

A
С 18

На правах рукописи

Сашников Александр Александрович



**РЕШЕНИЕ ПРОБЛЕМЫ ВИБРОЗАЩИТЫ И
ВИБРОДИАГНОСТИКИ БУМАГОДЕЛАТЕЛЬНОГО И
ЛЕСОИЩЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ**

05.21.03 Технологии и оборудование химической переработки
биомассы дерева; химия древесины;

05.21.05 Древесинное дело, технологии и оборудование
деревопереработки

**Автореферат диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук**

Вятский университет 2002

Работа выполнена в Уральском государственном
лесотехническом университете

Официальные оппоненты:

Заслуженный деятель науки и техники РФ,

доктор технических наук, профессор И.В. Абрамов

Доктор технических наук, профессор В.К. Папков

Доктор технических наук, профессор Е.В. Урьев

Ведущая организация ОАО «Соликамскбумпром», г. Соликамск

Защита состоится 26 декабря 2002 г. в 10-00 на заседании диссертационного совета Д 212. 281.02 в Уральском государственном лесотехническом университете, 620100 г. Екатеринбург, ул. Сибирский тракт, 37.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Уральского государственного лесотехнического университета

Автореферат разослан 25 ноября 2002 г.

научная библиотека
УГЛТУ

г.Екатеринбург
Н.В. Кузубина

Ученый секретарь
диссертационного совета

Подп. в печать 05.09.2002 г. Объем 2 п. л. Заказ № 1075 Тираж 100
Уральский государственный лесотехнический университет
620100 Екатеринбург, Сибирский тракт, 36
Отдел оперативной полиграфии

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы.

В соответствии с общей тенденцией развития машиностроения увеличиваются рабочие параметры и единичные мощности агрегатов с одновременным снижением их удельной металлоемкости, что приводит к возрастанию виброактивности оборудования. При вибрации увеличиваются динамические нагрузки на конструктивные элементы, интенсифицируется износ и повреждения машин и поддерживающих конструкций, снижаются качественные показатели продукции, например качество бумаги, вырабатываемой на бумагоделательных машинах (БМ) или качество пиломатериалов, распиливаемых на лесопильных рамах (ЛР). Вибрация и неразрывно связанный с ней шум, генерируемые оборудованием, воздействуют отрицательно на обслуживающий персонал.

Проблема вибраций бумагоделательного и лесопильного оборудования (БО и ЛО) обострилась в последнее время в связи с увеличением рабочих параметров оборудования и его физическим старением. Борьба с вибрацией оборудования, иначе виброзащита, становится неотъемлемым условием при его проектировании, изготовлении, монтаже, эксплуатации и модернизации.

Поддержание оборудования в технически исправном состоянии требует значительных трудозатрат. Действующая в промышленности система планово-предупредительного ремонта (ППР) не эффективна. Она не предотвращает аварийных отказов оборудования и приводит к недоиспользованию ресурса его составных частей. Проблема совершенствования технического обслуживания и ремонта оборудования с целью сокращения затрат на поддержание его в работоспособном состоянии весьма актуальна. Одним из путей решения этой проблемы является разработка и внедрение вибродиагностики.

Вибродиагностика технического состояния и улучшение качества выпускаемого оборудования, уменьшение его вибрации являются задачами, решение которых требует глубокого изучения вибрационных процессов в составных частях оборудования. На основе исследований необходимо создание нормативной базы, регламентирующей виброзащиту и диагностику оборудования, а также методик, рекомендаций, средств, обеспечивающих реализацию нормативов, включая кадровое и информационное обеспечение.

Реферируемая работа является обобщением многолетних комплексных исследований вибрации БО, выполненных автором или под руководством и при участии автора в УЛТИ-УГЛТА-УГЛТУ. В работе решается проблема виброзащиты и вибродиагностики БО и ЛО. Выбор двух видов оборудования первоначально был обусловлен лишь потребностью соот-

ветствующих отраслей лесопромышленного комплекса (ЛПК). Но при решении теоретических и практических задач по проблеме выявились общность подходов и взаимодополняющиеся для обоих видов оборудования результаты, что позволило рассмотреть проблему для БО и ЛО в одной работе, не игнорируя при этом их специфические особенности.

Основная научная идея работы заключается в том, что интенсивность вибрации зависит от правильности (оптимальности) конструктивных решений оборудования, от качества его изготовления, сборки и монтажа, от технического состояния при эксплуатации. Вибрация является интегральным показателем качества и технического состояния машины. Решение проблемы виброзащиты и вибродиагностики оборудования - важное направление работы с целью повышения его эффективности, улучшения качества выпускаемой продукции, улучшения условий труда, обеспечения безопасной его эксплуатации.

Эта **цель** обеспечивается:

постановкой и анализом основных задач в области виброзащиты и вибродиагностики оборудования на современном этапе и на ближайшую перспективу, разработкой принципиальных путей решения этих задач;

разработкой научных основ виброзащиты оборудования при его проектировании, изготовлении, монтаже и эксплуатации;

разработкой научной базы и принципов организации вибрационной диагностики технического состояния оборудования как основы совершенствования его технического обслуживания и ремонта.

Поставленная цель реализуется при решении следующих задач:

моделирование и исследование вибрации составных частей оборудования для выявления причинно-следственных зависимостей параметров вибрации и факторов, влияющих на вибрацию оборудования;

выявление возможности и областей применения различных методов виброзащиты оборудования;

определение зависимостей параметров вибрации оборудования от структурных параметров его технического состояния;

нормирование параметров вибрации оборудования;

разработка методов виброзащиты, вибрационного расчета и проектирования, вибродиагностики оборудования и идентификации его вибрации;

разработка нормативной документации, кадрового и информационного обеспечения по виброзащите и вибродиагностике.

В качестве **методологической основы** диссертационной работы использованы положения ряда фундаментальных наук: теории колебаний, динамики машин, теории механизмов и машин. При моделировании вибрации оборудования использовался математический аппарат, преимущественно теории дифференциальных уравнений. Теоретические модели про-

верялись экспериментально на реальных машинах. При исследованиях анализировались временные реализации вибрационных процессов, спектральный и корреляционный, модальный и другие методы анализа. Измерение вибрации и обработка результатов измерений производились в соответствии с требованиями государственных стандартов.

Достоверность полученных результатов исследований обуславливается использованием при моделировании колебаний оборудования теорий колебаний, дифференциальных уравнений; основных положений динамики машин и сооружений, теории механизмов и машин; экспериментальным подтверждением основных теоретических положений; апробациями результатов исследований в расчетной практике и при решении задач виброзащиты и вибродиагностики конкретных машин и оборудования; внедрением результатов исследований в производство и учебный процесс.

Разработка научных основ виброзащиты и вибродиагностики БО и ЛО, являющаяся главным содержанием диссертационной работы, направлена на решение крупной научно-технической проблемы повышения надежности, эффективности работы и безопасной эксплуатации этого оборудования. **Отличаются новизной и выносятся на защиту** следующие основные положения диссертационной работы:

результаты теоретических и экспериментальных исследований вибрации роторов, станин и фундаментов БО и ЛО;

научные основы, методы и практика виброзащиты БО и ЛО;

методы вибрационного расчета БО и ЛО;

научные основы, принципы организации и методы вибродиагностики оборудования;

теоретические основы и результаты нормирования вибрации составных частей и неуравновешенности роторов БО и деревообрабатывающего оборудования (ДО);

принципы и результаты стандартизации и нормирования в области виброзащиты и вибродиагностики;

методические основы и практика подготовки кадров в области виброзащиты и диагностики технического состояния оборудования.

Исследования, положенные в основу диссертации, выполнялись с семидесятых годов прошлого столетия до настоящего времени. В начальный период (1971-1975 годы) - по планам важнейших научно-исследовательских работ в области охраны труда, с 1979 года - в соответствии с планами отраслевых группы и лаборатории, образованных совместными приказами Минбумпрома СССР и Минвуза РСФСР от 25.06.78 г. № 222/344 Минлеспрома СССР и Минвуза РСФСР от 7.05.87 г. № 193/365.

Планы отраслевой группы и лаборатории, выполнявших работы под научным руководством автора, были направлены на реализацию целевых программ: Программы Госстандарта и АН СССР № 450 - 1.02.80 комплекс

ной 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». Значительная часть работы соответствует техническим заданиям на выполнение госбюджетных НИР, финансируемых по единым нарядам заказам Министерством образования Российской Федерации.

В целом диссертационная работа является реализацией применительно к БО и ЛО Постановления ГКНТ от 29.03.78 г. за № 110 «О развитии научных исследований и технических разработок в области виброзащиты машин и оборудования, обеспечивающих повышение их качества, надежности и долговечности».

Практическая значимость работы заключается в том, что ее результаты легли в основу разработанных под руководством автора трех государственных стандартов и двенадцати отраслевых методических рекомендаций, приведенных в списке опубликованных работ. На основе исследований разработаны и реализованы учебные планы и программы учебных дисциплин при подготовке и переподготовке кадров в области виброзащиты и вибродиагностики оборудования, регулярно проводятся семинары и курсы повышения квалификации специалистов.

На основе исследований получены новые знания, позволяющие принимать грамотные технические решения по оцениванию, идентификации и виброзащите оборудования на предприятиях, грамотные управленческие решения по диагностированию, техническому обслуживанию и ремонту, по модернизации оборудования, по организации службы диагностики.

В процессе работы оказана научно-техническая помощь по виброзащите и диагностике нескольким десяткам промышленных предприятий, в том числе Архангельскому, Соликамскому, Котласскому, Кондопожскому ЦБК, Сыктывкарскому ЛПК, Астраханскому ЦКК, Сыктывкарскому ЛПК, Кировскому, Онежскому, Кегостровскому, Бобруйскому ЛДК, Рязанскому картонно-рубероидному заводу, Ижевскому заводу «Буммаш» и многим другим предприятиям. Новые технические решения отражены в 21 авторском свидетельстве, патенте, полезной модели по проблеме.

Апробация работы. Основные положения диссертации докладывались и обсуждались на следующих научно-технических конференциях, семинарах, совещаниях: на всесоюзной конференции «Научные основы нормирования вибрации» (г. Москва, 1968 г.); на всесоюзных конференциях по динамике оснований и фундаментов (г. Днепропетровск, 1967 г.; г. Ташкент, 1973 г., 1981 г.; г. Нарва, 1985 г.); на всесоюзных совещаниях и конференциях по проблемам вибродиагностики машин и приборов (г. Иваново, 1985 г.; г. Горький, 1984 г., 1991 г.; г. Миасс, 1990 г.); на совеща-

ниях специалистов Временного международного коллектива для разработки современных методов технической диагностики технологического оборудования ЦБП (г. Москва, 1985 г., 1986 г.; г. Кондопога, 1987 г.; г. Балатонсепаг. Венгрия, 1988 г.). На всесоюзных научных конференциях и семинарах: «Состояние и перспективы развития технологии и оборудования ЦБП» (г. Ленинград, 1981 г., г. С-Петербург, 1993 г.), «Перспективы развития трубопроводного транспорта в ЦБП» (г. Ленинград, 1974 г.), «Повышение надежности и производительности лесосильных рам» (г. Свердловск, 1987 г.); на региональной научно-технической конференции «Моделирование и автоматизация проектирования сложных технических систем» (г. Калуга, 1990 г.); на всесоюзных научно-технических совещаниях и семинарах по совершенствованию технического обслуживания и ремонта оборудования ЦБП (г. Усть-Илим, 1978 г.; г. Волжск, 1980 г.; г. Сыктывкар, 1983 г.; г. Запорожье, 1982 г.; г. Светлогорск, 1985 г.; г. Кондопога, 1986 г.; г. Москва, 1985 г., 1990 г.); на ежегодных научно-технических и научно-методических конференциях УЛТИ-УГЛТУ (1970-2002 г.г.); на научно-технических семинарах и конференциях «Виброакустические процессы в технологиях, оборудовании и сооружениях», «Виброакустическое проектирование. Вибродиагностика» (г. Екатеринбург, 1998-2002 г.г.) и др.

По материалам диссертации опубликовано 156 печатных работ, в том числе три монографии, разделы справочника механика ЦБП.

Основные теоретические положения, выводы и рекомендации выполнены автором лично. В проведении исследований и разработок принимали участие А.М. Витвинин, С.Н. Вихарев, А.И. Засухин, А.Б. Зырянова, Н.В. Куцубина, С.А. Мишин, Г.В. Никулина, В.П. Сиваков, выполнявшие под руководством автора или при его научном консультировании свои диссертационные работы, что нашло отражение в публикациях.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, восьми разделов, заключения, списка использованных источников из 456 наименований, изложена на 424 стр. машинописного текста, включая 68 рисунков, 7 таблиц.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы диссертационной работы, определены ее цель и задачи, положения, выносимые на защиту, показаны научная новизна и практическая ценность работы.

1. Состояние вопроса

Основными агрегатами картонно-бумажного производства являются бумагоделательные и картоноделательные машины (БМ), корообдирочные

барабаны (КБ), рубительные машины (РМ), дефибреры, дисковые мельницы (МД), продольно-резательные станки (ПРС), суперкаландры, а лесопильного производства – лесопильные рамы (ЛР) и круглопильные станки.

По исследованию вибрации, виброзащите и вибродиагностированию (ВД) опубликовано значительное количество работ отечественных и зарубежных авторов. Анализ этих работ показывает, что полнота и уровень исследований различных типов оборудования существенно отличаются.

Достаточно полно исследованы виброакустические процессы в РМ В.Н. Старжинским. Решена проблема вибрационного расчета роторов РМ Н.М. Вальчиковым и его учениками. Благодаря трудам О.А. Терсентьева, В.С. Курова, А.В. Александрова и их учеников, решены проблемы пульсации давления в потоке массы в массоподводящих системах, напуска массы на сетку, стабилизации плотности бумажного полотна. Различные аспекты проблемы вибрации, виброзащиты и вибродиагностики БО рассматривали в своих трудах И.Д. Кугушев, И.В. Абрамов, Б.Ф. Балеев, В.Н. Гончаров, П.П. Добровольский, М.А. Долгин, И.Н. Ефимов, Н.Е. Новиков, Ю.Н. Смирнов, Ю.В. Турыгин, В.Б. Фейгин, Г.Я. Якимов и др.

По исследованию динамики ЛР известны труды В.Я. Филькевича, В.Ф. Фонкина, А.И. Агапова. Непосредственно исследованием вибрации ЛР занимался Р.В. Дерягин, а исследования напряженного состояния деталей механизма резания и подачи, привода ЛР выполнили Л.А. Шабалин и его ученики. Вопросы вибрации и виброзащиты круглопильных станков с достаточной полнотой отражены в работах В.К. Пашкова, Ю.А. Филиппова, Н.Н. Черемных и др.

По общей теории колебаний и динамике машин, по проблемам вибрации, виброзащиты и вибродиагностики оборудования и поддерживающих конструкций общего машиностроения различных технологических отраслей промышленности, энергетики и транспорта имеются сотни монографий, справочников, учебников и других изданий, некоторые из них использованы в работе, но отразить их в автореферате нет возможности.

В результате обзорного анализа работ получены следующие выводы. Несмотря на наличие значительного количества работ по проблеме вибрации, виброзащиты и вибродиагностики комплексного решения этой проблемы для всех рассматриваемых видов оборудования с учетом его специфики пока еще не существует.

Проблемами, требующими решения на основе исследований вибрации, являются виброзащита, вибрационный расчет и проектирование ЛР, КБ, МД, составных частей БМ и отделочных машин с учетом их специфических особенностей. Особенно остро стоит проблема виброзащиты, вибрационного расчета и проектирования станин, корпусных и поддерживающих конструкций перечисленных видов оборудования. Не решена в полной мере проблема вибрационного расчета и проектирования валов и

роторов БО и ДО, особенно сложных и уникальных, а также валов, образующих системы со стационарными и нестационарными связями.

В настоящее время на достаточно высоком уровне разработаны методы ВД. Рынок насыщен средствами ВД. Для диагностирования БО широко применяются современные методы и средства, особенно за рубежом. Несмотря на это, актуальной задачей в области диагностики остается исследование вибрационных процессов в составных частях оборудования с целью разработки диагностических моделей, выбора методов, средств и рациональной организации ВД на предприятиях. Актуальны также вопросы нормирования вибрации и подготовки кадров для виброзащиты и вибродиагностики оборудования.

Структура целей и задач исследований представлена на рис. 1.

2. Моделирование вибрации оборудования

При решении задач виброзащиты и при вибрационном проектировании реальная машина заменяется упрощенной идеализированной схемой или моделью, отображающей наиболее существенные факторы, воздействующие на вибрационный процесс. Выбор динамической модели есть первый этап вибрационного расчета машины. Каждой динамической модели соответствует своя математическая модель. Составление математической модели – второй этап расчета. Третьим этапом является выявление на модели причинно-следственных связей и количественных зависимостей вибрационных явлений в машине. На четвертом этапе выполняется вибрационный расчет и решается поставленная задача.

Математическая модель оборудования представляется передаточными функциями. Для одномерной линейной динамической задачи они связывают спектры динамических воздействий $F(\omega)$ и спектры вибрации $x(\omega)$ простой линейной зависимостью

$$x(\omega) = H(\omega)F(\omega) < [x(\omega)], \quad (1)$$

где $H(\omega)$ - передаточная функция;

$[x(\omega)]$ - предельные (нормативные) параметры вибрации.

При случайных динамических воздействиях, выражаемых спектральной плотностью $S_F(\omega)$ математическая модель представляется в виде

$$S_x(\omega) = [H(\omega)]^2 S_F(\omega), \quad (2)$$

где $S_x(\omega)$ - спектральная плотность вибрации.

Задачей исследований вибрации оборудования является в общем случае выявление функциональных зависимостей (1) и (2) и прежде всего определение передаточной функции $H(\omega)$, которая для линейной динамической системы не зависит от времени и интенсивности возмущений, а яв

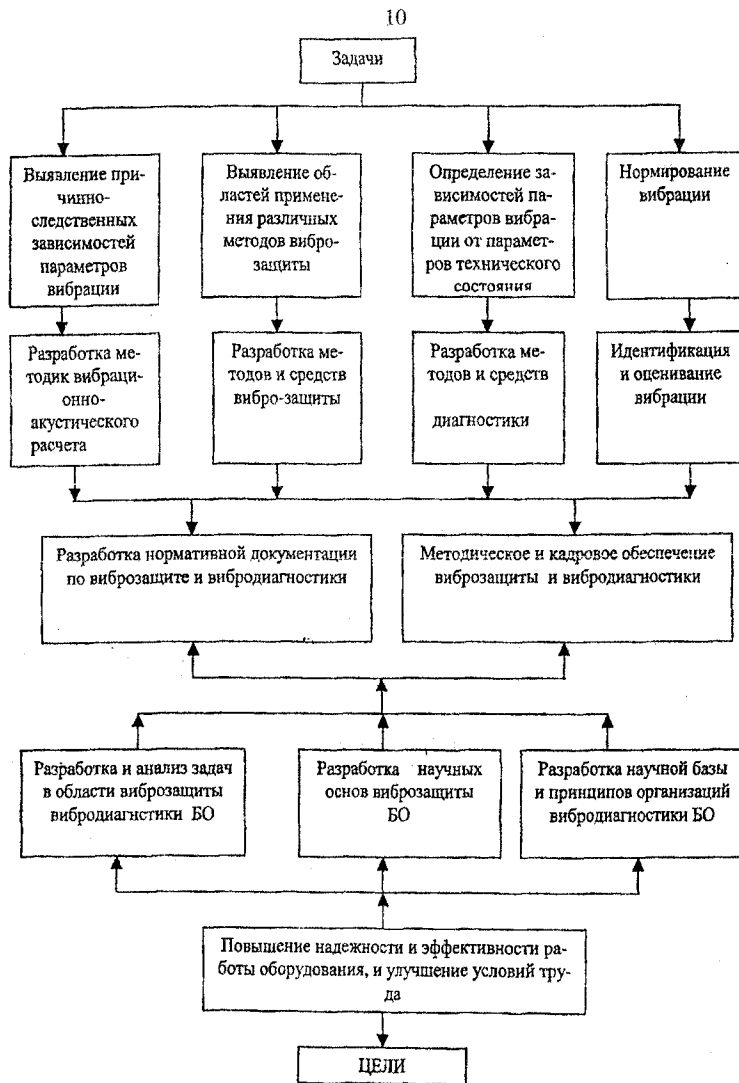


Рис. 1. Структура целей и задач исследования

ляется функцией лишь частоты ω динамического воздействия, массово-жесткостных и демпфирующих характеристик конструкции.

Основными конструктивными элементами оборудования являются валы, станины и поддерживающие конструкции, представляющие в динамическом отношении единое целое. А между тем, машины и поддержи-

вающие конструкции проектируют разные организации. Следовательно, расчетная модель должна отражать возможность вибрационного расчета каждого конструктивного элемента отдельно и во взаимной их связи.

Предложена обобщенная динамическая модель оборудования. В основу этой модели принят метод расчленения сложной динамической системы на парциальные подсистемы с использованием естественной иерархической структуры машины совместно с поддерживающей конструкцией. Суть метода рассмотрим на примере гипотетической системы, состоящей из виброизолированной машины на массивном фундаменте с упруго связанным со станиной машины агрегатом (рис. 2). Система разбивается на следующие парциальные подсистемы: жесткая машина, установленная жестко на фундамент, опирающийся на упругое грунтовое основание; жесткая машина, опирающаяся на неподвижный фундамент через виброизоляторы; жесткий агрегат, опирающийся на неподвижную станину машины через упругие элементы. Из условия равновесия каждой парциальной подсистемы составляются дифференциальные уравнения колебаний системы. Движение каждой массы описывается тремя обобщенными координатами: перемещениями x_i , z_i центров масс и углами поворота ψ_i ; фундамента (x_1, z_1, ψ_1) , машины (x_2, z_2, ψ_2) и агрегата (x_3, z_3, ψ_3) . Из условия равенства сил, действующих отдельно на всю установку, на машину и на агрегат, получим следующую систему взаимосвязанных дифференциальных уравнений, описывающих колебания системы:

$$\begin{aligned}
 m_i \ddot{u}_i + m_{i+1} \ddot{u}_{i+1} + m_{i+2} \ddot{u}_{i+2} + b_{ui} (\dot{u}_i - \dot{u}_{i-1} - h_{ij} \dot{\psi}_i - h_{(i-1)j} \dot{\psi}_{i-1}) + \\
 + C_{ui} (u_i - h_{ij} \psi_i - u_{i-1} - h_{(i-1)j} \psi_{i-1}) = F_{ui}(t); \\
 \theta_i \ddot{\psi}_i + \theta_{i+1} \ddot{\psi}_{i+1} + \theta_{i+2} \ddot{\psi}_{i+2} + m_j \ddot{x}_i h_{ij} + m_{i+1} \ddot{x}_{i+1} h_{(i+1)j} + \\
 + m_{i+2} \ddot{x}_{i+2} h_{(i+2)j} - m_j \ddot{z}_i a_{ij} - m_{i+1} \ddot{z}_{i+1} a_{(i+1)j} - \\
 m_{i+2} \ddot{z}_{i+2} a_{(i+2)j} + b_{\psi i} (\dot{\psi}_i - \dot{\psi}_{i-1}) + C_{\psi i} (\psi_i - \psi_{i-1}) = M_i(t), \\
 u = x, z; i = 1, 2, 3; j = 1, 2, 3;
 \end{aligned}
 \tag{3}$$

где m_i ; θ_i - массы и моменты инерции масс; A_i - центры масс; C_{ui} ; b_{ui} - коэффициенты жесткости и неупругих сопротивлений; a_{ij} ; h_{ij} - расстояния между центрами i -ой массы и жесткости j -го опорного элемента соответственно по горизонтальной и вертикальной осям; $F_i(t)$; $M_i(t)$ - суммарные силы и моменты сил, действующие на парциальную систему.

Собственные частоты колебаний машины определяются из системы однородных дифференциальных уравнений, полученных из уравнений (3). Решение этой системы уравнений ищется в виде

$$V_i = A_i \sin \omega_0 t, \quad i = 1, 2, 3;
 \tag{4}$$

где ω_0 - собственная частота колебаний.

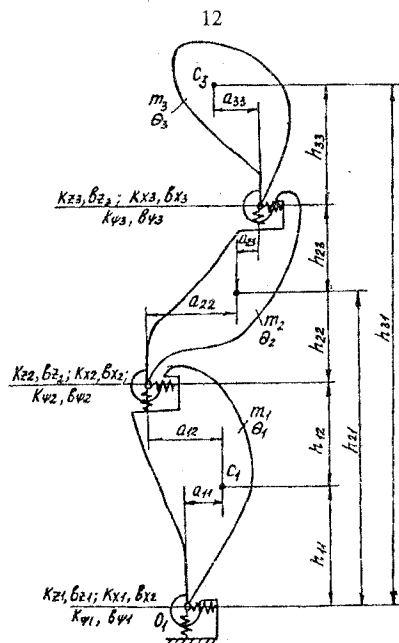


Рис. 2. Обобщенная динамическая модель оборудования

Подстановкой решения (4) в уравнение (3), получается однородная система алгебраических уравнений, из равенства нулю главного определителя которой находятся собственные частоты колебаний.

Вынужденные колебания агрегата исследуются путем частного решение системы неоднородных дифференциальных уравнений (3) в виде

$$V_i = S_{avi}^{(1)} \sin \omega t + S_{avi}^{(2)} \cos \omega t. \quad (5)$$

Подстановка решения (5) в уравнения (3) дает систему однородных алгебраических уравнений, из которых находится $S_{avi}^{(1),(2)}$, а затем амплитуды и угол сдвига фаз вибрации масс:

$$S_{avi} = \sqrt{(S_{avi}^{(1)})^2 + (S_{avi}^{(2)})^2}; \quad \text{tg} \alpha_i = S_{avi}^{(1)} / S_{avi}^{(2)}. \quad (6)$$

Для конкретных видов оборудования динамическая модель является частным случаем обобщенной модели.

3. Теоретические основы колебаний валов

Валы – основные конструктивные элементы, определяющие виброактивность БО и ЛО. Они отличаются большим многообразием и различным функциональным назначением. Их можно разделить на валы с рас-

пределенными параметрами (трубчатые, сплошные гладкие, ножевые, цилиндры и др.); валы с дисками (роторы РМ, МД, сортировок, валы круглопильных станков); специальные валы (отсасывающие, термовалы, с регулируемым прогибом и др.). Валы могут быть одиночными и в батареях.

Источниками вибрации валов являются их неуравновешенность, нецилиндричность рабочих поверхностей, импульсные технологические воздействия, воздействия подшипников качения и муфт, неоднородность упругих свойств материала в захватах валов. Выявлены модели динамических воздействий. Показано, что при расчете валов с реально существующими параметрами инерсией поворота сечений, гироскопическими моментами и деформациями сдвига сечений можно пренебречь.

Жесткость подшипников качения в направлении действия статических нагрузок и в перпендикулярном направлении существенно различна и в обоих направлениях нелинейна. Из-за наличия радиальных зазоров в подшипниках имеют место маятниковые колебания вала, описываемые линейными дифференциальными уравнениями с периодически изменяющимися коэффициентами. Дано решение этих уравнений.

Валы с распределенными параметрами межопорные, вращаются в самоустанавливающихся двухрядных сферических подшипниках качения, по образующей валов контактируют с сеткой, сукном, бумагой или сопрягаемыми валами. Корпуса подшипников крепятся на станине или на шарнирных рычагах.

Расчетная схема вала принимается в виде упругой неуравновешенной вращающейся балки с распределенной массой, опирающейся на вязкоупругие инерционные шарнирные опоры и на упругий элемент с распределенной жесткостью. Подшипниковые узлы и приведенные к ним массы опорных конструкций (рычагов, элементов станин) представляются в виде сосредоточенных масс, связанных с неподвижной опорой (стойкой) упругодемпфирующими элементами.

Динамическая модель вала представлена на рис. 3, где обозначено:

E, ρ - модуль упругости и плотность материала вала;

S, I - площадь и момент инерции сечения вала;

$C_{k,z}; b_{k,z}$ - коэффициенты жесткости и неупругих сопротивлений подшипника качения и опорных элементов корпуса подшипника;

$C_o; b_o$ - линейные коэффициенты жесткости и неупругих сопротивлений распределенной опоры;

l - расстояние между опорами;

$e(y)$ - распределенный по длине вала удельный дисбаланс;

m_k - масса, приведенная к корпусам подшипников.

Индексами l и p обозначены параметры вала соответственно с лицевой и приводной сторон.

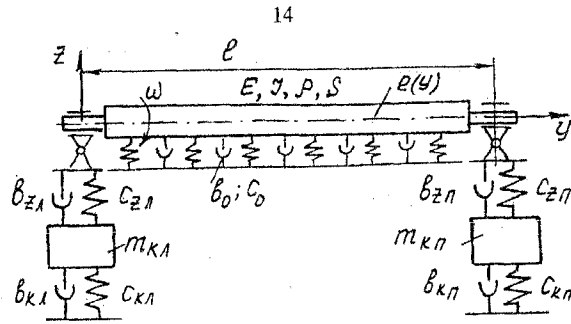


Рис. 3. Динамическая модель вала

Колебания вала, возбуждаемые силами инерции неуравновешенных масс, описываются следующим дифференциальным уравнением:

$$EI \frac{\partial^4 z}{\partial y^4} + \rho \frac{\partial^2 z}{\partial t^2} + b_0 \frac{\partial z}{\partial t} + C_0 z = \rho e(y) \omega^2 \cos \omega t. \quad (7)$$

Граничные условия уравнения (7) определяются из равенства нулю моментов на опорах и по величине реакций опоры на вал. Колебания корпусов подшипников описываются обыкновенными дифференциальными уравнениями второго порядка.

Критические частоты вращения валов определяются из однородных частей уравнения (7) и уравнений колебаний корпусов подшипников. Показано, что расчетная модель вала сводится к вращающейся балке на упругом основании с сосредоточенными упругими опорами, имеющими приведенные жесткости $C_{пр}$

$$C_{пр,п} = \frac{C_{zл,п} (C_{kzл,п} - \omega_{oz}^2 m_{кл,п})}{C_{zл,п} + C_{kzл,п} - \omega_{oz}^2 m_{кл,п}},$$

где ω_{oz} – собственная частота колебаний вала.

Получено следующее уравнение для определения собственных частот колебаний вала:

$$2 \operatorname{sh} \lambda \sin \lambda + (K_{л} + K_{п}) (\operatorname{sh} \lambda \cos \lambda - \sin \lambda \operatorname{ch} \lambda) + K_{л} K_{п} (1 - \operatorname{ch} \lambda \cos \lambda) = 0, \quad (8)$$

где $\lambda = \sqrt[4]{\rho \omega_{oz}^2 l^4 / (EI) - \eta}$; $K = \lambda^3 / \eta_0$,

η ; η_0 – относительные жесткости упругого основания и упругих опор,

$$\eta_0 = C_0 l^4 / (EI); \eta_{п,п} = C_{пр,п} / (EI).$$

Предложена также упрощенная модель вала, основанная на разложении деформации системы при колебаниях по главным формам соответствующей консервативной системы.

В частном случае, когда подшипниковые опоры валов размещаются на шарнирных рычагах, вал принимается недеформируемым на упруго-демпфирующих шарнирных опорах. В работе рассматриваются методы вибрационного расчета таких валов при силовом, кинематическом и параметрическом возбуждении. В последнем случае колебания вала описываются линейным дифференциальным уравнением с периодически изменяющимся коэффициентом жесткости. Выявлены области устойчивости таких уравнений и дано приближенное решение.

В расчетной модели батареи валов принято, что каждый вал совершает колебания, подобные колебаниям жесткого вала на рычагах. Посредством распределенных опор валы связаны между собой, колебания их описываются системой линейных дифференциальных уравнений.

Особенностью сложных валов является наличие двух соосных взаимосвязанных элементов. В отсасывающих валах такими элементами являются вращающаяся рубашка вала и неподвижная камера. В валах с регулируемым прогибом на гидроподдержке соосными элементами являются неподвижная ось и вращающаяся рубашка, связанные жидкостью, подшипниками качения и уплотнениями.

Обобщенная динамическая модель сложных валов представляет собой две однопролетные балки с линейными и угловыми упругодемпфирующими опорами по их концам, имеющими между собой сосредоточенные и распределенные упругодемпфирующие связи. В общем случае параметры поперечного сечения, погонная масса могут быть переменными по длине, но в любом случае их можно представить кусочно-постоянными. В расчетной модели балки разбиваются на участки с постоянными значениями массово-жесткостных характеристик. Причем для обеих балок границы участков должны совпадать. Для каждого участка составляются дифференциальные уравнения в частных производных, подобных уравнению (7) с граничными условиями по концам. В разделе рассматривается метод решения этой системы уравнений применительно к отсасываемому валу. Рассмотрены точная и приближенная модели. Причем в последней модели рубашка и камера приняты жесткими. Приведен также приближенный метод вибрационного расчета вала с регулируемым прогибом.

Источниками аксиальных колебаний валов являются осевые нагрузки в сферических подшипниках, возникающие при перекосе внутреннего кольца при сборке и при динамическом прогибе вала, кинематические воздействия при колебаниях корпусов подшипников от внешних источников, а также автофрикционные воздействия при перекосе сопрягаемых валов. При аксиальных колебаниях тела качения перемещаются по радиусу сферы наружного кольца подшипника. При перемещении вала, превышающем «осевую игру», зависящую от величины радиального зазора подшипника, происходит упругий осевой удар тел качения о наружное кольцо.

Расчетная модель аксиальных колебаний валов представлена в виде двухмассовой системы: массы, приведенной к корпусу подшипника и имеющей упругодемпфирующую связь со стойкой, и массы вала, имеющей ступенчато-линейную упругую связь с первой массой. По этой модели определяются параметры свободных и вынужденных аксиальных колебаний валов и опорных конструкций при различных динамических воздействиях.

Неоднородность упругих свойств материала в захватах является источником параметрических колебаний валов. Исследованы условия устойчивости таких колебаний и показано, что при параметрическом воздействии возбуждаются колебания на частотах, равных и кратных частотам изменения жесткости материала. Исследование влияния анизотропии опор на колебания валов показало, что при наличии распределенной жесткости, не совпадающей по направлению действия с главными осями жесткости опор, колебания вала в двух взаимноперпендикулярных направлениях взаимозависимы. В случае, когда распределенная жесткость отсутствует или ее направление совпадает с одной из главных осей жесткости опор, колебания вала во взаимноперпендикулярных направлениях независимы.

Произведены моделирование и теоретические исследования поперечно-изгибных колебаний валов с дисками; свободные и вынужденные колебания валов исследованы с учетом анизотропии опор и гироскопического момента диска. Гироскопический момент диска связывает между собой вибрацию валов в плоскостях наибольшей и наименьшей жесткости опор. Он увеличивает собственные частоты колебаний вала в дорезонансной области частот и снижает в зарезонансной. Получены инженерные формулы, пригодные для расчета валов с диском.

4. Крутильно-вращательные колебания валов и привода

Крутильно-вращательные колебания валов и привода нередко являются источником вибрации оборудования. Характерными чертами приводов являются большие значения моментов инерции масс валов и роторов электродвигателей и малые массы передаточных механизмов. В приводе преобладает крутильная податливость передаточных механизмов и устройств. При таких соотношениях масс и жесткостей многомассовая система привода приводится к двухмассовой системе с приведенными моментами инерции масс двигателя и приводного вала машины или ее секции.

Особенностью БМ и отделочных машин является наличие замкнутых и незамкнутых разветвленных систем валов с нестационарными и стационарными связями между валами с однодвигательным и многодвигательным приводом преимущественно с электродвигателями постоянного тока с независимым возбуждением. Привод однороторных агрегатов преимуще-

ственно асинхронный. Совместно с приводом совершают взаимосвязанные крутильно-вращательные колебания валы.

Для исследования крутильно-вращательных колебаний системы валов и привода разработаны динамические и математические модели, в которых валы приняты массивными недеформируемыми, привод представлен эквивалентной двухмассовой моделью, упругие и диссипативные свойства муфт, промежуточных валов, ремennых передач моделируются в виде степенного полинома. В работе приведены характеристики муфт, ремennых и зубчатых передач. В моделях использованы общепринятые статические характеристики двигателей с учетом электромагнитного момента инерции. В моделях предусмотрен ввод кинематических и параметрических воздействий, возникающих при износе, повреждениях, ошибках монтажа и сборки составных частей привода.

В некоторых системах имеются валы с упругоподатливыми опорами, например, сетконатяжные валы на рычагах. Предложен метод расчета свободных и вынужденных крутильно-вращательных колебаний валов и привода при кинематическом и силовом возбуждении, в том числе в системах, в которых имеются валы на рычагах. В этих системах определяются параметры вращательных колебаний валов совместно с рычагами и относительно них. Приведены особенности моделирования крутильно-вращательных колебаний привода некоторых видов оборудования с асинхронным электроприводом. Разработанные динамические и математические модели позволяют исследовать свободные и вынужденные крутильно-вращательные колебания большинства типов БО и ЛО.

5. Теоретические основы колебаний станин и фундаментов бумагоделательного и лесопильного оборудования

Станины БО и ЛР выполняются в виде плоских и пространственных рамных конструкций (БМ, ОМ, ЛР), корпусных конструкций (МД, МР, круглопильные станки), опорных фундаментных плит (КБ, сортировки щепы). Поддерживающими оборудование конструкции являются фундаменты и междуэтажные перекрытия. Фундаменты могут быть массивными, рамными, столбчатыми, стенчатыми, опирающимися на естественное, грунтовое или свайное основания.

В работе даны классификация и методы определения динамических воздействий, возбуждающих колебания станин и фундаментов, в том числе периодических гармонических и импульсных, случайных, при групповом воздействии. При установившемся режиме работы оборудования случайные динамические воздействия являются стационарными и эргодическими. Они представляются различными спектральными и корреляционными функциями, чаще всего «белым шумом», ограниченным определенным

частотным диапазоном, для которого характерно равномерное распределение дисперсии. В этом случае спектральная плотность (интенсивность) динамических воздействий, выражается следующей зависимостью:

при $0 < \omega < \omega_c$ $S_F(\omega) = \sigma_F^2(t)/(2\omega_c)$; при $\omega > \omega_c$ $S_F(\omega) = 0$, где $\sigma_F(t)$ - среднеквадратическое отклонение динамических воздействий; ω_c - предельная частота, ограничивающая «белый шум».

При анализе группового воздействия различают следующие системы неуравновешенных роторов или машин с неуравновешенными роторами: с одной частотой вращения и случайными начальными фазами, не изменяющимися или изменяющимися с течением времени; однотипные агрегаты с незначительно отличающимися случайными частотами вращения роторов; роторы с существенно отличающимися частотами вращения, например, валы прессов.

Во всех случаях простое суммирование амплитуд всех гармонических нагрузок на основе принципа суперпозиции приводит к значительному завышению расчетных параметров колебаний станин и фундаментов. Чтобы учесть это обстоятельство, необходимо применение вероятностных методов расчета. Для систем роторов с равными частотами вращения ω и со случайными фазами β_i , равновероятно распределенными на отрезке $[-\pi; \pi]$, динамическое воздействие, приведенное к какой-либо точке динамической системы, представляет собой сумму независимых детерминированных функций

$$F = \sum_{i=1}^N F_{ai} \cos(\omega t + \beta_i),$$

где F_{ai} - амплитуда центробежной силы i -го неуравновешенного ротора;

N - количество роторов в системе.

Плотность вероятности распределения возмущающей силы $S(F)$ определяется по закону

$$S(F) = \frac{1}{\sigma_F \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(F-\bar{F})^2}{2\sigma_F^2}}, \quad (9)$$

где \bar{F} - среднее арифметическое значение случайной величины F .

В том случае, когда приведенные силы от каждого ротора системы равны между собой $F_{ai} = F_0$, эквивалентная гармоническая сила при $N \geq 20$ принимается равной $F_3 = 2,4\sqrt{NF_0}$. Во втором случае плотность вероятности амплитуд нагрузки соответствует распределению Рэлея

$$P(F) = \frac{F}{\sigma_F^2} e^{-\frac{F^2}{2\sigma_F^2}}. \quad (10)$$

В третьем случае для оценки вибрации определяются расчетом средние квадратические значения виброскорости.

Лесопильное, древесноподготовительное и древесномассное оборудование устанавливается на массивные фундаменты, которые в расчетных моделях принимаются абсолютно жесткими, опирающимися на упругое основание. Машина принимается упругодеформируемой и моделируется в виде консольного жесткого стержня с сосредоточенной массой, упругоэластично в фундаменте. Масса стержня определяется из равенства кинетических энергий реальной машины и модели, а жесткость заделки определяется по собственной частоте колебаний станины машины.

Динамическая модель массивного фундамента с упругоподатливой станиной машины представлена на рис. 4, где обозначено O - центр жесткости грунтового основания; O_1, O_2, C - центры масс фундамента, машины и установки; h_0 - расстояние по вертикали от центра масс установки до центра жесткости грунтового основания; h_{c1}, h_{c2} - расстояние от центра масс установки до центров масс фундамента и машины; H_2 - расстояние от верхнего обреза фундамента до центра масс машины, h_x - расстояние от подошвы фундамента до центра жесткости грунтового основания, $h_x; h_{x2}$ - расстояние от точки приложения силы F_x до центра масс установки и до верхнего обреза фундамента; m_1, m_2, m - массы фундамента, машины и всей установки; $\Theta_1, \Theta_2, \Theta$ - моменты инерции масс фундамента, машины, установки относительно собственных центров масс; $K_z; K_x; K_{\psi_1}$ и K_{ψ_2} - коэффициенты жесткости грунтового основания при вертикальном z , горизонтальном x и поворотном ψ_1 перемещениях фундамента и повороте станины ψ_2 относительно фундамента; $b_z; b_x; b_{\psi_1}$ и b_{ψ_2} - то же коэффициенты неупругих сопротивлений; $F_z; F_x; M$ - вертикальная и горизонтальная возмущающие силы, возмущающий момент сил.

Система дифференциальных уравнений (1) применительно к модели (рис. 4) имеет вид:

$$\begin{aligned} \ddot{z} + \frac{\lambda_z}{\alpha_{zp}} \dot{z} + \lambda_z^2 z &= \sum_{i=1}^n v_{zi} (i\omega)^2 \cos(i\omega t + \beta_{zi}); \\ \ddot{x} + \frac{\lambda_x}{\alpha_{xp}} \dot{x} + \lambda_x^2 x - \lambda_x^2 h_0 \psi_1 + \delta_1 H_2 \ddot{\psi}_2 &= \sum_{i=1}^n v_{xi} (i\omega)^2 \sin(i\omega t + \beta_{xi}); \\ \ddot{\psi}_1 + \left[\frac{\lambda_{\psi_1}}{\alpha_{\psi_1 p}} + \frac{\lambda_x}{\alpha_{xp}} (1-\gamma) \right] \dot{\psi}_1 + \left[\lambda_{\psi_1}^2 + (1-\gamma)\lambda_x^2 \right] \psi_1 + \delta_2 \ddot{\psi}_2 - \delta_3 \psi_2 - \frac{1-\gamma}{h_0} \frac{\lambda_x}{\alpha_{xp}} \dot{x} - \frac{1-\gamma}{h_0} \lambda_x^2 x &= \\ &= \sum_{i=1}^n v_{\psi_1 i} (i\omega)^2 \sin(i\omega t + \beta_{\psi_1 i}); \end{aligned}$$

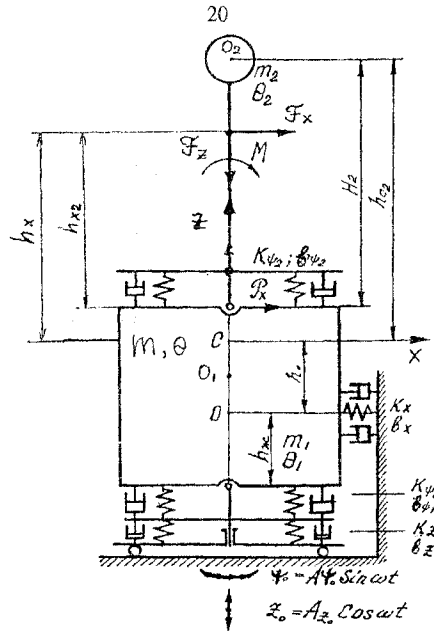


Рис. 4. Динамическая модель массивного фундамента

$$\ddot{\psi}_2 + \frac{\lambda_{\psi 2}}{\alpha_{\psi 2p}} \dot{\psi}_2 + \lambda_{\psi 2}^2 \psi_2 + (1 - \gamma_2) \frac{h_{c2}}{H_2} \ddot{\psi}_1 - \delta_4 \dot{\psi}_1 + \frac{1 - \gamma_2}{H_2} \ddot{x} = \quad (11)$$

$$= \sum_{i=1}^n v_{\psi 2i} (i\omega)^2 \sin(i\omega t + \beta_{M1}),$$

где $\lambda_2, \lambda_x, \lambda_{\psi 1}, \lambda_{\psi 2}$ - собственные парциальные частоты вертикальных, горизонтальных и вращательных колебаний системы «станина-фундамент» и станины; $\alpha_{z,xp}, \alpha_{\psi 1,2p}$ - коэффициенты динамических усиления колебаний при резонансах; $\gamma, \gamma_2, \delta_{1,2,3,4}$ - коэффициенты, характеризующие распределение масс; $v_{z,x}, v_{\psi 1,2}$ - меры уровня возмущения.

На основе исследований дифференциальных уравнений (11) определены параметры свободных и вынужденных колебаний массивных фундаментов машин с упругоподатливыми станинами. Решения доведены до инженерных формул.

Для обоснования выбора модели грунтового основания проведена экспериментальная проверка на натуральных фундаментах различных моделей основания, рекомендована модель, предложенная О.А. Савиновым с введением поправок, учитывающих влияние боковой засыпки и упругой податливости станины. Определены динамические характеристики грунто-

вого основания. В результате сопоставления расчетных параметров колебаний свайных фундаментов с деревянными висячими сваями по различным методам с экспериментальными данными предложен метод, более полно удовлетворяющий экспериментальным данным и максимально приближающийся к методу расчета фундаментов на естественном основании. Выявлена нелинейность упругих свойств грунтового основания, но она существенна лишь в области малых амплитуд колебаний. На основе экспериментальных исследований взаимного влияния колебаний фундаментов машин получены и экспериментально подтверждены формулы для расчета фундаментов при групповой их установке. Приведены результаты экспериментального исследования распространения волны по грунту от колеблющихся фундаментов.

Дан анализ методов вибрационного расчета рамных конструкций применительно к станинам и фундаментам бумагоделательных и отделочных машин, а также к станинам лесопильных рам. Для целей виброзащиты обоснована возможность использования приближенных методов вибрационного расчета - метода Релея и метода сил.

6. Теоретические основы виброзащиты и вибродиагностики оборудования

Под виброзащитой понимают совокупность методов и средств уменьшения вибрации, воспринимаемой защищаемыми объектами. Под техническим диагностированием понимается процесс определения технического состояния оборудования с определенной точностью. Техническая диагностика, основанная на анализе вибрации объекта диагностирования, называется вибрационной.

В общем случае параметры вибрации оборудования выражаются зависимостью

$$\bar{X}(\omega) = \varphi[\bar{F}(\omega, t); \bar{m}(x, t); \bar{b}(\dot{x}, t); \bar{C}(x, t)] \leq [\bar{X}(\omega)], \quad (12)$$

где $\bar{F}(\omega, t); \bar{m}(x, t); \bar{b}(\dot{x}, t); \bar{C}(x, t)$ - векторы соответственно динамических воздействий, масс, диссипативных и упругих сил системы; $\bar{X}(\omega)$ и $[\bar{X}(\omega)]$ - вектор спектров вибрации и их нормативных (допустимых) значений.

При зарождении и развитии дефектов изменяются динамические воздействия, коэффициенты упругих и неупругих сопротивлений. Нередко дефекты вносят в систему существенные нелинейности, что вызывает появление суб- и супергармонических составляющих вибрации. Дефекты вызывают амплитудные, фазовые и частотные изменения вибрации, изменяют спектр возмущающих вибрацию сил и параметры передаточной функции. Для решения задач виброзащиты и вибродиагностики оборудования необходимо исследование зависимости (12) и выявление нормативных параметров вибрации при различных его состояниях.

В диссертации разработаны теоретические основы нормирования вибрации оборудования целлюлозно-бумажных и деревообрабатывающих производств. В качестве критериев при нормировании приняты влияние вибрации на прочность и выносливость материала конструктивных элементов оборудования и поддерживающих конструкций, воздействие вибрации на обслуживающий персонал, на качество вырабатываемой продукции, а также статистическая обработка результатов массового обследования вибрации оборудования. Для нормирования вибрации рекомендовано использовать средние квадратические значения виброскорости в октавных полосах частот и пиковое или амплитудное значение виброперемещений на трех границах состояний оборудования: удовлетворительное, неудовлетворительное и недопустимое. Для каждого состояния устанавливаются нормативные параметры вибрации. Основным нормируемым параметром вибрации является граница между удовлетворительным и неудовлетворительным состояниями.

Одним из основных источников вибрации оборудования являются центробежные силы инерции неуравновешенных масс валов. Приведено теоретическое обоснование остаточной неуравновешенности роторов, исходя из ограничения нагруженности конструкций и подшипниковых опор роторов, а также, исходя из ограничений параметров вибрации подшипниковых опор, станин и фундаментов оборудования. В качестве исходного параметра при нормировании неуравновешенности ротора приняты классы точности их балансировки и относительный динамический прогиб.

Для виброзащиты оборудования применяются конструктивные методы, виброизоляция, вибродемпфирование и динамическое виброгашение. Конструктивные методы заключаются в выборе массово-жесткостных характеристик конструктивных элементов, при которых параметры вибрации оборудования, определенные по формуле (12) не превысят допустимых значений. При проектировании выбор указанных характеристик обосновывается вибрационным расчетом. В отдельных случаях виброзащита заключается в отстройке конструкций от резонанса. Наиболее эффективна отстройка от резонанса путем введения конструктивных элементов с регулируемой жесткостью. В работе описаны сущность, области применения, требуемые параметры и технические решения по виброизоляции, вибродемпфированию и динамическому виброгашению, в том числе защищенные авторскими свидетельствами.

В разделе рассмотрены также задачи диагностирования, дана классификация систем и методов диагностики, методов обработки и анализа вибрационного сигнала (метрических, временной реализации, статистических, спектрально-корреляционных, специальных). Обоснованы методы формирования диагностических признаков (диагностического нормирования) оборудования, приведены структурные параметры технического со-

стояния валов, роторов и крупногабаритных подшипников и их диагностические признаки. Приведены методики измерения вибрации и определения динамических характеристик конструкции, а также рассмотрена сравнительно узкая задача идентификации – выявления источников и причин вибрации оборудования, включая их локализацию.

Для прогнозирования остаточного ресурса диагностируемого оборудования предлагается метод экстраполяции. Процедура экстраполяции производится следующим образом: составляется временной ряд результатов измерения вибрации; производится сглаживание числовых параметров временного ряда; по выборочному коэффициенту корреляции выявляется тенденция (тренд) развития параметров; вычисляется аналитическая зависимость параметра от времени в виде степенного ряда при установившемся режиме эксплуатации или в виде нелинейного дифференциального уравнения $dy/dt = f(y)$ при ускоренном развитии дефекта, где y – параметр вибрации; выявляется с определенной погрешностью остаточный ресурс.

7. Вибрация, виброзащита и вибродиагностика конкретного оборудования

В разделе конкретизируются с учетом специфики типов оборудования рассмотренные ранее методы вибрационного проектирования, виброзащиты и вибродиагностики, обобщаются результаты исследования вибрации ЛР, КБ, МД, БМ и ПРС. По другому технологическому оборудованию приводятся только некоторые особенности их виброзащиты.

По каждому типу оборудования решаются или конкретизируются следующие задачи: сведения о конструкции, специфические особенности, классификация; динамические воздействия на конструктивные элементы (ротор, станины, фундамент); динамическое и математическое моделирование, исследование вибрации валов, станин, фундаментов и других конструктивных элементов; исследование крутильно-вращательных колебаний привода и валов или роторов; результаты экспериментальных исследований; нормирование вибрации и неуравновешенности роторов; вибрационное проектирование роторов, станин и фундаментов; методы виброзащиты, в том числе при особых условиях, например, при модернизации или реконструкции; диагностирование.

8. Управление виброзащитой и вибродиагностикой оборудования

Эффект виброзащиты и вибродиагностирования оборудования зависит от качества управления ими, включающего в себя структуру и организацию работы службы диагностики, стандартизацию и нормирование па-

раметров вибрации, методов, правил и решений, кадровое и информационное обеспечение. Организационные и управленческие мероприятия включают в себя выбор объектов, системы, методов и средств вибродиагностирования, структуры, численности и квалификации персонала службы диагностики, периодичности диагностирования и другие мероприятия. В разделе приведены рекомендации по расчету численности персонала службы диагностики, рассмотрены этапы внедрения вибродиагностирования, содержание и формы документации.

По виброзащите и вибродиагностике оборудования под руководством автора разработаны три государственных стандарта [1-3] и методические рекомендации [14]. В порядке реализации нормативных документов разработаны и утверждены методические рекомендации по виброзащите и вибродиагностике конкретных типов оборудования [4-13,15]. В разделе приводится обоснование содержания стандартов и рекомендаций.

Решение проблемы виброзащиты и вибродиагностики оборудования невозможно без подготовки квалифицированных кадров. Подготовка и переподготовка кадров по проблеме ведется под руководством автора в УГЛТУ. В разделе приводится содержание учебных планов и программ дисциплин подготовки инженеров-механиков и 76-часовой программы курсов повышения квалификации инженерно-технических работников промышленных предприятий, обосновывается необходимость открытия специализации «Диагностика и испытания оборудования».

В работе приводится методика расчета экономического эффекта от вибродиагностики оборудования.

ВЫВОДЫ

1. Бумагоделательное и лесопильное оборудование виброактивно. Вибрация снижает прочность и долговечность конструкций, отрицательно воздействует на обслуживающий персонал и на качество вырабатываемой продукции. Она является интегральным показателем, диагностическим признаком качества конструкции, изготовления и монтажа оборудования, его технического состояния при эксплуатации.

2. Роторы, станины и поддерживающие конструкции оборудования образуют единую динамическую систему. Для исследования вибрации и вибрационного проектирования этой системы разработана обобщенная динамическая модель оборудования и ее математическое описание, пригодная для различных типов бумагоделательного и лесопильного оборудования. За основу обобщенной модели принят метод расчленения сложной динамической системы на парциальные подсистемы с использованием естественной иерархической структуры машины и поддерживающих конструкций. Даны методы решения вибрационных задач по этой модели.

3. Основными конструктивными элементами, определяющими виброактивность бумагоделательного оборудования, являются валы, цилиндры, роторы. Разработаны вибрационные математические модели поперечно-изгибных и аксиальных колесбаний валов с распределенными параметрами, валов с межопорным и консольным расположением диска, сложных уникальных валов типа отсасывающих, валов с регулируемым прогибом, в том числе валов, образующих батарси. Исследованы свободные и вынужденные колебания валов и роторов. Исследования доведены до инженерных формул.

4. Параметры вибрации оборудования неразрывно связаны с крутильно-вращательными колебаниями привода и валов. Разработаны динамические и математические модели крутильно-вращательных колебаний привода и валов оборудования с учетом механических характеристик асинхронных электродвигателей и электродвигателей постоянного тока с независимым возбуждением, с учетом стационарных и нестационарных связей между валами в виде сеток, сукоп, бумаги, а также при непосредственном контакте валов, нелинейных упругодемпфирующих характеристик передаточных механизмов и устройств. В математических моделях, представленных в виде систем интегро-дифференциальных уравнений предусмотрена возможность ввода кинематических и параметрических воздействий, возникающих при износе, повреждениях, ошибках монтажа и сборки составных частей привода.

5. Дана классификация динамических воздействий на станины и фундаменты оборудования; даны методы определения периодических гармонических и импульсных воздействий, спектрально-корреляционных представлений случайных воздействий. Приведен анализ группового воздействия роторов на станины и фундаменты при случайных фазах и постоянной частоте, при неравных частотах вращения роторов.

6. Разработана теория колебаний массивных фундаментов машин с упругоподатливыми станинами, в том числе при групповой установке. Решения доведены до инженерных формул, подтвержденных экспериментом.

7. Проанализированы методы вибрационного расчета рамных конструкций. Для целей виброзащиты и вибрационного расчета рамных станин и фундаментов бумагоделательных и отделочных машин, станин лесопильных рам обоснована возможность использования приближенных методов вибрационного расчета – метода Релея и метода сил.

8. Разработаны теоретические основы нормирования вибрации и допустимой остаточной неуравновешенности роторов оборудования целлюлозно-бумажных и деревообрабатывающих производств.

9. Обоснованы области и условия применения конструктивных методов виброзащиты оборудования, регулируемых упругих элементов, виб-

родемпфирования, виброизоляции, динамического виброгашения. Разработаны теоретические основы фрикционных демпфирующих устройств.

10. Дана классификация систем и методов диагностики, методов обработки вибросигнала, обоснованы методы формирования диагностических признаков и прогнозирования остаточного ресурса составных частей оборудования, рассмотрена методика измерения вибрации, проанализированы структурные параметры и диагностические признаки технического состояния роторов и крупногабаритных подшипников.

11. На основе теоретических исследований конкретизированы методы виброзащиты и вибродиагностики лесопильных рам, корообдирочных барабанов, дисковых мельниц, бумагоделательных машин, продольно-резательных станков.

12. Виброзащита и вибродиагностирование технического состояния оборудования являются одним из важнейших путей повышения эффективности работы оборудования, качества выпускаемой продукции, улучшения условий труда и обеспечения безопасной эксплуатации оборудования, в том числе оборудования с выработанным ресурсом. Повышение эффекта виброзащиты и вибродемпфирования обеспечивается управлением их качества путем совершенствования структуры и организации служб диагностики; стандартизации и нормирования параметров вибрации, методов, правил и решений; кадрового и информационного обеспечения.

Основные положения диссертации опубликованы в работах:

1. ГОСТ 25673-83. Вибрация. Методы и средства вибрационной диагностики технологического оборудования целлюлозно-бумажного производства. - 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. - 8 с.

3. ГОСТ 26563-85. Вибрация. Технологическое оборудование целлюлозно-бумажного производства. Методы и средства защиты. - М.: Изд-во стандартов, 1985. - 13 с.

4. Методические рекомендации по ограничению колебаний бумагоделательного оборудования /А.А.Санников, А.М.Витвинин, А.С.Лукашевич. - Утв. Минбумпромом 13.02.76. М., 1976. - 16 с.

5. 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. Минлеспромом 25.07.77. М., 1978. - 64 с.

6. Методические рекомендации по динамическому расчету станин и фундаментов лесопильных рам/ А.А. Санников, Л.С. Павлов - Утв. Минлесдревбумпромом СССР 25.05.1981. М., 1981. - 57 с.

7. Методическое руководство по проведению вибрационного обследования технологического оборудования целлюлозно-бумажных производств /А.А.Санников, А.М.Витвинин, В.П.Сиваков.- М.:Минлеспром СССР, 1982.- 57 с.

8. 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.

9. Диагностирование технического состояния бумагоделательного оборудования по измерению параметров вибрации переносной виброизмерительной аппаратурой: Методические рекомендации /А.А. Санников, В.П.Сиваков.- Утв. Минлеспромом 17.07.87. М.,1987.- 64 с.

10. Диагностика и виброзащита оборудования древесно-массных цехов. Виброзащита и вибродиагностика технического состояния дисковых мельниц: Методические рекомендации /С.Н.Вихарев, А.А.Санников.- Утв. Минлеспромом 27.12.88. М.,1989.- 61 с.

11. Диагностика технического состояния бумагоделательных машин при их модернизации: Методические рекомендации /А.А.Санников, А.М.Клепалов. - Утв. Минлеспромом 11.04.89. М., 1989. - 55 с.

12. Виброзащита и диагностика технического состояния корообдирочных барабанов: Методические рекомендации /А.А.Санников, А.Б.Зырянова. - Утв. Минлеспромом 18.10.89. М., 1989. - 50 с.

13. Методы, средства и правила виброзащиты и диагностики технического состояния лесопильного оборудования: Методические рекомендации /А.А.Санников, Я.Я.Кистер, А.Е.Вохменцев.- Утв. Минлеспромом 25.12.89. М., 1989. - 105 с.

14. Нормативные параметры вибрации деревообрабатывающего оборудования: Методические рекомендации /А.А.Санников, Я.Я.Кистер, А.Е.Вохменцев.-Утв. Минлеспромом 25.12.89. М., 1989. - 16 с.

15. Виброзащита и диагностика технического состояния оборудования плитного производства: Методические рекомендации /А.А.Санников, Я.Я.Кистер, С.Н.Вихарев, А.Б.Зырянова. - Утв. Минлеспромом 20.12.90. М., 1991. - 87 с.

16. Санников А.А. Инструментальное обследование колебаний фундаментов под лесопильные рамы/Динамика оснований и фундаментов: Труды 2-ой конф. Т.3. - Основания и фундаменты при динамических воздействиях. - М., 1969. - С.161-163.

17. Санников А.А., Витвинин А.М. Исследование колебаний фундаментов бумагоделательных машин и рекомендации по их расчету // В

кн.: Сейсмостойкость подземных сооружений и натурные исследования колебаний зданий.– Ташкент: Фан. 1976. – С. 37-45.

18. Санников А.А., Витвинин А.М., Сиваков В.П. Вибродиагностика и виброконтроль технического состояния оборудования ЦБП //Состояние и перспективы развития технологии и оборудования целлюлозно-бумажной промышленности: Материалы Всесоюзн. научн.-техн. конф. – Л.: Ленингр. лесотехн. акад., 1982. – С.55-59.

19. Зырянова А.Б., Санников А.А. Колебания фундаментов коробочных барабанов // Динамика оснований, фундаментов и подземных сооружений: Тезисы 4-й Всесоюзн. конф., Нарва, 1-3 октября 1985. – Л.: ВИНИТ, 1985. – С. 303-304.

20. Санников А.А. Методы виброзащиты и системы вибродиагностики скоростных бумагоделательных машин// Моделирование и автоматическое проектирование сложных технических систем: Тезисы докл. региональной научн.-техн. конф.- Калуга, 1990. – С. 115-116.

21. Санников А.А. Целесовая интенсивная подготовка специалистов на основе интеграции учебного процесса и научных исследований// Вузы России в условиях рынка: Тезисы докл. научн.-практ. конф. –ч.3. – Пенза, 1993. – С.82.

22. Санников А.А. Отражение современных проблем машиноведения в учебных планах подготовки инженеров-механиков// Формирование профессиональных образовательных программ: проблемы, задачи, реализации: материалы междунар. научн.-метод. конф. – Екатеринбург: Уральск. гос. лесотехн. акад., 1998. – С. 61-62.

23. Санников А.А. Проблемы нелинейности в динамике машин, оборудования и сооружений в ЦБП/Социальные, экономические и экологические проблемы лесного комплекса: тез. докл. междунар. научно-техн. конф.- Екатеринбург:Уральск. гос. лесотехн. акад., 1999. – С.113-115.

24. Санников А.А. О необходимости подготовки специалистов по диагностированию и испытанию машин/Качество высшего лесотехнического образования: проблемы и решения: тез.докл. научно-метод. конф. с междунар. участием. – Екатеринбург: Уральск. гос. лесотехн. ун-т., 2002. – С.71-73.

25. Санников А.А. Борьба с вибрациями фундаментов лесорам// Лесная промышленность. – 1962. –№5– С.11-15.

26. Санников А.А. Вибрация зданий и фундаментов лесопильных рам. – М.: Лесная промышленность. – 1966. – 148 с.

27. Санников А.А., Витвинин А.М. Волнограф для исследования характера износа и качества поверхности валов бумагоделательных машин// Химическая переработка древесины. – 1967. – №9. – С.9-10.

28. Санников А.А., Витвинин А.М. Влияние вибрации грунта на качество шлифования валов//Бумажная промышленность.–1968.–№10.–С.6-7.

29. Санников А.А. Применение прибора ННА-3 для контроля натяжения рамных пил по частоте их собственных колебаний//Известия ВУЗов: Лесной журнал. – 1968. – №3. – С.77-81.

30. Санников А.А. Вертикальные колебания фундаментов лесорам //Труды Уральск. лесотехн. ин-та.–Вып.21.–Свердловск,1970.–С.165-172.

31. Санников А.А.О взаимном влиянии вертикальных колебаний фундаментов лесопильных рам //Труды Уральск. лесотехн. ин-та. – Вып. 21. – Свердловск,1970. –С.173-176.

32. Забылин М.И., Клатцо М.М., Санников А.А. Экспериментальная проверка основных положений уточненного метода динамического расчета свайных фундаментов // Известия вузов: Строительство и архитектура. – 1971. – №2. – С.25-32.

33. Санников А.А., Никулина Г.В. Исследование вертикальных колебаний фундаментов при переходных режимах работы машин/ Труды Уральск. лесотехн. ин-га. – вып. 25. – Свердловск, 1972. – С. 88-95.

34. Витвинин А.М., Мишин С.А., Павлов Л.С., Санников А.А. Возникновение и устранение вибрации на рабочих местах //Бумажная промышленность. – 1972. – №6. – С.19.

35. Санников А.А., Витвинин А.М. Колебания фундаментов машин с упругоподатливыми станинами//Известия вузов:Строительство и архитектура. – 1972. – №7. – С. 37-42.

36. Витвинин А.М., Санников А.А. Колебания смесительных насосов и узлоловителей//Целлюлоза, бумага и картон. – 1972. – №20. – С.12-13.

37. Шабалин Л.А., Санников А.А. Определение реакций в кинематических парах лесопильных рам. Труды Уральск. лесотехн. института. – Вып.25. – Свердловск, 1972.–С.39-45.

38. Санников А.А., Зырянова А.Б. Приближенный метод исследования механизма резания лесопильной рамы / Труды Уральск. лесотехн. института. –Вып.25. – Свердловск, 1972. –С.69-80.

39. Санников А.А. Колебания станин лесопильных рам//Тр. Уральск. лесотехн. ин-та. – Вып. 25. – Свердловск, 1972. – С. 46-63.

40. Санников А.А. О самосинхронизации лесопильных рам// Тр. Уральск. лесотехн. ин-та. – Вып. 25. – Свердловск, 1972. – С.64-68.

41. Витвинин А.М., Санников А.А. Колебания станин бумагоделательных машин//Бумажная промышленность. – 1973. – №2. – С.17-20.

42. Витвинин А.М., Санников А.А., Мишин С.А. Методика исследований колебаний бумагоделательных машин и колебания прессовых валов //Труды Уральск. лесотехн. ин-та. – Свердловск, 1973. – Вып. 29. – С.36-56.

43. Санников А.А. О динамической модели лесопильной рамы // Труды Уральск. лесотехн. института.–Свердловск, 1973.–Вып.29.–С.80-92.

44. Шабалин Л.А., Санников А.А. К выбору параметров ременной передачи привода лесопильных рам // Известия ВУЗов: Лесной журнал. - 1974. - №3. - С. 59-62.
45. Санников А.А., Коновалов Г.С. О нелинейности основания массивных фундаментов низкочастотных машин // Известия вузов: Строительство и архитектура. - 1974. - №1. - С. 31-32.
46. Витвинин А.М., Санников А.А. Колебания сеточных столов быстросходных бумагоделательных машин и пути их уменьшения // Бумажная промышленность. - 1974. - №11. - С.18-20.
47. Санников А.А., Витвинин А.М., Панфилов А.Н. Уменьшение колебаний фундаментов технологического оборудования и вибраций на рабочих местах // Целлюлоза, бумага и картон. - 1975. - №14. - С.14-15.
48. 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.
49. Санников А.А. О вероятности распределения амплитуд колебаний конструкций, возбуждаемых лесопильными рамами // Известия ВУЗов: Строительство и архитектура. - 1975. - №6. - С. 19-20.
50. Санников А.А., Сиваков В.П., Витвинин А.М., Лившиц А.Л. Динамический гаситель колебаний станины лесопильной рамы // Механическая обработка древесины. - 1976. - №6. - С.11-12.
51. Санников А.А., Буруткин Л.И. Объединение фундаментов лесопильных рам // Механическая обработка древесины. - 1976. - №7. - С.6-8.
52. Санников А.А. К расчету станин лесопильных рам на жесткость // Известия ВУЗов: Лесной журнал. - 1976. - №2. - С.60-62.
53. Санников А.А., Витвинин А.М. Определение критических скоростей валов бумагоделательных машин с учетом жесткости опор и сеток // Химическое и нефтяное машиностроение. - 1976. - №3. - С.8-10.
54. Витвинин А.М., Санников А.А., Мишин С.А. Предотвращение преждевременного износа обрезиненных прессовых валов // Бумажная промышленность. - 1976. - №2. - С.18-20.
55. Партин А.И., Витвинин А.М., Санников А.А. Аппаратура для контроля волнистости валов прессов бумагоделательных машин // Целлюлоза, бумага и картон. - 1976. - №11. - С.14-16.
56. Витвинин А.М., Галочкин Н.И., Санников А.А., Титов С.Н. Техническая диагностика бумагоделательного оборудования // Бумажная промышленность. - 1976. - №5. - С.19-21.
57. Санников А.А., Витвинин А.М. Нормирование колебаний некоторых узлов бумагоделательных машин // Химическое и нефтяное машиностроение. - 1976. - №9. - С.34-36.

58. Санников А.А., Витвинин А.М., Королев Е.М. Колебания бумагоделательных машин и пути их устранения. - М.: Лесная промышленность, 1976. - 128 с.
59. Санников А.А. Нормирование колебаний станин и фундаментов лесопильных рам // Деревообрабатывающая оборудованис. - 1976. - №12. - С.8-13.
60. Санников А.А., Сиваков В.П., Витвинин А.М., Партин А.Н. Вибрационная диагностика и контроль технического состояния бумагоделательного оборудования // Экспресс-информация «Бумага и целлюлоза». - 1978. - Вып. 9. - 18 с.
61. Санников А.А., Павлов Л.С., Никулина Г.В. Колебания жилых домов от работы лесопильных рам // Механическая обработка древесины. - 1978. - №7. - С.10-11.
62. Санников А.А. Горизонтально-вращательные колебания станин и фундаментов лесопильных рам при групповой установке // Известия ВУЗов: Лесной журнал. - 1978. - №5. - С.71-75.
63. Санников А.А., Павлов Л.С., Буруткин Л.И. К вопросу о размере санитарно-защитной зоны лесопильных цехов // Гигиена и санитария. - 1978. - №10. - С.97.
64. Санников А.А., Сиваков В.П., Мишин С.А., Щенников П.М. Вибратор для определения динамических характеристик бумагоделательных машин. // Целлюлоза, бумага и картон. - 1979. - №7. - С.8.
65. Сиваков В.П., Санников А.А., Витвинин А.М. Колебания корпусов паразитного привода и подшипников бумагоделательных машин // Бумажная промышленность. - 1979. - №2. - С.17-19.
66. 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.
67. Санников А.А. Пути снижения колебаний лесопильного оборудования. - М.: Лесная промышленность, 1980. - 160 с.
68. Санников А.А., Сиваков В.П., Тарбеев П.И. Диагностика вибрации // Бумажная промышленность. - 1981. - №2. - С. 20-21.
69. Санников А.А., Сиваков В.П., Саложников Ю.И., Завьялов Ю.Н. Контроль за техническим состоянием подшипников машин // Бумажная промышленность. - 1981. - №8. - С. 20-21.
70. Санников А.А., Сиваков В.П., Завьялов Ю.Н. Вибрационные испытания при модернизации сушильной части бумагоделательной машины // Целлюлоза, бумага и картон - 1981. - №12. - С. 6.
71. Санников А.А., Павлов Л.С. Экспериментальные исследования распространения упругих волн в грунте от фундаментов лесорам // Известия Вузов: Лесной журнал - 1981. - №2. - С.85-88.

72. Санников А.А., Павлов Л.С. Методика оценки колебаний фундаментов лесорам при реконструкции лесопильных цехов // *Деревообрабатывающая промышленность* - 1981. - №9. - С. 15-16.
73. Мишин С.А., Витвинин А.М., Санников А.А. Демпферы сухого трения для уменьшения колебаний вакуум - пересасывающих валов. // *Бумажная промышленность*. - 1982. - №4. - С. 28-29.
74. Санников А.А., Гушин В.В., Красавчиков В.П., Морозик Е.П. Для совершенствования технического обслуживания и ремонта оборудования // *Бумажная промышленность* - 1983. - №7. - С. 16-17.
75. Санников А.А., Сиваков В.П., Витвинин А.М. О прогнозировании колебаний станин и фундаментов бумагоделательных машин. // *Изв. Вузov: Лесной журнал*. - 1983. - №3. - С.132-134.
76. Никулина Г.В., Санников А.А. Виброактивность продольно-резательных станков. // В кн.: *Машины и аппараты целлюлозно-бумажного производства: межвуз. сб. науч. тр.* - Л.: ЛТА, 1984. - С.129-132.
77. Санников А.А., Партин А.И., Витвинин А.М. Пути уменьшения колебаний массы 1м^2 газетной бумаги. // *Экспресс-информация: Отечественный производительный опыт: Целлюлоза, бумага и картон*. - Вып.3. - М.: ВНИПИЭИлеспром, 1985. - С. 2-14.
78. Санников А.А. Совершенствование технического обслуживания и ремонта бумагоделательного оборудования на основе диагностики его технического состояния. // В *экспр.-инф.: Отеч. произв. опыт: Целлюлоза, бумага и картон*. - Вып. 16. - М.: ВНИПИЭИлеспром, 1986. - С. 2-15.
79. Зырянова А.Б., Санников А.А. Источники колебаний корообдирочных барабанов // *Изв. ВУЗов: Лесной журнал*. - 1986. - №6. - С. 67-71.
80. Санников А.А., Куликов Ю.А. Улучшить подготовку специалистов по эксплуатации оборудования. // *Бумажная промышленность*. - 1986. - №12. - С. 7.
81. Санников А.А., Васин Ю.В. Совершенствование ремонтного производства. // *Бумажная промышленность*. - 1986. - №6. - С.30.
82. Санников А.А., Агеев А.Я. Проблемы повышения качества подготовки специалистов // *Бумажная промышленность*. - 1986. - №1. - С. 5-6.
83. Санников А.А., Ценципер Б.М., Старец И.С., Сиваков В.П. Новшества, обеспечивающие надежность оборудования. // *Бумажная промышленность*. - 1986. - №3. - С. 21-22.
84. Санников А.А., Куликов Ю.А. Методы и средства виброзащиты технологического оборудования ЦБП // *Бумажная промышленность*. - 1987. - №7. - С. 28-29.
85. Санников А.А., Клепалов А.М. О балансировке валов бумагоделательных и картоноделательных машин // *Бумажная промышленность*. - 1987. - №9. - С. 22.

86. Вихарев С.Н., Санников А.А. Критические частоты вращения роторов дисковых мельниц // В кн.: *Машины и аппараты целлюлозно-бумажного производства: межвуз. сб. науч. тр.* - Л.: ЛТА, 1988. - С.36-40.
87. Зырянова А.Б., Санников А.А. Автоколебания в приводе секции корообдирочного барабана. // *Машины и аппараты ЦБП: межвуз. сб. науч. тр.* - Л.:ЛТА, 1988. - С. 8-10.
88. Зырянова А.Б., Санников А.А. Исследования установившегося движения секции корообдирочного барабана. // *Машины и аппараты ЦБП*. - Л.:ЛТА, 1989. - С.100-106.
89. Санников А.А., Засухин А.И., Лавренов С.В., Фейгин В.Б. Пути снижения виброактивности скоростных бумагоделательных машин на стадии проектирования. // В кн. *Новое высокопроизводительное оборудование для полимерной и бумагоделательной промышленности*. - Тамбов: ВНИИРТМАШ, 1989. - С. 156-160.
90. Санников А.А., Сиваков В.П., Шуваев Ю.А. Формирование диагностических признаков технического состояния оборудования. // *Бумажная промышленность*. - 1989. - С. 17-18.
91. Санников А.А., Зырянова А.Б. Колебания системы: рубительные машины, фундамент // *Машины и аппараты ЦБП*. - Л.:ЛТА, 1990. - С.110-114.
92. Санников А.А., Вохменцев А.Е., Кистер Я.Я. Нормирование вибрации деревообрабатывающего оборудования // *Деревообрабатывающая промышленность*. - 1990. - №5. - С.23-24.
93. Засухин А.И., Санников А.А. Определение собственных частот колебаний станин и фундаментов бумагоделательных машин. // *Машины и аппараты целлюлозно-бумажного производства: межвуз. сб. науч. тр.* - Л.:ЛТА, 1990. - С. 115-118.
94. Справочник механика целлюлозно-бумажных предприятий. / Под ред. М.И. Калинина. - М.: Экология, 1993. - 820 с.
95. Санников А.А., Куцубина Н.В. Моделирование колебаний валов бумагоделательных и отделочных машин // *Машины и аппараты целлюлозно-бумажного производства: межвуз. сб. науч. тр.* - С.-Пб., 1994. - С. 90-94.
96. Санников А.А., Засухин А.И., Коваль В.И. К выбору динамической модели станин и фундаментов бумагоделательных и станочных машин // *Машины и аппараты целлюлозно-бумажного производства: межвуз. сб. науч. тр.* - С.-Пб., 1994. - С. 113-118.
97. Вихарев С.Н., Санников А.А. Свободные частоты колебаний роторов дисковых мельниц. // *Машины и аппараты целлюлозно-бумажного производства: межвуз. сб. науч. тр.* - С.-Пб., 1994. - С. 95-98.
98. Вихарев С.Н., Санников А.А. Вибрационный контроль степени износа гарнитуры дисковой мельницы // *Машины и аппараты целлюлозно-бумажного производства: межвуз. сб. науч. тр.* - С.-Пб., 1994. - С. 84-87.

99. Вихарев С.Н., Витвинин А.М., Санников А.А. Исследование неуравновешенности ротора дисковой мельницы // Машины и аппараты целлюлозно-бумажного производства: межвуз. сб. науч. тр. – С.-Пб., 1997. – С. 59-62.

100. Санников А.А., Старжинский В.Н. Современные проблемы виброакустической динамики машин и оборудования ЦБП // В кн.: Виброакустические процессы в оборудовании целлюлозно-бумажных производств / Под ред. В.Н. Старжинского, А.А. Санникова. – Екатеринбург: Уральск. гос. лесотехн. акад., 1995. – С.7-18.

101. Куцубина Н.В., Санников А.А. Поперечно-изгибные колебания валов // В кн.: Виброакустические процессы в оборудовании целлюлозно-бумажных производств / Под ред. В.Н. Старжинского, А.А. Санникова. – Екатеринбург: Уральск. гос. лесотехн. акад., 1995. – С. 80-93.

102. Куцубина Н.В., Зонов Е.А., Санников А.А. Виброактивность подшипников качения валов. // В кн.: Виброакустические процессы в оборудовании целлюлозно-бумажных производств / Под ред. В.Н. Старжинского, А.А. Санникова. – Екатеринбург: Уральск. гос. лесотехн. акад., 1995. – С. 93-100.

103. Куцубина Н.В., Санников А.А. Вибрация валов на рычагах // В кн.: Виброакустические процессы в оборудовании целлюлозно-бумажных производств / Под ред. В.Н. Старжинского, А.А. Санникова. – Екатеринбург: Уральск. гос. лесотехн. акад., 1995. – С. 100-106.

104. Куцубина Н.В., Зарубин С.А., Санников А.А. Колебания валов в батареях. // В кн.: Виброакустические процессы в оборудовании целлюлозно-бумажных производств / Под ред. В.Н. Старжинского, А.А. Санникова. – Екатеринбург: Уральск. гос. лесотехн. акад., 1995. – С. 124-129.

105. Вихарев С.Н., Санников А.А. Колебания валов с дисками // В кн.: Виброакустические процессы в оборудовании целлюлозно-бумажных производств / Под ред. В.Н. Старжинского, А.А. Санникова. – Екатеринбург: Уральск. гос. лесотехн. акад., 1995. – С. 106-117.

106. Старжинский В.Н., Санников А.А. Общие положения по виброакустическому проектированию оборудования и сооружений // В кн. Виброакустическое проектирование оборудования целлюлозно-бумажных и деревообрабатывающих производств / Под ред. В.Н. Старжинского, А.А. Санникова. – Екатеринбург: Уральск. гос. лесотехн. акад., 1996. – С. 7-46.

107. Санников А.А. Классификация и динамические модели машин и оборудования. Расчетная динамическая модель однороторного оборудования на массивных фундаментах // Там же. – С. 97-110.

108. Вихарев С.Н., Санников А.А. Вибрационное проектирование и расчет дисковых мельниц // Там же. – С. 110-127.

109. Куцубина Н.В., Санников А.А. Вибрационный расчет сложных валов БМ. Аксиальные колебания валов // Там же. – С. 140-166.

110. Куцубина Н.В., Санников А.А. Крутильно-вращательные колебания валов и цилиндров бумагоделательных и отделочных машин // Там же. – С. 234-257.

111. Зырянова А.Б., Санников А.А. Крутильно-вращательные колебания привода корообдирочных барабанов // Там же. – С. 258-271.

112. Санников А.А., Старжинский В.Н. Проблемы виброакустического расчета и проектирование оборудования и сооружений // Виброакустические процессы в технологиях, оборудовании и сооружениях отраслей лесопромышленного комплекса. – Екатеринбург: Уральск. гос. лесотехн. акад., 1999. – С.7-13.

113. Санников А.А. Некоторые вопросы моделирования вибрационных процессов // Там же. – С. 98-100.

114. Санников А.А., Никулина Г.В. Неравномерность плотности наматки и неуравновешенность рулонов бумаги // Вибрация, шум, вибродиагностика: материалы межгос. научно-техн. семинара «Виброакустические процессы в технологиях, оборудовании и сооружениях лесопромышленного комплекса». – Екатеринбург: Уральск. гос. лесотехн. акад., 2000. – С.70-73.

115. Санников А.А. Подготовка и переподготовка инженерных кадров по вибродиагностике оборудования // Там же. – С. 163-166.

116. А.с. 421486 СССР. Устройство для крепления станины и привода лесопильной рамы / А.А. Санников, А.М. Витвинин, В.Е. Болотов (СССР). – 1837460/29-33; Заявл. 18.10.72; Опубл. 1974. Бюл. 12.

117. А.с. 442915 СССР. Лесопильная рама / А.А. Санников, Л.И. Буруткин, А.Б. Зырянова (СССР). – 1864448; Заявл. 2.01.73; Опубл. 1974. Бюл. 34.

118. А.с. 442916 СССР. Лесопильная рама / А.А. Санников, Л.И. Буруткин, А.М. Витвинин (СССР). – 1883311/29-33; Заявл. 13.02.73; Опубл. 1974. Бюл. 34.

119. А.с. 459333 СССР. Лесопильная двухэтажная рама / А.А. Санников, Л.И. Буруткин, А.Т. Штукин (СССР). – 1866440; Заявл. 4.01.73; Опубл. 1975. Бюл. 5.

120. А.с. 487972 СССР. Сетконатяжное устройство бумагоделательной машины / А.М. Витвинин, С.А. Мишин, А.А. Санников (СССР). – 2028554/28-12; Заявл. 28.05.74; Опубл. 1976. Бюл. 38.

121. А.с. 513193 СССР. Динамический гаситель колебаний / А.А. Санников, В.П. Сиваков, Ю.В. Матвеев, А.М. Витвинин (СССР). – 2048032/25-28; Заявл. 08.07.74; Опубл. 1976. Бюл. 17.

122. А.с. 642403 СССР. Пересасывающее устройство бумагоделательной машины / А.М. Витвинин, С.А. Мишин, А.П. Паркин, А.А. Санников (СССР). – 2493050/29-12; Заявл. 08.06.77; Опубл. 1979. Бюл. 2.

123. А.с. 802008 СССР. Лесопильная рама / А.А. Санников, Л.А. Шабалин, В.Г. Новоселов (СССР). – 2767715/30-15; Заявл.17.05.79; Оpubл. 1981. Бюл. 5.

124. А.с. 844275 СССР. Гаситель колебаний / А.А. Санников, Л.А. Шабалин, В.Г. Новоселов (СССР). – 2860911/29-15; Заявл.28.12.79; Оpubл. 1981. Бюл. 25.

125. А.с. 929778 СССР. Каландр бумагоделательной машины / А.А. Санников, А.М. Витвинин, В.П. Сиваков, С.А. Мишин (СССР). – 2963088/29-12; Заявл. 28.07.80; Оpubл. 1982. Бюл. 19.

126. А.с. 1013271 СССР. Лесопильная рама / А.А. Санников, В.И. Сиваков, Л.С. Павлов, В.И. Музыкантова (СССР). – 3280233/29-15; Заявл.16.04.81; Оpubл. 1983. Бюл. 15.

127. А.с. 1231093 СССР. Сортировка волоконной массы / Я.П. Евдокимов, А.А. Санников (СССР). - 3764428/29-12; Заявл. 03.07.84; Оpubл. 1986. Бюл.18.

128. А.с. 1448233 СССР. Стенд для вибрационной диагностики подшипников качения / А.А. Санников, А.Г. Киряков, В.В. Шукин, С.Н. Вихарев (СССР). - 4259666/31-27; Заявл. 10.06.87; Оpubл. 1988. Бюл. 8.

129. А.с. 1559025 СССР. Сдвоенная дисковая мельница / С.Н. Вихарев, А.А. Санников, М.Ф. Анохина (СССР). - 4392210/31-12; Заявл.14.03.88; Оpubл. 1990. Бюл.15.

130. А.с. 1661538. Устройство для крепления оборудования к фундаменту / А.А. Санников, А.И. Засухин, Т.А. Горшенина (СССР). - 4715278/27; Заявл. 4.07.89; Оpubл. 1991. Бюл.25.

131. А.с. 1703749 СССР. Дисковая мельница / С.Н. Вихарев, А.А. Санников (СССР). - 4701619/12; Заявл.06.06.89; Оpubл. 1992. Бюл.1.

132. А.с. 1747579 СССР. Способ регулирования процесса размола бумажной массы / С.Н. Вихарев, А.А. Санников (СССР). - 4797201/12; заявлено 28.02.90; Оpubл. 1992. Бюл. 26.

133. А.с. 1784703 СССР. Групповой привод сушильной части бумагоделательной машины / В.П. Сиваков, А.А. Санников, А.И. Засухин (СССР). - 4913563/12; Заявл. 25.02.91; Оpubл. 1992. Бюл.48.

134. Пат.2017027 СССР. Устройство для гашения колебаний / А.А. Санников, А.И. Засухин, Э.Ф. Ахматуров (СССР). - 1919125/28; Заявл. 26.06.91; Оpubл. 1994. Бюл.14.

135. Свидетельство на полезную модель. 15333. Устройство для регулирования жесткости и демпфирования крупных колебаний / А.А. Санников, И.И. Шомин. 2000106799; Заявл. 20.03.2000; Оpubл. 2000. Бюл. 28.

136. Свидетельство на полезную модель. 23589. Корободирочный барабан / А.А. Санников, И.И. Шомин. 2001130545; Заявл. 12.11.2001; Оpubл. 2002. Бюл. 18.