

На правах рукописи

ЧИМДЕ АНДРЕЙ ГЕННАДЬЕВИЧ



ВИБРАЦИОННОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ДИАГНОСТИРОВАНИЕ
ДИСКОВЫХ МЕЛЬНИЦ

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

Автореферат диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Екатеринбург-2004

Работа выполнена в Уральском государственном
лесотехническом университете

Научный руководитель доктор технических наук,
профессор Санников Александр
Александрович

Официальные оппоненты: доктор технических наук,
профессор Анкудинов Дмитрий
Тимофеевич

доктор технических наук,
профессор Комиссаров Анатолий
Петрович

Ведущая организация ОАО «Соликамскбумпром»,
г. Соликамск

Защита состоится 24 декабря 2004 г. в 13-00 на заседании диссертационно-
го совета Д 212.281.02 в Уральском государственном лесотехническом
университете, 620100, г. Екатеринбург, ул. Сибирский тракт, 37, ауд. 1-401

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Уральского государст-
венного лесотехнического университета.

Автореферат разослан 23 ноября 2004 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета



Н.В. Кузубина

Подп. в печать 18.11.2004 г. Объем 1 п.л. Заказ № 605 Тираж 100
Уральский государственный лесотехнический университет
620100, Екатеринбург, Сибирский тракт, 37.
Отдел оперативной полиграфии

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы.

В целлюлозно-бумажной промышленности выпуск волокнистых ма-
териалов непрерывно увеличивается с ростом экономических показателей
всей отрасли. Основным фактором, влияющим на качество волокнистых
материалов, является их размол. Наибольшее распространение среди раз-
малывающих машин получили дисковые мельницы (МД). МД предназна-
чены для размолки волокнистых материалов, щепы, целлюлозы, бумажной
массы, домола отходов сортирования древесной массы. Основными пре-
имуществами МД являются: меньший удельный расход энергии на размол,
чем у конических мельниц; простота обслуживания и замены гарнитуры;
возможность достижения требуемой точности обработки размалывающих
поверхностей; широкая область применения.

Тенденции развития древесно-массного производства таковы, что
предприятия стремятся сокращать содержание в бумажной массе целлюло-
зы и дефибрерной древесной массы и увеличивать содержание размалы-
ваемой массы, производимой из щепы. МД являются основными агрегата-
ми, входящими в состав поточных линий производства целлюлозы, дре-
весной массы из щепы, бумаги и картона и роль их возрастает. Отказ МД и
простой приводят к значительному экономическому ущербу.

Увеличение мощности с одновременным снижением металлоемкости
МД приводят к увеличению виброактивности машин. Вибрация отрица-
тельно воздействует на МД и на поддерживающую конструкцию, снижая
выносливость и долговечность составных частей. Одним из путей совер-
шенствования конструкции и снижения затрат на эксплуатацию МД явля-
ются вибрационные проектирование и диагностирование мельниц. При
вибрационном проектировании разрабатываются оптимальные режимы
работы и конструктивные решения, способствующие снижению виброак-
тивности МД. Внедрение в производство вибрационной диагностики спо-
собствует снижению затрат на техническое обслуживание и ремонт, со-
кращению плановых и неплановых простоев и, в целом, – повышению эф-
фективности работы МД.

Целью диссертационной работы является повышение эффектив-
ности работы МД путем их виброзащиты и вибродиагностики на основе тео-
ретических и экспериментальных исследований их вибрации. Для дости-
жения поставленной цели решаются следующие задачи:

разработка динамической модели наиболее распространенного типа
МД;

теоретические и экспериментальные исследования виброакустиче-
ских процессов в мельницах;

разработка методов и технических решений по виброзащите и виб-
родиагностике МД.

Научная библиотека
УГЛТУ
г. Екатеринбург

Таким образом, решение перечисленных задач является актуальным.

Методика исследований. Моделирование и исследование колебаний МД произведено на основе конечно-элементного метода моделирования динамических процессов, теории колебаний, основных положений динамики машин и сооружений. Обработка результатов теоретических и экспериментальных исследований выполнена на ЭВМ и электронном микропроцессорного прибора для обработки данных с использованием стандартных программ.

Научная новизна работы.

Моделирование и исследование колебаний основных элементов МД (ротора и статора). На основе конечно-элементного метода произведен модальный и частотный анализ элементов при случайном и детерминированном воздействиях. Исследованы методы виброзащиты МД.

Разработана и освоена методика экспериментального исследования колебаний конструктивных элементов МД на основе многофункционального аналогово-цифрового преобразователя Handyscope 3 и персонального компьютера типа Notebook с программным обеспечением. Выявлены структурные параметры технического состояния подшипников, муфт, электродвигателей и гарнитуры МД и определены их диагностические признаки. Уточнены нормативные параметры вибрации и отклонений дисков ротора и статора МД при перекосе.

На защиту выносятся методы вибрационного проектирования, виброзащиты МД и их фундаментов, а также вибрационного диагностирования МД.

Достоверность основных положений и рекомендаций подтверждена сходимостью экспериментальных результатов и теоретических положений; хорошим совпадением характера распределения амплитуд виброускорения откликов модели и спектров экспериментальных исследований на собственных частотах; использованием современных средств измерения и анализа вибрации, а также использованием разработанного математического аппарата.

Практическая ценность работы заключается в том, что разработанные методы вибрационного проектирования и диагностирования позволяют решить научно-техническую задачу повышения эффективности МД. В частности приведены зависимости для расчета динамических нагрузок на междуэтажные перекрытия при групповом воздействии МД. Разработаны рекомендации по виброизоляции и динамическому виброгашению МД. Новый подход к решению проблем вибрационного проектирования оборудования ЦБП с использованием современных вычислительных программ позволяет более точно и в кратчайшие сроки провести детальное исследование динамических моделей. Предложен и использован принципиально новый виброизмерительный комплекс.

Реализация результатов работы заключается в использовании методов диагностирования оборудования на ОАО «Соликамскбумпром» (г. Соликамск), а также в учебном процессе, курсовом и дипломном проектировании, в курсе «Оборудование производства бумажной массы».

Апробация работы. Основные положения диссертационной работы доложены на межгосударственном научно-техническом семинаре «Виброакустические процессы в технологиях, оборудовании и сооружениях лесопромышленного комплекса» 23-25 ноября 1999 г. (УГЛТА, Екатеринбург); международном научно-техническом семинаре «Виброакустическое проектирование и вибрационная диагностика машин, оборудования и сооружений» (УГЛТУ, Екатеринбург, 2002); научно-технической конференции «Динамика, виброзащита и борьба с шумом оборудования лесного комплекса» посвященной памяти проф. М.П. Чижевского (УГЛТУ, Екатеринбург, 2003); научно-технической конференции студентов и аспирантов (УГЛТУ, Екатеринбург, 2004); международной научно-технической конференции, посвященной 75-летию АЛТИ-АГТУ «Современная наука и образование в решении проблем экономики Европейского Севера» (АГТУ, Архангельск, 2004); международной научно-технической интернет-конференции «Лесной комплекс: состояние и перспективы развития» (БГИТА, Брянск, 2004).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 7 печатных работ.

Работа выполнялась в рамках госбюджетной темы по единому наряду заказу Минобразования РФ.

Объем и структура диссертации. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, заключения, списка использованной литературы и приложения. Она включает 164 стр., из них 105 стр. основного текста, 65 ил., 7 табл., 111 наименований использованных источников, в том числе 16 иностранных и приложение.

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 и постановка задачи

МД являются машинами с повышенной динамичностью и виброактивностью. В первом разделе проведен обзорный анализ работ по вибрации МД и агрегатов подобного МД. Приведена классификация МД и размалявающей гарнитуры и устройство наиболее распространенных одно-

дисковых МД с консольным расположением диска на примере МД-2Ш6. Проведен анализ современных представлений о процессе размола и тенденций развития геометрии гарнитуры. Различные аспекты теории размола расмаривались В.Н. Гончаровым, Е.Е. Савитским, Ю.Д. Алашкевичем, В.Ф. Пашиным и др. Последние и значимые для развития теории размола публикации в иностранной прессе принадлежат К. Kure, E. Hakonen и S. Ruottu. Активные научные исследования в области оптимизации размола узла МД проводятся в ряде научно-исследовательских организаций США, Канады и Финляндии.

По исследованию вибрации, виброзащите и диагностике МД опубликовано достаточно работ, значительное количество из которых принадлежат ученым Уральского лесотехнического института (УЛТИ-УГЛТА-УГЛТУ). Наиболее фундаментальной в области вибрации МД является работа С.Н. Вихарева. Вопросам виброзащиты и диагностики однороторных агрегатов подобных МД посвящено множество книг и статей. Обобщение многих работ изложено в справочниках и монографиях.

Исходя из проведенного анализа литературных источников, с учетом поставленной цели исследования, в настоящей работе решаются следующие задачи:

- разработка динамической модели наиболее распространенных однодисковых МД с консольным расположением ротора;
- теоретические и экспериментальные исследования виброакустических процессов в мельницах;
- разработка методов и технических решений по виброзащите и вибродиагностике МД.

2. Разработка численного метода моделирования динамики дисковых мельниц

Основопологающим этапом идентификации динамических процессов, решения задач виброзащиты и диагностики МД является разработка динамической модели с целью исследования основных закономерностей колебаний элементов агрегата. Раздел посвящен разработке и исследованию динамической модели основных элементов (статора и ротора) однодисковых МД с консольным расположением ротора, на основе конечно-элементного метода с учетом их упругости и упругой податливости волокнистой прослойки.

В любой динамической модели, в том числе в рассматриваемой, важнейшей составной частью являются динамические воздействия, генерирующие вибрацию. Динамические воздействия, возникающие в камере размола МД, разделяются на периодические и случайные составляющие. Периодические воздействия волокнистой прослойки обусловлены локальными пульсациями давления и сил резания, а случайная составляющая не-

равномерностью по времени физических свойств размалываемого материала и характером импульсов гидродинамического давления процесса размола.

Основные элементы МД ротор и статор при динамических воздействиях со стороны камеры размола совершают поступательно-вращательные колебания в трех взаимно перпендикулярных направлениях. Ротор и статор, как упругие тела, испытывают три основных вида деформации – изгибные, продольные и поперечные.

В разделе разработана методика определения коэффициентов жесткости анизотропных подшипниковых опор, а также контакта статора и корпуса МД. Предложена методика определения упругоподатливых характеристик волокнистой прослойки с переменными коэффициентами жесткости различных участков по радиусу камеры размола.

В методе конечных элементов динамическая модель разбивается на однотипные элементы, числом которых достигается приближение к исходной системе. Ротор и статор в предложенной модели представляются в виде трехмерных твердотельных конечных элементов с восемью узлами, имеющими три степени свободы в каждом узле. Подшипниковые опоры, свойства волокнистой прослойки и контакта статора с корпусом МД представляются в виде конечных элементов с двумя узлами с одной степенью свободы для каждого. Данный конечный элемент состоит из параллельно соединенных демфера и пружины и обладает свойствами упругих и неупругих сопротивлений.

Движение динамической системы описывается уравнением Лагранжа второго рода, трансформацией этого уравнения в МКЭ является уравнение:

$$[M]\{\ddot{q}\} + [B]\{\dot{q}\} + [C]\{q\} = \{F(t)\}, \quad (1)$$

где $[M]$, $[B]$ и $[C]$ – матрицы масс, демпфирования и жесткости системы; $\{q\}$, $\{\dot{q}\}$ и $\{\ddot{q}\}$ – векторы перемещений узлов и их производные; $\{F(t)\}$ – обобщенные силы.

Решение данного уравнения ищется в виде $q = \bar{q}(\cos \omega t + i \sin \omega t)$.

Процедура создания и расчета модели включает построение модели, приложение нагрузок, граничных условий, получение и анализ результатов.

Основным результатом моделирования является определение форм и собственных частот колебаний конструкции в результате модального анализа, построение амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) в результате анализа на гармоническое воздействие и построение отклика от случайного воздействия в виде спектральной плотности мощности (PSD). Решения модели определялись на отрезке от 0 до 5000 Гц, для захвата области интересующих собственных частот. Нагрузки прикладывались на узлы конечных элементов внутренних граней статора и ротора зоны размола в

осевом направлении при гармоническом анализе в виде единичных распределенных сил, эквивалентных сосредоточенной нагрузке 1Н , а при спектральном анализе – в виде PSD единичных распределенных сил эквивалентных сосредоточенной нагрузке $1\text{Н}^2/\text{Гц}$. При возбуждении единичными нагрузками отклики модели являются передаточными функциями.

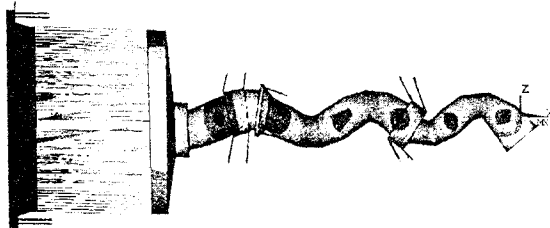


Рис. 1. Изгибная форма свободных колебаний системы на собственной частоте 3436 Гц

При модальном анализе определены частоты и формы собственных колебаний модели МД на жестких и упругоподатливых опорах. На интервале от 0 до 5000 Гц система имеет 94 собственные частоты при упругоподатливых опорах и 62 частоты при жестких опорах. Одна из характерных мод изгибных колебаний системы на упругоподатливых опорах приведена на рис. 1. Рассчитанные собственные частоты колебаний по модам разделяются на 7 видов (табл. 1).

Таблица 1

Виды собственных форм колебаний модели МД

№	Вид колебаний	Количество рассчитанных мод колебаний	
		упругоподатливые опоры	жесткие опоры
1	изгибные ротора	22	18
2	осевые ротора	7	6
3	крутильные ротора	4	4
4	изгибные диска ротора	14	16
5	изгибные статора	40	14
6	осевые статора	5	3
7	крутильные статора	2	1
	ВСЕГО	94	62

На основе полученных решений модального анализа сделан вывод, что введение упругой податливости подшипниковых опор и контакта статора с корпусом МД приводит к понижению собственных частот изгибных и осевых колебаний конструкции, к повышению собственных частот крутильных колебаний ротора. Упругая податливость статора существенно увеличивает количество форм его изгибных колебаний.

При гармоническом анализе построены передаточные функции виброперемещений, в виде АЧХ, для характерных узлов модели и выявлены закономерности распределения амплитуд отклика на собственных частотах. Уравнение решения представляет собой для этого анализа специальный случай общего уравнения движения (1), в котором вынуждающая сила $\{F(t)\}$ является синусоидальной функцией времени с известной амплитудой F_a , частотой ω и фазовым углом β :

$$\{F(t)\} = \{F_a (\cos(\omega t + \beta) + i \sin(\omega t + \beta))\}. \quad (2)$$

Анализ АЧХ узлов конечных элементов модели показывает, что при возбуждении гармонической нагрузкой в осевом направлении, отклики узлов в осевом, вертикальном и горизонтальном направлениях содержат ярко выраженные пики амплитуд мод собственных осевых колебаний статора и ротора модели на частотах:

ротора 193.83, 878.37, 1511.5, 2799.8, 3792.7, 4550.8, 4986.1 Гц;
статора 463.75, 1219.7, 2277.7, 3187.2, 3939.5 Гц.

В некоторых узлах статора проявляются собственные частоты изгибных колебаний статора, но вклад их незначителен. На рис.2а в качестве примера приведена передаточная функция отклика приводного подшипника ротора модели, где максимальные пики амплитуд находятся в низкочастотной области и с увеличением частоты их уровень снижается, что характерно, в целом, для всех узлов модели.

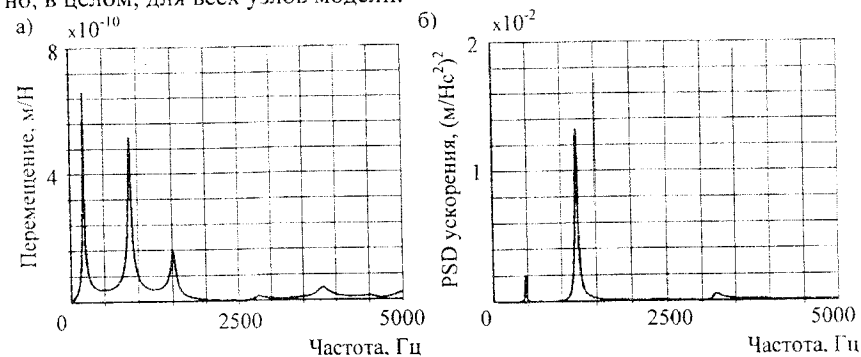


Рис. 2. Передаточные функции модели в осевом направлении:

- а) АЧХ перемещения приводного подшипника ротора МД;
б) PSD ускорения внешнего кольца статора МД.

При спектральном анализе построены отклики PSD виброперемещения и виброускорения наиболее характерных узлов конструкции и определены закономерности распределения мощности вибрации по собственным частотам модели. Спектральный анализ проводился, как и предыдущие анализы, на отрезке от 0 до 5000 Гц. Воздействие описывалось в виде бе-

лого шума на всем частотном диапазоне. На рис.26 в качестве примера приведена передаточная функция отклика внешнего кольца статора МД.

Разработанная конечно-элементная модель позволила определить свободные и вынужденные колебания МД, что необходимо при разработке методов их виброзащиты и вибродиагностики.

3. Экспериментальные исследования параметров вибрации и вибрационное диагностирование дисковых мельниц

Экспериментальные исследования проводились с целью определения источников возбуждения вибрации МД и подтверждения достоверности модели и основных положений работы, изложенных в теоретической части. Параметры вибрации исследовались в производственных условиях предприятия ОАО «Соликамскбумпром» на дисковых мельницах рафинерного узла древесно-массного производства и рафинерах узла ТММ. В разделе приведены методика и результаты экспериментальных исследований вибрации МД при установившемся режиме работы, а также отражены методы и средства диагностирования.

Для измерения и анализа вибрации предложен и использовался мощный двухканальный виброизмерительный комплекс (рис.3) на основе следующей аппаратуры:

электронного микропроцессорного прибора Handyscope 3 фирмы «TiePie engineering» предназначенный для преобразования аналогового электрического сигнала в цифровой вид с последующей обработкой при помощи алгоритма быстрого преобразования Фурье в спектральный вид;

измерителей шума и вибрации ВШВ-003 отечественного производства с предусилителями ПМ-3 и вибропреобразователями ДН-3, ДН-13;

персонального компьютера Notebook «Brava-4115COMBO» на основе процессора Pentium 4-2800C/800 с установленным программным обеспечением Handyscope 3 версии для операционных систем Windows 98/ME/2000/XP.

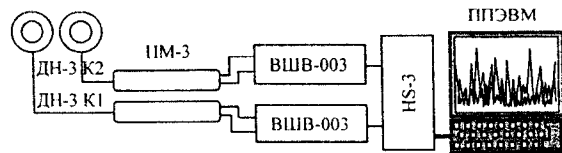


Рис.3. Схема виброизмерительного комплекса

Основой виброизмерительного комплекса является мощный многофункциональный прибор Handyscope 3, имеющий два канала, двенадцать разрядов с частотой оцифровки 5 млн. выборков в секунду, количество линий может составлять от 32 до 32768, при этом верхний предел диапазона частот составляет до 5 МГц. Кроме высокой разрешающей способности, что ставит данный комплекс в один ряд с самыми современными виброанализирующими комплексами, предусмотрена запись полученных данных

в цифровом формате, что позволяет обрабатывать данные в других специализированных математических программах.

Для подтверждения основных теоретических концепций и диагностирования МД замеры вибрации снимались со всех дисковых мельниц рафинерного узла древесно-массного производства ОАО «Соликамскбумпром», работающих на момент проведения экспериментов в технологическом потоке производства, а именно две МД-4Ш6, две МДС-33, МД-2Ш6. Кроме этого измерения проводились на рафинере TWIN 66 первой ступени ТММ и рафинере второй ступени TWIN 60 производства фирмы «Andritz». Также измерялась вибрация мельницы «Спраут-Вальдрен», работающей на домоле целлюлозы в составе системы массоподвода бумагоделательных машин.

Измерялись спектры виброускорения для выявления частотного состава и временные зависимости для проверки процесса на стационарность. Спектры измерялись в частотном диапазоне от 0 до 5000 Гц, при этом шаг дискретизации составлял 2,44 Гц и 1,22 Гц, что достаточно для выявления наименьших модулируемых частотных компонент. Для исключения ложных частот применялось окно Хамминга.

Собственная частота колебаний гарнитуры измерялась по временной зависимости вибрационного сигнала гарнитуры Р-1000-002, установленной на статор МД-3Ш7, возбуждаемой ударом специального обрезиненного молотка. В этом случае шаг дискретизации вибрационного сигнала составлял 10^{-5} сек. Полученные данные обрабатывались по разработанной методике, которая пригодна для исследования и других агрегатов.

В спектре вибрации измеряемых точек МД наблюдаются три компонента: периодические составляющие и их гармоники, вызванные дефектами и отклонениями механической части; собственные частоты различных узлов МД во всем диапазоне, а также шумовая компонента. Спектр виброускорения содержит множество собственных частот различных узлов МД и чем ближе к точке измерения находится узел, тем лучше проявляется его собственная частота. Каждая из компонент возбуждающих гармонических сил может совпасть с собственными частотами отдельных узлов машин, что приводит к резкому росту величины вибрации на этой частоте. Случайные воздействия не имеют строго фиксированной частоты, а энергия колебаний расположена в широком частотном диапазоне. При этом происходит возбуждение колебания конструкции на собственных частотах.

На рис.4 приведен для примера спектр вибрации внешнего кольца статора мельницы МД-2Ш6. Из рисунка видно проявление собственных частот осевых колебаний статора на частотах совпадающих с шестой, четырнадцатой и тридцать пятой гармоническими составляющими секторной частоты f_c , определяемой по формуле:

$$f_c = f_{06} \cdot i \cdot j, \quad (3)$$

где f_{06} – частота вращения ротора МД, Гц;

i – количество сегментов гарнитуры на диске ротора или статора;
 j – количество секторов с одинаковым рисунком на сегменте гарнитуры.

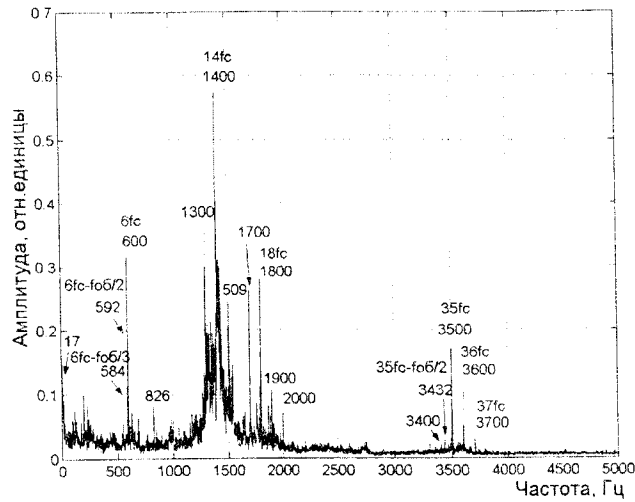


Рис. 4. Спектр виброускорения статора в точке на внешнем кольце в осевом направлении МД-2Ш6

Спектр содержит множество гармоник секторной частоты, частоты вращения, вокруг резонансных частот наблюдаются боковые частоты, отличающиеся на оборотную частоту и субгармоники оборотной частоты ($1/2$, $1/3 f_{об}$). Спектр также содержит собственные частоты, но распределение амплитуды между ними раз-

ное. Вторая собственная частота осевых колебаний статора выше, чем первая (600 и 1400 Гц), это распределение подтверждается результатами моделирования распределения PSD на внешнем кольце статора МД-2Ш6 (рис.2б).

В разделе выявлены структурные параметры технического состояния (дефекты) подшипников, муфт, электродвигателей и гарнитуры МД и определены их диагностические признаки. Основными дефектами гарнитуры являются: зазубренность, износ, выщербление, скругление ножей гарнитуры, кавитационный износ, коррозия. Дефекты, вызывающие пульсацию давления в камере размола (отклонения сегментов, зазубренность и сильный износ ножей гарнитуры) возбуждают колебания в высокочастотной области на собственных частотах узлов, расположенных близко к источнику возбуждения. Признаками появления и развития этих дефектов являются повышение уровня периодических составляющих гармоник секторной частоты в высокочастотной области и появление множества боковых частот, отличающихся на оборотную частоту, и ее низшие гармоники.

В результате экспериментальных исследований установлено, что основными частотами возбуждающих колебания сил являются секторные и оборотные частоты МД. В спектрах четко проявляются собственные час-

тоты колебаний различных узлов МД, модулируемых оборотными и секторными частотами гарнитуры мельниц, а также комбинационные частоты.

Процессы в камере размола являются мощными источниками возбуждения вибрации МД, существенно превышающих по мощности вибрацию от дефектов подшипников, муфт и других узлов. Поэтому диагностику подшипников, роторов и муфт МД, необходимо проводить на холостом ходу мельниц, а также проводить измерения вибрации в непосредственной близости от диагностируемого узла. Достоверность диагностирования резко увеличивается, если кроме спектров низко- и среднечастотной вибрации корпуса машины и подшипниковых узлов измерять спектры огибающей вибрационного сигнала. В этом случае по данным анализа подшипниковых составляющих вибрации и вибрации на частотах, кратных частоте вращения, можно значительно точнее определять величину дефекта.

4. Виброзащита и вибрационное проектирование дисковых мельниц

Под виброзащитой МД понимается комплекс мероприятий, направленных на уменьшение параметров вибрации МД и поддерживающих ее конструкций. Методами виброзащиты МД являются: виброизоляция, динамическое виброгашение, уравнивание ротора, вибродемпфирование, изменение конструктивных элементов и поддержание машины в исправном состоянии. В разделе рассматриваются уравнивание роторов МД, групповое воздействие МД на поддерживающую конструкцию, приводятся нормы вибрации при моментной неуравновешенности, исследуется возможность виброизоляции и динамического виброгашения МД.

Неуравновешенность роторов МД состоит из механической, гидравлической и гидродинамической составляющих. Основной является механическая неуравновешенность. Механическая и гидродинамическая неуравновешенности проявляются на гармониках оборотной частоты, а гидравлическая – на частоте, меньшей оборотной. Чем выше концентрация и чем выше содержание пара в массе, тем выше вклад гидродинамической неуравновешенности.

Вибрация является интегральным количественным показателем качества конструкции, изготовления, монтажа оборудования и технического состояния его составных частей при эксплуатации. Нормирование вибрации заключается в установлении допустимых параметров вибрации, т.е. таких параметров, ниже которых есть уверенность, что машина находится в работоспособном состоянии. Качество и состояние оборудования определяются путем сопоставления измеренных параметров вибрации с допустимыми значениями. В разделе уточнены нормы среднеквадратического значения виброскорости вибрации подшипников МД согласно новейшим стандартам ИСО.

Повышенная вибрация дисков в камере размола приводит к повышенному и неравномерному износу гарнитуры, что влияет на ее долговечность и на качество вырабатываемой продукции. Поэтому требуется обоснование нормируемых параметров вибрации и уточнение границ зон, характеризующих техническое состояние размольной камеры МД. Основными критериями при нормировании вибрации МД являются: нагруженность, прочность конструкции МД и параметры технологического процесса. Нормативное отклонение диска ротора необходимо определять исходя из технологического критерия. Предельный перекокс поверхности диска не должен превышать диаметр волокна, что принимается за граничное значение между зонами А и В состояний в соответствии с требованиями ГОСТ ИСО 10816-1-97. Остальные граничные значения принимаются отличающимися в 2,5 раза, что соответствует практике нормирования вибрации.

Часто МД устанавливаются в поточные линии на междуэтажные перекрытия цехов. В этом случае источниками вибрации междуэтажных перекрытий является групповое динамическое воздействие всех МД. Для привода МД, как правило, используются синхронные электродвигатели. Нередко на производстве устанавливаются МД с одной скоростью вращения ротора. Источником вибрации междуэтажных перекрытий при групповой установке МД является интегральное динамическое воздействие всех МД. В разделе предложены зависимости для расчета динамических нагрузок на междуэтажные перекрытия при групповом воздействии.

МД совместно с электродвигателями устанавливаются на фундаментные блоки, опирающиеся на междуэтажные перекрытия производственных зданий, или устанавливаются на массивные фундаменты. Фундаментные блоки рафинеров устанавливаются часто на виброизоляторах. Виброизолированная конструкция работает в резонансном режиме. К рафинерам подводятся трубопроводы различного назначения, поэтому необходимо проводить виброизоляцию МД совместно с мероприятиями по уменьшению вибрации виброизолированной конструкции. Виброизоляцией достигается два результата: уменьшение динамических нагрузок на поддерживающие конструкции и снижение параметров вибрации самой машины. В разделе рассматриваются решения обеих задач виброизоляции.

Для уменьшения вибрации виброизолированного блока совместно с МД возможно применение динамических гасителей. Возможность их применения обуславливается тем, что синхронный электропривод обеспечивает постоянную частоту вращения ротора МД. Динамические гасители представляют собой массы металлические или бетонные, опирающиеся на виброизолированный блок через упругие элементы таким образом, чтобы собственная частота колебаний этих масс гасителей совпадала с частотой вращения МД. Суммарная масса всех гасителей принимается в пределах $5-10\%$ от массы виброизолированного блока с МД. При применении ди-

намических гасителей, симметрично расположенных относительно оси мельницы, гашение происходит не только вертикальных, но и поворотных колебаний относительно оси проходящей через центр масс.

В разделе приведены формулы для определения собственных частот вертикальных и горизонтально-поворотных колебаний виброизолированного блока. Произведено моделирование и исследование вертикальных и горизонтально-поворотных колебаний виброизолированного фундаментного блока совместно с МД и динамическими гасителями вертикального типа применительно к рафинеру TWIN 66 ОАО «Соликамскбумпром». Исследования моделей проводилось при различной степени демпфирования и частотных отношениях.

Демпфирование гасителей вносит в динамическую систему существенное влияние. Наиболее эффективно применение гасителей для МД с синхронным электроприводом с минимальным демпфированием, что позволяет устанавливать гасители без специальных демпфирующих устройств. При большом демпфировании (коэффициент усиления колебаний при резонансе равен $H_{pr}=5$, частотное отношение $\eta=0,9$) снижение уровня колебаний наблюдается в 2,7 раза, при меньшем ($H_{pr}=20$) – уже в 10 раз (рис.5).

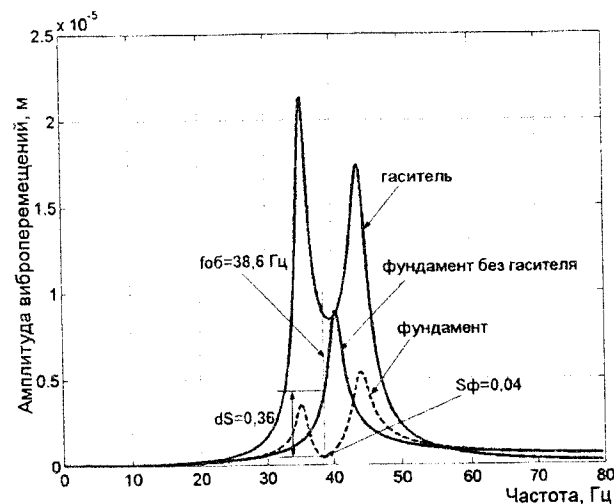


Рис. 5. АЧХ вертикальных колебаний системы при $\eta=0,9$ и $H_{pr}=20$

Применение динамических гасителей виброизолированных МД не эффективно. Наибольший эффект гашения колебаний фундамента МД достигается без виброизоляции при настройке гасителей на резонансные и около-резонансные частоты колебаний.

Целесообразно применение гасителей, когда при проектировании конструкций

не удастся уйти от резонансных и около-резонансных колебаний при установке МД на междуэтажные перекрытия, а также, когда при эксплуатации, из-за смены режима работы, появления дефектов и т.д., появляются резонансные колебания.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. МД являются машинами с повышенной динамичностью и виброактивностью. С целью разработки методов диагностики и виброзащиты МД произведено моделирование и исследование колебаний основных элементов МД ротора и статора на основе конечно-элементного метода, произведен модальный и частотный анализ при случайном и детерминированном воздействиях.

2. При модальном анализе определены собственные частоты и формы колебаний системы. Показано, что введение упругой податливости подшипниковых опор и контакта статора с корпусом МД приводит к понижению собственных частот изгибных и осевых колебаний конструкции, к повышению собственных частот крутильных колебаний ротора.

3. Построены передаточные функции для характерных узлов модели откликов спектральной плотности виброперемещения и виброускорения при случайном возбуждении и откликов виброперемещения при детерминированном воздействии. Выявлены закономерности распределения амплитуд откликов вибрации по собственным частотам модели.

4. Предложен и освоено мощный двухканальный виброизмерительный комплекс на основе двух измерителей вибрации ВШВ-003, многофункционального аналого-цифрового преобразователя Handyscope 3 и ПЭВМ типа Notebook с программой обработки данных при помощи быстрого преобразования Фурье. Разработана методика экспериментального определения собственных частот и вынужденных колебаний конструктивных элементов МД, которая пригодна для исследования других агрегатов.

5. Процессы в камере размола являются мощными источниками возбуждения вибрации МД, существенно превышающих по мощности вибрацию от дефектов подшипников, муфт и других узлов. Установлено, что основными частотами возбуждающих колебания сил являются секторные и оборотные частоты МД. В спектрах четко проявляются собственные частоты колебаний различных узлов МД, модулируемые оборотными и секторными частотами гарнитуры мельниц, а также комбинационные частоты.

6. Выявлены структурные параметры технического состояния подшипников, муфт, электродвигателей и гарнитуры МД и определены их диагностические признаки.

7. Неуравновешенность роторов МД состоит из механической, гидравлической и гидродинамической составляющих. Основной является механическая неуравновешенность. Механическая и гидродинамическая неуравновешенности проявляются на гармониках оборотной частоты, а гидравлическая – на частоте, меньшей оборотной. Чем выше концентрация и чем выше содержание пара в массе, тем выше вклад гидродинамической неуравновешенности.

8. Уточнены нормы среднеквадратического значения виброскорости вибрации подшипников МД согласно новейшим стандартам ИСО. Определены нормы отклонений дисков ротора и статора МД при перекосе с учетом граничных зон состояний и градации МД по размерам диска ротора. Основным и определяющим критерием при обосновании норм является влияние отклонений дисков на технологический процесс.

9. Приведены зависимости для расчета динамических нагрузок на междуэтажные перекрытия при групповом воздействии МД.

10. Произведено моделирование и исследование вертикальных и горизонтально-поворотных колебаний виброизолированного фундаментного блока совместно с МД и динамическими гасителями вертикального типа. Симметричное расположение вертикальных гасителей позволяет гасить колебания МД не только в вертикальном направлении, но и горизонтально-поворотные колебания. Наибольший эффект гашения колебаний достигается при настройке гасителей на резонансные и околорезонансные частоты колебаний при минимальном демпфировании.

Основные положения диссертации опубликованы в работах:

1. Чимде А.Г., Бровин Н.А. Моделирование вибрационных процессов однороторных машин // Вибрация. Шум. Вибродиагностика: Матер. Межгос. науч.-техн. семинара «Виброакустические процессы в технологиях, оборудовании и сооружениях лесопромышленного комплекса». 23-25 ноября 1999 г. / Урал. гос. лесотехн. акад. Екатеринбург, 2000. – С. 87-95.

2. Исследование методов виброакустического проектирования машин, оборудования и сооружений отраслей лесопромышленного комплекса: Отчет о НИР / Уральск. лесотехн. ун-т; руководитель В.Н. Старжинский, отв. исполнитель А.А. Санников. – ГР 01970002539; Инв. 03200205285. – Екатеринбург, 2001. – 168 с.

3. Чимде А.Г., Санников А.А. Динамические процессы в дисковых мельницах // Материалы научно-технической конференции студентов и аспирантов: материалы научн.-техн. конф. / Урал. гос. лесотехн. ун-т. Екатеринбург, 2004. – С. 210-211.

4. Чимде А.Г. Частотный состав вибрации размольного узла дисковых мельниц // Материалы международной научно-технической конференции, посвященной 75-летию АЛТИ-АГТУ, том 1 «Современная наука и образование в решении проблем экономики Европейского Севера» / Издательство АГТУ. Архангельск, 2004. – С. 326-327.

5. Чимде А.Г. Опыт определения собственных частот колебаний гарнитуры дисковых мельниц // Материалы международной научно-технической конференции, посвященной 75-летию АЛТИ-АГТУ, том 1

«Современная наука и образование в решении проблем экономики Европейского Севера» / Издательство АГТУ. Архангельск, 2004. – С. 328.

6. Чимде А.Г. Виброзащита дисковых мельниц при производстве древесноволокнистых материалов // Актуальные проблемы лесного комплекса: Сб. науч. тр., вып. 9. Брянск, БГИТА, 2004. – С. 171-172.

7. Тойбич С.В., Чимде А.Г. Виброизмерительный аппаратно-программный комплекс // Практика приборостроения. Екатеринбург, 2004. – №3. – С. 84-87.

Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью организации, просим направлять по адресу: 620100, г. Екатеринбург, ул. Сибирский тракт, 37, УГЛТУ, ученому секретарю диссертационного совета.
Тел.: (343) 261-67-05, факс: (343) 261-67-05, e-mail: bsovet@usfeu.ru