

52. Агеев А.Я., Сиваков В.П., Вураско А.В., Музыкантова В.И. Технология производства целлюлозы. Регенерация химикатов и тепла в содо-регенерационных котлоагрегатах. Устройство и диагностирование : Учебное пособие. : УГЛТУ. – 138 с.

53. Абрамов И.В., Сиваков В.П. Обоснование ремонтов оборудования целлюлозного производства техническим диагностированием / Новые информационные технологии в инновационных проектах : Труды IV Международной научно-технической конференции. – Ижевск : ИГТУ, 2003. – С. 16-18.

54. Сиваков В.П., Музыкантова В.И., Партин И.А. Снижение вибрации питателя высокого давления // Машины и аппараты целлюлозно-бумажного производства : Межвуз. сб. научн. тр. – С.-Пб.: СПбГТУРП, 2003. – С. 81-86.

55. А.с. 513193 СССР. Динамический гаситель колебаний / Санников А.А., Сиваков В.П., Матвеев Ю.В., Витвинин А.М. (СССР). Оpubл. 5.05.76. - Бюл. № 17.

56. А.с. 1416579 СССР. Устройство для уплотнения щепы / Сиваков В.П., Панфилов А.Н., Паршиков Г.Д. (СССР). Оpubл. 15.08.88. – Бюл. № 30.

57. А.с. 1519794 СССР. Устройство для перемещения очистного элемента в трубопроводе / В. П. Сиваков, И.В. Перехожих, Б.Т. Яковлев (СССР); Оpubл. 07.11.89. – Бюл. № 41.

58. А.с. 1657787 СССР. Многослойное тело качения / В.П. Сиваков, И.В. Перехожих (СССР); Оpubл. 23.06.91. – Бюл. № 23.

59. А.с. 1724523 СССР. Устройство для обрушения сводов сыпучих материалов / Сиваков В.П., Трушков С.П., Сергеенок Л.С., Язвенко В.Н. (СССР). Оpubл. 7.04.92. - Бюл. № 13.

60. Свидетельство на полезную модель № 16285 РФ. Питатель высокого давления / В.П. Сиваков, А.А. Шевелев, С.В. Кузнецов. Оpubл. 20.12.2000.

61. Свидетельство на полезную модель № 24141. Динамический гаситель колебаний / В.П. Сиваков, А.А. Ананьин. –2002103299; Заявл. 11.02.2002; Оpubл. 27.07.2002. – Бюл. № 21.

62. Свидетельство на полезную модель № 24691. Питатель высокого давления / В.П. Сиваков, А.А. Ананьин. –2002104846; Заявл. 26.02.2002; Оpubл. 20.08.2002. – Бюл. № 23.

Подписано в печать .02.2004 г. 2,08 печ.л. Заказ №6/ Тираж 120 экз.

620100, г. Екатеринбург, Сибирский тракт, 37  
УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ЛЕСОТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ  
Отдел оперативной печати

На правах рукописи

Сиваков

Сиваков Валерий Павлович

РАЗРАБОТКА КОНЦЕПЦИИ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ  
ОБОРУДОВАНИЯ ПРОИЗВОДСТВА ЦЕЛЛЮЛОЗЫ НА ОСНОВЕ  
ВИБРАЦИОННОГО ДИАГНОСТИРОВАНИЯ

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени  
доктора технических наук

05.21.03 – технология и оборудование химической  
переработки биомассы дерева;  
химия древесины

Екатеринбург 2004

1344

Работа выполнена в Уральском государственном лесотехническом университете

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор  
Анкудинов Дмитрий Тимофеевич  
доктор технических наук, профессор  
Ефимов Игорь Николаевич  
доктор технических наук, профессор  
Кокушкин Николай Николаевич

Ведущая организация: ЦНИИ Буммаш, г. Санкт-Петербург

Защита состоится «22» апреля 2004 года в 10-00 часов на заседании диссертационного совета Д 212.281.02 Уральского государственного лесотехнического университета, 620100, г. Екатеринбург, Сибирский тракт 37, УГЛТУ, ауд. 401

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Уральского государственного лесотехнического университета.

Автореферат разослан «17» февраля 2004 г.

Ученый секретарь  
диссертационного совета,  
канд. техн. наук, доцент



Н.В. Кузубина

### ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность темы.** Объектом исследования является оборудование производства целлюлозы (ОПЦ) установок периодического и непрерывного способов варки с вертикальными варочными котлами (ВК). Предмет исследования – вибрационные характеристики и техническое состояние (ТС) оборудования. В России на предприятиях ЦБП износ основных фондов составляет 60...70 %. Почти 50 % ВК периодического действия находятся в эксплуатации более 45 лет, 80 % установок непрерывной варки целлюлозы – более 25 лет.

Отказы ОПЦ при высоком уровне износа представляют потенциальную опасность для обслуживающего персонала и сопровождаются длительными ремонтно-восстановительными работами. Применение технического диагностирования для обнаружения неисправностей является одним из методов предотвращения отказов и обеспечения эксплуатационной эффективности варочного оборудования.

Преимущественное развитие вибрационных методов технического диагностирования обусловлено возможностью формирования диагностических оценок оборудования при проектировании, изготовлении, эксплуатации и модернизации. Вибрационное диагностирование концептуально рассматривается как составная часть технического обслуживания оборудования производства целлюлозы. Опыт применения существующих методов расчета вибрационных характеристик аппаратов колонного типа для ВК показал значительные расхождения расчетных и экспериментальных данных. ВК в отличие от аппаратов колонного типа имеют переменные характеристики поперечного сечения по высоте со значительными перепадами на смежных участках.

Для расчетного определения вибрации ВК необходимо разработать и исследовать диагностическую модель, учитывающую особенности конструкции, технологии и возможность установки виброзащитных устройств.

При эксплуатации вибрационным диагностированием определяется уровень технического состояния ОПЦ. Сдерживающим фактором в развитии вибрационного диагностирования является низкий уровень использования диагностической информации о ТС контролируемых узлов (механизмов, сборочных единиц, деталей). Программное обеспечение вибромерительной диагностической аппаратуры ограничено, в основном, оценкой ТС контролируемых узлов.

Методы оценки ТС машин, состоящих из узлов, и сложных объектов, состоящих из машин, в теории технического диагностирования научно обоснованы. Переход от оценочных критериев диагностируемых узлов к формированию оценки ТС машин возможен на основе применения систем распознавания образов, активно используемых в теории надежности.

Научная библиотека

УГЛТУ

Системы распознавания образов сочетают параметрические методы исследования состояния узлов машин и топологическое (на основе ориентированных графов) исследование машин, состоящих из этих узлов. Переход от параметрических оценок ТС узлов к диагностическим графам сложных объектов повышает уровень использования диагностической информации. Диагностические графы можно рассматривать как основу для оценки работоспособного ТС объектов. Многоуровневое диагностирование в режиме эксплуатации обеспечивает прогноз технического обслуживания оборудования по состоянию. Использование диагностических графов для контроля оборудования требует теоретического обоснования и экспериментальной проверки.

Таким образом, имеются необходимые условия для комплексного применения методов теории надежности, теории колебаний, вибрационного диагностирования и топологического метода графов в методическом обеспечении технического обслуживания оборудования по состоянию.

При модернизации ОПЦ вибрационное диагностирование применяется для оценки технического состояния, обоснования средств виброзащиты и вибрационных испытаний. Вибрационное диагностирование оборудования производится известными методами измерений и контроля. Опыт вибрационных испытаний оборудования выявил необходимость разработки норм вибрации, методических рекомендаций по уменьшению колебаний, методических руководств по проведению вибрационного обследования, учитывающих технологическую и конструкционную специфику ОПЦ.

Теоретические и экспериментальные исследования, представленные в диссертационной работе, выполнены автором в соответствии с планами отраслевой группы и лаборатории, образованной совместными приказами Минбумпрома СССР и Минвуза РСФСР от 25.06.78 г. № 222/334, Минлеспрома СССР и Минвуза РСФСР от 7.05.87 г. № 193/365. Планы отраслевой группы и лаборатории, где выполнялась работа автора, были направлены на реализацию целевых программ: Программы Госстандарта и АН СССР № 450 - 1.02.80 комплексной стандартизации по научно-технической проблеме «Вибрация. Виброзащита машин и оборудования» на 1980-1985 г.г. (шифры заданий: 1.012, 2.005, 3.009); Региональной программы межведомственного координационного совета в Ленинграде АН СССР «Комплексное использование и воспроизводство лесных ресурсов на 1986-1990 г.г. и последующие годы».

**Цель работы.** Повышение эффективности технического обслуживания на основе разработки и исследования вибрационных диагностических моделей, прикладных вибрационных методов раннего обнаружения неисправностей и обоснования организации ремонтов ОПЦ по ТС.

**Основные положения методики исследования.** При исследовании применялись методы вибрационного диагностирования оборудования, прикладные методы расчета виброзащитных устройств ОПЦ, вероятностные методы расчета вибрационных оценочных критериев работоспособного ТС, топологический метод формирования диагностических графов ТС оборудования. Результаты исследований обрабатывались методами математической статистики. Измерение вибрации и обработка вибрационных характеристик производились в соответствии с требованиями государственных стандартов

**Достоверность** научных положений, выводов и рекомендаций обусловлена применением при исследованиях фундаментальных положений теории колебаний, теории надежности, основных положений технического диагностирования машин, динамики машин и сооружений. Достоверность результатов исследований вибрационных диагностических характеристик по вибрационным диагностическим моделям подтверждается применением методов математической статистики для обработки опытных данных и оценки погрешностей, экспериментальной проверкой основных теоретических разработок, моделей и методов расчета в производственных условиях. Сходимость результатов расчетных и экспериментальных данных составляет 82...91 %.

#### Научная новизна

1. Разработана вибрационная модель варочных котлов, позволяющая объяснить закономерности изменения вибрационных диагностических функций в зависимости от технологических факторов режима варки целлюлозы и структурных параметров технического состояния оборудования.
2. Впервые выявлены закономерности изменения собственных частот колебаний варочных котлов за цикл варки и период эксплуатации.
3. Установлены закономерности изменения неупругих сопротивлений в технологической щепе при воздействии вибрации в зависимости от параметров вибрационного поля. Получены уравнения для расчета затухания вибрации в технологической щепе.
4. Впервые разработана модель вибрационного диагностирования засорения сит систем циркуляции варочных котлов.
5. Разработана методика вибрационного диагностирования, включающая математические зависимости для расчета диагностических критериев и алгоритм оценки технического состояния оборудования по результатам экспериментальных измерений вибрации.
6. Впервые разработаны диагностические графы и модели формирования диагностических кортежей для оценки ТС и обоснования технического обслуживания оборудования производства целлюлозы по состоянию

7. Разработаны методы уменьшения колебаний оборудования производства целлюлозы. Обоснованы методы виброзащиты оборудования изменением конструкций, применением динамических виброгасителей и демпферов.

**Практическая ценность.** Теоретические положения работы применены в качестве концепции формирования норм вибрации, организации вибрационного мониторинга и вибрационного диагностирования при обосновании метода технического обслуживания ОПЦ по состоянию. Результаты работы внедрены в целлюлозно-бумажной промышленности в нормативных государственных и отраслевых материалах:

1. ГОСТ 25673-83. Вибрация. Методы и средства вибрационной диагностики технического состояния оборудования целлюлозно-бумажного производства.

2. ГОСТ 26493-85. Вибрация. Технологическое оборудование целлюлозно-бумажного производства. Нормы вибрации. Технические требования.

3. Методические рекомендации по уменьшению колебаний рабочих мест, машин и аппаратов целлюлозно-бумажной промышленности.

4. Методическое руководство по проведению вибрационного обследования технологического оборудования целлюлозно-бумажного производства.

5. Диагностирование технического состояния бумагоделательного оборудования по измерению параметров вибрации переносной виброизмерительной аппаратурой. Методические рекомендации.

6. Временное положение о лаборатории (группе) диагностики технического состояния оборудования предприятий ЦБП.

7. Виброзащита и диагностика оборудования для варки целлюлозы. Методические рекомендации.

Внедрение результатов работы осуществлялось на ОАО «Соликамскбумпром», Камском ЦБК, Сыктывкарском ЛПК, Архангельском ЦБК, Кондопожском ЦБК. Основным итогом внедрения – совершенствование организации технического обслуживания и ремонта оборудования на основе применения методов диагностирования технического состояния.

Методические разработки автора используются в учебном процессе при подготовке студентов по специализации 1704.04 «Машины и аппараты ЦБП», на курсах повышения квалификации по техническому диагностированию для инженеров механиков предприятий целлюлозно-бумажной промышленности.

**Апробация работы.** Основные положения работы и ее отдельные разделы докладывались и обсуждались на:

1. Всесоюзной конференции «Состояние и перспективы развития технологии и оборудования ЦБП». Ленинград, 1982 г.

2. Всесоюзном совещании по вибродиагностике оборудования и приборов. Иваново, 1985 г.

3. Региональной научно-технической конференции «Моделирование и автоматизация проектирования сложных технических систем». Калуга, 1990 г.

4. Областной научно-технической конференции «Вклад ученых и специалистов в развитие химико-лесного комплекса». Свердловск, 1991 г.

5. Научно-технической конференции «Дни науки-92». Озерск, 1999 г.

6. Международной научно-технической конференции «Социально-экономические и экологические проблемы лесного комплекса». Екатеринбург, 1999 г.

7. Международной научно-технической конференции «Новые информационные технологии в инновационных проектах». Ижевск, 2003.

8. Научно-технических семинарах и конференциях: «Виброакустические процессы в технологиях, оборудовании и сооружениях отраслей лесопромышленного комплекса». Екатеринбург, 1999-2002 г.;

9. Научно-практических конференциях, семинарах и технических совещаниях Минлесбумпрома (Москва, Архангельск, Соликамск, Балахна, Светлогорск), 1979...1989 г.г.

**Научные положения, выносимые на защиту:**

1. Динамическая и математическая модель расчета вибрационных характеристик ВК, разработанная с учетом влияния технологических, эксплуатационных и виброзащитных факторов.

2. Метод определения амплитуд и частот собственных колебаний варочного котла за период эксплуатации и цикл варки.

3. Метод определения неупругих сопротивлений в технологической щеле при её вибрационной обработке.

4. Математическая модель вибрационного диагностирования засорения сит варочных котлов.

5. Математическая модель расчета диагностических критериев и оценки технического состояния оборудования производства целлюлозы.

6. Метод обоснования технического обслуживания машин и сложных объектов оборудования производства целлюлозы по диагностическим графам.

7. Новые технические решения по повышению надежности оборудования производства целлюлозы.



**Личный вклад автора.** Основные результаты теоретических и экспериментальных исследований получены лично автором.

В общих работах [8, 9, 11-14, 23, 27, 29, 30, 31, 33, 35-38, 47-49, 51] выполнены экспериментальные измерения и расчеты вибрационных характеристик оборудования, произведено расчетное обоснование и экспериментальная проверка оценочных вибрационных критериев, методов вибрационного диагностирования и виброзащиты оборудования целлюлозного производства.

В авторских работах [21, 25, 26, 28, 32, 34, 39, 40-42] соискателем сформулированы цели исследований, изложены вопросы моделирования вибрационных процессов оборудования, методы и результаты расчета вибрационных характеристик по принятым моделям и отражена сходимостр расчетных и экспериментальных данных.

В статьях [43, 45, 46, 50, 53] автором обоснованы концептуальные положения организации технического обслуживания оборудования целлюлозного производства, базирующиеся на диагностировании.

В подготовке государственных стандартов [1, 2] и отраслевых нормативных рекомендаций [3-6] автор принимал непосредственное участие в экспериментальном и расчетном определении нормативных показателей, вибрационных характеристик, методов диагностирования и виброзащиты оборудования целлюлозно-бумажного производства.

В совместных изобретательских работах [55-62] реализованы идеи автора по виброзащите, интенсификации технологических процессов и повышению надежности оборудования целлюлозного производства.

**Публикации.** По результатам исследований опубликовано 62 работы, в том числе 10 в центральных изданиях, издано 2 ГОСТа и 4 отраслевые методические рекомендации.

**Структура и объем диссертации.** Диссертационная работа состоит из введения, 6 разделов, выводов и заключения, списка использованных источников из 178 наименований, 3 приложений. Объем работы 303 страницы машинописного текста, включая 78 рисунков и 23 таблицы.

#### КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность выбранной темы, охарактеризованы результаты научных исследований по применению методов диагностирования при организации технического обслуживания сложных объектов, в том числе и варочного ОПЦ, дана общая характеристика работы.

#### 1. СОСТОЯНИЕ ТЕОРИИ И ПРАКТИКИ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ ОБОРУДОВАНИЯ ПРОИЗВОДСТВА ЦЕЛЛЮЛОЗЫ ВИБРАЦИОННЫМ ДИАГНОСТИРОВАНИЕМ

Производство целлюлозы относится к химической подотрасли лесного комплекса. По статистическим данным до 40 % материальных потерь на предприятиях химической промышленности вызваны отказами оборудования и ошибками при проектировании. Снижение отказов оборудования достигается решением задач технического диагностирования.

Установки ОПЦ относятся к сложным объектам вида совокупности машин и аппаратов (элементов). Технологические связи между элементами ОПЦ по обрабатываемому сырью являются последовательными, по циркуляционным растворам – рециклическими. Надежностные связи между элементами ОПЦ являются последовательными, иногда с резервированием по отдельным элементам. В ОПЦ как сложных объектах с последовательными надежностными связями большинство элементов отказывают независимо друг от друга. Отказы отдельных элементов не влияют на изменения надежности других элементов сложного объекта. Уровень ТС сложного объекта можно рассматривать как сочетание уровней ТС его элементов, а элемента – как сочетание диагностических оценок ТС его узлов.

Решение проблем теории и практики обеспечения технического обслуживания по диагнозу ТС оборудования базировалось на результатах работ О.А. Терентьева, И.В. Абрамова, И.Д. Кугушева, А.Ф. Каменева, Ю.Л. Муромцева, А.А. Санникова, Д. Химмельблау, Е.Дж. Хенли, Х. Курамото, Н.Н. Смирнова, А.А. Ицковича, Ю.В. Турыгина.

Для диагностирования ТС узлов элементов применялись вибрационный метод (примущественно) и следующие методы неразрушающего контроля: ультразвуковой, вихретоковый, капиллярной (цветной) дефектоскопии.

Вибрационными методами выявляются как местные дефекты: ослабление стыков, нарушение исправности узлов машин, так и общие для аппаратов дефекты: пониженная жесткость металлоконструкции, отклонения от вертикального положения, общий износ толщины стенок и опорных конструкций, нарушение режимов загрузки сырья и выдувки целлюлозной массы. Другие методы диагностирования дополняют вибрационные методы и применяются для выявления местных дефектов стенок аппаратов в виде трещин, подрезов, коррозионных повреждений. Для разработки диагностических признаков необходимо исследовать расчетные модели колебаний аппаратов. Оценку виброактивности при проектировании следует производить в виде прогноза изменения частот и амплитуд свободных и вынужденных колебаний.

Для накопления и рационального использования диагностической информации о ТС установок производства целлюлозы предложено рассматривать их как сложные объекты, состоящие из аппаратов, функциональных машин и оборудования (элементов), а элементы как структурные системы, состоящие из диагностируемых узлов.

В работе используется термин «объект» для обозначения установок периодической и непрерывной варки целлюлозы, обоснование работоспособного ТС которых производится по сочетанию диагностических оценок их элементов.

В качестве элементов объекта принимались основные функциональные машины, аппараты и оборудование, имеющие в структуре объекта технологические и надежностные связи. Для решения задач диагностирования у элемента выделяются диагностируемые узлы. Оценка работоспособного ТС элемента производится по сочетанию диагностических оценок ТС его узлов. Диагностируемый узел – часть элемента, которую не требуется детализировать при диагностировании ТС в режиме эксплуатации. В качестве диагностических узлов принимались механизмы, сборочные единицы и детали элементов.

Задачи исследования, вытекающие из анализа теории и практики обеспечения технического обслуживания ОПЦ, обобщены в виде концептуальной схемы совершенствования организации технического обслуживания и ремонта оборудования на основе комплексного применения вибрационных методов (рис. 1).

Развитие в диссертации теоретических направлений концепции технического обслуживания и ремонта связано с решением следующих задач:

разработки вибрационных расчетных моделей и теоретических основ исследования виброактивности ОПЦ, расчетного определения вибрационных диагностических характеристик и закономерностей их изменения в пределах периода технологического цикла варки целлюлозы и расчетного периода эксплуатации;

экспериментального и расчетного исследования вибрации ОПЦ, проверки идентичности вибрационных характеристик расчетной вибрационной модели аналогичным характеристикам производственных установок, экспериментального определения затухания вибрации в технологической щепе, разработки метода диагностирования засорения сит систем циркуляции ОПЦ;

анализа и выбора вибрационных методов и средств диагностирования ТС, разработки методик измерения вибрации при техническом диагностировании, наработки экспериментальных материалов для расчетного обоснования норм вибрации и апробирования диагностических программ для расчетов оценочных вибрационных диагностических характеристик,



Рис. 1. Схема вибродиагностирования и виброзащиты варочного ОПЦ:  
 — — — — — прямая связь; - - - - - обратная связь

разработки рекомендаций по организации вибрационного диагностирования;

обоснования организации ремонтов ОПЦ по ТС на основе вибрационного диагностирования, формирования оценок ТС элементов и объектов по диагностическим графам, разработки модели обоснования ремонтов элементов и объектов по ТС, расчета вероятностей функционирования элементов и сложных объектов в подмножествах работоспособного ТС;

разработки методов и средств виброзащиты ОПЦ, нормативных, методических рекомендаций и их внедрения на предприятиях отрасли.

Высокий уровень износа и большие материальные потери от отказов ОПЦ объясняют актуальность решения поставленных выше задач концепции технического обслуживания и ремонта оборудования по состоянию

2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВИБРАЦИИ  
ВАРОЧНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Котлы периодической и непрерывной варки целлюлозы эксплуатируются в условиях воздействия широкого спектра динамических нагрузок ударного, циклического и периодического характера. Основными источниками силового возбуждения вибрации ВК являются реактивные силы  $F_p$  от выдувки целлюлозной массы, силы от гидравлических ударов  $F_t$ , силы  $F_v$  от роторных машин и устройств ВК.

Сила динамического воздействия  $\bar{F}(t)$ , Н, для каждого периода цикла варки определена как функция вынуждающих сил, угловых координат этих сил относительно направления измерения вибрации и фактора времени

$$\bar{F}(t) = f(\bar{F}_z \cos(\Omega_z t); \gamma_z; t); \quad z = r, t, v, \quad (1)$$

где  $F_z$  – амплитудное значение  $z$ -й вынуждающей силы, Н;  $\Omega_z$  – угловая частота колебаний  $z$ -й силы, рад/с;  $\gamma_z$  – угол между вектором силы и направлением измеряемой вибрации, рад.;  $t$  – фактор времени, с.

Сила  $\bar{F}(t)$  из-за преобладания компонент  $\bar{F}_p$ ,  $\bar{F}_t$  воздействует на ВК в виде динамических импульсов.

Для расчетного определения вибрационных диагностических характеристик исследованы модели колебаний ВК. В динамической модели (рис. 2) ВК представлен в виде жесткого стержня с упругим защемлением. Приведенная жесткость упругого защемления определялась из равенства нижней собственной частоты горизонтально-вращательных колебаний конструкции ВК и собственной частоты колебаний расчетной модели ВК.

В качестве обобщенной расчетной модели опорных стоек принята пространственная рамная конструкция с абсолютно жестким ригелем, имеющем упругоподатливую связь со стойками. Относительная масса стоек мала по сравнению с массой ВК. Поэтому в расчетной модели стойки представлены в виде невесомых упругих элементов. Фундамент принят абсолютно жестким на упругодемпфирующем грунтовом основании. Фундамент совершает вертикальные и горизонтально вращательные колебания в двух взаимно перпендикулярных направлениях.

В динамической модели ВК учтена возможность применения средств виброзащиты: динамического виброгашения, демпфирования, дополнительных упругих элементов.

На рис. 2. обозначено:  $m_f$ ,  $m_k$ ,  $m_r$  – массы соответственно фундамента, ВК и динамического виброгасителя колебаний, кг;  $c_f$ ,  $c_k$ ,  $c_r$  – центры масс соответственно фундамента, ВК и динамического виброгасителя ( $m_k$  и  $c_k$  функционально зависят от заполнения ВК сырьем и изменяются за цикл варки);  $O_1$ ,  $O_2$ ,  $O_3$  – центры жесткостей соответственно фундамента,

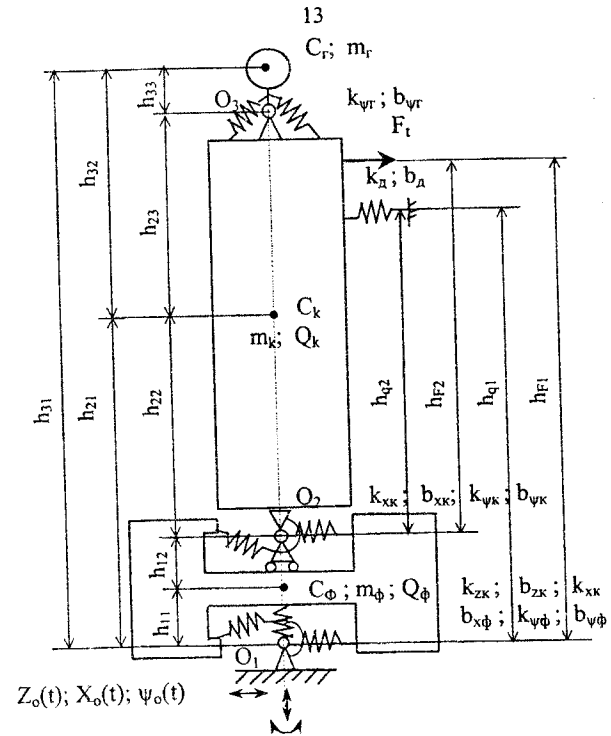


Рис. 2. Динамическая модель ВК

ВК и динамического виброгасителя;  $\Theta_f$ ,  $\Theta_k$  – моменты инерции масс фундамента и ВК относительно центров их масс, кг·м<sup>2</sup>;  $k_{uf}$ , Н/м;  $b_{uf}$ , кг/с; ( $u = z, x, \psi$ ) – коэффициенты жесткости и неупругих сопротивлений грунтового основания при вертикальном, горизонтальном и поворотном перемещениях фундамента;  $k_{xk}$ , Н/м;  $k_{\psi k}$ , Н·м;  $b_{xk}$ ,  $b_{\psi k}$ , кг/с, – приведенные коэффициенты жесткости и неупругих сопротивлений опорных конструкций ВК при его горизонтальном и поворотном перемещениях;  $k_{\psi r}$ , Н/м;  $b_{\psi r}$ , кг/с, – приведенные коэффициенты жесткости и неупругих сопротивлений динамического виброгасителя;  $k_d$ , Н/м;  $b_d$ , кг/с, – коэффициенты жесткости и неупругих сопротивлений дополнительного упругодемпфирующего элемента;  $h_{ij}$  – геометрические размеры, м;  $F(t)$  – сила динамического воздействия на котел, Н;  $z_o(t)$ , м;  $x_o(t)$ , м;  $\psi_o(t)$ , рад, – вертикальное, горизонтальное и поворотное перемещения грунтового основания.

Дифференциальные уравнения, описывающие колебания модели, имеют вид:

14

$$\ddot{z} + \frac{\lambda_{z\phi}}{\alpha_{z\phi}} \dot{z} + \lambda_{z\phi}^2 z = \frac{\lambda_{z\phi}}{\alpha_{z\phi}} \dot{z}_o(t) + \lambda_{z\phi}^2 z_o(t); \quad (2)$$

$$\delta_{\phi\phi} \ddot{x}_\phi + \delta_{\kappa\phi} \ddot{x}_\kappa + \delta_{\Gamma\phi} \ddot{x}_\Gamma + \frac{\lambda_{x\phi}}{\alpha_{x\phi}} (\dot{x}_\phi - h_{11} \dot{\psi}_\phi) + \frac{\lambda_{x\phi\Delta}}{\alpha_{x\phi\Delta}} [\dot{x}_\kappa + \dot{\psi}_\kappa (h_{\Delta 2} - h_{22})] + \lambda_{x\phi}^2 \times \\ \times (x_\phi - h_{11} \psi_\phi) + \lambda_{x\phi\Delta}^2 [x_\kappa + \psi_\kappa (h_{\Delta 2} - h_{22})] = \frac{\lambda_{x\phi}}{\alpha_{x\phi}} \dot{x}_o(t) + \lambda_{x\phi}^2 x_o(t) + f_\phi(t); \quad (3)$$

$$\gamma_{\phi\phi} h_{11} \ddot{\psi}_\phi + \gamma_{\kappa\phi} h_{22} \ddot{\psi}_\kappa + \gamma_{\phi\Gamma} \frac{h_{11}}{\Gamma_\phi} \ddot{x}_\phi + \gamma_{\kappa\Gamma} \frac{h_{21}}{\Gamma_\kappa} \ddot{x}_\kappa + \gamma_{\Gamma\phi} \frac{h_{31}}{h_{33}} \ddot{x}_\Gamma + \frac{\lambda_{\psi\phi}}{\alpha_{\psi\phi}} h_{11} \dot{\psi}_\phi + \\ + \frac{\lambda_{\psi\phi\Delta}}{\alpha_{\psi\phi\Delta}} [(\dot{x}_\kappa + \dot{\psi}_\kappa (h_{\Delta 21} - h_{22})) + \lambda_{\psi\phi}^2 h_{11} \psi_\phi + \lambda_{\psi\phi\Delta}^2 [x_\kappa + \psi_\kappa (h_{\Delta 2} - h_{22})]] = \\ = \frac{\lambda_{\psi\phi}}{\alpha_{\psi\phi}} h_{11} \dot{\psi}_o(t) + \lambda_{\psi\phi}^2 h_{11} \psi_o(t) + f_\phi(t) \frac{h_{\Gamma\phi 1}}{\Gamma_{\phi\phi}}; \quad (4)$$

$$\delta_{\kappa\kappa} \ddot{x}_\kappa + \delta_{\Gamma\kappa} \ddot{x}_\Gamma + \frac{\lambda_{x\kappa}}{\alpha_{x\kappa}} (\dot{x}_\kappa - h_{22} \dot{\psi}_\kappa - \dot{x}_\phi - h_{12} \dot{\psi}_\phi) + \frac{\lambda_{x\kappa\Delta}}{\alpha_{x\kappa\Delta}} [\dot{x}_\kappa + \dot{\psi}_\kappa (h_{\Delta 2} - h_{22})] + \\ + \lambda_{x\kappa}^2 [(x_\kappa - h_{22} \psi_\kappa - x_\phi - h_{12} \psi_\phi) + \lambda_{x\kappa\Delta}^2 (x_\kappa + \psi_\kappa (h_{\Delta 2} - h_{22}))] = f_\kappa(t); \quad (5)$$

$$\gamma_{\kappa\kappa} h_{22} \ddot{\psi}_\kappa + \frac{\gamma_{\kappa\kappa}}{\Gamma_\kappa} h_{22} \ddot{x}_\kappa + \frac{\gamma_{\Gamma\kappa} h_{32}}{h_{33}} \ddot{x}_\Gamma + \frac{\lambda_{\psi\kappa}}{\alpha_{\psi\kappa}} h_{21} (\dot{\psi}_\kappa - \dot{\psi}_\phi) + \frac{\lambda_{\psi\kappa\Delta}}{\alpha_{\psi\kappa\Delta}} [\dot{x}_\kappa + \\ + \dot{\psi}_\kappa (h_{\Delta 2} - h_{22})] + \lambda_{\psi\kappa}^2 h_{21} (\psi_\kappa - \psi_\phi) + \lambda_{\psi\kappa\Delta}^2 [x_\kappa + \psi_\kappa (h_{\Delta 2} - h_{22})] = f_\kappa(t); \quad (6)$$

$$\delta_{\Gamma\Gamma} \ddot{x}_\Gamma + \frac{\lambda_{x\Gamma}}{\alpha_{x\Gamma}} (\dot{x}_\Gamma - h_{33} \dot{\psi}_\Gamma - \dot{x}_\kappa - h_{23} \dot{\psi}_\kappa) + \lambda_{x\Gamma}^2 (x_\Gamma - h_{22} \psi_\Gamma - x_\kappa - h_{23} \psi_\kappa) = 0; \quad (7)$$

$$h_{33} \ddot{\psi}_\Gamma + \frac{\lambda_{\psi\Gamma}}{\alpha_{\psi\Gamma}} (h_{33} \dot{\psi}_\Gamma - \dot{x}_\Gamma - h_{23} \dot{\psi}_\kappa - \dot{x}_\kappa) + \lambda_{\psi\Gamma}^2 (h_{33} \psi_\Gamma - x_\Gamma - h_{23} \psi_\kappa - x_\kappa) = 0; \quad (8)$$

где  $\lambda_{ui}$ , рад/с;  $\alpha_{ui}$  - собственные частоты колебаний и динамические коэффициенты увеличения колебаний при резонансе парциальных систем: всей установки как абсолютно жесткой системы на грунтовом основании ( $i = \phi$ ), ВК с динамическим виброгасителем относительно неподвижного фундамента ( $i = \kappa$ ) и динамического виброгасителя относительно неподвижного ВК ( $i = \Gamma$ ) в вертикальном ( $u = z$ ) и горизонтальном ( $u = x$ ) направлениях, а также при поворотных перемещениях ( $u = \psi$ ) без учета дополни-

15

тельного упругодемпфирующего элемента;  $\lambda_{uid}$ , рад/с;  $\alpha_{uid}$  - собственные частоты колебаний и динамические коэффициенты соответствующих парциальных систем от воздействия только дополнительного упругодемпфирующего элемента;  $\delta_{ij}$ ,  $\gamma_{ij}$ ,  $\Gamma_i$  - параметры, характеризующие распределение в пространстве и отношение масс установки;  $f_{\phi, \kappa}(t)$  - отношение силы динамического воздействия к массам парциальных систем, м/с<sup>2</sup>.

Внутреннее избыточное давление и температура увеличивают геометрические размеры и создают осевую силу, влияющую на низшую собственную частоту колебаний ВК:

$$F_o = \frac{\pi p_{п}}{4} \left( D + \frac{pD^2}{2 S \varphi E} + D \alpha \Delta t \right)^2, \quad (9)$$

где  $p_{п}$ ,  $p$  - соответственно избыточное давление пара и общее внутреннее давление пара и суспензии, Па;  $D$  - внутренний диаметр корпуса ВК при атмосферном давлении, м;  $\varphi$  - коэффициент прочности сварных швов;  $S$  - толщина стенки ВК, м;  $E$  - модуль продольной упругости, Н/м<sup>2</sup>;  $\alpha$  - температурный коэффициент линейного расширения, °С<sup>-1</sup>;  $\Delta t$  - максимальная разность температур ВК за цикл варки, °С.

Коэффициент влияния осевых сил от внутреннего давления на собственные частоты колебаний модели определяется зависимостью

$$\varepsilon = \frac{\omega - \omega_o}{\omega_o} = \sqrt{1 + \frac{32 k_p \lambda^2}{\pi^2}}, \quad (10)$$

где  $\omega$  - низшая собственная частота колебаний модели с учетом внутреннего избыточного давления, рад/с;  $\omega_o$  - то же без учета давления, рад/с;  $k_p = p_{п}/E$ ;  $\lambda = H/D$ .

Установлено, что внутреннее давление увеличивает низшую собственную частоту колебаний ВК.

Решением системы уравнений (2)-(8) определено, что низшие собственные частоты колебаний зависят от массы и положения центра масс ВК.

Исследованы колебания модели около положения устойчивого равновесия. Для решения системы дифференциальных уравнений движения (2)-(8) применен метод гармонических коэффициентов:

$$Y_C = Y_{C1} \cos \omega t + Y_{C2} \sin \omega t, \quad (11)$$

где  $Y_C \in (Z_\phi, Z_\kappa, X_\phi, X_\kappa, X_\Gamma, \Psi_\phi, \Psi_\kappa, \Psi_\Gamma)$ .

При подстановке (11) в уравнения (2)-(8) получена однородная система алгебраических уравнений, частный случай решения которой без учета вертикальных перемещений и рассеивания энергии колебаний имеет вид:



$$\begin{vmatrix} \lambda_{x\phi}^2 - \delta_{\phi\phi}\omega^2 & -\delta_{k\phi}\omega^2 & -\lambda_{x\phi}^2 & 0 \\ -\lambda_{xk}^2 & \lambda_{k\phi}^2 - \delta_{kk}\omega^2 & -\lambda_{xk}^2 \frac{h_{12}}{h_{11}} & -\lambda_{xk}^2 \\ \frac{\gamma_{\phi\phi}}{\Gamma_{\phi}} h_{11}\omega^2 & -\frac{\gamma_{k\phi}}{\Gamma_k} h_{21}\omega^2 & \lambda_{\psi\phi}^2 - \gamma_{\phi\phi}\omega^2 & -\gamma_{k\phi}\omega^2 \\ 0 & -\frac{\gamma_{kk}}{\Gamma_k} h_{22}\omega^2 & -\lambda_{\psi k}^2 \frac{h_{21}}{h_{11}} & \lambda_{\psi k}^2 \frac{h_{21}}{h_{11}} - \gamma_{kk}\omega^2 \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} x_{\phi 1} \\ x_{k1} \\ \psi_{\phi 1} h_{11} \\ \psi_{k1} h_{22} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} S_{\phi} \\ S_k \\ S_{\phi} \frac{h_{F1}}{\Gamma_{\phi}} \\ S_k \frac{h_{F2}}{\Gamma_{ok}} \end{vmatrix} \quad (12)$$

Собственные частоты колебаний ВК в форме изгиба определялись по системе уравнений (12) при равенстве нулю главного определителя этой системы. Установлено, что силы динамического воздействия  $f_{\phi}(t)$ ,  $f_k(t)$  (см. (2)-(8)) возбуждают колебания ВК на собственных частотах, кратных частотам импульсов этих сил. Частоты импульсов во много раз меньше низших собственных частот колебаний ВК, поэтому силы динамического воздействия рассматривались в (12) как сейсмические силы  $S_{\phi}$ ,  $S_k$ .

Виброперемещения центров масс котла КВСи-320, определенные по (12), приведены на рис. 3.

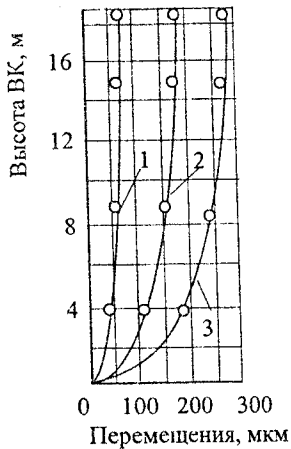


Рис. 3. Виброперемещения котла КВСи-320: 1 - незагруженного; 2 - загруженного технологической щепой; 3 - загруженного технологической щепой и варочным раствором

Анализ графиков типовых ВК (см. рис. 3) показал, что максимальную деформацию при колебаниях имеют опорные колонны (высота 4,1 м).

Зависимость расчетных виброперемещений незагруженного ВК от жесткости поперечного сечения опорных колонн показана на рис. 4. Увеличение жесткости опорных колонн приводит к снижению виброперемещений ВК.

Вибрация корпуса ВК исследовалась по модели осесимметричных относительно оси OZ (см. рис.2) радиальных колебаний (далее осесимметричных колебаний).

Низшие собственные частоты осесимметричных колебаний ВК без учета затухания и влияния волновых перемещений суспензии, определялись по формуле

$$\omega_k = \sqrt{\frac{E \beta_k^2 S}{2 R^3 \rho}}, \text{ рад/с}, \quad (13)$$

где  $k = 1 \dots 2$  - порядковый номер тона колебаний;  $\rho$  - плотность суспензий,  $\text{кг/м}^3$ ;  $\beta_k$  - функция, отражающая влияние радиуса  $R$  и высоты  $h$  заполнения ВК суспензией на частоты колебаний низших тонов,

$$\beta_k = (2k-1)\pi R / (2h). \quad (14)$$

Установлено, что осесимметричные колебания корпуса зависят от уровня суспензии в ВК и износа стенок корпуса.

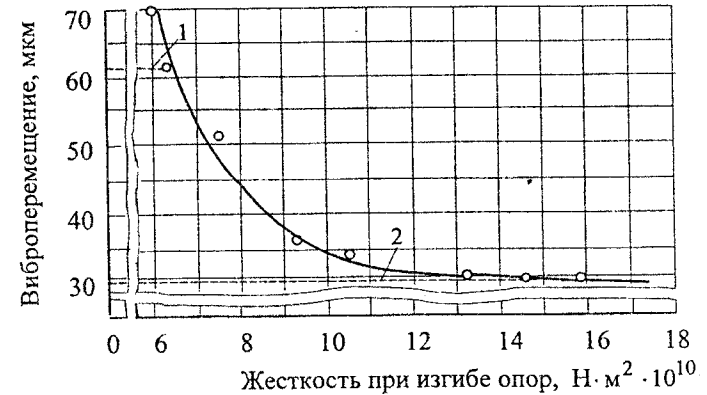


Рис. 4. Зависимость расчетных виброперемещений незагруженного котла КВСи-320 на верхней отметке от жесткости опорных колонн: 1 - типовые опоры; 2 - опоры с жесткостью, равной жесткости корпуса ВК

В диссертации разработаны теоретические основы исследования вибрации ОПЦ и вибрационных диагностических характеристик по расчетным моделям изгибных и осесимметричных колебаний с учетом переменных факторов режима эксплуатации и износа оборудования.

### 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ И РАСЧЕТНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВИБРАЦИИ ВАРОЧНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Экспериментальные исследования вибрации ОПЦ проводились в производственных условиях. Лабораторные испытания проводились для исследования отдельных свойств оборудования и для тарировки приборов. Вибрационные характеристики оборудования определялись по затухающим колебаниям, возбуждаемым ударным импульсом, амплитудно-частотным характеристикам и вынужденным колебаниям при широкополосном возбуждении.

Измерение вибрации производилось на всех режимах работы ВК в вертикальном и двух горизонтальных взаимно перпендикулярных направ

лениях. Форма вынужденных колебаний ВК подобна форме изгиба консоли заземленного стержня. Среднеквадратические значения виброперемещений корпуса ВК возрастают с увеличением расстояния от опор по высоте, достигая на уровне загрузочной горловины максимальных значений. Виброскорость возрастает с увеличением массы и внутреннего давления в ВК. Максимальные уровни вибрации зарегистрированы для режима выдувки продуктов варки. При загрузке технологической щепы, сдвиге газов и выгрузке продуктов варки у ВК преобладают затухающие низкочастотные колебания. В режиме варки ВК имеют вибрацию на собственных частотах, кратных частоте импульсов сил динамического воздействия.

Низшие собственные частоты изгибных колебаний ВК изменяются в зависимости от уровня заполнения технологической щепой и варочным раствором, а также от агрегатного состояния обрабатываемого сырья (рис. 5). Отклонения собственных частот колебаний, определенных экспериментально, от рассчитанных по модели изгибных колебаний составляют 7...17%. Низшие собственные частоты осесимметричных колебаний корпуса с учетом общего износа металлоконструкций ВК от коррозии снижаются за проектный срок эксплуатации на 9...18%.

Экспериментами установлено, что вибрационные характеристики являются носителями диагностической информации о нарушениях структурных параметров ТС в виде ослабления крепежных элементов опорных конструкций, общего износа металлоконструкций от коррозии.

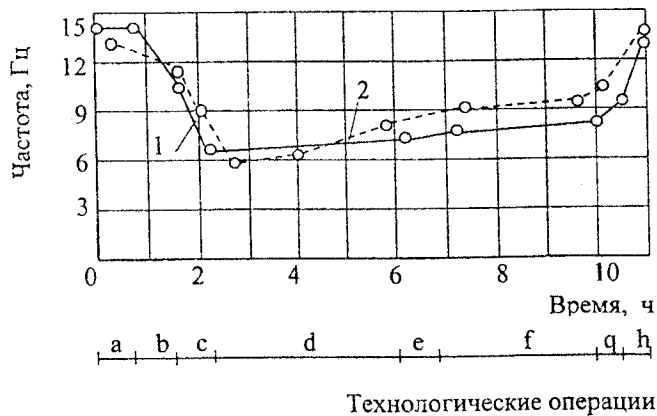


Рис. 5. Графики изменения частот колебаний КВС и-320 за цикл варки: 1 — расчетный; 2 — экспериментальный; а — осмотр ВК; б — загрузка щепы; в — закачивание варочного раствора; г — варка; д — перепуск щелока; е — стоянка; ж — отбор щелока; з — выдувка

Относительные перемещения технологической щепы при колебаниях влияют на величину неупругих сопротивлений ВК. Распространение волны вибрации в технологической щепе (рис. 6) исследовано для соотношения  $l_3 \ll l$ , где  $l_3$  — эффективная длина вибрационного поля, м;  $l$  — расстояние от вибровозбудителя до стенки резервуара, м.

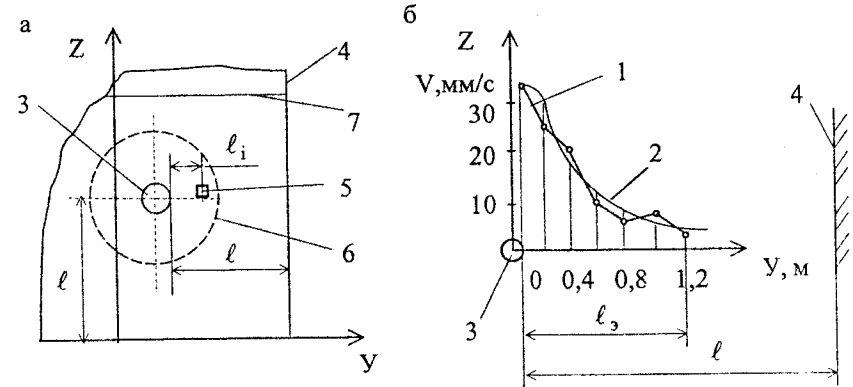


Рис. 6. Схема распространения вибрации в технологической щепе: а — измерительная установка; б — графики виброскорости в направлении OZ (1 — экспериментальный; 2 — расчетный); 3 — вибровозбудитель; 4 — резервуар; 5 — вибропреобразователь; 6 — контуры вибрационного поля в вертикальной плоскости; 7 — уровень щепы

Среднее затухание вибрации в октавных полосах частот определялось по формуле

$$\alpha = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n \frac{V_i}{V_{i+1}}, \quad (15)$$

где  $n$  — число  $i$ -х точек контроля на длине  $l_3$ ;  $V_i$  — виброскорость щепы в  $i$ -й контрольной точке, мм/с.

Виброскорость вертикальных колебаний  $V_{iz}$  на расстоянии  $l_1$  определялась по формуле

$$V_{iz} = V_{iz0} e^{-\beta_z l_1 k_z}, \quad (16)$$

где  $V_{iz0}$  — виброскорость в вертикальном направлении на поверхности вибровозбудителя, мм/с;  $\beta_z$  — коэффициент затухания вибрации в вертикальном направлении,  $m^{-1}$ ;  $k_z$  — безразмерный коэффициент, учитывающий рассеивание энергии колебаний в горизонтальной плоскости.

Для продольных волн малой интенсивности коэффициент  $\beta$ , рассчитывался по формуле

$$\beta_z = 2\pi / (\lambda_{1z} \operatorname{tg} \delta_z), \quad (17)$$

где  $\lambda_{1z} = V_{1z} T_{1z}$  – длина волны, м;  $T_{1z}$  – период колебаний, с;  $\delta_z$  – угол потерь между рассеянной и запасенной энергиями щепы при вибрации, рад.

Установлено, что низкочастотные (до 10 Гц) колебания ВК в режиме загрузки происходят при  $V \leq 0,45$  мм/с и не влияют на уплотнение технологической щепы.

Определены причины затухания вибрации в технологической щепе. Первой причиной являются структурные, происходящие внутри частиц материала, необратимые процессы, сопровождающиеся рассеиванием энергии. Под действием структурных процессов происходит деформация или разрушение частиц материала. Вторая причина затухания вибрации – трение между частицами в материале.

Трубопроводы загрузки и выгрузки ВК являются составными элементами рециклических технологических и последовательных надежных связей ОПЦ. Установлено, что основным источником вибрации трубопроводов загрузки являются гидродинамические удары в роторных питателях, трубопроводов выгрузки – реактивные силы при выдувке продуктов варки. Ударное приложение нагрузки возбуждает вибрацию трубопроводов в широком спектре с преобладающей интенсивностью на собственных частотах колебаний пролетов трубопроводов. Для определения возможных резонансных диапазонов вибрации исследованы собственные частоты колебаний трубопроводов. Низшая собственная частота колебаний  $f_0$  определялась по формуле

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \frac{k_n^2}{L^2} \sqrt{\frac{EI}{m[1 + k_n Q / (mL)]} \left(1 + \frac{F_0}{F_{кр}}\right)}, \text{ Гц} \quad (18)$$

где  $k_n$  – коэффициент, зависящий от условий закрепления трубопровода;  $L$  – длина пролета, м;  $I$  – момент инерции поперечного сечения трубопровода, м<sup>4</sup>;  $m$  – масса 1 м трубопровода, кг/м;  $k_n$  – коэффициент, учитывающий расположение сосредоточенных масс;  $Q$  – сосредоточенная приведенная масса, кг;  $F_0$  – осевая сила, Н;  $F_{кр} = \pi^2 EI / L^2$  – критическая сила, Н.

Критические диапазоны вибрации трубопроводов определялись из выражения

$$0,7 f_i < f_0 \leq 1,25 f_i, \quad (19)$$

где  $f_i$  – частота  $i$ -й вынуждающей силы, действующей на трубопровод, Гц.

При нарушении условий уравнения (19) эксплуатация трубопровода происходит при повышенных резонансных колебаниях. Исследованы конструктивные решения по выводу трубопроводов из резонансной зоны.

Произведен анализ динамических сил и исследованы частоты вынужденных колебаний, возбуждаемых роторными машинами ОПЦ. Расчет и экспериментом определены диагностические частотные диапазоны и уровни вибрации оборудования в рабочем режиме. Установлены законо-

мерности изменения вибрации от основных факторов технологического процесса.

Установлено, что для оценки ТС роторных машин можно применять вибрационное диагностирование в частотном диапазоне 2...4000 Гц при уровнях среднеквадратических значений виброскорости в октавных полосах частот 0,1...40 мм/с.

Эксплуатация трактов загрузочной циркуляции ВК непрерывной варки целлюлозы происходит при циклических изменениях гидромодуля суспензии. На изменения гидромодуля влияют многие факторы. Наиболее значительным из них является степень засоренности сит питателя высокого давления. Изменения гидромодуля суспензии отражается на мощности, потребляемой приводными устройствами тракта загрузочной циркуляции, и на вибрации технологического оборудования. Установлено, что при увеличении гидромодуля суспензии снижается вибрация насоса высокого давления и загрузочного устройства. Цикличность засорения и самоочистки сит питателя проявляется как случайная величина. Спектральная плотность  $S_{xx}$  виброскорости  $V_x$  насоса высокого давления на входе тракта загрузочной циркуляции приведена на рис. 7.

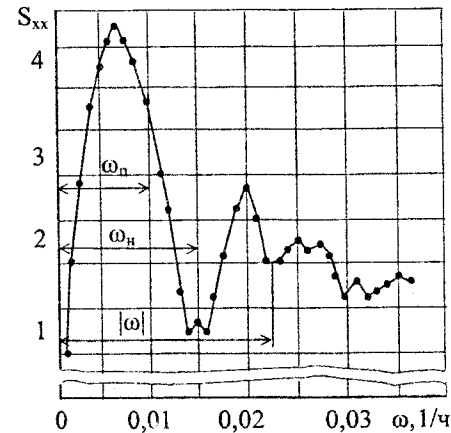


Рис. 7. Спектральная плотность виброскорости насоса высокого давления, характеризующая засорение сит:  
 $|\omega|$ ,  $\omega_n$ ,  $\omega_p$  – допустимая, неудовлетворительная и предотказная частота промывки сит

Исследование спектра частот циклических изменений виброскорости тракта загрузочной циркуляции установки непрерывной варки целлюлозы Сыктывкарского ЛПК производилось по экспериментальным данным с интервалом  $\Delta t$ . Интервал  $\Delta t$  определялся по формуле

$$\Delta t \leq \pi / \omega_b, \text{ с} \quad (20)$$

где  $\omega_b$  – высокочастотная граница спектра, рад/с.

Длительность реализации  $T$  режима транспортирования суспензии

$$T \geq 50 / \omega_n, \text{ с} \quad (21)$$

где  $\omega_n$  – нижняя граница спектра частот проявления цикличности режима транспортирования суспензии, рад/с.

Линейность связи среднеквадратических значений виброскоростей  $V_x$  насоса на входе и  $V_y$  загрузочного устройства на выходе из тракта загрузочной циркуляции устанавливалась по коэффициенту корреляции

Автокорреляционными функциями на входе и выходе тракта загрузочной циркуляции из исходных массивов случайных величин  $V_x, V_y$  выделена периодическая составляющая  $(5...7)\Delta t$ . Наличие одинаковых периодических составляющих отражает стационарность в изменении параметров виброскорости на входе и выходе. В связи с проявлением стационарности случайного процесса спектральная плотность определялась только для автокорреляционной функции входа по формуле

$$S_{xx}(\omega) = \sum_{j=1}^n \left(1 - \frac{j}{n}\right) \rho_{xx} \cos(\omega_j), \quad (22)$$

где  $n$  – число измеренных значений виброскорости  $V_x$  с интервалом  $\Delta t$ ;  $\rho_{xx}$  – нормированная автокорреляционная функция виброскорости;  $\omega_j$  – частота в диапазоне от  $\omega_n$  до  $\omega_n$ .

Из рис. 7 следует, что засорение сит происходит с преобладающей частотой 0,015 1/ч или с периодичностью 2,8 суток.

Установлено, что по изменениям виброскорости оборудования можно диагностировать засорение сит системы циркуляции.

#### 4. ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ВАРОЧНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ВИБРАЦИОННЫМИ МЕТОДАМИ

Разработан и опробован в производственных условиях метод вибрационного диагностирования ОПС. Метод основан на измерении и анализе вибрационных функций отклика структурных параметров работоспособного ТС узлов машин на факторы внешнего динамического воздействия. В качестве вибрационных функций приняты среднеквадратические значения виброперемещения, виброскорости, частота собственных колебаний. Вибрационные функции, измеренные при работоспособном ТС узлов машин, рассматриваются как диагностические характеристики. Произведена экспериментальная проверка адекватности вибрационных функций  $\Phi \in (S_e, V_e)$  симптомам изменения структурных параметров ТС узлов, где  $S_e$  – виброперемещение;  $V_e$  – виброскорость.

Разработаны методики определения следующих допустимых критериев: измеряемых значений вибрационных функций и расчетного тренда вибрации  $T$ . Расчетный тренд вибрации определялся по формуле

$$T = \frac{y_{i+1} - y_i}{\Delta t}, \quad (23)$$

где  $y_i, y_{i+1}$  – вибрационные функции соответственно предыдущего и последующего контроля;  $\Delta t$  – период времени, принятый при вибрационном диагностировании.

Определение допустимых вибрационных критериев основывалось на проверке нулевой и альтернативной гипотез.

Критическая статистика для проверки гипотез принималась в зависимости от однородности значений  $\Phi_i$  в выборке по  $\tau$ -распределению максимального отклонения. Оценка критической статистики  $\tau$ -распределения определялась по формуле

$$\hat{\tau} = \left| \Phi^n - \bar{\Phi} \right| / \sigma_\Phi,$$

где  $\Phi^n$  – значение параметра, исключаемое из выборки  $\Phi^n \in \{\Phi_1, \Phi_2, \dots, \Phi_n\}$ ;  $\bar{\Phi} \in (\bar{S}_e, \bar{V}_e, \bar{T})$  – среднее арифметическое значение выборки;  $\sigma_\Phi$  – среднее квадратическое отклонение;  $n$  – число значений  $\Phi_i$  в выборке,  $i = 1 \dots n$ .

Граничные значения  $\tau_\alpha$  определялись по таблице квантилей  $\tau$ -распределения при уровнях значимости 5...10 % (вероятность отвергнуть нулевую гипотезу составляла 5...10 %). Нулевая гипотеза принималась для однородных выборок при  $\hat{\tau} \leq \tau_\alpha$ .

Допустимые пределы вибрации определялись по формуле

$$|\Phi| = \bar{\Phi} \pm \tau_\alpha \sigma_\Phi. \quad (24)$$

Знак «+» принимался при возрастании вибрационной функции за период наработки контролируемого узла, «-» – при снижении.

Параметры ФН (вибрация неудовлетворительная) и ФП (вибрация предотказного состояния) определялись по зависимостям:

$$\Phi_N = \bar{\Phi} \pm k_n \tau_\alpha \sigma_\Phi; \quad \Phi_P = \bar{\Phi} \pm k_p k_n \tau_\alpha \sigma_\Phi, \quad (25)$$

где  $k_n$  и  $k_p$  – коэффициенты предупредительных границ.

Значения коэффициентов  $k_n \approx 1,3...1,4$  и  $k_p \approx 1,1...1,2$  определены из опыта диагностирования.

Сокращенные периоды времени  $\Delta t_{bj}$  и  $\Delta t_{cj}$  соответственно между измерениями возрастающей и снижающейся вибрации диагностируемых узлов в состоянии, близком к предотказному, определялись по формулам:

$$\Delta t_{bj} = \frac{|\Phi| \Delta t}{m \Phi_j}; \quad \Delta t_{cj} = \frac{\Phi_j \Delta t}{m |\Phi|}, \quad (26)$$

где  $m$  – коэффициент, учитывающий безопасность эксплуатации узла с экстремальными уровнями вибрационной функции;  $\Phi_j$  – экстремальный уровень вибрационной функции узла при  $j$ -м измерении.

Произведен анализ погрешностей измерения при вибрационном диагностировании узлов. Для повышения достоверности диагностирования, наряду с расчетом общей погрешности измерений, производилась проверка

ка воспроизводимости величин вибрационной функции при двух и трех кратных измерениях.

На основе экспериментальных исследований разработаны рекомендации по подготовке и обеспечению вибрационного диагностирования. Обеспечение вибрационного диагностирования включает требования к виброизмерительным приборам, выбору и подготовке диагностических точек, направлений измерения вибрации, установке вибропреобразователей и режиму работы оборудования при измерениях.

Вибрационное диагностирование узлов оборудования с градацией работоспособного ТС на подуровни составляет основу для перехода к организации технического обслуживания и ремонта по состоянию.

### 5. ОБОСНОВАНИЕ КОНЦЕПЦИИ РЕМОНТОВ ОБОРУДОВАНИЯ ПРОИЗВОДСТВА ЦЕЛЛЮЛОЗЫ ПО СОСТОЯНИЮ ПРИ ВИБРАЦИОННОМ ДИАГНОСТИРОВАНИИ

Зависимость работоспособного ТС машины (элемента) от сочетания уровней ТС диагностируемых узлов элемента представлена в виде потока событий, определяемого вероятностными закономерностями. События  $N_i$  отказов каждого из узлов элемента рассматривались как несовместные. Вероятность отказа элемента для несовместных событий отказов его узлов определялась по формуле

$$P(\sum_{i=1}^n N_i) = P(N_1) + \dots + P(N_n), \quad (27)$$

где  $P(N_i)$  – вероятность отказа  $i$ -го узла элемента;  $n$  – число узлов элемента.

Установлено, что при низкой вероятности  $P(N_i)$  узлов вероятность отказа элемента в целом может оказаться значительной. Для учета влияния ТС узлов на общее ТС элемента применены диагностические графы.

Множество  $V^n$  сочетаний кортежей ТС элемента «и» определялось как декартово произведение множеств  $R_j$ ,  $j = \overline{1, k}$

$$V^n = R_1 \times R_2 \times \dots \times R_k, \quad (28)$$

где  $k$  – мощность множества ТС элемента;

$R_j$  – кортеж диагноза элемента, упорядоченное множество оценок диагноза узлов элемента,  $R_j = \langle \Phi_{m1} \times \Phi_{m2} \times \dots \times \Phi_{mi} \times \dots \times \Phi_{mn} \rangle$ ;

$\Phi_{mi}$  – оценка диагноза  $i$ -го узла элемента,  $\Phi_{mi} \in \{|\Phi|, \Phi_{H_i}, \Phi_{\Pi_i}\}$ .

Диагностический граф элемента (рис. 8) состоит из подмножеств допустимо  $|V|$  и неудовлетворительно  $VH$  множества  $V^n$ . При распределении вершин  $V_j^n$  по подмножествам  $|V|$  и  $VH$ , наряду с учетом числа неудовлетворительных оценок узлов, производился учет иерархии узлов и коэффициент обслуживания. Вершины предотказного состояния  $V\Pi$  не включа-

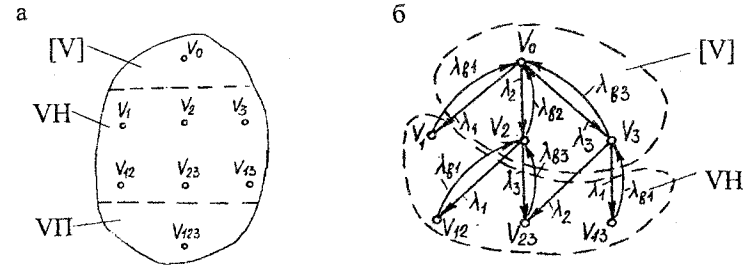


Рис. 8. Схема формирования диагностического графа  $G(V, \Lambda)$  изменения ТС элемента (насоса системы циркуляции): а – множество  $V^n$  элемента; б – диагностический граф  $G(V, \Lambda)$  элемента двухуровневой иерархии;  $|V|$  – кортежи допустимых ТС;  $VH$  – то же неудовлетворительных;  $V\Pi$  – то же предотказных

лись в диагностический граф, так как эксплуатация элемента при  $V_j^n \in V\Pi$  не допустима, и применялись в качестве оценочного критерия. Дуги  $\lambda_{ij}$  характеризуют интенсивности переходов при восстановлении ТС,  $\lambda_i$  – при ухудшении работоспособного ТС.

Диагностические графы объектов  $G(H, D)$  формировались на основе множеств  $H^n$  сочетаний кортежей элементов и интенсивностей переходов объекта (дуг  $\lambda_{bij}$ ,  $\lambda_{ji}$ ) из  $j$ -го сочетания работоспособного ТС в  $i$ -е (рис. 9). Индексами  $1, 2, \dots, k, \ell$  в кортежах  $H_{1, 2, \dots, k, \ell}^n$  обозначены элементы при оценке ТС «неудовлетворительно». Подмножества допускаемых  $|H|$ , неудовлетворительных  $HN$  и предотказных  $HO$  состояний диагностического графа служат для обоснования режимов эксплуатации и технического обслуживания объекта. По сравнению с исходным множеством  $H^n$  диагностический граф  $G(H, D)$  имеет меньшую мощность и отличается распределением кортежей между подмножествами  $|H|$ ,  $HN$ ,  $HO$ . Отличия обусловлены коэффициентом обслуживания, наличием резервирования отдельных элементов и иерархической структурой объекта.

Для оценки работоспособного ТС элемента или объекта производилась идентификация, определенного при измерении вибрации кортежа диагноза элемента (объекта) с подмножествами вершин диагностического графа.

Алгоритм диагностирования ТС элементов и объектов имеет два уровня контроля. На первом уровне контроля кортеж диагноза элемента (объекта) проверялся на принадлежность к подмножеству предотказного ТС диагностического графа соответственно  $V\Pi$  (рис. 8, а) или  $HO$  (рис. 9, а)



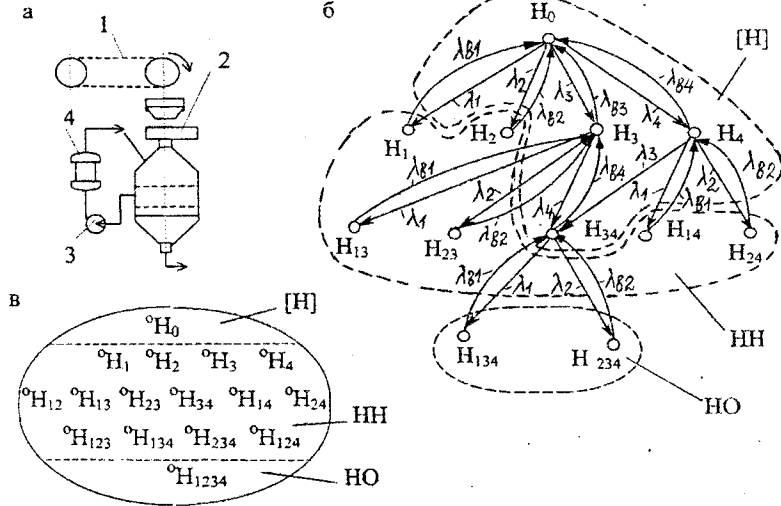


Рис. 9. Схемы формирования диагностического графа G(H,D) изменения ТС установки ВК периодического действия при полностью ограниченном обслуживании:  
 а – схема установки; б – множество  $H^n$  работоспособного ТС установки;  
 в – диагностический граф G(H,D); 1 – ленточный конвейер; 2 – ВК; 3 – насос; 4 – теплообменник

Если кортеж диагноза графа соответствует предотказному состоянию, то объект выводится на неплановый ремонт.

Второму уровню контроля подвергались только кортежи диагноза  $V_j^n, H_{j,i,k}^n$ , не идентифицированные с вершинами подмножеств соответственно VP или HO диагностических графов. Кортежи диагноза проверялись на принадлежность к подмножествам вершин соответственно [V] (рис. 8,б) или [H] (рис. 9,б). Если  $V_j^n \in [V], H_{j,i,k}^n \in [H]$ , то соответственно элемент (объект) находится в работоспособном состоянии. При  $V_{j,i,k}^n \notin [V], H_{j,i,k}^n \notin [H]$  соответственно для элемента (объекта) предусматривается техническое обслуживание при плановом останове.

Установлено, что на основании вибрационного диагностирования работоспособного ТС можно прогнозировать техническое обслуживание узлов и ремонты машин и сложных объектов ОПЦ.

Для элементов и сложных объектов производился расчет вероятностей P функционирования в вершинах диагностического графа. Интенсивности перехода элемента (объекта) из одной вершины графа в другую рас-

считывались как стационарные, что допустимо при диагностировании дефектов изнашивания.

Вектор стационарных вероятностей  $P = (p_0, p_1, \dots, p_k)$  размерности  $k-1 = |H|$  определялся из решения системы линейных уравнений

$$NP = 0, \quad (29)$$

где N – матрица интенсивностей переходов диагностического графа размерности  $(k-1) \times (k-1)$ .

Одно из уравнений системы (29) заменялось уравнением нормировки

$$\sum_{i=0}^{k-1} p_i = 1, \quad (30)$$

где  $p_i$  – вероятность нахождения элемента (объекта) в i-й вершине диагностического графа.

Для диагностического графа (см. рис. 9) матрица интенсивностей имеет вид:

$$N = \begin{pmatrix} -\lambda_{00} & \lambda_{01} & \lambda_{20} & \dots & \lambda_{i0} & \dots & \lambda_{(k-1)0} \\ \lambda_{b01} & -\lambda_{11} & \lambda_{21} & \dots & \lambda_{i1} & \dots & \lambda_{(k-1)1} \\ \lambda_{b02} & \lambda_{b12} & -\lambda_{22} & \dots & \lambda_{i2} & \dots & \lambda_{(k-1)2} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \lambda_{b0i} & \lambda_{b1i} & \lambda_{b2i} & \dots & -\lambda_{ii} & \dots & \lambda_{(k-1)i} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \lambda_{b0(k-1)} & \lambda_{b1(k-1)} & \lambda_{b2(k-1)} & \dots & \lambda_{b i(k-1)} & \dots & -\lambda_{(k-1)(k-1)} \end{pmatrix} \quad (31)$$

Элементы матрицы  $N = ||n_{ij}||_{(k-1) \times (k-1)}$  определялись по зависимостям:

$$n_{ij} = \lambda_{bij} \text{ при } j > i; \quad n_{ij} = \lambda_{ij} \text{ при } j < i; \quad (32)$$

$$n_{ii} = \sum_{j=0, j \neq i}^{k-1} (\lambda_{bij} + \lambda_{ij}); \quad i = \{0, 1, \dots, (k-1)\}. \quad (33)$$

Получены уравнения для расчета вероятностей функционирования элементов и сложных объектов ОПЦ в кортежах множеств ТС. Произведен расчет продолжительности работы отдельных элементов при допустимом ТС и в других уровнях множества ТС. Обоснован переход от диагностирования ТС к прогнозированию технического обслуживания оборудования по состоянию.

## 6. КОМПЛЕКСНАЯ ВИБРОЗАЩИТА ОБОРУДОВАНИЯ ЦЕЛЛЮЛОЗНОГО ПРОИЗВОДСТВА

В процессе эксплуатации структурные параметры ТС оборудования отклоняются от параметров, характерных для работоспособного состояния, что сопровождается изменением уровней вибрации. В тех случаях, когда вибрация оборудования не устранялась традиционными методами технического обслуживания и ремонта, применялись методы виброзащиты.

Виброзащита ОПЦ может быть обеспечена применением дополнительных конструктивных устройств, изменением конструкции машин, применением технологических процессов с низким уровнем динамических нагрузок, комплексным внедрением нормативных рекомендаций по вибрационному контролю.

Произведен анализ по коммутационному процессу в питателях трактов загрузки ВК. Разработана модель дросселирования суспензии в питателе. Исследованы пути снижения пульсации давления при коммутации.

Разработана модель и установлена математическая зависимость между технологическими характеристиками подачи суспензии из зоны низкого в зону высокого давления и конструктивными характеристиками ротора и дросселирующего канала питателя.

Разработаны конструкции питателей высокого давления тракта загрузки ВК (п.м. № 16285 РФ, № 24691 РФ) с низким уровнем динамических нагрузок в рабочем режиме и с минимальным повреждением щепы.

Исследовано уменьшение колебаний ВК за счет установки динамических виброгасителей. Разработана методика расчета динамического виброгасителя ВК. Определены условия эффективного снижения колебаний по расчетной вибрационной модели ВК с динамическим виброгасителем. Разработаны динамические виброгасители (а.с. 442916, а.с. 553193, п.м № 24141 РФ) для снижения низкочастотных колебаний машин и аппаратов. Произведено обоснование групповой установки динамических виброгасителей ВК.

Выполнены расчеты и разработана конструкторская документация вибродемпфирующих опор трубопроводов загрузки и выгрузки ВК. Вибродемпфирующие опоры установлены на трубопроводе выгрузки гидрозольного ВК Сыктывкарского ЛПК.

Расчетные и экспериментальные материалы по нормированию, вибрационному диагностированию и уменьшению колебаний ОПЦ систематизированы в четырех методических рекомендациях и двух стандартах, разработанных в «Отраслевой научно-исследовательской лаборатории технической диагностики и виброзащиты оборудования целлюлозно-бумажных, деревообрабатывающих и лесохимических предприятий» Уральского государственного лесотехнического университета при участии автора.

## ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ

1. Разработаны расчетные вибрационные модели варочного котла, установлены закономерности изменения вибрационных характеристик в зависимости от конструктивных и технологических факторов. Применение расчетных вибрационных моделей позволяет производить корректировку конструкторской документации при проектировании варочных котлов; устанавливать оценочные вибрационные критерии структурных параметров технического состояния оборудования; разрабатывать концептуальные вопросы диагностирования оборудования. Вибрационные модели варочных котлов применены для определения частотных диапазонов и уровней вибрации при диагностировании технического состояния оборудования.

2. Выявлены закономерности изменения частот собственных колебаний варочного котла за цикл варки и за расчетный период эксплуатации, на основании которых определены информативные режимы работы котлов для вибрационного диагностирования технического состояния. Диагностированием установлено, что расчетные вибрационные и экспериментальные характеристики эксплуатирующихся котлов имеют удовлетворительную сходимость. Различие расчетных и экспериментальных характеристик вибрации составляет 9...17 %.

3. Установлен характер изменения неупругих сопротивлений технологической щепы в котле в зависимости от факторов воздействующего вибрационного поля. Получены формулы для определения коэффициента затухания вибрации в технологической щепе. Затухание колебаний в щепе при удалении от источника вибрации происходит по экспоненциальному графику. Установлено, что низкочастотные (до 10 Гц) колебания варочных котлов в режиме эксплуатации не влияют на уплотнение технологической щепы. С целью практического использования построены графики для определения эксплуатационных параметров вибрационного уплотнения технологической щепы.

4. Разработан и апробирован метод вибрационного диагностирования засорения сит систем циркуляции растворов в варочных установках. По полученной методике диагностирования определена периодичность очистки сит от отложений мелкой фракции сырья и накипи. Диагностическое обоснование режимов очистки сит позволяет улучшить технологическое обслуживание и техническое состояние варочного оборудования.

5. Разработана, апробирована методика вибрационного диагностирования и получены следующие результаты:

установлен регламент измерения вибрации варочных котлов и комплекующего оборудования целлюлозного производства, который включен в отраслевые методические рекомендации по вибродиагностике и внедрен на предприятиях ЦБП;

на основании системного вибрационного контроля варочных котлов и комплектующего оборудования целлюлозного производства разработаны методы, средства диагностирования и нормы вибрации, включенные в ГОСТ 26493-85 «Вибрация. Технологическое оборудование целлюлозно-бумажного производства. Нормы вибрации. Технические требования» и ГОСТ 25673-83 «Вибрация. Методы и средства вибрационной диагностики технического состояния оборудования ЦБП», которые применяются на предприятиях отрасли;

в процессе вибрационного диагностирования оборудования целлюлозно-бумажных предприятий разработаны требования по организационному, кадровому и техническому обеспечению служб технического диагностирования, обобщенные в отраслевом документе «Временное положение о лаборатории (группе) диагностики технического состояния оборудования предприятий ЦБП», которое использовалось при становлении отраслевых лаборатории диагностики оборудования на целлюлозно-бумажных предприятиях;

на основе теоретических и экспериментальных исследований вибрации оборудования производства целлюлозы разработаны алгоритмы для расчета оценочных диагностических критериев и оценки технического состояния узлов оборудования. Полученные формулы применены для формирования многоуровневой системы оценок технического состояния узлов оборудования. Многоуровневая система оценок технического состояния узлов оборудования по вибрации апробирована на Камском и Соликамском целлюлозно-бумажных комбинатах при организации технического диагностирования.

6. Разработаны диагностические графы для исследования множеств работоспособного технического состояния оборудования, основанные на вибрационной оценке технического состояния узлов оборудования. Произведена градация вершин диагностических графов множеств работоспособных технических состояний оборудования по оценочным подмножествам. Разработаны алгоритмы оценки технического состояния оборудования по диагностическим графам и кортежам диагноза. Обоснован метод определения ресурса наработки и времени восстановления оборудования производства целлюлозы. Определены стационарные вероятности функционирования диагностируемого оборудования по уровням технического состояния. На основании диагностических графов разработан метод обоснования технического обслуживания оборудования целлюлозного производства по состоянию, позволяющий производить оценку технического состояния, прогноз и планирование технического обслуживания.

7. Произведен анализ и обоснование методов виброзащиты оборудования. Разработанные методы виброзащиты потенциально-опасного оборудования целлюлозного производства отражены в отраслевых методиче-

ских рекомендациях «Виброзащита и диагностика оборудования для варки целлюлозы».

8. Определены пути уменьшения колебаний оборудования производства целлюлозы. Обоснована расчетами виброзащита оборудования за счет изменения конструкции, применения динамических виброгасителей и демпферов. Апробация отдельных методов и устройств виброзащиты на Сыктывкарском ЛПК, Архангельском ЦБК способствовала снижению вибрации оборудования.

#### Основные положения диссертации изложены в публикациях:

1. ГОСТ 25673-83. Вибрация. Методы и средства вибрационной диагностики технического состояния оборудования ЦБП. – М.: Изд-во стандартов, 1983. - 12 с.
2. ГОСТ 26493-85. Вибрация. Технологическое оборудование целлюлозно-бумажного производства. Нормы вибрации. Технические требования. -М. : Изд-во стандартов, 1985. - 13 с.
3. Методические рекомендации по уменьшению колебаний рабочих мест, строительных конструкций, машин и аппаратов целлюлозно-бумажной промышленности / А.А. Санников, А.М. Витвинин, В.П. Сиваков и др. - Утв. Минлесбумпром 25.07.77, - М., 1978. - 64 с.
4. Санников А.А., Витвинин А.М., Сиваков В.П., Мишин С.А., Музыкантова В.И., Завьялов Ю.Н. Методическое руководство по проведению вибрационного обследования технологического оборудования целлюлозно-бумажных производств. М. : Минлесбумпром, 1982. - С. 49.
5. Временное положение о лаборатории (группе) диагностики технического состояния оборудования предприятий ЦБП / А.А. Санников, В.П. Сиваков. – Утв. Минлесбумпромом СССР 29.11.1984. – 5 с.
6. Диагностирование технического состояния бумагоделательного оборудования по измерению параметров вибрации переносной виброизмерительной аппаратурой : Методические рекомендации / А.А. Санников, В.П. Сиваков и др. – Утв. Минлесбумпром СССР 17.07.1987. - М., 1987 - 64 с.
7. Витвинин А.М., Санников А.А., Сиваков В.П., Мишин С.А. Снижение вибрации бумагоделательных машин // Целлюлоза, бумага и картон - 1975. - № 16. - С. 9-10.
8. Санников А.А., Сиваков В.П., Витвинин А.М., Партин А.И. Вибрационная диагностика и контроль технического состояния бумагоделательного оборудования // Экспресс информация. - М.: ВНИПИИИЦеспром, 1978. - № 9. - 18 с.
9. Санников А.А., Витвинин А.М., Сиваков В.П., Баранов В.И. Оценка технического состояния подшипниковых узлов // Целлюлоза, бу-

мага и картон : Реферат. информация, 1978. - № 17. - С. 4-6.

10. Сиваков В.П., Санников А.А., Мишин С.А., Щенников П.М. Вибратор для определения динамических характеристик бумагоделательных машин // Целлюлоза, бумага и картон : Научн.-техн. реферат. сб., 1979. - № 17. - С. 7.

11. Сиваков В.П., Санников А.А., Сапожников Ю.И., Завьялов Ю.Н. Влияние расположения роликов в радиальных сферических двухрядных роликоподшипниках на параметры колебаний их корпусов // Целлюлоза, бумага и картон : Научн.-техн. реферат. сб., 1980. - № 5. - С. 9.

12. Санников А.А., Витвинин А.М., Сиваков В.П. и др. Вибрационная диагностика и нормирование колебаний бумагоделательных машин // Изв. Вузов : Лесной журнал. - 1980. - № 6. - С. 54-59.

13. Сиваков В.П., Санников А.А., Тарбеев П.И. Диагностика вибрации // Бумажная промышленность. - 1981. - № 7. - С. 20-21.

14. Сиваков В.П., Санников А.А., Завьялов Ю.Н., Сапожников Ю.И. Контроль за техническим состоянием подшипников машин // Бумажная промышленность. - 1981. - № 8. - С. 20-21.

15. Санников А.А., Витвинин А.М., Сиваков В.П. Вибродиагностика и виброконтроль технического состояния оборудования ЦБП // Состояние и перспективы развития технологии и оборудования ЦБП. - Л., 1982. - С. 55-60.

16. Санников А.А., Денисламова Н.Н., Витвинин А.М., Сиваков В.П. Разработка ГОСТ методы и средства вибрационной диагностики оборудования ЦБП // Целлюлоза, бумага, картон. - 1983. - № 9.

17. Санников А.А., Сиваков В.П., Витвинин А.М. О прогнозировании колебаний станин и фундаментов бумагоделательных машин // Изв. Вузов : Лесной журнал. - 1983. - № 3. - С. 132-134.

18. Сиваков В.П., Санников А.А., Мишин С.А. Вибрационные испытания оборудования ЦБП // Целлюлоза, бумага и картон : Реферат. Информация. - 1983. - № 10. - С. 12.

19. Санников А.А., Сиваков В.П., Мишин А.С. Методическое руководство по проведению вибрационного обследования технологического оборудования целлюлозно-бумажных производств // Целлюлоза, бумага, картон : Реферат. Информация. - 1983. - № 13. - С. 15.

20. Ценципер Б.М., Старец И.С., Сиваков В.П., Санников А.А., Клепалов А.М. Новшества, обеспечивающие надежность оборудования // Бумажная промышленность. - 1986. - № 3. - С. 21-22.

21. Патентный поиск и изыскание технических решений по вибрационной интенсификации уплотнения щепы в варочных котлах: Отчет о НИР/ УЛТИ; Науч. руководитель Сиваков В.П., - 27/86; № Гр. 01860006621; Инв. № 02.87.0 024350. - Свердловск, 1987. - 57 с.

22. Совершенствование технического обслуживания и ремонта, повышение эффективности работы технологического оборудования Камского ЦБК на основе разработки и внедрения диагностирования его технического состояния : Отчет о НИР/ УЛТИ; Науч. руководитель В.П. Сиваков, - 27/86; №Гр. 01860006621; Инв. № 02.91.0.033448. - Свердловск, 1991. - 64с.

23. Сиваков В.П., Болотов В.М. Исследования колебаний варочных котлов периодического действия в рабочем режиме // Машины и аппараты целлюлозно-бумажного производства : Межвуз сб. научн. тр. Л. : ЛТА, 1987. - С. 89-92.

24. Сиваков В.П., Санников А.А., Зубрицкая Л.А., Шуваев Ю.А. Формирование диагностических признаков технического состояния оборудования // Бумажная промышленность. - 1989. - № 7. - С. 17-18.

25. Сиваков В.П. Основы расчета конструктивных элементов оборудования целлюлозного производства : Учебн. пособие. Свердловск : Урал. лесотехн. ин-т, 1989. - 96 с.

26. Сиваков В.П. Виброактивность и сейсмическая устойчивость варочных котлов производства целлюлозы // Моделирование и автоматизация проектирования сложных технических систем : Тез. докл. региональной научн.-техн. конф., Калуга : Калужский межотрасл. центр НТИ и И, 1990. - С. 132.

27. Сиваков В.П., Витвинин А.М., Ложкин Г.А. Исследование статистического тренда виброскорости за длительный период наработки // Машины и аппараты целлюлозно-бумажного производства : Межвуз сб. научн. тр. Л. : ЛТА, 1990. - С. 97-100.

28. Сиваков В.П. Вибрационное диагностирование установок непрерывной варки с вертикальными варочными котлами // Вклад ученых и специалистов в развитие химико-лесного комплекса : Тез. докл. обл. научн. техн. конф. Свердловск, 1991. - С. 52.

29. Сиваков В.П., Кучумов Е.Г. О напряжениях в оболочке варочного котла // Вклад ученых и специалистов в развитие химико-лесного комплекса : Тез. докл. обл. научн.-техн. конф. Свердловск, 1991. - С. 61.

30. Сиваков В.П., Бровин Н.А. Вибрация установок варки целлюлозы // Виброакустические процессы в оборудовании целлюлозно-бумажных производств / Под ред. В.Н. Старжинского, А.А. Санникова. Екатеринбург : УГЛТА, 1996. - С. 135-141.

31. Сиваков В.П., Бровин Н.А., Санников А.А. Расчетная модель котлов для варки целлюлозы // Виброакустическое проектирование оборудования целлюлозно-бумажных и деревообрабатывающих производств / Под ред. В.Н. Старжинского, А.А. Санникова. Екатеринбург : УГЛТА, 1996. - С. 195-202.

32. Сиваков В.П. Расчет собственных изгибных колебаний варочных котлов периодической варки целлюлозы // Виброакустическое проектиро-

вание оборудования целлюлозно-бумажных и деревообрабатывающих производств / Под ред. В.Н. Старжинского, А.А. Санникова. Екатеринбург : УГЛТА, 1996. - С. 203-207.

33. Сиваков В.П., Бровин Н.А. Динамическое виброгашение котлов // Виброакустическое проектирование оборудования целлюлозно-бумажных и деревообрабатывающих производств / Под ред. В.Н. Старжинского, А.А. Санникова. Екатеринбург : УГЛТА, 1996. - С. 207-210.

34. Сиваков В.П. Вибрационное уплотнение технологической щепы // Машины и аппараты целлюлозно-бумажного производства : Межвуз. сб. научн. тр. С.-Пб. : СПбГТУРП, 1997. - С. 17-20.

35. Сиваков В.П., Кучумов Е.Г., Музыкантова В.И., Загребина Т.В. Исследование местных напряжений в обечайке варочного котла под опорами // Машины и аппараты целлюлозно-бумажного производства : Межвуз. сб. научн. тр. С.-Пб. : СПбГТУРП, 1998. - С. 95-99.

36. Сиваков В.П., Кучумов Е.Г., Музыкантова В.И., Загребина Т.В. Собственные колебания обечайки варочных котлов под опорами // Машины и аппараты целлюлозно-бумажного производства : Межвуз. сб. научн. тр. С.-Пб. СПбГТУРП, 1998. - С. 76-80.

37. Сиваков В.П., Кучумов Е.Г. Влияние реактивных сил от выдувки массы на работу весовых механизмов котлов варки целлюлозы // Тез. докл. научн.-техн. конф. «Дни науки-99». Т. 1. Озерск : ОТИ МИФИ, 1999. - С. 113-114.

38. Сиваков В.П., Кучумов Е.Г. Учет случайных стационарных факторов при расчетах вибрационных диагностических характеристик оборудования целлюлозного производства // Тез. докл. научн.-техн. конф. «Дни науки-99». Т. 1. Озерск : ОТИ МИФИ, 1999. - С. 114-116.

39. Сиваков В.П. Вибрация питателя высокого давления установки непрерывной варки целлюлозы от коммутационного процесса и пути ее снижения // Социально-экономические и экологические проблемы лесного комплекса : Тез. докл. международ. научн.-техн. конф. Екатеринбург : УГЛТА, 1999. - С. 117-118.

40. Сиваков В.П. Оценка моделей варочных аппаратов и труб при расчетах на колебания // Виброакустические процессы в технологиях, оборудовании и сооружениях отраслей лесопромышленного комплекса : Матер. науч.-техн. семинара. Екатеринбург : УГЛТА, 1999. - С. 100-102.

41. Сиваков В.П. Свободные колебания тонкостенных аппаратов в местах опирания на стойки фундамента // Виброакустические процессы в технологиях, оборудовании и сооружениях отраслей лесопромышленного комплекса : Матер. научн.-техн. семинара. Екатеринбург : УГЛТА, 1999. - С. 102-109.

42. Сиваков В.П. Диагностирование сита питателя высокого давления варочного котла // Вибрация. Шум. Вибродиагностика. : Матер. меж-

гос. науч.-техн. семинара «Виброакустические процессы в технологиях, оборудовании и сооружениях лесопромышленного комплекса». Екатеринбург : УГЛТА, 2000. - С. 139.

43. Сиваков В.П. Применение диагностических графов изменения технических состояний для обоснования ремонтов оборудования целлюлозного производства // Вибрация. Шум. Вибродиагностика. : Матер. межгос. науч.-техн. семинара «Виброакустические процессы в технологиях, оборудовании и сооружениях лесопромышленного комплекса». Екатеринбург : УГЛТА, 2000. - С. 147-155.

44. Сиваков В.П., Шалауров А.С. Применение трендового анализа при вибрационном мониторинге питателя высокого давления // Вибрация. Шум. Вибродиагностика. : Матер. межгос. науч.-техн. семинара «Виброакустические процессы в технологиях, оборудовании и сооружениях лесопромышленного комплекса». Екатеринбург : УГЛТА, 2000. - С. 160.

45. Сиваков В.П. Оценка состояния исправности оборудования целлюлозного производства на основе диагностического графа // Изв. Вузов : Лесной журнал. – 2000. - № 5,6. - С. 58-61.

46. Сиваков В.П. Изменение вибрационных характеристик варочных котлов от факторов технологического режима // Социально-экономические и экологические проблемы лесного комплекса : Тез. докл. международ. научн.-техн. конф. Екатеринбург : УГЛТА, 2001. - С. 109.

47. Сиваков В.П., Кучумов Е.Г., Музыкантова В.И. Определение изменения массы обрабатываемого сырья по частотам собственных колебаний варочных котлов периодического действия // Машины и аппараты целлюлозно-бумажного производства : Межвуз. сб. научн. тр. С.-Пб. СПбГТУРП, 2000. - С. 32-36.

48. Сиваков В.П., Кучумов Е.Г., Музыкантова В.И. Анализ собственных изгибных колебаний варочного котла за цикл варки целлюлозы // Тез. докл. научн.-практической конф. «Дни науки- 2001». Т.2. Озерск : ОТИ МИФИ, 2001. - С. 32-33.

49. Сиваков В.П., Кучумов Е.Г., Музыкантова В.И. Диагностирование общего коррозионного износа варочных котлов по частотам собственных колебаний // Тез. докл. научн. практической конф «Дни науки - 2001». Т.2. Озерск : ОТИ МИФИ, 2001. - С. 33-34.

50. Сиваков В.П. Разработка концепции технического обслуживания оборудования целлюлозного производства на основе вибрационного диагностирования // Машины и аппараты целлюлозно-бумажного производства : Межвуз. сб. научн. тр. С.-Пб. СПбГТУРП, 2001. - С. 107-111.

51. Сиваков В.П., Музыкантова В.И., Апанкин А.А. Расчет собственных частот колебаний варочного котла по динамической модели // Машины и аппараты целлюлозно-бумажного производства. Межвуз. сб. научн. тр. – С.-Пб.: СПбГТУРП, 2002. - С. 95-98.