секунда;
- кг (т) килограмм (тонна);
- кН/м килоньютон на метр (жёсткость);
- кН·м килоньютон на метр (момент);
- м/с метр в секунду (скорость);
- Н (кН) ньютон (килоньютон) (сила);

ПРИЛОЖЕНИЕ к главе 3.

В таблице 3.1 показан порядок задания исходных данных для исследования переходных колебаний симметричного ротора на двух опорах после внезапной разбалансировки с задеваниями и без задеваний о статор. Задание используется в расчётах многоопорного ротора с задеваниями в опорах и в пролёте между опорами.

| Таблица 3.1. | Задание исходных данных по ротору и вспомогательных величин для |
|--------------|---|
| | исследования переходных колебаний симметричного ротора на двух |
| | опорах с задеванием и без задеваний о статор |

| 5 1000 | itipr - | тип расчёта (1- | лин зад. к=с | const: 3-нелин | н: 5-петля) | |
|---------------|----------------|-------------------|---------------|---------------------------------|---|---|
| 1.02F0 | ad – | Bec potopa $TK-3$ | 5 (гиб. жёс | тк.ротор)тс. | 4.C) | |
| 9.81F0 | a - | ускорение свобо | лного палени | 19 19 | ., ., | |
| .262F3 | om – | рабочая частота | (изменять п | и PRFR счёта` |) | |
| . 50F0 | rw – | | | | ' | |
| 20F-2 | del - | зазор (мал.жёстк | пруж. Усико | ов упл. не учи | атыв.) | |
| 2050 | f - | коэф трения ско | льжения | | | |
| 0.1500 = 02 | ensn – | | | – 15 кг на | 1м | |
| 555-02 | onsk _ | | | - Var | | |
| 25-3 | dens - | | | vai | | |
| 0 000005+01 | tn _ | | псуравнове | J. – | | |
| | +k _ | PDAME (HOUDELO | | mar) | | |
| | | время (начально | e, koneanoe, | | | |
| 00255-02 | | | (SARAC OT VO | -π _w alfalc : | ₹ 07 1 2 | |
| 0 9500F0 | alfa1 - | | | ост в цапо 1 | | |
| | alfa2 _ | | та/собств.ча | act B hanp 1 | | |
| 0.350020 | a 11 a 2 - | | MACTA VOUTS | ист в напр 2 акта (тс/м) г | nu itinr_1 | |
| | h11 _ | | | (TC/M) | A B | |
| 0.10021 | b11 - | коэффиц демпфир | ования (внеш | (TC C) | | |
| | - DZZ - | | ования (внеш | | I) B INOCK Z | |
| | di – | | писка (тс*с* | 4月) は本つかいし | | |
| 0.32492-4 | dolp - | момент инерции | диска (тс~с | "~~"М <i>Ј</i> В Полиц Узрзі | (TOD_1/0 | |
| 0.202-02 | | | Б 20 02 | 100 20 02 | 500.2002 | |
| | 0.36-03 | 0.26-02 | 5.28-02 | 100.26-02 | 300.20-02 | - |
| 1000 20 02 | | | | | | |
| 1000.26-02 | 0 0-00 | 0.000.00 | 0 101-07 | 0 26200-09 | 101000000 | |
| | 0.000 | 0.000+00 | 0.101601 | 0.30200000 | . TOTOODEDA | - |
| pua(0:no) | | | | | | |
| .362000e09 | 0.0-00 | 0.000.00 | 0 101-07 | 0.26200-09 | 101000-00 | |
| 0.0600 | 0.0000 | 0.00e+00 | 0.18160/ | 0.36200608 | .181000603 | - |
| | | | - 202 10*** | | 0**0/ | |
| .362000609 | - статор жест | кии без петли ко | T=.362 10**8 | S TC/M (3.62 . | LU^^8 KH/M) | |
| 0.40000000 | - ARCIME | время срабатыв | автом безопа | СНОСТИ (ООЫЧН | ю меньше тк) |) |
| 1.0E-4 | deir | -зазор в мас пл | + МЯГКИИ ОЗ | конт (конт по |) метал) Баббит — | |
| .100E-3 | deinr | -зазор в мас | пл подшипни | ка (а далее | оаооит, тел | 0 |
| вкладыша) | £., | | | | | |
| .U/EU | Tr | - коэф.трения с | кольжения в | опоре с масло | M | |
| .100E0 | | - радиус цапфы | (диаметр под | Щ 200 MM) | F02 0- 02 | |
| 0.0603 | 0.4e-03 | 3.0e-03 | 5.0e-03 | 103.0e-03 | 503.0e-03 | - |
| upar(0:n6) | | | | | | |
| 1003.06-03 | 0.0-00 | 0 50 - 02 | 0.000-05 | 0 10000-07 | F00000-07 | |
| 0.0000 | 0.0e00 | 0.50e+02 | 0.200e05 | 0.10000607 | .500000e07 | - |
| puar(0:n6) | | | | | | |
| .100000e08 | | 0 50 00 | 0 000 0F | | | |
| 0.0e00 | 0.0e00 | 0.50e+02 | 0.200e05 | 0.10000e07 | .500000e07 | - |
| pudr(0:n6) | | - | | | | |
| .100000e08 | - опора жёстк | ая без петли Кст | r=0.1 10**8 r | гс/м (1 10**8 | кH/м) | |
| / | | | | | | |
| 01.02.2013 | | /. | _ | | | |
| При задании | itipr= 3 | 5 del=/de | eln, т.е. з | адаётся мин. | зазор deln | В |
| уплотнении, | как в нел | ин.характер-ке, | a del c | оответствует | контакту | С |
| жёсткостким з | элементом стат | opa. | | | | |
| | F 2 4 . | • · · · · · | | | | |
| | 5 3 I - 1 | тірг – тип рас | чета (1 – л | ин зад.(упор) | к=const; З | - |
| нелин. | | _ | | | | |

5 - петля)

Приложение к главе 5,6.

Обозначения, принятые в тексте главы 5,6.

В связи с тем, что основы алгоритма расчёта методом разложения по собственным формам колебаний консервативной системы ротор-опоры ТА ранее опубликованы в ряде работ [51-54,133,135,136,138,139,143], описание обозначений основных величин вынесены в приложение к главе 5 с целью упрощения изложения алгоритма в тексте глав 5,6.

r – число опор;

r' - число возможных точек контакта;

 $n_1 = r + r'$ - общее число связей;

 $n = 2 \cdot r_k$; $r_k - число$ собственных частот консервативной системы ротор-опоры (СК-системы), рассчитанных для каждого из направлений 1 и 2.

Система координат (рис.5.1, в, глава 5):

1° О° 2°- инерциальная система координат;

1₁O₁2₁ – подвижная система координат, связанная с ротором;

z – координата вдоль оси ротора;

1О2 – подвижная система координат, связанная с корпусом (основанием);

 \overline{w}_a - вектор абсолютного перемещения; $\overline{w}_a = \overline{w} + \overline{\psi}$;

 \overline{w} - вектор относительного перемещения (относительно подвижной системы координат 102); w_1, w_2 - составляющие вектора перемещений на горизонтальное и вертикальное направление колебаний;

 $\overline{\psi}(t)$ - переносное движение – движение подвижной системы координат относительно инерциальной системы. Импульсное воздействие (кинематическое) принято на всех опорах одинаковым и может быть задано одним из векторов $\overline{\psi}(t), (\overline{\psi}(t), \overline{\psi}(t))$.

 $\overline{w}^{(n)}$ - смещение массы подшипника (корпуса; статора);

О⁽ⁿ⁾ – положение центра расточки подшипника (корпуса);

- угловая скорость вращения ротора;

 φ - угол поворота ротора ($\varphi = \omega t$);

Опоры ротора i = 1,2,...r, как и места контакта ротора со статором j = 1,2,...rсхематизируются двухмассовыми моделями (рис.5.3, а, б);

 $\overline{w}, \overline{w}^{(n)}, \overline{w}^{(\phi)}$ - смещения элементов (массы участка ротора, подшипника, фундамента); в районе опоры (индекс і); в районе статора (индекс ј);

М, К, В – масса, жесткость, демпфирование в элементах i-ой опоры, в элементах статора в местах контакта (матрицы 2-го порядка);

м, *n*, *ф* – индексы (верхние), относящиеся к элементам i-ой опоры (j-го места контакта);

$$\varepsilon(z) = \sqrt{\varepsilon_1^2(z) + \varepsilon_2^2(z)}$$
 - величина неуравновешенности ротора в сечении z;
 $\bar{Q} = \begin{bmatrix} Q_1 \\ Q_2 \end{bmatrix}; \bar{M}$ - поперечная сила, изгибающий момент в сечении z;
 $\bar{Q} + d\bar{Q}; \quad \bar{M} + d\bar{M}$ - в сечении z+dz (рис. 5.2);
 $= -\sum_{n=1}^{\infty} \left[\varepsilon_n(z) - \varepsilon_n(z) \right] \left[\cos \omega t \right]$

$$\overline{f}(z,t) = \omega^2 \mu(z) \begin{bmatrix} \varepsilon_1(z) & -\varepsilon_2(z) \\ \varepsilon_2(z) & \varepsilon_1(z) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos \omega t \\ \sin \omega t \end{bmatrix}$$
- возмущающая нагрузка от

неуравновешенности ротора в сечении z;

$$\overline{G}(z) = \begin{bmatrix} 0 \\ \mu(z)g \end{bmatrix}$$
 - собственный вес единицы длины ротора;

 $\mu(z)$ - погонная масса ротора; g – ускорение свободного падения,

 $\beta(z) = E(z) \cdot I(z)$ изгибная жесткость ротора в сечении z.

 $i_c(z) = \mu(z) \cdot \rho^2(z) \cdot dz$ момент инерции массы участка ротора; $\rho(z)$ - радиус инерции;

d_i – диаметр ротора в сечении, где происходит задевание;

2*h* - коэффициент сил внешнего сопротивления;

χ - коэффициенты трения скольжения;

 $N_{j}; T_{j}$ - абсолютные значения сил в месте контакта; $\bar{N}_{j} = N_{j} \left| \frac{\cos \alpha}{\sin \alpha} \right|$ - сила

нормального давления; приложена к подшипнику (статору);

 $\delta(z-z_j)\{\overline{N}_j+\overline{T}_j\}$ - силы, действующие на ротор в месте контакта со статором; поворот от \overline{T}_j к \overline{N}_j на $\alpha = 90^\circ$

$$\bar{T}_{j} = \chi_{j} \begin{bmatrix} \cos\alpha & \sin\alpha \\ -\sin\alpha & \cos\alpha \end{bmatrix} \bar{N}_{j} = \chi_{j} \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -1 & 0 \end{bmatrix} \bar{N}_{j}$$

Тогда $\overline{N}_j + \overline{T}_j = \begin{bmatrix} 1 & \chi_j \\ -\chi_j & 1 \end{bmatrix} \overline{N}_j$

 $-K^{(t)}(z)dz \cdot \overline{w}(z)$ - силы со стороны парового (газового) потока в проточной $-K^{(u)}(z)dz \cdot \overline{w}'(z)$

части (индекс (t)) и в уплотнениях (индекс (u));

$$-\delta(z-z_i)\left\{K_i^{(\mathcal{M})}\left[\overline{w}_{ai}-\overline{w}_{ai}^{(n)}\right]+B_i^{(\mathcal{M})}\left[\dot{\overline{w}}_i-\dot{\overline{w}}_{ai}^{(n)}\right]\right\}$$
- силы со стороны масляного

слоя в подшипниках скольжения.

Условие контакта:
$$\overline{w}_{aj} - \overline{w}_{aj}^{(n)} = \overline{\delta}_j; \quad tg\alpha_j = \frac{w_{2j} - w_{2j}^{(n)}}{w_{1j} - w_{1j}^{(n)}}$$

 $\bar{\delta}_j$ - зазор между вращающимся ротором и статором (подшипником,

корпусом);

 α_{i} - угол положения места контакта ротора и статора;

 ψ_0 - направление импульсного кинематического воздействия в плоскости, перпендикулярной невозмущенной оси ротора (отсчитывается от оси 01 против часовой стрелки).